ISBN 978-83-65593-27-6



KOMTECH 2021

# KOMTECH - Innowacyjne Techniki i Technologie w Dobie Zielonej Transformacji

Instytut Techniki Górniczej





Monografia zbiorowa

## KOMTECH - Innowacyjne Techniki i Technologie w Dobie Zielonej Transformacji

Gliwice, 2021

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)



#### Redakcja naukowa:

dr hab. inż. Dariusz Prostański, prof. ITG KOMAG dr inż. Bartosz Polnik

Recenzenci (w kolejności alfabetycznej):

dr inż. Daniel Adamecki dr inż. Szymon Molski dr hab. inż. Ryszard Błażej, prof. PWr dr hab. inż. Janusz Narkiewicz, prof. PW dr inż. Sergiusz Boron dr hab. inż. Grzegorz Nowak, prof. PŚ prof. dr hab. inż. Marek Brzeżański dr inż. Andrzej Nowrot dr hab. inż. Piotr Cheluszka, prof. PŚ dr inż. Daniel Pawelus dr inż. Wojciech Grzegorzek dr inż. Tomasz Pindel dr inż. Barbara Hefczyc dr inż. Joanna Rogala-Rojek dr inż. Tomasz Janoszek dr hab. inż. Leokadia Róg, prof. GIG dr inż. Dariusz Jasiulek dr inż. Marcin Skóra prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz dr inż. Kamil Szewerda dr inż. Rafał Kluz dr inż. Zbigniew Szkudlarek dr hab. inż. Krzysztof Kotwica, prof. AGH dr inż. Dawid Szurgacz dr inż. Wojciech Kraszewski dr hab. inż. Stanisław Szweda, prof. ITG KOMAG dr inż. Marcin Krause dr inż. Jarosław Tokarczyk prof. dr hab. inż. Andrzej Tytko dr hab. inż. Robert Król, prof. PWr prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński dr hab. inż. Andrzej Norbert Wieczorek, prof. PŚ dr inż. Marcin Małachowski

#### Redaktorzy techniczni:

mgr inż. Marzena Pabian-Macina mgr inż. Bogna Kolasińska

#### Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG



#### **WPROWADZENIE**

Szanowni Państwo,

W tegorocznej monografii z cyklu KOMTECH mamy przyjemność zaprezentować szereg treści związanych z nowoczesnymi technikami i technologiami dla górnictwa w zakresie obudów zmechanizowanych, transportu pionowego i poziomego, a także rozwiązań poprawiających bezpieczeństwo pracy w górnictwie. W monografii zaprezentowano także rozwiązania spoza górnictwa, które pokazują nowatorskie i innowacyjne podejście do rozwiązywania problemów technicznych.

Proces ograniczania wykorzystania paliw kopalnych, a w szczególności węgla kamiennego związany jest z nieuchronnym procesem restrukturyzacji górnictwa, co wiąże się z poprawą efektywności, ale też ze zmniejszaniem liczby frontów wydobywczych. W całym tym procesie nieodzownym elementem jest utrzymywanie wysokiego poziomu bezpieczeństwa, a także wprowadzanie innowacyjnych rozwiązań obniżających koszty wydobycia węgla.

Ściany wydobywcze są jednym z najważniejszych, ale też najmniej bezpiecznych miejsc biorących udział w procesie wydobywania węgla, w których główną rolę bezpieczeństwa odgrywają sekcje obudów ścianowych. Z jednej strony bardzo istotne w nowych konstrukcjach jest zmniejszanie masy sekcji obudów zmechanizowanych z uwagi na cenę i problemy transportowe, a z drugiej koniecznym wymogiem dla tego rodzaju konstrukcji jest ich wytrzymałość. Stosowane obecnie narzędzia umożliwiają szybkie i dokładne obliczenia takich konstrukcji, stając się przy okazji elementem wirtualnego prototypowania. Przykładem takiego podejścia jest opisana w szóstym rozdziale analiza wytrzymałościowa MES konstrukcji nadstawki spągnicy i jej wpływ na wytrzymałość spągnicy. W rozdziale drugim zaprezentowano zespół wypychacza sworzni leminiskatowych, który umożliwia łatwy i bezpieczny demontaż sworzni przy pracach konserwacyjnych lub demontażu obudowy w ścianie.

Bezawaryjny transport węgla przenośnikami taśmowymi zależy w dużej mierze od siły napięcia taśmy transportowej. W pierwszym rozdziale można zapoznać się z jednym z rozwiązań zapewniających według autorów dobór właściwej siły napięcia taśmy, gwarantującej niezakłóconą i optymalną pracę przenośnika. Bardzo ciekawą propozycją jest opisana w rozdziale czwartym koncepcja przejezdnego, modułowego przenośnika taśmowego, który jest dedykowany do systemów komorowo-filarowych lub krótkich przodków chodnikowych.

Kolejną niezwykle istotną kwestią jest bezpieczeństwo transportu kolejkami podwieszanymi. W rozdziale ósmym autorzy omawiają prawne uwarunkowania dopuszczania i stosowania wózków hamulcowych kolejek podwieszonych w wyrobiskach podziemnych zakładów górniczych, szczególnie przy wprowadzaniu do obrotu nowych rozwiązań.

W grupie innowacyjnych rozwiązań opisanych w piętnastym rozdziale monografii, znajduje się również akumulatorowa lokomotywa elektryczna o zmiennym rozstawie kół. Dla opracowanego kilka lat temu rozwiązania przedstawiono model symulacyjny do wyznaczania charakterystyk trakcyjnych dla różnych warunków stosowania. Kolejnym innowacyjnym rozwiązaniem, które zostało opisane w rozdziale dziewiątym jest opracowany w Instytucie KOMAG bateryjny układ zasilający zespół pompowy wozów strzelniczych. Jest to pierwsze tego typu rozwiązanie zastosowane w kopalniach KGHM, które umożliwia skrócenie czasu ładowania materiałów wybuchowych w przodku, eliminując stosowanie napędu diesla lub elektrycznego zasilania przewodowego zespołu pompowego.

Zupełnie inną grupą zagadnień są urządzenia szybowe, które stanowią najbardziej newralgiczną część w każdej kopalni głębinowej. W rozdziale trzecim opisano wyniki pomiarów zmian naprężeń



ramy kabiny i wybranych elementów zbrojenia szybowego instalacji dźwigowej zaimplementowanej w szybie górniczym "Regis" w Kopalni Soli Wieliczka. Dzięki przeprowadzonej analizie pomiarów konstrukcji ramy, elementów wsporczych i prowadników potwierdzono obserwacje ruchowe i niewielkie przyrosty naprężeń w ramie dźwigu, nawet pod maksymalnym obciążeniem. Innym zjawiskiem wpływającym na wyposażenie szybu jest ruch powietrza powodowany ruchem mijających się naczyń wyciągowych. W rozdziale dwunastym opisano symulację numeryczną CFD oraz przedstawiono analizę wyników. W rozdziale siódmym zaprezentowano zupełnie nowe rozwiązanie opracowane na potrzeby rewizji szybów, które umożliwia bezpieczne prowadzenie prac w obmurzu szybu.

Sprawy bezpieczeństwa wobec zapylenia powietrza i zagrożenia zapłonem metanu opisano w rozdziałach 10 i 11. Rozdział dziesiąty przedstawia innowacyjne rozwiązanie do redukcji pyłów zawieszonych w powietrzu, opracowane w ramach międzynarodowego projektu ROCD. Rozdział jedenasty prezentuje autorskie stanowisko badawcze do badania skuteczności niedopuszczania do zapłonu metanu przez instalacje zraszające kombajnów górniczych.

Zupełnie osobną grupę maszyn górniczych stanowią maszyny stosowane w górnictwie odkrywkowym. Podobnie jak w innych nowoczesnych rozwiązaniach i w tej grupie maszyn (rozdział czternasty) dokonywana jest optymalizacja algorytmów sterowania napędami oraz wymiany przekształtnikowych rozwiązań techniki analogowej prądu stałego na przemiennikową (falowniki) technikę cyfrową prądu przemiennego, przez co można uniknąć drgań układów napędowych, a w konsekwencji pękania konstrukcji.

Kolejowy transport węgla, w zależności od warunków atmosferycznych, może powodować pylenie węgla z wagonów, prowadząc do utraty masy całkowitej od 0,5 do 1,5%. Prowadzi to do znaczących strat kopalń w skali roku. W rozdziale siedemnastym opisano sposób zapobiegania takim ubytkom, poprzez zastosowanie systemów natryskujących wodę ze środkiem wiążącym pył na powierzchni węgla w wagonie.

Kolejnym istotnym problemem w kopalniach węgla są zanieczyszczenia maszyn i urządzeń wewnątrz ich konstrukcji. Zjawisko to może być najbardziej uciążliwe i szkodliwe w urządzeniach elektrycznych, których uszkodzenia mogą powodować znaczne straty ekonomiczne oraz niebezpieczeństwo porażenia podczas prac serwisowych. Rozwiązanie bezinwazyjnego czyszczenia suchym lodem przedstawia rozdział trzynasty.

Umiejętności projektowe inżynierów z branży górniczej są również wykorzystywane do projektowania innych maszyn i urządzeń do zastosowań w ciężkich warunkach terenowych. Jednym z takich przykładów jest wóz cementowy opisany w rozdziale piątym, który został zaprojektowany dla jednego z partnerów przemysłowych. Innym przykładem współpracy zespołów projektowych poza branżą górniczą jest przedsięwzięcie związanie z zaprojektowaniem wielolinowej wyciągarki szybowcowej z napędem bateryjnym (rozdział szesnasty). To przykład przeniesienia poza górnictwo doświadczeń zdobytych w Instytucie KOMAG w zakresie projektowania urządzeń bateryjnych.

Oddając w Państwa ręce niniejszą monografię składamy podziękowania autorom i recenzentom oraz wyrażamy nadzieję, że będzie to ciekawa lektura pogłębiająca doświadczenia oraz poszerzająca spojrzenie inżynierskie czytelników zainteresowanych innowacjami technicznymi.

dr hab. inż. Dariusz Prostański, prof. ITG KOMAG dr inż. Bartosz Polnik Redaktorzy naukowi monografii



## SPIS TREŚCI

1.	Nadążne napinanie taśmy w przenośnikach górniczych - dobór i rozwiązania konstrukcyjne1
2.	Zespół wypychacza sworzni lemniskatowych14
3.	Analiza wyników pomiarów zmian naprężeń ramy kabiny i wybranych elementów zbrojenia szybowego instalacji dźwigowej zaimplementowanej w szybie górniczym "Regis" w Kopalni Soli Wieliczka
4.	Koncepcja modułowego przejezdnego przenośnika taśmowego
5.	Projekt budowy samojezdnego transportera cementu wykorzystywanego w technologii stabilizacji masowej
6.	Analiza wytrzymałościowa MES konstrukcji nadstawki spągnicy i jej wpływ na wytrzymałość spągnicy
7.	Innowacyjne rozwiązanie naczynia wyciągowego do rewizji szybów66
8.	Prawne uwarunkowania dopuszczania i stosowania wózków hamulcowych kolejek podwieszonych w wyrobiskach podziemnych zakładów górniczych
9.	Nowe rozwiązanie akumulatorowego układu zasilającego dla samojezdnych wozów strzelniczych
10.	Zmniejszenie narażenia pracowników na pył w podziemnych kopalniach węgla
11.	Stanowisko badawcze do oceny skuteczności instalacji zraszania zabudowanych na kombajnach chodnikowych i ścianowych w zakresie gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu poprzez iskry
12.	Analiza ruchów powietrza w trakcie mijania się naczyń wyciągowych w aspekcie ich wpływu na zużycie zbrojenia szybowego, bezpieczeństwo i komfort jazdy
13.	Technologia czyszczenia elementów maszyn i urządzeń w warunkach górniczych z zastosowaniem suchych gazów
14.	Metody poprawy algorytmów sterowania systemów napędów maszyn górnictwa odkrywkowego
15.	Efektywność rekuperacji elektrycznej lokomotywy akumulatorowej "ELECTRA" ze zmiennym rozstawem
16.	Innowacyjne rozwiązanie wyciągarki szybowcowej z elektrycznym układem napędowym – pierwsze efekty realizacji projektu BATWINCH
17.	Koncepcja systemu zabezpieczania węgla w trakcie transportu kolejowego173
18.	Indeks autorów



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.1

# Nadążne napinanie taśmy w przenośnikach górniczych - dobór i rozwiązania konstrukcyjne

Waldemar Wójcicki – Famur S.A.

Michał Wójcicki – Famur S.A.

**Streszczenie:** W rozdziale omówiono podstawowe zależności doboru siły napinającej gwarantującej pracę napędu przenośnika taśmowego bez poślizgu między taśmą, a bębnem napędowym. Przedstawiono charakterystyki statyczne różnych układów napinających, wyznaczono wymagane siły dla podanych układów i określono wpływ sposobu napinania na trwałość taśmy. Omówiono wyznaczenie wymaganego przełożenia stacji nadążnych w długich przenośnikach taśmowych pracujących w wyrobiskach słabo nachylonych, gwarantujących zmniejszenie obciążeń taśmy we wszystkich stanach pracy przenośnika. Przedstawiono również przykłady rozwiązań stacji nadążnych pracujących obecnie w kopalniach podziemnych oraz ich zasady działania.

Słowa kluczowe: przenośnik taśmowy, układ napinający, górnictwo, stacja nadążna

#### Follow-up belt tensioning in mine conveyors - selection and design solutions

**Abstract:** The chapter discusses basic dependencies concerning the selection of the tensioning force that guarantees an operation of the belt conveyor drive without slippage between the belt and the driving drum. The static characteristics of various tensioning systems are presented, the required forces for the given systems are determined and the influence of the tensioning method on the belt durability is determined. The paper presents a determination of the required ratio of follow-up stations in long belt conveyors operating in low inclined galleries, ensuring a reduction of belt loads in all conveyor operating conditions. Examples of follow-up stations currently operating in underground mines and their principles of operation are also described.

Keywords: belt conveyor, tensioning system, mining, follow-up station

#### 1. Wprowadzenie

Poprawna praca napędu wymaga zapewnienia odpowiedniego napięcia taśmy w każdym stanie pracy przenośnika – w czasie rozruchu, pracy ustalonej i hamowania. Wymagana siła w taśmie zbiegającej z napędu rośnie proporcjonalnie do wartości siły napędzającej, jednak wartość ta nie może być niższa od określonej według innych kryteriów, głównie kryterium zwisu taśmy. Oznacza to, że napięcie wstępne taśmy powinno zagwarantować właściwe ugięcie taśmy między zestawami krążnikowymi na całej długości przenośnika dla obu pasm taśmy.

Optymalny układ napinający powinien zapewnić wartość napięcia nie mniejszą jak wyżej zdefiniowane napięcie wstępne do momentu, gdy siła ta zrówna się z siłą wymaganą ze względu na wzrastającą siłę napędową, a następnie podnosić tę siłę proporcjonalnie do narastającej siły napędowej.

W przypadku hamowania układ sił się odwraca i najważniejsze jest zapewnienie minimalnej siły w taśmie nabiegającej na napęd, gdyż w przeciwnym razie może nastąpić całkowite zluzowanie taśmy i rozsypywanie się materiału transportowanego oraz utrata możliwości zahamowania przenośnika lub nawet uszkodzenie taśmy, która może stracić kontakt z bębnem wysypowym i przedostać się do przesypu, a następnie z powodu swojej sprężystości powrócić gwałtownie na bęben wysypowy. Przy wyznaczaniu minimalnej siły w taśmie w czasie hamowania uwzględnia się, że w przypadku hamowania ugięcie taśmy między zestawami krążnikowymi można przyjmować 2,5 do 3 razy większe od ugięcia w ruchu ustalonym [1].

Większość aktualnie stosowanych stacji napinających taśmę o działaniu ciągłym zapewnia stałą siłę napinającą, gwarantującą brak poślizgu na bębnach napędowych w czasie rozruchu i pracy ustalonej, jednak wartość ta jest znacznie wyższa od optymalnej, a więc taśma jest nadmiernie napinana w czasie pracy poniżej obciążenia rozruchowego, które jest obciążeniem krótkotrwałym w stosunku do czasu pracy urządzenia.

Wymagalność specjalnych urządzeń napinających można częściowo ograniczyć poprzez układy zmniejszające nadwyżki dynamiczne w rejonie napędu. W zależności od długości przenośnika, zainstalowanej mocy, pochylenia i wydajności oraz rodzaju stosowanej taśmy, możemy wybierać między układami "miękkiego rozruchu" (pracującymi tylko w fazie rozruchowej), a układami falownikowymi i specjalnymi sprzęgłami hydrodynamicznymi, które działają również w innych fazach pracy przenośnika.

Każde z tych urządzeń rozwiązuje szereg problemów pojawiających się w fazie rozruchu i pracy ustalonej, jednak nie eliminuje zjawiska zmiany długości taśmy w funkcji jej napięcia. Jeżeli silniki napędu wykazują pobór energii, to energia ta jest przekazywana do taśmy i niezależnie od tego, jak realizowany jest rozruch i minimalizowane nadwyżki dynamiczne - występują różnice w energii skumulowanej w taśmie pomiędzy postojem, a pracą przenośnika. Zastosowanie nawet najlepszych urządzeń rozruchowych nie zwalnia więc użytkownika z konieczności stosowania urządzeń napinających, tym bardziej złożonych im dłuższy jest przenośnik.

Nieprawidłowo dobrany układ napinający i rozruchowy powoduje obciążenia zmienne w zakresie od pełnego wyluzowania do ostrego szarpania powyżej dopuszczalnych obciążeń i generuje następujące problemy podwyższające koszty eksploatacji:

- zmniejszenie trwałości okładzin bębnów napędowych z powodu pojawiającego się poślizgu taśmy,
- zmniejszenie żywotności taśmy i jej połączeń,
- wybijanie krążników z gniazd wspornikowych,
- zmniejszenie trwałości łożysk w bębnach napędowych, zwrotnych i napinających,
- uszkadzanie elementów konstrukcji, a szczególnie elementów ustalających i kotwiących,
- większe zabiegi związane z monitoringiem pracy przenośnika i stanu jego elementów.

Niektóre z kosztów wynikających z powyższych względów nie są do końca przypisywane poczynionym oszczędnościom związanym z konfigurowaniem przenośnika. A tymczasem awarie na odstawie powodujące postój urządzeń ścianowych zwielokrotniają faktyczne koszty wynikające z inwestycyjnych oszczędności. Ponieważ monitoring kosztów pozwala na określenie ich sumarycznego poziomu (inwestycja plus eksploatacja), niektórzy użytkownicy potrafią już dziś przewidzieć zakresy stosowalności przenośników o określonej konfiguracji, aby zoptymalizować relację nakładów do efektów.

Trwałość okładzin bębnów napędowych może się obniżać nie tylko ze względu na występowanie poślizgu w czasie rozruchu, ale również w przypadku nieprawidłowej współpracy poszczególnych bębnów w układach wielobębnowych wynikającej z nierównomiernego obciążania się poszczególnych silników. Pozostałe negatywne zjawiska wynikają częściowo lub całkowicie z problemów związanych z napinaniem taśmy.



#### 2. Dobór siły napinającej

Siła napięcia taśmy powinna gwarantować pracę napędu bez poślizgu między taśmą, a płaszczem bębna napędowego. Sprzężenie cierne zależy przede wszystkim od współczynnika tarcia między parą cierną. Typowe wartości przyjmowane do obliczeń przedstawiono w tabeli 1.

				Tabela 1.		
Warunki snrzażania.	Wartość współczynnika µ dla okładzin bębna napędowego					
stan taśmy	Stalowa gładka	Poliuretanowa rowkowana	Gumowa rowkowana	Ceramiczna rowkowana		
Sucha	0,35 do 0,40	0,35 do 0,40	0,40 do 0,45	0,40 do 0,45		
Mokra (czysta woda)	0,10	0,35	0,35	0,35 do 0,40		
Mokra (glina, ił)	0,05 do 0,10	0,20	0,25 do 0,30	0,35		
Dla taśm z okładkami z PCV przyjmować wartości niższe o min 10%						

Wartości współczynnika tarcia µ pomiędzy taśmą	, a bębnem napędowym według DIN 22101
--	---------------------------------------

Oprócz współczynnika tarcia należy uwzględnić kąt opasania bębna napędowego taśmą. Na rysunku 1 przedstawiono dwie podstawowe konfiguracje napędu dwubębnowego w kształcie odwróconej litery S i  $\Omega$ . Kąt ten wynosi najczęściej  $\alpha$ =215° dla układu S i  $\alpha$ =190° dla układu  $\Omega$ .



Rys. 1. Podstawowe konfiguracje napędu dwubębnowego

Minimalne napięcie taśmy za napędem w odniesieniu do siły obwodowej w napędzie wyznaczamy wykorzystując wzór Eulera. Obliczenia przeprowadza się **dla ostatniego bębna** w napędzie.

$$S_{2min} = k_z x P_{u1} \tag{1}$$

gdzie:

k<sub>z-</sub> współczynnik sprzężenia

$$k_z = \frac{k_u}{e^{\mu\alpha} - 1} \tag{2}$$

gdzie:

 $k_u$  - współczynnik zabezpieczenia przed poślizgiem ( $k_u$ = 1,2),

Pul - siła obwodowa na bębnie napędowym od strony zbiegania taśmy z napędu [kN],

μ - współczynnik tarcia między taśmą, a bębnem napędowym,

α - kąt opasania bębna napędowego taśmą [rad].

Dla napędów wielobębnowych przyjmuje się zawsze część siły obwodowej przypadającą na ostatni bęben (od strony niższego napięcia taśmy).

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)



W praktyce, w przypadku identycznych jednostek napędowych na poszczególnych bębnach, wystarczy wartość współczynnika  $k_z$  podzielić przez ilość bębnów napędowych "*n*" i uzyskany w ten sposób współczynnik  $k_{zn}$  przemnożyć przez wyznaczoną sumaryczną siłę obwodową napędu [2].

$$k_{zn} = k_z/n \tag{3}$$

Błędem jest w przypadku napędów wielobębnowych wstawianie do wzoru Eulera sumarycznego kąta opasania całego napędu, gdyż wyznaczona w ten sposób siła S<sub>2</sub> jest znacznie niższa od rzeczywiście wymaganej.

$$e^{\mu(\alpha 1 + \alpha 2)} \gg e^{\mu \alpha 1} + e^{\mu \alpha 2} \tag{4}$$

Przykładowo dla napędu dwubębnowego, przy współczynniku tarcia  $\mu = 0,4$  i kącie opasania 215° na pojedynczym bębnie, po wstawieniu do wzoru Eulera kąta 430°, uzyskuje się wartość siły S<sub>2</sub> stanowiącą 36% wymaganej.

Siłę napinającą dobiera się z wykorzystaniem współczynnika  $k_z$  z tabeli 2, ale należy mieć na uwadze charakterystykę układu napinającego [3].

ι ·		Tabela 2.
Współczynnik tarcia µ	Współczynnik	x sprzężenia k <sub>z</sub>
	α=190°	α=215°
0,1	3,052	2,635
0,2	1,275	1,073
0,3	0,704	0,576
0,4	0,434	0,344
0,5	0,282	0,217

#### Wartości współczynnika k $_z$ dla najczęściej stosowanych układów napędowych

Dla stacji napinających aktywnych stałonapięciowych (grawitacyjnych i hydraulicznych) siła napinania musi być wyznaczana dla siły obwodowej, która występuje w czasie rozruchu (S<sub>w(2)</sub> na rys. 2).

$$S_{w(2)} = k_{zn} \times P_r \tag{5}$$

Dla układów napinających stałych (wciągarkowych i śrubowych), gdzie taśma jest napinana wstępnie bez korygowania siły w czasie pracy przenośnika, wyznaczona siła S<sub>2</sub> jest siłą wymaganą w czasie rozruchu. Rzeczywista siła napięcia wstępnego (S<sub>w(1)</sub> na rys. 2) jest znacznie wyższa i wynosi:

$$S_{w(1)} = S_{w(2)} + \frac{P_r}{2} = P_r \times (k_{2n} + 0, 5)$$
(6)

- Dla tradycyjnej stacji nadążnej z wózkami połączonymi wielokrążkiem napięcie wstępne zależy od wartości siły obwodowej występującej w układzie w czasie rozpoczęcia pracy nadążnej. Dla przenośników płaskich jest to około 30% P<sub>N</sub>. Wartość napięcia wstępnego wyznacza się w takim przypadku jak dla stacji wciągarkowej wstawiając do wzoru na S<sub>w</sub> wartość siły obwodowej przy której zaczyna pracę stacja nadążna (S<sub>w(3)</sub> na rys. 2).
- Dla stacji nadążnej z modułem stałonapięciowym siłę napinania wstępnego dobiera się na podstawie kryterium zwisu taśmy (S<sub>2(4)</sub>≥S<sub>2min</sub> na rys. 2).

Z przedstawionych na rysunku 2 przebiegów sił wynika, że najkorzystniejsza, dająca najmniejsze nadwyżki siły realnie występującej w układzie napinającym w odniesieniu do siły wymaganej, jest stacja nadążna z modułem stałonapięciowym. Przedstawiony wykres dotyczy długich przenośników



w wyrobisku słabo nachylonym, gdzie siła minimalna wynika z konieczności zapewnienia prawidłowego zwisu taśmy między zestawami krążnikowymi, jednak nie ma oddziaływania składowej siły ciężkości taśmy.



Rys. 2. Przebiegi sił w napędach z różnymi sposobami napinania

(1) napinanie okresowe, (2) napinanie ciągłe stałonapięciowe, (3) tradycyjna stacja nadążna dwuwózkowa,
 (4) stacja nadążna z modułem stałonapięciowym;

Pr – Siła obwodowa w napędzie przy rozruchu, P<sub>N</sub> – siła obwodowa przy obciążeniu nominalnym, P<sub>p</sub> – siła obwodowa początku pracy stacji nadążnej, P<sub>H</sub> – siła obwodowa przy hamowaniu, S<sub>1</sub> – siła w taśmie nabiegającej na napęd, S<sub>2</sub> – siła w taśmie zbiegającej z napędu

Przywołana w [4] zależność Woehlera dla określania zmęczeniowej trwałości taśm wykazuje znaczny wpływ sił wzdłużnych w taśmie na jej trwałość zmęczeniową.

$$T = \frac{N \times l}{3600 \times v \times z} \left(\frac{\sigma_z}{\sigma_{max}}\right)^5 \text{ [h]}$$
(7)

gdzie:

N - liczba cykli obciążeń do zniszczenia zmęczeniowego N=10<sup>7</sup>,

- *l* całkowita długość taśmy [m],
- v prędkość taśmy [m/s],
- z liczba przegięć taśmy w cyklu,
- $\sigma_z$  jednostkowe obciążenie odpowiadające granicznej liczbie cykli [kN/m],

 $\sigma_{max}$  – maksymalne jednostkowe obciążenie w cyklu [kN/m].

We wzorze na trwałość zmęczeniową taśmy, maksymalne jednostkowe obciążenie w cyklu występuje w mianowniku w piątej potędze, a ilość przegięć taśmy w cyklu w pierwszej potędze. Z rysunku 2 można wyznaczyć wpływ układu napinającego na trwałość taśmy, porównując siły S<sub>1</sub> dla poszczególnych rodzajów napinania i podnosząc stosunek tych sił do piątej potęgi i mnożąc wynik przez iloraz z liczby bębnów.

$$\frac{T_i}{T_j} = \frac{z_j}{z_i} \times \left(\frac{S_{1j}}{S_{1i}}\right)^5 \tag{8}$$



Wyniki tych porównań dla konkretnego przypadku przedstawionego na wykresie (rys. 2) ujęte zostały w tabeli 3. Ponieważ wykres na rysunku 2 powstał przy założeniu siły rozruchowej na poziomie 130% obciążenia nominalnego, co odpowiada bardzo korzystnym warunkom miękkiego rozruchu, każdy przypadek rozruchu z większą nadwyżką dynamiczną wymaga jeszcze większego napięcia wstępnego w przypadku pracy przenośnika ze stacją wciągarkową lub stałonapięciową. Przedstawione zostały wartości stosunku trwałości obliczeniowej dla obciążenia nominalnego i przy założeniu, że statystycznie obciążenie pracy wynosi 60% nominalnego. Przedstawiono również relację sił napinania wstępnego.

Zestawienie porównawcze wzrostu trwałości taśmy wynikającej z porównania maksymalnej siły w taśmie dla identycznych parametrów pracy przenośnika i taśmy

						Tabela 3.			
In	Porównywane Stosunek trwałości taśmy		Stosunek trw	Stosunek sił					
ւր.	noninonio	wg wzoru (o)		$\frac{wg wz}{h}$	nap. wstępn. c ./c .				
	паршаша	ODC. 100 /0 II	ommannego	000.0070 11	ommannego	Swj/Swi			
		Bębny	Bębny	Bębny	Bębny				
		$z_j/z_i=1/1$	$z_{j}/z_{i} = 6/8$	$z_{j}/z_{i} = 1/1$	$z_{j}/z_{i} = 6/8$				
1	1(j) do 4(i)	2,24	1,68	13,40	10,05	15,17			
2	2 (j)do 4(i)	1,28	0,96	2,43	1,82	4,33			
3	3 (j)do 4(i)	1,00		1,00		3,50			
4	1 (j)do 2(i)	1,75		5,51		3,50			
1 – przenośnik z napinaniem okresowym									
2 - przenośnik z napinaniem ciągłym stałonapięciowym									
3 przepośnik z trodycyjne stocje popincjego podożne dygwóżkowe									
5 – przenosnik z tradycyjną stacją napinającą nadązną dwuwozkową									
1	1 managénile za stagia nadatina z madukan stakananiggiouzzm								

4 – przenośnik ze stacją nadążną z modułem stałonapięciowym

Z tabeli 3 wynika również, że **jakiekolwiek napinanie aktywne** znacznie podnosi obliczeniową trwałość taśmy w porównaniu do stacji typu wciągarkowego, które z uwagi na czas reakcji i prędkość napinania, zawsze zaliczamy do stacji z napinaniem okresowym.

#### 3. Wyznaczanie wymaganego przełożenia stacji nadążnych

W krajowym górnictwie podziemnym są stosowane stacje nadążne, w których do napinania wykorzystywany jest układ dwóch wózków napinających. Wózki połączone są układem linowym o przełożeniu  $i_{zl}$ , który zapewnia stały stosunek sił w taśmie nabiegającej na napęd i zbiegającej z napędu (rys. 3).



Rys. 3. Wózki napinające w układach napędowych jedno-, dwu-, i trzybębnowych



Wózek, na którym występuje siła  $S_1$  można określić jako sterujący napinaniem, a wózek z siłą  $S_2$  – jako wykonawczy, gdyż jego przemieszczenia są większe od przemieszczeń wózka sterującego o wartość wynikającą z przełożenia układu linowego.

Do chwili ustalenia się relacji sił S<sub>1</sub> i S<sub>2</sub> na poziomie równym S<sub>1</sub>/ S<sub>2</sub> = i <sub>zl</sub> stacja nadążna nie pracuje. Przebieg sił w tym czasie jest identyczny jak w urządzeniach o stałym rozstawie bębnów. Siła S<sub>1</sub> rośnie, a siła S<sub>2</sub> maleje. Średnia siła w taśmie przenośnika nie zmienia się.

Stacja rozpoczyna pracę, kiedy w napędzie pojawi się siła obwodowa  $P = S_1 - S_2$ , dla której  $S_1/S_2 = i_{zl}$ . Wózek sterujący jest ciągnięty przez taśmę i jednocześnie ciągnie on wózek wykonawczy, który pokonuje drogę większą o  $i_{zl}$ . Jeżeli przesuw wózka sterującego oznaczymy jako  $w_1$ , to wartość  $\Delta l = 2 x w_1 x (i_{zl} - 1)$  określa długość taśmy wybranej w czasie napinania, która odpowiada wartości wydłużenia taśmy wynikającej z działania na taśmę siły obwodowej P.

Najważniejszą cechą stacji nadążnych jest brak własnego napędu. Cała energia przemieszczania się wózków pochodzi z napędu głównego przenośnika, obniżając siły dynamiczne działające na taśmę w czasie wzrastania siły obwodowej [5].

Wymagane przełożenia stacji napinającej "i" wyznacza się rozpatrując warunki sprzężenia ciernego pomiędzy taśmą i ostatnim bębnem napędowym, z którego taśma zbiega z napędu. Ważne jest dla określenia współczynnika tarcia między taśmą, a okładziną bębna, czy ostatni bęben współpracuje z nośną, czy bieżną okładką taśmy. Znając współczynnik k<sub>z</sub> dla kąta opasania ostatniego bębna, przedstawiony w tabeli 2 oraz przyjmując, że na każdym bębnie napędowym jest zainstalowana ta sama moc, przełożenie stacji określone jest prostą zależnością:

$$\mathbf{i} = \frac{\mathbf{n} + \mathbf{k}_z}{\mathbf{k}_z} \tag{9}$$

gdzie:

n - ilość bębnów napędowych,

 $k_z$  – współczynnik wg wzoru (2).

	• • •		. ,	Tabela 4.
Wsnółczynnik	Wymagai	ne przełożenie stacji n	adążnej i=S1/S2 dla na	pędów
tarcia µ	Jednobębnowych	Dwubębnowych	Dwubębnowych	Trzybębnowych
•	α=190°	α=190°	α=215°	α=215°
0,3	2,42	3,84	4,47	6,21
0,35	2,83	4,65	5,53	7,80
0,4	3,31	5,61	6,81	9,72
0,45	3,87	6,75	8,35	12,03
0,5	4,54	8,08	10,21	14,82

#### Wymagane przełożenia stacji nadążnych wyznaczone ze wzoru (9)

Dla stacji nadążnych, w których wózki są sprzężone poprzez wielokrążki linowe, wartość przełożenia przyjmuje się jako wartość całkowitą z liczby przestawionej w tabeli 4 (dla danych warunków sprzężenia) lub niższą.



#### 4. Rozwiązania konstrukcyjne nadążnych stacji napinających

#### 4.1 Stacja nadążna dwustopniowa

Omówiona w artykule [6] stacja napinająca wykorzystująca układ wielokrążkowy o zmiennym przełożeniu umożliwia obniżenie wymaganego napięcia wstępnego dzięki temu, że stacja o niższej wartości przełożenia szybciej osiąga stan aktywności. Ponieważ jednak stacja o niskim przełożeniu nie gwarantuje najniższych sił w układzie w warunkach nominalnych i rozruchowych sił obwodowych w napędzie, w określonym przez projektanta punkcie następuje samoczynne przejście do pracy z pełnym przełożeniem. Stosowane dotychczas stacje tego typu umożliwiały uzyskanie przełożeń i = 2/4, 2/6 lub 4/6.

a) praca z przełożeniem i=4



b) praca z przełożeniem i=6



Rys. 4. Schemat obiegu liny w stacji o zmiennym przełożeniu i = 4/6

Rysunek 4 przedstawia sposób realizacji zmiennego przełożenia. Dwa krążki linowe zamontowane są na wózku siłownika połączonym z tłoczyskiem siłownika, który pełni funkcję amortyzatora hydraulicznego, (zderzak wózka oparty jest o zderzak na wózku wysokonapięciowym) i przemieszczają się razem z krążkami wózka wysokonapięciowego stacji jako koła bierne do momentu wykorzystania skoku siłownika. Po zablokowaniu się tłoka na dławnicy siłownika krążki te zatrzymują się i dalsze przemieszczanie wózka wysokonapięciowego powoduje przesuw wózka niskonapięciowego z pełnym przełożeniem. Siłownik hydrauliczny wykorzystywany w konstrukcji stacji nadążnej nie posiada układu zasilającego z agregatem zewnętrznym. W czasie przemieszczania się wózka wysokonapięciowego tłoczysko siłownika jest wyciągane przez połączone z nim krążki linowe. Olej do przestrzeni nadtłokowej przelewa się grawitacyjnie ze zbiornika umieszczonego nad siłownikiem. W czasie powrotu wózka wysokonapięciowego do położenia początkowego, siłownik pełni funkcję tłumika jego ruchu, gdyż olej do zbiornika jest wyciskany poprzez układ dławiąco-przelewowy, eliminując możliwość gwałtownego powrotu wózka i uderzania w zderzaki krańcowe.

Efekt zastosowania stacji napinającej dwustopniowej jest przedstawiony na rysunku 5.





Rys. 5. Przebieg siły S2 w stacji napinającej o zmiennym przełożeniu

Dla stacji z przełożeniem i = 4/6 przenośnik startuje z napięciem wstępnym  $S_{02}$ . Stacja rozpoczyna pracę po osiągnięciu siły obwodowej  $P_{p2}$  i pracuje z przełożeniem i = 4. Po zatrzymaniu się krążków umieszczonych na wózku siłownika stacja jest nieaktywna do momentu osiągnięcia przez napęd siły obwodowej  $P_{p3}$ . Dalej stacja pracuje z przełożeniem i = 6.

Zastosowanie stacji dwustopniowej pozwala obniżyć napięcie wstępne w porównaniu do stacji z jednym przełożeniem, której przełożenie jest dobrane według kryterium sprzężenia ciernego.

#### 4.2 Stacja nadążna z członem stałonapięciowym

Przedstawiona schematycznie na rysunku 6 stacja napinająca różni się od klasycznej dwuwózkowej stacji omówionej w punkcie 4.1. Stacja ta posiada agregat zasilający obsługujący siłownik napinania stałociśnieniowego oraz siłownik amortyzujący (zderzak hydrauliczny) wózka wysokonapięciowego. Z tego powodu nie ma potrzeby wykorzystywania układu krążkowego do wyciągania tłoczyska amortyzatora. Przedstawiony schemat dotyczy stacji nadążnej o przełożeniu i=4 lub po eliminacji krążka wyrównawczego po stronie niskonapięciowej i=8. Po stronie stałonapięciowej możliwe są przełożenia i=2, 3 lub 4.



Rys. 6. Układ zlinowania stacji nadążnej z członem stałonapięciowym



Zasada działania stacji jest następująca:

- Przed rozpoczęciem pracy stacji nadążnej, gdy stosunek sił S<sub>1</sub> i S<sub>2</sub> w napędzie jest poniżej wartości przełożenia układu linowego, wózek wysokonapięciowy znajduje się na zderzaku, a przemieszcza się wózek siłownika stałociśnieniowego, przesuwając wózek niskonapięciowy i utrzymując siłę S<sub>2</sub> w taśmie na poziomie zadanym przez ciśnienie w agregacie hydraulicznym.
- Gdy stosunek sił S<sub>1</sub> i S<sub>2</sub> w napędzie osiąga wartość przełożenia układu linowego wózek wysokonapięciowy zaczyna się przemieszczać, w pierwszym momencie powodując powrót wózka siłownika stałonapięciowego aż do jego zblokowania. Do momentu zblokowania się siłownika stałonapięciowego przemieszczanie się wózków wysokonapięciowego i niskonapięciowego nie powoduje zmiany napięcia taśmy. Jednocześnie z przemieszczaniem się wózka wysokonapięciowego wysuwa się tłoczysko siłownika amortyzującego. Dalsze przemieszczanie się wózka wysokonapięciowego po zblokowaniu się siłownika stałonapięciowego powoduje proporcjonalny do przełożenia przesuw wózka niskonapięciowego, przy czym siła w taśmie za napędem rośnie wraz z narastaniem siły obwodowej w napędzie.
- Przy hamowaniu zmienia się układ sił w napędzie ze względu na odwrócenie kierunku momentu napędowego. Wózek wysokonapięciowy wraca do położenia początkowego, a jednocześnie wózek siłownika stałociśnieniowego również jest zsunięty. Siła w taśmie wynika z zadanego napięcia wstępnego.

Przykład zastosowania urządzenia tego typu w praktyce został przedstawiony w pracy [7].

#### 4.3 Stacja nadążna hydrauliczna

Stacje nadążne z wielokrążkiem linowym gwarantują właściwe napięcie w taśmie w czasie rozruchu i pracy ustalonej, natomiast czasem niewystarczające jest przy hamowaniu wybieranie taśmy przed napędem dzięki powrotowi wózka wysokonapięciowego i może występować nadmierne luzowanie się taśmy nabiegającej na wysyp. Jak przedstawiono na rysunku 2 stacje nadążne po stronie hamowania zachowują się jak stacje o stałym rozstawie bębnów.

Właściwe napięcie we wszystkich stanach pracy zapewnia stacja napinająca nadążna, w której układy linowe zastąpione zostały przez układ siłowników hydraulicznych, który zapewnia napięcie w taśmie według przebiegu oznaczonego (4) na rysunku 2, zarówno po stronie siły obwodowej dodatniej jak, i ujemnej.



Rys. 7. Schemat działania stacji nadążnej hydraulicznej [8]



(10)

Zasadę działania stacji przedstawia rysunek 7 oraz publikacja [8]. Najważniejszą zaletą urządzenia jest to, że nie zwiększa ilości bębnów w układzie. Dla napędu dwubębnowego oprócz dwóch bębnów napędowych występują tylko dwa bębny kierujące, które jednocześnie sprawiają, że oba bębny napędowe współpracują z czystą okładką taśmy. Jak przedstawiono na rysunku 7 bęben kierujący taśmę na pierwszy bęben napędowy jest umieszczony na podwójnym wózku. Wózek wewnętrzny jest przemieszczany za pomocą siłownika (1), a wózek zewnętrzny związany jest z siłownikiem (3).

Przełożenie stacji nadążnej, dobrane zgodnie z tabelą 4, określa relacja średnic siłowników (1) i (2) z rysunku 7.

 $i = \frac{F_{p_1}}{F_{p_2}}$ 

gdzie:

F<sub>p1</sub> – pole powierzchni podtłokowej siłownika 1,

F<sub>p2</sub>- pole powierzchni nadtłokowej siłownika 2.

Siłownik (3) ma przekrój czynny gwarantujący minimalną siłę w taśmie nabiegającej, zapewniającą realizację procesu hamowania bez poślizgu taśmy na bębnie napędowym oraz zabezpiecza przed powstaniem pełnego zluzowania taśmy nadbiegającej na wysyp w czasie zatrzymywania się przenośnika.

Praca stacji odbywa się według przebiegu oznaczonego (4) na rysunku 2. Na odcinku 0-P<sub>p</sub> pracuje tylko siłownik (2). Po przekroczeniu punktu P<sub>p</sub> siła S<sub>1</sub> osiąga wartość, przy której następuje przemieszczenie tłoka siłownika (1), co skutkuje odłączeniem zasilania siłowników z zasilacza hydraulicznego i bezpośrednie pompowanie oleju z siłownika (1) do siłownika (2). Stacja przechodzi w tryb pracy nadążnej zapewniając zależność siły S<sub>1</sub> i S<sub>2</sub> według wzoru (10). Po spadku obciążenia poniżej wartości P<sub>p</sub> stacja wraca do pracy z siłą S<sub>2</sub> wynikającą z ciśnienia w zasilaczu hydraulicznym. Jeżeli siła obwodowa P<sub>p</sub> spada poniżej zera siłę S<sub>1</sub> definiuje siła na siłowniku (3).

Długość siłownika (2) musi zapewniać wybranie wydłużeń taśmy zarówno w czasie pracy stałonapięciowej, jak i nadążnej. Jeżeli z wyliczeń wymaganej długości skoku wózka napinającego określone są wartości przekraczające długości dostępnych siłowników, należy zastosować połączenie szeregowe większej ilości siłowników, gdyż w przypadku całkowitego wykorzystania skoku siłownika (2) stacja napinająca przestaje pracować.

#### 4.3.1 Warianty zabudowy stacji

Stacja napinająca przedstawiona na schemacie na rysunku 7 posiada siłowniki połączone do bębnów nienapędowych kierujących taśmę na bębny napędowe w układzie dwóch bębnów napędowych. Nie jest to jedyna zabudowa możliwa do zastosowania w ramach tego rozwiązania. Stację można zabudować także według schematu przewinięcia taśmy przedstawionego na rysunku 4 dla wersji dwui trzybębnowej. W takim przypadku siłownik (2) współpracuje w bębnem pętlicy, który normalnie stanowi zwrotnię stałą. Oczywiście w takim przypadku, drugi bęben pętlicy osadzony na wózku pętlicy i połączony z układem kołowrotowym służy do zadawania napięcia wstępnego w taśmie oraz kompensacji długości taśmy wynikającej ze skracania lub wydłużania przenośnika.



Rys. 8. Układ napinający w przenośniku z pętlicą [8]



W układzie przedstawionym na rysunku 8 pętlica w przenośniku z układem napinającym dwuwózkowym jest zabudowana w układzie odwróconym, tzn. taśma nabiega na bęben zwrotny górą, a następnie wraca na wózek pętlicy połączony z kołowrotem napinającym. Taki układ jest bardzo korzystny dla obsługi, gdyż wszystkie wymagające monitoringu zespoły, takie jak: zespoły napędowe napędu głównego, agregat hydrauliczny i kołowrót napinający pętlicy, znajdują się blisko siebie. Dodatkową zaletą takiej zabudowy przenośnika jest minimalizacja ryzyka, że przepady z taśmy górnej mogą się dostać pod bębny w obrębie pętlicy.

#### 4.3.2 Zabudowa stacji hydraulicznej jako stałonapięciowej

W przenośnikach pracujących na nachyleniu mogą występować sytuacje, że linia S<sub>min</sub> przesuwa się w górę wykresu przedstawionego na rysunku 2 i może się zrównać z linią opisującą wymaganą siłę dla stacji stałonapięciowej lub nawet ją przekroczyć. W takim przypadku stosuje się najczęściej stacje stałonapięciowe instalowane w miejscu najniższych sił w taśmie, ustawione na minimalną siłę gwarantującą pracę bez przewisów taśmy między zestawami krążnikowymi. Sprzężenie cierne w napędzie gwarantuje grawitacyjne oddziaływanie samej taśmy.

Przy długich przenośnikach o umiarkowanym wzniosie, stację napinającą korzystniej jest umieścić w obrębie napędu głównego, przyjmując siłę napinającą gwarantującą, oprócz sprzężenia ciernego w napędzie, również prawidłowy zwis taśmy w rejonie zwrotni. W przenośnikach wyposażonych w hamulce może się okazać wskazane, aby w napędzie zagwarantować również minimalną siłę w taśmie nabiegającej w czasie hamowania.

Zadania te realizuje stacja napinająca przedstawiona na rysunku 9, która stanowi uproszczoną wersję stacji nadążnej.



Rys. 9. Stacja napinająca stałonapięciowa z funkcją napinania taśmy nabiegającej w czasie hamowania [8]

#### 5. Podsumowanie

Obserwując przebieg sił w taśmie w funkcji siły napędowej w przenośniku można stwierdzić, że stacje nadążne zapewniają najniższe wytężenie taśmy w całym cyklu pracy przenośnika. Jednocześnie poprzez wykorzystywanie mocy z napędu głównego przenośnika powodują obniżenie obciążeń dynamicznych i tym samym dodatkowo poprawiają warunki pracy taśmy oraz konstrukcji nośnej i elementów kotwiących przenośnika [9,5].

Stosowanie w kopalniach różnych rozwiązań stacji nadążnych i doświadczenia uzyskane w czasie ich eksploatacji pozwala na dobór właściwego urządzenia nie tylko dla płaskich długich przenośników, ale również w przypadkach złożonych przebiegów tras, gdzie występują zmienne stany napięcia w taśmie.

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)



#### Literatura

- 1. Antoniak J.: Przenośniki taśmowe w górnictwie podziemnym i odkrywkowym. Wyd. Polit. Śląskiej, Gliwice, 2006 r. ISBN 83-7335-357-7
- 2. Wójcicki W.: Stacje nadążne do pracy na pochyleniach. Wiadomości Górnicze. Numer specjalny 1996 r. ISSN 0043-5120
- Wójcicki W.: Modułowe urządzenie napinające taśmę i jego charakterystyka statyczna. Materiały na konferencję: III Międzynarodowa Konferencja – Nowoczesne przenośniki taśmowe dla górnictwa podziemnego. Szczyrk, 3-4 IX 1998 r. ISBN 83-904891-7-1
- 4. Jabłoński R.: Analiza i synteza urządzeń napinających taśmę w przenośnikach taśmowych dużej mocy. Mechanika nr 15. Zeszyty Naukowe AGH. Kraków 1988. ISSN 0239-5320
- Wójcicki W.: Moc napinania w nadążnym urządzeniu napinającym. Materiały na konferencję: V Międzynarodowe Sympozjum – Nowe kierunki i doświadczenia w zakresie budowy i eksploatacji taśm transporterowych i urządzeń z nimi współpracujących. Ustroń, 5-6.VI.1997 r. ISBN 83-904-891-5-5
- 6. Wójcicki W.: Rozszerzenie zakresu zastosowania stacji napinających nadążnych. Transport Przemysłowy. Wydawnictwo Lektorium. Nr 1 (11) / 2003. ISSN 1640-5455
- Wójcicki W.: Zastosowanie urządzenia napinającego dwusystemowego w przenośniku taśmowym. Materiały na konferencję: XIV Międzynarodowe Sympozjum FTT STOMIL Wolbrom. Zakopane 10-12.V.2006 r. ISBN 83-920441-8-5
- 8. Wójcicki W., Wójcicki M.: https://www.wnp.pl/gornictwo/dwukierunkowe-napinanie-tasmy-w-przenosniku-tasmowym,350880.html [dostęp: 08.08.2019]
- 9. Kulinowski P.: Nadążne urządzenia napinające taśmę przyszłość czy historia. Materiały na konferencję: Sympozjum naukowo-techniczne Sempertrans. Bukowina Tatrzańska, 22-24 I 2015 r.



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.2

### Zespół wypychacza sworzni lemniskatowych

Krzysztof Mazurek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Joachim Stępor – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Marek Szyguła – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Streszczenie:** Najczęściej w polskich kopalniach, ze względu na małe wymiary gabarytowe dróg transportowych, relokacja do nowej ściany, sekcji obudowy zmechanizowanej, w całości, jest niemożliwa. Zdarza się również, że sekcje przechodząc do nowej ściany mają zmieniany zakres wysokości pracy – poprzez np. zastosowanie nadstawek spągnicy. Wówczas konieczny jest demontaż sekcji na mniejsze zespoły, a demontaż sworzni łączących łączniki lemniskatowe lub nadstawki spągnicy ze spągnicami, sprawia największą trudność. Wynika to z faktu pracy spągnic w środowisku mocno zanieczyszczonym resztkami urobku, skał, wody czy błota. Zanieczyszczenia te dostają się w połączenia sworzni lemniskatowych w spągnicach czy nadstawkach powodując ich zapieczenie lub wręcz "zabetonowanie". Powoduje to, że tradycyjne metody ich demontażu przy użyciu narzędzi ręcznych albo znanych dedykowanych urządzeń, staje się niemożliwe. Rozwiązaniem problemu demontażu sworzni lemniskatowych może być zespół wypychacza sworzni, będący przedmiotem niniejszego rozdziału. Urządzenie to składa się z siłownika hydraulicznego i szczęk zabezpieczających konstrukcję spągnicy przed uszkodzeniem/rozerwaniem, podczas operacji wypychania sworzni.

Słowa kluczowe: sekcja obudowy zmechanizowanej, spągnica, sworzeń

#### Lemniscate pin removal system

Abstract: Due to the small overall dimensions of transport routes in Polish mines, relocation of a powered roof support to a new longwall, in its entirety, is often impossible. It also happens that a powered roof support travelling to a new longwall, change a range of working height - e.g. due to using base extensions. It is then necessary to disassemble the roof support into smaller components, and the disassembly of pins connecting the lemniscate links or the base extensions with the base, is the most difficult. This is due to the fact that the bases work in an environment heavily contaminated with the remains of spoil, rocks, water or mud. These impurities get into the joints of the lemniscate pins in the bases or base extensions, causing them to seize or jam. This makes traditional disassembly methods using hand tools or other dedicated devices impossible. The pin removal system, which is the subject of this chapter, can be a solution to the problem of removing the lemniscate pin. This system consists of a hydraulic cylinder and clamping jaws securing the base structure against damage/tear during the pin removal operation.

Keywords: powered roof support, base, pin

#### 1. Wprowadzenie

Ze względu na często spotykane w polskich kopalniach, małe wymiary gabarytowe podziemnych dróg transportowych [1,2], transport sekcji obudowy zmechanizowanej wymaga rozłożenia sekcji na zespoły główne, co wiąże się z koniecznością demontażu sworzni łączących poszczególne zespoły. Są to sworznie węzłów stropnica-osłona odzawałowa, osłona odzawałowa-łączniki lemniskatowe, łączniki lemniskatowe-spągnica, ewentualnie łączniki lemniskatowe-nadstawki i nadstawaki-spągnica [3,4]. Demontaż sworzni węzłów stropnica-osłona odzawałowa odzawałowa i osłona odzawałowa-łączniki lemniskatowe zwykle nie nastręcza większych problemów, chyba że sworznie są odkształcone plastycznie, ale to nie dotyczy niniejszych rozważań. Największy problem stanowią sworznie lemniskatowe połączeń łączniki lemniskatowe-spągnica ewentualnie łączniki lemniskatowe-nadstawki i nadstawaki-spągnica, gdyż spągnice pracują w środowisku mocno zanieczyszczonym. Co w efekcie prowadzi do zapieczenia lub wręcz "zabetonowania" połączenia sworzniowego. Dochodzi w tych sytuacjach do konieczności wypalania lub wycinania sworzni narażając kopalnię na dodatkowe koszty związane z ich ponownym wykonaniem, w konsekwencji powodując w ten sposób dodatkowe

przestoje. Z kolei wydanie tych zespołów na powierzchnię jest ekonomicznie nieuzasadnione i wszelkie prace wykonywane są w tymczasowych komorach montażowo-demontażowych, zlokalizowanych w chodnikach obcinek ścianowych [5]. Również producenci borykają się z tym problemem, gdyż w przypadku remontu lub modernizacji sekcji wymagany jest demontaż wszystkich zespołów. Aktualnie oprócz ww. inwazyjnych metod demontażu sworzni lemniskatowych, stosuje się również dedykowane urządzenia, w postaci: wyciągaczy i wypychaczy sworzni.

W przypadku wyciągacza sworzni, operację wyciągania wykonuje się od strony zewnętrznej spągnicy. Zasada działania wyciągacza sworzni polega na tym, że gwintowaną końcówkę drąga tłokowego siłownika należy wkręcić w otwór gwintowany sworznia lemniskatowego, a wyciągacz oparty jest o nakładki zabezpieczające sworzni lub bezpośrednio o burtę spągnicy. Następnie zasilając przestrzeń nadtłokową siłownika wyciągany jest sworzeń. W tym rozwiązaniu do wyciągania sworznia wykorzystana jest mniejsza (nadtłokowa) siła siłownika, co jest zasadniczą wadą tego urządzenia. Praktycznie każdy producent sekcji obudowy oferuje do sprzedaży jako dodatkowe urządzenia, wyciągacze sworzni. Największe stosowane wielkości wyciągaczy to 120/45 (nominalna średnica wewnętrzna rury/średnica tłoczyska). Maksymalna siła wyciągania sworznia to 243 kN (przy ciśnieniu zasilania 25 MPa). W wypadku "zapieczenia" połączenia to zdecydowanie za mała siła do wyciągnięcia sworznia, co jest podstawową wadą tego urządzenia. Wyciągacze sworzni można stosować dla sekcji obudowy ze spągnicami dzielonymi i spągnicami typu katamaran. Przykładowy wyciągacz sworzni, dedykowany dla sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL16/35-POz [6], przedstawiono na rysunku 1.

Z kolei w przypadku wypychacza sworzni, operację wypychania wykonuje się od strony wewnętrznej spągnicy (w obszarze po zdemontowaniu układu przesuwnego). Na rysunku 2 przedstawiono przykładowy wypychacz sworzni, dedykowany dla sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL16/35-POz.



Rys. 1. Przykładowy wyciągacz sworzni w położeniu pracy [7]



Rys. 2. Przykładowy wypychacz sworzni w położeniu pracy [7]

Zasada działania wypychacza sworzni polega na tym, że siłownik wypychacza należy rozeprzeć pomiędzy wewnętrzną burtą spągnicy, a wypychanym sworzniem. Następnie zasilając przestrzeń podtłokową siłownika, sworzeń jest wypychany. W tym rozwiązaniu do wypychania sworznia wykorzystana jest większa (podtłokowa) siła siłownika, co jest zaletą tego urządzenia. Największe stosowane wielkości wypychaczy to 90/63 (nominalna średnica wewnętrzna rury/średnica tłoczyska), co pozwala na uzyskanie maksymalnej siły wypychania sworznia 159 kN (przy ciśnieniu zasilania 25 MPa). W przypadku "zabetonowania" połączenia sworzniowego, uzyskana siła wypychania jest zdecydowanie za mała, co stanowi podstawową wadę tego urządzenia. Zastosowanie znacznie większego siłownika, bez dodatkowego zabezpieczenia konstrukcji spągnicy, może doprowadzić do powstania pęknięć spoin lub blach w rejonie "mostu" spągnicy lub w rejonie blach spinających



spągnice w tylnej części, co w przypadku prac demontażowych, wykonywanych na dole kopalni, wiąże się z koniecznością wydania uszkodzonego elementu podstawowego sekcji na powierzchnię.

Podstawową wadą ww. rozwiązań konstrukcyjnych jest za mała siła wyciągania/wypychania, a także brak elementów zabezpieczających spągnice przed "rozerwaniem".

W kolejnym rozwiązaniu zastosowano siłownik o większej sile nacisku, jak i dodatkowy element w postaci ramy, zabezpieczający konstrukcję spągnicy przed uszkodzeniem/rozerwaniem, podczas operacji wypychania sworzni. Schemat urządzenia przedstawiono na rysunku 3. O ile w warunkach warsztatowych jest miejsce na manewrowanie ramą i jej demontaż (za każdym razem należy zdemontować przynajmniej jedną belkę, aby założyć ramę na zespół spągnicy z łącznikami lemniskatowymi), to w warunkach dołowych [5], na tymczasowych stanowiskach demontażu sekcji, jest to niemożliwe. Ponadto ze względu na gabaryt ramy i charakter obciążenia podczas wypychania sworznia, belki odkształcają się sprężyście i zabezpieczenie konstrukcji spągnicy może okazać się niewystarczające.



Rys. 3. Schemat urządzenia w postaci ramy do wypychania sworzni: belka (1), pręt gwintowany (2), nakrętka (3), siłownik hydrauliczny (4) [7]

#### 2. Koncepcja zespołu wypychacza sworzni lemniskatowych

W związku z opisanym problemem, jakim jest utrudniony albo wręcz niemożliwy, na dole kopalni, demontaż tzw. "zapieczonych" sworzni głównych, łączących spągnice z łącznikami lemniskatowymi, w ITG KOMAG opracowano koncepcję urządzenia wspomagającego proces demontażu sworzni ze spągnicy, z jednoczesnym zabezpieczeniem jej konstrukcji przed uszkodzeniem [7]. Przyjęto następujące założenia, jakie nowo projektowane urządzenie powinno zapewnić:

- demontaż każdego sworznia lemniskatowego w spągnicy niezależnie od typu sekcji obudowy, pod warunkiem swobodnego dostępu do sworznia,
- demontaż sworzni lemniskatowych z obszaru pomiędzy spągnicami (miejsce po demontażu układu przesuwnego),
- zabezpieczenie spągnicy przed uszkodzeniem podczas operacji wypychania sworzni,
- siła wypychania sworzni powinna wynosić co najmniej 1 MN.



Założono, że operacja wypychania sworznia nie musi zapewnić pełnego demontażu sworznia, lecz jedynie "zruszenie" zapieczonego sworznia. Dalszy demontaż połączenia sworzniowego może odbywać się tradycyjnymi metodami, ze względu na możliwy dostęp od strony zewnętrznej spągnicy.

Prace koncepcyjne poprzedzone zostały analizą postaci konstrukcyjnych spągnic sekcji obudowy zmechanizowanych, stosowanych w polskich kopalniach. W tym celu wykorzystano posiadaną, w Zakładzie Obudów Zmechanizowanych ITG KOMAG, wiedzę z zakresu oceny stanu technicznego różnych typów sekcji obudowy [8]. W wyniku analizy zidentyfikowano 136 typów sekcji obudowy zmechanizowanej, z których, w kolejnym etapie analizy, odrzucono sekcje ze spągnicami dzielonymi. Sekcje te odrzucono, ze względu na brak możliwości wykorzystania jednej ze spągnic jako oparcia do operacji wypychania sworznia w drugiej części spągnicy oraz brak możliwości zabezpieczenia spągnic przed ewentualnymi uszkodzeniami, w operacji wypychania sworzni. Ostatecznie do dalszej analizy zakwalifikowano 83 typy sekcji obudowy, które posiadają spągnice typu katamaran.

W kolejnym kroku, na podstawie instrukcji obsługi wytypowanych 83 sekcji obudowy, dokonano analizy średnicy sworzni lemniskatowych, występujących w spągnicach. W wyniku analizy stwierdzono, że średnica sworzni lemniskatowych spągnic poddanych analizie nie jest nigdy mniejsza niż 100 mm, co pozwoliło na podjęcie decyzji o doborze wielkości siłownika hydraulicznego wypychacza sworzni. Przyjęto następujące założenia:

- średnica wewnętrzna rury siłownika ø250 mm, co pozwoli na uzyskanie siły wypychania sworznia 1,23 MN, przy ciśnieniu zasilania 25 MPa,
- średnica rdzennika siłownika sworzni ø100 mm,
- skok siłownika 50 mm,
- zostaną użyte uszczelnienia firmy Hallite.

Na rysunku 4 przedstawiono schemat siłownika wypychacza sworzni ø250/100, w którym zastosowano standardową rurę cylindra o średnicy Ø298,5 mm, z materiału 32HA, natomiast pozostałe elementy, jak: spodnik (dno cylindra), dławnica cylindra, rdzennik i tłoczysko zostaną wykonane z materiału 41Cr4.



Rys. 4. Koncepcja siłownika wypychacza sworzni [7]

W dnie cylindra wykonano podtoczenie służące do minięcia sworznia lemniskatowego, wystającego poza gabaryt burty spągnicy. Zasilanie odbywać się będzie przez dwie standardowe złączki proste Stecko 10. Ostatecznie uzyskano całkowitą, minimalną ze względu na opisane powyżej



kryteria, długość siłownika wypychacza sworzni równą 240 mm. Wypychacz wyposażono także w dwa standardowe uchwyty transportowe, każdy o nośności 1,15 t.

Mając wymiary siłownika wypychacza sworzni należało sprawdzić, czy we wszystkich 83 typach sekcji, wstępnie wyselekcjonowanych do użycia wypychacza sworzni, możliwe będzie jego zastosowanie ze względu na:

- średnicę zewnętrzną wypychacza,
- dostęp do sworznia lemniskatowego z obszaru pomiędzy burtami spągnic (obszar działania układu przesuwnego).

W celu wykrycia kolizji pomiędzy siłownikiem wypychacza sworzni, a elementami spągnic sekcji obudowy poddanych analizie, sporządzono skalowalne bitmapy spągnic, na które nałożono obraz wypychacza sworzni. W pierwszej kolejności sprawdzono występowanie kolizji ze względu na średnicę wypychacza. Przykładową analizę przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Przykładowa analiza możliwości zastosowania wypychacza sworzni ze względu na jego średnicę [7]

Z przeprowadzonej analizy możliwości zastosowania wypychacza sworzni ze względu na jego średnicę stwierdzono:

- 62 typy sekcji obudowy z dostępem do obu sworzni lemniskatowych,
- 10 typów sekcji obudowy z dostępem tylko do sworznia przedniego,
- 7 typów sekcji obudowy z dostępem tylko do sworznia tylnego,
- 3 typy sekcji obudowy z brakiem dostępu do obu sworzni.

Ponadto w przypadku kształtu jednej ze spągnic konieczne byłoby wykonanie specjalnego siłownika wypychacza, a z założenia ma powstać uniwersalne urządzenie. Zatem zgodnie z powyższym wyeliminowano 4 typy sekcji obudowy, a dla pozostałych przeprowadzono analizę możliwości zastosowania wypychacza sworzni ze względu na kryterium dostępu do sworzni lemniskatowych z obszaru pomiędzy spągnicami. Przykładową analizę przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Przykładowa analiza możliwości zastosowania wypychacza sworzni ze względu na dostęp z obszaru pomiędzy spągnicami [7]



Przeprowadzona analiza postaci konstrukcyjnych 79 spągnic, pozwoliła na wyciagnięcie następujących wniosków:

- 59 typy sekcji obudowy z dostępem do obu sworzni lemniskatowych,
- 10 typów sekcji obudowy z dostępem tylko do sworznia przedniego,
- 9 typów sekcji obudowy z dostępem tylko do sworznia tylnego,
- 1 typ sekcji obudowy, dla którego stwierdzono brak dostępu do obu sworzni.

W kolejnym etapie prac przeprowadzono analizę 78 typów sekcji obudowy, możliwości zabudowania siłownika wypychacza sworzni, pomiędzy burtami wewnętrznymi spągnicy, z uwzględnieniem wystających sworzni lemniskatowych i ewentualnych nakładek. Przykładową analizę przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Przykładowa analiza możliwości zastosowania wypychacza sworzni ze względu na luzy pomiędzy wypychaczem, a sworzniem wypychanym [7]

Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że w zależności od konstrukcji spągnicy, luz pomiędzy wypychaczem sworzni, a wypychanym sworzniem może mieści się w granicach 10÷135 mm. Oznaczało to konieczność opracowania typoszeregu wkładek niwelujących luz, co pozwoli na wykonanie operacji wypychania sworzni lemniskatowych. W tym celu wykonano kolejną analizę wymiarową, grupującą luzy i odpowiadające im długości wkładek dystansowych. Dodatkowo założono, że w procesie wypychania sworzni wykorzystywana będzie co najmniej połowa całkowitego skoku siłownika wypychacza sworzni (25 mm). Wyniki analizy przestawiono w tabeli 1.

						Т	abela 1.
luz [mm]		w	ypychacz +	- długość w	kładki (m	m]	
	0	20	40	60	80	100	125
10							
15							
20							
25							
30							
35							
40							
45							
50							
55							
60							
65							
70							
75							
80							
85							
90							
95							
100							
105							
110							
120							
135							

#### Analiza wymiarowa wkładek dystansowych



Z godnie z wynikami analizy, zestawionymi w tabeli 1, opracowano 6 wkładek dystansowych, które umożliwią zastosowanie siłownika wypychacza sworzni we wszystkich 78 typach sekcji obudowy zmechanizowanej. Jednakże w przypadku 13 analizowanych konstrukcji spągnic, stwierdzono występowanie dodatkowych elementów, umieszczonych po wewnętrznej stronie burt, zabezpieczających sworzeń przedni przed wysunięciem, jak przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Przykładowe zabezpieczenie przed wysunięciem sworznia lemniskatowego przedniego [7]

W związku z powyższym dokonano modyfikacji kształtu wkładek dystansowych, która polegała na wykonaniu podebrania, omijającego umieszczone na wewnętrznej burcie elementy zabezpieczenia, zapewniającego nacisk wkładki tylko na sworzeń lemniskatowy. Uwzględniając poprzednio wykonywane analizy luzów (tabela 1) opracowano typoszereg 6 wkładek dystansowych, zmodyfikowanych. Na rysunku 9 i 10 przedstawiono przykładowe wkładki dystansowe, przedłużające tłoczysko wypychacza hydraulicznego o 20 mm.



Rys. 9. Wkładka dystansowa [7]

Rys. 10. Zmodyfikowana wkładka dystansowa [7]

2

Ø100

Podczas operacji wypychania sworzni, prowadzonej przy użyciu siłownika hydraulicznego, którego koncepcję przedstawiono na rysunku 4, konstrukcja spągnicy typu katamaran, może ulec uszkodzeniu. Szczególnie narażone na uszkodzenia są spoiny i blachy tworzące "most" spągnicy, a także spoiny i blachy spinające części spągnicy w tylnej części. Na rysunkach 11 i 12 przedstawiono schematycznie identyfikację uszkodzeń spągnicy, jakie mogą wystąpić w trakcie operacji wypychania sworzni.





Rys.11. Identyfikacja możliwych uszkodzeń spągnicy, w operacji wypychania sworzni lemniskatowych przednich [7]



Rys. 12. Identyfikacja możliwych uszkodzeń spągnicy, w operacji wypychania sworzni lemniskatowych tylnych [7]

Aby zapobiec możliwym uszkodzeniom spągnic, podczas wykonywania operacji wypychania sworzni lemniskatowych, opracowano koncepcję zespołu szczęk zakładanych na burty spągnic. Schemat proponowanego rozwiązania przedstawiono na rysunku 13.



Rys. 13. Schemat działania zespołu szczęk zabezpieczających spągnice przed uszkodzeniem



Zespół wypychacza sworzni składa się z siłownika hydraulicznego (3), nakładki dystansowej (4) i zespołu szczęk (5). Zasada jego działania polega na rozparciu siłownika hydraulicznego (3), z nałożoną nakładką dystansową (4), między wewnętrzną burtą spągnicy (1), a wypychanym sworzniem (2). Zasilając siłownik (3), sworzeń (2) wypychany jest jego siłą podtłokową, natomiast konstrukcja spągnicy zabezpieczona jest przed rozerwaniem za pomocą zespołu szczęk (5), o regulowanym rozstawie.

Zespół szczęk, schematycznie przedstawiony na rysunkach 14 i 15, składa się z pręta głównego, szczęk o regulowanym rozstawie, nakrętek oraz pierścieni ustalających. Nakrętki i pierścienie ustalające stanowią powierzchnie oporowe dla szczęk, które spinają burty spągnicy od strony przeciwnej do kierunku działania siły, pochodzącej od wypychacza sworzni. Z uwagi na znaczące różnice w rozstawie blach burt spągnic sekcji obudowy zmechanizowanej z podziałką 1,5 m i 1,75 m, dokonano wstępnego podziału wielkości urządzenia na dwie grupy. Dalsze analizy konstrukcji spągnic pozwoliły na opracowanie dwóch koncepcji zespołów szczęk, dedykowanych dla sekcji obudowy o podziałce 1,5 m oraz 1,75 m. Schematy tych zespołów przedstawiono na rysunku 14 i 15.



Rys. 14. Zespół szczęk dedykowanych dla sekcji obudowy z podziałką 1,5 m [7]



Rys. 15. Zespół szczęk dedykowanych dla sekcji obudowy z podziałką 1,75 m [7]

#### 3. Podsumowanie

Transport sekcji obudowy zmechanizowanej w całości zależy m.in. od wymiarów gabarytowych podziemnych dróg transportowych, które w polskim górnictwie najczęściej są niewystarczające. Zatem relokacja sekcji do nowej ściany wymaga rozłożenia sekcji na zespoły główne, połączone ze sobą za pomocą sworzni. O ile demontaż sworzni węzłów stropnica-osłona odzawałowa i osłona odzawałowa-łączniki lemniskatowe, zwykle nie nastręcza większych problemów, to w przypadku



sworzni łączących łączniki lemniskatowe ze spągnicą lub nadstawki spągnicy ze spągnicą, demontaż sprawia największą trudność. Jest to konsekwencją pracy spągnic w środowisku mocno zanieczyszczonym, która często prowadzi do zapieczenia lub wręcz "zabetonowania" połączenia sworzniowego. Oprócz inwazyjnych i kosztownych metod demontażu sworzni, polegających na wypalaniu lub wycinaniu sworzni, stosowane są również hydrauliczne wyciągacze lub wypychacze sworzni. Jednakże wadą dotychczas stosowanych dedykowanych urządzeń jest za mała siła wyciągania/wypychania sworznia oraz brak elementów zabezpieczających spągnice przed "rozerwaniem". Rozwiązaniem tego problemu jest omówiona w niniejszym rozdziale koncepcja zespołu wypychacza sworzni, który składa się z wypychacza hydraulicznego (o dużej sile wypychania, wynoszacej 1,23 MN, przy ciśnieniu zasilania 25 MPa), wkładek dystansowych stanowiacych przedłużacz mechaniczny wypychacza oraz zespołu szczęk, spinających burty spagnic od strony przeciwnej do kierunku działania siły, pochodzącej od wypychacza sworzni. Proponowane rozwiązanie powstało na podstawie przeprowadzonej analizy dostępnych na polskim rynku konstrukcji spagnic 136 typów sekcji obudowy zmechanizowanej. Efektem tych analiz było opracowanie koncepcji 2 zespołów wypychacza sworzni, dla sekcji o podziałce 1,5 m i 1,75 m, które pozwolą na wykonanie operacji wypychania sworzni w spągnicach 78 typów sekcji obudowy zmechanizowanej.

W celu prawidłowego doboru materiałów, jak i optymalizacji cech konstrukcyjnych zaproponowanego rozwiązania (optymalizacja pod kątem minimalizacji masy i gabarytów obejm), przewidziano kolejny etap prac badawczych, mający na celu weryfikację wytrzymałościową elementów zespołu wypychacza sworzni.

#### Literatura

- Dudek M., Wądrzyk Z.: Badanie kolizyjności na trasach transportowych kolejek spągowych i podwieszonych. KOMTECH 2010, Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010 s. 193-202
- Szymiczek K.: Kolejki spągowe zębate spalinowe, a bezpieczeństwo pracy w czasie transportu ciężkich elementów. Materiały I Międzynarodowej Konferencji Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie - diagnostyka, naprawy i remonty, Szczyrk 30.05 – 01.06.2005, CBiDGP, s.162-167
- 3. Szyguła M.: Rozwój konstrukcji sekcji obudowy zmechanizowanej w górnictwie węgla kamiennego w Polsce. Maszyny Górnicze 2013 nr 2 s. 30-38, ISSN 0209-3693
- 4. Szweda S., Szyguła M., Mazurek K.: Czynniki wpływające na postać konstrukcyjną i parametry techniczne sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej. Część 1. Czynniki naturalne, techniczne i konstrukcyjne, ITG KOMAG, Gliwice 2016, ISBN 978-83-65593-01
- 5. Kania J., Szweda S., Szyguła M.: Analiza procesu wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej z wyrobiska ścianowego w aspekcie bezpieczeństwa. Maszyny Górnicze Nr 3 (2018), s. 24-34
- 6. Instrukcja nr W31.263IOR i W31.264IOR Obudowa ścianowa zmechanizowana HYDROMEL-16/35-POz HYDROMEL-16/35-POz/BSN, Gliwice, 04.2016 r.
- 7. Mazurek K.: Urządzenie do wypychania sworzni lemniskatowych spągnicy. Opracowanie koncepcji urządzenia do wypychania sworzni. Sprawozdanie ITG KOMAG E/BDO-28057/OR. Gliwice, 03.2021. (materiały niepublikowane)
- Szyguła M., Chlebek D., Cieślak Z., Gerlich J., Jenczmyk D., Mazurek K., Stępor J., Turczyński K.: Stan techniczny sekcji obudowy zmechanizowanej na podstawie przeprowadzonych przy udziale Instytutu Techniki Górniczej KOMAG ocen stopnia zużycia. Masz. Gór. 2010 nr 3-4 s. 45-50



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.3

### Analiza pomiarów zmian naprężeń ramy kabiny i wybranych elementów zbrojenia szybowego instalacji dźwigowej zabudowanej w szybie górniczym "Regis" w Kopalni Soli Wieliczka

Krzysztof Rozwadowski - Kopalnia Soli "Wieliczka" S.A., AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Artur Konewecki - Elektrometal S.A., AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Szymon Molski - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Rafał Pasek - Kopalnia Soli "Wieliczka" S.A., AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

**Streszczenie:** W szybie zabytkowej Kopalni Soli "Wieliczka" do transportu turystów został zaprojektowany i zabudowany układ dwóch dźwigów. Każde z tych urządzeń może transportować niezależnie 21 osób. Nominalny udźwig to 1600 kg. Z obserwacji służb utrzymania ruchu wynika, że konstrukcja ramy oraz elementy wsporcze układu prowadnic są niezwykle sztywne i nie wykazują tendencji do odkształceń w zakresie sprężystym nawet pod maksymalnym obciążeniem. Jeden ze znaczących masowo elementów składowych dźwigu to jego rama. W celu weryfikacji zasadności zabudowy zwartej i sztywnej konstrukcji ramy oraz wsporników dźwigów przeprowadzono szereg pomiarów naprężeń w tych konstrukcjach podczas zmiennych warunków eksploatacyjnych. Analiza wyników pomiarów wykazała bardzo niewielkie przyrosty naprężeń w ramie dźwigu i zbrojeniu szybowym.

Słowa kluczowe: pomiary, dźwig, szyb górniczy, naprężenia, zbrojenie, rama kabiny

# Analysis of the results of measurements of changes in the stresses of the cabin frame and selected elements of the shaft reinforcement of the lift implemented in the ''Regis'' mining shaft in the Wieliczka Salt Mine

**Abstract:** In the shaft of the historic "Wieliczka" Salt Mine, a system of two personal (lifts) was designed and built-in for the transport of tourists. Each of these devices can transport 21 people independently. The nominal load capacity is 1600 kg. The observations of maintenance services show that the frame structure and supporting elements of the guide system are extremely rigid and do not show a tendency for deformation, even under the maximum load. One of the mass-significant components of the crane is its frame. In order to verify the legitimacy of the compact and rigid structure of the frame and crane supports, a number of stress measurements were carried out in these structures during variable operating conditions. Analysis of the measurement results showed very small stress increases in the crane frame and shaft reinforcement.

Keywords: measurements, crane (lift), mining shaft, stresses, reinforcement, cabin frame

#### 1. Charakterystyka dźwigów

Dźwigi zabudowane w szybie "Regis" pracują od 2012. Są to urządzenia o udźwigu 1600 kg oraz prędkości jazdy 4 m/s. Usytuowane w tarczy szybu zajmują znaczną część przekroju (rys. 1), mocowane do uprzednio zabudowanych dźwigarów zbrojnie, które można określić jako znacznie przewymiarowane w stosunku do obecnych obciążeń eksploatacyjnych.





Rys. 1. Tarcza szybu "Regis" z zabudowanymi urządzeniami [1]

Dźwigi zostały wyposażone we wciągarki bez reduktorowe z kołem ciernym o średnicy 690 mm, zabudowane w maszynowni kabiny prowadzonej w szybie po dwóch prowadnikach sztywnych z pośrednictwem prowadnic tocznych. Przeciwwaga została wykonana w układzie bocznym. Układ napędowy jest wyposażony w 6 lin nośnych o średnicy 13 mm oraz 7 lin wyrównawczych o średnicy 16 mm. Badaniom pomiarowym zmian naprężeń została poddana metalowa rama dźwigająca kabinę połączona cięgłami [2] oraz metalowe wsporniki trzymające prowadnice, które zapewniają prowadzenie ram kabinowych [2].

#### 2. Układ pomiarowy

Wybrany sposób przeprowadzania badań został oparty o zjawisko tensooporowe, które polega na zmianie rezystancji cienkiego drutu metalowego poddanego działaniu odkształceń liniowych. Zmiana rezystancji drutu, w granicach sprężystości, jest proporcjonalna do jego odkształcenia linowego [3].

Zabudowany w szybie układ pomiarowy został opracowany na bazie rejestratora CL460 w wersji 1.51. Rejestrator ten jest przeznaczony do jednoczesnego i precyzyjnego pomiaru i rejestracji wielkości fizycznych, przetwarzanych na sygnały elektryczne za pomocą mostków tensometrycznych, tensometrów w układzie ćwierćmostka, przetworników z wyjściem prądowym w zakresie od 4 do 20 mA lub czujników potencjometrycznych, w wielu kanałach. Do analizy danych wykorzystywany jest dedykowany program do rejestracji i wizualizacji przebiegów. Urządzenie posiada 16 kanałów analogowych, do których można wpiąć 16 adapterów ćwierćmostków tensometrycznych. Rozdzielczość



pomiarowa w układzie ćwierćmostka wynosi 1  $\mu$ m/m, co pozwala odnotować nawet minimalne zmiany naprężeń w [4].

Rama, która została zastosowana to model CF25(TP) z dwoma kołami linowymi. Pierwsza lokalizacja, w której przyklejono układ tensometrów to belka górna ramy kabiny (poz. 1 z rys. 2). Przewidziano układ trzech tensometrów w rozstawie 120°. W tym miejscu zarejestrowano wzrosty naprężeń pochodzące od siły grawitacji, ciężaru własnego ramy kabiny wraz z osprzętem oraz siły pochodzące od masy lin. Drugi punkt pomiarowy usytuowano na cięgle ramy (poz. 2 z rys. 2). Trzeci punkt pomiarowy na ramie to belka dolna (poz. 3 z rysunku 2) ramy kabiny. Tabela 1 zawiera nazwy tensometrów w celu weryfikacji ich położenia na obiekcie badanym.



Rys. 2. Lokalizacja punktów pomiarowych na ramie kabiny model CF25(TP) [4]



Rys. 3. Lokalizacja punktów pomiarowych na wsporniku wschodnim [4]





Rys. 4. Lokalizacja punktów pomiarowych na wsporniku zachodnim [4]

Układ pomiarowy został przetestowany w warunkach zmiennej prędkości, czyli jazdy rewizyjnej dźwigu (0,4 m/s) i jazdy z pełną prędkością (4 m/s), jak i przy zmiennym obciążeniu, czyli przy pustej kabinie dźwigu i przy pełnym obciążeniu. Analiza wyników pomiarów wykazała, że oczekiwane naprężenia w założonym punkcie pomiarowym pokrywają się z założeniami, które wyspecyfikowano podczas wstępnych rozważań teoretycznych. Próby zostały również przeprowadzone przy hamowaniu awaryjnym napędem przy pełnej prędkości i częściowym obciążeniu kabiny podczas jazdy kabiny dźwigu w górę.

Takie założenie – jazda kabiny w górę podczas hamowania awaryjnego napędem - wynikała z tego, że jej hamowanie przy jeździe w dół, mogło spowodować wyzwolenie układu chwytaczy, co skutkowałoby uszkodzeniem powierzchni prowadnic kabinowych przez zaciskane kliny hamujące i konieczności czasowego wyłączenia dźwigu z eksploatacji. Na tym etapie badań zaniechano wykonywanie takich prób. Próby, które zostały przeprowadzone podczas hamowania awaryjnego napędem podczas jazdy kabiny w górę, mogą być podstawą do wyciągnięcia stosownych wniosków.

#### 3. Wyniki pomiarów naprężeń ramy kabinowej

W planowanym eksperymencie pomiarowym założono cztery etapy badania. Każdy z etapów badania był odmienny co do zasady funkcjonowania dźwigu.

Pierwsza seria badań to badania podczas przejazdu rewizyjnego kabiny dźwigu w dół. Jazda rewizyjna dźwigu odbywa się z prędkością 0,3 m/s. Na rysunku 5 przedstawiono przyrost naprężeń odnotowany na poszczególnych tensometrach podczas jazdy od przystanku 1 na poziomie 0 do poz. -135 m. Można zauważyć, że proporcjonalnie do głębokości przyrastają naprężenia rejestrowane tensometrami P6 i P7, aż do zatrzymania na poziomie końcowym, gdzie ich wartości stabilizują się na poziomie odpowiednio 60 MPa oraz 50 MPa. Tensometry te pokazują odkształcenia w zakresie sprężystym belki dolnej ramy kabinowej. Zauważalne przyrosty naprężeń, choć mniejsze od wskazywanych tensometrami P6 i P7 można zauważyć przyrost naprężeń w granicach 36 MPa. Tensometr P4, który rejestruje naprężenia rozciągające w cięgle nie odnotowuje przyrostów naprężenia - maksymalne naprężenia jakie na nim odnotowano w chwili zatrzymania to 14 MPa. Po ustabilizowaniu układu badawczego przeprowadzono tarowanie wskazań tensometrów i powtórzono pomiary jazdą z dołu do góry, zmiany naprężeń pokazano na rysunku 6. Sytuacja jaką można zaobserwować na rysunku 6 obrazuje odwrotne zmiany naprężeń w stosunku do tych odnotowanych podczas jazdy w dół.



Tym samym naprężenia odnotowane na tensometrach P6 i P7 posiadają odwrotny znak, oraz graniczne wartości odpowiednio 60 MPa i 48 MPa po zatrzymaniu. Natomiast większe naprężenia zginające pojawiły się na ramie górnej, co obrazuje wskazanie tensometru P3 i sięgają one 98 MPa. Analizując zatem faktyczne przyrosty naprężeń na ramie można mówić o zginaniu i skręcaniu belki dolnej oraz zginaniu belki górnej. Należy zwrócić uwagę na fakt, iż podczas jazdy w górę zginanie belki górnej zwiększa się, co spowodowane jest zwiększaniem masy lin wyrównawczych, a tym samym zwiększaniem transportowanej masy w zakresie od zawieszenia lin do koła zwrotnego w podszybiu dźwigu. Częstotliwośc próbkowania w przperowadzonych badaniach wynosiła 50Hz.

		Tabela 1
Oznaczenie	Nazwa	Obszar
P1	Tensometr 1	
P2 Tensometr 2		Belka Górna [patrz poz. 1 rys. 2]
P3	Tensometr 3	
P4	Tensometr 4	Cięgło [patrz poz. 2 rys. 2]
P5	Tensometr 5	
P6	Tensometr 6	Belka Dolna [patrz poz. 3 rys. 2]
P7	Tensometr 7	

Oznaczenia	tensometrów	zabudowany	vch na	ramie	kahinv
Oznaczenia	tensometrow	Labuuowany	усп па	1 anne	Kaumy







Druga seria badań dotyczyła przejazdu z prędkością nominalną kabiny. Jazda normalna dźwigu odbywa się z prędkością 4 m/s. Na rysunku 7 przedstawiono przyrost naprężeń odnotowany na poszczególnych tensometrach podczas jazdy od przystanku 1 na poziomie 0 do poz. -135 m. Przez okres pierwszy 9 sekund można zauważyć niewielkie zmiany naprężeń zarejestrowane przez tensometr P3. Dotyczą one okresu otwierania i zamykania drzwi kabinowych oraz przystankowych urządzenia. Po tym czasie następuje uruchomienie dźwigu. Kabina dźwigu jedzie w dół. Podczas jazdy wraz z pokonywanymi metrami następuje zwiększanie naprężeń w szczególności na tensometrach P6 i P7. Zmiany naprężeń w tych tensometrach są pochodną zmiany obciążenia wywołanego linami wyrównawczymi. Belka dolna ulega nieznacznemu zginaniu oraz skręcaniu. Siły oraz momenty, które wywołują to zjawisko pochodzą od zmiany masy lin wyrównawczych oraz od ruchu tych lin. Zmiany te odpowiadają zmianom jakie zarejestrowano podczas badań przeprowadzanych z prędkością rewizyjną. Pomiędzy 43 sekundą a 47 następuje etap wyhamowania kabiny urządzenia dźwigowego. Natomiast czas od 47 do 49 sekundy to otwarcie drzwi kabinowych. Dalszej części wykresu nie należy rozpatrywać, ponieważ są to zakłócenia wynikające z wchodzenia do kabiny obsługi.





Trzecia seria badań to jazda kabiny dźwigu z maksymalnym obciążeniem tj. 1600 kg w trybie jazdy normalnej z prędkością 4 m/s. Na rysunku 8 przedstawiono 10 cykli jazdy z maksymalnymi parametrami pracy przewidzianymi dla tego urządzenia. Należy zwrócić uwagę, że maksymalne przyrosty naprężeń w układzie ponownie odnotowano na tensometrach zabudowanych na ramie dolnej, w szczególności na tensometrach P5 i P7. Świadczy to o występowaniu momentów skręcających pochodzących od lin wyrównawczych oraz sił zginających belkę pochodzących od obciążenia w kabinie dźwigu. Oscylacyjny charakter maksymalnych przyrostów naprężeń świadczy o wpływie dynamiki układu na ich zmianę. Podczas zatrzymywania urządzenia widać efekt zmniejszania się naprężeń, aż do chwilowej zmiany znaku w końcowym etapie hamowania układu. Częstotliwośc próbkowania w przperowadzonych badaniach wynosiła 50Hz.




Ostatnia - czwarta seria badań do jazda kabiny dźwigu z 80% obciążeniem i awaryjne hamowanie wyzwolone podczas maksymalnej prędkości 4 m/s. Pomiary przeprowadzono podczas jazdy kabiny w górę. Na rysunku 9, który obrazuje proces hamowania można zauważyć trzy momenty, w których następuje proces awaryjnego zatrzymania dźwigu poruszającego się z maksymalną prędkością. Pierwszy rozruch dźwigu obserwujemy od 170 sekundy do około 610 sekundy. Pozostałe fragmenty wykresu to dojazd zamykanie windy i załączanie oraz wyłączanie aparatury pomiarowej. Pierwsze hamowanie można zaobserwować na wykresie w okolicy 234 sekundy, gdzie następuje skokowy wzrost naprężeń w ramie dolnej, co przedstawia wykres dla tensometrów P5 i P6. Układ w czasie około 40 sekund wytłumia skokowy wzrost naprężeń. Należy zwrócić uwagę, iż każdy kolejny proces hamowania w funkcji czasu uległ nieznacznemu wydłużeniu, ze względu na rozgrzanie pary kinematycznej koła napędowego i liny. Przyrosty naprężeń zginających i skręcających w belkach dolnych ramy podczas hamowania nie przekraczały 48 MPa, wraz ze wzrostem wysokości podnoszenie nieznacznie zwiększały się naprężenia zginające w górnej belce co obrazuje wykres z tensometru P3. Wzrosty naprężeń w tensometrze P3 mają charakter liniowy w funkcji wysokości podnoszenia.





Rys. 9. Jazda kabiny V = 4 m/s, Q = 1280 kg - hamowanie awaryjne

#### 4. Wyniki pomiarów elementów wsporczych

Na wykresach 5 do 9 przedstawiono wybrane wyniki zarejestrowanych pomiarów. Wykresy te obrazują zmianę naprężeń w badanych elementach konstrukcyjnych zbrojenia szybowego i dotyczą tensometrów zamontowanych w lokalizacji 4 i 5 z rysunku nr 3 czyli dla wspornika wschodniego, gdzie w lokalizacji 4 mamy zabudowane trzy tesometry w układzie rozety tensometrów w rozstawie 120° a w lokalizacji 5 jeden tensometr. Dla lokalizacji 6 z rysunku nr 4 czyli wspornika zachodniego, mamy zabudowane trzy tensometry w układzie rozety tensometrów w rozstawie 120°.

tfal



Rys. 10. Jazda kabiny 10 cykli V = 4 m/s, Q = 1600 kg wyniki dla wspornika wschodniego



Rys. 11. Jazda kabiny V = 0.4 m/s, Q = 1600 kg zmiana naprężeń dla: a) zrzut dla górnego wózka prowadników tocznych przy jeździe w dół i zrzut dla dolnego wózka prowadników tocznych przy jeździe w górę, b) zrzut dla górnego wózka prowadników tocznych przy jeździe w górę, c) zrzut dla górnego wózka prowadników tocznych przy jeździe w górę





Rys. 12. Jazda kabiny V = 0,4 m/s, Q = 0 kg, zmiany naprężeń na wsporniku wschodnim przy przejeździe z prędkością rewizyjną bez obciążenia



Rys. 13. Jazda kabiny V = 0,4m/s, Q = 0 kg, zmiana naprężeń dla: a) zrzut dla górnego wózka prowadników tocznych przy jeździe w dół i zrzut dla dolnego wózka prowadników tocznych przy jeździe w górę, b) zrzut dla górnego wózka prowadników tocznych przy jeździe w górę, c) zrzut dla górnego wózka prowadników tocznych przy jeździe w górę

Na rysunkach od 10 do 13 przedstawiono przykładowe przebiegi zmian naprężeń w funkcji czasu zarejestrowane podczas jazd testowych kabiny dźwigu z prędkością rewizyjną i symulowanych zdarzeniem polegającym na natychmiastowym zatrzymaniu dźwigu przy najeździe na opomiarowany wspornik, górnym wózkiem lub dolnym wózkiem prowadnic tocznych kabiny, czy też przejeździe przez strefę pomiaru bez zatrzymania. Przedstawione wyniki sugerują o słuszności przyjętego kierunku prowadzonych pomiarów i potwierdzają założenia dotyczące przewymiarowania elementów wsporczych prowadzenia dźwigu. Maksymalne zmiany naprężeń przy symulowanym natychmiastowym zatrzymaniu, swobodnym przejeździe zarówno bez obciążenia, jak i z obciążeniem są na niskim poziomie, czyli około 60 MPa, co stanowi około 15% wytrzymałości na rozciąganie zastosowanego materiału, a fakt obciążania kabiny nie wpływa znacząco na wzrost rejestrowanych naprężeń.



#### 6. Wnioski

Przedstawione wyniki pomiarów wskazują na nieznaczne przyrosty naprężeń w badanych elementach instalacji dźwigowej. Przyrosty napreżeń w ramie dźwigu w jednym przypadku sięgają 98 MPa. Przypadek ten występuje podczas jazdy kabiny przez cały szyb z prędkością rewizyjną. W większość przypadków pracy mieszanej urządzenia dźwigowego, naprężenia w konstrukcji kabiny nie przekraczają 60 MPa w kierunku zginania i skręcania konstrukcji. Należy zwrócić uwagę na fakt, wykonania konstrukcji ramy z materiału S235JR, dla której minimalny wskaźnik wytrzymałości na rozciąganie dla grubości do 16 mm to 340 MPa wg normy PN-EN-10025 Wyroby walcowane na gorąco z niestopowych stali konstrukcyjnych [5]. Z wstępnej analizy MES przedstawionej w publikacji [4] wykazano, iż naprężenia zredukowane według hipotezy wytężeniowej von Misesa nie przekraczają 50 MPa. Jedynie lokalne wzrosty naprężeń w gniazdach śrub generują większe naprężenia wywołane naciskami, które producent zredukował poprzez zastosowanie dodatkowych podkładek. Wsporniki ciągów prowadniczych również wykonano z tego samego materiału, zabezpieczonego antykorozyjnie przez cynkowanie. Jak wskazano na wykresach przyrosty naprężeń w kierunku zginania nie przekraczają 60 MPa przy przejeździe i zatrzymaniu się w ich bezpośredniej bliskości. Naprężeń wstępnych we wspornikach w zasadzie nie ma poza tymi od masy własnej wynikających z momentu zamocowania oraz pochodzące od masy częściowej prowadnic toru jezdnego. Na ewentualny efekt znacznych przyrostów naprężeń w elementach wsporczych ma prostoliniowość ciągów prowadniczych kabiny i należy ten parametr w ocenie aspektów wytrzymałościowych wziąć pod uwagę.

Konkludując analizę omówionych wyników przeprowadzonych badań wysnuto spostrzeżenia, że zastosowana rama i wsporniki wykazują dużą sztywność, a tym samym wytrzymałość całego układu jest bardzo wysoka, co wprost przekłada się na masę wszystkich elementów. Przyjmując znaczne przewymiarowanie konstrukcji i tym samym całego układu transportowego efekt ekonomiczny przedsięwzięcia najprawdopodobniej mógł być nieoptymalny. Dla potwierdzenia tych wniosków należy przeprowadzić dogłębne analizy modelowe ramy oraz wsporników z uwzględnieniem maksymalnych sił działających w układzie. Wykorzystanie metod numerycznych do optymalizacji konstrukcji znacząco przyczynia się do poprawy kryterium ekonomiczności oraz bezpieczeństwa [6].

#### Literatura

- 1. Krupa P.: "Dokumentacja odbiorcza Urządzeń transportowych specjalnych w obiekcie Szyb Regis Kopalnia Soli Wieliczka" 2012 (praca nieopublikowana)
- Kwaśniewski J.: Dźwigi osobowe i towarowe budowa i eksploatacja, nr ISBN 83-7464-070-7, 2006
- Styburski W.: Przetworniki tensometryczne. Konstrukcja projektowanie użytkowanie, Warszawa 1976
- 4. Rozwadowski K. i in.: Aspekty metrologiczne procesów pomiarowych wybranych elementów instalacji dźwigowej zaimplementowanej w szybie górniczym, Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa, s.93-110, nr ISBN 978-83-65593-22-1, 2020
- 5. PN-EN 10025:2002 Wyroby walcowane na gorąco z niestopowych stali konstrukcyjnych Warunki techniczne dostawy
- 6. Lonkwic S. M. P.: Zastosowanie numerycznej metody wykorzystującej punkty aktywne w obliczeniach naprężeń spawalniczych, Kwartalnik Naukowo-Techniczny Obróbka metalu, 2019



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.4

#### Koncepcja modułowego przejezdnego przenośnika taśmowego

Sebastian Janas - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Zbigniew Szkudlarek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Streszczenie:** W rozdziale przedstawiono koncepcję budowy przenośnika taśmowego, składającego się z modułów, połączonych ze sobą przegubowo, które mają możliwość przemieszczania się wzdłuż wyrobiska po określonej trajektorii. W rozdziale zawarto wizualizację 3D oraz opis budowy przenośnika wraz ze wstępną analizą geometryczną przenośnika w ograniczonej przestrzeni wyrobiska. Przeanalizowana została również kinematyka układu zawieszenia przenośnika.

Słowa kluczowe: transport, odstawa, przenośnik

#### Concept of the modular belt conveyor

**Abstract:** The chapter presents the concept of a belt conveyor design, consisting of modules, articulated with each other, which can move along the working along a certain trajectory. The chapter contains 3D visualization and a description of the conveyor design along with a preliminary geometric analysis of the conveyor in the confined space of the working. Kinematics of the conveyor suspension system is also analysed.

Keywords: transport, haulage, conveyor

## 1. Wprowadzenie

Intensyfikacja wydobycia rud surowców mineralnych na świecie jest zasadniczym elementem wymuszającym zmianę technologii ich wydobycia. W większości, tradycyjne systemy odstawy, stosowane w istniejących krajowych kopalniach głębinowych, oparte są w całości na stacjonarnych układach przenośników taśmowych i zgrzebłowych. Są to systemy mało elastyczne i nie mobilne, które wymagają dużego nakładu pracy w celu ich alokacji w inny obszar wydobycia. Często jest też tak, że danej aplikacji przenośnikowej nie można zastosować bezpośrednio w innym obszarze pracy ze względu na konieczność przebudowy konstrukcji przenośnika lub też wymagane jest przygotowanie odpowiedniej przestrzeni dla jej poprawnej pracy.

Zmianą takiego stacjonarnego systemu odstawy przenośnikowej jest zastosowanie elastycznych mobilnych systemów przenośnikowych, które przemieszczają się wraz z systemami urabiania surowca, zachowując jednocześnie swoją autonomiczność w przemieszczaniu się. Urządzenia takie współpracują także ze stacjonarnymi systemami odstawy, jak również mogą pracować jako samodzielne systemy odstawy.

Elastyczne systemy odstawy przenośnikowej znalazły zastosowanie np. w zabierkowym systemie urabiania czy w systemach filarowo-komorowych. Opracowana w ITG KOMAG koncepcja elastycznego systemu odstawy przenośnikowej wykorzystuje budowę segmentową, w której powtarzalne modułowe przenośniki taśmowe połączone są ze sobą przegubowo.



## 2. Istniejące rozwiązania

W górnictwie, głównie południowoafrykańskim i australijskim, znane są rozwiązania przenośników modułowych. Takim przykładem może być przenośnik modułowy Flexiveyor (rys. 1a) kanadyjskiej firmy Prairie Machine. Posiada cztery wykonania uzależnione od prześwitu nad spągiem. Jego sumaryczna moc dla 23 segmentów to 238 kW, a całkowita szerokość 2,5 m.

Innym przykładem jest przenośnik taśmowy Flexible Conveyor Train 4FCT (rys. 1b) firmy Joy. Wyróżnia go przede wszystkim niezwykła elastyczność, wynikająca z dużej ilości krótkich modułów. Taki układ umożliwia maszynie, wpisywanie się w niemal dowolny kształt wyrobiska i sprawne przemieszczanie się po narzuconej trajektorii.



Rys. 1. Przykłady rozwiązań przenośników modułowych: a) Flexiveyor firmy Prairie Machine, b) Flexible Conveyor Train frimy Joy [1], [2]

## 3. Opis koncepcji modułowego przejezdnego przenośnika taśmowego

Konstrukcja przenośnika składa się z określonej liczby modułów połączonych ze sobą przegubowo. Przenośnik wyposażony jest w pojedyncze skrajne segmenty: zasypowy i wysypowy oraz n-liczbę segmentów podstawowych. Segment zasypowy wyróżnia się od podstawowego wydłużonym koszem zasypowym, a segment wysypowy nie jest wyposażony w moduł sprzęgający do następnego modułu.

Budowa wszystkich modułów jest podobna (rys. 2). Każdy z nich składa się z podwozia i części przenośnikowej. Na jednym końcu ramy podwozia (1), od spodniej strony, zamocowane zostały koła jezdne (2) w układzie wahaczowym. Do górnej płaszczyzny przykręcona została rama części przenośnikowej (3) wraz z zespołem krążników (4) oraz koszem zasypowym (5) i lejem wysypowym (6). Na osobnej ramie (7) posadowiony został napęd części przenośnikowej w postaci bębna napędowego (8) oraz bębna przewojowego (9). Na czopie bębna napędowego osadzona jest jednostka napędowa w postaci motoreduktora (10). Przed zespołem napędowym taśmy zabudowany został agregat hydrauliczny (11), służący do napędu kół jezdnych w module.





Rys. 2. Moduł podstawowy przenośnika: 1 – rama podwozia, 2 – koło jezdne, 3 – rama części przenośnikowej, 4 – zespół krążników, 5 – kosz zasypowy, 6 – lej wysypowy, 7 – rama podnapędowa, 8 – bęben napędowy, 9 – bęben przewojowy, 10 – motoreduktor, 11 – agregat hydrauliczny [3]

Moduły połączone są ze sobą za pomocą elementu w postaci przegubu Cardana (rys. 3). Sprzężenie takie umożliwia swobodne wychylanie się modułów względem siebie po najechaniu na nierówności wykraczające poza graniczny skok zawieszenia podwozia. Połówki przegubu Cardana są zintegrowane z ramą podwozia, rolę krzyżaka pełni element składający się z dwóch części skręcony śrubami.



Rys. 3. Przegubowe sprzężenie modułów [3]

Układ jezdny oparty jest o system wahaczowy umieszczony w korpusie (rys. 4). Korpus ten osadzony jest przegubowo w uchach przyspawanych do ramy podwozia. Całość podparta jest siłownikiem hydraulicznym, którego zadaniem jest utrzymywanie poszczególnych kół na określonym poziomie oraz możliwość wychylana ich w określonym zakresie. Skręt realizowany jest również na drodze hydraulicznej poprzez indywidualny siłownik dla każdego koła. Pozwala to na odpowiednie sterowanie kątem skrętu koła, aby osiągnąć poprawny kąt wyprzedzenia podczas skrętu.





Rys. 4. Zespół jezdny przenośnika modułowego [3]

Układ napędowy części przenośnikowej (rys. 5), w postaci motoreduktora, zasilany jest elektrycznie. Motoreduktor osadzony został na czopie bębna napędowego. Bęben napędowy współpracuje z bębnem przewojowym, którego zadaniem jest zwiększenie kąta opasania na bębnie napędowym oraz zmiana kierunku biegu taśmy do bębna zwrotnego. Cały układ napędowy części przenośnikowej osadzony jest na stojakach przymocowanych do ramy podwozia. Bębny mają możliwość regulacji, która realizowana jest poprzez zmianę położenia opraw łożyskowych.



Rys. 5. Widok układu napędowego części przenośnikowej [3]

Każdy moduł wyposażony jest w agregat hydrauliczny i lokalny sterownik, który zasila dwa silniki hydrauliczne zabudowane w kołach oraz siłowniki stabilizacji i skrętu. Każdy silnik hydrauliczny może osiągnąć maksymalny moment 8255 Nm. Układy hydrauliczne i lokalne sterowniki, na każdym z modułów będą nadzorowane poprzez sterownik centralny. Sterowanie całym przenośnikiem odbywać się będzie bezprzewodowo z poziomu operatora maszyny (za pomocą pilota). Pokonywanie wyrobisk nadzorowane będzie zespołem przetworników ultradźwiękowych (rys. 6) zabudowanych na każdym module. Wyniki pomiarów realizowanych przez przetworniki, wpływać będą na kąt ustawienia kół napędowych, a tym samym na trajektorię toru jazdy przenośnika.





Rys. 6. Zabudowa przetworników ultradźwiękowych na segmencie przenośnika: 1, 2, 3, 4 – przetworniki ultradźwiękowe zabudowane na kołach napędowych [4]

#### 4. Analiza geometryczna przenośnika w wyrobisku

Dla przeprowadzenia analizy geometrycznej istotnymi parametrami była długość segmentu przenośnika oraz jego całkowita szerokość, które bezpośrednio wpływają na wpisywanie się przenośnika w przekrój poprzeczny wyrobiska.

Podane parametry wyrobiska filarowo-komorowego narzucały odległość między filarami wynoszącą 10 m, przy wymiarach poprzecznych filara wynoszących 7×7 m. Wysokość wyrobiska nie powinna przekraczać 2 m.

Wstępnie dla takich parametrów przyjęto, że długość segmentu będzie wynosiła 10 m, a wydajność przenośnika wyniesie 3600 t/dobę. Aby zrealizować założoną wydajność, przy określonych parametrach napędu taśmy przenośnikowej, przyjęto szerokość taśmy B=1000 mm.

Dla tak zdefiniowanych danych wejściowych konstrukcyjnie określono szerokość segmentu przenośnika, która wyniosła 1600 mm.

Przeanalizowana została możliwość wpisywania się zespołu segmentów w zarys wyrobiska filarowo-komorowego (rys. 7a i 7b). Rozpatrzono teoretyczny, skrajny przypadek, kiedy przenośnik modułowy ma zatoczyć okrąg wokół filara (rys. 7a).





Przyjmując kąt skręcenia 60° oraz wpisanie osi skrętu segmentów w okrąg minimalny, promień skrętu równa się długości odcinka osi między punktami skręcenia segmentów przenośnika. Jak wynika



z analizy geometrycznej przenośnik może wykonać taki zwrot czysto teoretycznie. Jednak ze względów praktycznych taka długość segmentu będzie dostarczała dużo problemów podczas manewrowania całym układem. Może to doprowadzać do sytuacji, kiedy urządzenie może się "zakleszczać" z powodu nieoptymalnego toru jazdy (rys. 7b i 7c).

Dla celów porównawczych, przeprowadzono analizę pracy przenośnika o krótszych modułach. Do sprawdzenia przyjęty został moduł o długości 7 m. Krótsze segmenty pozwalają na bezproblemowe przemieszczanie się przenośnika w narzuconych gabarytach wyrobisk. W tym przypadku nie ma ryzyka "zakleszczenia" się przenośnika, a jego parametry trakcyjne nie uległy zmianie (rys. 8). Dzięki krótszym segmentom, takim przenośnikiem można będzie również pokonać wyrobiska o mniejszych rozmiarach.



Rys. 8. Analiza geometryczna wpisywania się przenośnika modułowego o długości modułu 7 m w wyrobisko komorowo-filarowe [3]

W kolejnym kroku dokonano analizy geometrii przesypu między sąsiednimi modułami. Optymalny przypadek prawidłowego przesypywania materiału występuje, gdy oś skrętu między dwoma modułami pokrywa się z punktem wysypu. Jednak w praktyce taki przypadek powoduje problemy natury konstrukcyjnej, związanej ze zbyt dużym promieniem jaki zataczał punkt wysypu strugi urobku. Po rozsunięciu modułów przenośnika promień po jakim będzie się przemieszczał punkt wysypu, będzie powodował ograniczenie kątowe przestrzeni w jakiej będzie przesypywany urobek na następny moduł (rys. 9).



Rys. 9. Geometria przesypu między modułami [3]

Ostatecznie zdefiniowany, dla przyjętej szerokości taśmy, maksymalny kąt skręcenia modułów między sobą wynoszący 60°, pozwala na zapewnienie przestrzeni, jaka będzie niezbędna do poprawnego przemieszczania się strugi urobku. Jednak ze względów praktycznych dla zminimalizowania przepadu zaprojektowany został kosz zasypowy, który rozmiarami gardzieli odpowiada całemu zakresowi przemieszczania się strugi urobku.

Aby zapewnić przesypywanie z modułu na moduł poprzedzający, część taśmowa uniesiona została o kąt 4° (rys. 10). Ograniczeniem kąta uniesienia zespołu przenośnikowego była narzucona maksymalna wysokość wyrobiska 2 m. Przy tak nisko położonym stropie należało również uwzględnić nierówności spągu, które będą generować lokalne zaciskanie układu przenośnikowego. Tym samym gabaryt wysokościowy przenośnika określony został na 1785 mm. Przy uwzględnieniu wysokości strugi urobku, dla maksymalnej wydajności, wysokość wzrosła do 1885 mm.



Rys. 10. Analiza wysokościowa przenośnika [3]



Ze względów trakcyjnych w analizie wysokości przenośnika uwzględniono również średnicę koła jezdnego zastosowanego w module. Do analizy brane były pod uwagę dwie średnice: 460 mm albo 390 mm. Średnice mniejsze niż 390 mm odrzucone zostały ze względów trakcyjnych, większe od 460 mm – ze względu na znaczny wzrost gabarytu wysokościowego. Do dalszej analizy przyjęto średnicę 390 mm. Dodatkowo rozpatrywana była wersja podwozia z osią poprzeczną albo koła z wahaczem. Ze względu na prześwit do koncepcji przyjęto wersję koła z wahaczem (rys. 11). Zastosowanie belki poprzecznej mocno ograniczało prześwit między kołami, który wynosił 180 mm. Zastosowanie koła z wahaczem pozwoliło zwiększyć prześwit do wartości 260 mm. Założony skok wahacza koła określony został w sposób geometryczny. Zawierał się w zakresie od +62 mm (ugięcie w górę) do -96 mm (ugięcie w dół).



Rys. 11. Geometryczna analiza zawieszenia wahaczowego [3]

Napęd przenośnika zrealizowany został na drodze elektryczno-hydraulicznej. W każdym module znajdują się dwa silniki elektryczne o łącznej mocy 4 kW. Układ jazdy jest zasilany hydraulicznie z agregatu napędzanego silnikiem elektrycznym o mocy 1,5 kW. W kołach jezdnych zastosowano silniki hydrauliczne, co pozwala na indywidualne sterowanie obrotami każdego koła. Do napędu taśmy zastosowano motoreduktor o mocy 2,5 kW, zabudowany z boku modułu.

# 5. Podsumowanie

1. Zaproponowana koncepcja przenośnika modułowego pozwoliła określić jego następujące parametry techniczne i konstrukcyjne:

_	wydajność masowa	3600	[t/dobę],
_	szerokość taśmy	1000	[mm],
_	maksymalna prędkość przemieszczania się przenośnika	3	[m/min],
_	długość modułu przenośnika w płaszczyźnie poziomej	10000	[mm],
_	całkowita szerokość segmentu	1600	[mm],
_	całkowita długość segmentu przenośnika	11218	[mm],
_	długość części przenośnikowej	10170	[mm],
_	średnica bębna napędowego	524	[mm],
_	średnica koła jezdnego	390	[mm],
_	maksymalny kąt łamania modułów	60	[°],
_	maksymalny kąt załamania modułów w pł. pionowej	1	[°],
_	kąt wzniosu taśmy w module	4	[°],



—	minimalny prześwit między ramą podwozia, a spągiem	260	[mm],
_	napięcie zasilania	500, 1000	[V],
_	maksymalne ciśnienie zasilania	350	[bar].

- 2. Przyjęte do analizy geometrycznej wymiary wyrobisk 7×10 m oraz długość segmentu 10 m wymuszają przemieszczanie się przenośnika po bardzo precyzyjnej trajektorii, nie pozostawiając dużego marginesu na swobodne manewrowanie. Stwarzać to może częste problemy związane z zakleszczaniem się przenośnika w wyrobiskach czy blokowanie maszyny ze względu na zadziałanie przetworników odległości.
- 3. W przypadku przenośnika z modułami o długości 7 m, dla wyrobisk o takich samych wymiarach jak powyżej, analiza geometryczna wykazała, iż trajektoria jazdy pozostawia więcej swobody na manewrowanie czy pokonywanie wyrobisk o mniejszych przekrojach. Tym samym przenośnik posiada większe możliwości mobilne, w których może się bezproblemowo wycofać z rejonu prac, czy przemieścić w inne miejsce.
- 4. Dzięki zachowaniu takiego samego kąta skrętu, geometria przesypu między modułami nie ulega zmianie niezależnie od długości modułu. Spodziewany "przepad" nadawy ograniczony został poprzez wprowadzenie kosza zasypowego oraz gardzieli wysypowej przemieszczającej się w obrębie wewnętrznej przestrzeni kosza zasypowego.
- 5. Przy narzuconej wysokości wyrobiska 2 m oraz uniesieniu taśmy pod kątem 4° i długości modułu 10 m przenośnik w swoim najwyższym punkcie osiąga wysokość 1883 mm wraz z nosiwem. Wysokość ta w niektórych przypadkach może być powodem kolizji ze stropem. W przypadku segmentów krótszych należy zwiększyć kąt uniesienia taśmy celem umożliwienia przesypu z modułu na moduł. W obu przypadkach w węźle przesypu należy zmniejszyć kąt uniesienia taśmy.
- 6. Uwzględniając powyższe uwagi można wywnioskować, że ilość segmentów przenośnika będzie miała zasadniczy wpływ na cenę takiej maszyny. Im więcej segmentów tym lepsza mobilność przenośnika modułowego. Jednak powoduje wzrost kosztów, ponieważ, w myśl założeń konstrukcyjnych, że każdy moduł wyposażony jest w układ zasilania i sterownia, wzrośnie również ich ilość. Mniejsza ilość segmentów, ale dłuższych, to mniej podzespołów, jednak gorsze parametry trakcyjne.

# Literatura

- 1. https://prairiemachine.com/continuous-haulage#safety (dostęp: 24.09.2021)
- 2. https://mining.komatsu/en-gb/product-details/joy-flexible-conveyor-train (dostęp: 24.09.2021)
- 3. Szkudlarek Z., Sobolewski A., Kaczmarczyk K., Nieśpiałowski K., Janas S., Rawicki N.: Opracowanie koncepcji segmentowego przenośnika taśmowego, ITG KOMAG, Gliwice 2019 (materiały niepublikowane)
- 4. Jura J., Gołąbek L., Majewski M., Deja P., Skóra M.: Opracowanie koncepcji wyposażenia elektrycznego i układu sterowania do segmentowego przenośnika taśmowego oraz koncepcji algorytmu serowania, ITG KOMAG, Gliwice 2020 (materiały niepublikowane)



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.5

# Projekt budowy samojezdnego transportera cementu wykorzystywanego w technologii stabilizacji masowej

Krzysztof Nieśpiałowski – Instytut Techniki Górniczej KOMAG
Piotr Kanty – Menard Sp. z o.o.
Radosław Hanke – Menard Sp. z o.o.
Cezary Oziomek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG
Zbigniew Szkudlarek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG
Sebastian Janas – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Streszczenie:** Rosnąca potrzeba budowy obiektów na bardzo słabych gruntach wymusza stosowanie wzmocnienia podłoża gruntowego. Jedną z nowych technologii na rynku polskim jest stabilizacja masowa. Aby efektywnie wykonywać wzmocnienie podłoża według tej technologii konieczne jest posiadanie specjalistycznego sprzętu. Odpowiedzią na tę potrzebę jest projekt naukowy, w którym jednym z aspektów jest budowa samojezdnego transportera cementu przeznaczonego do zastosowania w tej technologii. Opis wyników współpracy Instytutu Naukowego oraz firmy z sektora przemysłu zawarto w niniejszym rozdziale. Przedstawiono także założenia do projektu wynikające z aspektów geotechnicznych, opisano aspekty innowacyjne oraz badania przeprowadzone w ramach projektu, a także zaprojektowany transporter pod kątem mechanicznym, hydraulicznym, pneumatycznym oraz elektronicznym.

Słowa kluczowe: solidyfikacja, mieszanie gruntu, transport pneumatyczny

#### A project to build a self-propelled cement transporter used in mass mixing technology

**Abstract:** The growing need to build facilities on very weak soils forces the use of ground improvement. One of the new technologies on the Polish market is mass stabilization (mass mixing). In order to effectively perform soil strengthening in this technology, it is necessary to use specialized equipment. The answer to this need is a scientific project, in which one of the aspects is the construction of a self-propelled cement transporter intended for use in this technic. The description of the results of cooperation between the Scientific Institute and Company from the Industry sector is described in this paper. The paper describes the assumptions for the project resulting from geotechnical aspects, describes the innovative aspects and research carried out as part of the project, as well as the designed transporter in terms of mechanical, hydraulic, pneumatic and electronic.

Keywords: mass mixing, soil mixing, pneumatic transport

#### 1. Wprowadzenie

Stabilizacja masowa, nazywana inaczej solidyfikacją, to technologia wzmacniania podłoża gruntowego, która opiera się na poprawie właściwości wytrzymałościowych gruntu poprzez wymieszanie go z czynnikiem wiążącym. Jest to z reguły wzmocnienie typu objętościowego, którego celem jest poprawa parametrów mechanicznych i odkształceniowych gruntu. Metoda polega na wprowadzeniu w podłoże mieszadła o specjalnej konstrukcji, które niszczy strukturę gruntu oraz miesza go z podawaną w tym samym czasie substancją wiążącą (rys. 1) [1].





Rys. 1. Schemat wzmacniania podłoża metodą solidyfikacji [1]

Stabilizację masową należy podzielić na dwa rodzaje, solidyfikację na mokro (wet mixing) oraz solidyfikację na sucho (dry mixing). W niniejszym rozdziale skupiono się na drugim rodzaju.

Solidyfikacja na sucho polega na mieszaniu gruntu z czynnikiem wiążącym (np. cementem, popiołem, mieszaninami cementowo-popiołowymi) bez dodatkowego udziału wody. Taki zabieg jest możliwy, gdyż woda jest obecna w dużej ilości w gruntach podlegających mieszaniu (wilgotność naturalna gruntów mieszanych powinna być większa niż 60%). Zabieg ten pozwala na osuszenie gruntu, wywołanie procesu hydratacji, a następnie związanie spoiwa z gruntem. Technologię stosuje się do wzmacniania gruntów organicznych oraz spoistych o małej (<30 kPa) wytrzymałości na ścinanie w warunkach bez drenażu. Ze strony geotechnicznej technologia ta jest dobrze opisana w Wytycznych [2]. Problematyczna jest strona mechaniczna, gdyż aby efektywnie i na wysokim poziomie jakościowym wzmacniać grunt, wymagane są wyspecjalizowane urządzenia, które wzajemnie współpracują. Należą do nich: głowica mieszająca, koparka z systemem monitorowania parametrów pracy, układ pneumatyczny podający spoiwo, zbiorniki na spoiwo. Firma Menard Sp. z o.o., w ramach rozwoju tej technologii, realizuje projekt badawczy współfinansowany przez NCBiR o numerze POIR.01.01.01-00-1084/19. W ramach tego projektu powstaje układ wspomnianych urządzeń, z których najważniejsze to mobilne zbiorniki na spoiwo z układem pneumatycznym, nazwane samojezdnym transporterem cementu.

#### 2. Założenia do projektu

Bazując na doświadczeniu własnym opisanym m.in. w [3], określono założenia do projektu samojezdnego transportera cementu. Założenia te wynikają z aspektów geotechnicznych, mechanicznych oraz ekonomicznych. Aby innowacyjne urządzenie spełniało swoją rolę, musi charakteryzować się następującymi parametrami:

- objętość użyteczna dwóch stalowych zbiorników do składowania spoiw hydraulicznych: około 7 m<sup>3</sup>/zbiornik (łącznie 14 m<sup>3</sup>),
- wydajność transportu pneumatycznego cementu: min. 10 m<sup>3</sup>/h (wynikająca z zakładanych wydajności pracy, tak aby technologia była ekonomicznie uzasadniona),
- ciśnienie obliczeniowe zbiorników: około 0,8 MPa,
- ciśnienie powietrza transportowego (minimalne ciśnienie pneumatyczne dla transportu na odległość wynoszącą 100 m): 0,2 MPa,



- ciśnienie powietrza transportowego (maksymalne ciśnienie pneumatyczne): 8 bar konieczne dla transportu pneumatycznego na odległości większe niż 50 m,
- konstrukcja podwozia dostosowana do poruszania się z prędkością do 5 km/h,
- konstrukcja podwozia przystosowana do poruszania się po nachyleniach od 0 do 20°,
- możliwość ciągłej pracy zapewniona poprzez układ buforowy współpracujący z transporterem, który nie jest przedmiotem niniejszego rozdziału.

#### 3. Współpraca transportera z innymi urządzeniami

Do wykonywania solidyfikacji wykorzystuje się koparki uzbrojone w głowice mieszające, które (z prędkością obrotową 80-100 min<sup>-1</sup>) rozdrabniają i mieszają grunt. Koparka zapewnia możliwość stabilnej pracy w każdych warunkach, również na słabym podłożu gruntowym. Obowiązkowym elementem jest system akwizycji i prezentowania danych. W przypadku Menard Sp z o.o. używa się systemu Omnibox ® [4]. Aplikacja w tym systemie została też wykonana w ramach ww. projektu do technologii solidyfikacji. Ostatnim elementem są zbiorniki na spoiwo oraz układ pneumatyczny. Wszystkie te urządzenia muszą być sterowane z poziomu kabiny operatora, tak aby on zarządzał całym procesem dozowania spoiwa i mieszania gruntu.

W autorskim rozwiązaniu, powstałym w projekcie, występuje dodatkowy element w postaci zbiornika buforowego na koparce (rys. 2). Zbiornik ten pozwala na zachowanie ciągłości pracy, kiedy zbiorniki samojezdnego transportera cementu są napełniane spoiwem. Taka budowa systemu pozwala na realizację czterech podstawowych scenariuszy pracy przedstawionych na rysunku 3. Stabilizacja masowa będzie mogła być wykonywana poprzez pneumatyczne podawanie spoiwa z cementowozu lub zbiornika buforowego. Ładowanie zbiornika buforowego będzie mogło odbywać się z autocysterny bądź z cementowozu. Ładowanie zbiorników cementowozu będzie możliwe podajnikiem ślimakowym przez właz górny oraz z autocysterny odpowiednim przyłączem. Pełna automatyka oraz opomiarowanie pozwolą na szybką zmianę schematu pracy.



Rys. 2. Elementy innowacyjnego systemu do solidyfikacji





Rys. 3. Możliwe schematy pracy systemu do solidyfikacji

#### 4. Budowa transportera

Transporter cementu jest maszyną samojezdną, umożliwiającą dostarczenie spoiwa w określone miejsce placu budowy. Spalinowo-hydrauliczna jednostka napędowa umożliwia poruszanie się maszynie w trudnym terenie budowy z założoną prędkością. Pneumatyczny system napełniania i opróżniania zbiorników daje sposobność transportu mieszanki cementowo-powietrznej z założoną wydajnością. Dzięki sterowaniu radiowemu, kierowanie maszyną oraz jej obsługa może odbywać się z bezpiecznego dla operatora miejsca z możliwością pełnej kontroli nad jej zachowaniem. Mając na uwadze powyższe, głównymi zespołami samojezdnego transportera cementu (rys. 4) są:

- zespół nośny (poz. 1),
- zespół napędowy (poz. 2),
- zespół pneumatyczny (poz. 3),
- układ sterowania (poz. 4.)



Rys. 4. Samojezdny transporter cementu - model 3D



#### 4.1. Zespół nośny

Zespół nośny (rys. 5) stanowi połączenie stalowej ramy z wózkami gąsienicowymi. Rama jest tworem modułowym, złożonym z części nośnej oraz modułów przeznaczonych do zabudowy poszczególnych podzespołów (zespołu hydraulicznego, silnika spalinowego, sprężarek powietrza). Do części nośnej ramy mocowane są wózki gąsienicowe (rys. 6), które stanowią niezależne jednostki jezdne. Każdy z nich jest wyposażony w napęd hydrostatyczny, składający się z przekładni planetarnej, hamulca wielopłytkowego i silnika hydraulicznego. Hamulce automatycznie blokują gąsienice przy każdorazowym zaniku ciśnienia w hydraulicznym obiegu jazdy ładowarki. Do części nośnej ramy przytwierdzono podesty, umożliwiające bezpieczny dostęp do elementów wyposażenia transportera.



Rys. 5. Zespół nośny - model 3D: 1 - rama, 2 - wózek gąsienicowy, 3 - podest



Rys. 6. Wózek gąsienicowy - model 3D: 1 - wózek, 2 - przekładnia planetarna, 3 - silnik hydrauliczny

#### 4.2. Zespół napędowy

Zespół napędowy (rys. 7) złożony jest z silnika spalinowego oraz zespołu hydraulicznego.

W samojezdnym transporterze cementu do napędu układów zespołu hydraulicznego zastosowano nowoczesny silnik turbodoładowany z zapłonem samoczynnym o mocy 160 kW (rys. 8). Silnik wyposażony jest w układ oczyszczania spalin, spełniający wymagania EU Stage V / US EPA Tier 4. Sterowanie silnikiem realizowane jest elektronicznie, poprzez jednostkę sterowniczą. Zastosowany w silniku układ zasilania typu common rail zapewnia dużą sprawność oraz wymaganą przepisami jakość spalin.



W układzie dolotowym silnika zastosowano dwustopniowy suchy filtr powietrza, zapewniający duży poziom filtracji. Zassane, oczyszczone przez filtr powietrze, zostaje sprężone przez sprężarkę i kierowane jest do chłodnicy, gdzie zostaje schłodzone. W dalszej części układu dolotowego kierowanie jest ono do poszczególnych cylindrów.

Za oczyszczenie i odprowadzenie spalin do atmosfery odpowiedzialny jest układ wylotowy wyposażony w katalityczny reaktor utleniający DOC, filtr cząstek stałych DPF oraz układ selektywnej redukcji katalitycznej SCR. Spaliny z komory spalania w pierwszej kolejności przepływają przez kolektor wylotowy oraz turbosprężarkę. Następnie kierowane są do reaktora DOC/DPF. W dalszej kolejności utlenione i oczyszczone z sadzy spaliny kierowane są do reaktora SCR, gdzie wraz z dozowanym do układu wylotowego wodnym roztworem mocznika (AdBlue) następuje redukcja NOx.



Rys. 7. Zespół napędowy – model 3D: 1 - silnik spalinowy, 2 - zespół hydrauliczny



Rys. 8. Silnik spalinowy – model 3D: 1 - silnik spalinowy, 2 - filtr powietrza, 3 - chłodnica silnika, 4 – reaktor katalityczny DOC/DPF, 5 - reaktor katalityczny SCR, 6 - komin wylotowy

Zespół hydrauliczny (rys. 9) dostarcza medium robocze (olej hydrauliczny) pod wysokim ciśnieniem do odbiorników nim zasilanych. Tymi odbiornikami są silniki hydrauliczne napędów jazdy



oraz sprężarek powietrza. Konfiguracja zespołu umożliwia jednoczesne zasilanie albo silników napędowych układu jezdnego albo silników sprężarek.

Podstawowym komponentem zespołu hydraulicznego jest wielotłoczkowa pompa hydrauliczna zmiennego wydatku, napędzana, poprzez sprzęgło elastyczne, silnikiem spalinowym. W linii ssania wyposażona jest ona w pompę doładowującą, umożliwiającą pracę podczas zwiększonej prędkości obrotowej wału silnika napędowego. Taka kompletacja zapewni większy strumień tłoczonego oleju hydraulicznego. Zastosowane sterowanie LS (load sensing) reguluje wydatek pompy hydraulicznej zgodnie

z zapotrzebowaniem odbiorników, od wartości minimalnej do maksymalnej. Rozwiązanie to pozwoli uniknąć strat wynikających z grzania oleju, którego naddatek musiałby być odprowadzany przez zawory do zbiornika. Zachowanie maksymalnej energooszczędności zespołu hydraulicznego będzie skutkowało zmniejszeniem zużycia paliwa przez silnik spalinowy.

Za utrzymanie właściwej temperatury oleju hydraulicznego odpowiadać będzie chłodnica (rys. 9, poz. 4). Jest to jednostka wyposażona w dwa wentylatory, w którym medium chłodzącym jest powietrze. Zabudowana jest ona na zbiorniku oleju (rys. 9, poz. 2), na którym umieszczono również rozdzielacz hydrauliczny (rys. 9, poz. 3). Rozdzielacz jest dystrybutorem oleju do odbiorników. Na bocznej ścianie zbiornika zamocowana została pompa ręczna (rys. 9, poz. 5), która umożliwia jego zalewanie i opróżnianie bezpośrednio z/do beczki. Takie rozwiązanie uniemożliwia wprowadzanie zanieczyszczeń z otoczenia do układu hydraulicznego. Zanieczyszczenia te mogłyby powodować uszkodzenia komponentów zespołu.



Rys. 9. Zespół hydrauliczny – model 3D: 1 - pompa hydrauliczna, 2 - zbiornik oleju, 3 - rozdzielacz hydrauliczny, 4 - chłodnica, 5 - pompa ręczna

#### 4.3. Zespół pneumatyczny

Transport pneumatyczny jest procesem złożonym, który wymaga uwzględnienia wielu czynników mających wpływ na jego efektywność i trwałość instalacji. Zalicza się do nich prędkość transportu, stopień zagęszczenia transportowanego materiału i jego własności fizyczne. Zastosowanie dużych prędkości przepływu powoduje unoszenie pojedynczych cząsteczek materiału. W literaturze



obcojęzycznej [5, 6, 7, 8, 9] taki rodzaj transportu określany jest jako "dilute phase", co w tłumaczeniu na j. polski oznacza transport fazy rozcieńczonej. Przytoczona metoda wymaga przepływu strumienia powietrza o dużej prędkości, co może wpływać niekorzystnie zarówno na transportowany materiał, jak i na samą instalację (erozja). Korzystniejszym rozwiązaniem wydawałby się zatem transport w fazie gęstej "dense phase", z użyciem mniejszej prędkości przepływu gazu. Nie istnieje jednak metoda uniwersalna przy projektowaniu instalacji transportu pneumatycznego. Dlatego też, dla konstruktora najważniejszymi parametrami są opory przepływu oraz zapotrzebowanie powietrza do transportu, ponieważ na podstawie tych wielkości dobiera się urządzenie zasilające [10].

Zespół pneumatyczny transportera (rys. 10) zapewnia magazynowanie i transport materiału wiążącego (cementu) ze zbiorników wprost do dyszy głowicy urabiającej, bądź do zbiornika buforowego zainstalowanego na koparce. Zespół złożony jest z dwóch zbiorników, dwóch niezależnie pracujących kompresorów napędzanych hydraulicznie, układu przewodów pneumatycznych wraz z zaworami, zespołu transportu mieszaniny cementowo-powietrznej oraz zespołu rozprężania zbiorników. Sprężarki zasilają czystym powietrzem zbiorniki, dzięki czemu zespół pneumatyczny może jednocześnie napełniać zbiornik buforowy i podawać mieszankę cementowo-powietrzną do dyszy głowicy mieszającej. Taką pracę można zapewnić poprzez zastosowanie odpowiednio współpracujących ze sobą zaworów, będących na wyposażeniu zbiornika buforowego.



Rys. 10. Zespół pneumatyczny – model 3D: 1 - zbiornik cementu, 2, 3 - sprężarki powietrza, 4 - zespół transportu mieszaniny cementowo-powietrznej, 5 - zespół rozprężania zbiorników, 6 - rurociąg sprężonego powietrza

#### 4.4. Układ sterowania

Układ sterowania nadzoruje prawidłową pracę całej maszyny. Jego sercem jest sterownik PLC (rys. 11), dedykowany do rozwiązań mobilnych. Umieszczony w szafie sterowniczej kontroluje pracę zaworów hydraulicznych odpowiadających za ruch maszyny. Komunikuje się z: odbiornikiem systemu zdalnego sterowania i pilotem przewodowym, ze sterownikiem silnika, panelem sterowniczym (rys. 12), jak również z bliźniaczym sterownikiem PLC, znajdującym się na koparce, odpowiadającym za pracę zaworów transportu pneumatycznego.







Rys. 11. Sterownik PLC Intercontrol Digsy Fusion G [11]

Rys. 12. Panel Intercontrol HMI 7LE [12]

Samojezdny transporter cementu to maszyna, której ruch jest kontrolowany za pomocą bezprzewodowego systemu zdalnego sterowania (rys. 13). System ten składa się z nadajnika i odbiornika. Komunikacja między nimi możliwa jest do odległości wynoszącej 100 m. Odbiornik, tak jak system sterowania, zasilany jest prądem o napięciu 24V DC oraz komunikuje się ze sterownikiem PLC za pośrednictwem magistrali CAN. Bezprzewodowa transmisja odbywa się w paśmie 433,05 MHz - 434, 79 MHz.



Rys. 14. System sterowania radiowego IREL [13]

Nadajnik jest zasilany ze standardowych akumulatorów AA. W przypadku ich rozładowania (lub pracy w trybie serwisowym) możliwa jest kontrola maszyny za pomocą pilota przewodowego. Funkcje pilota są bliźniacze do funkcji radiowego nadajnika bezprzewodowego.

#### 5. Podsumowanie

Rosnące zapotrzebowanie na szybkobieżną infrastrukturę drogową w Polsce i Europie generuje coraz większy popyt na budowę autostrad i dróg ekspresowych. Producenci maszyn drogowych i budowlanych dążą do ciągłej automatyzacji w zakresie budowy dróg, mającej na celu skrócenie czasu, a tym samym kosztów budowy nowych odcinków. Barierą stają się tereny, w których prowadzi się inwestycję. Często charakteryzują się one złożonymi warunkami geotechnicznymi, gdzie grunty cechują się niewielką wytrzymałością na ścinanie i względnie dużą ściśliwością. Metodą poprawy własności takich gruntów jest ich mieszanie z cementem [14, 15], natryskiwanym pneumatycznie za pomocą zagłębionej w gruncie głowicy iniekcyjnej. Wspomniana głowica zabudowana jest na ramieniu koparki. Problem stanowi zaopatrzenie koparki z głowicą w cement przeznaczony do mieszania gruntu. Koparki z głowicą mieszającą pracują często w dużym oddaleniu od zbiorników cementu, a transport kołowy (samochodowy) na placu budowy stanowi często duży problem, szczególnie przy niekorzystnych warunkach pogodowych. Generuje to konieczność gęstszego lokowania stacji zbiorników na cement, co przekłada się negatywnie na ekonomiczny bilans budowy.



Widząc potrzebę generowaną przez rynek maszyn drogowych, zauważono konieczność opracowania pojazdu przeznaczonego do transportu cementu. W związku z powyższym w ramach projektu współfinansowanego przez NCBiR (POIR.01.01.01-00-1084/19), opracowano rozwiązanie konstrukcyjne samojezdnego transportera cementu, przedstawione w niniejszym rozdziale. Przybliżono jego budowę, zwracając szczególną uwagę na główne podzespoły. Zastosowanie nowoczesnego silnika spalinowego spełniającego wymagania EU Stage V / US EPA Tier 4 wraz z energooszcędnym zespołem hydraulicznym wyposażonym w pompę zmiennego wydatku ze sterowaniem LS, zapobiega nadmiernemu zanieczyszczenie powietrza produktami spalania paliwa. Wykorzystanie wózków gąsienicowych umożliwi pewne porusznie się maszyny w trudnych warunkach placu budowy. Zastosowany w rozwiązaniu zespół pneumatyczny pozwoli na transport mieszanki cementowo-powietrznej z założoną wydajnością do głowicy mieszającej oraz zbiornika buforowego. Dzięki sterowaniu radiowemu, kierowanie maszyną oraz jej obsługa może odbywać się z bezpiecznego dla operatora miejsca z możliwością pełnej kontroli nad jej zachowaniem.

#### Literatura

- 1. https://www.menard.pl/wp-content/uploads/Stabilizacja-masowa-jako-nowoczesna-metodawzmacniania-gruntu.pdf (dostęp: 30.09.2021)
- 2. Euro Soil Stab, 2002, Development of Design and Construction Methods to Stabilize Soft Organic Soils: Design Guide for Soft Soil Stabilization.CT97-0351
- Jendrysik K., Jończyk M., Kanty P.: Mass stabilization as a modern method of substrate strengthening. Materials Today: Proceedings, Volume 38, Part 4,2021,Pages 2068-2072, ISSN 2214-7853, https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.10.143 (dostęp: 30.09.2021)
- 4. BunieskI S., Quandalle B.: A Practical Example of Data Exchange and Expert System Applied to Ground Improvement Works. Materiały konferencyjne 3rd International Conference on Information Technology in Geo-Engineering, Sep. 29-02 Oct., 2019, Guimarães, Portugal
- 5. Wypych P., Hastie D., Yi, J.: Low-Velocity Pneumatic Conveying Technology for Plastic Pellets https://www.researchgate.net/profile/David\_Hastie2/publication/273461552\_Low-Velocity\_Pneumatic\_Conveying\_Technology\_for\_Plastic\_Pellets/links/5504283c0cf2d60c0e6566a e/Low-Velocity-Pneumatic-Conveying-Technology-for-Plastic-Pellets.pdf (dostęp: 30.09.2021)
- Arakaki C., Ghaderi A., Datta B., Lie B.: Non-intrusive mass flow measurements in pneumatic transport. https://www.researchgate.net/publication/265302023\_Nonintrusive\_mass\_flow\_measurements\_in\_pneumatic\_transport (dostęp: 30.09.2021)
- 7. Santos S., Tambourgi E., Fernandes F., Moraes D., Moraes M.: Dilute-phase pneumatic conveying of polystyrene particles: pressure drop curve and particle distribution over the pipe cross-section https://www.researchgate.net/publication/262745788\_Dilute-phase\_pneumatic\_conveying\_of\_polystyrene\_particles\_Pressure\_drop\_curve\_and\_particle\_distribution\_over\_the\_pipe\_cross-section (dostęp: 30.09.2021)
- Kumar A., Pal. K., Gupta S., Kaushal D.R.: CFD modeling for pressure drop in pneumatic conveying through pipe bend https://www.researchgate.net/publication/325091790\_CFD\_MODELING\_FOR\_PRESSURE\_DR OP\_IN\_PNEUMATIC\_CONVEYING\_THROUGH\_PIPE\_BEND (dostęp: 30.09.2021)
- Datta K., Ratnayaka C., Saasen A., Bastesen Y.: A new design approach for of pneumatic conveying https://www.researchgate.net/publication/329371083\_A\_New\_Design\_Approach\_for\_Pneumatic\_ Conveying\_Systems (dostep: 30.09.2021)



- Włodarczyk K., Gierz Ł.: Transport ziarna rurociągiem pneumatycznym z wykorzystaniem wielostopniowych osiowych wzmacniaczy strumienia powietrza http://www.pimr.poznan.pl/trol4\_2015/KW4\_2015.pdf (dostęp: 30.09.2021)
- 11. https://www.intercontrol.de/en/off-highway-electronics/products/controller/mobile-controller-fusion-g/ (dostęp: 30.09.2021)
- 12. https://www.intercontrol.de/tr/mobilelektronik/ueruenler/ekranlar/digsy-hmi-7-le/ (dostęp: 30.09.2021)
- 13. https://irel.pl/pl/oferta/nadajniki-z-manipulatorami.html (dostęp: 30.09.2021)
- 14. Masłowski E., Spiżewska D.: Wzmacnianie konstrukcji budowlanych. Warszawa 2010
- 15. Łęcki P., Różański M.: Wzmacnianie podłoża gruntowego budowli drogowych. "Nowoczesne Budownictwo Inżynieryjne" 2015, nr 2, s. 47–54



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.6

# Analiza wytrzymałościowa MES konstrukcji nadstawki spągnicy i jej wpływ na wytrzymałość spągnicy

Marek Szyguła – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Krzysztof Mazurek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Michał Szelka - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie: Przedstawiono czynniki wpływające na coraz częściej prowadzone modernizacje sekcji obudowy zmechanizowanej oraz typowy zakres tych modernizacji. Opisano rodzaje spotykanych rozwiązań konstrukcyjnych nadstawek spągnicy, pozwalających na podwyższenie zakresu wysokości roboczej sekcji obudowy. Na konkretnym przykładzie pokazano prowadzone analizy wytrzymałościowe za pomocą metody elementów skończonych (MES), pozwalające na opracowanie zespołu konstrukcyjnego (nadstawki spągnicy), spełniającego kryteria wytrzymałościowe, umożliwiające jego zastosowanie w konkretnej sekcji obudowy. Zaprezentowano sposób modyfikacji konstrukcji dla uzyskania możliwie najniższego wytężenia materiału przy założonym obciążeniu zewnętrznym, a także wpływ zastosowania nadstawki spągnicy na wytrzymałość spągnicy sekcji obudowy oraz zaproponowano modyfikację jej konstrukcji dla zniwelowania wzrostu naprężenia wewnętrznego wywołanego modernizacją.

Słowa kluczowe: sekcja obudowy zmechanizowanej, spągnica, nadstawka spągnicy, modernizacja, analiza wytrzymałościowa MES

# FEA strength analysis of the base extension structure and its impact on the strength of the base

Abstract: The factors affecting the base of the more and more frequently carried out modernizations of the powered roof supports as well as the typical scope of these modernizations are presented. Described are the types of common design solutions of the base extensions, allowing for the increase of the working height range of the roof support section. A specific example shows the conducted strength analyses using the finite element method (FEM), that allow for the development of a structural unit (base extensions) that meets the strength criteria, enabling its use in a specific powered roof support. The method of modifying the structure in order to obtain the lowest possible material stress under the assumed external load is presented, as well the impact of the use of a base extension on the strength of the base of the roof support is shown, and a modification of its structure is proposed to compensate for the increase in internal stress caused by the modernization.

Keywords: powered roof support, base, base extensions, modernization, FEM strength analysis

#### 1. Wprowadzenie

W ostatnich latach na polskim rynku obserwuje się stopniowe zmniejszanie liczby podziemnych zakładów górniczych wydobywających węgiel kamienny. Wynika to nie tylko z wyczerpywania zasobów węgla, ale również z przyczyn ekologicznych oraz ekonomicznych. Węgiel energetyczny stał się paliwem postrzeganym jako paliwo "brudne", przyczyniające się do zmian klimatycznych. Wraz ze zwiększaniem głębokości, na których wydobywa się węgiel, w polskich kopalniach rosną też koszty jego wydobycia. Często węgiel importowany jest tańszy od pozyskiwanego w kraju. W całej Unii Europejskiej obserwuje się spadek zapotrzebowania na węgiel energetyczny. Energię elektryczną wytwarza się z wykorzystaniem m.in.: gazu ziemnego, reaktorów jądrowych oraz z odnawialnych źródeł energii (OZE). Większość państw Unii Europejskiej zaprzestała już wydobycia węgla kamiennego. Obecnie tylko dwa kraje, Polska i Czechy prowadzą jego wydobycie, z czego udział Polski wynosi aż 96% [1]. W niedalekiej przyszłości Polska będzie jedynym krajem Unii Europejskiej wydobywającym węgiel kamienny. Nie oznacza to jednak, że pozostałe kraje go nie wykorzystują. W 2020 roku wydobycie węgla kamiennego w Unii Europejskiej wyniosło 56,5 mln ton, a jego

zużycie szacowane jest na poziomie 144 mln ton [1]. Zatem ponad 60% zużywanego w Unii Europejskiej węgla kamiennego pochodzi spoza jej obszaru.

Wraz ze zmniejszeniem liczby polskich kopalń węgla kamiennego spada produkcja węgla, zużycie oraz poziom zatrudnienia pracowników w polskich kopalniach [2, 3]. Na rysunku 1 pokazano zmiany wielkości wydobycia i sprzedaży węgla kamiennego z polskich kopalń w latach 2007-2021. Często sprzedaż węgla przewyższa jego produkcję, stąd wahania dostępnych jego zapasów [4]. Na rysunku 2 przedstawiono zmiany zapasów węgla w tym samym przedziale czasowym.



Rys. 1. Zmiany wielkości wydobycia i sprzedaży węgla kamiennego z polskich kopalń w latach 2007-2021 (Opracowanie własne na podstawie [2])



Rys. 2. Zmiany zapasów węgla w Polsce w latach 2007-2021 (Opracowanie własne na podstawie [4])



130000 Stan zatrudnienia w kopalniach wegla kamiennego w Polsce 120000 110000 100000 90000 80000 70000 60000 50000 40000 30000 20000 10000 0 XI 2007 IV 2008 XI 2009 VI 2011 II 2011 VI 2013 VI 2013 VI 2014 VI 2013 VI 2014 VI 2007 2007

Wraz ze spadkiem produkcji spada również poziom zatrudnienia w kopalniach węgla kamiennego. Zmiany poziomu zatrudnienia w analogicznym okresie pokazano na rysunku 3.

Rys. 3. Zmiany poziomu zatrudnienia w polskich kopalniach w latach 2007-2021 (Opracowanie własne na podstawie [3])

Zmniejszanie wydobycia węgla kamiennego w Polsce i zmniejszanie liczby zakładów górniczych spowodowało, że w kopalniach obserwuje się nadmiar podstawowych maszyn stosowanych w ścianach wydobywczych. Stąd coraz mniej jest zamówień nowych maszyn, w tym sekcji obudowy zmechanizowanej. Zakłady górnicze dysponują dużą liczbą sekcji obudowy zmechanizowanej, które nie są obecnie wykorzystywane. Nie wszystkie jednak mogą zostać wprost wykorzystane w nowych ścianach, ze względu na warunki geologiczno-górnicze, parametry techniczne itp. W takich przypadkach zamawiane są nowe sekcje obudowy lub coraz częściej prowadzone są modernizacje sekcji posiadanych przez kopalnie. Modernizacje najczęściej polegają na zmianie (podwyższeniu) zakresu wysokości pracy tych sekcji, rzadziej ze zwiększeniem ich podporności roboczej lub korektą kształtu zespołów podstawowych [5, 6].

#### 2. Modernizacje sekcji obudowy zmechanizowanej

W przeszłości najczęściej wykorzystywanymi sekcjami obudowy zmechanizowanej były sekcje o zakresie wysokości pracy do 3 m. Polskie kopalnie posiadały i wykorzystywały głównie zaprojektowane w ITG KOMAG (Instytut Techniki Górniczej, wcześniej Centrum Mechanizacji Górnictwa) sekcje obudowy FAZOS-12/28 i GLINIK-08/22. Na przestrzeni lat sekcje te były wielokrotnie modernizowane ze względu na zmieniające się przepisy (głównie dotyczące szerokości przejścia dla załogi przez ścianę), ale również ze względu na zmieniające się warunki eksploatacji. Zmieniana była długość stropnic i spągnic, zwiększana podporność stojaków oraz podwyższany zakres wysokości sekcji [7]. Niektóre kopalnie nadal dysponują sekcjami powstałymi w wyniku modernizacji tych podstawowych kiedyś typów, chociaż wiek pierwotnych elementów tych sekcji nieraz przekracza już 40 lat. Sekcje, które zostały zaprojektowane w latach późniejszych, częściej miały wyższy zakres wysokości pracy, ale również podlegały modernizacji ze względu na dostosowanie do nowych warunków przewidzianej eksploatacji. W wyniku prowadzonych modernizacji sekcje obudowy stawały się nowymi typami sekcji, więc w efekcie, w polskich kopalniach pojawiło się kilkaset typów sekcji obudowy [8]. Duża część z tych typów miała jednak wiele cech konstrukcyjnych wspólnych, gdyż do modernizacji wykorzystywano takie same zespoły



pierwotne. Praktycznie dopiero po 2000 roku zaczęło przybywać sekcji obudowy zaprojektowanych od podstaw. Jednak z biegiem lat również te nowsze sekcje obudowy zostały już poddane modernizacji. Wszystkie sekcje obudowy zmechanizowanej poddane modernizacji podlegały badaniom typu oraz certyfikacji tak samo jak sekcje nowe. Badania były przeprowadzane wg normy PN-G-50041, a od 2004 roku wg norm międzynarodowych z serii EN 1804-1,2,3 [9].

Obecnie większość modernizacji polega na zwiększeniu zakresu wysokości pracy sekcji. Modernizacje te prowadzone są na podobnych założeniach – podnosi się punkty przyłączenia łączników lemniskatowych do spągnicy, poprzez zastosowanie tzw. nadstawki spągnicy (rys. 4). Jeżeli z nadstawką nie podnosi się gniazda stojaka hydraulicznego to wydłużeniu lub wymianie podlega również stojak.



Rys. 4. Modele sekcji obudowy w wykonaniu pierwotnym i w wykonaniu podwyższonym z zastosowaniem nadstawek spągnicy

Stosowane są różne sposoby wydłużenia stojaka hydraulicznego. Najczęściej wydłużenie polega na zastosowaniu przedłużacza zakładanego na końcówkę rdzennika stojaka. Rzadziej do spodnika stojaka dospawana zostaje dodatkowa rura ze stopą. Rura ta pozostaje pusta podczas pracy stojaka. Najkorzystniejsze i jednocześnie najdroższe jest zastosowanie nowego stojaka, który pozwala nie tylko na podwyższenie, ale również na rozszerzenie zakresu wysokości roboczej sekcji obudowy.

Nadstawka spągnicy podnosi punkty przyłączenia łączników lemniskatowych do spągnicy. W zdecydowanej większości modernizacji punkty te podnoszone są w linii pionowej, bez zmiany charakterystyki ruchu sekcji. Najprostszym rozwiązaniem nadstawki spągnicy jest przyspawanie blach podwyższających spągnicę do jej tężników (rys. 5a). W blachach tych znajdują się nowe otwory do podłączenia łączników lemniskatowych, z wykorzystaniem dotychczasowych sworzni lemniskatowych spągnicy. Obciążenie z nadstawki jest przenoszone bezpośrednio na tężniki spągnicy. W takim rozwiązaniu nie ma możliwości prostego powrotu do wyjściowej wysokości sekcji. Zatem częściej stosowane jest rozłączne połączenie nadstawki ze spągnicą – połączenie sworzniami (rys. 5b). Obciążenie z nadstawki jest przenoszone na spągnicę poprzez jej sworznie lemniskatowymi, lecz istnieje możliwość powrotu do wyjściowej wysokości sekcji. Sekcja z nadstawkami rozłącznymi uzyskuje dwa zakresy wysokości pracy.



Rys. 5. Stosowane rozwiązania połączenia nadstawek spągnicy ze spągnicami



Nadstawka spągnicy może podnosić tylko punkty przyłączenia łączników lemniskatowych lub te punkty i gniazdo posadowienia stojaka hydraulicznego sekcji obudowy. Przykłady obu rozwiązań pokazano na rysunkach 6 i 7.



Rys. 6. Przykłady nadstawek spągnicy podnoszących tylko punkty przyłączenia łączników lemniskatowych



Rys. 7. Przykłady nadstawek spągnicy podnoszących gniazdo posadowienia stojaka hydraulicznego

Różnice konstrukcyjne nadstawek wynikają z różnych czynników – konstrukcji samych spągnic, wielkości i kierunków obciążenia przekazywanego przez łączniki lemniskatowe. Nie wszystkie spągnice użytkowanych sekcji obudowy były konstruowane z założeniem ich późniejszego doposażenia w nadstawki. Stąd konstrukcje nadstawek są mniej lub bardziej skomplikowane. Zastosowanie nadstawek spągnicy wiąże się z koniecznością sprawdzenia w jakim stopniu nadstawki zmieniają dotychczasowe obciążenia zespołów sekcji obudowy. Z doświadczenia konstruktorów ITG KOMAG wynika, że podniesienie gniazda posadowienia stojaka hydraulicznego wraz z punktami przyłączenia łączników lemniskatowych, zwiększa obciążenie spągnicy w większym stopniu, niż w przypadku pozostawienia gniazda posadowienia stojaka bez zmian. Niemniej w każdym przypadku modernizacji sekcji obudowy podlega ona badaniom zgodnym z wymaganiami norm i certyfikacji.

Same nadstawki spągnicy są weryfikowane pod względem wytrzymałościowym. W ITG KOMAG, do podstawowej analizy wytrzymałościowej elementów konstrukcyjnych sekcji obudowy zmechanizowanej wykorzystuje się moduł obliczeniowy, oparty o metodę elementów skończonych MES [10, 11], programu Autodesk Inventor Professional. Analiza pozwala m.in. na określenie rozkładu wartości naprężenia zredukowanego von Misesa w oparciu o hipotezę wytrzymałościową energii odkształcenia postaciowego, sformułowaną w 1904 r. przez Maksymiliana T. Hubera oraz niezależnie, w 1913 r. przez Richarda von Misesa i w 1924 r. przez Heinricha Hencky'ego. Stąd hipoteza znana jest jako hipoteza H-M-H. Hipoteza zakłada, że ciało jest doskonale sprężyste i że praca naprężenia zredukowanego równa jest sumie prac wszystkich naprężeń składowych. Zależność naprężenia zredukowanego określona jest wzorem (1).



$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2}}$$
(1)

gdzie:  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  i  $\sigma_z$ - naprężenia główne względem osi x, y, z

ITG KOMAG otrzymał, od jednego z producentów sekcji obudowy, model zaprojektowanej przez niego nadstawki spągnicy, z zadaniem jej weryfikacji wytrzymałościowej i ewentualnego wprowadzenia zmian konstrukcyjnych. Wraz z modelem producent przekazał informacje dotyczące obciążenia nadstawki. Masa nadstawki wynosiła ~1950 kg. Model 3D tej nadstawki przedstawia rysunek 8.



Rys. 8. Model 3D nadstawki poddanej analizie (Model 3D producenta sekcji obudowy zmechanizowanej)

Pierwsze obliczenia numeryczne za pomocą metody elementów skończonych (MES) ujawniły znaczne wartości naprężenia von Misesa (7186 MPa), zlokalizowane głównie w górnej części elementu wsporczego podniesionego gniazda stojaka. Na rysunku 9 pokazano rozkład wartości naprężenia von Misesa w modelu nadstawki. Dla lepszego zobrazowania naprężenia skalę kolorów ograniczono do wartości naprężenia 690 MPa, właściwego dla materiału (stal S690Q), z którego przewidziano wykonanie nadstawki. Analiza odkształcenia modelu pod wpływem obciążenia wykazała, że tak duże wartości naprężenia wynikają z niewłaściwego podparcia gniazda stojaka na górnej blasze elementu wsporczego. Główna blacha pionowa tego elementu przekazuje obciążenie na gniazdo stojaka poprzez blachę górną i dwa żebra. Umożliwia to ugięcie blachy górnej elementu i wzrost naprężenia głównie w spoinach łączących blachy.





Rys. 9. Rozkład wartości naprężenia von Misesa w modelu nadstawki oraz układ podparcia gniazda stojaka

W celu obniżenia naprężenia w pierwszej kolejności zastąpiono dwa żebra podpierające gniazdo stojaka, jednym żebrem ustawionym w linii z główną blachą pionową elementu wsporczego gniazda (rys. 10). Model ponownie poddano obliczeniom MES, uzyskując obniżenia wartości maksymalnego naprężenia zredukowanego von Misesa do wartości 2830 MPa – obniżenie o około 60%. Masa nadstawki pozostała bez zmian. Rozkład naprężenia zredukowanego von Misesa pokazano na rysunku 10.



Rys. 10. Rozkład naprężenia zredukowanego von Misesa w modelu nadstawki po modyfikacji oraz układ podparcia gniazda stojaka

Naprężenie nadal jednak koncentrowało się głównie w spoinach łączących poszczególne blachy elementu wsporczego, a jego wartość z pewnością spowodowałaby zniszczenie tych spoin. Podjęto więc decyzję o opracowaniu własnej konstrukcji nadstawki. W konstrukcji tej wyeliminowano



poziomą blachę pośrednią i żebra w układzie podparcia gniazda stojaka. Usunięto również układ kilku dużych nakładek w strefie otworów łączących nadstawkę ze spągnicą, zastępując je lokalnymi nakładkami wzmacniającymi same strefy otworów. Pozostałe blachy nadstawki pozostawiono w wykonaniu zbliżonym do pierwowzoru. Model nadstawki po wprowadzeniu opisanych zmian przedstawiono na rysunku 11.



Rys. 11. Model 3D nadstawki po zmianach konstrukcyjnych

Wprowadzone zmiany pozwoliły na zmniejszenie masy nadstawki o około 340 kg do wartości około 1610 kg. Wyeliminowano również, występujące w pierwowzorze nadstawki, zbyt ciasne (bez luzu) dopasowanie nadstawki do spągnicy, co mogłoby uniemożliwić montaż nadstawek na części spągnic sekcji przewidzianych do modernizacji. Zmodyfikowaną nadstawkę poddano analizie MES uzyskując maksymalne naprężenia zredukowanego von Misesa na poziomie 680 MPa, zatem poniżej granicy plastyczności materiału, z którego nadstawka ma zostać wykonana (stal S690Q). Rozkład naprężenia zredukowanego von Misesa w zmodyfikowanym modelu nadstawki przedstawiono na rysunku 12.



Rys. 12. Rozkład naprężenia zredukowanego von Misesa w modelu nadstawki po zmianach konstrukcyjnych

W ramach prowadzonych analiz sprawdzono również wpływ zastosowania nadstawki spągnicy na wytrzymałość samej spągnicy, gdyż jak wcześniej wspomniano, podniesienie gniazda posadowienia stojaka hydraulicznego powoduje zwiększenie obciążenia spągnicy. Siły przekazywane z nadstawki i stojaka na spągnicę są takie same w przypadku nadstawki wg pierwowzoru i nadstawki po zmianach

konstrukcyjnych. Analizę numeryczną MES przeprowadzono z wykorzystaniem nadstawki po modyfikacjach. Już pierwsze obliczenia wykazały konieczność wzmocnienia wewnętrznego tężnika spągnicy. Model spągnicy z blachą wzmacniającą (oznaczoną kolorem niebieskim) przedstawiono na rysunku 13.



Rys. 13. Wzmocnienie konstrukcji spągnicy

Tak przygotowany model spągnicy poddano dalszej analizie MES wraz z nadstawką. Na rysunku 14 pokazano rozkład naprężenia von Misesa w połączonych modelach spągnicy i nadstawki.



Rys. 14. Rozkład naprężenia von Misesa w zespole elementów spągnica-nadstawka

Analiza ujawniła miejsca wystąpienia naprężenia zredukowanego von Misesa o wartości dochodzącej do 1273 MPa. Naprężenie takie występuje jednak tylko na powierzchni blach, a nie w spoinach. Można zatem dopuścić odstąpienie od dalszych modyfikacji konstrukcji spągnicy.

## 3. Podsumowanie

Wraz ze zmniejszaniem liczby podziemnych zakładów górniczych w zasobach czynnych kopalń pojawia się nadmiar sekcji obudowy zmechanizowanej. Z uwagi na obserwowany w ostatnim czasie drastyczny wzrost cen materiałów konstrukcyjnych zakłady górnicze chętniej sięgają po starsze sekcje obudowy. Nie zawsze są one bezpośrednio przygotowane do zastosowania w kolejnych ścianach, nawet po remoncie. Często potrzebne są sekcje obudowy o innym zakresie wysokości roboczej. W takim przypadku wyjściem jest modernizacja posiadanych sekcji. Najczęściej modernizacja polega na podwyższeniu zakresu wysokości roboczej poprzez zastosowanie nadstawek spągnicy i wydłużeniu bądź wymianie stojaka hydraulicznego. Połączenie modernizacji z remontem elementów podstawowych sekcji obudowy jest rozwiązaniem tańszym niż zakup sekcji nowych.



W rozdziale przedstawiono przesłanki prowadzące do podejmowania modernizacji sekcji obudowy oraz przybliżono sposoby modernizacji polegającej na podwyższeniu zakresu wysokości roboczej sekcji obudowy. Przestawiono przykłady konstrukcyjne nadstawek spągnicy oraz proces weryfikacji wytrzymałościowej takich nadstawek. Na konkretnym przykładzie pokazano, że powierzenie prac konstrukcyjnych w tym zakresie profesjonalnej, doświadczonej firmie, jaką jest ITG KOMAG, pozwala nie tylko uzyskać spełniającą kryteria wytrzymałościowe konstrukcję, ale również uzyskać znaczące oszczędności procesu modernizacji. W przedstawionym przykładzie wprowadzonych zmian konstrukcyjnych w nadstawce zaprojektowanej przez jednego z producentów, oszczędność materiału (stali) wyniosła około 340 kg na jednej sztuce nadstawki. W przypadku modernizacji kompletu obudowy składającego się np. ze 120 sekcji oszczędności wyniosą około 81 ton stali. Biorąc pod uwagę również zmniejszenie procesów spawania oszczędności na jednym komplecie ścianowym obudowy przekroczą 1,5 mln zł.

#### Literatura

- 1. https://www.money.pl/gospodarka/polska-weglowa-potega-grafika-robi-wrazenie-6671165783341568a.html (dostęp: 15.09.2021)
- 2. https://polskirynekwegla.pl/raport-dynamiczny/wydobycie-i-sprzedaz-wegla-kamiennego-ogolem (dostęp: 15.09.2021)
- 3. https://polskirynekwegla.pl/raport-dynamiczny/stan-zatrudnienia (dostęp: 15.09.2021)
- 4. https://polskirynekwegla.pl/raport-dynamiczny/stan-zapasow-wegla-kamiennego-caly-okres-czasu (dostęp: 15.09.2021)
- 5. Szyguła M., Stępor J., Mostek W, Lebda-Wyborny Z., Kazubiński D.: Dostosowanie sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz do zmieniających się warunków eksploatacji. Masz. Gór. 2017 nr 1 s. 31-44, ISSN 2450-9442
- Szweda S., Szyguła M., Mazurek K.: Czynniki wpływające na postać konstrukcyjną i parametry techniczne sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej. Część 1. Czynniki naturalne, techniczne i konstrukcyjne. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2016, s. 1-168; 8,42 ark. wyd.; ISBN 978-83-65593-01-6
- 7. Kostyk T.: Remont i modernizacja sekcji zmechanizowanych obudów ścianowych w aspekcie warunków utrzymywania wyrobisk wybierkowych, WUG: bezpieczeństwo pracy i ochrona środowiska w górnictwie, 5/1999, s. 16-20, BSL6-0001-0003
- 8. Szyguła M.: Rozwój konstrukcji sekcji obudowy zmechanizowanej w górnictwie węgla kamiennego w Polsce. Masz. Gór. 2013 nr 2 s. 30-38, ISSN 0209-3693
- Malec, M., Zając R.: Harmonization of technical requirements in the scope of machines for underground mines. Min. Mach. 2021, nr 2, s. 44-52, DOI:10.32056/KOMAG2021.2.5, ISSN 2719-3306
- 10. Metoda Elementów Skończonych w mechanice konstrukcji, January 2016, Edition: 3rd, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, ISBN: 978-83-7814-471-7
- 11. Zienkiewicz, O.C.; Taylor, R.L.; Zhu, J.Z. The Finite Element Method: its Basis and Fundamentals, 7th ed.; Butterworth-Heinemann: Oxford, UK, 2013. ISBN 9781856176330



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.7

## Innowacyjne rozwiązanie budowy naczynia wyciągowego do rewizji szybów

Arkadiusz Sobolewski – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Sebastian Janas – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Marek Kalita – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Krzysztof Nieśpiałowski – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Piotr Buchwald – Centralna Stacja Ratownictwa Górniczego S.A. w Bytomiu Andrzej Kleszcz – Centralna Stacja Ratownictwa Górniczego S.A. w Bytomiu Dariusz Radoń – Centralna Stacja Ratownictwa Górniczego S.A. w Bytomiu

**Streszczenie:** W rozdziale przedstawiono koncepcję budowy naczynia wyciągowego specjalnego przeznaczenia. Ze względu na brak prowadzenia naczynia w szybie, urządzenie w czasie wykonywania rewizji lub napraw obmurza jest rozpierane o obudowę szybu. Unieruchomienie naczynia jest możliwe dzięki opuszczanym, wysuwnym ramionom rozpierającym. Ich teleskopowa konstrukcja pozwala na zastosowanie urządzenia w szerokim zakresie średnic szybów. Ponadto naczynie wyposażono w opuszczany pomost roboczy, który umożliwia dostęp do obmurza szybu. W rozdziale przedstawiono budowę naczynia oraz opisano proces unieruchamiania naczynia wewnątrz szybu.

Słowa kluczowe: inżynieria mechaniczna, budowa i eksploatacja maszyn, naczynia wyciągowe specjalnego przeznaczenia, naczynia do rewizji szybów

#### Innovative solution of the conveyance design for shaft inspection

Abstract: The chapter presents the concept of design of a special-purpose conveyance. Due to the lack of guidance of the conveyance in the shaft, the device is stretched against the shaft brickwork, when inspecting or repairing the brickwork. The conveyance can be immobilized thanks to the lowered, extendable spreading arms. Their telescopic design allows the device to be used in a wide range of shaft diameters. In addition, the conveyance was equipped with a lowered working platform, which allows access to the shaft brickwork. The conveyance design and describes the process of immobilizing the vessel inside the shaft.

Keywords: mechanical engineering, design of machines and their operation, special-purpose conveyances, conveyances for a shaft inspection.

#### 1. Wprowadzenie

Szyby są to wyrobiska, które łączą część dołową kopalni z jej powierzchnią. Dlatego ich obudowie stawia się wysokie wymagania, które okresowo weryfikowane są badaniami i oceną jej stanu według obowiązujących norm i przepisów. Stan obudowy szybów kontrolują najczęściej służby kopalniane w ustalonych przepisami okresach, natomiast co pięć lat gruntowne badania przeprowadza rzeczoznawca ds. ruchu zakładu górniczego [1]. Zdarza się, że w trakcie eksploatacji obudowa ulega lokalnym uszkodzeniom, jak np. deformacje, odspojenia obmurza, pęknięcia, szczeliny, wówczas konieczne jest przeprowadzenie dodatkowych badań specjalistycznych, na podstawie których podejmuje się decyzję, co do dalszego bezpiecznego funkcjonowania szybu lub podejmuje ewentualne działania naprawcze [2].


W wielu szybach ze względu na brak uzbrojenia jedyną możliwością diagnostyki jest stosowanie naczyń specjalnych bez prowadzenia. Urządzenie do rewizji i konserwacji szybów wentylacyjnych opracowane w ITG KOMAG jest naczyniem specjalnym przeznaczonym do wykonywania okresowych rewizji oraz drobnych napraw obmurza szybów wentylacyjnych.

W ramach analizy istniejących rozwiązań wytypowane zostały dwa urządzenia. Jednym z nich jest wiertnica firmy Mine Master Sp. z o.o. (rys. 1) przeznaczona do kontroli stanu betonowych obudów szybowych w szybach niezagrożonych wybuchem. Dla zapewnienia kontroli stanu obudów szybowych konstrukcja wiertnicy umożliwia wykonywanie następujących zadań [3]:

-wiercenie otworów rdzeniowych o średnicy 50 mm o łącznej długości próbek 1 m wykonywanych obudowie szybowej o średnicy od 5,2 m do 6,8 m,

-badanie twardości obudowy szybowej za pomocą młotka Schmida z rejestracją danych.



Rys. 1. Wiertnica do kontroli stanu betonowych obudów szybowych [1]

Rozwiązanie to jest w pełni autonomiczne, jednak nie posiada możliwości transportu pracowników. Dodatkowo po złożeniu urządzenie ma niemal 7 m długości. Zakres obsługiwanych średnic szybów mieści się w przedziale od 5,2 m do 6,8 m.

Drugim z opisywanych rozwiązań jest urządzenie do rewizji i konserwacji szybów wentylacyjnych opracowane w ITG KOMAG. Składa się ono z klatki z pomostem dla pracowników oraz ramion, które umożliwiają rozparcie urządzenia w szybie. Urządzenie (rys. 2) pozwala na obrót w osi o 360° przy użyciu przekładni ślimakowej.

Urządzenie przystosowane jest do obsługi szybów o średnicy od 7,0 m do 7,5 m. Obliczeniowe użyteczne obciążenie urządzenia wynosi 2943 N (300 kg). Dopuszczalna liczba osób w klatce – 3.

Zawiesie urządzenia przystosowane jest do współpracy z liną o zakresie średnic od 20 do 22 mm. Obliczeniowa obciążalność pomostu roboczego wynosi 1962 N (200 kg).





Rys. 2. Urządzenie do rewizji i konserwacji szybów wentylacyjnych [2]

Opracowana w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG koncepcja naczynia (rys. 3) pozwala na obsługę szybów o średnicy od 6,0 m do 9,0 m. Użyteczne obciążenie urządzenia wynosi 5886 N (600 kg), natomiast obciążalność pomostu roboczego wynosi 1962N (200kg). Dopuszcza się transport 4 osób w klatce. Zawiesie urządzenia przystosowane jest do współpracy z liną o zakresie średnic od 20 do 24 mm. Ze względu na niewielką masę oraz gabaryty, urządzenie pozwala na jego opuszczanie i podnoszenie za pomocą mobilnego wyciągu szybowego. Umożliwia to użycie urządzenia w szybach pozbawionych odpowiedniej infrastruktury [4].



Rys. 3. Koncepcja budowy naczynia wyciągowego specjalnego przeznaczenia do kontroli stanu obudowy szybu



#### 2. Budowa naczynia wyciągowego specjalnego przeznaczenia

Koncepcyjne naczynie wyciągowe specjalnego przeznaczenia do kontroli stanu obudowy szybu (rys. 4) zaprojektowano jako urządzenie o szerokim zakresie stosowania z możliwością współpracy z przewoźnym wyciągiem szybowym [5].

Rama klatki (1) stanowi konstrukcję spawaną z profili stalowych. Jako, że jest to element nośny urządzenia musi spełniać warunek 7-krotnego współczynnika bezpieczeństwa. Ze względu na ograniczenia masowe wynikające z nośności dopuszczalnej liny, na której zawieszone jest urządzenie, rama klatki musi być konstrukcją lekką i wytrzymałą. W znanych rozwiązaniach zastosowano centralny element nośny w postaci rury stalowej, do której mocowana była konstrukcja klatki. W niniejszym rozwiązaniu zdecydowano się na ramę samonośną, aby odciążyć konstrukcję oraz zwiększyć przestrzeń załadunkową klatki. Konstrukcja nośna ramy połączona jest z trzonem (6), który służy do połączenia z zawiesiem urządzenia wyciągowego. Urządzenie zabezpieczono przed zaczepieniem o elementy wyposażenia szybu za pomocą osłony rurowej (7) przymocowanej do głowicy i ramy dolnej naczynia.

Na jednym z boków klatki, nie zasłoniętym przez barierkę uniesionego pomostu, znajdują się drzwi dwuskrzydłowe (9) otwierane do wewnątrz, zapewniające prześwit o szerokości 650 mm. Umożliwia to swobodne wejście ludzi oraz umieszczenie wewnątrz klatki urządzeń pomocniczych o większym gabarycie np. agregat hydrauliczny. Drzwi spełniają wytyczne normy PN-G 46205:1997 [6]. Naczynie umożliwia transport 4 osób zapewniając wielkość powierzchni podłogi klatki przypadającej na jedną osobę powyżej 0,18 m<sup>2</sup> [7].

Wewnątrz klatki umieszczone są trzy wciągarki linowe dwubębnowe o udźwigu 500 kg (5) każda. Dwie z nich służą do wysuwania i wsuwania ramion teleskopowych rozpierających, natomiast trzecia wciągarka została zastosowana do jednoczesnego opuszczania pomostu i ramion.

Większe otwory w górnej części klatki zostały przysłonięte za pomocą prętów rozmieszczonych w niewielkich odstępach tak, aby zapewnić bezpieczeństwo znajdujących się wewnątrz klatki osób i uniemożliwić wychylanie się poza zarys naczynia, jednocześnie umożliwiając dobrą widoczność.



Rys. 4. Budowa naczynia wyciągowego specjalnego przeznaczenia: 1 – klatka, 2 – podest opuszczany, 3 – daszek ochronny, 4 – ramię rozpierające, 5 – wciągarka linowa ręczna, 6 – trzon zawiesia, 7 – osłona rurowa górna, 8 – barierka uchylna, 9 – drzwi dwuskrzydłowe



Naczynie wyposażono w opuszczane ramiona rozpierające (4), które w pozycji roboczej ustawione są względem siebie pod kątem 60°, co zapewnia lepszą stabilizację urządzenia. Po przeciwnej stronie zamocowany jest przegubowo podest opuszczany (2), wyposażony w barierki ochronne, z których jedna jest uchylna (8). Aby zapewnić bezpieczeństwo osób pracujących na pomoście roboczym zastosowano osłonę w postaci daszka ochronnego (3), którego zadaniem jest ochrona pracowników przebywających na pomoście przed spadającymi przedmiotami.

Poszycie daszka stanowi blacha stalowa o grubości 5 mm zamocowana na stalowej ramie wykonanej z rur. Jeden koniec daszka mocowany jest przegubowo do ramy klatki, aby umożliwić złożenie daszka, natomiast drugi rozpierany jest na barierce pomostu za pomocą podpór, które przymocowano do daszka przegubowo, co umożliwia złożenie ich do wnętrza konstrukcji rurowej daszka.

Głównymi elementami odpowiedzialnymi za prawidłowe unieruchomienie urządzenia są wymienione powyżej: podest oraz ramiona rozpierające.

Podest opuszczany (rys. 5) wykonano w postaci ramy spawanej z profili stalowych, wyłożonych blachą ryflowaną. W spodniej części ramy pomostu znajdują się trzy ucha, służące do połączenia z ramą klatki. Dolne krawędzie pomostu zakończono obrzeżami wykonanymi z cienkiej blachy. Pomost wyposażono w barierki ochronne, wykonane z rur stalowych. Barierka przednia została zaprojektowana jako zsuwana, ponieważ po uniesieniu pomostu następowała jej kolizja z trzonem zawiesia, znajdującym się na dachu naczynia. Jedna z barierek bocznych jest odchylana, aby umożliwić dostęp do wnętrza naczynia poprzez drzwi, znajdujące się w klatce. Przed uniesieniem pomostu obie barierki powinny być w pozycji złożonej. Pomost zakończono dwoma zaostrzonymi trzpieniami, które dociskane są do obmurza szybu w celu rozparcia i unieruchomienia urządzenia.



Rys. 5. Budowa podestu roboczego

Ramię rozpierające opiera się na prostej konstrukcji teleskopowej, składającej się z trzech elementów wykonanych z profili stalowych o przekroju kwadratowym (rys. 6). Pierwszy z segmentów przymocowany jest przegubowo za pomocą sworznia (3) do ramy klatki. Poszczególne, ruchome segmenty ramienia prowadzone są na wkładkach ślizgowych wykonanych z PE 1000. Materiał ten posiada bardzo dobre właściwości ślizgowe oraz cierne, wyróżnia się wśród grupy polietylenów najwyższą odpornością na ścieranie.





Rys. 6. Budowa ramienia rozpierającego 1 – segment pierwszy stały, 2 – segment drugi wysuwny, 3 – segment trzeci wysuwny, 4 – lina wysuwająca segmenty, 5 – sworzeń mocowania ramienia, 6 – zespół kół linowych, 7 – koło, 8 – okno rewizyjne

Wysuwanie ramienia odbywa się za pomocą liny stalowej (4), której jeden koniec jest trwale przymocowany do końca segmentu pierwszego (1), natomiast drugi koniec, wychodzący z zespołu krążków linowych (6) nawijany jest na bęben wciągarki linowej. Lina przewinięta jest przez krążek linowy, znajdujący się na końcu segmentu drugiego. Ten mechanizm linowy powoduje wysunięcie segmentu drugiego (2), a sama lina napędzana jest za pomocą wciągarki linowej. Wysunięcie drugiego segmentu ruchomego, a więc przesunięcie tego segmentu względem segmentu pierwszego, powoduje jednoczesne wysuwanie trzeciego segmentu (3). Jest to wywołane poprzez dodatkową linę, która jest rozpięta pomiędzy segmentem nieruchomym, a segmentem drugim wysuwnym. Lina przewinięta jest przez krążek znajdujący się w segmencie trzecim, co powoduje jego wysunięcie równe połowie przemieszczenia poprzedniego segmentu względem segmentu stałego. Powrót, czyli zsunięcie ramion, odbywa się przez poluzowanie liny wysuwającej i wciąganie dodatkowej liny zamocowanej do segmentu trzeciego.

#### 3. Działanie urządzenia wewnątrz szybu

Naczynie wyciągowe podwieszone na linie maszyny wyciągowej opuszczane jest w szybie ze złożonymi ramionami i pomostem. Po osiągnięciu żądanej głębokości następuje zatrzymanie naczynia, a następnie za pomocą wciągarki linowej opuszcza się równocześnie ramiona rozpierające oraz pomost. Kolejną czynnością jest podniesienie daszka ochronnego i rozłożenie barierek pomostu. W celu przeprowadzenia rewizji obmurza szybu lub drobnych napraw, konieczne jest rozparcie naczynia na obmurzu szybu.



Rys. 7. Czynności przygotowawcze przed rozparciem naczynia



Unieruchomienie naczynia w szybie możliwe jest dzięki wysuwnym ramionom rozpierającym. Ramiona rozsuwane są przy użyciu samohamownej wyciągarki ręcznej do momentu oparcia się pomostu o przeciwległą powierzchnię obmurza szybu. Dzięki teleskopowej konstrukcji ramion ich długość po rozsunięciu umożliwia zastosowanie urządzenia w szybach o zakresie średnic od 6 do 9 m.



Rys. 8. Wizualizacja naczynia rozpartego w szybach o średnicy 6 m oraz 9 m

## 4. Wnioski

Przedstawiona koncepcja urządzenia o lekkiej i samonośnej konstrukcji pozwala wyeliminować centralnie umieszczony element przenoszący obciążenie, co zapewnia zwiększoną przestrzeń załadunkową. Takie rozwiązanie umożliwia transport niewielkiego agregatu hydraulicznego, służącego do zasilania niezbędnych narzędzi. Urządzenie po złożeniu ramion oraz pomostu, mieści się w obrębie kwadratu o boku 1,3 m, natomiast jego całkowita wysokość nie przekracza 3 m. Małe gabaryty pozwalają zastosować urządzenie w większości istniejących szybów wentylacyjnych. Masa urządzenia wraz z ładunkiem nie przekracza 2 t, co pozwala na wykorzystanie przewoźnych urządzeń wyciągowych.

Brak prowadzenia znacząco upraszcza konstrukcję, wymaga jednak, aby środek ciężkości znajdował się jak najbliżej osi naczynia, co zapobiega pochyleniu kątowemu klatki. Konstrukcja wysuwanych ramion powoduje, że środek ciężkości przemieszcza się w kierunku ramion, w trakcie ich wysuwania. Jest to zjawisko niekorzystne, ponieważ powoduje przechylenie urządzenia. Aby zapewnić równowagę urządzenia, podczas wysuwania ramion, konieczne jest zastosowanie przeciwwagi, która będzie przesuwana pod pomostem roboczym.

#### Literatura

- Stasica J.: Nowoczesne metody badań i oceny stanu technicznego obudów szybów górniczych. Zeszyty Naukowe Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią Polskiej Akademii Nauk. 2017, nr 101, s. 85–100
- 2. Stasica J. i Rak Z.: Badanie stanu obudowy szybów górniczych studium przypadku. Przegląd Górniczy nr 72(12), s. 84–92, 2016.
- 3. DTR wiertnicy do kontroli stanu betonowych obudów szybowych Mine Master Sp. z o.o. w Wilkowie (materiały niepublikowane)



- 4. Dokumentacja urządzenia do rewizji i konserwacji szybów wentylacyjnych W48.027 (materiały niepublikowane)
- 5. Informacja techniczna SIEMAG-TECBERG. Zawieszenia nośne naczyń wyciągowych (dostęp: 31.08.2021)
- 6. PN-G-46205:1997 Górnicze wyciągi szybowe Naczynia wyciągowe stalowe Wymagania i badania
- Kostrz J.: Szkoła Eksploatacji Podziemnej. Głębienie szybów. Kraków 2014; http://szkolaeksploatacji.pl/wp-content/knowledge/flipbook/2014\_JanKostrz-GlebienieSzybow\_v2/ (dostęp: 31.08.2021)



#### https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.8

## Prawne uwarunkowania dopuszczania i stosowania wózków hamulcowych kolejek podwieszonych w wyrobiskach podziemnych zakładów górniczych

Andrzej Figiel – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Wiesław Turejko – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Streszczenie:** W rozdziale przedstawiono prawne uwarunkowania, jakie producent lub inny podmiot wprowadzający wózki hamulcowe do obrotu handlowego powinien spełnić, aby zgodnie z obowiązującymi przepisami i zasadami dobrej praktyki inżynierskiej można było stosować przedmiotowe urządzenia zabezpieczające w zestawach transportowych kolejek podwieszonych, użytkowanych w wyrobiskach podziemnych zakładów górniczych. Oprócz wymagań formalno-prawnych przedstawiono wymagania techniczne dotyczące konstrukcji i eksploatacji, których spełnienie jest gwarancją bezpiecznej eksploatacji wózków hamulcowych, a tym samym podziemnego transportu poziomego. Omówiono również czynności kontrolno-odbiorcze (badania techniczne), za przeprowadzenie których odpowiada użytkownik wózków hamulcowych.

Słowa kluczowe: wózki hamulcowe, zestawy transportowe, kolejki podwieszone, ocena zgodności, certyfikacja

# Legal prerequisites for the approval and use of suspended monorail brake trolleys in underground mine workings

**Abstract:** This chapter presents the legal requirements that should be fulfilled by a producer or other operator placing brake trolleys on the market so that the safety devices in question can be used in transport systems of suspended monorails used in workings of underground mines in accordance with the regulations in force and the principles of good engineering practice. Apart from the formal and legal requirements, the technical requirements for the construction and operation have been presented whose fulfilment is a guarantee of the safe operation of the brake trolleys and thus of the underground horizontal transport. The article also discusses the control and acceptance procedures (technical inspections) that the brake trolleys user is responsible for carrying out.

Keywords: brake trolleys, transport units, suspended monorails, conformity assessment, certification

## 1. Wprowadzenie

Wózki hamulcowe (rys. 1) są urządzeniami przeznaczonymi do zabezpieczania zestawów transportowych kolejek podwieszonych z napędem własnym lub linowym, służących do transportu materiałów i przewozu ludzi w wyrobiskach podziemnych zakładów górniczych przed skutkami awarii polegającej na przekroczeniu dozwolonej prędkości.



Rys. 1. Model wózka hamulcowego akumulatorowego ciągnika podwieszonego GAD-1



Wózki hamulcowe są przeznaczone do realizacji funkcji bezpieczeństwa polegającej na awaryjnym zatrzymaniu zestawu transportowego w przypadku niekontrolowanego wzrostu jego prędkości ponad wartość dopuszczalną, co może mieć miejsce w przypadku utraty wymaganego sprzężenia ciernego napędu zestawu transportowego z trasą kolejki (kolejki podwieszone z własnym napędem) lub w przypadku zerwania liny napędowej (kolejki linowe) i prowadzenia jazdy po nachyleniu. Brak możliwości skutecznego zatrzymania zestawu transportowego w ww. sytuacjach awaryjnych stwarza poważne zagrożenie dla życia, zdrowia i mienia. Należy również pamiętać, że wózki hamulcowe są podzespołami maszyn przeznaczonych do pracy w podziemnych zakładach górniczych, w szczególności w zakładach wydobywających węgiel kamienny, w których występuje zagrożenie wybuchem metanu i pyłu węglowego. Warunki środowiskowe występujące w miejscu eksploatacji wózków hamulcowych skutkują koniecznością uwzględnienia w procesie ich projektowania wszystkich zagrożeń mogących doprowadzić do zapłonu i/lub wybuchu atmosfery potencjalnie wybuchowej, które mogą się pojawić w wyrobisku transportowym.

Mając na uwadze znaczenie wózków hamulcowych dla zapewnienia bezpieczeństwa użytkowania zestawów transportowych w górnictwie, podlegają one restrykcyjnym procedurom oceny, wynikającym zarówno z przepisów europejskiej harmonizacji technicznej (dyrektyw Unii Europejskiej), jak i przepisów krajowych. Obowiązek spełnienia tych wymagań spoczywa na ich producencie.

Po przekazaniu wózków hamulcowych do użytkowania należy również spełnić szereg wymagań technicznych, wynikających z przepisów eksploatacyjnych (np. konieczność przeprowadzania badań technicznych). Za spełnienie wymagań eksploatacyjnych odpowiada użytkownik (zakład górniczy).

W rozdziale omówiono wymagania formalno-prawne związane z wprowadzaniem wózków hamulcowych do obrotu handlowego oraz wymagania eksploatacyjne związane z ich użytkowaniem w zakładach górniczych. Temat jest o tyle ważny, że są prowadzone prace nad zwiększeniem prędkości zestawów transportowych (tzw. szybka kolej podziemna), w których również należy przewidzieć urządzenia bezpieczeństwa do skutecznego zatrzymania tych zestawów, bez stwarzania zagrożenia wynikającego z pracy w atmosferze potencjalnie wybuchowej. Wyniki analiz, zaprezentowane w rozdziale, będą pomocne w procesie projektowania i oceny przydatności wózków hamulcowych, przewidzianych do stosowania w nowoczesnych, bezpiecznych, podziemnych środkach transportowych.

## 2. Wymagania prawne

#### 2.1. Prawne uwarunkowania oceny wózków hamulcowych

W ruchu zakładu górniczego, zgodnie z art. 113. 1 ustawy – Prawo geologiczne i górnicze (Pgg) [1] stosuje się wyroby, które spełniają:

- 1) wymagania dotyczące oceny zgodności, określone w przepisach wprowadzających do krajowego systemu prawnego przepisy dyrektyw Unii Europejskiej [2, 3, 4, 5],
- wymagania techniczne określone w przepisach wydanych na podstawie ustawy Pgg i zostały dopuszczone do stosowania w zakładach górniczych oraz oznakowane w sposób określony w tych przepisach [6],
- 3) szczegółowe wymagania określone w innych przepisach wydanych na podstawie ww. ustawy.



Jednym z takich przepisów jest rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [7], wydane na podstawie art. 120 Pgg.

Wózki hamulcowe podlegają wszystkim ww. przepisom technicznym.

#### 2.2. Wymagania dotyczące oceny zgodności

Wszystkie maszyny oraz zdecydowana większość urządzeń przeznaczonych do stosowania w zakładach górniczych podlega co najmniej jednej dyrektywie nowego podejścia. Każda dyrektywa zawiera warunki wprowadzania wyrobów do obrotu, zasady swobodnego przepływu i domniemania zgodności, procedury oceny zgodności, zasady nanoszenia oznakowania CE, wymagania dla jednostek notyfikowanych (o ile jednostki takie uczestniczą w procedurach oceny zgodności) oraz zasadnicze wymagania bezpieczeństwa [8, 9].

Wózki hamulcowe, jako elementy bezpieczeństwa, podlegają procedurom oceny zgodności określonym w rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn [4], wdrażającym postanowienia dyrektywy maszynowej 2006/42/WE. W sytuacji, gdyby wózki hamulcowe zostały wyprodukowane zgodnie z normami zharmonizowanymi z dyrektywą maszynową 2006/42/WE oraz pod warunkiem, że normy te obejmują wszystkie odpowiednie zasadnicze wymagania w zakresie bezpieczeństwa i ochrony zdrowia, producent mógłby zastosować procedurę oceny zgodności połączoną z kontrolą wewnętrzną na etapie wytwarzania wyrobu, bez udziału jednostki notyfikowanej. Jednak ze względu na brak normy zharmonizowanej dotyczącej wprost wózków hamulcowych, tj. normy typu C zawierającej szczegółowe wymagania bezpieczeństwa dla określonego urządzenia lub grupy urządzeń, ich producenci są zmuszeni zastosować następujące procedury (moduły) oceny zgodności:

badanie typu WE (na etapie projektowania) wraz z kontrolą wewnętrzną (na etapie wytwarzania)
lub

lub

– pełne zapewnienie jakości (na etapie projektowania i wytwarzania).

Ponieważ w ramach pełnego zapewnienia jakości jednostka notyfikowana ocenia i zatwierdza system jakości producenta oraz monitoruje jego stosowanie poprzez prowadzenie cyklicznych auditów, co ma niewątpliwie wpływ na koszty wykazywania zgodności, w praktyce w odniesieniu do wózków hamulcowych stosuje się badanie typu WE wraz z kontrolą wewnętrzną.

Badanie typu WE przeprowadza jednostka notyfikowana, która na podstawie badań stwierdza i zaświadcza, że reprezentatywny model wyrobu zwany "typem" spełnia przepisy rozporządzenia (dyrektywy). W ramach procedury jednostka notyfikowana bada czy przedstawiony do badania wózek hamulcowy wykonano zgodnie z dokumentacją techniczną, z uwzględnieniem wymagań technicznych zawartych w odpowiednich dokumentach odniesienia, którymi powinny być normy zharmonizowane z dyrektywą maszynową [4].

Jak wcześniej wspomniano, brak normy zharmonizowanej typu C dotyczącej wózków hamulcowych, zmusza jednostkę notyfikowaną do wykorzystywania wymagań technicznych zawartych w normach zharmonizowanych typu A, zawierających podstawowe koncepcje bezpieczeństwa stosowane dla wszystkich wyrobów oraz typu B odnoszących się do wybranych aspektów bezpieczeństwa, które mogą być stosowane do szerokiego zakresu wyrobów, uzupełnionych innymi specyfikacjami technicznymi, uznanymi przez jednostkę notyfikowaną jako właściwe dla przedmiotu oceny. Zakład Badań Atestacyjnych Jednostka Certyfikująca ITG KOMAG jako jednostka



notyfikowana do przeprowadzania badania typu WE wózków hamulcowych, realizując tę procedurę, oprócz norm zharmonizowanych stosuje dodatkowo normę górniczą PN-G-46860:2011 "Kopalniane koleje szynowe Wózki hamulcowe i urządzenia hamowania awaryjnego Wymagania" [10]. Norma ta uzupełnia wymagania ogólne, jednoznacznie identyfikując zakres badań i kryteria oceny wózków hamulcowych.

W normie tej wymaga się, aby wózki hamulcowe poddać badaniom stanowiskowym, w celu weryfikacji:

- wartości prędkości, przy której następuje zadziałanie układu hamulcowego,
- czasu zadziałania wózków hamulcowych, w tym również w układzie zwielokrotnionym,
- dynamicznej siły hamowania,
- statycznej siły hamowania.

Końcowym dokumentem potwierdzającym spełnienie wymagań bezpieczeństwa i ochrony zdrowia, jest wydawany przez jednostkę notyfikowaną certyfikat badania typu WE. Z założenia ranga certyfikatu wydawanego przez każdą jednostkę notyfikowaną powinna być taka sama. Wszystkie jednostki notyfikowane powinny stosować te same kryteria oceny, tak aby wydawane przez nie certyfikaty były równoważne, stąd potrzeba opracowania normy zharmonizowanej z dyrektywą maszynową [4], dotyczącej wózków hamulcowych.

Po uzyskaniu certyfikatu badania typu WE, producent jest zobowiązany do wytwarzania kolejnych egzemplarzy wózków hamulcowych w taki sposób, aby zapewnić ich zgodność z zatwierdzoną dokumentacją techniczną.

Wózki hamulcowe, stanowiące wyposażenie zestawów transportowych przeznaczonych do pracy w podziemnych zakładach górniczych zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego, na etapie wprowadzania ich do obrotu podlegają ocenie zgodności z wymaganiami rozporządzenia Ministra Rozwoju z dnia 6 czerwca 2016 r. w sprawie wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej [5].

Wózki hamulcowe stosowane w górnictwie węglowym są urządzeniami nieelektrycznymi grupy I kategorii M2 lub zestawami (jeżeli w skład wózków wchodzą również urządzenia elektryczne), które należy poddać procedurze oceny zgodności połączonej z kontrolą wewnętrzną na etapie ich wytwarzania, dodatkowo przesyłając dokumentację techniczną wykazującą zgodność z zasadniczymi wymaganiami określonymi w ww. rozporządzeniu do jednostki notyfikowanej, która potwierdza jej odbiór i przechowywanie. Okres przechowywania dokumentacji technicznej wynosi co najmniej 10 lat od daty wyprodukowania ostatniego egzemplarza wyrobu.

W ramach tej procedury producent lub jego upoważniony przedstawiciel zapewnia i oświadcza, że wózki hamulcowe spełniają odpowiednie wymagania rozporządzenia [4]. Deklarowanie zgodności powinno być poprzedzone opracowaniem dokumentacji technicznej, zawierającej ogólny opis urządzenia, projekt koncepcyjny konstrukcji oraz rysunki i schematy, w szczególności elementów, podzespołów i obwodów wraz z opisami niezbędnymi dla ich zrozumienia, wykaz norm zharmonizowanych zastosowanych w całości lub częściowo oraz, w przypadku niezastosowania tych norm, opis rozwiązań przyjętych w celu spełnienia zasadniczych wymagań określonych w rozporządzeniu [4], wyniki obliczeń projektowych i udokumentowane wyniki badań (protokoły).

Zgodność z wymaganiami dotyczącymi bezpieczeństwa przeciwwybuchowego wózków hamulcowych najłatwiej wykazać stosując normę PN-EN ISO 80079-36:2016-07 "Atmosfery

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)



wybuchowe Część 36: Urządzenia nieelektryczne do atmosfer wybuchowych Metodyka i wymagania" [11].

Wózki hamulcowe powinny być poddane ocenie zagrożenia zapłonem a jej wyniki powinny być udokumentowane. Sprawozdanie z oceny zagrożenia zapłonem powinno zawierać w szczególności informacje o:

- wszystkich potencjalnych źródłach zapłonu,
- środkach, które powinny być zastosowane w celu zapewnienia, że źródła zapłonu nie staną się efektywne,
- zastosowanej ochronie przed zapłonem.

Dokonując oceny zagrożenia zapłonem związanym z zastosowaniem wózków hamulcowych, należy rozpatrzeć zagrożenia wywołane:

- wysoką temperaturą okładzin hamulcowych lub jakiejkolwiek innej części urządzenia (maksymalna temperatura powierzchni nie może przekroczyć 150°C ze względu na obecność pyłu węglowego),
- iskrami generowanymi mechanicznie wskutek tarcia lub uderzenia,
- wyładowaniami elektryczności statycznej.

Ograniczenie ryzyka związanego z gorącymi powierzchniami (ciepło tarcia podczas hamowania) do poziomu akceptowalnego można osiągnąć przez usunięcie z elementów trasy kolejki podwieszonej pyłu węglowego wykorzystując urządzenie czyszczące, np. mobilne urządzenie typu MUC [12].

W przypadku, gdy wózek hamulcowy jest wyposażony w urządzenia elektryczne (np. rejestrator lub sygnalizator), urządzenie to powinno być zabezpieczone właściwym do warunków stosowania rodzajem zabezpieczenia przeciwwybuchowego.

#### 2.3. Wymagania dotyczące dopuszczania do stosowania w zakładach górniczych

Zasady dopuszczania wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wiąże się z największym ryzykiem, są określone w ustawie – Prawo geologiczne i górnicze [1]. Decyzję w sprawie dopuszczenia wyrobu do stosowania w zakładach górniczych, wydaje Prezes Wyższego Urzędu Górniczego, jeżeli wyrób spełnia wymagania techniczne. W związku z art. 224 ww. ustawy w odniesieniu do zakresu wyrobów podlegających dopuszczeniu oraz wymagań technicznych, jakie te wyroby muszę spełniać obowiązuje nadal rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych [6].

Wózki hamulcowe należą do grupy wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych aktualnie wymaga uzyskania dopuszczenia w drodze decyzji Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego.

Podmiot składający wniosek o dopuszczenie, którym może być producent, dostawca wyrobu finalnego lub przedsiębiorca, który wykonał lub nabył wyrób wykonany lub zakupiony jednostkowo, jest zobowiązany do dołączenia do wniosku szeregu dokumentów, w tym wyników badań wyrobu, sporządzonych przez akredytowaną jednostkę certyfikującą wyroby. Instytut Techniki Górniczej KOMAG Zakład Badań Atestacyjnych Jednostka Certyfikująca jest jedną z jednostek, która jest upoważniona do przeprowadzenia takich badań [9].

Instytut Techniki Górniczej KOMAG Zakład Badań Atestacyjnych Jednostka Certyfikująca, dokonując badania zgodnie z wymaganiami załącznika nr 2 do cytowanego rozporządzenia Rady Ministrów, zwraca uwagę na:

- obliczenia projektowe wózków hamulcowych powinny one zawierać obliczenia parametrów mających wpływ na bezpieczeństwo, w tym m.in.: obliczenia wytrzymałościowe korpusu wózka, kół i nośników kół, siłowników, połączeń śrubowych, sworzniowych i spawanych, obliczenia siły docisku szczęk hamulcowych oraz analizę rozkładu sił działających na zestaw transportowy na pochylni. Oczywiście w miarę potrzeb należy rozszerzyć listę koniecznych do przeprowadzenia obliczeń projektowych, uwzględniając specyfikę projektowanej konstrukcji, gdyż obliczenia powinny uwzględniać wszelkie możliwe statyczne i dynamiczne kombinacje oddziaływania ładunku i jego bezwładności. Ponadto obliczenia projektowe powinny potwierdzać wymagane wartości współczynników bezpieczeństwa,
- spełnienie wymagań dotyczących złącz (zapewnienie wymaganych współczynników wytrzymałości złącz spawanych zależnie od przyjętej metody kontroli oraz wymagania, które odnoszą się do kontroli powierzchniowych lub wewnętrznych wadliwości złącz),
- konieczność przeprowadzenia kontrolnego przejazdu po torze próbnym kolejki podwieszonej wyposażonej w wózki hamulcowe i obciążonej masą o wartości 1,1 obciążenia nominalnego (istnieje możliwość przeprowadzenia prób równoważnych),
- maksymalne obciążenie dla zestawu transportowego wyposażonego w wózek hamulcowy w zależności od kąta nachylenia toru jazdy, w tym również uwzględniając maksymalne obciążenia dla zestawu transportowego w przypadku łączenia wózków w układy zwielokrotnione (konieczność doboru obciążeń do warunków eksploatacyjnych oraz podania ich wartości w instrukcji obsługi),
- skuteczne zabezpieczenie zestawu transportowego przed samostoczeniem lub zsunięciem przy zerwaniu liny ciągnącej, w przypadku pracy w wyrobisku pochyłym o nachyleniu ponad 4°,
- konieczność przeprowadzenia stosownych badań potwierdzających, że badany wózek nie przekroczy prędkości dopuszczalnej o co najwyżej 1 m/s, jednak nie wyższej niż 3 m/s, przy której następuje zadziałanie układu hamulcowego oraz zachowany jest współczynnik statycznej siły hamowania co najmniej 1,5 w stosunku do maksymalnej siły staczającej,
- połączenie wózków hamulcowych z innymi elementami zestawu transportowego cięgłami o współczynniku bezpieczeństwa równym co najmniej 4 oraz możliwość zabezpieczenia przed rozpięciem urządzeń transportu linowego przez połączenie liną bezpieczeństwa.

Należy w tym miejscu zaznaczyć, że przedstawione powyżej szczegółowe wymagania technicznoeksploatacyjne zawarte w pkt. 3.1.2 i pkt. 3.1.5 załącznika nr 2 do rozporządzenia [6] nie stanowią jedynej podstawy do wydania pozytywnego wyniku badania wyrobu przez Zakład Badań Atestacyjnych Jednostkę Certyfikującą ITG KOMAG. Zakres przeprowadzonych badań jest rozszerzony dodatkowo o wymagania konstrukcyjne i eksploatacyjne dla wózków hamulcowych zawarte w normie górniczej PN-G-46860:2011 [10].

## 3. Ustawowe obowiązki dla użytkowników wózków hamulcowych

Ustawodawca wprowadził również obowiązki dla użytkowników wózków hamulcowych przeznaczonych do eksploatacji w wyrobiskach podziemnych zakładów górniczych. Wynikają one



z rozporządzenia Ministra Energii z dnia 23.11.2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [7].

Wózek hamulcowy jest urządzeniem służącym do awaryjnego zabezpieczania zestawu transportowego i wymaga przeprowadzenia kontroli przez rzeczoznawców zgodnie z §519 ust. 1 i 2 ww. rozporządzenia. Częstotliwość przeprowadzenia badań technicznych określa pkt. 1.4.2 załącznika nr 4, natomiast zakres przeprowadzenia kontroli określa pkt. 4.9 załącznika nr 4 rozporządzenia a w szczególności punkty 4.9.8 ÷ 4.9.11, które to wymagania dotyczą:

- statycznej i dynamicznej siły hamowania,
- wartości prędkości, przy której następuje zadziałanie układu wyzwalającego,
- współczynnika bezpieczeństwa elementu łącznikowego,

są zbieżne z wymaganiami przytaczanej już wcześniej normy górniczej PN-G-46860:2011 dotyczącej wózków hamulcowych.

#### 4. Podsumowanie

Ocena wózków hamulcowych z wymaganiami bezpieczeństwa jest procesem wieloetapowym i złożonym, które ma swoje uzasadnienie w ich przeznaczeniu. Podstawą oceny wózków hamulcowych są zarówno przepisy europejskiej harmonizacji technicznej (dyrektywy Unii Europejskiej), jak i przepisy krajowe. Bezpieczeństwo użytkowania zestawów transportowych kolejek podwieszonych w dużym stopniu zależy od prawidłowego i niezawodnego działania wózków hamulcowych. Gwarancją tego jest poddanie wózków hamulcowych badaniom oraz uzyskanie ich pozytywnej oceny w ramach:

- badania typu WE, procedury wynikającej z dyrektywy 2006/42/WE,
- oceny zgodności połączonej z kontrolą wewnętrzną na etapie wytwarzania,
- dopuszczenia do stosowania w zakładach górniczych w drodze decyzji Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego,
- badań odbiorczych przez rzeczoznawcę.

Należy pamiętać, że kryteria oceny wózków hamulcowych zawarte w normach europejskich, mają charakter ogólny i w wielu miejscach odsyłają do wyników analizy i oceny ryzyka, którą przeprowadza i za którą odpowiada producent. Z tego powodu, w procesie badania dokonywanego przez Zakład Badań Atestacyjnych Jednostkę Certyfikującą ITG KOMAG, uwzględniane są również kryteria zawarte w przepisach krajowych (wymóg obligatoryjny) i normie górniczej PN-G-46860:2011 [10] (wymóg dobrowolny; norma traktowana jest jako zasady techniki, stosowana zgodnie z dobrą praktyką inżynierską).

## Literatura

- 1. Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. Prawo geologiczne i górnicze (Dz. U. 2021 r., poz. 1420)
- 2. Ustawa z dnia 30 sierpnia 2002 r. o systemie oceny zgodności (Dz. U. 2021 r. poz. 1344)
- Ustawa z dnia 13 kwietnia 2016 r. O systemach oceny zgodności i nadzoru rynku (Dz. U. 2021 r. poz. 514 z późn. zm.)
- 4. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn (Dz. U. 2008 nr 199 poz. 1228 z późn. zm.)

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)



- 5. Rozporządzenie Ministra Rozwoju z dnia 6 czerwca 2016 r. w sprawie wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej (Dz. U. 2016 r. poz. 817)
- 6. Rozporządzenie 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.)
- Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz. U. 2017 r., poz. 1118 z późn. zm.)
- 8. Figiel A.: Zapewnienie bezpieczeństwa technicznego maszyn i urządzeń górniczych. Maszyny Górnicze 2018, nr 2, s. 87-95
- Figiel A.: Technical safety of machinery and equipment in the aspect of the activities of the KOMAG Division of Attestation Tests, Certifying Body. Mining Machines No. 1/2020 (161). ISSN 2719-3306. DOI: 10.32056/KOMAG2020.1.1
- 10. PN-G-46860:2011 Kopalniane koleje szynowe. Wózki hamulcowe i urządzenia hamowania awaryjnego Wymagania
- 11. PN-EN ISO 80079-36:2016-07 Atmosfery wybuchowe. Część 36: Urządzenia nieelektryczne do atmosfer wybuchowych Metodyka i wymagania
- 12. Korolew W., Czerniak D., Szkudlarek Z.: Mobilne urządzenie typu MUC do oczyszczania środnika szyny trasy kolejek podwieszonych. Maszyny Górnicze 2016, nr 4, s. 44-57



#### https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.9

# Nowe rozwiązanie akumulatorowego układu zasilającego dla samojezdnych wozów strzelniczych

Przemysław Deja – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Piotr Hylla – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Bartosz Polnik – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Marcin Skóra – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Andrzej Niedworok – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Streszczenie:** W rozdziale przedstawiono opracowane w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach nowe rozwiązanie akumulatorowego układu zasilającego zespołu roboczego dla samojezdnych wozów strzelniczych. Zastosowanie wewnętrznej ładowarki elektrycznej pozwala na ładowanie baterii akumulatorów w dowolnym miejscu z sieci elektroenergetycznej o napięciu znamionowym 500 V bez konieczności dojazdu wozu strzelniczego do komory ładowania. Akumulatorowy układ zasilający może być stosowany w podziemnych, niemetanowych zakładach górniczych, wydobywających rudy metali i zakładach górniczych wydobywających inne kopaliny.

Słowa kluczowe: górnictwo, maszyny elektryczne, zasilanie akumulatorowe

## A new solution of a battery power supply system for self-propelled blasting vehicles

**Abstract:** The chapter presents a new solution of the battery power supply system of the working unit for selfpropelled blasting vehicles, developed at the KOMAG Institute of Mining Technology in Gliwice. The use of an internal electric charger allows the battery to be charged anywhere from the power grid with a rated voltage of 500 V without the need for the blasting vehicle to go to the charging chamber. The battery power system can be used in underground, non-methane mining plants, winning the iron ore and other minerals.

Keywords: mining, electric machines, battery power supply

## 1. Wprowadzenie

W polskim przemyśle wydobywczym rudy miedzi stosowanych jest wiele samojezdnych maszyn górniczych o różnym przeznaczeniu oraz parametrach technicznych. Wyróżnia się wozy wiercącokotwiące, wozy strzelnicze, ładowarki, wozy odstawcze, wozy pomocnicze (do obrywki, odwadniające, paliwowo-smarownicze) oraz wozy transportowe.



Rys. 1. Przykładowy wóz strzelniczy produkcji KGHM ZANAM [1]

Wyżej wymienione samojezdne wozy strzelnicze (rys. 1) służą zwiększeniu wydajności przygotowania przodków do robót strzałowych oraz podniesienia bezpieczeństwa górników wykonujących te prace. Wozy strzelnicze usprawniają proces ładowania otworów strzałowych i tym samym skracają czas przebywania załogi w przodkach o wysokim zagrożeniu tąpaniami [1]. W samojezdnych wozach strzelniczych w układzie napędu jazdy stosuje się wysokoprężny silnik spalinowy. Z kolei do zasilania urządzeń technologicznych zabudowanych na tych wozach tj. modułowego urządzenia pompowego służącego do wytwarzania i ładowania materiału wybuchowego do otworów strzałowych stosuje się silnik elektryczny. W dotychczasowych rozwiązaniach silnik elektryczny zasilany jest za pośrednictwem rozwijanego przewodu elektrycznego z kopalnianej sieci elektroenergetycznej o napięciu znamionowym 500 V. Każdorazowe rozwijanie oraz zwijanie blisko stumetrowego przewodu jest bardzo czasochłonne, a ponadto stwarza zagrożenie dla pracującej załogi wozu w rejonie przodka.

W 2017 r. w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach opracowano oraz wykonano rozwiązanie akumulatorowego układu zasilającego samojezdnego wozu strzelniczego celem zastąpienia rozwiązania z rozwijanym przewodem. Układ został zastosowany w samojezdnym wozie strzelniczym typu WS-172 (rys. 2) produkowanym przez KGHM-ZANAM w Polkowicach [2]. Opracowany wówczas akumulatorowy układ zasilający składał się z zespołu baterii ZB-1 i zespołu aparatury ZA-1 zabudowanych na wozie strzelniczym oraz opracowanego w Zakładzie Energoelektroniki Twerd, wolnostojącego modułu ładowania zainstalowanego w podziemnej komorze ładowania.



Rys. 2. Wóz strzelniczy WS-172 produkcji KGHM ZANAM w podziemnej komorze ładowania [2]

Samojezdny wóz strzelniczy WS-172 z akumulatorowym układem zasilającym układu roboczego został nagrodzony jako innowacyjny produkt w kategorii "Nowe maszyny" podczas Międzynarodowych Targów Górnictwa, Przemysłu Energetycznego i Hutniczego w Katowicach w sierpniu 2017 r. [3]. Obecnie samojezdny wóz strzelniczy WS-172 pracuje w ZG Polkowice-Sieroszowice (rys. 2). Uzyskuje pozytywne opinie górników strzałowych, jak i pracowników dozoru. Pełne naładowanie zespołu baterii ZB-1 wystarcza na pracę wozu podczas przeciętnie 2,5 zmian roboczych, co umożliwia uzbrojenie emulsją wybuchową co najmniej 16 przodków [4], w zależności od wielkości przodka oraz doświadczenia operatora. Jednakże niedogodnością tego rozwiązania pozostaje konieczność podjeżdżania wozu strzelniczego do dedykowanego modułu ładowania w celu ładowania baterii akumulatorów.



#### 2. Nowe rozwiązanie akumulatorowego układu zasilającego

Doświadczenia z pierwszego okresu eksploatacji, analiza uwag jakościowych oraz sugestii pozwoliły na rozpoczęcie w 2019 r. prac nad opracowaniem nowego rozwiązania akumulatorowego układu zasilającego układu roboczego dla samojezdnych wozów strzelniczych.

Główną zmianą w stosunku do pierwotnego rozwiązania jest zabudowanie ładowarki elektrycznej wewnątrz zespołu baterii, aby umożliwić ładowanie baterii bezpośrednio z kopalnianej sieci elektroenergetycznej o napięciu znamionowym 500 V, bez konieczności podjeżdżania wozu strzelniczego do dedykowanego modułu ładowania.

Przystępując do prac nad nowym rozwiązaniem bazowano na doświadczeniach pozyskanych podczas prac przy pierwotnym rozwiązaniu. Głównym zadaniem konstruktorów na etapie projektowania nowego rozwiązania akumulatorowego układu zasilania było zachowanie parametrów technicznych uzyskanych w pierwotnym rozwiązaniu. Opracowana nowa konstrukcja oraz wyposażenie elektryczne bazują na rozwiązaniach zastosowanych w wykonaniu z 2017 r., z dodatkowymi nowymi rozwiązaniami celem podnoszenia bezpieczeństwa oraz ergonomii pracy. Nie było to zadanie łatwe z uwagi na konieczność umieszczenia w zespole baterii ładowarki elektrycznej przy niewielkiej możliwości zwiększenia gabarytów obudowy.

Analogicznie jak przy pierwotnym rozwiązaniu z uwagi na ograniczone miejsce na konstrukcji wozu strzelniczego oraz narzucone przez odbiorcę wymiary, wyposażenie elektryczne akumulatorowego układu zasilającego zostało rozmieszczone w zespole baterii ZB-2 (rys. 3 poz. 1) oraz zespole aparatury ZA-2 (rys. 3 poz. 2).

W zespole baterii ZB-2 zabudowano baterię ogniw litowo-żelazowo-fosforanowych wraz z pasywnym systemem nadzoru BMS (ang. Battery Management System), falownik, ładowarkę baterii, sterownik mikroprocesorowy, zasilacz 24 V, wyłącznik główny oraz urządzenia kontrolno-zabezpieczające.



Rys. 3. Nowe rozwiązanie akumulatorowego układu zasilania 1) zespół baterii ZB-2, 2) zespół aparatury ZA-2

System BMS chroni i nadzoruje zestaw akumulatorów poprzez monitorowanie napięcia na poszczególnych ogniwach, napięcia całkowitego baterii, natężenia prądu ładowania i rozładowania oraz temperaturę ogniw. Ponadto wykorzystuje wyjścia do sterowania ładowaniem i rozładowaniem baterii. Korzystając z zaprogramowanych ustawień, kontroluje przepływ prądu ładowania i rozładowania akumulatora z uwzględnieniem maksymalnych i minimalnych wartości granicznych. Podczas ładowania i natychmiast po naładowaniu równoważy napięcie na poszczególnych ogniwach



za pomocą wewnętrznych rezystorów bocznikowych w oparciu o zaprogramowane ustawienia. System BMS monitoruje każde ogniwo baterii, aby upewnić się, że napięcie w ogniwie nie jest zbyt wysokie lub zbyt niskie (zgodnie z zaprogramowanymi wartościami). Na podstawie danych wejściowych, czyli temperatury, napięć ogniw, natężenia prądu ładowania i rozładowania oraz zaprogramowanych wartości w profilu akumulatora, BMS oblicza opór wewnętrzny, a także granice prądu ładowania i rozładowania. Obliczone parametry są dostępne w magistrali CAN i są wykorzystane do wyzwalania wyjść/wyjść cyfrowych w celu umożliwienia lub odmowy ładowania i rozładowania baterii. Na podstawie obliczonych wartości szacowany jest również stan naładowania baterii. System BMS wykonuje także inne funkcje, takie jak wyrównywanie napięcia na poszczególnych ogniwach poprzez rozładowywanie ogniw, na których napięcie jest wyższe niż na pozostałych. Ogniwa litowo-żelazowo-fosforanowe w warunkach normalnej pracy nie wydzielają żadnych gazów, jak również nie stwarzają zagrożenia pożarowego.

Obwody elektryczne siłowe, sterowania oraz komunikacji wyprowadzono z zespołu baterii ZB-2 za pośrednictwem kodowanych złącz wtykowych. Na obudowie zespołu zabudowano dżwignie mechanizmów napędowych wyłącznika oraz łącznika wyboru rodzaju pracy (ładowanie baterii lub praca z baterii akumulatorów), a ponadto wyłącznik awaryjny oraz nowoczesny wyświetlacz graficzny. Na wyświetlaczu przedstawiane są aktualne parametry pracy zespołu baterii ZB-2 tj.: napięcie baterii akumulatorów, temperatura wewnętrzna ogniw baterii, stopień naładowania baterii, wartość prądu podczas ładowania i pracy bateryjnej, wartość rezystancji izolacji, informacje o zaistniałych awariach. Pozostałe wyposażenie elektryczne obwodu zasilania silnika 15 kW umieszczono w zespole aparatury ZA-2.

W tabeli 1 przedstawiono dane techniczne zespołu baterii ZB-2, natomiast w tabeli 2 przedstawiono dane techniczne zespołu aparatury ZA-2.

	Tabela 1.
Parametr	Wartość
Znamionowe napięcie baterii	264 V; DC
Energia baterii	32 kWh
Napięcie znamionowe wyjściowe	150 V; 50 Hz
Prąd maksymalny wyjściowy	75 A AC
Napięcie znamionowe ładowania	500 V; 50 Hz
Prąd znamionowy ładowania	37 A
Interfejs komunikacyjny	magistrala CAN
Stopień ochrony obudowy	IP 67
Wymiary	1215 x 755 x 700 mm
Masa	850 kg

Dane techniczne zespołu baterii ZB-2

	Tabela 2.
Parametr	Wartość
Napięcie znamionowe	150 V, 50 Hz
Prąd znamionowy	75 A
Napięcie pomocnicze	24 V DC
Stopień ochrony obudowy	IP 67
Wymiary	760 x 384 x 314 mm
Masa	70 kg



Nowe rozwiązanie akumulatorowego zespołu zasilającego poddano badaniom akredytacyjnym w Laboratorium Badań Stosowanych Instytutu KOMAG. Badania przeprowadzono zgodnie z zaleceniami obowiązujących norm i procedur badawczych, które obejmowały:

- badanie stopnia ochrony IP67,
- test klimatyczny Bd (suche gorąco),
- test klimatyczny wilgotne gorąco stałe,
- pomiary rezystancji izolacji,
- pomiary wytrzymałości elektrycznej izolacji,
- pomiary odstępów izolacyjnych,
- próba nagrzewania,
- próby funkcjonalne urządzenia.

Przykładowy termogram przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Przykładowy termogram zespołu baterii ZB-2

Przeprowadzone badania zakończyły się wynikiem pozytywnym, potwierdzając jednocześnie poprawność zastosowanych rozwiązań.

## 3. Aplikacja nowego rozwiązania

Nowe rozwiązanie akumulatorowego układu zasilającego zostało zastosowane w samojezdnych wozach strzelniczych typu WS-153 (rys. 5), WS-173 (rys. 6) oraz WS-173/S produkowanych przez KGHM-ZANAM w Polkowicach. Samojezdne wozy strzelnicze WS-153, WS-173, WS-173/S z nowym rozwiązaniem akumulatorowego układu zasilającego po pozytywnym zakończeniu badań decyzją Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego zostały dopuszczone do pracy w podziemiach kopalń rudy miedzi.





Rys. 5. Wóz strzelniczy WS-153 [1]



Rys. 6. Wóz strzelniczy WS-173 [1]

W 2020 r. w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach zbudowano 12 egzemplarzy nowego układu zasilającego. Od lutego 2021 roku wozy strzelnicze z nowym rozwiązaniem akumulatorowego układu zasilającego sukcesywnie wprowadzane są do pracy w kopalniach rudy miedzi (rys. 7).



Rys. 7. Wóz strzelniczy z nowym rozwiązaniem akumulatorowego układu zasilającego w kopalni rudy miedzi



Akumulatorowy układ zasilania zabudowany na wozach strzelniczych umożliwia im pracę od momentu wjazdu wozu do przodka bez konieczności rozwinięcia oraz zwinięcia przewodu elektrycznego. Parametry pracy zespołu baterii ZB-2 są monitorowane w czasie rzeczywistym. Podstawowe parametry techniczne, zarówno podczas pracy, jak i ładowania baterii, wyświetlane są na wyświetlaczu zespołu baterii oraz za pośrednictwem magistrali CAN na pulpicie operatora, wewnątrz kabiny wozu strzelniczego.

Proces ładowania baterii trwa maksymalnie 3,5 h (w zależności od stopnia rozładowania baterii) i przebiega w sposób bezpieczny dla środowiska i ludzi. Dlatego też ładowanie baterii dozwolone jest w dowolnym miejscu kopalni, bez konieczności dojazdu wozu do specjalnie wentylowanych pomieszczeń.

#### 4. Podsumowanie

Przedstawione w niniejszym rozdziale nowe rozwiązanie akumulatorowego układu zasilającego dla samojezdnych wozów strzelniczych może być stosowane w podziemnych, niemetanowych zakładach górniczych, wydobywających rudy metali i zakładach górniczych wydobywających inne Zastosowanie rozwiązania akumulatorowego kopaliny. układu zasilajacego W miejsce dotychczasowego przewodowego, pozwala na natychmiastowe ładowanie otworów strzałowych po dojechaniu wozu strzelniczego do przodka, skracając w ten sposób czas przebywania załogi w przodku. Zastosowanie wewnętrznej ładowarki elektrycznej pozwala na ładowanie baterii akumulatorów w dowolnym miejscu z sieci elektroenergetycznej o napięciu znamionowym 500 V, bez konieczności dojazdu wozu strzelniczego do komory ładowania. W 2020 r. w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach zbudowano 12 egzemplarzy nowego akumulatorowego układu zasilającego, które zostały zabudowane na wozach strzelniczych. Od początku 2021 r. wozy sukcesywnie wprowadzane są do pracy w podziemiach kopalń miedzi, z czego 5 egzemplarzy pracuje w ZG Polkowice-Sieroszowice, 4 egzemplarze w ZG Lubin, a 3 egzemplarze w ZG Rudna.

## Literatura

- 1. http://www.kghmzanam.com (dostęp: 23.09.2021)
- 2. Deja P., Okrent K., Polnik B.: Akumulatorowy zespół zasilający samojezdnego wozu strzelniczego. Masz. Elektr., Zesz. Probl. 2019 nr 122 s. 9-13
- 3. Deja P., Okrent K., Polnik B.: Zastosowanie ogniw litowych do zasilania urządzeń technologicznych w górniczych wozach strzelniczych. Masz. Gór. 2019 nr 3 s. 42-49
- 4. Marcinowicz I., Górniak J.: Rozwój wozów strzelniczych pracować bezpieczniej i szybciej. Napędy Sterow. 2019 nr 7/8 s. 64-67



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.10

## Zmniejszenie narażenia pracowników na pył w podziemnych kopalniach węgla

Magdalena Rozmus – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Dariusz Michalak – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Streszczenie:** Procesom realizowanym w kopalni towarzyszy powstanie zapylenia, które stanowi zagrożenie dla bezpieczeństwa i zdrowia pracowników. Nie opracowano dotąd rozwiązań, które pozwoliłyby na wyeliminowanie tego zagrożenia, dlatego szczególnie istotne jest jego skuteczne ograniczanie. W rozdziale przedstawiono rozwiązania dla redukcji zagrożeń pyłowych w kopalniach, jakie opracowano w ramach projektu "Reducing risks from Occupational exposure to Coal Dust (ROCD)".

Słowa kluczowe: pył, zagrożenia pyłowe, kopalnia, pylica płuc

#### Reducing workers' exposure to dust in underground coal mines

**Abstract:** Processes carried out in a mine are accompanied by the generation of dust, which poses a threat to the safety and health of employees. So far, no solutions have been developed to eliminate this hazard, therefore, its effective mitigation is particularly important. The chapter presents solutions for dust hazard reduction in mines, developed within the project "Reducing risks from Occupational exposure to Coal Dust (ROCD)".

Keywords: dust, dust hazard, coal mine, pneumoconiosis

## 1. Wprowadzenie

Problem narażenia na pył oraz wynikających z tego negatywnych skutków dla zdrowia [1, 2] dotyczy górnictwa na całym świecie. Wśród chorób, na jakie zapadają pracownicy kopalń węgla znajduje się pylica płuc. Występowanie pylicy płuc wśród górników od lat jest przedmiotem badań i opracowań naukowych np.: [3, 4, 5, 6, 7, 8].

Pylica płuc to choroba przewlekła, nieuleczalna i postępująca [9, 10]. Pojawia się po wielu latach narażenia na pył węglowy, a związane z nią zmiany w płucach rozwijają się nadal po zaprzestaniu przebywania w zapylonym środowisku, a więc także, gdy pracownik zakończył już karierę zawodową.

W Polsce statystki dotyczące pylicy płuc wśród pracowników kopalń węgla kamiennego prowadzone są m.in. przez Wyższy Urząd Górniczy (rys. 1). Znajduje w nich odzwierciedlenie wskazany wyżej specyficzny charakter tej choroby, tj. długotrwały rozwój oraz postępujący charakter. Przykładowo, w Polsce na 194 przypadki pylic płuc zgłoszonych w 2020 roku przez byłych pracowników czynnych kopalń węgla kamiennego, 125 dotyczyło pracowników, którzy zakończyli pracę przed 2016 r., a 10 przed 2009 r. [12].

Pylica płuc jest chorobą, której można zapobiec poprzez zastosowanie odpowiednich środków technicznych i organizacyjnych, a mimo to jest najczęściej występującą chorobą zawodową wśród górników [5, 12, 13, 14, 15]. W tabeli 1 przedstawiono, jak kształtuje się zachorowalność na pylicę płuc na tle całkowitej zachorowalności na choroby zawodowe w polskim górnictwie.







Zachorowalność na choroby zawodowe w latach 2016-2020 w górnictwie węgla (opracowanie własne na podstawie [12])

					Tabela 1.
	2016	2017	2018	2019	2020
Pylice płuc	91%	91%	87%	96%	89%
Trwały ubytek słuchu	5%	6%	8%	2%	4%
Zespół wibracyjny	1%	0%	1%	0%	0%
Przewlekłe zapalenie oskrzeli	0%	0%	1%	0%	0%
Inne choroby zawodowe	3%	3%	4%	2%	7%

Na problemie redukcji zapylenia w kopalniach węgla oraz zwalczaniu zagrożeń, jakie powoduje (w tym dla zdrowia pracowników) skoncentrowano się w projekcie ROCD Reducing risks from Occupational exposure to Coal Dust [16], realizowanego w ramach Funduszu Badawczego Węgla i Stali (RFCS).

## 2. Możliwości postępowania z zagrożeniami pyłowymi w kopalni węgla

Możliwości i zalecenia dotyczące postępowania w obliczu zagrożeń w miejscu pracy opisuje m.in. hierarchia środków zaradczych (ang. *hierarchy of controls*) opracowana przez NIOSH [17, 18]. Obejmuje ona następujące rozwiązania: eliminacja (usunięcie zagrożenia), zastąpienie (zastosowanie rozwiązania i/lub procesu powodującego mniejsze zagrożenie), rozwiązania techniczne (zastosowanie środków technicznych dla oddzielenia pracownika od zagrożenia lub zmniejszenia poziomu zagrożenia), rozwiązania organizacyjne (wpłynięcie na metody pracy, zachowania), ŚOI (zastosowanie środków ochrony indywidualnej). Graficzną reprezentacją hierarchii środków zaradczych jest odwrócona piramida, w której poszczególne pozycje charakteryzuje malejąca skuteczność (rys. 2).





Rys. 2. Piramida środków zaradczych wobec zagrożeń w miejscu pracy (na podstawie [17])

Specyfika procesów realizowanych w kopalni węgla uniemożliwia wyeliminowanie generowania pyłu. Trudno także o zastąpienie tych procesów innymi, o identycznym celu, ale które w znacznie mniejszym stopniu przyczyniają się do powstania zapylenia lub powodują inne, mniej szkodliwe zagrożenie [18]. Dlatego też szczególny nacisk musi zostać położony na następną pod względem skuteczności pozycję piramidy, tj. rozwiązania techniczne. Jednocześnie, biorąc pod uwagę poważne skutki zdrowotne ekspozycji na pył w kopalni, jako niezbędne należy postrzegać:

- zastosowanie środków ochrony układu oddechowego półmasek,
- wdrożenie odpowiednich rozwiązań organizacyjnych np. kształtowanie odpowiedniej kultury bezpieczeństwa pracy na poziomie organizacyjnym i na poziomie jednostki, w tym procedury nadzoru, uświadamianie pracowników nt. konieczności poprawnego stosowania półmasek; na związek kultury bezpieczeństwa ze zdrowiem pracowników, w tym chorób zawodowych, wskazano m.in. w [19, 20, 21, 22].

W projecie ROCD uwzględniono trzy poziomy hierarchii środków zaradczych w postępowaniu wobec zagrożeń: rozwiązania techniczne (urządzenia służące redukcji zapylenia), rozwiązania organizacyjne (kształtowanie wiedzy i świadomości pracowników nt. zagrożeń pyłowych w kopalni), środki ochrony indywidualnej (skuteczność półmasek).

## 3. Przykłady rozwiązań opracowanych w projekcie ROCD

## 3.1. Rozwiązania techniczne służące redukcji zapylenia

Głównymi źródłami zapylenia w kopalniach węgla kamiennego są: urabianie calizny węglowej oraz procesy transportowania urobku, tj. ładowanie urobku na środki transportu oraz transport i przesypywanie urobku na przenośnikach zgrzebłowych oraz taśmowych. Dla zmniejszenia zapylenia w wyrobiskach kopalni stosowane są m.in. instalacje zraszające (montowane na kombajnach chodnikowych, kombajnach ścianowych, obudowach w chodnikach i ścianach wydobywczych) oraz urządzenia odpylające [18, 23, 24, 25, 26, 27]. Stosowanie środków ochrony zbiorowej jest niezbędnym elementem redukcji zagrożenia pyłowego w kopalniach.

W ramach projektu opracowano inteligentne urządzenie zraszające SSD-1, mające redukować i zapobiegać rozprzestrzenianiu się pyłu PM2.5 oraz PM10 w wyrobiskach (rys. 3).





Rys. 3. Inteligente urządzenie zraszające SSD-1 - wizualizacja (opracowanie własne na podstawie [28])

Projektując urządzenie przyjęto, że odpowiednie dostosowanie strumienia zraszającego do faktycznie istniejącego zapylania przełoży się na skuteczność jego redukcji. Dlatego też, SSD-1 dostosowuje parametry strumienia zraszającego w zależności od zmierzonego stężenia pyłu. Dziewięć różnych kombinacji ustawień wartości ciśnienia wody i sprężonego powietrza jest uzyskiwane z trzech nastaw reduktorów ciśnienia wody i reduktorów sprężonego powietrza. Szczegółowy opis struktury i zasady działania SSD-1 przedstawiono w [28, 29].

Pomiar aktualnego stężenia pyłu realizowany jest urządzeniem EMIDUST, również utworzonym w ramach projektu ROCD. Pyłomierz ten posiada certyfikat ATEX. Może być wykorzystywany do jednoczesnego pomiaru poziomu frakcji pyłu PM2.5 i PM10, także w strefach o wysokim stężeniu pyłu (do 200 mg/m<sup>3</sup>).

W porównaniu do innych urządzeń o identycznym przeznaczeniu, zastosowanie SSD-1 pozwala uzyskać większą skuteczność w redukcji pyłu, a jednocześnie wymaga mniejszego zużycia wody i sprężonego powietrza.

Utworzony prototyp poddano badaniom stanowiskowym w hali badawczej KOMAG-u oraz badaniom na kopalni Pniówek [28, 29, 30]. Porównanie SSD-1 – pod względem skuteczności redukcji stężenia pyłu – z innymi urządzeniami obecnie stosowanymi w polskich kopalniach (w tym jednego również zaprojektowanego przez KOMAG) przedstawiono na rys. 4. Uwzględniono pył wdychalny oraz pył respirabilny.





Rys. 4. Skuteczność redukcji stężęnia pyłu z zastosowaniem SSD-1 oraz trzech innych urządzeń zraszających, (oznaczonych symbolami: A, B, C) [29]

Dla redukcji zapylenia w wyrobiskach kopalń, w projekcie ROCD zaprojektowano odpylacz dyspersyjny mokry OD-1000/1000. Prototyp został zabudowany i przetestowany w KOMAG-u (rys. 5a). Niezbędne okazały się ulepszenia, po wprowadzeniu których uzyskano dla odpylacza skuteczność odpylania na poziomie 99,2% dla frakcji wdychalnej pyłu oraz 97,2% dla frakcji respirabilnej. Następnie odpylacz został zainstalowany w kopalni Knurów, w chodniku, nad przenośnikiem i za kombajnem chodnikowym, gdzie pozostał i był stosowany aż do zakończenia prac związanych z wykonywaniem chodnika (rys. 5b).



Rys. 5. Odpylacz dyspersyjny mokry OD-1000/1000: a) zabudowany na hali badawczej, b) zabudowany w kopalni [30]

## 3.2. Aplikacja do szacowania poziomu zapylenia w kopalni

W ramach projektu opracowano internetową aplikację do szacowania stężenia pyłu w zależności od odległości od jego źródła i zastosowania środków redukcji zapylenia (rys. 6). Uwzględniono trzy frakcje pyłu: PM10, PM4 i PM2,5 oraz zastosowanie czterech urządzeń zraszających, w tym SSD-1. Algorytmy zaimplementowane w aplikacji oparte są na modelach matematycznych rozprzestrzeniania się pyłu, jakie opracowano na podstawie pomiarów stężenia pyłu w kopalniach JSW S.A., PGG S.A.



oraz Premegovnik Velenje. Szczegóły dotyczące przeprowadzonych badań oraz opracowania ww. modeli przedstawiono w [31].

Aplikację udostępniono w ramach kursu ROCD, opisanego w następnym punkcie niniejszego rozdziału.



Rys. 6. Aplikacja do szacowania stężenia pyłu w wyrobisku kopalni [32])

Aplikacja pozwala pozyskać wiedzę na temat sposobu rozprzestrzeniania się pyłu w wyrobisku kopalni oraz jaki wpływ mają na to cztery przykładowe rozwiązania redukujące zapylenie. Może zostać ona wykorzystana przy podejmowaniu decyji dotyczących rozwiązań (technicznych, organizacyjnych) służących ograniczanu zagrożenia pyłowego.

#### 3.3. Materiały szkoleniowe na temat zagrożeń pyłowych w kopalni

Materiały szkoleniowe opracowane w projekcie są dostępne w języku polskim i angielskim – w ramach kursu e-learningowego (rys. 7) [32] oraz na kanale YouTube. Obejmują następujące tematy dotyczące zagrożeń pyłowych w kopalni: czym jest pył i jak się go klasyfikuje, skład pyłu kopalnianego, źródła pyłu w kopalni, zagrożenia powodowane przez pył, pomiar stężenia pyłu, prognozowanie stężenia pyłu, metody i środki redukcji zapylenia, ochrona układu oddechowego przed pyłem (rodzaje półmasek oraz ich poprawny dobór i zastosowanie).

Kurs zawiera słownik pojęć, prezentacje multimedialne, zadania interaktywne, filmy, ulotki oraz test. Te same filmy zamieszczone są również na kanale YouTube (rys. 8).



Rys. 7. Przykłady ekranów z prezentacji multimedialnych kursu ROCD [32]



HOME VIDEOS	PLAYLISTS CH	ANNELS DISCUSSION	ABOUT Q		
Jploads PLAY ALL					= SORT B
Reserve to control of the first state of the first	DO WATER SPRAYING SYSTEMS	De Angel Ang	Dev Coll KNOW An and care measure the same market of the same measure of the same measamemeasame measure of the same measure of the same measawere of the		
hat coal dust consist of?	Differences between water and air water nozzles	Roadway spraying dust barriers	Minimizing of concentration of hazardous dust	Pył węglowy - właściwości	Skuteczność maski, półmaski v2
A reduktored future i traditioner i traditio	Interpretende docterning cognition golds			And the second s	And Alex Approximate Annual A
Redukcja zapylenia na ogach transportowych v2	Pył węglowy - bardziej szkodliwy niż myślisz v2	What "the respirable dust" mean?	What '99% effectiveness of dust reduction' means?	Pneumoconiosis	Reducing the surface tension of water
HOW OTTER COAL HANDERS SUFFER FROM HOW OTTER COAL HANDERS SUFFER FROM HILDORONGO OF THE HANDLASS SUFFER FROM LOSSASSES & WITHIN ALL SUFFER FROM LOSSASSES	CTV WIESZ- LO INCIDDI W SHLAP PHU KOPAL NAME B MACHANY SHAM MACHANY SHAM MILLICONON M	BOYOU KNOW 	AND DUE SA, CAASDO PHU WED. DWEED CAASTO DUE SA, CAASDO PHU WED. DWEED CAASTO PHU WED. DWEED NALCEEDERJ MALLY WHIMMY B 100 mm to 10 mm d 40 00 mm d 40 00 mm d 40 00 mm	CAREAL OF A CAREAL	5
ow often coal miners iffer from	CO JEST W PYLE WĘGLOWYM_KRÓTKI FILM 1	Dust sources	JAK DUŻY JEST PYŁ WĘGLOWY_KRÓTKI FILM 3	Pylica płuc v2	Coal dust - enexpected but present
		Here and a state and a state of the state of	To the second seco	CZV WESZ- A secondaria di glano metaurace per menore di secondaria di secondaria di secondaria india associativa di secondaria di secondaria india associativa di secondaria di secondaria di secondaria di secondaria secondaria di secondaria di secondaria di secondaria di secondaria	CZY WIESZ. JAKE SA TADOLA PRU KOMALIKAMEDO I JAK ODAANCETO JEDO KOŚCI TY TAKZE. MOZISZ PRZYCENIC SKI DO REKINCA LUŚCI NEZTYRECHOSO PRUM (2817)
se of external and internal praying installations	GDZIE DOCIERA PYŁ_KRÓTKI FILM 4 v2	T6 Zwiększanie skuteczności redukcji	T4 Zastosowanie zewnętrznych i	TS Minimalizacja stężenia pyłu v2	T1 Skąd ten pył i jak go ograniczyć
ССУУ WIESZ. JAK СТЕЗТО БОЛНИСТ СНОВИЈА КА РИЈСТ – ОДЛАК, РИОСЕЛТОМУ РИЈСТ ОДЛАК, РИОСЕЛТОМУ РИЈСТ М. 2015 М. 2015			CZY SYSTEMY ZRASZANIA WODNEGO	Now deep do the dust particles rand)	
YLICA KRÓTKI FILM 2	Mask - More fitted - More	How big the coal dust	T2 Dysze wodne i	Coal dust - more harmful	

Rys. 8. Kanał ROCD YouTube - widok miniatur udostępnionych filmów

#### 3.4. Stanowisko do badania półmasek

Półmaski to jedyna bariera oddzielająca układ oddechowy górnika od pyłu znajdującego się w jego środowisku pracy. Skuteczność półmaski zależy nie tylko od jej właściwości ochronnych (określonych przez klasę ochrony, tj. FFP1, FFP2, FFP3), ale także od poprawności jej stosowania, czyli odpowiedniego noszenia, dopasowania do twarzy oraz właściwej częstości zmiany półmaski jednorazowej lub filtrów półmaski wielokrotnego zastosowania [33, 34].

W projekcie ROCD opracowano i utworzono stanowisko do badania półmasek (rys. 9). Jest ono wyposażone w komorę pyłową ze sztuczną głową, na której nakładane są testowane półmaski, sztuczne płuco, komorę klimatyczną oraz urządzenie DustTrak<sup>™</sup> do pomiaru stężenia pyłu wewnątrz komory i w powietrzu wdychanym. Dla zagwarantowania możliwości porównania otrzymanych wyników, a tym samym porównania półmasek w aspekcie oporu oddychania i skuteczności filtrowania, opracowana została również procedura realizacji badania. Szczegóły dotyczące struktury i zasady działania tego stanowiska, a także ww. procedura zostały przedstawione w [35].





Rys. 9. Stanowisko do badania półmasek utworzone w ramach projektu ROCD [35]

Podczas realizacji projektu, na stanowisku przebadano 7 półmasek stosowanych przez pracowników partnerów projektowych (JSW S.A., PGG S.A., Premegovnik Velenje, KOMAG). Badano takie parametry, jak opór oddychania i skuteczność filtrowania. Uwzględniono sytuację, gdy półmaska jest nałożona na sztuczną głowę oraz gdy półmaska (jej brzeg) jest przyklejona do sztucznej głowy. Dzięki temu zidentyfikowano różnicę wynikającą z tego, jak ściśle półmaska przylega do twarzy pracownika. Ponadto, uwzlędniono: narażenie pracownika na pyły o różnych frakcjach (PM1, PM2.5, PM4, PM10), trzy tryby obciążenia pracą (lekka, średnio ciężka, ciężka) oraz liczbę cykli oddechowych (odzwierciedlają czas używania półmaski). Przykład wyników uzykanych dla dwóch półmasek, w zależności od szczelności przylegania maski do twarzy pracownika, dla różnych frakcji pyłu przedstawiono na rysunku 10. Jak widać, w przypadku zbadanej półmaski o klasie ochrony FFP2, skuteczność filtrowania pyłów o frakcji PM1 i PM2.5 staje się znacząco wyższa, gdy ściśle przylega ona do twarzy i jest zbliżona do skuteczności zbadanej półmaski o klasie ochrony FFP3.



Rys. 10. Przykłady wyników uzyskanych z badania skuteczności filtrowania dwóch półmasek (opracowanie własne na podstawie [35])



#### 4. Podsumowanie

Emisja pyłu nieodłącznie towarzyszy szeregu procesom realizowanym w kopalni. Bezpośrednim skutkiem są: zagrożenie wybuchem oraz zagrożenie zdrowia pracowników (przede wszystkim pylicą płuc). Brak możliwości eleminacji zapylenia sprawia, że szczególnie istotne staje się stosowanie rozwiązań, które redukują stężenie pyłu w wyrobiskach kopalni oraz rozwiązań, które skutecznie minimalizują ryzyko wdychania szkodliwego pyłu. Na obu rodzajach rozwiązań skoncentrowano się w projekcie ROCD.

Nawiązując do hierarchii środków zaradczych wobec zagrożeń, opracowanej przez NIOSH, należy stwierdzić, że w projekcie ROCD zastosowano kompleksowe podejście do ograniczania zapylenia w wyrobiskach kopalń i jego skutków zdrowotnych dla zdrowia znajdujących się w nich osób. Opracowano nowoczesne i skuteczne rozwiązania techniczne dla redukcji oraz dla monitorowania stężenia pyłu, a także dla oceny skuteczności środków ochrony układu oddechowego stosowanych w kopalniach – półmasek. Opracowano elektroniczne zasoby dostępne online, których celem jest zwiększenie wiedzy i świadomości nt. zagrożeń pyłowych. Zasoby te adresowane są do osób pracujących w podziemiu kopalń, a także do osób, które mają wpływ na ograniczanie tych zagrożeń i ich oddziaływanie na pracowników.

## Literatura

- 1. Liu T., Liu S.H.: The impacts of coal dust on miners' health: A review. Environ. Res. 2020. 190, 109849; DOI: 10.1016/j.envres.2020.109849
- Laney A.S., Weissman D.N.: Respiratory diseases caused by coalmine dust. J Occup Environ Med. 2014. 56(Suppl 10), pp. S18–22; DOI: 10.1097/JOM.00000000000260
- Hall N.B., Blackley D.J., Halldin C.N., Laney A.S.: Current Review of Pneumoconiosis Among US Coal Miners. Curr Environ Health Rep. 2019. 6(3), pp. 137-147; DOI: 10.1007/s40572-019-00237-5
- 4. Perret J.L., Plush B., Lachapelle P., Hinks T.S.C., Walter C., Clarke P., Irving L., Brady P., Dharmage S.C., Stewart A.: Coal mine dust lung disease in the modern era. Asian Pac. Soc. Respirol. 2017. 22, pp. 662–670; DOI: 10.1111/resp.13034
- Han S., Chen H., Harvey M.A., Stemn E., & Cliff D.: Focusing on Coal Workers' Lung Diseases: A Comparative Analysis of China, Australia, and the United States. Int. J. Environ. Res. Public Health 2018. 15(11), 2565; DOI: 10.3390/ijerph15112565
- Torres Rey C. H., Ibañez Pinilla M., Briceño Ayala L., Checa Guerrero D. M., Morgan Torres G., Groot de Restrepo H., Varona Uribe M.: Underground Coal Mining: Relationship between Coal Dust Levels and Pneumoconiosis, in Two Regions of Colombia. BioMed research international, 2015, 647878; doi: 10.1155/2015/647878
- Tomášková H., Šplíchalová A., Šlachtová H., et al.: Mortality in Miners with Coal-Workers' Pneumoconiosis in the Czech Republic in the Period 1992-2013. Int J Environ Res Public Health 2017. 14(3), 269; DOI: 10.3390/ijerph14030269
- Brodny J., Tutak M.: Exposure to Harmful Dusts on Fully Powered Longwall Coal Mines in Poland. International journal of environmental research and public health 2018, 15(9), 1846; DOI: 10.3390/ijerph15091846
- Zosky G.R., Hoy R.F., Silverstone E.J., Brims F.J., Miles S., Johnson A.R., Gibson P.G., Yates D.H.: Coal workers' pneumoconiosis: An Australian perspective. MJA. 2016, 204 (11), pp. 414– 418; DOI:10.5694/mja16.00357



- 10. Barber C., Fishwick D.: Pneumoconiosis. Medicinae 2016. 44(6), pp. 355-358; DOI:10.1016/j.mpmed.2016.03.001
- Wyższy Urząd Górniczy: Ocena stanu bezpieczeństwa pracy, ratownictwa górniczego oraz bezpieczeństwa powszechnego w związku z działalnością geologiczno-górniczą w 2015 roku; WUG, Katowice 2016
- 12. Wyższy Urząd Górniczy: Ocena stanu bezpieczeństwa pracy, ratownictwa górniczego oraz bezpieczeństwa powszechnego w związku z działalnością geologiczno-górniczą w 2020 roku. WUG, Katowice 2021
- Świątkowska B., Hanke W.: Choroby zawodowe w Polsce w 2016 roku. Medycyna Pracy 2018. 69(6), str. 643-650; DOI: 10.13075/mp.5893.00745
- 14. Coal workers pneumoconiosis Level 4 cause. http://www.healthdata.org/results/gbd\_summaries/2019/coal-workers-pneumoconiosis-level-4-cause; (dostęp: 28.10.2021)
- 15. Leonard R., Zulfikar R., Stansbury R.: Coal mining and lung disease in the 21st century. Curr Opin Pulm Med. 2020. 26(2), pp.135-141. DOI:10.1097/MCP.0000000000000653
- 16. Strona internetowa projektu ROCD, https://emps.exeter.ac.uk/csm/rocd/ (dostęp: 30.10.2021)
- 17. Hierarchy of Controls; https://www.cdc.gov/niosh/topics/hierarchy/default.html (dostęp: 30.10.2021)
- 18. Colinet J.F., Halldin C.N., Schall J.: Best Practices for Dust Control in Coal Mining. Second Edition. NIOSH 2021, Publication No. 2021-119, IC 9532. DOI: 10.26616/NIOSHPUB2021119
- 19. Studenski R.: Kultura bezpieczeństwa pracy w przedsiębiorstwie. Bezpieczeństwo Pracy 2020, 9
- Iwko J., Iwko J.: Znaczenie kształtowania kultury bezpieczeństwa w przedsiębiorstwie. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Organizacja i Zarządzanie 2018, z.131, s. 167-182; DOI: 10.29119/1641-3466.2018.131.12
- 21. Kim Y., Park J., Park M.: Creating a Culture of Prevention in Occupational Safety and Health Practice. Saf Health Work 2016; 7(2), pp.89-96; DOI: 10.1016/j.shaw.2016.02.002
- Stańczak L., Kaniak W.: Occupational health and safety management in hard coal mines in the aspect of dust hazard. Min. Mach. 2021, nr 2, s. 53-62, DOI:10.32056/KOMAG2021.2.6, ISSN 2719-3306
- Bałaga D., Jedzianiak M., Kalita M., Siegmund M., Szkudlarek Z.: Metody i środki zwalczania zagrożeń pyłowych i metanowych w górnictwie węglowym. Masz. Gór. 2015. Nr 3, s. 68-81; ISSN 0209-3693
- 24. Bałaga D., Siegmund M., Prostański D., Kalita M.: Innowacyjny system zraszania dla wyrobisk ścianowych. Masz. Gór. 2016. Nr 3, s. 14-22; ISSN 2450-9442
- 25. Kuczera Z., Ptaszyński B.: Zwalczanie zapylenia w górnictwie polskim. Inż. Miner. 2019. 21(1/2), s. 191-187; DOI: 10.29227/IM-2019-02-31
- 26. Xu J., Wang H.: Underground Intelligent Dry Dust Collector in the Coal Mine. IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 2021. 647, 012051; DOI:10.1088/1755-1315/647/1/012051
- Ji Y., Ren T., Wynne P., Wan Z., Ma Z., Wang Z.: A comparative study of dust control practices in Chinese and Australian longwall coal mines. Int. J. Min. Sci. Technol. 2016, 26, pp.199–208; DOI: 10.1016/j.ijmst.2015.12.004.
- Bałaga D.: Intelligent spraying installation for dust control in mine workings. OP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2019. 679, 012019; DOI:10.1088/1757-899X/679/1/012019



- Bałaga D., Siegmund M., Kalita M., Williamson BJ., Walentek A., Małachowski M., Selection of operational parameters for a smart spraying system to control airborne PM10 and PM2.5 dusts in underground coal mines. Process Saf. Environ. Prot. 2021. 148, pp. 482-494; DOI: 10.1016/j.psep.2020.10.001
- 30. Reducing risks from Occupational exposure to Coal Dust (ROCD). Final Report. January 2021 (materiały niepublikowane)
- Bałaga D., Kalita M., Dobrzaniecki P., Jendrysik S., Kaczmarczyk K., Kotwica K., Jonczy I. Analysis and Forecasting of PM2.5, PM4, and PM10 Dust Concentrations, Based on In Situ Tests in Hard Coal Mines. Energies 2021. 14, 5527. DOI:10.3390/en14175527
- 32. Zagrożenia pyłowe w kopalniach oraz sposoby ograniczania ich oddziaływania, kurs e-learningowy, https://elearning.komag.eu/course/view.php?id=11 (dostęp: 29.10.2021)
- 33. Health and Safety Laboratory: Research Report RR1052. The effect of wearer stubble on the protection given by Filtering Facepieces Class 3 (FFP3) and Half Masks. https://www.hse.gov.uk/research/rrpdf/rr1052.pdf (dostęp: 28.10.2021)
- 34. Han DH, Park Y, Woo JJ. Effect of the tight fitting net on fit performance in single-use filtering facepieces for Koreans. Ind Health. 2018, 56(1), pp. 78-84. DOI:10.2486/indhealth.2017-0069
- 35. Drwięga A., Williamson B., Foster P., Lesiak K.: Effectiveness of half masks for respiratory health protection in coal mining. Mining Machines 2021. 39(3), pp. 2-17; DOI: 10.32056/KOMAG2021.3.1



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.11

## Stanowisko badawcze do oceny skuteczności instalacji zraszania zabudowanych na kombajnach chodnikowych i ścianowych w zakresie gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu poprzez iskry

Dominik Bałaga - Instytut Techniki Górniczej KOMAG Dariusz Prostański - Instytut Techniki Górniczej KOMAG Marek Kalita - Instytut Techniki Górniczej KOMAG Michał Siegmund - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Streszczenie:** W rozdziale przeprowadzono przegląd rozwiązań stanowisk przeznaczonych do prowadzenia badań instalacji zraszających, stosowanych w Polsce i zagranicą oraz analizę formalno-prawną dotyczącą realizacji badań stanowiskowych. Przedstawiono nowe, autorskie rozwiązanie stanowiska do badania skuteczności instalacji zraszających zabudowanych na ramionach kombajnów ścianowych i wysięgnikach kombajnów chodnikowych. Omówiono metodykę umożliwiającą przeprowadzenie i ocenę wyników badań. Zaprezentowano efekty pierwszych badań zrealizowanych na prototypowym egzemplarzu stanowiska badawczego.

Słowa kluczowe: metan, instalacje zraszające, górniczy kombajn ścianowy, górniczy kombajn chodnikowy, stanowisko badawcze

# Test stand for assessing the spraying installations, installed on shearers and roadheaders, for efficiency in fire extinguishing and protecting against methane ignition

**Abstract:** A review of facilities for testing the spraying installations, used in Poland and abroad, as well as a formal and legal analysis regarding the implementation of stand tests. A new, author's solution of the stand for testing the effectiveness of spraying systems installed on the arms of longwall shearers and cutterheads of roadheaders is presented. The methodology enabling the analysis and assessment of test results is discussed. The results of the first tests using the prototype test stand are presented.

Keywords: methane, spraying installation, longwall shearer, roadheader, test stand

## 1. Wprowadzenie

W Polskim górnictwie podziemnym, do wydobycia węgla wykorzystywane są przede wszystkim kombajny ścianowe i chodnikowe. Podczas prac kombajnami może dochodzić do iskrzenia pomiędzy nożami organów urabiających, a urabianą calizną [1, 2]. Możliwość wydostawania się jednocześnie z czoła ściany/przodka metanu, może powodować zagrożenie pożarowe, a nawet wybuchowe. W tym celu kombajny ścianowe i chodnikowe wyposaża się w organy urabiające ze zraszaniem wodnym lub powietrzno-wodnym. Producenci kombajnów mają obowiązek przeprowadzania oceny ryzyka zawierając w niej wszystkie zagrożenia mogące powstać podczas eksploatacji urządzenia [3]. Do każdego zidentyfikowanego zagrożenia należy określić środki zaradcze, wykorzystując sprawdzone metody, m.in. zdefiniowane w normach. Niestety zraszanie nie zostało szczegółowo ujęte w normach zharmonizowanych z dyrektywą ATEX, dlatego też konieczne są badania potwierdzające skuteczność działania instalacji zabudowanych na ww. maszynach urabiających. Badania skuteczności może wykonać sam producent lub skorzystać z uznanej jednostki badawczej (laboratorium). Realizacja oceny zagrożenia zapłonem, wymaga odniesienia się do sprawdzonych metod projektowania



systemów zraszania. Do oceny można wykorzystać własne doświadczenia lub skorzystać z doświadczeń innych producentów lub jednostek naukowo-badawczych.

Jednocześnie w prawodawstwie polskim, zgodnie z § 291, Rozporządzenia Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. [4] w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych, urabianie kombajnami zwięzłych skał o dużej i średniej skłonności do iskrzenia (w strefie zagrożenia metanem) jest dopuszczalne w drążonych wyrobiskach korytarzowych, "jeżeli stężenie metanu w powietrzu wynosi nie więcej niż 1% – w przypadku urabiania kombajnem wyposażonym w wewnętrzne układy zraszania noży lub inny system ograniczający ryzyko zapłonu metanu, którego ochrona przed zapłonem jest potwierdzona badaniami". Paragraf ten zwraca uwagę producentom kombajnów na konieczność stosowania rozwiązań potwierdzonych badaniami, w przypadku zastosowania innego rozwiązania niż układ zraszania wewnętrznego.

Do realizacji tego typu badań konieczne jest posiadanie odpowiednio zaprojektowanego stanowiska badawczego. Takim stanowiskiem w Europie dysponuje producent kombajnów, firma Sandvik, DMT oraz czeskie laboratorium Technicke Laboratore OPAVA. W przypadku firmy Sandvik, stanowisko zbudowane jest na potrzeby własnych badań nowoopracowywanych system kombajnów (rys. 1).



Rys. 1. Kurtyna powietrzno-wodna systemu "Jet-Rohr": a) model 3D, b) podczas oceny skuteczności, na stanowisku badawczym [5]

W Polsce jednostką badawczą, posiadającą do tej pory stanowisko do badania skuteczności instalacji zraszających na kombajnach górniczych była Kopalnia Doświadczalna Barbara w Mikołowie. Stanowisko to powstało w 2005 roku, we współpracy z ITG KOMAG, w ramach projektu celowego [6, 7, 8]. Koncepcję stanowiska przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Koncepcja modelu ociosu węglowego do stanowiska badawczego zraszania [7]

Pokazany model miał za zadanie możliwie wierne odtworzenie kształtu ociosu jaki występuje w warunkach naturalnych. Na rysunku modelu ociosu pokazano usytuowanie względem tego ociosu, organu i ramienia kombajnu ścianowego wyposażonych w badaną instalację zraszającą. Na obwodzie łuku odtwarzającego powierzchnię zawrębienia organu w caliznę, umieszczony został łukowy palnik



przylegający do powierzchni blachy odtwarzającej powierzchnię zawrębienia. Z kolei w 2007 roku, KD Barbara, wraz z ITG KOMAG opracowała i zbudowała stanowisko do badania skuteczności gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu przez instalację zabudowaną na wysięgniku kombajnu chodnikowego firmy REMAG (rys. 3) [9, 10].



Rys. 3. Głowica urabiająca kombajnu chodnikowego z zabudowaną powietrzno-wodną instalacją zraszającą, poddawana ocenie na stanowisku badawczym, zlokalizowanym w KD Barbara [10]

Przedstawione rozwiązania stanowisk do badania skuteczności gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu przez instalacje zraszające kombajnów ścianowych i chodnikowych, posiadają kilka niedogodności [7, 8, 10, 11]. Jedną z nich jest brak możliwości zmiany średnicy blachy odwzorowującej zawrębienie głowicy/organu, układu rozprowadzenia gazu do palników oraz wielkości stanowiska, bez konieczności jego przebudowy. Dodatkowym utrudnieniem jest konieczność posiadania dwóch stanowisk, jednego dla ramion kombajnów ścianowych, a drugiego do ramion kombajnów chodnikowych.

W efekcie tego, w ITG KOMAG, opracowano koncepcję i wykonano uniwersalne stanowisko do badań skuteczności gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu przez instalacje zraszające, zarówno dla kombajnów ścianowych, jak i chodnikowych, ułatwiających realizację badań [12].

## 2. Uniwersalne stanowisko do badań instalacji zraszających

Opracowany w Instytucie KOMAG autorski projekt stanowiska badawczego [12], opiera się o modułową budowę, symulującą zarówno caliznę przodka, jak i ściany pozwalającą na szybkie odwzorowanie warunków pracy kombajnów ścianowych lub chodnikowych w celu wykonania badań skuteczności gaszenia metanu przez poddanie ocenie instalacji zraszających, stosowanych do ograniczania ryzyka zapłonu metanu w strefach zagrożonych wybuchem. Stanowisko zostało przewidziane do zabudowy i stosowania w hali badawczej, więc musiało spełnić szereg wymagań, takich jak prostota konstrukcji, mobilność, niska waga oraz bezpieczeństwo użytkowania.

Opracowane rozwiązanie składa się z dwóch uniwersalnych ścianek, które są lustrzanym odbiciem (rys. 4). Każda ze ścianek posiada ramę zewnętrzną, do której przyspawana jest blacha osłonowa. W każdej ze ścianek zastosowano trzy prowadnice (dwie pionowe i jedną poziomą) wykonane z kształtowników, umożliwiające przesuwanie się w nich palników będących jednocześnie elementem wsporczym blachy zawrębienia.




Rys. 4. Ścianka boczna uniwersalnego stanowiska badawczego - model 3D [12]

Prowadnice schodzą się do punktu wspólnego będącego osią symetrii łuku, symulującego zawrębienie głowicy lub organu. Na palniku górnym oraz dolnym zamocowane są na stałe dwa fragmenty blach, których końce zachodzą na siebie na palniku środkowym. Zachodzenie blach umożliwia dostosowanie średnicy zawrębienia do aktualnie badanej głowicy/organu bez zbędnych przeróbek stanowiska i bez wymiany blachy symulującej powierzchnię zawrębienia. Obie ścianki wyposażono w boczne wycięcie o średnicy ok. ø 1000 mm, umożliwiające budowę modelu zawrębienia dla przodków chodnikowych. W przypadku stosowania ścianki do modelu zawrębienia organu w caliznę ściany, otwór jest zaślepiany specjalną blachą (rys. 5).



Rys. 5. Stanowisko do badania skuteczności instalacji zraszania zabudowanych na ramionach kombajnów ścianowych - model 3D [12]

W przypadku stanowiska do badania instalacji zraszających kombajnów ścianowych, ścianki boczne ustawiane są obok siebie, z czego jedna ze ścianek pozbawiana jest palników oraz blachy na nich wspartej. Z kolei w przypadku stanowiska do badania instalacji zraszania kombajnów chodnikowych, ścianki boczne wyposażone są w palniki będące również wspornikami oraz blachę/blachy symulując powierzchnię zawrębienia, ustawiane naprzeciw siebie tak, by końcami blachy nachodziły się ze sobą tworząc ciągłą powierzchnię zawrębienia. Taki sposób budowy pozwala na zmianę szerokości stanowiska w zależności od potrzeb, bez potrzeby wymiany blachy tworzącej powierzchnię zawrębienia (rys. 6).

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)





Rys. 6. Stanowisko do badania skuteczności instalacji zraszania zabudowanych na wysięgnikach kombajnów chodnikowych - model 3D [12]

Palniki połączone są ze sobą przewodami elastycznymi, do których dostarczany jest gaz propanbutan z butli gazowej. Butla z gazem wyposażona jest w reduktor ciśnienia zapewniający stały dopływ gazu do palników.

#### 3. Metodyka badań na opracowanym stanowisku

Dla zaprojektowanego stanowiska badawczego opracowano metodykę prowadzenia badań [12]. Realizacja badań stanowiskowych, wymaga:

- 1. pomiarów parametrów przepływowych wody lub wody i sprężonego powietrza,
- 2. oceny skuteczności działania instalacji zraszających badanych wysięgników/ramion kombajnów w aspekcie gaszenia zapłonu gazu oraz zapobiegania jego powstawaniu.

Pomiary parametrów przepływowych wody lub wody i sprężonego powietrza prowadzone będą w czasie badań skuteczności gaszenia oraz zapobiegania powstawania zapłonów i obejmują pomiary w następujących punktach badanej instalacji danego kombajnu:

- pomiar ciśnienia wody dostarczanej do instalacji,
- pomiar ilości wody (natężenia przepływu) dostarczanego do instalacji,
- pomiar ciśnienia powietrza dostarczanego do instalacji,
- pomiar ilości powietrza (natężenia przepływu) dostarczanego do instalacji,

Ocena skuteczności działania instalacji zraszających obejmować będzie dwa rodzaje pomiarów:

- skuteczności gaszenia zapłonów gazu,
- skuteczności zapobiegania powstawaniu zapłonów gazu.

Dla określenia skuteczności gaszenia zapłonów gazu na stanowisku badawczym wyposażonym w model ociosu, gdzie znajduje się ramię/wysięgnik i organ/głowica z badaną instalacją zraszającą, wymagane będzie podpalanie gazu wydostającego się z otworów wylotowych palników. Dla uzyskania palących się płomieni przewiduje się zastosowanie gazu propan-butan z butli wyposażonej w zawór redukcyjny. W przypadku badania instalacji zraszających kombajnu ścianowego, część otworów wylotowych palników zaślepiona zostanie taśmą tak, aby otwory wylotowe tworzyły łuk na obwodzie organu. Układ badanych przypadków płomieni w zawrębieniu modelu ociosu ścianowego, przedstawiono na rysunku 7.





Rys. 7. Widok rozmieszczenia płomieni w zawrębieniu modelu ociosu w przypadku badania instalacji kombajnu ścianowego [12]

W przypadku badania wysięgnika kombajnu chodnikowego, część otworów wylotowych wsporników zaślepiona powinna zostać tak, aby wylot gazu miał miejsce tylko na szerokości głowicy urabiającej, dla poszczególnych palników. Układ badanych przypadków płomieni w zawrębieniu modelu ociosu chodnikowego, przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Widok rozmieszczenia płomieni w zawrębieniu modelu ociosu w przypadku badania instalacji kombajnu chodnikowego [12]

Zarówno do badania instalacji zraszającej kombajnu ścianowego jak i chodnikowego, określenie skuteczności gaszenia będzie polegało na pomiarze stoperem czasu, od momentu uruchomienia działania instalacji do momentu zgaszenia płomienia. Każdy z pomiarów zostanie powtórzony co najmniej 3-krotnie dla działającej instalacji zraszającej, w każdym z 3 miejsc usytuowania palnika.

Badania skuteczności zapobiegania zapłonom gazu przy inicjowaniu takich zapłonów, oceniane będą pomiarem czasu jego ugaszenia od chwili zainicjowania zapłonu. Testy te prowadzone będą dla trzech różnych położeń palnika względem organu/głowicy urabiającej. Gaz do otworów wylotowych dostarczany będzie w sposób identyczny jak przy próbach skuteczności gaszenia zapłonów gazu. Inicjowanie zapłonów realizowane zostanie za pomocą zapalarki, która inicjować będzie iskry na



zapalnikach umieszczonych przy otworach palnika. Zakłada się, że do każdej próby wykorzystane zostaną 2 zapalniki. Każda z prób zainicjowania zapłonu gazu powinna zostać powtórzona co najmniej 3-krotnie dla działającej instalacji zraszającej, w każdym z 3 miejsc usytuowania wylotów gazu. Próby zainicjowania zapłonu gazu, przeprowadzone zostaną tylko przy prawidłowo działającej instalacji zraszającej (pracującej w zakresie parametrów nominalnych określonych w DTR).

#### 4. Budowa prototypu i testy ruchowe

Na podstawie opracowanej koncepcji stanowiska badawczego, przygotowano dokumentację techniczną, umożliwiającą wykonanie prototypu rozwiązania. W ramach budowy prototypu, wykonano ścianki boczne stanowiska oraz niezbędne elementy, umożliwiające zmontowanie stanowiska do badania skuteczności gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu przez instalację zraszającą zabudowaną na kombajnie chodnikowym (rys. 9).



Rys. 9. Widok modelu calizny przodka chodnikowego, prototypu stanowiska do badania skuteczności gaszenia i niedopuszczania do zapłonu gazu przez instalacje zraszające kombajnów chodnikowych

Stanowisko do badania skuteczności systemu zraszania w zakresie gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu przez iskry, zlokalizowano w hali badawczej Instytutu Techniki Górniczej KOMAG. W skład stanowiska wchodził zbudowany prototyp modelu calizny przodka wraz z przewodami połączonymi z butlą z gazem propan-butan. Testy stanowiska polegały na przeprowadzeniu badania skuteczności gaszenia przez instalację zraszającą zabudowaną na wysięgniku kombajnu, występującego zapłonu oraz niedopuszczania do zapłonu przez powstające iskry [13].

Wysięgnik kombajnu umiejscowiono w hali badawczej ITG KOMAG, mocując go do podłoża. Do posadowionego wysięgnika, ustawiono model calizny przodka chodnikowego (symulujący zawrębienie głowicy) tak, aby oś głowicy była zgodna z osią zawrębienia w modelu (rys. 10). Wysięgnik kombajnu wyposażony był również w silnik elektryczny, umożliwiający wprawianie w ruch obrotowy głowicy kombajnu w trakcie badań. Zasilanie badanego systemu zraszania w wodę zapewniała pompa tłokowa znajdująca się na wyposażeniu hali badawczej.

Badania skuteczności działania systemu zraszania obejmowały:

- pomiary skuteczności gaszenia występującego zapłonu gazu,
- pomiary skuteczności zapobiegania powstawania zapłonu gazu przy inicjowaniu takich zapłonów zapalnikiem.





Rys. 10. Rozmieszczenie palników na powierzchni zawrębienia [13]

Skuteczność gaszenia występującego zapłonu gazu (rys. 11) przeprowadzono dla każdego z trzech palników znajdujących się w górnej, środkowej i dolnej części powierzchni zawrębienia głowicy urabiającej.



Rys. 11. Działanie baterii zraszającej [13]

Po dostarczeniu gazu do palnika, jego zapłon uzyskiwany był przez podanie ognia przy użyciu zapalonej pochodni o odpowiedniej długości (rys. 12).



Rys. 12. Widok występującego zapłonu [13]

Skuteczność zapobiegania powstawaniu zapłonu gazu przy inicjowaniu takich zapłonów zapalnikami (rys. 13), przeprowadzono trzykrotnie dla każdego z trzech palników: znajdujących się w górnej, środkowej i dolnej części powierzchni zawrębienia głowicy urabiającej.





Rys. 13. Zapalnik umieszczony nad jednym z otworów palnika [13]

Gaz do palnika dostarczany był w taki sam sposób jak przy testach skuteczności gaszenia zapalonych płomieni. Inicjowanie zapłonów wykonywano za pomocą zapalarki, która inicjowała iskry na dwóch zapalnikach jednocześnie, umieszczonych nad otworami palnika (po stronie lewej i prawej głowicy).

Przeprowadzone badania oceny skuteczności instalacji zraszającej kombajnu chodnikowego, na prototypowym stanowisku badawczym, potwierdziły jego możliwości funkcjonalne i prawidłowe założenia projektowe.

#### 5. Podsumowanie i wnioski

W przedstawionym rozdziale zaprezentowano projekt uniwersalnego stanowiska badawczego do badania skuteczności gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu przez instalacje zraszające kombajnów ścianowych i chodnikowych, opracowany przez ITG KOMAG. W projekcie skupiono się na opracowaniu uniwersalnego modelu ociosu wyrobiska ścianowego i chodnikowego oraz na układzie doprowadzenia i rozprowadzenia gazu symulującego wypływ metanu (rys. 14). Zaletą opracowanego rozwiązania jest możliwość wykorzystywania go do różnych wielkości głowic/organów. Zmiana stanowiska z wersji do badania instalacji zraszających kombajnów ścianowych na wersję do badania instalacji zraszających kombajnów chodnikowych wymaga jedynie odpowiedniego ustawienia blach bocznych.



Rys. 14. Model przestrzenny stanowiska: a) do badania skuteczności działania instalacji zraszającej zabudowanej na kombajnie chodnikowym, b) do badania skuteczności działania instalacji zraszającej zabudowanej na kombajnie ścianowym

Dla zaprojektowanego stanowiska opracowano metodykę prowadzenia badań dotyczących oceny skuteczności gaszenia zapłonu gazu oraz skuteczności niedopuszczania do zapłonu gazu, przez badane instalacje zraszające kombajnów ścianowych i chodnikowych. Na podstawie wykonanej dokumentacji



technicznej, zbudowano egzemplarz prototypowy stanowiska w specyfikacji do badań instalacji zraszających kombajnów chodnikowych. Przeprowadzone testy stanowiska, w formie pierwszych badań oceny instalacji zraszającej na kombajnie chodnikowym, wykazały jego prawidłowe działanie i szereg zalet, takich jak szybkość jego dostosowania do dostarczonego egzemplarza badawczego wysięgnika kombajnu.

Przedstawione rozwiązanie stanowiska oraz opracowana metodyka badań, pozwala realizować badania w formie prac usługowych przez ITG KOMAG, na wysięgnikach/ramionach kombajnów wyposażonych w instalacje zraszające. Realizacja badań kombajnów, przewidziana jest dla producentów polskich jak i zagranicznych, chcących wdrożyć rozwiązania do warunków górnictwa podziemnego, z zagrożeniem metanowym.

# Literatura

- 1. Belle B., Clapham S.: An improved wet-head system: prevention of incendive ignitions and dust control, 2002
- 2. Belle B., Carey D., Robertson B.: Prevention of frictional ignition in coal mines using chilled water sprays, 2012
- 3. Górny M.: Systemy zraszania w kombajnach górniczych a funkcje bezpieczeństwa przeciwwybuchowego. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2015, s. 28-39
- 4. Rozporządzenia Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz.U. 2017 poz.1118)
- 5. Prospekty i materiały informacyjne firmy Sandvik Mining and Construction (materiały niepublikowane)
- 6. Lebecki K., Prostański D., Sedlaczek J., Zellner E.: Wyniki pilotażowych badań nowej instalacji powietrzno-wodnego zraszania na kombajnach ścianowych, w aspekcie gaszenia i zapobiegania zapłonom gazu. Przegląd Górniczy 2006 nr 7-8, s. 76-81
- 7. Prostański D., Bałaga D., Rojek P., Wiśniarz D., Mentlik K.: Instalacja zraszająca w kombajnie KSW-460NE. Wiadomości Górnicze, 2007, 58(7-8), s. 409-416
- 8. Prostański D., Rojek P.: Projektowanie, badania oraz próby eksploatacyjne instalacji zraszania powietrzno-wodnego do zwalczania zapylenia i zagrożeń metanowych, w kombajnie ścianowym typu KSW-460NE. Maszyny Górnicze 2006, nr 4, 37-44
- 9. Libera K., Puchała B., Prostański D., Bałaga D.: System powietrzno-wodnej instalacji zraszającej w kombajnach chodnikowych produkcji REMAG-u. Maszyny Górnicze 2010, nr 2, s. 19-24
- Prostański D., Bałaga D., Rojek P., Sedlaczek J.: Wyniki badań stanowiskowych kurtyny powietrzno-wodnej do kombajnu chodnikowego R-200. WUG: bezpieczeństwo pracy i ochrona środowiska w górnictwie, 2008, s.30-37
- 11. Bałaga D., Jedziniak M., Kalita M., Siegmund M., Szkudlarek Z.: Metody i środki zwalczania zagrożeń pyłowych i metanowych w górnictwie węglowym. Maszyny Górnicze, 2015 nr 3 s. 68-81
- 12. Bałaga D. i inni: Koncepcja i dokumentacja stanowisk do badań skuteczności gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu instalacji zraszających kombajnów ścianowych i chodnikowych, wraz z analizą formalno-prawną realizacji badań i szacowaniem kosztów wykonania. Instytut Techniki Górniczej KOMAG. 2020 (materiały niepublikowane)
- 13. Ocena skuteczności instalacji zraszania zewnętrznego zabudowanego na wysięgniku kombajnu chodnikowego typu AM-75-EX-S w zakresie gaszenia i niedopuszczania do zapłonu metanu poprzez iskry na podstawie badań stanowiskowych, Nr 151/AO/2021, Gliwice, maj 2021 (materiały niepublikowane)



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.12

# Analiza ruchów powietrza w trakcie mijania się naczyń wyciągowych w aspekcie ich wpływu na zużycie zbrojenia szybowego, bezpieczeństwo i komfort jazdy

Jerzy Kwaśniewski – Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

Maciej Jagodziński – Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

**Streszczenie:** W rozdziale przedstawiono analizę symulacyjną CFD ruchu powietrza w trakcie mijania się naczyń wyciągowych oraz jego wpływów na zbrojenie szybowe, bezpieczeństwo i komfort jazdy ludzi. Po zawarciu krótkiego wstępu wyjaśniającego cel i zakres prowadzonych badań, przedstawiono zagadnienia teoretyczne związane z rozpatrywanym problemem. Ponadto, zilustrowano badany obiekt, czyli naczynia wyciągowe funkcjonujące w środowisku szybowym (szyb "Kolejowy" ZKWK "Guido"), na podstawie których opracowano dwuwymiarowy model geometryczny zaimplementowany do obliczeń numerycznych. Analizę wykonano przy użyciu symulacji numerycznych CFD w środowisku Ansys Fluent. W rozdziale zaprezentowano proces powstawania modelu siatki elementów skończonych wraz z oceną ich jakości, wybraną metodę przybliżeń iteracyjnych, nałożone warunki brzegowe do przeprowadzanych symulacji oraz otrzymane wyniki, które kolejno przeanalizowano i podsumowano.

Słowa kluczowe: górnictwo, górnicze wyciągi szybowe, naczynia wyciągowe, zbrojenie szybowe symulacja CFD

# The analysis of air movement during the passing of skips and cages in terms of mine shaft reinforcement wear, safety and comfort of traveling

Abstract: The chapter presents the analysis of air movement during the passing of cages and its influence on the mine shaft reinforcement, safety, and comfort of traveling. After concluding a short introduction to the purpose and scope of the research, the theoretical issues associated with the analysing problem were introduced. In addition, the test object (mining cage in the mine shaft "Kolejowy" ZKWK "Guido") was illustrated. Based on the test object, the 2- dimensional geometric model was developed. The analysis was done with CFD numerical simulation (Ansys Fluent environment). In the chapter, the process of generation of the finite element mesh model (with quality check), the selected method of iterative approximation, the imposed boundary conditions to simulation, and the results were introduced.

Keywords: mining shaft, mine shaft hoists, skips and cages, mining shaft reinforcement, CFD simulation

#### 1. Wprowadzenie

Przemysł górniczy to jeden z największych sektorów gospodarczych w Polsce. Kopalnie węgla kamiennego regularnie wydobywają około 60 mln ton rocznie pomimo coraz liczniejszych działań likwidacyjnych oddziałów [1]. Wiele likwidowanych kopalni jest przekształcanych w pompownie, a nieznaczna część obiektów przekształcana w kopalnie zabytkowe (np. Kopalnia Soli Wieliczka, Kopalnia Soli Bochnia czy Zabytkowa Kopalnia Węgla Kamiennego Guido). Co ważne, wielkość branży górniczej w kontekście jej istotności gospodarczo-energetycznej oraz zauważalny stały rozwój techniczny obliguje konstruktorów do poszukiwania nowych rozwiązań technicznych w zakresie zwiększonych wydajności stosowanych urządzeń, większych wytrzymałości czy dłuższych żywotności eksploatacyjnej.

W skład całego zakładu górniczego wchodzi wiele maszyn, urządzeń oraz konstrukcji, które tworzą ściśle powiązany ze sobą układ. Niewątpliwie, jednym z najbardziej podstawowych elementów wspomnianego układu są szyby górnicze wraz z całą jego infrastrukturą – maszynami wyciągowymi,



naczyniami, zbrojeniem szybowym czy przedziałami drabinowymi oraz rurowo-kablowymi. Szyby wymagają znacznego nakładu finansowego (w przekroju całego okresu budowy, eksploatacji oraz ewentualnej likwidacji) na ich utrzymanie oraz specjalistycznej kadry pracowniczej. Znaczna część prac związanych z budową szybu oraz utrzymaniem ruchu maszyny wyciągowej należą do prac szczególnie niebezpiecznych i trzeba je wykonywać pod nadzorem osoby dozoru ruchu [2].

W związku z powyższym, utrzymanie ruchu w szybie górniczym jest niezwykle istotne dla poprawnego funkcjonowania kopalni – niezależnie czy mowa o szybie wydobywczym, transportowym czy turystycznym. Prawidłowe działanie urządzeń wyciągowych bezpośrednio wpływa na ilość wydobytego urobku, możliwość przetransportowania brygady pracowniczej czy też turystów na wskazane poziomy. Wydaje się zatem, iż redukcja liczby potencjalnych postojów maszyny wyciągowej wskutek nieprzewidzianych zdarzeń jest wskazana i niezwykle istotna z punktu widzenia poprawnego działania całego zakładu górniczego.

Do możliwych powodów wstrzymania ruchu w szybie kopalnianym należą przede wszystkim remonty infrastruktury szybowej, takie jak modernizacje rurociągów szybowych (w całości bądź ich fragmentów), wymiana trasy kablowej (wraz z opuszczaniem kabla) czy też regeneracje analizowanego w niniejszym opracowaniu zbrojenia szybowego [3]. Zbrojenie szybowe jako złożona konstrukcja, poddawana jest działaniom sił pochodzącym przede wszystkim od górniczych naczyń wyciągowych, które ze względu na luzy między rolkami naczynia a prowadnikami, poruszają się nie tylko równolegle, lecz również, w nieznacznym zakresie, prostopadle do kierunku przemieszczania się. Na intensywność oraz częstotliwość występowania niepożądanych ruchów poprzecznych naczynia podczas jego jazdy wpływać może między innymi prędkość poruszania się naczynia, która wraz ze wzrostem powodować może powstawanie turbulentnych zawirowań powietrznych wokół klatki czy skipu.

Dlatego też, chcąc zweryfikować wpływ ruchów powietrza powstających wokół naczyń wyciągowych na zbrojenie szybowe, przeprowadzono badania symulacyjne zachowania się powietrza podczas przemieszczania się naczyń w przeciwnych zwrotach z wykorzystaniem środowiska CFD (Ansys Fluent).

Ponieważ zderzenie się dwóch mas powietrza poruszających się o przeciwnych zwrotach może wywołać powstanie turbulentnych zawirowań, założono, że szczyt intensywności powstających burzliwych ruchów powietrza przypada na moment mijania się naczyń wyciągowych w szybie górniczym.

#### 2. Zagadnienia teoretyczne

Rozpatrując problemy związane z analizą ruchu powietrza, rozważania należy rozpocząć od jednego z podstawowych zagadnień mechaniki płynów, jakim jest *równanie Naviera- Stokesa* (N-S). Zależność N-S to ogólne równanie ruchu płynu rzeczywistego, które zapisać można w formie ogólnej [4]:

$$\frac{dv_x}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}\right) + \frac{\nu}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z}\right)$$
(1a)

$$\frac{dv_y}{dt} = Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2}\right) + \frac{\nu}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \cdot \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z}\right)$$
(1b)

$$\frac{dv_z}{dt} = Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}\right) + \frac{\nu}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z}\right)$$
(1c)



lub w formie wektorowej:

$$\rho \cdot \frac{D\bar{u}}{Dt} = \rho \bar{f} - gradp + grad(\lambda div\bar{u}) + div(2\mu[D])$$

$$A = B + C + D + E$$
(1d)

gdzie:

A – prędkość zmiany pędu płynu,

B – siła masowa,

C – siła powierzchniowa ciśnienia,

D – siła powierzchniowa związana z lepkością płynu, która wynika ze zmiany objętości płynu ściśliwego,

E – siła powierzchniowa związana z lepkością płynu, która wynika z deformacji postaciowej i liniowej płynu [5].

Równania N-S (2a-d) mają charakter nieliniowy, co oznacza to, iż są one niezwykle trudne do rozwiązania analitycznego (równanie N-S można uprościć poprzez założenie o braku lepkości i nieściśliwości płynu, otrzymując równania Eulera) [4]. W związku z tym, by rozwiązać równania ruchu płynu rzeczywistego Naviera- Stokesa, najczęściej wykorzystuje się metody obliczeniowe, pozwalające na otrzymanie wyników z zadowalającym przybliżeniem, takie jak:

- Direct Numerical Simulation (DNS) numeryczne rozwiązanie pełnych i niestabilnych równań N-S nie wymagające modelowania, niezwykle energochłonne,
- Large Eddy Simulation (LES) numeryczne rozwiązanie przefiltrowanych równań N-S,
- Reynolds Averaged Navier- Stokes Simulation (RANS) numeryczne rozwiązanie czasowo uśrednionych równań N-S, które docelowo wykorzystano w analizowanym problemie.

Podane powyżej metody numeryczne dotyczą zagadnień przepływów wewnętrznych o charakterze turbulentnym. W celu scharakteryzowania rodzaju przepływu stosuje się kryterium *liczby Reynoldsa*, oznaczone wzorem:

$$Re_L = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} \tag{2}$$

gdzie:

 $\rho - \text{gęstość płynu, } \left[\frac{kg}{m^3}\right],$ U – prędkość płynu,  $\left[\frac{m}{s}\right],$ 

L – wielkość referencyjna analizowanego elementu, [m],

 $\mu$  – lepkość dynamiczna płynu, wyrażona wzorem  $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$ :

$$\mu = \mu_0 \cdot \frac{385}{(T_{oto} + 112)} \cdot \left(\frac{T_{oto}}{273}\right)^{1,5}$$
(3)

gdzie:

 $\mu_0$  – lepkość dynamiczna powietrza w temperaturze t = 0°C,  $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$ ,

 $T_{oto}$  – temperatura otoczenia, [K],



Należy zaznaczyć, iż w analizach przepływów wewnętrznych płyn przybiera charakter burzliwy, jeżeli [6]:

 $Re_L > 2300$ 

#### 3. Badany obiekt i model geometryczny

W celu przeprowadzenia symulacji numerycznej CFD sytuacji mijania się naczyń wyciągowych, wykonano modele klatek wielkogabarytowych funkcjonującej w szybie "*Kolejowy*" ZKWK "*Guido*".

Szyb "*Kolejowy*" jest szybem jednoprzedziałowym, wdechowym o głębokości 336,6 m i średnicy 4,0 m. Ze względu na stosunkowo niewielkie pole przekroju tarczy szybu (rys. 1), obiekt ten dobrze koreluje z rozpatrywanym problemem.

Ze względu na stosunkowo duży udział procentowy klatek wielkogabarytowych w polu powierzchni tarczy szybu "*Kolejowy*" (około 43%), w chwili mijania się naczyń, powietrze "wypychane" jest przez naczynia w pozostałą przestrzeń szybu. Wywołuje to powiększony, lokalny efekt tłoka powietrznegoklatka spręża masy powietrza na kierunku jazdy, co wiąże się z powstawaniem stref podciśnieniowych wokół naczynia [7]. Potencjalnie, wyżej opisane zjawisko może dodatkowo uwidocznić wpływ burzliwych ruchów powietrza wokół mijających się klatek.



Rys. 1. Tarcza szybu "Kolejowy" ZKWK "Guido"

Z uwagi na turystyczną charakterystykę kopalni, w szybie "*Kolejowy*" funkcjonują dwie 3-piętrowe klatki wielkogabarytowe z łapadłami przeznaczone do jazdy ludzi, transportu materiałów



(w tym materiałów długich do 6 m) poruszające się z prędkością do 4 m/s. Klatka wielkogabarytowa została przedstawiona na rysunku 2.

Do symulacji CFD przeprowadzonej w programie *Ansys Fluent* przyjęto uproszczony, dwuwymiarowy model, na który składa się wycinek szybu wraz z naczyniami wyciągowymi, zgodny z przekrojem A-A zaznaczonym na rysunku 1. Na model geometryczny nałożono poniższe uproszczenia:

- w modelu szybu pominięto jego wyposażenie ze względu na analizę zachowania powietrza wyłącznie w przedziale wyciągowym (rurociągi, kable, przedział drabinowy nie mają znaczącego wpływu na symulację),
- klatki wielkogabarytowe uproszczono do ogólnych zarysów zewnętrznych konstrukcji (elementy wewnętrzne naczynia nie oddziałują w znacznym stopniu na ruch powietrza),
- w symulacji pominięto dodatkowe ruchy powietrza wynikające z wentylacyjnej funkcji szybu (szyb wdechowy).





Rys. 2. Konstrukcja 3-piętrowej klatki wielkogabarytowej funkcjonujących w szybie "Kolejowy" [8]



Model geometryczny przyjęty do symulacji numerycznej wraz z głównymi wymiarami oraz z przyjętymi zwrotami przemieszczania się naczyń wyciągowych (oraz masami powietrza) został przedstawiony na rysunku 3. Podczas tworzenia geometrii, nadano właściwym konturom nazwy pozwalające na ich identyfikację w fazie nadawania warunków brzegowych do symulacji np. "*inlet*" – włot powietrza, "*outlet*" – wylot powietrza, "*wall*" – obmurze szybu itd.



Rys. 3. Model geometryczny klatek wielkogabarytowych w wycinku szybu



#### 4. Metodologia badania

Badanie symulacyjne mijania się naczyń wyciągowych w szybie przeprowadzono przy użyciu środowiska *Ansys Fluent* oraz jego wewnętrznego pakietu *Workbench 2021 R1*. W celu przeprowadzenia symulacji, należy wykonać tzw. *pre processing* – szereg czynności związanych z przygotowaniem modelu geometrycznego, siatki oraz ustawieniami kalkulacji numerycznej. Po przeprowadzonym badaniu należy przeprowadzić tzw. *post processing*, czyli wydobycie otrzymanych wyników w formie wartości liczbowych czy grafiki.

### 4.1. Przygotowanie do symulacji

*Pre processing* rozpoczęto od opracowania modelu geometrycznego badanego obiektu, czyli naczyń wyciągowych eksploatowanych w szybie "*Kolejowy*" ZKWK "*Guido*". Model został opisany w punkcie 3. niniejszego rozdziału.

Kolejny krok przygotowawczy polegał na wygenerowaniu siatki za pomocą modułu *Mesh*. Wygenerowana siatka została utworzona z kwadratów (dwuwymiarowa metoda *Hex Dominant*) o wielkości 25 mm, co łącznie przełożyło się na 42054 elementów. Dodatkowo, siatkę zagęszczono przy krawędziach brzegowych modelu geometrycznego, co pozwoliło na dokładniejszą weryfikację ruchu powietrza wokół naczynia oraz przy obudowie szybu (funkcja *Inflation*). Siatkę przedstawiono na rysunkach 4 i 5.



Siatka została zweryfikowana jakościowo dwiema metodami, były to:

 Ortogonalność (*orthogonal quality*) – stosunek iloczynu wektora normalnego do krawędzi elementu oraz wektora łączącego środek ciężkości elementu ze środkiem krawędzi do iloczynu wartości bezwzględnych ww. wektorów. Ocena jakości siatki mieści się w zakresie od 0 (siatka słabej jakości) do 1 (siatka doskonałej jakości) [9],



Skośność (*skewness*) – odchylenie kątów w bryle. Ocena jakości siatki mieści się w zakresie od 0 (siatka doskonałej jakości) do 1 (siatka słabej jakości) [10].

Na poniższych wykresach przedstawiono uzyskaną jakość siatki metodami *orthognal* oraz *skewness* (odpowiednio rysunek 6 oraz rysunek 7).



Rys. 6. Wykres zależności pomiędzy liczbą elementów a ich ortogonalnością. Średnia wartość ortogonalności rozpatrywanej siatki: 0,96





Ostatnią fazę *pre processingu* rozpoczęto od uruchomienia docelowego modułu *Fluent*, w którym możliwe jest ustawienie parametrów przeprowadzanych kalkulacji numerycznych.

Ze względu na skorzystanie z metody RANS (punkt 2. niniejszego rozdziału), konieczny jest wybór właściwego modelu turbulentnego. Do przeprowadzanej analizy skorzystano z modelu jednorównaniowego Spalart-Allmaras. Model ten, poprzez zastosowanie wyłącznie jednego równania ruchu płynu, odznacza się ekonomicznością obliczeniowo-czasową, zachowując wysoką dokładność w badaniach przepływów przyściennych poddanych niekorzystnym gradientom ciśnienia [6]. Zważywszy na analizę wzajemnego oddziaływania nieznacznie oddalonych od siebie naczyń wyciągowych (istotne zachowanie płynu przy krawędziach granicznych geometrii), model Spalmar-Allmaras wydaje się dobrze wpisywać w analizowany problem.

Po wybraniu właściwego modelu jako medium opływające klatkę wyznaczono powietrze.

Ustawienia warunków brzegowych przeprowadzono zgodnie ze schematem ruchu powietrza przedstawionym na rysunku 3. Klatka zachodnia (znajdująca się po lewej stronie) porusza się w górę, a klatka wschodnia (znajdująca się po prawej stronie) w dół, w związku z czym powietrze w modelu wtłaczane jest z góry dla klatki zachodniej oraz od dołu dla klatki wschodniej (*boundary conditions – inlet*). Ze względu na dopuszczalną prędkość jazdy naczyń oraz zakładając pominięcie dodatkowych ruchów powietrza wynikających z wentylacji podziemnych przekopów kopalni (szyb wdechowy), ustalono prędkość wpływu powietrza do wycinka szybu na 4 m/s (*inlet – velocity magnitude*). Aby odwzorować naturalne zachowanie się powietrza w szybie, przewidziano symulację wypływu powietrza z rozpatrywanej geometrii przy użyciu funkcji outlet. Pozostałe krawędzie geometrii zostały potraktowane jako ściany (*boundary conditions – wall*).

Ze względu na analizę zachowania się powietrza naciskającego z pewnym ciśnieniem na klatki, przewidziano włączenie obserwacji zbieżności kolejnych iteracji parametru siły oporu jakie stawiają ściany modelu, co pomaga w weryfikacji poprawności przeprowadzanych symulacji numerycznych (*report definitions – new – force report – drag*).

Przed uruchomieniem symulacji, przeprowadzono standardową inicjalizację wartości początkowych analizowanego przepływu dla wartości domyślnych (*initialization*).

Symulacja została ustawiona na 1000 iteracji lub osiągnięcie dokładności kolejnych przybliżeń numerycznych na poziomie  $1 \cdot 10^{-5}$ .

Podczas symulacji analizowano zbieżność parametrów kolejnych obliczeń, która jest istotna dla poprawności symulacji.

#### 4.2. Wyniki symulacji numerycznej

W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych otrzymano:

- grafiki prędkości powietrza opływającego naczynia wyciągowe (rys. 8 ÷ 10),
- grafiki gradientu ciśnienia powietrza opływającego naczynia wyciągowe (rys. 11 ÷ 13),
- grafiki gradientu lepkości turbulentnej powietrza opływającego naczynia wyciągowe (rys. 14 ÷ 16),
- wartości maksymalnych sił nacisku powietrza na klatki na kierunku równoległym i prostopadłym do jazdy naczyń.





Rys. 10. Szczegół grafiki wektorów prędkości powietrza opływającego ramę dolną naczynia wyciągowego





0 0.2 (m)

Rys. 11. Grafika gradientu ciśnienia powietrza opływającego naczynia wyciągowe

Rys. 12. Szczegół grafiki gradientu ciśnienia powietrza opływającego głowice naczyń wyciągowych



Rys. 13. Szczegół grafiki gradientu ciśnienia powietrza opływającego ramę dolną naczynia wyciągowego







Rys. 14. Grafika gradientu lepkości turbulentnej powietrza opływającego naczynia wyciągowe

Rys. 15. Szczegół grafiki gradientu lepkości turbulentnej powietrza opływającego głowice naczyń wyciągowych



opływającego ramę dolną naczynia wyciągowego

Tabala 1



W poniższej tabeli zestawiono otrzymane wyniki maksymalnych sił nacisku powietrza na klatki wielkogabarytowe na kierunku równoległym i prostopadłym do jazdy naczyń (tabela 1.).

			Tubbla I.
Parametr	Oznaczenie	Wartość	Jednostka
Maksymalna siła nacisku powietrza na <b>klatkę zachodnią</b> na kierunku <b>równoleglym</b> do jazdy	$F_{Zy}$	214,86	Ν
Maksymalna siła nacisku powietrza na <b>klatkę zachodnią</b> na kierunku <b>prostopadłym</b> do jazdy	F <sub>Zx</sub>	82,67	Ν
Maksymalna siła nacisku powietrza na <b>klatkę wschodnią</b> na kierunku <b>równoległym</b> do jazdy	$F_{Wy}$	93,98	Ν
Maksymalna siła nacisku powietrza na <b>klatkę wschodnią</b> na kierunku <b>prostopadlym</b> do jazdy	Fwx	98,21	N

1		~:l				1-1-41-2		<b>b</b>	
иякs:	vmaine	SHV	пясіяки	nowierrza	пя	кіяткі	wierkog	Janary	vrowe
· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	y manie	SIL,	maciona	pometiza		11100111	,, icino,		,

#### 4.3. Analiza wyników

W wyniku przeprowadzonych symulacji numerycznych CFD można wywnioskować, iż w sytuacji mijania się naczyń wyciągowych dochodzi do powstania burzliwych przepływów powietrza, które oddziałują na ruch naczyń.

Na rysunkach przedstawiających wektory prędkości powietrza opływające naczynia wyciągowe (rys.  $8 \div 10$ ), zauważyć można gromadzące się masy powietrza przy głowicy klatki zachodniej (poruszającej się do góry) i od spodu ramy dolnej (poruszającej się w dół) (rys. 8). Część tych obszarów powietrznych wypychana jest poza zarys naczyń (głównie w kierunku obudowy szybu), które nabierają prędkości do wartości rzędu 14,2 m/s. Wypychane powietrze nabiera charakteru turbulentnego, co przedstawiono na rysunkach 14  $\div$  16.

Ze względu na brak aerodynamicznych kształtów naczyń wyciągowych, powstają obszary podwyższonego ciśnienia na powierzchniach czołowych (wzrost ciśnienia o około 136 Pa) oraz obszary podciśnienia w sekcjach bocznych (spadek ciśnienia o około 33 Pa), co sugeruje powstanie przewidywanego efektu tłoka powietrznego (rys. 11, rys. 13).

Biorąc pod uwagę tendencje powietrza do dyfuzji, przez wzgląd na niewielką odległość klatek wielkogabarytowych w chwili ich mijania się, turbulentne przepływy spowodowane ruchem jednego naczynia oddziałują na drugie i odwrotnie. Sytuację tę przedstawia rysunek 9, w którym wektory prędkości przepływu powstałego w wyniku ruchu klatki zachodniej zwrócone są w kierunku klatki wschodniej. Znaczna część tych mas powietrza przepływa nad głowicą klatki wschodniej, jednak część przepływu kierowana jest między naczynia, gdzie dochodzi do gromadzenia się nadciśnieniowego powietrza w lewej sekcji bocznej klatki (rys. 12). Wpływające powietrze między naczynia ma charakter burzliwy (rys. 15).

Podobne zjawisko zachodzi w okolicach ramy dolnej klatki zachodniej, gdzie powietrze wypychane przez ruch naczynia wschodniego, kierowane jest w stronę drugiego. W efekcie dochodzi do powstania turbulencji, dodatkowo mieszających się przy obudowie szybu ze strumieniem przyspieszonego powietrza o podwyższonym ciśnieniu wypychanego przez klatkę zachodnią (rys. 16).

W wyniku ruchu obu naczyń wyciągowych dochodzi do powstawania sił oporowo-naciskowych stawianych przez powietrze (tab. 1). Na klatkę zachodnią oddziałuje siła pozioma o wartości 82,67 N, natomiast na klatę wschodnią siła o wartości 98,21 N.



#### 5. Podsumowanie

Wyniki otrzymane z przeprowadzonej symulacji numerycznej CFD sugerują, iż mijające się naczynia wyciągowe generują zawirowania powietrzne, które wpływają na zachowanie ich obu. W rozpatrywanym problemie, poruszające się w przeciwnych zwrotach z szybkością 4 m/s klatki wielkogabarytowe funkcjonujące w szybie "*Kolejowy*" ZKWK "*Guido*" wypychają tłoczone powietrze poza ich powierzchnie czołowe, wytwarzając turbulentne prądy powietrze. W konsekwencji, powietrze wytwarza siły nacisku na powierzchnie czołowe oraz, co istotne, sekcje boczne klatek. Siły te niewątpliwe wpływają na mimowolne ruchy boczne naczyń, które sumarycznie oddziałują na prowadniki zbrojenia szybowego.

Mimo, iż wartości tych sił nie przekraczają 100 N, należy mieć na uwadze, że naczynia te poruszają się stosunkowo wolno (4 m/s). Wraz ze wzrostem prędkości, siły oporowo- naciskowe będą rosły. W rezultacie, przypuszcza się, iż turbulentne prądy powietrzne mogą wpływać na zużycie prowadników. Mimo to, odnosząc otrzymane wyniki do rzeczywistych sił oddziałujących na zbrojenie szybowe, stanowią one nieznaczny ich odsetek. Warto jednakże zaznaczyć, iż burzliwe zawirowania powietrza mogą wpływać na bezpieczeństwo oraz komfort jazdy poprzez wprowadzanie naczynia w niepożądane ruchy boczne.

Przewiduje się, iż możliwa jest redukcja intensywności i wystąpień burzliwych pływów powietrznych przy zastosowaniu deflektorów aerodynamicznych na czołowych powierzchniach oporowych naczyń wyciągowych. Łagodniejsze ukierunkowanie powietrza wzdłuż sekcji bocznych (wywołane przez deflektory) powinno zminimalizować ruchy boczne naczyń wyciągowych, tym samym redukując siły nacisku na zbrojenie szybowe, dodatkowo poprawiając komfort i bezpieczeństwo jazdy. Będzie to przedmiotem kolejnych analiz, które zostaną przedstawione w serii artykułów.

### Literatura

- 1. Starzycka A., Młynarczyk M., Zdanowski A.: Węgiel kamienny. Państwowy Instytut Badawczy, Warszawa, 2020
- 2. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 25 kwietnia 2014 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu zakładów górniczych wydobywających kopaliny otworami wiertniczymi (Dz. U. 2014 poz. 812)
- 3. Kostrz J.: Głębienie szybów. Szkoła Eksploatacji Podziemnej, Kraków, 2014
- 4. Jeżowiecka-Kabsch K., Szewczyk H.: Mechanika Płynów. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2001
- 5. Szantyr J.: Wykład 11- Równanie Naviera-Stokesa, Politechnika Gdańska http://www.pg.gda.pl/~krzyte/students/MPW11.pdf (dostęp: 15.08.2021)
- 6. Jaszczur M.: Introduction to Ansys Solver Turbulence. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, 2021
- Nawart S., Napieraj S., Schmidt-Polończyk N.: Wentylacja wybranych obiektów podziemnych. Akademia Górniczo- Hutnicza, http://home.agh.edu.pl/~nawstan/wykwop1/Wyklad\_7.pdf (dostęp: 15.08.2021)
- 8. Projekt techniczny nr 30999 pt.: "Klatka 3-piętrowa z łapadłami dla ZKWK "Guido" szyb "Kolejowy" (materiały niepublikowane)
- Siwek T.: Modelowanie maszyn wirnikowych w środowisku Ansys. Akademia Górniczo-Hutnicza http://home.agh.edu.pl/~siwek/PompySprezarkiWentylatory\_2017/Projekt/Projekt%202%20(Tur bo\_CFD)/Modelowanie%20went%20-



%20prezentacja%201.pdf?fbclid=IwAR1dmw4AMRiWREUpcHtAiTgjTRpO5ix33akh\_4ivgnBc 0x1sh-O33XVq0-Y (dostęp: 15.08.2021)

10. Rak. J.: Modelowanie Matematyczne Instalacji Energetycznych. Politechnika Wrocławska https://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache%3ApsuWqIu1O2MJ%3Ahttps%3A%2 F%2Fdata.e-

 $science.pl\% 2F46759\% 2FM odelowanie\_Matematyczne.pdf\% 20\&cd=14\&hl=pl\&ct=clnk\&gl=pl\&fbclid=IwAR0eC-$ 

wa4xx8ZX3wBhIZ2Q\_6nOCVc7QPr\_vBPYNdU9iTGdz4TDL02GwSvfM#77 (dostęp: 15.08.2021)



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.13

# Technologia czyszczenia elementów maszyn i urządzeń w warunkach górniczych z zastosowaniem suchych gazów

Piotr Dobrzaniecki – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Krzysztof Kaczmarczyk – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Marek Kalita – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Artur Tarkowski – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Krzysztof Nieśpiałowski – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Marek Majewski – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Tomasz Sinka – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Zbigniew Szkudlarek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Bartłomiej Janik – 3N Solutions

**Streszczenie:** W rozdziale przedstawiono metodę czyszczenia, wykorzystującą cząstki zestalonego CO<sub>2</sub>, wykorzystywaną w procesach utrzymania ruchu maszyn i urządzeń przemysłowych. Dodatkowo przybliżono dotychczasowe efekty prac, zrealizowanych w ramach projektu, mającego na celu dostosowanie omówionej metody czyszczenia do warunków zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego.

Słowa kluczowe: utrzymanie ruchu, czyszczenie suchym lodem, zestalony CO2, przestrzenie zagrożone wybuchem

# The technology of cleaning machines and devices with dry gases under coal mines conditions

**Abstract:** The paper describes the technology of cleaning machines, devices and their parts with solid-state CO<sub>2</sub>, which is used in the maintenance processes of machines and devices. In addition, it summarizes works that have been done in the project, focused on adjusting the described method to coal mines conditions (methane and/or coal dust explosion hazard).

Keywords: machines and devices maintenance, solid-state CO<sub>2</sub> cleaning process, explosion hazard







Projekt nr POIR.01.01.01-00-0968/20 współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.



### 1. Wstęp

Metody czyszczenia, wykorzystujące efekty kinematyczne, zachodzące podczas podawania czynnika abrazyjnego z dużą prędkością są powszechnie znane i stosowane od wielu lat. Jako przykład można tu wymienić:

- piaskowanie,
- hydropiaskowanie,
- czyszczenie hydrodynamiczne,
- czyszczenie z zastosowaniem zestalonego CO2, zwanego potocznie "suchym lodem".

Wybrane techniki czyszczenia zostały opisane, w zakresie technicznym oraz zagrożeń, jakie ze sobą niosą, m.in. w [1, 2, 3, 4, 5]. Piaskowanie jako metoda obróbki zostało opatentowane w 1870 r. przez Benjamina Chew Tilghmana [6, 7]. Piaskowanie, hydropiaskowanie i czyszczenie hydrodynamiczne to metody inwazyjne. Alternatywą dla nich jest technologia czyszczenia części maszyn i urządzeń z zastosowaniem zestalonego CO<sub>2</sub>, należące do metod mało inwazyjnych i jako taka może być stosowana m.in. w następujących aplikacjach, zgodnie z informacjami zawartymi w [8]:

- czyszczenie elementów maszyn elektrycznych (np. wirniki),
- czyszczenie wyposażenia elektrycznego w szafach przemysłowych,
- czyszczenie elementów przekładni, w których niedopuszczalna jest zmiana wymiarów lub uszkodzenie czy zmiana gładkości powierzchni.

Szczególnym przypadkiem jest metoda czyszczenia zestalonym CO<sub>2</sub>, jednakże w obecności specjalnie przygotowywanej mieszaniny suchych gazów. W tej metodzie wyspecjalizowała się, obecna na rynku od 2010 roku, firma 3N Solutions, oferując pełny zakres obsługi m.in. urządzeń elektroenergetycznych, w szczególności ich czyszczenia i konserwacji.

Chcąc rozszerzyć tę ofertę na klientów, których urządzenia i instalacje pracują w strefach zagrożonych wybuchem palnych pyłów i/lub gazów, 3N Solutions oraz ITG KOMAG rozpoczęły projekt, mający na celu opracowanie systemu pozwalającego na użycie technologii czyszczenia z zastosowaniem suchych gazów w warunkach zagrożenia wybuchowego, np. w zakładach górniczych. Niniejszy rozdział przybliża metodę czyszczenia z zastosowaniem suchych gazów oraz opisuje dotychczasowe efekty prac zrealizowanych w ramach projektu współfinansowanego ze środków NCBR, w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014-2020, nr umowy POIR.01.01.01-00-0968/20. Tytuł projektu to: "Opracowanie innowacyjnej technologii czyszczenia urządzeń w warunkach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego w miejscu ich zabudowy z wykorzystaniem dwutlenku węgla w postaci stałej – UCT (Underground Cleaning Technology)" [9].

# 2. Metoda czyszczenia zestalonym CO<sub>2</sub> w atmosferze suchych gazów – opis technologii stosowanej przez firmę 3N Solutions

Stosowana przez firmę 3N Solutions technologia oparta jest na zastosowaniu innowacyjnego medium czyszczącego, którego głównym elementem jest specjalnie przygotowywana mieszanka gazów (azot, dwutlenek węgla, gazy szlachetne) [8]. Technologia ta pozwala na czyszczenie urządzeń pod napięciem do 30 kV.

Mieszanka gazów przygotowywana jest przez zespół urządzeń zabudowanych w samochodzie technologicznym (rys. 1).





Rys. 1. Urządzenie przygotowujące mieszankę gazów zabudowane w samochodzie technologicznym [10]

Za wytworzenie granulatu  $CO_2$  o wymaganej jakości odpowiedzialny jest mieszalnik, który podłączany jest do przewodów pneumatycznych, dostarczających sprężone gazy, wytwarzane w urządzeniach na samochodzie technologicznym. Mieszalnik, wykorzystując zgromadzony w swoim zasobniku pelet  $CO_2$  w postaci stałej i przy dostępie do energii sprężonych gazów, wytwarza i transportuje do dyszy wylotowej dwufazową mieszankę o wymaganych parametrach (ilość fazy stałej, prędkość przepływu mieszaniny). W technice czyszczenia zestalonym  $CO_2$  znane jest wykorzystanie mieszalników o zasadzie działania jak pokazano na rysunku 2.



Rys. 2. Mieszalniki - stosowane rozwiązania (maszyna jednoprzewodowa i dwuprzewodowa) [11]

Proces czyszczenia oparty jest na wykorzystaniu:

- prawa Bunsena-Grahama (zjawisko dyfuzji gazów; rozprężanie i mieszanie się cząsteczek gazów tuż za dyszą),
- ciśnienia parcjalnego poszczególnych składników mieszanki i ich parametrów roboczych.

Rozprężanie się mieszanki nie powoduje wzrostu ciśnienia środowiskowego, a ma charakter jedynie molekularny. Zjawisko to powoduje odrywanie zabrudzenia. Schematycznie przedstawiono to na rysunku 3.





Rys. 3. Zjawiska i przemiany zachodzące podczas czyszczenia z użyciem CO<sub>2</sub> w postaci stałej [6, 12]

Proces czyszczenia diametralnie różni się od użycia np. sprężonego powietrza, które zdmuchuje zabrudzenie jedynie z miejsc dostępnych i wpycha je w obszary, które powinny być szczególnie wolne od zabrudzeń np. styki, magistrale na kartach sterowniczych, podzespoły falowników, zasilaczy, sterowniki, izolatory, itp.

Mieszanka dociera w niedostępne dla tradycyjnych metod (chemia, sprężone powietrze, pędzelki, czyściwo, benzyna, nafta) miejsca czyszczonych podzespołów. Medium po dostaniu się pod zabrudzenie i zetknięciu się z ciśnieniem atmosferycznym zwiększa swoją objętość około kilkuset krotnie, skutecznie usuwając zanieczyszczenia, nie ingerując w strukturę podzespołów ani w jakość powierzchni rodzimej [8]. Mieszanka gazów jest całkowicie sucha i pozbawiona wilgoci, nie powoduje zawilgocenia, nie wchodzi w reakcje fizyczne ani chemiczne z czyszczonymi elementami, nie ma właściwości ściernych, jest nietoksyczna, bezwonna, niepalna i aseptyczna. Jest również całkowicie bezpieczna dla wrażliwych elementów elektronicznych, jak również osób, które mają z nią bezpośrednią styczność [13].

Mieszanka gazowa podawana jest w osłonie argonu, aby wyeliminować możliwość absorbcji wilgoci z otoczenia. Całość zdjętego zabrudzenia zabierana jest przez wyciągi podciśnieniowe do pochłaniacza filtrującego. Powierzchnia po czyszczeniu jest całkowicie jałowa (potwierdzone mikrobiologicznymi badaniami laboratoryjnymi).



Przykładowe efekty stosowania technologii czyszczenia firmy 3NS przedstawiono na rysunkach 4÷7.

Rys. 4. Usuwanie zabrudzeń pochodzenia pyłowego z elementów wyposażenia elektrycznego – styczników, przewodów i elementów łączeniowych [10]





Rys. 5. Usuwanie zabrudzeń pochodzenia pyłowego z elementów wyposażenia elektrycznego – zespołów elektronicznych, elementów łączeniowych i przewodów [10]



przed

ро

Rys. 6. Usuwanie zabrudzeń pochodzenia pyłowego z elementów wyposażenia elektrycznego – elementów elektronicznych, energoelektronicznych, styczników, elementów montażowych i ekranujących [10]





Rys. 7. Usuwanie zabrudzeń pochodzenia pyłowego z elementów wyposażenia elektrycznego – elementów łączeniowych i przewodów [10]



Dodatkowo:

- podczas czyszczenia po pożarze mieszanka usuwa charakterystyczny "popożarowy" zapach, co jest szczególnie ważne dla morale pracowników, którzy mogą powrócić na miejsca pracy w krótkim czasie,
- powierzchnia po czyszczeniu jest całkowicie odtłuszczona i nadaje się do malowania bez potrzeby gruntowania,
- oszczędności przy wykorzystaniu technologii 3NS przy usuwaniu skutków pożaru sięgają kwot o bardzo dużej wartości - eliminacja potrzeby wymiany nawet do 90% podzespołów,
- bardzo krótki czas usunięcia awarii wywołanej przez pożar, podzespoły przywracane są do stanu funkcjonalności w czasie krótszym niż wymiana spalonego okablowania pod warunkiem, że użytkownik dopuszcza możliwość wykorzystania instalacji po pożarze, a sama instalacja nie została zniszczona, a jedynie zabrudzona,
- użyta metoda suchej mieszanki gazów, pozwala na 100% usunięcia sadzy z podzespołów, konstrukcji i pomieszczeń.

Technologia 3NS zabezpiecza przed korozją, nie zawiera wody, która w reakcji ze związkami halogenowymi (produkt uboczny spalania izolacji), powoduje korozję na elementach z tworzyw sztucznych, miedzianych i aluminiowych.

#### 3. System czyszczenia i konserwacji urządzeń - UCT

Główna idea projektu realizowanego przez firmę 3NS oraz ITG KOMAG, polega na opracowaniu, dostosowanego do warunków zagrożenia wybuchem, systemu czyszczenia przy użyciu suchych gazów, przy zastosowaniu doświadczeń powstałych w trakcie eksploatacji w warunkach przemysłowych, w przestrzeniach niezagrożonych wybuchem. W praktyce oznacza to:

- opracowanie konstrukcji umożliwiającej bezpieczne stosowanie takiego systemu w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego,
- dostosowanie systemu do przewożenia go przy użyciu typowych środków transportowych, stosowanych w lokalizacjach, w których system będzie mógł pracować (np. w zakładach górniczych),
- dostosowanie systemu do współpracy z siecią energetyczną właściwą dla miejsca użytkowania (np. sieć energetyczna zakładu górniczego).

W ramach projektu zaproponowano organizację systemu jak pokazano na rysunku 8.



Rys. 8. Schemat systemu UCT [14]

Przedstawiony system składa się z następujących elementów:

dysza czyszcząca (poz. 1),



- zespół mieszalnika (poz. 2),
- zespół odbierający zabrudzenia (poz. 3),
- zasobnik do przechowywania CO<sub>2</sub> w postaci stałej (poz. 4),
- zasobnik kabli i przewodów (poz. 5),
- skrzynia wyposażenia elektrycznego (poz. 6),
- zespół osuszacza (poz. 7),
- zespół sprężarki (poz. 8).

Z uwagi na przebieg procesu czyszczenia system UCT przewidziany jest do stosowania w umownym podziale, w którym jedna jego część pozostaje w pobliżu przyłącza energetycznego lub w innym miejscu, co może być podyktowane np. warunkami ruchowymi w miejscu realizacji czyszczenia. Natomiast główne elementy wykonawcze zostają przetransportowane w pobliże miejsca, w którym odbywa się proces czyszczenia.

Przewiduje się, że w części stacjonarnej znajdą się następujące zespoły:

- zespół przygotowania powietrza, na który składają się:
  - zespół sprężarki,
  - zespół osuszacza,
- skrzynia wyposażenia elektrycznego,
- zasobnik kabli i przewodów.

Schematycznie przedstawiono to na rysunku 9.



Rys. 9. Część stacjonarna systemu UCT [14]

Zespół przygotowania powietrza ma za zadanie zapewnić dostęp do energii sprężonego powietrza, z uwzględnieniem szczególnych wymagań, typowych dla systemów stosowanych przez firmę 3NS. W ogólności powietrze musi być kondycjonowane – osuszone, niezaolejone itp. Tylko spełnienie tych wymogów pozwala na osiągnięcie zadowalających rezultatów w dalszym etapie procesu czyszczenia. Ponadto zespół przygotowania powietrza, zaprojektowany w ramach realizowanego przedsięwzięcia musi posiadać wydajność, pozwalającą na pracę urządzeń wykonawczych z pełną wydajnością, zapewniając jednocześnie dostęp do marginesu bezpieczeństwa w postaci rezerwy mocy.



Skrzynia wyposażenia elektrycznego jest kolejnym, istotnym składnikiem systemu, w szczególności jeśli wziąć pod uwagę wymagania stawiane systemom pracującym w przestrzeniach zagrożonych wybuchem palnych pyłów i gazów. Skrzynia wyposażenia elektrycznego stanowi zasilanie systemu, ponadto realizuje wymaganą logikę łączeń obwodów, powodując załączenie lub wyłączenie poszczególnych urządzeń wykonawczych. Zapewnia również realizację funkcji bezpieczeństwa, takich jak: wyłączenie awaryjne, kontrola stanu izolacji oraz inne. Wyposażenie elektryczne systemu zapewnia realizację wszystkich wymogów zawartych m.in. w Dyrektywie Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/34/UE z dnia 26 lutego 2014 r. – tzw. dyrektywie ATEX. Odpowiednio dobrane elementy oraz sposób ich organizacji zapewniają bezpieczną eksploatację systemu.

Zasobnik kabli i przewodów stanowi element zestawu, który z uwagi na założenie projektowe, dotyczące pracy urządzeń wykonawczych w odległości do 50 m od źródła zasilania, zapewnia możliwość organizacji przewodów elektrycznych i pneumatycznych. Przewiduje się, że zasobnik będzie zrealizowany w formie systemu szpul, które zapewnią łatwy dostęp do przewodów. W ramach projektu zaproponowane zostały przewody elektryczne i pneumatyczne wyposażone w system szybkozłączy, ułatwiających proces łączenia i rozłączania poszczególnych urządzeń systemu.

Część mobilna systemu składać się będzie z następujących elementów:

- zespołu mieszalnika wyposażonego w dyszę czyszczącą,
- zespołu odbierającego zabrudzenia,
- zasobnika do transportu i przechowywania CO<sub>2</sub> w postaci stałej.

Schematycznie przedstawiono to na rysunku 10.



#### Rys. 10. Część mobilna systemu UCT [14]

Zespół mieszalnika jest głównym elementem wykonawczym systemu i odpowiada za:

przygotowanie frakcji zestalonego CO<sub>2</sub> o odpowiedniej wielkości, z punktu widzenia skuteczności procesu czyszczenia,



- przygotowania mieszaniny suchych gazów i przygotowanej wcześniej frakcji stałej CO<sub>2</sub> o wymaganym stosunku ilościowym,
- podawanie przygotowanej mieszaniny na wyjście urządzenia, do dyszy czyszczącej.

Zespół mieszalnika jest precyzyjnym urządzeniem, zapewniającym przygotowanie dwufazowej mieszanki CO<sub>2</sub> i sprężonego gazu, o jakości gwarantującej maksymalną skuteczność procesu czyszczenia. Mieszalnik współpracuje z dyszą czyszczącą, która jest obsługiwana przez operatora. Operator za pomocą przycisku w uchwycie dyszy uruchamia urządzenie, doprowadzając mieszaninę do czyszczonego miejsca. W zależności od stanu czyszczonej powierzchni oraz rodzaju zanieczyszczenia, to operator decyduje o przebiegu całego procesu, regulując czas ekspozycji czyszczonego miejsca na strumień czyszczący.

Ściśle związany z procesem czyszczenia jest proces odbioru zanieczyszczeń, który odbywa się dzięki obecności zespołu odbioru zanieczyszczeń – specjalistycznego "odkurzacza", zasysającego produkty procesu czyszczenia i jednocześnie ograniczającego zapylenie w miejscu czyszczenia. W dotychczasowym sposobie realizacji, proces czyszczenia wymaga obecności dwóch operatorów: jeden z nich operuje dyszą czyszczącą, zaś drugi operuje wężem, zasysającym zanieczyszczenia powstające w tracie czyszczenia. Aktualnie trwają prace nad integracją obu funkcjonalności w jednej dyszy.

Jednym z czynników decydujących o efektywności procesu czyszczenia jest niezmienność jakości peletu CO<sub>2</sub>, który ulega degradacji w obecności wilgoci. Podstawowymi wymogami stawianymi zasobnikowi do transportu i przechowywania zestalonego CO<sub>2</sub> były:

- zapewnienie właściwej izolacji termicznej, pozwalającej na przechowywanie przez zadany czas materiału bez jego degradacji,
- zapewnienie właściwej izolacji powietrznej, zapobiegającej wnikaniu zewnętrznej atmosfery do wnętrza zasobnika,
- zapewnienie możliwości rozładunku peletu CO<sub>2</sub> bez otwierania pokrywy zasobnika, co ma kluczowy wpływ na wnikanie powietrza zewnętrznego do wewnątrz.

W ramach realizowanego projektu, opracowano konstrukcję poszczególnych zespołów, bazując zarówno na wymaganiach formalnych, dotyczących pracy w przestrzeniach zagrożonych, jak i założeń projektowych, opartych o doświadczenia i wypracowane praktyki firmy 3NS.

#### 4. Badania laboratoryjne systemu UCT

W ramach projektu firma 3NS zaprojektowała i zbudowała laboratorium badawcze, w którym w skalowalnych warunkach możliwe jest prowadzenie prac badawczo-rozwojowych, w szczególności dotyczących tematyki projektu związanego z opracowaniem metody czyszczenia stosowanej przez 3NS i dostosowanej do przestrzeni zagrożonych wybuchem palnych pyłów i gazów. Ogólny widok zabudowań laboratorium zbudowanego w technice kontenerowej przedstawiono na rysunku 11, a na rysunku 12 układ wymuszonego przepływu powietrza w części badawczej laboratorium.





Rys. 11. Zabudowania laboratorium powstałego w ramach projektu UCT [10]



Rys. 12. Układ wymuszonego przepływu powietrza w części badawczej laboratorium [10]

Laboratorium umożliwia prowadzenie badań wpływu pracy urządzeń systemu UCT, zapewniając kontrolę nad parametrami otoczenia, m.in.:

- klimatycznymi (temperatura, wilgotność),
- zapyleniem,
- kinetycznymi (prędkość przepływu powietrza w pomieszczeniu badawczym w zakresie 0-10 m/s).

Wyposażenie badawcze laboratorium umożliwia ponadto realizację pomiarów wielkości zapylenia w wybranych punktach przekroju poprzecznego pomieszczenia badawczego, temperatury, wilgotności, stężenia gazów, m.in.: CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>. Przykładową zabudowę urządzeń pomiarowych w komorze badawczej pokazano na rysunku 13, natomiast na rysunku 14 pokazano urządzenia pomiarowe, zlokalizowane w pomieszczeniu kontrolnym, mierzące parametry środowiskowe w komorze badawczej.





Rys. 13. Urządzenia pomiarowe w komorze badawczej [10]



Rys. 14. Urządzenia pomiarowe w pomieszczeniu kontrolnym [10]

Wstępne badania doświadczalne prowadzone w nowym laboratorium mają na celu m.in.:

- określenie warunków odniesienia w stosunku do aktualnie stosowanych urządzeń:
  - praca mieszalnika w typowym cyklu czyszczenia i jej wpływ na parametry otoczenia,
  - praca układu odbioru zanieczyszczeń i jej wpływ na parametry otoczenia,
- weryfikację wpływu zmiennych warunków otoczenia na skuteczność pracy systemu czyszczenia.

# 5. Podsumowanie

System czyszczenia za pomocą mieszaniny suchych gazów i CO<sub>2</sub> w postaci stałej jest szeroko stosowany przez firmę 3NS w wielu gałęziach przemysłu. Firma ma bogate doświadczenie w realizacji procesu czyszczenia, zarówno urządzeń elektrycznych, w tym również pod napięciem, jak i konstrukcji mechanicznych. Firma 3NS posiada również duże doświadczenie w usuwaniu zanieczyszczeń po pożarach. W ramach rozszerzania oferty usług dla partnerów przemysłowych, związanych z utrzymaniem ruchu, 3NS wraz z ITG KOMAG oraz AGH i Politechniką Warszawską realizuje projekt, mający na celu opracowanie nowej technologii czyszczenia, korzystającej





z dotychczasowych doświadczeń i przeznaczonej do stosowania w warunkach zagrożenia wybuchem palnych pyłów i gazów. W chwili obecnej trwają intensywne prace projektowo-konstrukcyjne oraz produkcyjne, mające na celu zbudowanie egzemplarzy doświadczalnych, posiadających budowę i cechy urządzeń przeznaczonych do pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Oprócz prac projektowych prowadzone są również prace badawcze, mające na celu określenie parametrów procesowych, zarówno związanych z urządzeniem, jak również z otoczeniem, w którym odbywa się proces czyszczenia. Dzięki temu, w trakcie badań egzemplarza prototypowego, będzie możliwe odniesienie się do aktualnie stosowanego systemu i określenie skuteczności nowego rozwiązania. Następnym krokiem będzie przeprowadzenie testów funkcjonalnych potwierdzających osiągnięcie założeń projektowych oraz ewentualnego wprowadzenia zmian, wpływających korzystnie na ergonomię oraz funkcjonalność opracowanych urządzeń. Dalsze prace będą miały na celu przeprowadzenie badań, których wyniki będą niezbędne w procesie oceny opracowanej technologii (w tym urządzeń) przez Jednostkę Certyfikującą w aspekcie możliwości stosowania w wyrobiskach zaliczonych do stopnia "a", "b" lub "c" niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klasy A lub B zagrożenia wybuchem pyłu węglowego.

# Literatura

- Karpuschewski B., Hoogstrate A.M., Achtsnick M.: Simulation and Improvement of the Micro Abrasive Blasting Process, CIRP Annals, Volume 53, Issue 1, 2004, Pages 251-254, ISSN 0007-8506, https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60691-X (https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S000785060760691X) (dostep:02.09.2021)
- Achtsnick M., Geelhoed P.F., Hoogstrate A.M., Karpuschewski B.: Modelling and evaluation of the micro abrasive blasting process, Wear, Volume 259, Issues 1–6, 2005, Pages 84-94, ISSN 0043-1648, https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.01.045 (https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164805000918) (dostep:02.09.2021)
- Rosenberg B., Yuan L., Fulmer S.: Ergonomics of abrasive blasting: A comparison of high pressure water and steel shot, Applied Ergonomics, Volume 37, Issue 5, 2006, Pages 659-667, ISSN 0003-6870, https://doi.org/10.1016/j.apergo.2005.05.014 (https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003687005001304) (dostep:02.09.2021)
- 4. Carvalhão M., Dionísio A.: Evaluation of mechanical soft-abrasive blasting and chemical cleaning methods on alkyd-paint graffiti made on calcareous stones, Journal of Cultural Heritage, Volume 16, Issue 4, 2015, Pages 579-590, ISSN 1296-2074, https://doi.org/10.1016/j.culher.2014.10.004 (https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1296207414001484) (dostęp:02.09.2021)
- Porter D. W., Hubbs A. F., Robinson V. A., Battelli L. A., Greskevitch M., Barger M., Landsittel D., Castranova W. J. & V.: Comparative pulmonary toxicity of blasting sand and five substitute abrasive blasting agents, Journal of Toxicology and Environmental Health, (2002), Part A, 65:16, 1121-1140, DOI: 10.1080/152873902760125363
- 6. Smil V.: Creating the twentieth century: technical innovations of 1867–1914 and their lasting impact, Oxford University Press US. p. 211. ISBN 978-0-19-516874-7, 2005
- 7. https://patents.google.com/patent/US108408A/en (dostęp:02.09.2021)
- 8. https://www.3ns.com.pl/czyszczenie (dostęp:02.09.2021)
- 9. https://www.3ns.com.pl/przetargi (dostęp:02.09.2021)
- 10. Dokumentacja fotograficzna firmy 3N Solutions (materiały niepublikowane)



- 11. https://www.linde-gas.com/en/images/4-5953-Brochure%20CRYOCLEAN%20Dry%20Ice%20Blasting\_56935\_tcm17-121598.pdf (dostęp:02.09.2021)
- 12. https://docplayer.pl/2709162-Czyszczenie-suchym-lodem.html (dostęp:02.09.2021)
- 13. https://dlaprodukcji.pl/czyszczenie-maszyn-i-urzadzen-kluczem-do-sprawnej-produkcji/ (dostęp:02.09.2021)
- 14. Dokumentacja ITG KOMAG projektu UCT (materiały niepublikowane)


#### https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.14

## Metody poprawy algorytmów sterowania systemów napędów maszyn górnictwa odkrywkowego

Mariusz Jabłoński - Katedra Aparatów Elektrycznych, Politechnika Łódzka

Piotr Borkowski - Katedra Aparatów Elektrycznych, Politechnika Łódzka

Streszczenie: Rozdział opisuje zagadnienia dotyczace implementacji cyfrowych, skalarnych i wektorowych, algorytmów sterowania przemiennikową techniką napędową w maszynach górnictwa odkrywkowego. Na bazie wykonanych badań i zebranych doświadczeń, poruszone zostana kwestie związane z problemami, jakie ujawniają się w trakcie eksploatacji. Szczególnie dotyczy to wymiany przekształtnikowych rozwiązań techniki analogowej prądu stałego na przemiennikową (falowniki) technikę cyfrową prądu przemiennego oraz retrofityczną wymianę przemienników techniki prądu przemiennego do współczesnych rozwiązań, bez stosownej weryfikacji modelowej i obliczeniowej. Napędy te sterują silnikami indukcyjnymi odpowiedzialnymi za napędy jazdy, obrotu, zwodzenia i podnoszenia, a zainstalowane systemy wykorzystują różne algorytmy sterowania silnikami (skalarne i wektorowe) i mogą pracować indywidualnie (np. falownik steruje pracą silnika jazdy i wymienia dane pomiędzy pozostałymi napędami a systemem) lub grupowymi (jeden falownik steruje kilkoma silnikami lub falowniki pracują w układzie Master-Slave np. napędy obrotu). Poza prawidłowym wielkości mocy silników i przemienników (konieczne stosowne przewymiarowania), doborem uwzględniających trudne i szybko zmieniające się warunki podłoża oraz zmiany pogody, bardzo ważne są zaimplementowane w przemiennikach algorytmy sterowania strukturami układów napędowych z regulatorami PID. W zależności od wybranej konfiguracji do realizacji zadań, system musi otrzymać stosowny zbiór właściwych parametrów wejściowych (model silnika, nastawy ograniczeń i regulatorów), a dobór nastaw regulacji jest tutaj jednym z najważniejszych zagadnień w działaniu całej maszyny. Nieprawidłowe ustawienia mogą być niebezpieczne dla obsługi i działania całej maszyny oraz mogą skutkować wieloma zjawiskami negatywnymi, jak np. szarpania czy drgania podczas pracy maszyny, co może skutkować pękaniem konstrukcji oraz wieloma niepotrzebnymi przestojami związanymi z uszkodzeniami mechanicznymi.

Słowa kluczowe: silnik indukcyjny, falownik, algorytm sterowania, model silnika, maszyna górnictwa odkrywkowego

# Possibilities of improving the control algorithms of electric drives for opencast mining machines

Abstract: The chapter describes issues related to digital, scalar and vector implementations of control algorithms using the converter drive technology in opencast mining machines. On the basis of tests and experience gained, issues related to the problems that emerge during operation will be discussed. This particularly applies to the replacement of converter solutions of analogue direct current technology with the converter (inverters) of digital alternating current technology and retrofit replacement of alternating current technology converters to state-of-the-art solutions, but without appropriate model and computational verification. These drives control induction motors, responsible for the travel, rotation, thaw and lifting drives, as well as the installed systems use various motor control algorithms (scalar and vector) and can work individually (e.g. the inverter controls the operation of the drive motor and exchanges data among other drives and the system) or in group (one inverter controls several motors or the inverters work in a Master-Slave system, e.g. rotation drives). In addition to the correct selection of the power range of motors and converters (adequate oversizing is necessary), taking into account difficulties and rapidly changing ground conditions and weather changes, the algorithms for controlling the structure of drive systems with PID controllers implemented in the converters are very important. Depending on the selected configuration for the implementation of tasks, proper set of input parameters (engine model, limit settings and regulators) must be entered to the system, and the selection of control settings is here one of the most important issues during operation of the machine. Incorrect settings may be dangerous for the operation of the machine and may result in many negative phenomena, such as jerks or vibrations during machine operation, which may result in the structure breaking and many unnecessary downtimes related to mechanical damage.

Keywords: induction motor, inverter, control algorithm, motor model, opencast mining machine



### 1. Wprowadzenie do systemów sterowania maszyn górnictwa odkrywkowego

Rozdział zawiera odniesienia do rzeczywistych charakterystyk ruchowych maszyn, ale bez szczegółowego podawania typu maszyny czy miejsca zainstalowania, gdyż poruszane zagadnienia dotyczą ciągle aktualnych problemów awaryjności elektromechanicznej w pracy maszyn górnictwa odkrywkowego. Aktualne struktury i obecny sposób funkcjonowania służb utrzymania ruchu kopalń oraz wymiana pokoleniowa, często sa przyczyna dopuszczenia do ruchu zmodernizowanych maszyn odkrywkowych, które już od pierwszego uruchomienia poważnie niedomagają w zakresie regulacji napędów falownikowych prądu przemiennego. Podstawowy problem, który często zgłaszają służby utrzymania ruchu maszyn górnictwa odkrywkowego to fakt, iż maszyny, które zostały odebrane i pracuja, nie oznacza, że sa właściwie sterowane, a co za tym idzie – bezpieczne. Potwierdzeniem tego są publikacje pracowników PGE [1, 2, 3, 4] oraz badania wykonane przez autorów rozdziału. O tym, że urządzenia elektromechaniczne zmieniają swoje parametry techniczne podczas pracy, wiemy z fizyki a potwierdzeniem są publikacje naukowo-techniczne [5, 6, 7]. Przykładowo, z uwagi na prace maszyn górniczych, w terenie otwartym, na zewnątrz, w różnych warunkach atmosferycznych, rzeczywiste parametry rezystancji uzwojeń silników napędów jazdy, obrotu i podnoszenia, jako zależne od temperatury, zmieniają się. Odbiegają one również od parametrów modelowych, przyjętych jako skupione, a zidentyfikowanych podczas rozruchu (rys. 1).

Motor M	otor data						
Motor type: [1] Induction motor (rotating)		ng)		Parallel motor connection		Number: 1	
Order no.: XMMxxxxxxxxxxx Motor code number: Dane znamionowe silnika					Dane modelu zastępczego s	ilnika	
Motor data:				Optional motor data:			
Par.	Parameter text	Value	Unit	Par.	Parameter text	Value	Unit
p304[0]	Rated motor voltage	690	Vrms	p320[0]	Motor rated magnetizing current/short-circuit cur	24.266	Arms
p305[0]	Rated motor current	75.00	Arms	p322[0]	Maximum motor speed	0.0	rpm
p307[0]	Rated motor power	75.00	kW	p341[0]	Motor moment of inertia	3.020510	kgm2
p308[0]	Rated motor power factor	0.890		p342[0]	Ratio between the total and motor moment of ine	1.224	
p310[0]	Rated motor frequency	50.00	Hz	p344[0]	Motor weight (for the thermal motor model)	775.0	kg
p311[0]	Rated motor speed	985.0	rpm	p352[0]	Cable resistance	0.09200	ohm
p335[0]	Motor cooling type	[1] Forced cor		p353[0]	Motor series inductance	0.045	mH
Equiv. cire	Dane modelu zastępczego s	ilnika					
Par	Parameter text Value Unit			Motor/control parameters			
0350(0)	Motor stator resistance cold	0.03945	ohm	[0] No c	alculation		-
p354[0]	Motor rotor resistance cold / damping resistance	0.05526	ohm				
p356[0]	Motor stator leakage inductance	1.87765	mH	v	Vbudowane metody identyfikacii r	arametr	ów.
p358[0]	Motor rotor leakage inductance / damping inducta	1.95285	mH	, v			J W
p360[0]	Motor magnetizing inductance/magn, inductance	48.76349	mH	Л	zastępczych silnika i nastaw re	gulacji	

Rys. 1. Podstawowe parametry modelu silnika w algorytmie sterowania przemiennika Siemens Sinamics (Opracowanie na podstawie programu Starter firmy Siemens [8])

Informacje przedstawione na rysunku 1 pozwalają na sprawdzenie, jakimi parametrami został opisany podłączony silnik oraz jakie są aktualne nastawy regulacji w algorytmie sterowania. Za pomocą funkcjonalności wbudowanej przez producenta do oprogramowania przemiennika, można wykonać konieczne procedury identyfikacji parametrów modelowych silnika czy optymalizacji nastaw struktur regulacji PID. Niestety, nie wszystkie wbudowane procedury można wykonać bezpośrednio na obiekcie uruchamianej maszyny górniczej, np. z uwagi na konieczność współpracy



z podłączonym obciążeniem. Natomiast wszystkie wykonane testy wymagają weryfikacji ruchowej na obiekcie (jazda, obrót, podnoszenie) i stosownej walidacji. Należy pamiętać, że instrukcja producenta jasno określa procedurę uruchamiania, do którego wymagany jest wykwalifikowany personel. Dlatego też w instrukcji obsługi przemiennika znajdują się zapisy stwierdzające, że wiele nastaw dokonujemy na własną odpowiedzialność oraz pojawia się informacja, że "nieprawidłowe nastawy parametrów mogą być niebezpieczne" [8, 9]. Z uwagi na powyższe oraz wychodząc naprzeciw potrzebie wsparcia naukowego służb utrzymania ruchu, autorzy postanowili podzielić się własnymi doświadczeniami, aby wskazać kierunek i możliwości poprawy oraz całkowitej lub częściowej eliminacji tzw. zjawisk niekorzystnych. Celem tego działania jest poprawa bezpieczeństwa, redukcja zagrożeń oraz eliminacja drogich napraw i nieplanowanych przestojów maszyn. Problematyka dotycząca algorytmów starowania maszyn była również szeroko omawiana w publikacjach [10, 11, 12, 13].

## 2. Dobór algorytmu sterowania do aplikacji

W zakresie napędów standardowych (siniki indukcyjne, regulacja prędkości), które są stosowane w górnictwie odkrywkowym, producenci przemienników zapewniają możliwość wyboru algorytmu skalarnego (sterowanie skalarne, charakterystyka U/f, regulator prądu) – rysunek 2 lub polowozorientowanego (sterowanie wektorowe, model zastępczy silnika, regulator prędkości i prądu) – rysunek 3. Algorytmy te mogą korzystać z bezpośredniego pomiaru prędkości obrotowej wirnika silnika lub prędkość może być wyliczana pośrednio.



Rys. 2. Algorytm sterowania skalarnego silnikiem indukcyjnym zasilanym z przemiennika Sinamics (Opracowanie na podstawie dokumentacji Siemens [8])

W algorytmach skalarnych (rys. 2) napięcie zasilające silnika podawane jest w punktach częstotliwości określonych charakterystyką U/f (napięcie/częstotliwość). Głównym elementem sterującym jest regulator prądu stojana, a sterowanie nie weryfikuje tego, co dzieje się w obciążeniu. Istnieje możliwość zdefiniowania charakterystyki uwzględniającej częściowo oddziaływanie obciążenia (kompensacja poślizgu). Podczas konfiguracji przemiennika do pracy w tym algorytmie ważnym jest właściwy wybór kształtu charakterystyki jako liniowy lub paraboliczny (musi być dopasowany do charakterystyki obiektu, np. pompy, wentylatory). Kolejnym krokiem jest definicja napięcia, które ma się pojawiać przy zerowej częstotliwości. Wielkość ta przekłada się bezpośrednio na moment rozruchowy. Z uwagi na pracę regulatora prądu w stanach przejściowych, określamy również nastawę prądu maksymalnego.



Na rysunku 3 przedstawiono algorytm sterowania wektorowego, które zostało opatentowane przez Felixa Blaschke w amerykańskim patencie nr 3824437 zgłoszonym 14 sierpnia 1969 r. w Niemczech, gdy pracował dla firmy Siemens [14]. Główną podstawą jest opis równań silnika indukcyjnego, który zamienia silnik indukcyjny w maszynę bardzo podobną do silnika prądu stałego, w której prąd magnesujący I<sub>m</sub> jest składową prądu stojana I<sub>sd</sub> (reaktywnego) i odpowiada za generowanie strumienia silnika. Jednak składowa prądu stojana I<sub>sq</sub> reprezentuje moment obrotowy (prąd twornika dla maszyny prądu stałego). W algorytmie tym zachodzi proces transformacji wielkości sterowanych. Algorytm do regulacji wykorzystuje zastępczy model podłączonego silnika, regulator prędkości, regulatory składowych I<sub>sd</sub> i I<sub>sq</sub> prądu stojana oraz regulator SEM i regulator strumienia. Podczas konfiguracji i uruchomienia należy pamiętać o właściwej konfiguracji składowych, pamiętając o zasadzie I<sub>s</sub> =  $\sqrt{I_{sd}^2 + I_{sq}^2} \le I_{smax}$  (gdzie: I<sub>s</sub> – wartość skuteczna prądu stojana silnika, I<sub>sq</sub> – składowa prądu stojana odpowiadająca za ustalenie strumienia elektromagnetycznego silnika, I<sub>sq</sub> – składowa prądu stojana odpowiadająca za moment silnika, I<sub>smax</sub> – nastawa maksymalna prądu stojana do ograniczeń w strukturze regulatora).



Rys. 3. Algorytm polowo-zorientowanego sterowania silnikiem indukcyjnym zasilanym z przemiennika Sinamics (Opracowanie na podstawie dokumentacji Siemens [8])

Algorytm zaprezentowany na rysunku 3 jest powszechnie stosowany w maszynach górnictwa odkrywkowego, najczęściej pracując w układzie ze sprzężeniem zwrotnym prędkościowym – enkoder lub prądnica tachometryczna zamontowana na wale silnika. Z uwagi jednak na sytuacje awaryjne (uszkodzenia mechaniczne podczas pracy) lub celowe zastosowanie silników bez sprzężenia zwrotnego prędkościowego, algorytm ten wyraźnie zmieni charakter pracy. W przypadku, gdy przemiennik pracuje w wektorowym algorytmie sterowania, w układzie tzw. bezczujnikowym (bez prędkościowego sprzężenia zwrotnego) – rysunek 3 oraz [13, 15], prędkość silnika będzie obliczana z pomiarów bezpośrednich innych wielkości, a z uwagi brak aktualnych informacji o początkowym stanie obrotów wirnika, zachodzi tutaj trudność z realizacją sterowania w pierwszych chwilach po załączeniu do pracy (rozruchy, zmiany wartości zadanej). Uwzględniając wszystkie powyższe czynniki, można zauważyć, że proces uruchamiania zaawansowanych technologicznie urządzeń energoelektronicznych, jakimi są przemienniki częstotliwości, opisanych zbiorem kilkuset parametrów funkcyjnych, stosowanych w aplikacjach do sterowania maszyn górnictwa odkrywkowego, jest procesem złożonym, z bardzo dużym czynnikiem ryzyka uszkodzeń aplikacyjnych. Bazując na



wnioskowaniu na temat problemów w aplikacji oraz informacji uzyskanych z trakcie okresu eksploatacji od służb utrzymania ruchu, należy przewidzieć, że błędy aplikacyjne mogą wprowadzać zagrożenia dotyczące uszkodzeń napędów elektromechanicznych, np. obrót, łącznie z możliwością wpływu na pękanie konstrukcji mechanicznych, czy napędów jazdy – pękanie gąsienic. Z tego powodu, właściwe rozpoznanie parametrów elektromechanicznych maszyny górniczej oraz ich przeniesienie, jako odwzorowanie do algorytmu jest tutaj sprawą kluczową.

Na rysunku 4 przedstawiono porównanie działania algorytmów przemienników dla sterowania skalarnego oraz wektorowego W obu przypadkach ważna jest odpowiednia parametryzacja. W sterowaniu skalarnym występują jednak duże przeregulowania wynikające z wybranej charakterystyki, która może być niedopasowana do obiektu regulacji.



Rys. 4. Porównanie przebiegów rozruchowych wektorowego oraz skalarnego sterowania silnikiem indukcyjnym zasilanym z przemiennika SIMOVERT MASTERDRIVES CUVC [9] (Opracowanie na podstawie [6, 7])

W sterowaniu wektorowym ważnym zagadnieniem jest zarówno odpowiednia parametryzacja, jak również właściwe odwzorowanie parametrów modelowych całej aplikacji w algorytmie przemiennika. Na podstawie porównania można zauważyć, że algorytm wektorowy znacznie dokładniej odtwarza dany proces działania silnika, a szczególnie stany dynamiczne. Należy również pamiętać, że w sytuacjach szczególnych (napędy grupowe) nie zawsze zastosowanie sterowania wektorowego będzie dobrym rozwiązaniem – rysunek 5.



Rys. 5. Zmiana algorytmu sterowania wektorowego na skalarny w przenośniku zdawczym obrotu nadwozia dla grupowego układu sterowania (Opracowanie na podstawie [11, 13, 15])

Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi rozruchowe przenośnika zdawczego dla napędu obrotu nadwozia w przypadku grupowego układu sterowania – jeden przemiennik steruje grupą silników. Początkowo napęd obrotu przenośnika zdawczego sterowany był wektorowo. Z uwagi na sposób działania algorytmu oraz brak dokładnego modelu zastępczego czterech silników, na rysunku 5a widoczne są silne przeregulowania i oscylacje w zakresie parametrów zbiorczych: prędkości, prądu i momentu silnika. W napędach o mocach kilkudziesięciu kW, prąd stojana jest mierzony w 3 fazach



przewodów wyjściowych do silników, ale w algorytmie grupowym prąd ten rozkłada się na wszystkie silniki. Natomiast prędkość jest mierzona enkoderem lub wyliczana matematycznie. Sam pomiar prędkości odbywa się tylko na jednym silniku (nie bierzemy pod uwagę układu Master – Slave), a chwilowe prędkości pozostałych silników znacząco mogą się różnić. Generowany moment również jest wypadkową ze wszystkich napędów. Na bazie zarejestrowanych przebiegów (rys. 5a) widać, że działanie maszyny zostaje zakłócone, pojawiają się silne oscylacje w przebiegach. Powoduje to utratę możliwości sterowania maszyną – brak reakcji na zmiany wartości zadanej. Przyczyną tej sytuacji jest błędnie wybrany i zaprogramowany algorytm sterowania. Pojawia się konieczność weryfikacji oraz wprowadzenia zmian. Zaimplementowanie algorytmu sterowania skalarnego do napędu obrotu realizowanym w układzie grupowym czterech silników indukcyjnych zasilanych z przemiennika znacząco poprawia parametry regulacji i nie ma sytuacji, kiedy tracimy kontrolę. Przebiegi prądów, momentów i prędkości posiadają technologiczny charakter zmian, bez oscylacji i przeregulowań, a wprowadzone zmiany umożliwiają w pełni kontrolowaną pracę maszyny (rys. 5b).

### 3. Wpływ parametrów schematu zastępczego modelu silnika na pracę algorytmu

Na rysunku 6 przedstawiono fragment listy parametrów, model zastępczy oraz przebieg startu przemiennika Sinamics, który jest urządzeniem często stosowanym w aplikacjach maszyn górnictwa odkrywkowego. Na rysunku 6a mamy fragment listy parametrów, który podobnie jak rysunku 1, wyraźnie przedstawia zbiór zaawansowanych parametrów opisujących model silnika, wymaganych do poprawnego działania. Na rysunku 6b mamy klasyczny model zastępczy typu T silnika w postaci parametrów skupionych, który po pewnych uproszczeniach jest zaimplementowanych w strukturze parametrów przemiennika, co również zaprezentowano i omówiono na rysunku 3.



Rys. 6. Parametry zastępcze silnika w oprogramowaniu narzędziowym falownika SINAMICS S firmy Siemens wraz ze schematem zastępczym typu T silnika oraz rozruchem (Opracowanie na podstawie [13, 15])

gdzie: R<sub>S</sub> – rezystancja uzwojenia stojana, R<sub>r</sub>' – rezystancja uzwojenia wirnika sprowadzona na stronę uzwojenia stojana, X<sub>LS</sub> – reaktancja rozproszenia (indukcyjność) uzwojenia stojana, X<sub>r</sub>' – reaktancja rozproszenia (indukcyjność) uzwojenia wirnika sprowadzona na stronę uzwojenia stojana, X<sub>m</sub> – reaktancja wzajemna magnesująca (indukcyjność główna), s – poślizg, I<sub>1ph</sub> – prąd fazowy stojana, I<sub>2ph</sub>' – sprowadzony prąd fazowy wirnika, I<sub>m</sub> – prąd magnesujący, n<sub>1</sub> – prędkość synchroniczna,

 $E_{ph}$  – indukowana siła elektromotoryczna, U<sub>1ph</sub> – napięcie fazowe stojana, n – prędkość obrotowa wirnika silnika

Na rysunku 6c mamy fragment charakterystyki rozruchowej, gdzie wyraźnie widać przebieg składowej I<sub>sd</sub> prądu stojana, odpowiadającej za wzbudzenie, która nie została określona poprawnie w wybranym algorytmie sterowania.



Rys. 7. Przebieg rozruchu silnika z błędnie określoną wartością prądu magnesującego (poziom prądu znamionowego) (Opracowanie na podstawie [16])

Na podstawie wykonanych badań – rysunek 6c i rysunek 7, można stwierdzić, że częstszym problemem występującym podczas pracy algorytmu jest niewłaściwy dobór prądu magnesującego I<sub>m</sub> (składowa I<sub>sd</sub> prądu stojana), który objawia się wpływem na wydłużenie elektromagnetycznych procesów przejściowych i generuje opóźnienia w procesie rozruchu. Na rysunku 7, od chwili podania komendy start, opóźnienie trwa około 2 sekund. Dodatkowo, w źle dostrojonym układzie, po zmianie modeli zastępczych – rysunek 6c, mogą pojawiać się oscylacje, będące źródłem drgań, a w przyszłości dodatkowym źródłem uszkodzeń konstrukcji mechanicznych [13, 15]. Parametry zastępcze mają znaczący wpływ na dopasowanie modelu do obiektu, a co za tym idzie odwzorowanie charakterystyk ruchowych w trakcie pracy napędu. Silnik indukcyjny jest obiektem nieliniowym i istnieje zasadnicza trudność w odwzorowaniu klasycznym (skupionym) odwzorowania go w algorytmie. Współczesne systemy cyfrowe dobrze sobie z tym radzą, pod warunkiem zbudowania odpowiedniej bazy danych i jej aktualizację, na przykład poprzez czasową weryfikację przebiegów ruchowych napędów maszyn. Dla zainteresowanych, najważniejsze podstawy literatury naukowej wraz z niezbędnym aparatem matematycznym potrzebnym do dalszego zgłębiania podanych metod zebrano w niniejszym rozdziale w pozycjach literaturowych [17, 18, 19, 20].

### 4. Wpływ nastaw regulatorów prędkości i prądu na pracę algorytmu

Na rysunku 8 przedstawiono przykład charakterystyk ruchowych napędów bębna dla stanu, gdy zachodzi potrzeba odwijania/nawijania. Zauważamy zmianę charakteru pracy napędu, uchyb regulacji jest na poziomie kilkunastu obrotów/minutę dla wartości odniesienia około 200 obrotów/minutę. W tym konkretnym przypadku należy zarówno zweryfikować nastawy regulacji, jak również parametry pracy algorytmu z uwagi na uchyb regulacji na poziomie większym od 5%.



Rys. 8. Porównanie charakterystyk ruchowych napędów jazdy silników sterowanych wektorowo dla parametrów otrzymanych z identyfikacji modelu zastępczego silnika (Opracowanie na podstawie [16])



W porównaniu do rysunku 6c oraz rysunku 8, widać zupełnie innych kształt krzywej generacji składowej  $I_{sd}$  prądu stojana, co pozwala stwierdzić, że wartość tego parametru została właściwie określona.



Rys. 9. Porównanie charakterystyk ruchowych napędów obrotu (Opracowanie na podstawie [16])

Na rysunku 9 przedstawiono przebiegi ruchowe napędu obrotu maszyny górniczej, gdzie w czasie około 2400 ms następuje zmiana wartości zadanej, trwająca do około 3600 ms, co daje nam czas 1,2 s. W tym czasie zmiany w procesie regulacji trwają ponad 5600 ms – aktualna prędkość obrotowa. Na tym przykładzie możemy przeanalizować sposób i reakcję układu na zmiany oraz ocenić szybkość działania algorytmu i nastaw regulacji. Na bazie powyższych działań można stwierdzić, że istnieje możliwość poprawy jakości regulacji algorytmów sterowania w działających maszynach. Oczywiście działania te wymagają weryfikacji obliczeniowej, symulacyjnej oraz organizacji prac weryfikujących na obiektach górniczych.

## 5. Metody poprawy

Na podstawie przeprowadzonych badań i zgromadzonych doświadczeń autorzy przedkładają następujące metody poprawy dopasowania algorytmów sterowania do obiektu regulacji maszyn górnictwa odkrywkowego, sterowanych silnikami indukcyjnymi, zasilanymi z przemienników częstotliwości:

- przeprowadzenie inwentaryzacji maszyn górnictwa odkrywkowego w zakresie jakości regulacji/sterowania (deklaracja pomocy ze strony Katedry Aparatów Elektrycznych Politechniki Łódzkiej),
- wykonanie analizy awarii i uszkodzeń elektromechanicznych, pojawiających się na obiektach wraz lokalizacją przyczyn powstania i weryfikacją czasu działania, np. po wymianie komponentów mechanicznych na nowe lub regenerowane z odniesieniem do innych maszyn tego typu,
- wykonanie rejestracji ruchowych charakterystyk z maszyn sterowanych cyfrowo i weryfikację otrzymanych danych,
- dokonanie weryfikacji określenia wartości prądu magnesującego, parametrów schematu zastępczego, nastaw regulatorów prędkości i prądu oraz ograniczeń nastaw statycznych i dynamicznych; dla maszyn problematycznych, niezbędne będzie obliczenie parametrów zastępczych silników w różnych temperaturach i na tej podstawie implementacja funkcji dopasowujących obiekt do zmian, jak adaptacja zmian rezystancji zastępczej uzwojenia wirnika, która zależna jest od zmian temperatury,
- przeprowadzenie weryfikacji charakterystyk zarejestrowanych w dziedzinie częstotliwości;
   w rozdziale prezentujemy charakterystyki czasowe, ale dla nastaw dynamicznych i ich weryfikacji



konieczna jest analiza częstotliwościowa,

- nawiązanie współpracy z ośrodkami naukowymi, w ramach współpracy nauki z przemysłem, opracowanie środków zaradczych i prewencyjnych oraz wdrożenie zmian,
- weryfikację opóźnień powstających w pętlach regulacji np. sprzężenia zwrotnego, które mogą powodować chwilowe utraty stabilności układów sterowania maszyn górniczych.

Zdaniem autorów, powinno się zmienić od lat funkcjonujące podejście do sposobu przygotowania i realizacji projektów w zakresie budowy nowych maszyn oraz modernizacji istniejących maszyn bazujących na napędach falownikowych z silnikami indukcyjnymi. Odwzorowanie najważniejszych parametrów zastępczych w zaawansowanym algorytmie sterowania dla obiektu sterowanego, jakim jest maszyna typu zwałowarka, jest zadaniem bardzo złożonym. Informacje opisujące parametry elektromechaniczne mają zasadniczy wpływ na stabilność układu regulacji.

### 6. Podsumowanie

Nowoczesne rozwiązania w dziedzinie innowacyjnych maszyn górnictwa odkrywkowego oraz systemy techniki cyfrowej, poprawiają wydajność i bezpieczeństwo oraz ułatwiają monitorowanie procesu sterowania maszyną górniczą i systemem wydobycia. Jednak, ich nieprawidłowe zastosowanie może niestety powodować zagrożenia i znaczące szkody materialne w eksploatacji. Dobór rozwiązań dla nowych lub modernizowanych maszyn, nigdy nie powinien być dziełem tylko jednego autora. Projekty z zakresu automatyki i napędu maszyn, podobnie jak same maszyny, są interdyscyplinarne i powinny być wieloetapowo weryfikowane na różnych szczeblach realizacji. Dodatkowo, wspomaganie projektowania oprogramowaniem typu CAD, czy oprogramowaniem do modelowania i symulacji, pozwala na weryfikacje dobranych parametrów. Narzędzia koncepcji Przemysł 4.0 pozwalają również wykonywać interaktywne symulacje działania obiektów oraz dokonywać szacunkowej oceny tego, co mogłoby się zdarzyć na obiekcie, będąc skutecznym narzędziem w nowoczesnej pracy projektowej. Kluczowa kwestia w implementacji techniki cyfrowej jest znajomość parametrów zastępczych sterowanego obiektu (silnik, napęd, maszyna) lub właściwe opracowanie zbioru parametrów zastępczych, które odwzorują obiekt regulacji w wybranym algorytmie sterowania. Bardzo ważne są przyjęte ograniczenia i wykonane obliczenia wartości granicznych zarówno dla stanów statycznych, a zwłaszcza dla stanów dynamicznych. Dane uzyskane z wykonanych obliczeń powinny być podstawą doboru i uruchomienia falownikowego systemu sterowania. Umożliwi to dokładne zaimplementowanie obiektu regulacji w algorytmie sterowania oraz wprowadzenie nastaw wraz z odwzorowaniem parametrów przyłączonych silników, sprzegieł, przekładni mechanicznych, czy parametrów konstrukcji (częstotliwość rezonansowa).

Finalnym dokumentem, który powinien być wymagany jest szczegółowy raport z zarejestrowanymi przebiegami z uruchomienia. W dokumencie tym powinny być podane wszystkie parametry funkcyjne, tj.: parametry zastępcze, parametry zmierzone lub zidentyfikowane, metody i przyjęte kryteria doboru nastaw regulacji oraz wyboru danego algorytmu sterowania. Bazowanie wyłącznie na procedurach tzw. auto-tuningu i brak rozpoznania pod względem parametrów zastępczych, ograniczeń i technik regulacyjnych maszyny, stanowią realne zagrożenie dla obsługi i dalszej eksploatacji.

## Literatura

1. Hertel L.: Technika przekształtnikowa w napędach jazdy i obrotu na maszynach podstawowych – doświadczenia eksploatacyjne, str. 38, Górnictwo Odkrywkowe 1, 2008



- 2. Hertel L., Nowacki H.: Algorytmy sterowania napędami na modernizowanych koparkach. Górnictwo Odkrywkowe, str. 39. PGE SA, Oddział KWB Bełchatów w Rogowie
- 3. Błaszczyk Ł., Jabłoński M.: Konfiguracja, diagnostyka i wymiana danych procesowych w teleinformatycznych sieciach przemysłowych. Technika zagraniczna maszyny, technologie, Mat. Sigma-Not
- 4. Uchroński Ł., Jabłoński M.: Wymiana danych procesowych w aplikacjach przemysłowych. Technika zagraniczna maszyny, technologie, materiały Sigma-Not
- 5. Jabłoński M.: Analiza parametrów funkcyjnych oraz modyfikacja algorytmów sterowania polowozorientowanego napędu falownikowego z silnikiem indukcyjnym. Praca doktorska, PŁ 2006
- Jabłoński M., Anuszczyk J.: Współczesne algorytmy sterowania maszyn górnictwa odkrywkowego w przykładach aplikacyjnych. VII Międzynarodowy Kongres Górnictwa Węgla Brunatnego 2011 "Węgiel Brunatny - Energia - Rozwój"
- Anuszczyk J., Jabłoński M. Układy falownikowe w napędach jazdy maszyn górnictwa odkrywkowego. V Międzynarodowy Kongres Górnictwa Węgla Brunatnego 2007 "Węgiel Brunatny - Energia - Rozwój"
- 8. Dokumentacja SIEMENS dla SINAMICS S120 / S150, G120/G150
- 9. Dokumentacja SIEMENS dla SIMOVERT MASTERDRIVES Vector Control v.3.2. CUVC
- 10. Jabłoński M.: II Konferencja Naukowo-Techniczna Elgor 2007. Napędy urządzeń górnictwa odkrywkowego: Optymalizacja struktur sterowania nowoczesnych napędów elektrycznych na przykładzie Sinamics S120
- 11. Jabłoński M.: Ekspertyza przenośnika samojezdnego PGOT-4500. Protokół z wykonanych prac zlecenie HP/AG-W26/09. PGE KWB Turów S.A.
- 12. Jabłoński M.: X Konferencja Naukowo-Techniczna Innowacyjne Maszyny i Technologie Efektywność 2014: Rozwój innowacyjnych technik systemów sterowania napędowych monitorowania bezpieczeństwa i użytkowania maszyn a trendy rozwojowe maszyn górnictwa odkrywkowego w Polsce
- Jabłoński M., Borkowski P.: Wymiana systemów sterowania wraz z implementacją cyfrowej falownikowej techniki napędowej w maszynach górnictwa odkrywkowego, KOMTECH 2020, ISBN 978-83-65593-22-1
- 14. Blaschke F.: Das Verfahren der Feldorientierung zur Regelung der Asynchronenmaschine. Siemens Forschungs-und Entwicklungsberichte, Vol. 1, pp. 184-193, 1972
- Jabłoński M., Borkowski P.: Industrial implementations of control algorithms for voltage inverters supplying induction motors. Archives of Electrical Engineering, 2021, vol. 70(2), pp. 475–491
- 16. Jabłoński M.: Opracowanie naukowo-techniczne badań algorytmów sterowania maszyn górnictwa odkrywkowego. Katedra aparatów elektrycznych. Politechnika Łódzka. 2021
- 17. Paszek W.: Dynamika maszyn elektrycznych prądu przemiennego. Helion, Gliwice 1998
- 18. Tunia H., Kaźmierkowski M.: Automatyka napędu przekształtnikowego PWN, Warszawa 1987
- 19. Kalus M., Skoczkowski T.: Sterowanie napędami asynchronicznymi i prądu stałego. Gliwice 2003
- 20. Vas P.: Sensorless vector and direct torque control. Oxford University Press 1998



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.15

## Efektywność rekuperacji elektrycznej lokomotywy akumulatorowej "ELECTRA" ze zmiennym rozstawem kół

Rafał Setlak – Politechnika Śląska
Paweł Lasek – Politechnika Śląska
Wojciech Zieleźny – Urządzenia i Konstrukcje S. A.
Szymon Paczena – Urządzenia i Konstrukcje S. A.

**Streszczenie:** W rozdziale opisano model matematyczny lokomotywy elektrycznej posiadającej dwie osie napędowe z silnikami indukcyjnymi CELMA Inducta dSg 180L4-EP. Model symulacyjny pozwolił na wyznaczenie charakterystyk trakcyjnych lokomotywy porusząjącej się w różnych warunkach (tor poziomy, wzniesienie, upad oraz przy zastosowaniu różnych składów: osobowy i towarowy o różnych masach). Obliczenia wykonano w celu oceny efektywności procesu zwrotu energii hamowania do zasobnika akumulatorowego lokomotywy, jako czynnik możliwy do wykorzystania z punktu widzenia ekonomiki użytkowania lokomotywy elektrycznej.

Słowa kluczowe: napęd elektryczny, pojazd elektryczny, transport górniczy, rekuperacja energii, modelowanie matematyczne

## Energy recuperation efficiency in ELECTRA battery electric locomotive with variable track width

**Abstract:** The chapter describes the developed mathematical model of a battery electric locomotive with two axes powered by CELMCA Inducta dSg 180L4-EP inductive motors. The model allowed for obtaining traction characteristics of the locomotive traveling in different operating conditions (horizontal, upward and downward track, at various types of a train: personnel and cargo with different load). Calculations enabled to estimate the effectiveness of regenerative braking, which can be reused in the locomotive.

Keywords: electric drive, electric vehicle, mining transport, energy recuperation, mathematic modelling

## 1. Wprowadzenie

Przedmiotem analizy było określenie efektywności hamowania rekuperacyjnego elektrycznej lokomotywy akumulatorowej "Electra" (rys. 1), która ma zastosowanie głównie w kopalniach węgla kamiennego. Hamowanie i rekuperacja energii z jednej strony zmniejsza koszty eksploatacyjne dla użytkowników lokomotywy z drugiej strony wymaga zastosowania odpowiednich algorytmów sterowania prądem ładowania (przy różnych obciążeniach wynikających z długości i stopnia zapełnienia składu), tak aby nie powodować przyspieszonego starzenia elektrochemicznego zasobnika energii. Zmienny rozstaw kół pozwala przenosić jedną lokomotywę między różnymi poziomami kopalni, zamiast użytkować kilka lokomotyw dedykowanych do stosowanych rozstawów szyn, co dodatkowo obniża koszty inwestycyjne i eksploatacyjne. Zbudowany model matematyczny lokomotywy, przyjęte modele przekształtnika i zasobnika, zastosowane scenariusze tras i różnych składów oraz wykonane za pomocą nich symulacje miały dać odpowiedź: w jakim stopniu możliwe jest odzyskanie energii włożonej do rozpędzenia lokomotywy wraz ze składem o zadanej masie. Zmienny rozstaw kół nie miał wpływu na wyniki rekuperacji energii. Niniejsza praca jest kontynuacją badań przedstawionych w [1].





Rys. 1. Widok zbudowanej lokomotywy elektrycznej "Electra" ze zmiennym rozstawem kół, za [1]

### 2. Model matematyczny napędu

Na poruszającą się lokomotywę działają siły napędowe, oporowe oraz reakcyjne. Siła napędowa w lokomotywie Electra wytwarzana jest przez dwa silniki indukcyjne CELMA Inducta dSg 180L4-EP (dane znamionowe podano w [7]). Silniki zasilane są poprzez dwa falowniki napięcia z akumulatorowego zasobnika energii znajdującego się w lokomotywie. Zakładano, że akumulatory na początku każdej trasy posiadały SOC=1. Jako metodę sterowania napędu zastosowane zostało sterowanie skalarne zapewniające łagodne warunki rozruchu lokomotywy [2]. Jako, że dopuszczalne prędkości poruszania się składu są niskie ( $\leq 5$  m/s dla składu towarowego oraz  $\leq 3,5$  m/s dla składu osobowego [3]), to głównymi siłami oporów ruchu są opory toczenia stalowych kół po stalowych szynach. Składnikami oporów ruchu są także składowe wynikające z nachylenia toru. Opory aerodynamiczne są zaniedbywalnie małe w stosunku do oporów toczenia w zakresie dopuszczalnych prędkości. W modelu opisującym dynamikę pojazdu pominięte zostały także inne siły tj. siły reakcyjne działające na układ zawieszenia ze względu na złożonosć modelowania procesów drgań mechanicznych w pojeździe oraz ich wpływu na dynamikę lokomotywy [4, 5] oraz pomijalny wpływ na proces rekuperacji energii hamowania. Zależność wykorzystaną do opisu oporów ruchu przedstawia wzór:

$$F = k_{\rm I} m g [C_{\rm rr} \cos(\varphi) + \sin(\varphi)] \tag{1}$$

gdzie:

F – suma oporów toczenia i siły zsuwającej, N,

- $k_{\rm I}$  współczynnik mas wirujących (1,06),
- m masa składu, kg,
- g przyspieszenie ziemskie (9,81), m/s<sup>2</sup>,
- $C_{\rm rr}$  współczynnik oporów toczenia stal-stal (0,009),
- $\varphi$  kąt nachylenia, rad,

Przyspieszenie lokomotywy wynika z bilansu działających sił (2) w wyniku czego poprzez całkowanie przyspieszenia uzyskuje się prędkość lokomotywy ze składem (3).



$$a = \frac{F_{\rm d} - F}{m} \tag{2}$$

$$v = \int a \, dt \tag{3}$$

gdzie:

a – przyspieszenie pojazdu, m/s<sup>2</sup>,

 $F_{\rm d}$  – siła napędowa, N,

v – prędkość liniowa, m/s.

Model symulacyjny lokomotywy zrealizowany został w środowisku Matlab/Simulink, a jego uproszczony schemat blokowy został przedstawiony na rysunku 2. Model ten opracowano za pomocą podsystemów reprezentowanych jako przetworniki energii. Model ten używano podczas doboru komponentów do napędu lokomotywy "Electra" oraz walidacji dobranych elementów układu napędowego. W modelu falownika nie uwzględniano szczegółowych zjawisk zachodzacych podczas przekształcania energii (np. przełączenia tranzystorów) ponieważ wymagałoby to znacznie większej rozdzielczości (rzędu mikrosekund) czasowej w stosunku do całej dynamiki lokomotywy (rzędu sekund), a z punktu widzenia postawionego pytania o efektywność zwrotu energii nie jest to konieczne. Szczegółowy model może zostać zrealizowany niezależnie od symulowanego napędu uwzględniającego dynamikę składu z obciążeniem o odpowiednich wartościach wynikających z przeprowadzonych symulacji z wykorzystaniem niniejszego modelu.

Wielkością wejściową układu podczas symulacji była prędkość v, z jaką skład ma się poruszać oraz prędkość obrotowa kół lub lokomotywy w celu wyznaczania uchybu regulacji za którą odpowiedzialny byłby operator. Wielkość ta przetwarzana jest przez sterownik co symuluje działania operatora lokomotywy. Wielkością wyjściową ze sterownika jest prąd niezbędny do dostarczenia odpowiedniej energii do silników napędowych. Przy sterowaniu skalarnym można założyć, że moment wytwarzany przez układ falownik-silnik jest proporcjonalny do tego prądu  $M \sim I$ . Układ ten musi mieć również dostarczoną informację o prędkości obrotowej silnika wynikającej z aktualnej prędkości składu w celu wyznaczenia punktu pracy silnika i tym samym strat w niej występujących. Straty w falowniku można przyjąć w przybliżeniu jako stałe i wynoszące około 5% mocy układu. Drugą wielkością wyjściową jest wartość prądu pobieranego z zasobnika energii.



Rys. 2. Uproszczony schemat blokowy zrealizowanego modelu symulacyjnego układu napędowego



Szczegółowy sposób w jaki zostały wyznaczone straty w układzie falownik-silnik oraz opis matematyczny zasobnika energii został przedstawiony w publikacji [1]. Napięcie zasobnika jest wielkością znaną i zależną od pobieranego prądu oraz głębokości rozładowania. Kierunek przepływu mocy był uwzględniany w układzie przetwarzania energii i strat – moc wyjściowa falownika podczas pracy napędowej układu określona jest zależnością (5a), natomiast dla pracy podczas hamowania odzyskowego (5b). Przy pracy z odzyskiem energii, zadany prąd oraz prąd zasobnika przyjmują wartość ujemną.

$$P_{\rm DC} = U_{\rm DC} I_{\rm DC} \tag{4}$$

$$P_{\rm fal} = P_{\rm DC} - \Delta P_{\rm fal} \tag{5a}$$

$$P_{DC} = P_{\rm fal} - \Delta P_{\rm fal} \tag{5b}$$

gdzie:

 $P_{\text{DC}} - \text{moc}$  (DC) zasobnika energii, W,

U<sub>DC</sub> – napięcie zasobnika energii, V,

 $I_{DC}$  – prąd zasobnika energii, A,

 $P_{\text{fal}} - \text{moc AC falownika, W},$ 

 $\Delta P_{\text{fal}}$  – straty w falowniku, W.

## 3. Wyniki symulacji

Opisywany model symulacyjny umożliwił zbadanie zarówno stanów dynamicznych, jak i statycznych dla warunków ustalonych tj. stała prędkość i stałe obciążenie. Za pomocą opracowanego modelu wyznaczono charakterystyki trakcyjne, czyli krzywe opisujące stan układu w zależności od prędkości poruszania się w stanie ustalonym z daną prędkością na różnych konfiguracjach tras i przy różnych obciążeniach [3]:

- L0 lokomotywa bez składu poruszająca się po trasie poziomej ( $v_{max} = 5 \text{ m/s}$ );
- LT0 skład towarowy pełny (76,6 t) poruszający się po równym terenie ( $v_{max} = 5 \text{ m/s}$ );
- LT-4 skład towarowy pełny (76,6 t) poruszający się po upadzie -4‰ ( $v_{max} = 5 \text{ m/s}$ );
- LO+4 skład osobowy pełny (47,1 t) poruszający się po wzniosie +4‰ ( $v_{max} = 3,5 \text{ m/s}$ );

Przyjęte w obliczeniach trasy i obciążenia stanowią skrajne przypadki warunków pracy w jakich może pracować lokomotywa w kopalni u jednego z użytkujących ją klientów. Wyznaczone charakterystyki umożliwiają określenie punktów pracy napędu oraz zapotrzebowania na moc, w tym możliwości rekuperacji energii podczas hamowania odzyskowego. Przy wyznaczaniu charakterystyk umieszczonych na rysunkach 3 i 4 uwzględnione zostały jedynie stany ustalone, zaś na rysunkach 5 i 6 stany dynamiczne.





Rys. 3. Obliczone charakterystyki zapotrzebowania na prąd akumulatorów i sumaryczny moment silników w zależności od prędkości w stanie ustalonym

Na rysunku 3, dla analizowanych składów, pokazano wyniki obliczeń zapotrzebowania energetycznego (rozumiane jako wartość pobieranego prądu przy zadanej wartości napięcia na zasobniku) do realizacji zadanej pracy przewozowej oraz sumaryczny moment obu silników w pozwalający na osiągnięcie zadanych przez operatora prędkości jazdy. Charakterystyka LTO pokazuje, że skład był w stanie uzyskać prędkości 3 m/s, pomimo dopuszczalnej dla tego typu składu maksymalnej prędkości 5 m/s. Dla tak dobranych warunków pracy osiągnięcie prędkości maksymalnej było nieosiągalne ze względu na ograniczenia mocy układu napędowego. Możliwe jest natomiast uzyskanie prędkości maksymalnej podczas poruszania się po upadzie (LT-4). Jest to także widoczne w wartości pobieranego prądu z akumulatorów. Wyniki symulacji pokazały, że składy osobowe są w stanie osiągnąć maksymalne dopuszczalne dla nich prędkości.

Ostatecznie wyznaczono także całkowitą moc na kołach oraz sprawność układu napędowego z uwzględnieniem strat w zasobniku energii (rys. 4). Maksymalna obliczona sprawność napędu wynosi 70% w ustalonym stanie pracy i występuje dla przedziału prędkości od 1 do 3 m/s w stanach obciążenia silnika dużymi momentami. Podczas jazdy samej lokomotywy (L0) sprawność jest niższa ze względu na mniejszą wartość rozwijanego momentu. Wadą wynikającą z zastosowania silnika indukcyjnego klatkowego jest obecność relatywnie wysokiej wartości prądu biernego niezbędnego do wytworzenia strumienia magnetycznego, niezależnie od obciążenia maszyny, a wynoszącego około połowę prądu znamionowego. Wybór takiej maszyny do lokomotywy podyktowany był niskimi kosztami takich silników oraz wysoką odpornością na trudne warunki eksploatacyjne w kopalniach.

Ważnymi wielkościami, z punktu widzenia operatora lokomotywy, są droga rozpędzania oraz hamowania z uwzględnieniem tarcia [6] zrealizowane w taki sposób, aby nie zerwać przyczepności kół napędowych/hamujących.





Rys. 4. Wyniki obliczeń zapotrzebowania na moc na kołach oraz całkowita sprawność układu napędowego w zależności od prędkości w stanie ustalonym

Rozpędzanie podczas symulacji odbywało się do osiągnięcia zadanej prędkości składu, natomiast hamowania z ustalonej prędkości aż do zatrzymania. Na charakterystykach przedstawionych na rysunku 5 widoczne są: droga przyspieszania oraz całkowity ładunek elektryczny pobrany z akumulatorów niezbędny do przyspieszenia, natomiast drogę hamowania i odzyskany ładunek elektryczny pokazano na rysunku 6.



Rys. 5. Charakterystyki przebytej drogi i zużyty ładunek elektryczny w zależności od docelowej prędkości



Rys. 6. Charakterystyki drogi hamowania i odzyskany ładunek elektryczny w zależności od prędkości początkowej

Na rysunkach 5 i 6 charakterystki zostały zestawione razem i przedstawione w taki sposób aby była możliwa ich ocena niezależnie od skali (skalę determinował czas danego cyklu jezdnego). Droga rozpędzania składu jest około 5 razy dłuższa niż droga hamowania, natomiast ładunek elektryczny wykorzystany na przyspieszanie jest nawet 30 razy większy niż ładunek odzyskany. Różnice w uzyskiwanych wartościach wynikają z dużej masy składu przekładającej się na opory ruchu opisane równaniem (1). Z charakterystyk pokazanych na rysunkach 5 i 6 można odczytać wartość sprawności procesu rekuperacji energii dla każdej z rozwijanych prędkości danego składu.

## 4. Podsumowanie

**KOMTECH 2021** 

Analiza skuteczności rekuperacji energii w oparciu o opracowany model symulacyjny napędu bateryjnego lokomotywy elektrycznej, w analizowanych warunkach ruchu wykazała niską efektywność hamowania odzyskowego wynoszącą około 3%. Wynika to z występowania dużych oporów toczenia spowodowanych wysoką masą całkowitą składu oraz niską sprawnością układu w stanach dynamicznych, zarówno podczas przyspieszania, jak i hamowania. W stanach statycznych możliwe jest osiągnięcie wysokiej sprawności całkowitej układu napędowego dochodzacej do 70% w szerokim zakresie prędkości poruszania się.

Projekt i badania zostały sfinansowane w ramach projektu POIR.01.01.01-00-0609/17-00 Opracowanie Elektrycznej Lokomotywy Akumulatorowej ze zmiennym rozstawem kół "Electra".





## Literatura

- 1. Lasek P., Setlak R., Zieleźny W., Kupczak Sz.: "Elektryczna lokomotywa akumulatorowa "Electra" ze zmiennym rozstawem kół", Zeszyty Problemowe Maszyny Elektryczne Nr 126, 2/2021
- 2. Polnik B. "Badania wybranych konfiguracji napędów górniczej lokomotywy akumulatorowej", Praca Dyplomowa Magisterska, promotor dr inż. Rafał Setlak, Gliwice, 2011 (materiały niepublikowane)
- 3. § 587 oraz § 589 Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 9 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących przechowywania i używania środków strzałowych i sprzętu strzałowego w ruchu zakładu górniczego (Dz. U. 2017 poz. 321)
- 4. West, Martin & Bingham, Chris & Schofield N.: "Predictive control for energy management in all/more electric vehicles with multiple energy storage units", IEMDC'03, 222 228 vol.1, 2003
- 5. Madej J. "Teoria ruchu pojazdów szynowych", Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2012
- 6. Uyulan, Çağlar & Gokasan, M, Bogosyan, Seta: "Modeling, simulation and slip control of a railway vehicle integrated with traction power supply". Cogent Engineering, 4, 2017
- 7. https://www.cantonigroup.com/storage/download/files/27/1732\_przeciwwybuchowe-dlaprzemyslu-gorniczego.pdf (dostęp: 25.08.2021)



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.16

## Innowacyjne rozwiązanie wyciągarki szybowcowej z elektrycznym układem napędowym – pierwsze efekty realizacji projektu BATWINCH

Dariusz Czerniak – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Aleksandra Dobrzaniecka – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Sebastian Jendrysik – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Marek Kalita – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Marcin Skóra – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Bartłomiej Schinohl – Zakład Techniczny ŻORY Sp. z o.o. Maciej Schinohl – Zakład Techniczny ŻORY Sp. z o.o.

**Streszczenie:** W rozdziale przedstawiono pierwsze efekty realizacji projektu BATWINCH, którego celem jest opracowanie i przygotowanie do wdrożenia innowacyjnego rozwiązania wyciągarki szybowcowej z elektrycznym układem napędowym zasilanym z baterii ogniw litowych, przeznaczonej do zabudowy na dowolnym podwoziu pojazdu ciężarowego. Wysoko wydajną 4-bębnową wyciągarkę z komputerowym systemem sterowania przewidziano do wynoszenia nowoczesnych szybowców wyczynowych i szkoleniowych do strefy pilotażu w celu osiągnięcia przez nie termiki. Uwzględniono wymagania operacyjne BFST stawiane przez Aeroklub Niemiecki. Wyznaczono profile obciążenia wyciągarki dla lin o długości 1200 m i 3000 m. W wyniku analizy rozwoju konstrukcji wyciągarek szybowcowych wyznaczono cele innowacyjności rozwiązania i opracowano model 3D wyciągarki.

Słowa kluczowe: elektryczna wyciągarka szybowcowa, zasilanie z baterii litowych, wyciągarka 4-bębnowa, profil obciążenia wyciągarki szybowcowej

## Innovative solution of a glider winch with an electric drive. First results of realization of BATWINCH project

**Abstract:** First results of the BATWINCH project, aimed at development and preparation for implementation of innovative solution for a glider winch with an electric drive system powered by a lithium cell battery, intended for installation on any truck chassis is presented. A high-performance 4-drum winch with a computer control system is designed to lift state-of-the-art performance and training gliders to the pilotage zone and to reach good thermal conditions. The BFST operational requirements of the German Aeroclub were taken into account. The profiles of winch load for 1200 m and 3000 m ropes were determined. As a result of analysis of the development of glider winches, the objectives of the solution's innovation were determined and a 3D model of the winch was developed.

Keywords: electric glider winch, lithium battery power supply, 4-drum winch, profile of glider winch load



Projekt współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.



## 1. Wprowadzenie

Instytut Techniki Górniczej KOMAG w ramach konsorcjum z Zakładem Technicznym Żory Sp. z o.o. realizuje projekt dofinansowany z Funduszy Europejskich pt. "Innowacyjne rozwiązanie wyciągarki szybowcowej z elektrycznym układem napędowym zasilanym z baterii akumulatorów", akronim BATWINCH.

Celem projektu jest opracowanie i przygotowanie do wdrożenia innowacyjnego rozwiązania wyciągarki szybowcowej z elektrycznym układem napędowym zasilanym z baterii ogniw litowych, przeznaczonej do zabudowy na dowolnym podwoziu pojazdu ciężarowego.

Okres realizacji projektu trwa od lipca 2020 do czerwca 2023 r. i obejmuje dziesięć etapów. Dziewięć z nich to prace rozwojowe. Ostatni etap to prace przedwdrożeniowe mające na celu przygotowanie produktu do wdrożenia przemysłowego. Pięć etapów realizuje Lider projektu – KOMAG. Pozostałe pięć są wykonywane przez Partnera Przemysłowego, tj. Zakład Techniczny Żory Sp. z o.o.

W rozdziale omówiono efekty przeprowadzonych do tej pory prac rozwojowych. W dalszych etapach projektu zrealizowane zostaną badania, które nie wchodzą w zakres niniejszego opracowania.

Wyciągarka szybowcowa jest urządzeniem naziemnym służącym do wynoszenia szybowców w powietrze. Praca wyciągarki polega na nawijaniu liny na bęben, podczas gdy jej koniec zaczepiony jest do szybowca. Operator wyciągarki lub automatyczny układ sterowania tak reguluje prędkość obrotową bębna, żeby szybowiec osiągnął maksymalną wysokość, a cały ciąg przebiegał równomiernie i bezpiecznie. Pilot szybowca również stosuje odpowiednie techniki pilotażu, aby osiągnąć dany cel. Osiągana wysokość jest ograniczona przez długość liny holowniczej, a także przez moc wyciągarki, wydajność wspinania się szybowca i siłę wiatru. Wysokość wyczepienia jest mniejsza niż połowa długości liny, gdy nie ma wiatru, a nieco większa, gdy wieje silny wiatr. Lina ciągowa ma zazwyczaj długość rzędu 1000 m i rozwijana jest na powierzchni pola wzlotów. W nielicznych przypadkach jego długość dochodzi do 3000 m. Start za wyciągarką pozwala na uzyskanie wysokości rzędu 200-500 m w czasie 15-30 sekund. W początkowej fazie wyciągany szybowiec przyśpiesza od 0 do 100 km/h w czasie od 3 do 4 sekund.

Start szybowca za pomocą wyciągarki jest jedną z najtańszych i najprostszych metod startu. Jest przy tym niemal bezgłośny. W porównaniu do startu za samolotem zapewnia czterokrotnie większą przepustowość.

W zależności od usytuowania lotniska, charakteru realizowanych lotów oraz posiadanych typów szybowców użytkownicy stawiają przed tymi urządzeniami odmienne wymagania. Na przykład, szybowce startujące z lotnisk położonych w dolinach górskich wyniesione na wysokość 200 metrów mogą nieprzerwanie szybować tzw. lotem żaglowym, wykorzystując stabilne prądy wznoszące (rys. 1). W tych warunkach sprawdzają się najprostsze wyciągarki jednobębnowe niezbyt dużej mocy. Głównymi kryteriami wyboru wyciągarki szybowcowej dla takich lokalizacji pozostaje niski koszt zakupu i wysoka niezawodność urządzenia [1].





Rys. 1. Strefa noszeń żaglowych na nawietrznej przeszkody terenowej [2]

Najczęściej wyciągarkę używa się przy wykonywaniu szkoleniowych lotów szybowców po kręgu nadlotniskowym, którego standardowa wysokość wynosi 300 metrów (rys. 2). Wyciąganie szybowców do kręgu to domena popularnych wyciągarek szybowcowych jedno- i dwubębnowych o średniej mocy.



Rys. 2. Schemat kręgu lotniskowego lewego [3]

Dopiero w strefie pilotażu, na wysokości powyżej 600 metrów, pilot szybowcowy może rozpocząć lot ślizgowy w kierunku komina termicznego, sygnalizowanego obecnością chmury kłębiastej (rys. 3). Szybowiec po osiągnięciu pierwszego komina termicznego może krążąc nabrać wysokości nawet kilku tysięcy metrów.



Rys. 3. Szkic komina termicznego [4]

Z kolei do realizacji szybowcowych lotów akrobacyjnych wymagane są hole na wysokość 1000  $\div$  1200 metrów.



Wysokie wyczepienia, korzystnie powyżej 750 metrów nad ziemią, wiążą się z długimi linami i długimi przerwami na ponowne ściągnięcie liny do linii startu. Dlatego stosuje się wyciągarki z wieloma bębnami, z których liny można odwijać równocześnie, oszczędzając cenny czas. Od wyciągarek wielobębnowych oczekuje się maksymalnego wykorzystania możliwości startowych oferowanych przez nowoczesne, ciężkie dwumiejscowe szybowce wyczynowe, wykonane z kompozytów polimerowych wzmocnionych włóknem szklanym (GRP). Zatem muszą się one cechować dużą mocą, wysoką i równomierną prędkością ciągu oraz komputerowym systemem kontroli siły ciągu, który będzie w stanie każdorazowo zoptymalizować przebieg wyciągania szybowca w zależności od jego typu i aktualnych warunków atmosferycznych. Na ten segment rynku ukierunkowana jest nowoprojektowana wyciągarka szybowcowa z napędem akumulatorowym.

## 2. Zarys rozwoju technik startu szybowców i budowy wyciągarek szybowcowych

Historię rozwoju technik startu szybowców ilustruje rysunek 4. Pierwszymi szybowcami z końca XIX wieku startowano z rozbiegu. Ta najstarsza metoda startu grawitacyjnego stosowana jest sporadycznie do dzisiaj, na przykład na szybowisku w Bezmiechowej [5]. Jej rozwinięciem był start z lin gumowych ciągniętych przez zespół ludzi, popularny w latach międzywojennych XX w. W połowie lat 20. XX w. w Niemczech zaczęto ciągnąć szybowce za samochodem osobowym, wzdłuż prostej lub po okręgu. W tym samym czasie do startu szybowca Niemcy wykorzystali samolot. W 1930 r. studenci z Karlsruhe opracowali tzw. metodę wysokiego startu, w której 200 metrowa lina od szybowca przechodziła przez krążek linowy zamocowany do samochodu, a drugim końcem zaczepiona była do słupa. Równolegle stosowano pojazdy mechaniczne w roli kołowrotów. Bęben linowy zakładano na uniesione koło napędowe motocykla lub samochodu, względnie na wał napędowy auta. Ponieważ mechanizmy różnicowe samochodów nie wytrzymywały nietypowych obciążeń, w pierwszej połowie lat 30. zaczęto konstruować specjalizowane wyciągarki szybowcowe. Start za wyciągarką i za samolotem to podstawowe techniki startu szybowca stosowane do dziś.





Rys. 4. Rozwój technik startu szybowców: a) start grawitacyjny [6]; b) start z lin gumowych [7];
c) start za samochodem [8]; d) "metoda wysokiego startu" z Karlsruhe [8]; start z bębna linowego: e) na kole motocykla [9], f) na kole samochodu osobowego [9], g) na wale Cardana samochodu osobowego [8];
h) start za wyciągarką [10]; i) start za samolotem

Rozwój konstrukcji wyciągarek szybowcowych ilustruje rysunek 5.





Rys. 5. Rozwój wyciągarek szybowcowych: a) wyciągarka elektryczna Octave Chanut – 1904, USA [9];
b) wyciągarka poprzeczna "Rhön" – 1939, Niemcy [9]; c) wyciągarka wzdłużna "Röder" – 1939, Niemcy [9];
d) wyciągarka 2-bębnowa Hans Tost – 1952, Niemcy [9]; e) wyciągarka samojezdna "Herkules III" – 1955,
CSRS [11]; f) wyciągarka 6-bębnowa "Busio van Gelder" – lata 60., Holandia [12]; g) wyciągarka z silnikem Diesla "Egger" – 1981, Niemcy; h) wyciągarka hydrostatyczna "HydroStart" – 2004, Holandia



Za pierwszą wyciągarkę szybowcową uznaje się konstrukcję napędzaną silnikiem elektrycznym, wykonaną przez Octave Chanute'a na potrzeby pokazów lotniczych podczas Wystawy Światowej w 1904 roku w St. Louis w stanie Missouri, USA [9]. Nie wpłynęła ona na dalszy rozwój wyciągarek szybowcowych.

Po amatorskich próbach budowy wyciągarki szybowcowej, podejmowanych od połowy lat 20. XX stulecia, pierwszą produkcję przemysłową uruchomiono w 1935 r. w Szwecji. Wyciągarki napędzane 140-konnym silnikiem Otto miały już obrotowe prowadnice linowe [9]. Rok 1939 przyniósł dwie seryjnie produkowane niemieckie konstrukcje: pracującą w układzie poprzecznym wyciągarkę "Rhön" firmy Pfeifer z Fuldy oraz wzdłużną wyciągarkę "Röder" firmy Röder-Präzision z Alfeld [9]. Dalszy rozwój konstrukcji odbywa się równolegle w tych dwóch układach pracy bębnów.

Pierwszą wyciągarkę 2-bębnową skonstruował Niemiec Hans Tost w roku 1952. Jego konstrukcja stała się standardem w budowie wyciągarek na długie dziesięciolecia. Firma Tost sprzedała rekordową ilość około 650 tego typu urządzeń, wraz z ich udoskonaleniami [9].

W roku 1955 w zakładach Moravan w Czechosłowacji opracowano samojezdną wyciągarkę "Herkules III", która została wyprodukowana w liczbie 522 egzemplarzy [13].

W latach 60. Holendrzy rozpoczęli produkcję 4- i 6-bębnowych wyciągarek "Busio van Gelder" w układzie poprzecznym [9].

W 1981 roku niemiecka firma "Egger" skonstruowała pierwszą 2-bębnową wyciągarkę z napędem Diesla, wykorzystującą podzespoły samochodów ciężarowych z wtórnego rynku: regenerowane silniki, przekładnie konwertorowe oraz tylne osie [9]. Ten typ konstrukcji przejęło wielu producentów w wielu krajach, również w Polsce, do produkcji tanich, popularnych wyciągarek szybowcowych.

W roku 2004 w Holandii uruchomiono nowoczesną 6-bębnową wyciągarkę z napędem hydrostatycznym dużej mocy "HydroStart". Wyposażona w komputerowy system sterowania naciągu lin sysntetycznych wykonuje 8000 do 9000 startów rocznie [14, 15].

Wyciągarka tramwajowa została zaprojektowana w roku 1940 przez Otto Schurtera w Bernie w Szwajcarii, z powodu dotkliwego braku benzyny. Trójfazowy silnik prądu przemiennego o napięciu 380 woltów doprowadzonym pod ziemią kablem napędzał generator prądu stałego na tej samej osi, który za pośrednictwem rezystora korbowego zasilał elektrobęben prądu stałego [9].

W Danii w roku 1983 zbudowano pierwszą wyciągarkę z napędem hybrydowym "Elvira". Silnik spalinowy napędzał generator prądu stałego, a silnik elektryczny obracał jednym bębnem linowym [16].

Rok 1995 przyniósł uruchomienie pierwszej wyciągarki elektrycznej stacjonarnej w Unterwössen w Niemczech. Każdy z czterech bębnów napędzany jest osobnym silnikiem trójfazowym [17].

Z początkiem XIX wieku pojawiły się pierwsze wyciągarki akumulatorowe. Dwubębnowa "ESW-2B" niemieckiej firmy Ulbrich Industrial Electronics z roku 2001 zasilana jest poprzez falownik z 50 bezobsługowych ołowiowo-kwasowych samochodowych akumulatorów rozruchowych 88 Ah [18]. Ich trwałość okazała się poniżej oczekiwanej. Zastosowany silnik prądu zmiennego o mocy szczytowej 200 kW plasuje ją w klasie wyciągarek popularnych. Wyprodukowano 20 wyciągarek.

Angielska wyciągarka "Skylaunch 3 Electric" z roku 2005 wyposażona jest w silnik asynchroniczny o mocy znamionowej 280 kW, zasilany falownikiem z 50 baterii typu AGM (Absorbent Glass Mat) o prądzie rozruchu CCA 550 A. Wyciągarka nie ma zaawansowanego układu sterowania [19].



W roku 2012 w Finlandii uruchomiono wyciągarkę Lopen Liito-Veto, której bęben linowy połączony jest wałem bezpośrednio z silnikiem elektrycznym zasilanym z akumulatorów kwasowoołowiowych poprzez przetwornicę częstotliwości o mocy znamionowej 250 kW. Sterowanie elektryczne optymalizowane jest na podstawie zbieranych danych operacyjnych [20].

Rozwój elektrycznych wyciągarek szybowcowych ilustruje rysunek 6.



Rys. 6. Elektryczne wyciągarki szybowcowe: a) wyciągarka tramwajowa Otto Schurter – 1940, Szwajcaria [9];
b) wyciągarka hybrydowa "Elvira" – 1983, Dania [16]; c) wyciągarka stacjonarna Unterwössen – 1995, Niemcy [17];
d) wyciągarka akumulatorowa "ESW-2B" – 2001, Niemcy [18]; e) wyciągarka akumulatorowa "Skylaunch 3 Electric" – 2005, Anglia [19]; f) wyciągarka akumulatorowa Lopen Liito-Veto – 2012, Finlandia [20]

W Polsce seryjną produkcję wyciągarek szybowcowych rozpoczęto w Zakładach Sprzętu Lotnictwa Sportowego Nr 3 w Poznaniu na początku lat 60. modelem TUR SW-4. W latach 80. w Państwowym Ośrodku Maszynowym w Kątach Wrocławskich dokonano modernizacji TURa



według projektu Andrzeja Bachmana, wyposażając go w silnik Diesla. Nowa wyciągarka otrzymała nazwę TUR B2 i służyła do niedawna na większości lotnisk sportowych w kraju [21].

W roku 1990 WSK PZL-Mielec wyprodukowała pierwszą polską wyciągarkę 2-bębnową ZWS-1. Zbliżoną do niej konstrukcję posiada wyciągarka MB-1, zbudowana przed rokiem 2000 w Zakładzie Budowy Maszyn Metalbud Kazimierza Bułki w Mokrem k. Grudziądza oraz wyciągarka WS-01 JK wyprodukowana przez Moto-Hurt S.A. w Ropczycach w podobnym czasie.

Dalsze prace rozwojowe prowadzone przez Moto-Hurt przyniosły dwie nowe wyciągarki: najpopularniejszą obecnie w kraju samojezdną WS-02 JK oraz holowaną WS-03 JK. Oba rozwiązania mają konstrukcję wprowadzoną przez firmę Egger w 1981 roku.

Rozwój polskich wyciągarek szybowcowych ilustruje rysunek 7.



Rys. 7. Polskie wyciągarki szybowcowe: a) SW-4 TUR – 1961 [22]; b) TUR B-2 – lata 80. [23]; c) ZWS-1 – 1990 [24]; d) MB-1 – przed 2000 [25]; e) WS-01 JK – ok. 2000 [26]; f) WS-02 JK – ok. 2007 [27], g) WS-03 JK – ok. 2010

Chociaż konstrukcja wyciągarek szybowcowych rozwijana jest od ponad 80 lat, ciągle pozostaje pole do innowacji wpływających na poprawę niezawodności pracy wyciągarki oraz zapewnienie równomiernej siły ciągu, od których zależy bezpieczeństwo startującego szybowca, a także prowadzących do zwiększenia częstotliwości startów.



## 3. Wymagania prawne

W Polsce za bezpieczeństwo szkolenia szybowcowego i startowania szybowców odpowiada właściciel lotniska i w jego kwestii jest stosowanie bezpiecznych urządzeń, takich jak wyciągarka szybowcowa.

W Niemczech obowiązują "WYMAGANIA OPERACYJNE dla wyciągarek szybowcowych do startowania szybowców, motoszybowców i innych odpowiednich statków powietrznych (BFST)" Aeroklubu Niemieckiego (DAeC) [28]. Obowiązuje drugie wydanie dokumentu z 14 kwietnia 2012 roku, w którym na 40 stronach oprócz szczegółowych wymagań dotyczących poszczególnych zespołów wyciągarki załączono wzór certyfikatu, protokołu badań oraz świadectwa dopuszczenia na okres próbny.

Większość krajów, w których rozwija się sport szybowcowy, opiera się na przepisach niemieckich. Opracowywane innowacyjne rozwiązanie wyciągarki szybowcowej z napędem elektrycznym uwzględniać będzie wymagania stawiane przez Aeroklub Niemiecki.

## 4. Przebieg startu szybowca za wyciągarką

Prace projektowe nad wyciągarką szybowcową, przeznaczoną do wyciągania nowoczesnych szybowców wyczynowych i szkoleniowych na polach wzlotu o długości minimum 1200 metrów, rozpoczęto od wyznaczenia jej podstawowych parametrów pracy, tj. prędkości nawijania liny, średnicy bębna, momentu obrotowego na bębnie, przełożenia przekładni oraz mocy i momentu obrotowego silnika. W tym celu wyznaczono graniczną trajektorię lotu szybowca podczas startu za projektowaną wyciągarką w warunkach bezwietrznych dla liny o długości L=1200 m i L=3000 m w funkcji czasu (rys. 8).



Rys. 8. Fazy startu szybowca za wyciągarką oraz analiza czasowa dla liny długości L=1200 m i L=3000 m; (pionowe linie siatki co 1 s)



Na wykresie przedstawiono poszczególne fazy startu szybowca za wyciągarką. Przez pierwsze trzy fazy: rozbieg, oderwanie od ziemi i wytrzymanie, lina z zaczepionym na jej końcu szybowcem przyśpiesza od zera do prędkości przeciągnięcia powiększonej o 30% z przyśpieszeniem 1g. Przy konstrukcji wykresu przyjęto, że wyciągany jest popularny w Europie szybowiec szkoleniowy typu ASK-21, dla którego zaleca się rozpoczęcie przejścia do stromego wznoszenia przy prędkości 111÷120 km/h [29], którą osiąga po upływie około 3 sekund. W tym czasie wyciągarka przyspiesza ciągniętą masę szybowca. Szybowiec ASK-21 połączony jest z liną poprzez bezpiecznik zrywowy koloru czarnego o sile 1000±100 daN. Podczas przejścia do stromego wznoszenia pod kątem 45°, przy nie zmieniającej się prędkości nawijania v<sub>naw</sub> liny, prędkość szybowca v<sub>szyb</sub> wzrasta o cos(45°) i osiąga prędkość dopuszczalną lotu za wyciągarką (rys. 9). Pilot utrzymuje tą prędkość lotu do momentu wyczepienia, sterując swoim lotem jak w locie swobodnym [30]. Ponieważ wyczepienie szybowca następuje automatycznie po przekroczeniu kąta  $\beta_1=70^\circ$  zawartego pomiędzy liną a torem szybowca, pilot musi przejść do końcowego wznoszenia przed osiągnięciem tej wartości i utrzymywać ją aż do wyczepienia. Zmniejszanie kąta wznoszenia z 45° do 0° powinno rozpocząć się najpóźniej przy kącie wzniosu liny  $\beta=25^\circ$ , zaś wyczepienie przy kącie wzniosu liny  $\beta=70^\circ$  [31].



Rys. 9. Zależność prędkości nawijania liny od kąta nachylenia liny i toru szybowca [32]

Prędkość nawijania liny określona zależnością (1) zmniejsza się w czasie stromego wznoszenia i pozostaje niezmienna podczas końcowego wznoszenia.

$$v_{naw} = v_{szvb} \times \cos(\beta + \tau) \tag{1}$$

gdzie:

- vnaw prędkość nawijania liny wyciągarkowej, m/s,
- v<sub>szyb</sub> prędkość po torze holowanego szybowca, m/s,

 $\beta$  – kąt nachylenia liny do poziomu, °,

- $\tau$  kąt wznoszenia (kąt między poziomem a torem lotu szybowca), °,
- $\beta_1$  kąt pomiędzy liną a torem lotu szybowca, °,

W fazach 5÷7 wyciągarka pokonuje opór aerodynamiczny szybowca, zachowując stałą siłę uciągu, równą 85% siły zrywającej bezpiecznik zrywowy, za pomocą którego lina podpięta jest do haka szybowca. Wzrost momentu obrotowego wynika z rosnącego promienia nawijania liny na bęben.

W oparciu o wyznaczone trajektorie lotu szybowca oraz zależności geometryczne wyznaczono charakterystyki obciążenia wyciągarki dla liny o długości L=1200 m i L=3000 m w funkcji czasu. Do obliczeń przyjęto: średnicę bębna D=1000 mm, szerokość bębna b=100 mm, średnicę liny d=5 mm, masę jednostkową liny  $m_j$ =16 g/m, współczynnik tarcia liny o podłoże  $\mu$ =0,7, pole powierzchni spadochrony S=1,13 m<sup>2</sup>, współczynnik oporu powietrza czaszy spadochronowej C=1,42, gęstość



powietrza  $\rho$ =1,21 kg/m<sup>3</sup>, przełożenie przekładni redukcyjnej i=3, sprawność napędu  $\eta$ =0,9. Prędkości chwilowe liny wyznaczono mierząc na wykresie różnice długości liny w odstępach sekundowych czasu. Dla zwiększenia częstotliwości startów wyciągarka powinna posiadać cztery bębny linowe, uruchamiane sekwencyjnie po wspólnym rozwinięciu czterech lin. Uwzględniono czasy na podpięcie kolejnego szybowca oraz czas na rozwijanie lin, w którym siła niezbędna do utrzymywania napięcia lin wykorzystywana jest do rekuperacji energii. Zebrane w tabelach wyniki obliczeń zmian prędkości obrotowych bębna i silnika w obr./min, momentów obrotowych na bębnie i na silniku w Nm oraz mocy silnika w kW zilustrowano na wykresach (rys. 10). Pełny cykl, składający się z czterech startów i jednego rozwinięcia czterech lin trwa 15 minut dla liny długości 1200 m i 20 minut dla liny długości 3000 m. Wyznaczono również średnie moce cyklu, które wynoszą odpowiednio 36,4 kW i 70,2 kW dla obu długości liny. Natomiast średnia moc silnika w czasie wyciągania szybowca w obu przypadkach nieznacznie przekracza 187 kW. Moce maksymalne występują w fazie przejścia do stromego wznoszenia i wynoszą odpowiednio 295 kW i 316 kW.



Rys. 10. Profile obciążenia wyciągarki dla liny długości L=1200 m i L=3000 m

W oparciu wyznaczone profile obciążenia wyciągarki dobrano moc silnika wyciągarki oraz pojemność baterii akumulatorów. Ponadto uzyskane wykresy zostaną wykorzystane w następnych etapach projektu przy oprogramowaniu układu sterowania wyciągarki.

## 5. Prace projektowe nad modelem 3D wyciągarki

W ramach prac projektowych opracowano model 3D innowacyjnego rozwiązania wyciągarki szybowcowej BATWINCH z napędem elektrycznym zasilanej z baterii ogniw litowych (rys. 11).





Rys. 11. Model 3D wyciągarki szybowcowej BATWINCH

Poszczególne zespoły modelu zostały poddane analizie wytrzymałościowej MES oraz optymalizacji. Model zweryfikowano numerycznie pod kątem odprowadzenia ciepła z baterii ogniw w najbardziej niekorzystnych warunkach pracy.

## 5.1. Parametry wyciągarki

Wyciągarkę szybowcową BATWINCH cechują następujące parametry:

- szerokość: 2,82 m,
- długość: 6,5 m,
- wysokość (po zabudowie na pojeździe) w zakresie: 3,5-3,8 m,
- średnica płaszcza bębna: 1 m,
- maksymalna długość liny na bębnie: 3000 m,
- maksymalna prędkość ciągnięcia liny: 130 km/h,
- wysokość wyczepienia szybowca równa połowie długości rozwiniętej liny,
- moc szczytowa napędu: 350 kW,
- pojemność baterii: 400 Ah,
- liczba startów na jednym naładowaniu baterii (długość 1200 m): 160,
- czas ładowania baterii: 10 h.

## 5.2. Budowa wyciągarki

Budowę wyciągarki szybowcowej BATWINCH ilustruje rysunek 12.





Rys. 12. Budowa wyciągarki szybowcowej BATWINCH

Rama 1, na której zabudowane są pozostałe zespoły wyciągarki, dostosowana jest do mocowania na dowolnym podwoziu pojazdu w oparciu o uchwyty w standardzie kontenera 20-stopowego. Układ napędowy 2 przekazuje moment obrotowy z silnika trójfazowego przez przekładnię kątową na dwa wały bębnowe z układem selektywnego załączania bębnów 3. Cztery bębny linowe 4 mogą pomieścić do 3 km liny syntetycznej każdy. Układ hamowania 5 pełni rolę hamowania postojowego i awaryjnego, hamowanie operacyjne realizowane jest przemiennikiem częstotliwości ze zwrotem energii do ogniw. Cztery zespoły rolek prowadzących 6 i cztery urządzenia tnące 7 tworzą układ prowadzenia lin. W przeszklonej kabinie operatora 8 umiejscowiony jest układ sterowania 10. Silnik zasilany jest z modułu bateryjno-zasilającego 9 i chłodzony układem chłodzenia 11.

## 5.3. Innowacyjność rozwiązania wyciągarki szybowcowej BATWINCH

W konstrukcji wyciągarki szybowcowej BATWINCH zastosowano szereg rozwiązań innowacyjnych:

- elektryczny układ selektywnego załączania bębnów linowych,
- energooszczędny układ napędowy z rekuperacją energii podczas rozwijania liny,
- układ napędowy dużej mocy dla szybowców i motoszybowców o MTOW do 850 kg do startu z przyśpieszeniem 1g,



- czterobębnową konstrukcję w układzie wzdłużnym przystosowaną do przemieszczania się po drogach publicznych,
- zeroemisyjny elektryczny układ napędowy zasilany z baterii akumulatorów litowych,
- rekuperację energii podczas rozwijania liny,
- system pomiaru siły w linie z bezprzewodową komunikacją ze sterownikiem zabudowanym na wyciągarce,
- komputerowy system startu szybowca z funkcją zdalnego sterowania z linii startu szybowca.

## 6. Podsumowanie

Pierwszym efektem realizacji projektu BATWINCH prowadzącym do osiągnięcia wyznaczonego celu innowacyjności rozwiązania wyciągarki szybowcowej z napędem elektrycznym zasilanej z baterii ogniw litowych jest budowa modelu 3D wyciągarki. Działanie to poprzedzone zostało głęboką analizą potrzeb rynku oraz istniejących rozwiązań wyciągarek szybowcowych na świecie. Oparto je o obliczenia wydajnościowe urządzenia i optymalizacyjne konstrukcji. Aby wyciągarka mogła być stosowana na całym świecie, zadbano o spełnienie powszechnie akceptowanych wymogów stawianych przez Niemiecki Aeroklub.

W pierwszej fazie projektu dokonano jednego zgłoszenia patentowego, kolejne są w przygotowaniu.

Aktualnie prowadzona jest budowa stanowiska do badania jednobębnowego modelu badawczego wyciągarki w celu weryfikacji działania układu napędowego, układu zasilania oraz systemu sterowania.

Prowadzone prace projektowo-badawcze mają zakończyć się przygotowaniem do wdrożenia produkcji nowoczesnej wyciągarki szybowcowej z napędem elektrycznym przeznaczonej do wydajnego i bezpiecznego wyciągania wyczynowych szybowców dwumiejscowych do strefy pilotażu.

## Literatura

- 1. Daniels B., Moore G.: Winch Philosophy, University of Rochester, 2008
- 2. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Pente\_thermique.svg (dostęp: 4.10.2021)
- 3. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Airfield\_traffic\_pattern-pl.svg (dostęp: 4.10.2021)
- 4. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Thermal\_column.svg (dostęp: 4.10.2021)
- Instrukcja Operacyjna Lądowiska Bezmiechowa, 02.12.2011 r. http://www.aos-bezmiechowa.pl/pub/uploader/files/IO\_BEZMIECHOWA2014\_zmiana\_1.pdf (dostęp: 5.07.2021)
- 6. https://akaflieg-karlsruhe.de /geschichte/ (dostęp: 4.10.2021)
- Lemke F., Jacob R.: Forschen Bauen Fliegen. Die Akademischen Fliegergruppen in Deutschland bis 1945 - Teil 3. http://fliegerclub-strausberg.de/index.php/component/ars/repository/down/downlampe/akafliegs-in-deutschland-bis-1945-teil-3-1-pdf (dostęp: 21.02.2019)
- 8. Bachem E.: Die Praxis des Leistungs-Segelfliegens, Verlag C.J.E. Volckmann Nachf. E. Wette, Berlin 1936



- 9. Höck K.: Windenstart und Startwinden: Alles über den effektiven und faszinierenden Prozess, EQIP; Bonn 2019, ISBN 978-3-00-060286-3
- 10. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Windenstart\_R%C3%BCdesheim-Aulhausen.jpg (dostęp: 4.10.2021)
- 11. http://www.leteckyklub-partizanske.sk/post/strateny-herkules-sa-objavil-232 (dostęp: 8.02.2019)
- 12. https://www.zcrotterdam.nl/album (dostęp: 15.02.2019)
- 13. http://www.vhu.cz/exhibit/letecky-navijak-herkules-iii-vyr-c-448/ (dostęp: 4.10.2021)
- 14. https://zweefvliegopleiding.nl/index.php/de-sallandlier (dostęp: 4.10.2021)
- 15. Aero Club Salland 40 jaar [w] Thermiek 2011-3, https://issuu.com/knvvl/docs/thermiek\_2011-3 (dostęp: 4.10.2021)
- 16. https://herningsvaeveflyveklub.dk/index.php?option=com\_content&view=article&id=8 (dostęp: 4.10.2021)
- 17. https://www.dassu.de/elektrowinde (dostęp: 4.10.2021)
- 18. Ulbrich Industrial Electronics: ESW-2B. The mobile glider winch launch with electric drive. https://zcflevo.nl/uploads/folders/esw-2b\_elektrostartwinde\_flyer2009\_en.pdf (dostęp: 17.01.2019)
- 19. http://www.skylaunch.com/gallery/Electric/index.html (dostęp: 13.02.2019)
- 20. ABB: Plane sailing for frequency converter http://www.abb.com/cawp/seitp202/7cfcf3bcaf59b362c1257ab8004a3506.aspx (dostęp: 6.02.2019)
- 21. https://www.wikiwand.com/pl/Aeroklub\_Gliwicki#/Wydarzenia (dostęp: 4.10.2021)
- 22. https://www.youtube.com/watch?v=inMLhq\_ZxC4 (dostęp: 4.10.2021)
- 23. http://www.szybowce.zsm.resman.pl/index.php?option=com\_joomgallery&func=viewcategory& catid=27&Itemid=141 (dostęp: 4.10.2021)
- 24. http://aeroklub.olsztyn.pl/wyciagarka-na-sprzedaz/ (dostęp: 4.10.2021)
- 25. http://bogucin.pl/ogloszenia-drobne/oferta-pracy-na-lotnisku/ (dostęp: 4.10.2021)
- 26. https://wyciagarkiszybowcowe.pl/wpcontent/uploads/2018/01/xmenu2.jpg.pagespeed.ic.vTAaPkSgjN.jpg (dostęp: 4.10.2021)
- 27. http://aeroklubbydgoski.pl/?p=4760# (dostęp: 4.10.2021)
- 28. Betriebstüchtigkeitsforderungen für Startwinden zum Starten von Segelflugzeugen, Motorseglern und anderen geeigneten Luftfahrzeugen (BFST), Deutscher Aero Club e.V., Juli 2010 (Rev 02\_14-04-2012)
- 29. Gäb A., Santel Ch.: Numerical Simulation of Glider Winch Launches. Technical Soaring. 2011, Vol 35, No 3, pp. 78-84
- 30. Eppler R.: Windenschlepp. Sicherheit und optimale Ausklinkhöhe, 2012, https://www.daec.de/fileadmin/user\_upload/files/2012/sportarten/segelflug/download/ausbildung/ Windenstart\_Prof\_Eppler20120427.pdf (dostęp: 3.07.2020)
- 31. Irving F.G.: Speed and flight path boundaries for winch launching. Technical Soaring. Vol 16, No 4 (1992), pp. 100-8
- 32. Kurski W.: Analiza sił i prędkości podczas startu szybowca za wyciągarką, Lisie Kąty 2002



https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.17

# Koncepcja systemu zabezpieczania węgla przed pyleniem w trakcie transportu kolejowego

Michał Siegmund – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Domink Bałaga – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Marek Kalita – Instytut Techniki Górniczej KOMAG Sebastian Jendrysik – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Streszczenie:** Podczas transportu kolejowego węgla bezpowrotnie tracone jest 0,5-1,5% masy. Corocznie, na terenie RP transportuje się ok. 50 mln ton węgla kamiennego. Z analizy literaturowej wynika, że ubytek objętościowy węgla w trakcie transportu jest na tyle duży, że opracowanie technologii ograniczającej to niekorzystne zjawisko jest ekonomicznie uzasadnione. W rozdziale przedstawiono koncepcję systemu zabezpieczania transportu węgla przed pyleniem poprzez rozpylanie odpowiednich środków tworzących wiążącą warstwę na jego powierzchni. Opisano budowę baterii zraszającej oraz układu zasilającego. Przedstawiono rozwiązanie automatycznego systemu sterowania instalacją. Koncepcję systemu zabezpieczania węgla przed pyleniem w trakcie transportu kolejowego opracowano w porozumieniu z JSW S.A. z uwzględnieniem warunków zabudowy w jednym z jej zakładów przeróbczych, dla którego przedstawiono przykładowy bilans zysków. Wymagania procesowe natrysku środka zabezpieczającego konsultowano z partnerem przemysłowym, producentem środków przeciw pyleniu – firmą FUCHS OIL CORPORATION (PL).

Słowa kluczowe: transport kolejowy węgla, pylenie węgla, oddziaływanie na środowisko, system zabezpieczenia węgla

## Concept of the system for protection of coal against dust generation during the rail transportation

Abstract: During the coal rail transportation, 0.5-1.5% of its mass is irretrievably lost. Annually, about 50 million tons of hard coal are transported in Poland. Literature analysis shows that the volume of coal loss during transportation is so large that development of technology that reduces this loss is economically justified. In this chapter, concept of the system that protects against coal dust generation during transportation by spraying the agents that create the bonding layer on the surface is described. The concept of the system for protection against coal dust generation during transportation was developed in an agreement with JSW S.A. taking into account the conditions of its installation in one of its processing plants. The process requirements for spraying the protective agent were consulted with the industrial partner, the manufacturer of dust suppressants – FUCHS OIL CORPORATION (PL).

Keywords: rail transport of coal, coal dusting, environmental impact, coal protecting system

## 1. Wprowadzenie

Corocznie, na terenie RP transportem kolejowym przewozi się około 50 mln ton węgla kamiennego [1], który podczas transportu ulega procesowi wywiewania jego najdrobniejszej klasy ziarnowej – pyłu. Proces oraz skutki wywiewania węgla można łatwo zaobserwować w okolicach szlaków kolejowych. Na rysunku 1 przedstawiono przykład wywiewania pyłu węglowego podczas transportu kolejowego.





Rys. 1. Przykład wywiewania pyłu węglowego podczas jego transportu wagonami kolejowymi [2]

Wywiewany z wagonów pył węglowy powoduje zanieczyszczenie środowiska poprzez osiadanie na powierzchniach gruntów, rzek oraz zbiorników wodnych wzdłuż tras kolejowych. Osadzający się wzdłuż tras kolejowych pył węglowy powoduje zmianę parametrów geo-mechanicznych nasypów, wzdłuż których prowadzone są trasy. Zmiana tych parametrów może skutkować pogorszeniem wytrzymałości mechanicznej nasypów, a w skrajnych przypadkach może być przyczyną niebezpieczeństwa wystąpienia katastrofy kolejowej. Zmiana parametrów trasy ma także realny wpływ na zużycie taboru kolejowego [3].

Istotnym elementem jest również pogorszenie parametrów i jakości powietrza w okolicach tras prowadzenia transportu. Problem ten od lat sygnalizowany jest wzdłuż głównych tras transportu kolejowego w USA, Kanadzie czy Australi [2, 3, 4]. Rodzimym przykładem jest skarga do inspekcji kolejowej na spółkę PKP Cargo. Wszystko z powodu transportów węgla polskiego przewoźnika, które uprzykrzają życie mieszkańcom czeskich miast i miasteczek. Czesi zwracają uwagę, że po przejeździe takiego pociągu wszystko jest zanieczyszczone od osadzającego się wszędzie miału. Alarmują, że towar przewożony przez te pociągi nie jest dostatecznie dobrze zabezpieczony, a nad wagonami unosi się chmura pyłu. Władze Czeskiego Cieszyna zwróciły się już w tej sprawie z oficjalnym pismem do zarządu PKP Cargo [5].

Straty węgla w czasie transportu powodowane są różnymi czynnikami [6], z których najważniejsze, to:

- geometria wagonu i kształt usypwanych pryzm,
- typ węgla i jego właściwości fizyczne, między innymi zawartość wilgoci i jego skład ziarnowy,
- organizacja przewozu wynikająca z odległości, prędkości przejazdu oraz warunki pogodowe w czasie transportu (wiatr, opady, temperatura),
- sposób zabezpieczenia przewożonego węgla przed wywiewaniem pyłu.

Ze względu na dużą zmienność czynników wpływających na ilość generowanego pyłu, różne źródła literaturowe nie do końca pokrywają się w zakresie określenia ilości traconego węgla w postaci wywiewanego pyłu. Analizując dostępną literaturę, najczęściej podawana jest informacja, że tracone jest od 0,5% do 3% masy transportowanego węgla, gdy nie ma środków kontroli zapylenia [6, 7]. Z kolei eksperymenty w tunelu aerodynamicznym wykazały straty rzędu 0,9 do 1,8% [8, 9].

Za 80% strat generowanych w czasie niezabezpieczonego transportu odpowiada działanie wiatru (prąd opływającego powietrza). Na rysunku 2 przedstawiono główne przyczyny powstawania strat w czasie transportu kolejowgo [6, 7, 10].




Rys. 2. Główne przyczyny powstawania strat węgla w czasie transportu kolejowego [7, 6, 10]

Normy dopuszczalnych ubytków węgla określono bezpośrednio w rozporządzeniu Ministra Finansów z 19 września 2019 r. w sprawie norm dopuszczalnych ubytków niektórych wyrobów akcyzowych. Wynoszą one 2% wysłanej ilości węgla w trakcie transportu na terytorium kraju (niezależnie od rodzaju środka transportu) oraz 1% przeładowywanej ilości węgla w przypadku dokonywania przeładunku w czasie tego przemieszczania [11]. Ze względu na to, że straty w czasie transportu mieszczą się ww. zakresach, większość podmiotów wysyłających węgiel nie jest zainteresowanych ponoszeniem dodatkowych kosztów na zabezpieczenie jego transportu. Zabezpieczenie transportu wymagane jest natomiast dla transportu drogowego. W odniesieniu do transportu realizowanego drogą kolejową przepisy krajowe nie regulują tego w sposób bezpośredni. Analizując jednak regulamin sieci PKP 2020/2021 [12], opracowany na podstawie Rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Budownictwa z dnia 7 kwietnia 2017 r. w sprawie udostępniania infrastruktury kolejowej [13], można znaleźć następujący zapis:

"Do przewozów towarów przewoźnik ma obowiązek używać wagonów odpowiednio przystosowanych do danego typu ładunku. Przewoźnik zapewnia i ponosi odpowiedzialność za skuteczne zabezpieczenie przyjętych do przewozu ładunków, w szczególności uniemożliwiające przesunięcie, emisje ładunku poprzez np. pylenie, wywiewanie, usypywanie, wylewanie, wyciekanie i uwalnianie oraz emisję energii".

Przy założeniu, że w Polsce rocznie transportuje się około 50 mln ton węgla [1], straty na poziomie 0,5% powodują bezpowrotne utracenie 250 tys. ton, co przy założeniu ceny węgla przeznaczonego co celów ciepłownictwa ~ wartości 600 zł/ tonę [14], daje wartość ~1,5 mld zł strat.

Jak podaje Łukaszczyk [15], w ostatnich latach w Polsce wydobycie jednej tony węgla wiąże się z wygenerowaniem ok. 13 m<sup>3</sup> metanu CH<sub>4</sub> (tzw. metanowość względna). Przy założeniu, że można byłoby zapobiec utracie 250 tys. ton węgla, do atmosfery trafiłoby o 3,25 mln m<sup>3</sup> CH<sub>4</sub> mniej. Ze względu na 21-krotnie większy wpływ metanu na efekt cieplarniany [15], taka redukcja ilości wygenerowanego metanu jest znacząca.

W dalaszej cześci rozdziału przeanalizowano możliwe do zastosowania efektywne środki zapobiegające wywiewaniu pyłu z wagonów oraz określono ich warunki stosowania.

Prace koncepcyjne oparto na podstawie warunków zabudowy i przebiegu procesu załadunku w jednym z zakładów przeróbczych Jastrzębskiej Spółki Węglowej S. A. W pracy przedstawiono również podstawowe warunki zabudowy i funkcjonalności proponowanego systemu.

#### 2. Sposoby redukcji procesu wywiewania pyłu z wagonów kolejowych

Jak już wspomniano, wpływ na ilość wywiewanego pyłu ma wiele czynników. Aby redukować straty powstające podczas transportów kolejowych można zastosować szereg działań. W krajach o znacznej długości linii kolejowych transportujących węgiel, działania te skoordynowane są w jednolitą strategię [16]. W celu zmniejszenia ilości pyłu generowanego z wagonu podczas transportu, stosuje się: wagony o specjalnej konstrukcji, walcowanie powierzchni węgla w wagonach bądź zastosowanie środków zabezpieczających pokrywających wierzchnią warstwę transportowanego materiału. Wszystkie preparaty mają postać koncentratów do sporządzania roztworu wodnego, przeznaczonych do stosowania w profilaktyce zabezpieczającej składowiska: miałów węglowych, materiałów sypkich, kruszyw mineralnych oraz zabezpieczenia na czas transportu tych materiałów w wagonach kolejowych, skrzyniach transportowych samochodów oraz dróg dojazdowych przed samowolnym pyleniem. Preparaty działają powierzchniowo, tworząc cienką nieprzepuszczalną powłokę, która nie zmienia właściwości użytkowych zabezpieczonych materiałów. Preparaty różnią się pomiędzy sobą stężeniami oraz ilościami jakie podają producenci. Na rysunku 3 pokazano przykładowy środek (RENOCLEAN AIR LOCK-DOWN) po związaniu na płytce laboratoryjnej oraz na próbce węgla [10].



Rys. 3. Przykład środka (RENOCLEAN AIR LOCK-DOWN) po związaniu na płytce laboratoryjnej oraz próbce węgla [10]: a) elastyczna warstwa po odparowaniu wody, b) związane cząstki węgla (pyłu i miału) produktem po odparowaniu wody

RENOCLEAN AIR LOCK-DOWN jest polimerem wodorozcieńczalnym, przeciwdziałającym pyleniu podczas transportu węgla luzem. Produkt wiąże razem warstwę wierzchnią materiału oraz tworzy na powierzchni bardzo cienką, elastyczną powłokę, która zapobiega wywiewaniu materiału z transportowanych wagonów.

W postaci rozcieńczonej, środek nanosi się na powierzchnię transportowanego węgla za pomocą instalacji natryskowych. Instalacje takie z powodzeniem stosowane są między innymi w Ameryce Północnej (USA, Kanada) oraz Australii. Stosowanie takich instalacji wiąże się z bardzo rozbudowanym systemem transportu kolejowego, sięgającego znacznych odległości [16]. Przykłady zastosowanych instalacji pokazano na rysunku 4.





Rys. 4. Przykład instalacji natrysku powłoki zabezpieczającej: a) Firma Neo Solutions, Inc. z siedzibą w Beaver, Pennsylvania (USA) [17], b) Firma MinTech Headquarter's Ellsworth Industrial Drive NW, Atlanta, (USA) [18], c) Firma Rail Shop Services Inc., Edmonton, Kanada Zabudowa na CP Coal Respray: Tappen, Kolumbia Brytyjska [19], d) Firma Sparwood & Teck Resources, Kanada [20]

Wszystkie przytoczone przykłady zabudowy instalacji natryskującej wynikają z konieczności stosowania środków zabezpieczających transportowany węgiel. Konieczność ta wynika z lokalnych przepisów oraz wymuszana była/jest przez lokalnych mieszkańców.

# 3. Koncepcja zabudowy systemu zabezpieczenia węgla w czasie transportu w warunkach polskich kopalń węgla kamiennego

W Instytucie Techniki Górniczej KOMAG zrealizowano prace koncepcyjne ukierunkowane na opracowanie systemu zabezpieczenia transportu kolejowego węgla w aspekcie ograniczenia jego wywiewania z wagonów. Koncepcję opracowano przy uwzględnieniu warunków ruchu zakładu przeróbczego KWK Pniówek (największy zakład przeróbczy JSW S.A.) ładującego i wysyłającego do odbiorców średnio 250 wagonów w ciągu doby. Wymagania dotyczące procesu natrysku środka zabezpieczajacego konsultowano z firmą FUCHS OIL CORPORATION (producentem linii środków zabezpieczających przed pyleniem wtórnym).



### 3.1. Analiza potencjalnego miejsca zabudowy systemu

W warunkach KWK Pniówek wagony ładowane są za pomocą trzech linii nawęglania. Każda z linii wyposażona jest w przenośnik rewersyjny umożliwiający jednoczesne załadowanie czterech wagonów. Podczas załadunku skład wagonów przeciągany jest za pomocą lokomotywy. Obserwacje ruchowe wykazały, że podczas załadunku często dochodzi do zatrzymywania składu czy też jego cofania. Ze względu na taki charakter prac manewrowych proces nanoszenia środka zabezpieczającego, bezpośrednio po zasypaniu wagonu i walcowaniu jest znaczne utrudniony. Dalsza analiza możliwości zabudowy systemu natrysku wykazała, że jedynie na torze 4-tym (powrotnym), zlokalizowanym obok budynku załadowni istnieje możliwość zapewnienia warunków jednostajnego przejazdu pociągu ze stałą predkością. Linie ładowania oraz trasę powrotu załadowanego składu pokazano na rysunku 5, zaznaczając dodatkowo miejsce możliwej zabudowy systemu zasilania oraz przebieg magistrali dostarczającej środek zabezpieczający do baterii zraszających. Trudność z określeniem miejsca zabudowy zbiornika, wynika z jego wstępnie wytypowanej objętości rzędu 15 m<sup>3</sup>. Taki zbiornik znacznie przekraczałby obciążenie stropu w budynku ładowania węgla. Z tego względu ustalono, iż miejscem docelowej jego zabudowy będzie budynek zakładu przeróbczego, w którym zbiornik będzie mógł być usadowiony na poziomie "0". Zabudowa zbiornika w tym miejscu umożliwia jego uzupełnianie bezpośrednio z samochodu dostawczego, możliwość obciążenia posadzki dowolną masą oraz brak konieczności zapewnienia dodatkowego ogrzewania (pomieszczenia z temperaturą stale dodatnią).



Rys. 5. Planowane miejsce zabezpieczania węgla w trakcie transportu

#### 3.2. Budowa systemu zabezpieczania wagonów z węglem

Głównymi elementami koncepcyjnego systemu natrysku środka zabezpieczającego węgiel przed pyleniem z wagonów są (rys. 6):

- 1. zespół zraszający,
- 2. układ zasilający (hydrauliczny),
- 3. układ sterujący (elektryczny),
- 4. magistrala dostarczania mediów roboczych.





Rys. 6. Koncepcyjny model 3D systemu natrysku środka zabezpieczającego węgiel przed pyleniem z wagonów (1-zespół zraszający, 2-układ zasilający, 3-układ sterujący, 4-magistrala dostarczania mediów roboczych)

**Zespół zraszający** montowany jest do konstrukcji kładki nad torami. Sposób montażu oraz wyposażenie zespołu pokazano na rysunku 7. Idea rozwiązania baterii zraszającej (1) zakłada jej zabudowę na konstrukcji ramowej (2) montowanej na zawiasach w taki sposób, aby możliwe było podniesienie konstrukcji w momencie wykonywania prac konserwacyjnych czy serwisowych. Dostarczenie środka zabezpieczającego do baterii zraszającej (1), realizowane jest poprzez elektrozawór 3/2" (3), zamocowany bezpośrednio na konstrukcji baterii (1). W baterii zabudowano gniazda pod siedem dysz rozpylających środek zabezpieczające (4). Dysze po okresie przerwy w pracy, powinny być przepłukane czystą wodą w celu niedopuszczenia do ich zatkania. Płukanie dysz realizowane jest strumieniem wody sterowanym elektrozaworem 1" (5) zlokalizowanym na trójniku wlotowym do baterii.



Rys. 7. Model 3D zespołu zraszającego koncepcji systemu natrysku środka zabezpieczającego przed pyleniem z wagonów (1- bateria zraszająca, 2- rama, 3- elektrozawór 3/2", 4- dysze zraszające, 5- elektrozawór 1", 6- czujnik ciśnienia)

Zabudowa elektrozaworów zlokalizowana została bezpośrednio w okolicach wlotu do baterii zraszającej, w celu jak najmniejszej bezwładności układu (pozostała część magistrali pozostaje "pod ciśnieniem"). Aktualny stan systemu (prawidłowe parametry ciśnienia mediów) mierzone są za pomocą układu czujników ciśnienia (6). W zespole zraszającym będą zabudowane co najmniej dwa takie czujniki, jeden na magistrali zasilającej, drugi na belce zraszającej. Umożliwią one sprawne wykrycie nieprawidłowości działania systemu z poziomu układu zasilająco-sterującego.



Do systemu dobrano dysze generujące strumień płaski marki BETE MC3 -kaliber 100 (Ø 6,3 mm) o kącie rozpylenia wynoszącym 15°. Ze względu na różne szerokości obsługiwanych wagonów, opracowano system cechujący się możliwością adaptacyjnego dostosowania do aktualnie obsługiwanego typu wagonu. W tym celu na belce zraszającej zabudowano dwa dodatkowe elektrozawory umożliwiające odcięcie skrajnych dysz, w przypadku zabezpieczania wagonów o mniejszej szerokości. Na rysunku 8 przedstawiono zakres działania dobranych dysz przy określonych odległościach na belce zraszającej. Kolorem niebieskim zaznaczono górną część wagonu normalnego typu Eaos. Z kolei czerwonym kolorem zaznaczono skrajnie burty wagonu typu Fals [21]. Za właściwa identyfikację typu wagu odpowiedzialny jest układ sterowania współpracujący z zamontowanymi na konstrukcji ramy (1) czujnikami szerokości wagonu (2).



Rys. 8. Zakres działania poszczególnych dysz przy zakładanym kącie rozpylania oraz szerokości rozstawienia w baterii zraszającej (1- konstrukcja ramy, czujnik szerokości wagonu)

Zadaniem **układu zasilającego** jest przygotowanie właściwych parametrów mediów roboczych. Na rysunku 9 przedstawiono układ zasilania wraz z podstawowymi elementami. Ze względu na konieczność zapewnienia około 10 dni pracy przy jednym napełnieniu zbiornika, jego objętość powinna wynosić co najmniej 15 m<sup>3</sup>. Tak duży zbiornik, ze względu na swoją objętość i masę, w warunkach zakładu przeróbczego KWK Pniówek, może znajdować się w budynku zlokalizowanym w odległości ok. 75 m od baterii zraszającej. Od układu zasilania do baterii, poprowadzono rurociąg mieszaniny zabezpieczającej transport o wymiarze nominalnym DN40. Dodatkowo w celu umożliwienia płukania baterii i dysz, poprowadzono rurociąg czystej wody o wielkości nominalnej DN25. Tą samą magistralą poprowadzono również przewody zasilające i sterujące pracą elektrozaworów na belce zraszającej.

Warunki zimowe nie są sprzyjającym okresem do pracy przedmiotowej instalacji z uwagi na jej wrażliwość na działanie niskich temperatur. Dotyczy to elementów instalacji, takich jak: rurociągi doprowadzające wodę do baterii zraszających, jak i samej baterii wyposażonej w dysze zraszające znajdujące się w nieogrzewanej przestrzeni. W celu zabezpieczenia instalacji przed przemarzaniem, układ wyposażono w przewody grzejne montowane pod otuliną termoizolacyjną. Do przedmiotowego układu przewidziano zastosowanie przewodów firmy LUXBUD z serii EKO PROTEKTOR. Są to przewody samoregulujące, zasilane jednostronnie taśmami grzejnymi.





Rys. 9. Model 3D układu zasilającego (hydraulicznego) systemu natrysku środka zabezpieczającego przed pyleniem z wagonów (1- zbiornik, 2- zespół dozowników, 3- skrzynia przygotowania wody)

W skład układu zasilania (rys. 9) wchodzi zbiornik (1), do którego podłączone są dozowniki (2) koncentratu płynu zabezpieczającego przed pyleniem. Ze względu na chwilowe duże przepływy oraz znaczne stężenie środka, dozowanie odbywa się w układzie czterech dozowników odpowiednio połączonych. Dozownik zasilany jest ze skrzyni przygotowania wody (3). Skrzynia przygotowania wody zawiera filtr rewersyjny oraz reduktor ciśnienia z manometrem. Filtr, reduktor oraz dozownik dobrane zostały na wielkość znamionową DN40. Układ zasilania wymaga dostarczenia wody o minimalnym ciśnieniu 0,4 MPa przy natężeniu przepływu 300 dm<sup>3</sup>/min. W przypadku braku możliwości spełnienia tych kryteriów należy zastosować dodatkową pompę. Woda ze skrzyni kierowana jest równolegle, poprzez ręczne zawory do dozownika oraz do linii zasilającej układ płukania baterii zraszającej. Wstępnie zakłada się zabudowę układu w miejscu o stale dodatnich temperaturach.

#### Układ sterujący składa się z:

- szafy sterowniczej,
- czujników obiektowych na które składają się:
  - indukcyjny czujnik wykrywania koła wagonu (zamocowany na torze kolejowym),
  - ultradźwiękowy czujnik obecności wagonu w strefie zraszania (zamocowany na baterii zraszającej z odpowiednim wyprzedzeniem w stosunku do baterii),
  - dwa ultradźwiekowe czujniki wykrywania szerokości wagonu (zamocowane na skrajniach baterii zraszającej),
  - czujnik poziomu środka zabezpieczającego w zbiorniku,
  - czujniki ciśnienia w układzie spryskującym.
- elementów wykonawczych w postaci elektrozaworów elektrohydraulicznych,
- przewodów grzejnych zabezpieczających rurociągi przed zamarzaniem.

Schemat blokowy układu sterującego przedstawiono na rysunku 10.





Rys. 10. Schemat blokowy układu sterującego

Układ umożliwia pracę systemu w sposób automatyczny. Podstawowe jego funkcje to:

- automatyczne włączanie/wyłączanie zraszania w momencie przejazdu wagonu,
- płukanie baterii czystą wodą zgodnie z ustawieniami algorytmu,
- automatyczne wykrywanie szerokich wagonów z jednoczesnym uruchomieniem lub wyłączeniem dodatkowych dysz zraszających,
- ręczne włączanie/wyłączanie systemu,
- automatyczna kontrola poziomu medium w zbiorniku, z sygnalizacją alarmową w przypadku przekroczenia minimalnego, dopuszczalnego poziomu,
- automatyczna kontrola ciśnienia w układzie hydraulicznym z sygnalizacją alarmową w przypadku jego spadku poniżej zadeklarowanego progu alarmowego, uniemożliwiającego poprawne działanie sytemu,
- zabezpieczenie instalacji przed przemarzaniem.

Na bocznej ściance szafy sterowniczej znajduje się włącznik główny. Na jej drzwiach zainstalowany jest panel operatorski z przyciskami sterowniczymi. Nad panelem zabudowano kontrolki świetlne informujące o poprawnym włączeniu napięcia 24V DC i 230V AC. Ponadto na drzwiach zainstalowane są następujące przyciski:

- przełącznik wyboru trybu pracy automatyczny lub manualny,
- przycisk Start/Stop do załączania/wyłączania natrysku w trybie pracy ręcznej,
- przełącznik przód/tył do wyboru ulokowania lokomotywy (z przodu lub tyłu składu).

# 3.3. Opis działania systemu zabezpieczenia węgla przed pyleniem w czasie transportu dedykowanego do warunków eksploatacji w polskich kopalniach węgla kamiennego

Do skrzyni zespołu zasilającego (hydraulicznego), dostarczana jest woda z rurociągu p-poż. o wymaganych parametrach. Przesterowanie zaworu odcinającego zlokalizowanego na obiegu wodnym



pozwala na przepływ medium roboczego do zespołu filtracyjnego o filtracji wynoszacej minimum 200 µm. W zespole filtracyjnym znajdują się dodatkowe zawory odcinające, pozwalające na spust zgromadzonego zanieczyszczenia podczas rewersyjnego płukania filtra. Woda, po poddaniu jej filtracji, przepływa do zaworu redukcyjnego, w którym ma miejsce redukcja ciśnienia, do wartości zadanej (max. 0,6 MPa). Przepływ wody jest zamknięty aż do momentu przesterowania elektrozaworu zlokalizowanego na wlocie do baterii zraszającej. Nadjeżdżający pociąg wykrywany jest za pomocą czujnika detekcji koła, który należy zainstalować w pewnej odległości od systemu zraszania. Odległość ta musi być większa od długości lokomotywy. Zbliżający się do strefy zraszania wagon, wykrywany jest za pomocą czujnika ultradźwiękowego, który inicjuje proces zraszania. W chwili podania sygnału na cewkę zaworu, woda, poprzez zawór ręczny kierowana jest do dozowników koncentratu środka zabezpieczającego. Odpowiednio dobrany i wyregulowany układ dozowników umozliwia dostarczenie mieszaniny do dysz natryskujących środek na powierzchnię transportowanego węgla. Baterie wyposażone są w połączone szeregowo dysze. Dwie skrajne dysze zasilane są poprzez elektrozawory typu NO. W momencie wykrycia przez system wagonu o zaniżonej szerokości, układ działa tylko na pięciu dyszach. Woda z preparatem doprowadzona do dyszy generuje strumień mgły wodnej o kierunku działania zgodnym ustawieniem uchwytów montażowych. Na wlocie do baterii, równolegle podłączona jest nitka wody czystej. W chwili konieczności przepłukania baterii oraz dysz następuje elektrozaworu na nitce czystej wody. Podczas pracy systemu, za pomocą sterownika kontrolowany jest poziom cieczy w zbiorniku i ciśnienie w układzie hydraulicznym. Zakłada się, że operator załadunku będzie wybierał za pomocą przełącznika na szafie sterowniczej końcowe lub początkowe położenie lokomotywy względem całego składu. Jest to informacja do sterownika czy należy pominąć zrasznie pierwszego czy ostatniego zidentyfikowanego obiektu. Poza tym system jest bezobsługowy.

Opisany sposób działania systemu w formie blokowego algorytmu przedstawiono na rysunku 11.



Rys. 11. Blokowy algorytm działania systemu natrysku



Podstawowe parametry techniczne systemu zabezpieczania węgla w trakcie transportu przedstawiono w tabeli 1.

Parametry	v techniczne s	vstemu zabez	nieczania	wegla p	rzed pyleniem	w trakcie transportu
I al amou j	teennezhe s	ystemu Label	picchanna	<sup>w</sup> ys <sup>ia</sup> P	<sup>1</sup> Zeu pyremem	" transporta

1	•
	1

Stężenie środka zabezpieczającego	10%
Maksymalna prędkość wagonów	1,25 m/s
Intensywność zraszania (mieszanina)	300 dm <sup>3</sup> /min
Objętość zbiornika (koncentrat)	~15 m <sup>3</sup>
Zużycie środka zabezpieczającego (koncentrat)	30 dm <sup>3</sup> /min (6 dm <sup>3</sup> /wagon)
Zużycie wody	~270 dm <sup>3</sup> /min (54 dm <sup>3</sup> /wagon)
Minimalne ciśnienie wody zasilajacej instalację	0,4 MPa
Sposób sterowania	Automatyczny

## 4. Szacunkowy bilans zysków dla warunków KWK Pniówek

Jak wspomniano we wstępie koncepcja systemu oparta została o warunki pracy zakładu przeróbczego KWK Pniówek należącego do JSW S.A. W tabeli 2 przedstawiono wynik przeprowadzonej analizy szacunkowej potencjalnych zysków wynikających z realizacji przedmiotowego projektu.

#### Szacunkowy bilans zysków

Tabela 2.

Liczba wagonów do natrysku na dobę	250 wagonów
Masa węgla w jednym wagonie	60 T/wagon
Masa węgla transportowanego na dobę	15000 T/doba
Ilość węgla utraconego w wyniku wywiewania, przy założeniu 0,5% strat (*wartość ta może sięgać nawet 2% [6])	75 T/doba
Koszt środka zabezpieczającego na jeden wagon; środek + woda	65 PLN
Przyjęta cena tony węgla (*wartość może sięgać nawet 1500 lub więcej) [14]	600 PLN
Wartość węgla zabezpieczonego przed wywianiem	45.000 PLN/dobę
Koszt zabezpieczenia węgla przed pyleniem	16.250 PLN/dobę
ZYSK	28.750 PLN / dobę

## 5. Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono koncepcję systemu natrysku środka zabezpieczającego przed wywiewaniem pyłu węglowego z wagonów podczas transportu węgla. Zaproponowana instalacja ma za zadanie zapobiegać pyleniu wtórnemu, które niekorzystnie wpływa na maszyny oraz ludzi i środowisko. Rozwiązanie oparto o technologię zabezpieczania hałd przed pyleniem wtórnym, która umożliwia pokrycie hałd węgla cienką i wytrzymałą warstwą zabezpieczającą firmy FUCHS.



Z przeprowadzonej analizy jasno wynika, iż stosowanie sytemu pokrywania transportowanego węgla cienką warstwą polimerową daje wymierne korzyści ekonomiczne oraz środowiskowe. Coraz częściej zgłaszane uwagi i skargi na przewoźników kolejowych transportujących węgiel, mogą w najbliższym czasie wymusić zmianę przepisów dotyczących transportu węgla bądź bardziej restrykcyjne stosowanie już obowiązujących.

Podjęte prace nad opracowaniem systemu zabezpieczania węgla przed pyleniem w trakcie transporu pozwoliły określić zakres działania oraz zabudowę i przewidywane parametry pracy.

Wyliczenia oraz szczegółowe rozwiązania poszczególnych elementów umożliwiają podjęcie współpracy z firmami bezpośrednio związanymi z transportem węgla za pomocą wagonów kolejowych.

### Literatura

- 1. Statystyka przewozów towarowych. Urząd Transportu Kolejowego. https://utk.gov.pl/pl/raporty-ianalizy/analizy-i-monitoring/statystyka-przewozow-to/16463, Przewozy-intermodalne-w-2020r.html (dostęp: 07.10.2021)
- 2. "Coal Trains Coal Dust" https://www.jamesrobertdeal.org/coal-trains/ (dostęp: 07.10.2021)
- 3. Surface Transportation Board Decision: "Arkansas Electric Cooperative Corporation Petition for Declaratory Order," Docket No. FD 35305, Mar 2011
- 4. Hossfeld R. J., & Hatt R. (2005): PRB coal degradation: Causes and cures. PRB Coal Users Group, http://www.prbcoals.com/pdf/paper\_archives/56538.pdf.
- 5. "Czesi nie chcą, by pył z polskiego węgla brudził im powietrze": https://bielskobiala.wyborcza.pl/bielskobiala/7,88025,22149514,czesi-nie-chca-by-pyl-z-polskiego-wegla-brudzil-im-powietrze.html (dostęp: 07.10.2021)
- 6. Kotchenruther R.: Fugitive Dust from Coal Trains. Factors Effecting Emissions & Estimating PM2.5. / Robert Kotchenruther //EPA Region 10, NW –AIRQUEST, 2013. 18 p.
- 7. Jaffe D., Putz J., Hof G., Hof G., Hee J., Lommers-Johnson D. A., ... and Minsk M. (): Diesel particulate matter and coal dust from trains in the Columbia River Gorge, Washington State, USA. Atmospheric Pollution Research, 2015, 6(6), 946-952.
- 8. Spitz, K., Trudinger, J.: Mining and the environment: from ore to metal. CRC Press, 2019
- 9. Ferreira A. D. & Vaz P. A.: Wind tunnel study of coal dust release from train wagons. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2004, 92(7-8), 565-577
- 10. Czerniuk A.: Nowa seria produktów do kontroli zapylenia FUCHS RENOCLEAN AIR, prezentacja firmy FUCHS-Katowice, 24.07.2020
- 11. § 8 rozporządzenia Ministra Finansów z 20 września 2019 r. w sprawie norm dopuszczalnych ubytków niektórych wyrobów akcyzowych Dz.U. 2019 poz. 1790
- REGULAMIN SIECI, PKP Polskie Linie Kolejowe S.A. 2020/2021 https://www.plksa.pl/files/public/user\_upload/pdf/Reg\_przydzielania\_tras/Regulamin\_sieci\_2020\_2021/01.04.202 1/Regulamin\_sieci\_2020\_2021\_v18.pdf (dostęp: 07.10.2021)
- 13. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Budownictwa z dnia 7 kwietnia 2017 r. w sprawie udostępniania infrastruktury kolejowej
- 14. https://www.wnp.pl/gornictwo/notowania/ceny\_wegla/ (dostęp: 07.10.2021)
- 15. Łukaszczyk Z.: Zagrożenia wynikające z bezpośredniej emisji metanu do atmosfery i szanse na jego gospodarcze wykorzystanie.NETTG.PL, 20 października 2020



https://nettg.pl/news/171471/zagrozenia-wynikajace-z-bezposredniej-emisji-metanu-do-atmosfery-i-szanse-na-jego-gospodarcze-wykorzystanie

- 16. Connell Hatch (2008) Wagon lids analysis: Environmental evaluation, Commissioned by Queensland Rail Ltd.
- 17. https://pl.investing.com/commodities/coking-coal-futures (dostęp: 07.10.2021)
- 18. https://www.myeastkootenaynow.com/11081/new-solution-could-be-solution-to-sparwood-coaldust/\_(dostęp: 07.10.2021)
- 19. http://www.railshopservices.com/coal-respray.html\_(dostęp: 07.10.2021)
- 20. http://mintech.com/4-reasons-foam-dust-control-is-better-for-coal-handling\_(dostęp: 07.10.2021)
- 21. Katalog Wagonów PKP CARGO S.A., Warszawa 2018



## **INDEKS AUTORÓW**

Bałaga Dominik (rozdz. 11; 17) Borkowski Piotr (rozdz. 14) Buchwald Piotr (rozdz. 7) Czerniak Dariusz (rozdz. 16) Deja Przemysław (rozdz. 9) Dobrzaniecka Aleksandra (rozdz. 16) Dobrzaniecki Piotr (rozdz. 13) Figiel Andrzej (rozdz. 8) Hanke Radosław (rozdz. 5) Hylla Piotr (rozdz. 9) Jabłoński Mariusz (rozdz. 14) Jagodziński Maciej (rozdz. 12) Janas Sebastian (rozdz. 4; 5; 7) Janik Bartłomiej (rozdz. 13) Jendrysik Sebastian (rozdz. 16; 17) Kaczmarczyk Krzysztof (rozdz. 13) Kalita Marek (rozdz. 7; 11; 13; 16; 17) Kanty Piotr (rozdz. 5) Kleszcz Andrzej (rozdz. 7) Konewecki Artur (rozdz. 3) Kwaśniewski Jerzy (rozdz. 12) Lasek Paweł (rozdz. 15) Majewski Marek (rozdz. 13) Mazurek Krzysztof (rozdz. 2; 6) Michalak Dariusz (rozdz. 10) Molski Szymon (rozdz. 3)

Niedworok Andrzej (rozdz. 9) Nieśpiałowski Krzysztof (rozdz. 5; 7; 13) Oziomek Cezary (rozdz. 5) Paczena Szymon (rozdz. 15) Pasek Rafał (rozdz. 3) Polnik Bartosz (rozdz. 9) Prostański Dariusz (rozdz. 11) Radoń Dariusz (rozdz. 7) Rozmus Magdalena (rozdz. 10) Rozwadowski Krzysztof (rozdz. 3) Schinohl Bartłomiej (rozdz. 16) Schinohl Maciej (rozdz. 16) Setlak Rafał (rozdz. 15) Siegmund Michał (rozdz. 11; 17) Sinka Tomasz (rozdz. 13) Skóra Marcin (rozdz. 9; 16) Sobolewski Arkadiusz (rozdz. 7) Stepor Joachim (rozdz. 2) Szelka Michał (rozdz. 6) Szkudlarek Zbigniew (rozdz. 4; 5; 13) Szyguła Marek (rozdz. 2; 6) Tarkowski Artur (rozdz. 13) Turejko Wiesław (rozdz. 8) Wójcicki Michał (rozdz. 1) Wójcicki Waldemar (rozdz. 1)

Zieleźny Wojciech (rozdz. 15)