

MASZYNY GÓRNICZE

1/2016

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



MASZYNY GÓRNICZE MINING MACHINES

1(145)2016

Kwartalnik naukowo-techniczny
ROK XXXIV, marzec 2016

Zespół Redakcyjny:

Redaktor Naczelny:

dr inż. Antoni Kozieł

Z-ca Redaktora Naczelnego:

dr inż. Edward Pieczora

Sekretarz Redakcji:

mgr inż. Romana Zajęc

Redaktor statystyczny:

dr inż. Jarosław Tokarczyk

Redaktor językowy:

mgr Anna Okulińska

Redaktorzy tematyczni:

prof. dr hab. inż. Marek Jaszcuk

prof. dr hab. inż. Adam Klich

prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek

prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński

prof. dr inż. Włodzimierz Sikora

dr hab. inż. Stanisław Szweda,

prof. nadzw. w Pol. Śl.

prof. dr hab. inż. Teodor Winkler

Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

tel. 32 2374 528

fax 32 2374 304

<http://www.komag.eu>

Redakcja nie zwraca nadsyłanych
artykułów i nie odpowiada za treść
ogłoszeń i reklam.

Wersję elektroniczną wydawanego
kwartalnika należy traktować jako
wersję pierwotną.



PL ISSN 0209-3693

Szanowni Państwo

Jak już wcześniej informowaliśmy, zmieniamy formułę wydawania naszego kwartalnika.

Od 2016 roku pierwotną i jedyną wersją „Maszyn Górniczych” jest wersja elektroniczna, na zasadach Polityki OPEN ACCESS (otwartego dostępu).

Zasady te opisano w dokumencie pt.: „Kierunki rozwoju otwartego dostępu do publikacji i wyników badań naukowych w Polsce”, opracowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego. Znalazły się w nim rekomendacje, aby prace powstałe w wyniku finansowania ze środków publicznych były umieszczane m.in. w otwartych repozytoriach i były udostępniane w ramach otwartego dostępu.

Polityka Open Access przyjęta przez kwartalnik naukowo-techniczny „Maszyny Górnicze” opiera się na przekonaniu, że podstawą rozwoju nauki jest otwartość.

Ma na celu umożliwienie Autorom zwiększenia cytowalności prac naukowych przez zamieszczanie elektronicznych wersji opublikowanych artykułów w bazach referencyjnych, w repozytoriach naukowych i na stronach internetowych.

Już dzisiaj nasz kwartalnik jest umieszczony w bazie polskich czasopism technicznych - BazTech, której zasoby są indeksowane przez Gogle Scholar i Word- WideoScience.org oraz w bazie IC Journal Master List.

Z satysfakcją informujemy również, że zgodnie z decyzją Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 18 grudnia 2015 r. w sprawie wykazu czasopism naukowych wraz z liczbą punktów przyznanych za publikację w tych czasopismach, kwartalnik naukowy „Maszyny Górnicze” znalazł się w wykazie punktowanych czasopism z 6 punktami za publikację (poprzednio 3 pkt.).

Sądzimy, że jest to efektem konsekwentnego prezentowania wyników prowadzonej działalności naukowej oraz badawczo-wdrożeniowej jednostek naukowych, producentów i użytkowników z obszaru maszyn i urządzeń dla górnictwa, jak również ciągłego podnoszenia jakości publikowanych artykułów.

Zachęcając Państwa do zapoznania się z treścią nowego wydania „Maszyn Górniczych”, tradycyjnie zapraszamy do współpracy z jego redakcją.

Redaktor Naczelny
dr inż. Antoni Kozieł

PROJEKTOWANIE I BADANIA

Prostański D., Bałaga D., Kalita M., Siegmund M., Hyla P.: Badania zapylenia w strefach zabezpieczających 3

Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K.: Badania stanowiskowe instalacji HHO w układzie z silnikiem spalinowym Volvo Penta D5A T 11

KOMBAJNY CHODNIKOWE

Bartoszek S.: Pozycjonowanie kombajnu chodnikowego w wyrobisku korytarzowym 22

SZYBY I MASZyny WYCIĄGOWE

Zygmunt A., Szczygieł M.: Kierunki modernizacji górniczych wyciągów szybowych przeprowadzonych w latach 2014-2015 36

Kowal L., Turewicz K.: Analizy numeryczne drgań naczynia wyciągowego w jednokońcowym górniczym wyciągu szybowym 59

Kowal L., Niedworok A., Talarek M.: Badania drgań naczynia wyciągu jednokońcowego w trakcie hamowania bezpieczeństwa 79

SYSTEMY STEROWANIA, MONITORINGU I DIAGNOSTYKI

Figiel A., Szczygieł M.: Współczesne urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczych wyciągów szybowych 89

Tematyczny wykaz artykułów opublikowanych w „Maszynach Górniczych” w 2015 roku 103

DESIGNING AND TESTING

Prostański D., Bałaga D., Kalita M., Siegmund M., Hyla P.: Measurements of dust concentration in protective zones 3

Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K.: Stand tests of HHO installation in the system with Volvo Penta D5A T diesel engine 11

ROAD HEADERS

Bartoszek S.: Positioning the roadheader in a roadway 22

SHAFTS AND HOISTING MACHINES

Zygmunt A., Szczygieł M.: Directions in modernization of mine shaft hoists in 2014-2015 36

Kowal L., Turewicz K.: Numerical analyses of vibrations of conveyance in one-end mine shaft hoist 59

Kowal L., Niedworok A., Talarek M.: Measurements of vibrations of conveyance in one-end mine shaft hoist during safety braking 79

SYSTEMS FOR CONTROL, MONITORING AND DIAGNOSTICS

Figiel A., Szczygieł M.: Present signalling and shaft communication devices of mine shaft hoists 89

List of papers published in „Mining Machines” in 2015 103

Badania zapylenia w strefach zabezpieczających

dr inż. Dariusz Prostański
dr inż. Dominik Bałaga
dr inż. Marek Kalita
mgr inż. Michał Siegmund
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

mgr inż. Paweł Hyla
KWK "Brzeszcze"

Streszczenie:

W publikacji omówiono problem zagrożenia wybuchem pyłu węglowego, powstającego w trakcie procesu urabiania węgla, będącego jednym z głównych czynników wpływającym na bezpieczeństwo załóg górniczych. Zaprezentowano wyniki badań stężenia pyłu węglowego w wybranych strefach zabezpieczających wyrobisk górniczych, będące podstawą do opracowania algorytmu prowadzenia działań profilaktycznych. Prace badawcze realizowano w ramach projektu o akronimie MEZAP, dofinansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.

Abstract:

Problem of coal dust explosion hazard during hard coal mining operations, which is the main factor affecting the work safety of mining teams is discussed. Results from dust concentration measurements in the selected zones protecting the mine roadways, which are the base for development of prophylaxis measures algorithms, are presented. The research project was realized within the MEZAP project co-financed by the National Centre for Research and Development in Poland.

Słowa kluczowe: górnictwo, strefy zabezpieczające, zwalczanie zapylenia, pył węglowy

Keywords: mining industry, protecting zones, dust control, coal dust

1. Wprowadzenie

Koncentracja wydobycia węgla z zastosowaniem nowoczesnych technologii urabiania, prowadzi do powstawania znacznych ilości pyłu w pobliżu frontów eksploatacyjnych [10]. Generowany w wyrobiskach górniczych pył, przenoszony jest przez prąd powietrza w dalsze miejsca kopalni, stwarzając zagrożenie wybuchem pyłu węglowego oraz przyczyniając się do powstawania pylicy płuc u pracowników [1].

Pył węglowy, w odróżnieniu od innych zagrożeń, występuje niemal we wszystkich wyrobiskach górniczych.

Zagrożenie wybuchem pyłu węglowego jest jednym z najgroźniejszych przypadków, stąd prowadzona jest szeroka profilaktyka mająca na celu jego ograniczenie [8]. Zgodnie z obowiązującymi przepisami, w wyrobiskach chodnikowych zlokalizowanych w pobliżu frontów eksploatacyjnych, stosuje się strefy zabezpieczające. Osiedły w nich pył węglowy opyla się pyłem kamiennym lub zmywa wodą na całym ich obwodzie, na długości co najmniej 200 m [9]. Skuteczność stref zabezpieczających zależy od jakości i częstotliwości wykonywania ww. prac [2]. W celu zwiększenia skuteczności eliminacji zagrożenia wybuchem pyłu węglowego, w ITG KOMAG prowadzony był projekt badawczy o akronimie MEZAP nr PBS1/B2/4/2012 pt. „Modelowanie mechanizmu gromadzenia się wybuchowego pyłu węglowego w pobliżu frontów eksploatacyjnych w aspekcie identyfikacji, oceny i niwelacji możliwości powstania jego wybuchu”, dofinansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju. W pierwszej fazie projektu skupiono się na identyfikacji stężenia oraz rozkładu frakcyjnego pyłu w wyrobiskach górniczych zaliczanych do klasy A i B zagrożenia wybuchem pyłu węglowego, gdzie przeprowadzono badania zapylenia w strefach zabezpieczających [6], których wyniki zaprezentowano w niniejszym artykule.

2. Cel i zakres badań

Badania zrealizowane w ramach projektu MEZAP miały na celu identyfikację zapylenia w strefach zabezpieczających wyrobisk górniczych i obejmowały:

- pomiary stężenia chwilowego i średniego pyłu z zakresu ($0 \div 10 \mu\text{m}$),
- pomiary średniego stężenia pyłu całkowitego,
- ocenę rozkładu frakcyjnego pyłu w powietrzu.

Wyniki badań posłużyły, jako dane wejściowe, do budowy modelu strefy zabezpieczającej i prowadzenia działań profilaktycznych z wyprzedzeniem [7].

Przed przystąpieniem do badań przeprowadzono szczegółową ocenę stref z wybuchowym pyłem węglowym, w celu wyselekcjonowania stref zabezpieczających, w których badania nie zaburzałyby procesu eksploatacji górniczej i nie wpływałyby na stężenie i rozkład frakcyjny pyłu węglowego oraz intensywność osadzania się poszczególnych jego frakcji [5]. Zdecydowano się na przeprowadzenie badań w strefach zabezpieczających w warunkach KWK „Brzeszcze”.

Badania prowadzono w następujących rejonach kopalni:

rejon frontów eksploatacyjnych (ścian):

- ściana nr 710 w pokł. 364 wschód,
 - chodnik taśmowy ściany 710 (nr 747), (CIP-10, PŁ-2, IPSQ),
 - chodnik wentylacyjny ściany 710 (nr 749), (PŁ-2),
- ściana 121 w pokł. 364 zachód,
 - chodnik taśmowy ściany 121 (nr 551), (CIP-10, PŁ-2, IPSQ),
 - chodnik wentylacyjny ściany 121 (nr 552), (PŁ-2),

rejon robót przygotowawczych (przodki):

- przekop badawczy z pokł. 352 do pokł. 510 - przodek nr 568 (CIP-10, PŁ-2, IPSQ),
- pochylnia badawcza II (chodnik taśmowy śc. 128a) - przodek 567 (CIP-10, PŁ-2, IPSQ),

rejon zbiornika wyrównawczego:

- rejon zbiornika głównego – przekop taśmowy poz. 630 m, strona północna (CIP-10, PŁ-2, IPSQ),
- rejon zbiornika głównego – przekop taśmowy poz. 630 m, strona południowa (CIP-10, PŁ-2, IPSQ).

Do badań zastosowano następujące urządzenia:

- pyłomierze optyczne PŁ-2/50 – do pomiaru chwilowego i średniego stężenia pyłu w zakresie średnicy cząstek $0 \div 10 \mu\text{m}$,
- pyłomierze grawimetryczne CIP-10 – do pomiaru średniego stężenia pyłu całkowitego, metodą grawimetryczną,
- analizator IPSQ – do określania rozkładu frakcyjnego pyłu.

Typ urządzeń, ich liczbę oraz rozmieszczenie dostosowano do warunków panujących w danym rejonie kopalni.

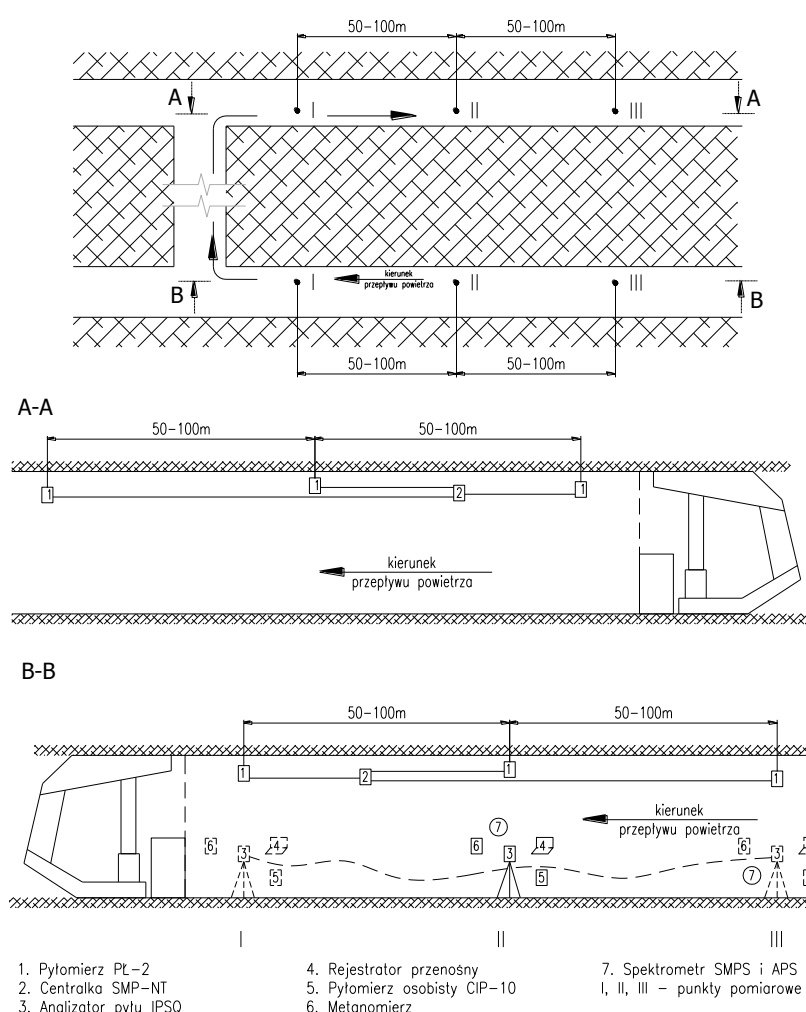
Pyłomierze PŁ-2/50 współpracowały z systemem metanowo-pożarowym SMP-NT, zainstalowanym w KWK Brzeszcze.

Pomiar średniego stężenia pyłu całkowitego realizowano metodą grawimetryczną, przy użyciu pyłomierzy CIP-10, do oznaczania indywidualnej ekspozycji na pył w środowisku pracy pod ziemią. Średnie stężenie pyłu obliczano z zależności zdefiniowanej jako iloraz zmierzonej masy pyłu oraz iloczynu czasu pomiaru i natężenia przepływu powietrza w urządzeniu.

Do określenia rozkładu frakcyjnego pyłu w powietrzu stosowano analizator IPS w wersji Q. Umożliwia on pomiar w czasie rzeczywistym wymiarów i liczby cząstek pyłu w jednostce objętości. Mierzono granulację i koncentrację cząstek w zakresie od 0,4 do 300 μm , z podziałem na 256 równych klas [3].

3. Przebieg badań

Do pomiaru średniego i chwilowego stężenia pyłu z zakresu (0÷10 μm) stosowano trzy pyłomierze PŁ-2/50, podwieszone pod stropem obudowy łukowej, na wysokości 1,7 do 2,0 m od spągu, zlokalizowane w odległości 50÷100 m od siebie. Szkic usytuowania punktów pomiarowych oraz zastosowanych urządzeń pomiarowych w ścianie nr 710 w KWK Brzeszcze, przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Rozmieszczenie urządzeń pomiarowych w KWK Brzeszcze, w chodniku: wentylacyjnym ściany 710 (nr 749) - przekrój A-A i taśmowym ściany 710 (nr 747) - przekrój B-B [6]

Pyłomierze realizowały jednocześnie ciągły pomiar stężenia pyłu, w zakresie 0÷50 mg/m^3 [5]. Badania zapylenia prowadzono przez co najmniej 24 h, co pozwoliło na uwzględnienie wszystkich etapów procesu produkcyjnego, realizowanych w danym wyrobisku górniczym.

Równolegle prowadzono badania zapylenia z zastosowaniem co najmniej 3 pyłomierzy osobistych CIP-10, działających równocześnie, umożliwiających pomiar frakcji całkowitej

pyłu [4]. Pyłomierze CIP-10 zlokalizowano w tych samych miejscach, w których wykonywano pomiar stężenia przy użyciu pyłomierzy PŁ-2/50. Pyłomierze CIP-10 i głowicę analizatora IPSQ zamontowano na wysokości ok. 1,7 m od spągu. Pomiary pyłomierzami CIP-10, wykonywano przez czas od kilkudziesięciu minut do kilku godzin. Po zakończonych badaniach próbki pyłu zebrane w miseczkach pomiarowych poddawano ważeniu w Laboratorium Zapylenia KD Barbara. Na podstawie masy pyłu i czasu ekspozycji pyłomierzy na zapyłone powietrze, wyznaczano średnie stężenie pyłu całkowitego.

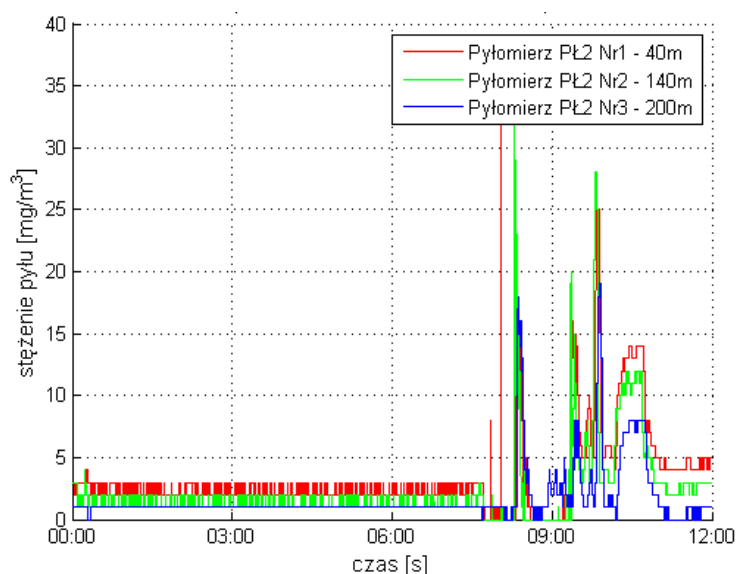
Rozkład frakcyjny pyłu w powietrzu w strefie zabezpieczającej określano za pomocą analizatora IPSQ, zlokalizowanego w osi wyrobiska korytarzowego. Liczba punktów pomiarowych wynosiła od 4 do 7, w zależności od możliwości zastosowania przyrządu. Odległość pomiędzy poszczególnymi punktami pomiaru wynosiła ok. 20 metrów. Czas pomiaru w każdym punkcie wynosił 2 minuty i powtarzany był trzykrotnie.

4. Wyniki badań

Przeprowadzone badania umożliwiły określenie stężenia pyłu całkowitego oraz jego rozkładu frakcyjnego w powietrzu, w wyznaczonych miejscach stref zabezpieczających zlokalizowanych w pobliżu przodków eksploatacyjnych.

Stężenie pyłu, zmierzone pyłomierzem PŁ-2/50, przedstawiono w formie chwilowych wartości w funkcji czasu (rys. 2), realizowane przez trzy pyłomierze umiejscowione odpowiednio w odległościach:

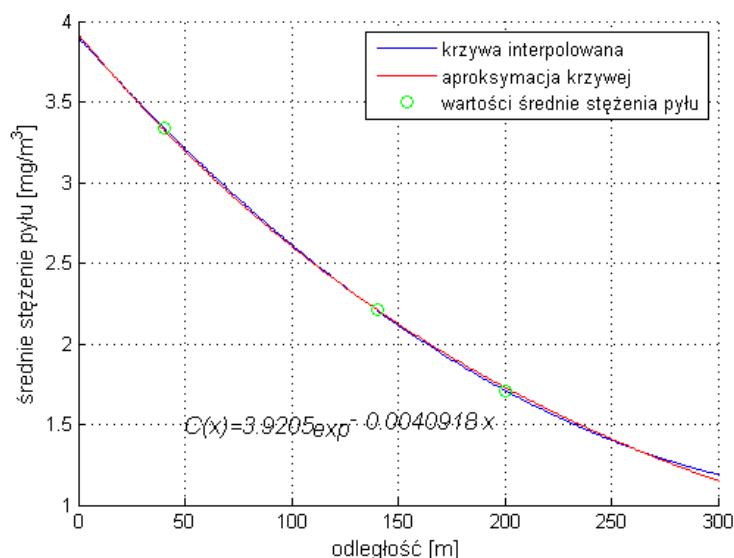
- pyłomierz Nr 1 (pkt III wg rys. 1) – 40 m od skrzyżowania chodnika z przekopem,
- pyłomierz Nr 2 (pkt II wg rys. 1) – 140 m od skrzyżowania chodnika z przekopem,
- pyłomierz Nr 3 (pkt I wg rys. 1) – 200 m od skrzyżowania chodnika z przekopem.



Rys. 2. Chwilowe wartości stężenia pyłu ($0\div 10\ \mu\text{m}$) - chodnik taśmowy ściany 710 (nr 747) w KWK Brzeszcze [6]

Na podstawie chwilowych wartości stężenia pyłu z zakresu ($0\div 10\ \mu\text{m}$), zmierzonych w czasie 24 godzinnego pomiaru pyłomierzami optycznymi PŁ-2/50 (rys. 2), wyznaczono średnie wartości stężenia pyłu, które przedstawiono w funkcji odległości od skrzyżowania chodnika transportowego, z chodnikiem taśmowym ściany. Następnie wyznaczono funkcję

aproxymującą, wykładniczą, opisującą średni rozkład stężenia pyłu w powietrzu w zależności od odległości od źródła powstawania pyłu (rys. 3).



Rys. 3. Przykład średniego stężenia pyłu w funkcji odległości- chodnik taśmowy ściany 710 (nr 747) KWK Brzeszcze [6]

Pomiary pyłomierzami osobistymi CIP-10 umożliwiły wyznaczanie średniego stężenia pyłu całkowitego w poszczególnych punktach pomiarowych wg zależności (1).

$$\bar{S} = \frac{m}{\dot{V} \cdot \tau} \quad (1)$$

gdzie:

\bar{S} – średnie stężenie pyłu [mg/m³]

\dot{V} – natężenie przepływu powietrza w CIP-10 [dm³/min]

τ – czas pomiaru [min]

m – masa pyłu w miseczce pomiarowej po czasie ekspozycji τ [mg]

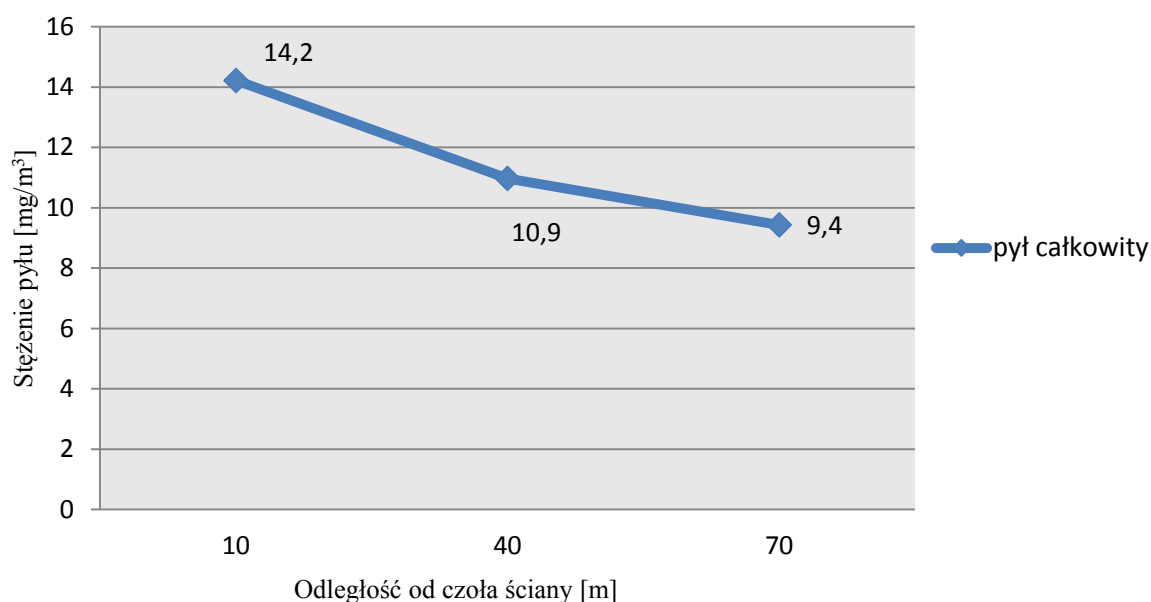
Wyniki stężenia pyłu całkowitego w trzech punktach pomiarowych w chodniku taśmowym ściany 710 KWK Brzeszcze, przedstawiono w tabeli 1.

Wartości średnie stężenia pyłu całkowitego, wyznaczone na podstawie pomiarów pyłomierzami CIP-10, w chodniku taśmowym ściany 710 (nr 747) w KWK Brzeszcze [6]

Tabela 1

Nr punktu	Odległość	Typ pyłu	Masa pyłu [mg]	Długość pomiaru [min]	Średnie stężenie [mg/m³]
1.	10 m od czoła ściany	całkowity	19,06	134	14,2
2.	40 m od czoła ściany	całkowity	14,7	134	10,9
3.	70 m od czoła ściany	całkowity	12,63	134	9,4

Wyniki pomiarów przedstawiano w postaci zależności rozkładu średniego stężenia pyłu całkowitego od odległości od czoła ściany (rys. 4).



Rys. 4. Stężenie pyłu całkowitego w zależności od odległości od czoła ściany - chodnik taśmowy ściany 710 (nr 747) KWK Brzeszcze [6]

Wyniki pomiarów analizatorem IPSQ pozwoliły na określenie stężenia pyłu całkowitego oraz jego rozkładu frakcyjnego (udziału procentowego poszczególnych zakresów wielkości cząstek pyłu), ocenę wpływu odległości źródła zapylenia, na stężenie oraz wielkość cząstek przenoszonych w powietrzu. Przykładowe wyniki pomiarów zrealizowane analizatorem w strefie zabezpieczającej chodnika taśmowego ściany 710 (nr 747) w KWK Brzeszcze, przedstawiono w tabeli 2.

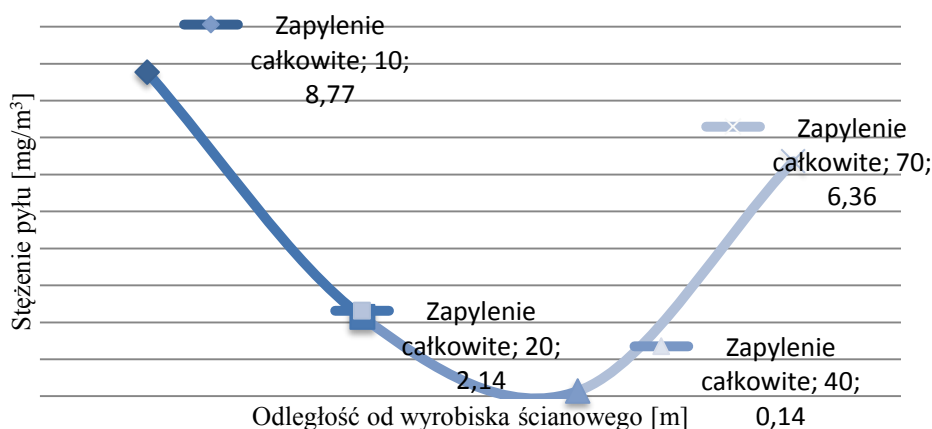
Wyniki pomiarów średniego stężenia pyłu całkowitego oraz rozkładu frakcyjnego cząstek pyłu wykonane analizatorem IPSQ w chodniku taśmowym ściany 710 (nr 747) w KWK Brzeszcze [6]

Tabela 2

Numer punktu pomiarowego	1	2	3	4
Odległość od czoła ściany [m]	10	20	40	70
Średni czas pomiaru [s]	180	180	120	120
Średnia liczba cząstek	15006	4342	349	4670
Średnia objętość zassanego powietrza [dm ³]	0,8	0,8	0,5	0,5
Średnia temperatura [st. C]	26,7	27,0	27,0	27,0
Średnia wilgotność powietrza [%]	71,9	72,2	72,2	74,9
Średnia prędkość przepływu powietrza V _p [m/s]	2,1	1,8	1,7	1,7
Średnia liczba cząstek [m ³]	17839831	5559793	668867	8986778
Średnie stężenie pyłu [mg/m ³]	8,8	2,1	0,1	6,4

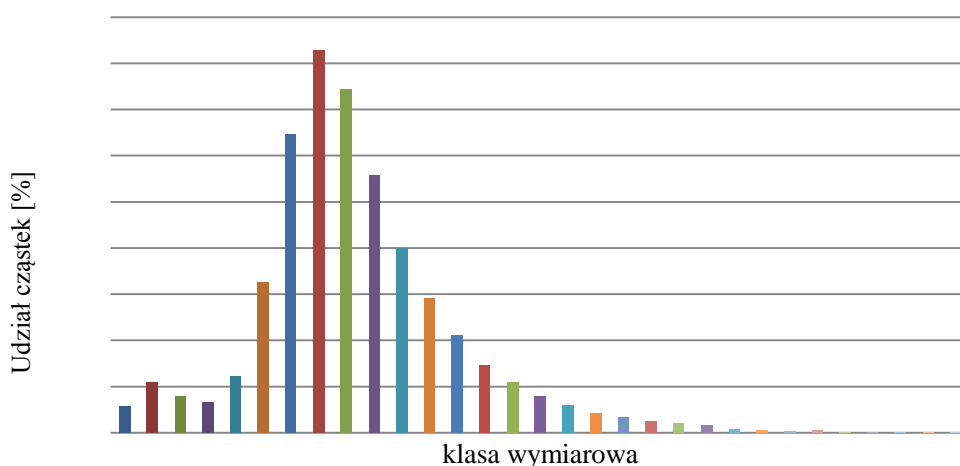
Na podstawie zmierzonej liczby cząstek, określono stężenie pyłu w powietrzu oraz dokonano oceny całkowitej liczby cząstek przemieszczających się przez badane wyrobisko.

Przykładowe zmiany średniego stężenia pyłu w funkcji odległości od czoła ściany, przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Średnie stężenie pyłu w funkcji odległości od czoła ściany 710 (nr 747) KWK Brzeszcze [6]

Rozkład frakcyjny cząstek zmierzony analizatorem IPSQ, przedstawiono w formie graficznej, w postaci histogramu (rys. 6).



Rys. 6. Udział ilościowy cząstek pyłu w danej klasie wymiarowej – pkt. 1, chodnik taśmowy ściany 710 (nr 747) KWK Brzeszcze [6]

Wielkość cząstek odpowiadającą numerowi klasy wymiarowej przedstawiona została w tabeli 3.

Klasy wymiarowe oraz odpowiadające im wielkości cząstek pyłu

Tabela 3

Nr klasy wymiarowej	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
D(i) [μm]	0,67	1,83	2,99	4,15	5,31	6,47	7,63	8,79	9,95	11,1	12,3	13,4	14,6	15,7	16,9	18,1	19,2
Nr klasy wymiarowej	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
D(i) [μm]	20,4	21,5	22,7	23,9	25,0	26,2	27,3	28,5	29,7	30,8	32,0	33,1	34,3	35,5	36,6	37,8	38,9

Na podstawie opracowanego histogramu, określono przemieszczanie się poszczególnych wielkości cząstek w powietrzu, w zależności od odległości od źródła zapylenia oraz czasu jego zawieszenia w powietrzu.

5. Podsumowanie

Badania stężenia pyłu w strefach zabezpieczających wymagały kompleksowego podejścia do ich organizacji. Opracowana metodyka badań umożliwiająca określenie stężenia pyłu w wyznaczonych strefach zabezpieczających wyrobisk górniczych bez konieczności wstrzymywania lub zakłócania procesu produkcyjnego.

Dzięki danym pozyskanym w trakcie realizacji projektu, opracowane zostaną wytyczne, metodologia projektowania, stosowania i wykonywania rozwiązań stref zabezpieczających opartych o zraszanie powietrzno-wodne. Na podstawie wyników, opracowany zostanie sposób precyzyjnego określania warunków brzegowych do oceny potencjału niebezpieczeństwa wybuchu pyłu węglowego w zależności od położenia strefy, warunków górniczo-geologicznych, wentylacyjnych i eksploatacyjnych. Opracowana metodologia będzie zawierała uwagi projektowe i sposób postępowania podczas projektowania strefy zabezpieczającej, dobór intensywności strumienia zraszającego, rozkładu frakcyjnego strumienia i ilości zużywanych mediów.

Literatura

- [1] Bałaga D., Siegmund M., Hyla P.: Metodyka badań zagrożenia wybuchem pyłu węglowego w strefach zabezpieczających. W: Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych. Kraków: Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica, 2015, s. 100-108.
- [2] Cybulski K.: Assessment criteria of protective zones against coal dust explosions. Archives of Mining Sciences 2004, nr 49 (4), s. 477-493.
- [3] Instrukcja obsługi analizatora IPS w wersji Q do pomiaru on-line wymiarów koncentracji cząstek zawieszonych w powietrzu. KAMIKA Instruments.
- [4] Instrukcja obsługi pyłomierzy osobistych CIP-10, ARELCO A.R.C. Francja
- [5] Prostański i in.: Projekt MEZAP, Modelowanie mechanizmu gromadzenia się wybuchowego pyłu węglowego w pobliżu frontów eksploatacyjnych w aspekcie identyfikacji, oceny i niwelacji możliwości powstania jego wybuchu nr PBS1/B2/4/2012. Zadanie 1, 2013 (praca nie publikowana).
- [6] Prostański i in.: Projekt MEZAP, Modelowanie mechanizmu gromadzenia się wybuchowego pyłu węglowego w pobliżu frontów eksploatacyjnych w aspekcie identyfikacji, oceny i niwelacji możliwości powstania jego wybuchu nr PBS1/B2/4/2012. Zadanie 6, 2013 (praca nie publikowana).
- [7] Prostański D.: Możliwości predykcji intensywności osiadania pyłu w strefach zabezpieczających przed wybuchem pyłu węglowego. W: Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych. Kraków: Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica, 2015 s. 92-99.
- [8] Prostański D., Jedziniak M.: Rozwój systemów zwalczania zagrożeń pyłowych. Maszyny Górnicze 2013, nr 3, s. 87-98.
- [9] Rozporządzenie Ministra Spraw Wewnętrznych i Administracji z dnia 14 czerwca 2002 r. w sprawie zagrożeń naturalnych w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 94, poz.841).
- [10] Zagrożenia związane z wybuchem pyłu węglowego, Wyższy Urząd Górniczy, Katowice 2007 r.

Niniejsza publikacja powstała w ramach realizacji projektu pt.: „Modelowanie mechanizmu gromadzenia się wybuchowego pyłu węglowego w pobliżu frontów eksploatacyjnych w aspekcie identyfikacji, oceny i niwelacji możliwości powstania jego wybuchu” (akronim MEZAP, umowa nr PBS1/B2/4/2012), dofinansowanego z Narodowego Centrum Badań i Rozwoju i przedstawia wyniki uzyskane w toku jego realizacji.

Badania stanowiskowe instalacji HHO w układzie z silnikiem spalinowym Volvo Penta D5A T

dr inż. Piotr Dobrzaniecki
dr inż. Krzysztof Kaczmarczyk
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie:

W artykule przedstawiono wyniki badań układu, składającego się z generatora HHO współpracującego z silnikiem spalinowym, wyposażonym w górniczy układ dolotowo-wylotowy. Celem badań była identyfikacja parametrów użytkowych silnika, takich jak moc i moment obrotowy oraz określenie zawartości substancji szkodliwych w spalinach. Na podstawie wyników badań dokonano analizy wpływu generatora na pracę silnika spalinowego.

Abstract:

Results of tests of the system consisting of HHO generator cooperating with diesel engine, equipped with special inlet-outlet system, are presented. Identification of engine operational parameters, such as power and torque, as well as determination of concentration of hazardous substances in exhaust gases were the tests objectives. Impact of generator on operation of diesel engine was analyzed on the basis of test results.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, generator HHO, skład chemiczny spalin, badania

Keywords: diesel engines, HHO generator, chemical composition of exhaust gases, tests

1. Wprowadzenie

Prace badawcze, mające na celu wzrost efektywności pracy silników spalinowych prowadzone są w wielu ośrodkach badawczych. Ich głównym celem jest wzrost mocy użytecznej silnika przy jednoczesnym obniżeniu ilości substancji szkodliwych w spalinach. Uzyskuje się to poprzez stosowanie układów obróbki spalin, tj. katalizatorów i filtrów cząstek stałych, jak również przez stosowanie alternatywnych paliw ekologicznych np. w postaci wodoru (spala się do H_2O) lub jego związków. Dozowanie wodoru odbywa się na ogół z instalacji stacjonarnych (z butli). Stosuje się również generatory, pozwalające uzyskać związek HHO lub wodór w procesie elektrolizy.

W celu określenia stopnia wpływu dodatku mieszaniny wodorotlenowej na parametry osiągane przez silnik ZS, wyposażony w ognioszczelny układ dolotowo-wylotowy, przeprowadzono badania układu silnik – generator HHO. Wyznaczano moc i moment obrotowy rozwijany przez silnik spalinowy, a jednocześnie badano skład spalin. Wyniki badań posłużyły do oceny wpływu generatora na efektywność pracy silnika spalinowego, a w końcowym efekcie zastosowania generatora w napędach spalinowych powierzchniowych maszyn roboczych.

2. Badania stanowiskowe

Obiektem badań był silnik spalinowy Volvo Penta typu D5A T, z górniczym układem dolotowo-wylotowym, współpracujący z generatorem HHO.

Badania parametrów pracy silnika spalinowego przeprowadzono w dwóch wariantach:

- bez generatora HHO,
- z generatorem HHO.

W tym celu określano wartości parametrów pracy silnika spalinowego (moc, moment obrotowy oraz skład chemiczny spalin) w następującym porządku:

- ustalano dwie prędkości obrotowe silnika spalinowego – jedną, przy której silnik spalinowy osiągał maksymalną wartość momentu obrotowego oraz drugą, przy której silnik rozwijał maksymalną moc,
- próby rozpoczynano od prędkości maksymalnej,
- ustalano moment obrotowy obciążający silnik wg tabeli 1.

Zakres prędkości obrotowej i momentu obrotowego silnika spalinowego [1]

Tabela 1

Numer fazy	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Prędkość obrotowa	1500 [min ⁻¹]					2300 [min ⁻¹]					Bieg jałowy
Moment obrotowy [%]	100	75	50	25	10	100	75	50	25	10	0
Moment obrotowy [Nm]	401	300	200	100	40	336	252	168	84	36	0
	320	240	160	80	32	267	200	133	66	27	0
	Czas trwania próby dla każdej z faz – 5 minut										

Cykl badawczy składał się z następujących etapów:

- a) stabilizacja temperatury pracy silnika,
- b) stabilizacja prędkości obrotowej silnika wg tabeli 1,
- c) obciążanie silnika momentem wg tabeli 1. Pomiaru prędkości obrotowej silnika i momentu obrotowego dokonywano w sposób ciągły przez 5 minut.

Przed każdym cyklem badawczym doprowadzano temperaturę cieczy chłodzącej do około 90° C.

Próby prowadzono przy obciążeniach silnika momentem obrotowym 100%, 75%, 50%, 25%, 10% oraz na biegu luzem. Wytwarzanie gazu, stanowiącego dodatek do zasysanego powietrza, odbywało się automatycznie, po uruchomieniu silnika.

Podczas badań rejestrowano wartości następujących parametrów:

- temperatura otoczenia,
- temperatura płynu chłodzącego silnik,
- temperatura elektrolitu w zbiorniku,
- masa paliwa,
- moment obrotowy silnika,
- prędkość obrotową silnika,
- natężenie prądu elektrycznego elektrolizy,
- skład chemiczny spalin.

W celu określenia składu chemicznego spalin zastosowano analizator spalin Arcon Olivier K4500. Spaliny pobierano z kolektora zbiorczego za płuczką wodną.

Oprócz badań wg porządku przedstawionego w tabeli 1, przeprowadzono cykl badawczy „M max” polegający na pomiarze maksymalnego momentu obrotowego przy ustalonych prędkościach obrotowych silnika. Na podstawie serii pomiarów opracowano charakterystykę zewnętrzną silnika spalinowego. Prędkości obrotowe przy których dokonywano pomiaru maksymalnego momentu obrotowego rozwijanego przez silnik spalinowy przedstawiono w tabeli 2.

Zakres prędkości obrotowej silnika spalinowego w cyklu badawczym „M max” [1]

Tabela 2

Prędkość obrotowa silnika n_s [min^{-1}]								
1000	1200	1400	1500	1600	1800	2000	2200	2300

2.1. Stanowisko badawcze

Stanowisko do badań napędów spalinowych wyposażono w silnik spalinowy Volvo Penta D5A T z ognioszczelnym układem dolotowo-wylotowym. Podstawowe parametry silnika spalinowego przedstawiono w tabeli 3.

Podstawowe parametry silnika spalinowego Volvo Penta D5A T [6]

Tabela 3

Silnik Volvo Penta D5A T	
Maksymalna moc silnika	81 [kW] / 2300 [obr/min]
Maksymalny moment obrotowy	381 [Nm] / 1500 [obr/min]

Na stanowisku wykorzystano silnik elektryczny Leroy Somer LSK 2254 L11 jako hamownię do obciążania silnika spalinowego. Silnik elektryczny wyposażony był z bezstykowy momentomierz typu T10F Hottinger Baldwin Messtechnik.

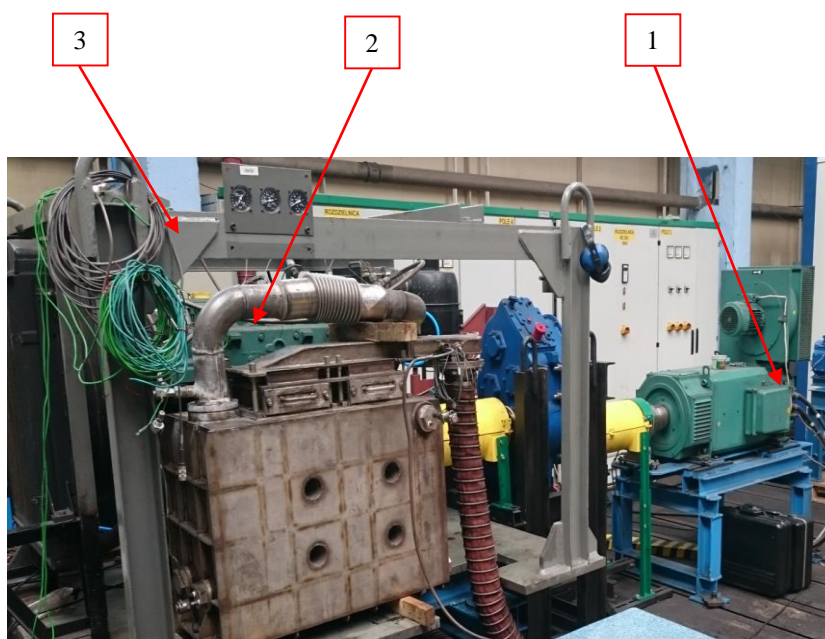
Podstawowe parametry hamowni elektrycznej przedstawiono w tabeli 4.

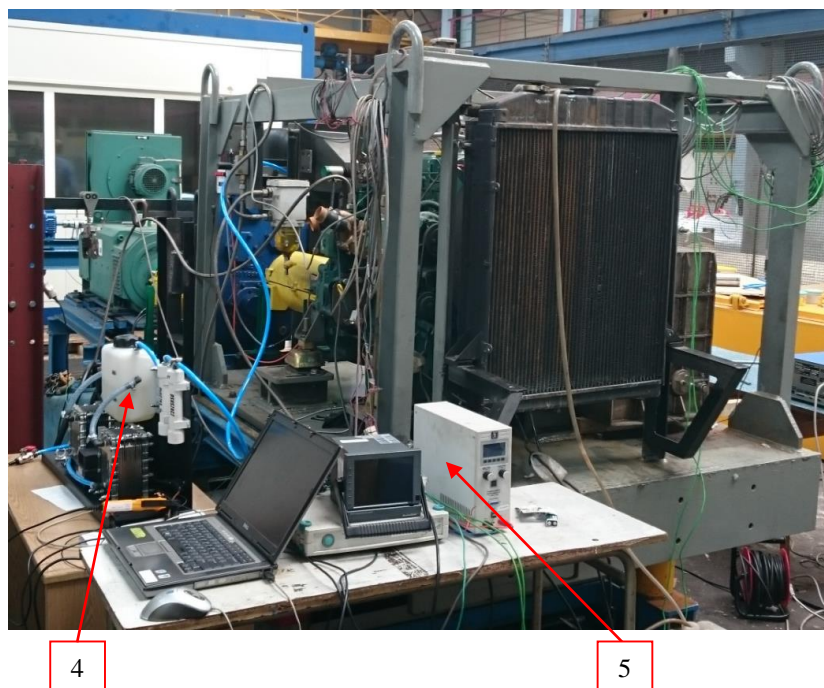
Podstawowe parametry silnika Leroy Somer LSK 2254 L11 [7]

Tabela 4

Silnik Leroy Somer LSK 2254 L11	
Napięcie zasilania	3x380 [V]
Maksymalna moc silnika	223 [kW] / 1520 [obr/min]
Nominalny moment obrotowy	1400 [Nm]

Stanowisko do badań napędów spalinowych przedstawiono na rysunku 1.



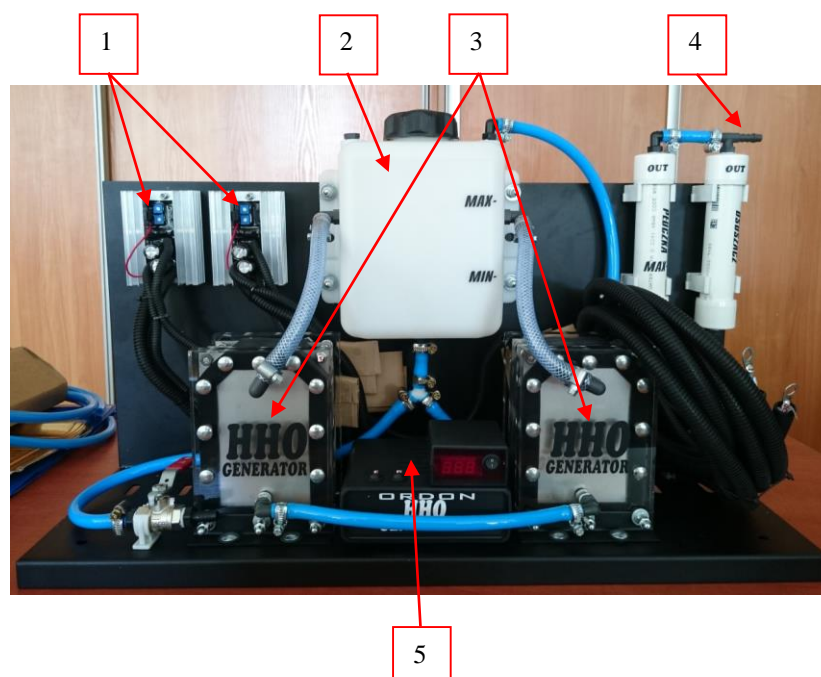


Rys. 1. Widok stanowiska badawczego [2]

Stanowisko składało się z hamowni elektrycznej (poz. 1), silnika spalinowego z niezbędnym oprzyrządowaniem (poz. 2), umocowanego w specjalnej ramie (poz. 3), generatora HHO (rys. 4) oraz wyposażenia pomiarowego (poz. 5).

2.2. Generator HHO

Do badań stanowiskowych zastosowano generator HHO typu 2X21 EL 12V produkcji PHU „ORDON” Przemysław Ordon składający się z elementów przedstawionych na rysunku 2.



Rys. 2. Generator wodoru typu 2X21 EL 12V produkcji Ordon [2]
1-regulatory CCPWM, 2- zbiornik elektrolitu, 3-generatory, 4-wylot gazu do silnika,
5- układ elektryczny generatora

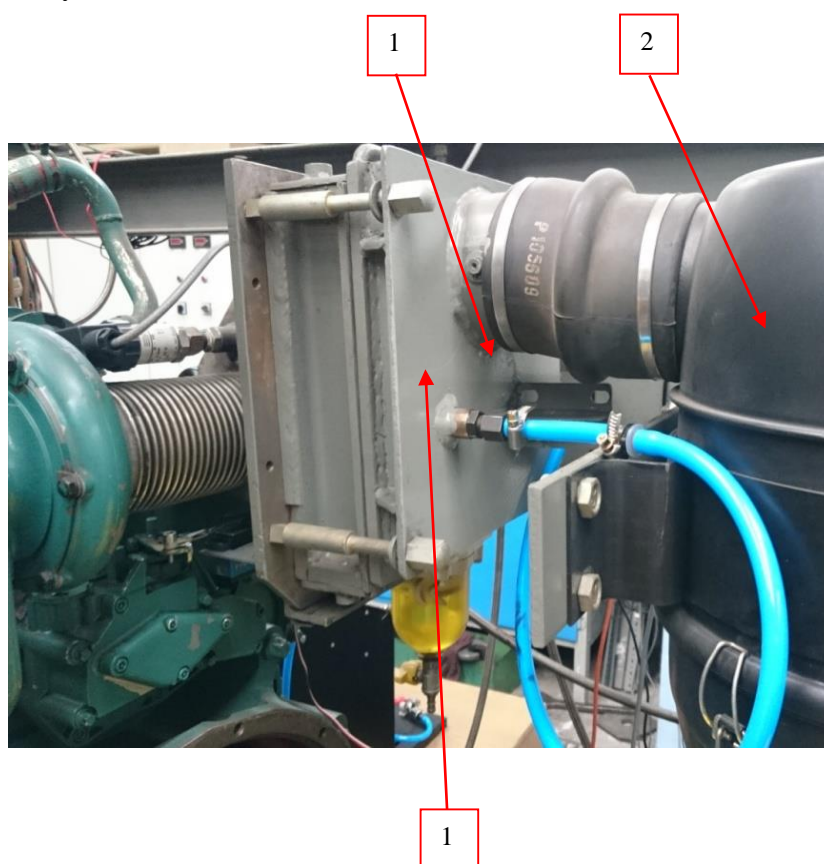
Podstawowe parametry techniczne generatora przedstawiono w tabeli 5.

Parametry techniczne generatora typu 2X21 EL 12 V [1]

Tabela 5

Parametr	Wartość
Napięcie zasilania U_{zas}	12 [V]
Maksymalne natężenie prądu elektrolizy I_e	30 [A]
Pojemność układu	$\sim 2,5$ [dm ³]
Liczba generatorów	2
Liczba elektrod w pojedynczym generatorze	21

Generator, podłączony do układu dolotowego silnika, zasilano napięciem 12 V DC z zasilacza laboratoryjnego. Sposób podłączenia generatora do układu dolotowego silnika przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Doprowadzenie mieszaniny HHO do łącznika kolankowego układu dolotowego silnika [2]
1 - przyłącze, 2 - filtr powietrza, 3 - łącznik kolankowy

Zgodnie z zaleceniem producenta stężenie elektrolitu oraz regulację układów CCPWM generatora dobrano tak, by natężenie prądu elektrolizy wynosiło około $I_{celi}=25$ [A]. Pozwoliło to na bezpieczną pracę generatora (bez szybkiego wzrostu temperatury elektrolitu).

3. Wyniki badań

Wyniki badań przedstawiono w tabelach 6 i 7.

**Skład chemiczny spalin podczas pracy silnika spalinowego Volvo Penta D5A T
bez generatora HHO [1]**

Tabela 6

Parametry pracy silnika spalinowego										
n_s [min ⁻¹]	1500					2300				
M_s [Nm]	320	240	160	80	32	267	200	133	66	27
λ wsp. nadmiaru powietrza	1,516	1,855	>2	>2	>2	1,879	>2	>2	>2	>2
Skład chemiczny spalin										
CO [% obj.]	0,12	0,08	0,02	0,02	0,02	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02
CO ₂ [% obj.]	10,00	8,00	5,80	3,80	2,60	8,00	6,90	5,70	4,10	3,20
HC [ppm obj.]	0	0	1	0	3	2	4	1	1	1
O ₂ [% obj.]	7,51	9,88	12,87	15,46	17,05	10,06	11,55	13,15	15,07	16,12
NO [ppm obj.]	1024	900	571	27	26	805	627	433	31	25

**Skład chemiczny spalin podczas pracy silnika spalinowego Volvo Penta D5A T
z generatorem HHO [1]**

Tabela 7

Parametry pracy silnika spalinowego										
n_s [min ⁻¹]	1500					2300				
M_s [Nm]	320	240	160	80	32	267	200	133	66	27
λ wsp. nadmiaru powietrza	1,624	1,964	>2	>2	>2	1,891	>2	>2	>2	>2
Skład chemiczny spalin										
CO [% obj.]	0,04	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
CO ₂ [% obj.]	9,00	7,40	5,50	3,70	2,50	7,70	6,60	5,30	4,00	3,20
HC [ppm obj.]	9	6	7	7	7	9	4	1	3	3
O ₂ [% obj.]	8,06	10,20	12,66	15,24	16,84	9,79	11,28	12,93	14,78	15,96
NO [ppm obj.]	1287	982	629	29	14	818	696	463	26	16

Wyniki badań przy obciążeniu M_s równym 66 i 27 [Nm] przy prędkości obrotowej $n_s = 2300$ [min⁻¹] przedstawione w tabeli 7 zarejestrowano podczas pracy generatora z ograniczoną wydajnością. Automatyczne ograniczenie parametrów pracy generatora (natężenia prądu elektrycznego elektrolizy) nastąpiło ze uwagi na wzrost temperatury elektrolitu.

W drugiej części badań przeprowadzono cykl pomiarowy na podstawie którego sporządzono charakterystyki zewnętrzne silnika $M_s(n_s)$ oraz $N_e(n_s)$. Cykl pomiarowy realizowano wg tabeli 2, zaś wyniki przedstawiono w tabeli 8.

Charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego Volvo Penta D5A T z generatorem HHO [1]

Tabela 8

Prędkość obrotowa silnika n_s [min^{-1}]								
1000	1200	1400	1500	1600	1800	2000	2200	2300
Moment obrotowy silnika M_s [Nm]								
335	364	362	356	352	334	327	300	285
Temperatura cieczy chłodzącej T_{chl} [$^{\circ}\text{C}$]								
89,4	86,3	88,2	87,0	89,0	89,6	88,8	89,3	89,1
Natężenie prądu elektrycznego elektrolizy I_e [A]								
24,84	24,92	24,84	24,96	24,88	24,84	24,8	24,76	24,68

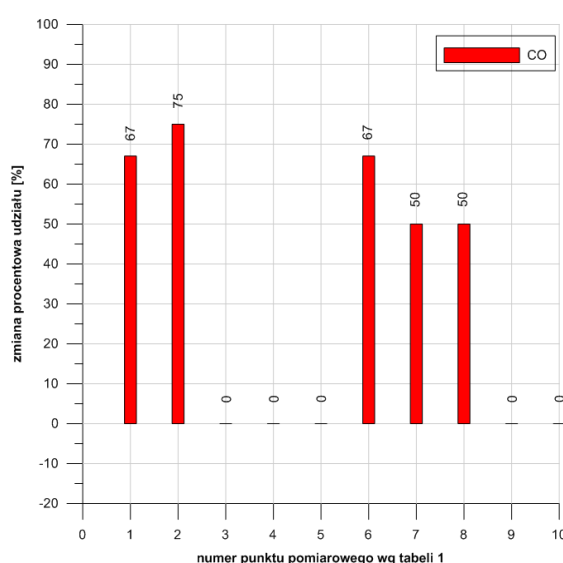
Dokonano również wrywkowej weryfikacji dwóch punktów pracy silnika, bez generatora HHO – tabela 9.

Weryfikacja wybranych punktów pracy silnika Volvo Penta D5A T bez generatora HHO [1]

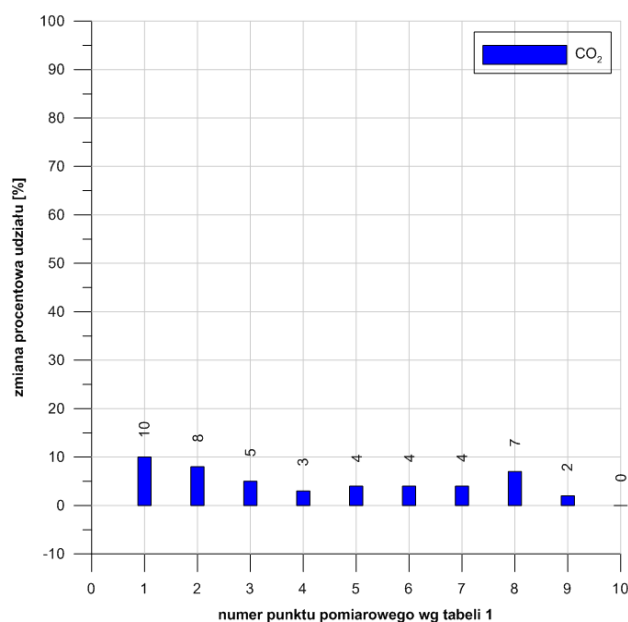
Tabela 9

Prędkość obrotowa silnika n_s [min^{-1}]	
1400 (prędkość obrotowa przy której silnik rozwija maksymalny moment obrotowy)	2300 (prędkość obrotowa przy której silnik rozwija maksymalną moc)
Moment obrotowy silnika M_s [Nm]	
358	287
Temperatura cieczy chłodzącej T_{chl} [$^{\circ}\text{C}$]	
89,9	90,2

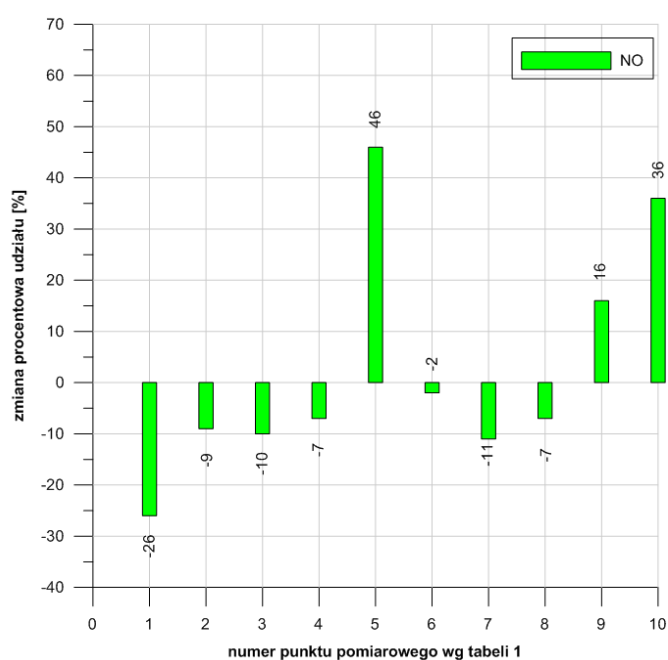
W efekcie badań stwierdzono następujące zmiany procentowe wybranych związków chemicznych w spalinach (rys. 4÷6):



Rys. 4. Zmiana procentowa udziału CO w spalinach w punktach pomiarowych 1÷10 [1]



Rys. 5. Zmiana procentowa udziału CO₂ w spalinach w punktach pomiarowych 1÷10 [1]

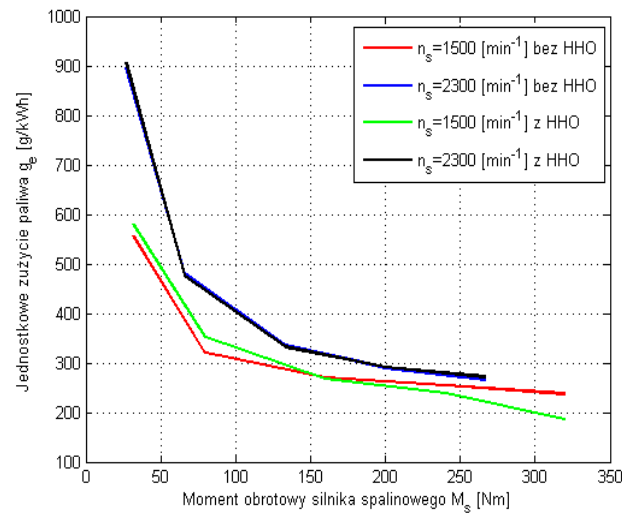


Rys. 6. Zmiana procentowa udziału NO w spalinach w punktach pomiarowych 1÷10 [1]

Dodatnie wartości na wykresach świadczą o korzystnym wpływie zastosowania instalacji HHO na ilość związku, natomiast ujemne o niekorzystnym.

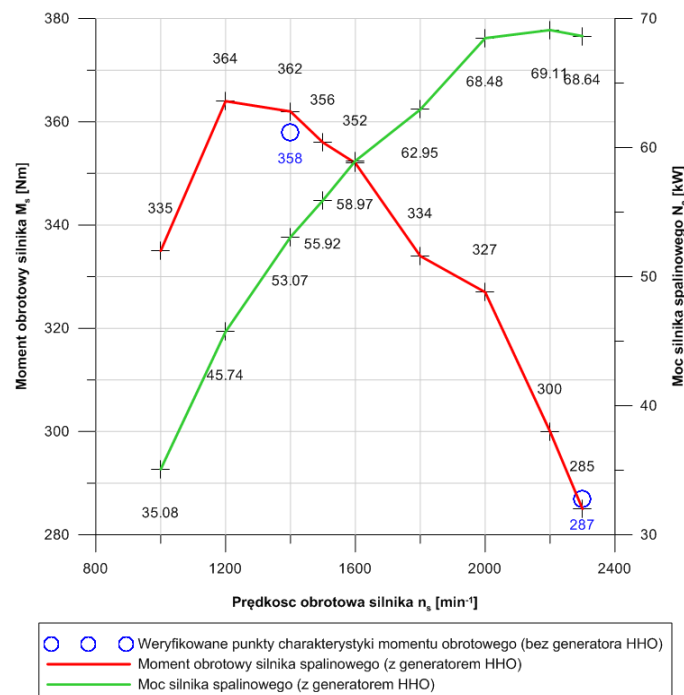
Zawartość CO w spalinach podczas pracy silnika spalinowego z generatorem była niższa lub utrzymywała się na porównywalnym poziomie w stosunku do wyników badań bez zastosowania generatora HHO. Zawartość CO₂ podczas pracy silnika spalinowego z generatorem HHO utrzymywała się na niższym poziomie w stosunku do układu bez generatora. Zawartość NO w spalinach w większości punktów cyklu pomiarowego była

większa podczas pracy z generatorem HHO. Jednostkowe zużycie paliwa podczas realizacji cyklu badawczego przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Jednostkowe zużycie paliwa w cyklu badawczym [1]

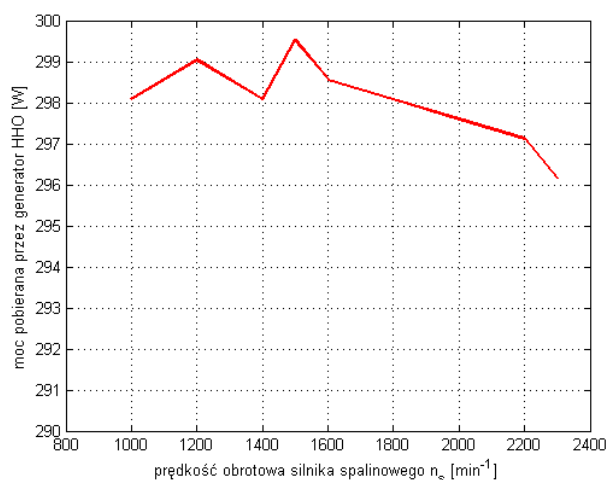
Charakterystykę zewnętrzną silnika spalinowego w układzie z generatorem HHO przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego w układzie z generatorem HHO [1]

Zaznaczono na nim wybrane punkty pomiarowe charakterystyki momentu obrotowego, przy wyłączonym generatorze HHO.

Wykres mocy pobieranej przez generator HHO podczas pracy przedstawiono na rysunku 9.



Rys. 9. Moc pobierana przez generator HHO [1]

Generator pracował praktycznie ze stałą mocą, gdyż był zasilany niezależnie od prędkości obrotowej silnika.

4. Omówienie wyników badań

Wyniki badań odniesiono do rezultatów badań opisanych w [2, 3, 4]. Różnicą w obecnych badaniach była praca generatora HHO ze stałą wydajnością, niezależnie od prędkości obrotowej silnika. Zmieniał się zatem procentowy udział mieszaniny HHO w stosunku do powietrza zasysanego przez silnik. W pracach [2, 3, 4] procentowa objętość HHO lub H_2 w stosunku do objętości powietrza zasysanego przez silnik była stała. Ponadto silnik spalinowy posiadał zawór EGR, a więc część spalin była wykorzystywana w kolejnym cyklu pracy. W badaniach przedstawionych w niniejszym artykule silnik nie posiadał zaworu EGR, a układ wylotowy był wyposażony w wodną płuczkę spalin oraz chłodzony przewód wylotu spalin. Z tego względu przedstawione wyniki badań stanowiskowych nie mogą być porównywane do opisywanych w [2, 3, 4] z uwagi na wymienione różnice.

W trakcie badań podczas pracy silnika spalinowego z generatorem, jak i bez generatora nie stwierdzono wzrostu mocy oraz momentu obrotowego silnika, a zużycie jednostkowe paliwa utrzymywało się na zbliżonym poziomie. Stwierdzono ograniczenie ilości CO w spalinach silnika pracującego pod dużym obciążeniem (punkty 1, 2 oraz 6, 7 i 8 – tabela 1). Redukcja CO wynosiła ponad 50%, co przedstawiono na rysunku 4. Zawartość CO_2 podczas pracy silnika spalinowego z generatorem była nieznacznie mniejsza niż podczas pracy bez generatora. Związki NO występowały w większych ilościach podczas pracy silnika spalinowego z generatorem niż bez generatora. Ograniczenie ilości NO występowało podczas pracy silnika spalinowego z minimalnym obciążeniem, co pokazano na rysunku 6.

5. Podsumowanie

Na podstawie wyników badań stanowiskowych silnika spalinowego Volvo Penta D5A T w układzie z generatorem HHO firmy PHU „ORDON” można stwierdzić:

- praca generatora z zalecanym przez producenta stężeniem elektrolitu i natężeniem prądu elektrolizy spowodowała zadziałanie ochrony termicznej układu elektrycznego generatora. Układ sterujący ograniczał natężenie prądu elektrolizy, co skutkowało ograniczeniem wydajności generatora. Po obniżeniu temperatury generator pracował normalnie,
- ponieważ generator HHO był zasilany z zewnętrznego źródła prądu elektrycznego, podczas sporządzania bilansu energetycznego należy uwzględnić moc potrzebną do pracy generatora – około 300W,
- nie stwierdzono znaczącego wpływu dodatku HHO na parametry osiągnięte przez silnik spalinowy (moc, moment obrotowy). Prawdopodobną przyczyną była zbyt niska wydajność testowanego generatora w odniesieniu do pojemności skokowej silnika spalinowego,
- uzyskane wyniki mogą być wykorzystane do doboru generatorów do silników spalinowych o określonej pojemności skokowej.

Literatura

- [1] Dobrzaniecki P.: Zwiększanie sprawności górniczych napędów spalinowych. ITG KOMAG, Gliwice 2015 (materiały nie publikowane).
- [2] Yilmaz A.C., Uludamar E., Aydin K.: *Effect of hydroxyl (HHO) gas addition on performance and exhaust emissions in compression ignition engines*, International journal of hydrogen energy 35(2010), p. 11366-11372.
- [3] Liew C., Li H., Liu S., Besch M.C., Ralston B., Clark N., Huang Y.: *Exhaust emissions of a H₂-enriched heavy-duty diesel engine equipped with cooled EGR and variable geometry turbocharger*, Fuel 91(2012), p. 155-163.
- [4] Miyamoto T., Hasegawa H., Mikami M., Kojima N., Kabashima H., Urata Y.: *Effect of hydrogen addition to intake gas on combustion and exhaust emission characteristics of a diesel engine*, International Journal of Hydrogen Energy 36(2011), p. 13138-13149.
- [5] Dokumentacja techniczna silnika Volvo Penta D5A T.
- [6] Dokumentacja techniczna silnika Leroy Somer LSK 2254 L11.

Czy wiesz, że

... polskie górnictwo węgla kamiennego miało w ubiegłym roku blisko 1,9 mld straty netto, o ponad 150 mln mniej niż rok wcześniej. Kopalnie wydobyły 72,2 mln ton węgla. Zgodnie z danymi katowickiego oddziału Agencji Rozwoju Przemysłu, zobowiązania sektora wynoszą około 14,7 mld zł. Przychody były mniejsze, choć sprzedaż węgla w 2015 roku była o 3,2 mln ton (4,6%) wyższa niż przed rokiem, a kopalnie sprzedały o 1,4 mln ton węgla więcej niż wydobyły w 2015 roku.

Rzeczpospolita 2016 29 lutego s.B7

Pozycjonowanie kombajnu chodnikowego w wyrobisku korytarzowym

mgr inż. Sławomir Bartoszek
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie:

W artykule opisano zagadnienie pozycjonowania kombajnu chodnikowego podczas drążenia wyrobiska korytarzowego. Zaprezentowano metodę określania jego bieżącego położenia i orientacji podczas poruszania się według dowolnej trajektorii. Metoda bazuje na zjawiskach falowych i stanowi podstawę do opracowania adaptacyjnego układu sterowania kombajnem chodnikowym. Praca realizowana była w ramach grantu doktoranckiego finansowanego ze środków statutowych ITG KOMAG.

Abstract:

Problem of positioning the roadheaders during development of roadway is presented. The method for determination of current position and orientation of the roadheader during its movement along the set trajectory is given. The method bases on wave phenomena and is the basis for development of the roadheader adaptive control system. The project was realized within the doctor's grant financed from KOMAG's statutory funds.

Słowa kluczowe: górnictwo, wyrobisko korytarzowe, pozycjonowanie, kombajn chodnikowy, fale ultradźwiękowe

Keywords: mining industry, roadway, positioning, roadheader, ultrasonic waves

1. Wprowadzenie

Jednym z ważniejszych procesów umożliwiających eksploatację złóż podziemnych surowców jest drążenie wyrobisk korytarzowych. Pełnią one funkcję badawczą, transportową, wentylacyjną i udostępniającą złoża oraz przygotowującą do wydobywania. Drążenie wyrobisk korytarzowych jest zagadnieniem bardzo złożonym z uwagi na ograniczenia natury geologicznej, jak i technicznej tj.: cykl drążenia składa się z urabiania, ładowania i odstawy urobku oraz zabezpieczenia wyrobiska obudową. Drążenie wyrobisk jest procesem czasochłonnym i kosztownym [16, 17, 18].

Drążenie górniczych wyrobisk korytarzowych realizowane jest dwiema metodami: z zastosowaniem materiałów wybuchowych – w przypadku skał o wytrzymałości na ściskanie $R_c > 120$ MPa oraz z zastosowaniem urabiania mechanicznego, za pomocą kombajnów chodnikowych – w przypadku skał o wytrzymałości na ściskanie $R_c < 120$ MPa (maks. 180 MPa [17]). Wybór metody zależy od warunków geologiczno-górnich, w tym szczególnie własności fizykomechanicznych skał. W polskim górnictwie węglowym technologią kombajnową drążonych jest ponad 90% wyrobisk korytarzowych [17, 18].

Jednym z kierunków prac prowadzących do zwiększenia efektywności procesu drążenia przy zwiększeniu bezpieczeństwa i obniżeniu kosztów jest automatyzacja. Prowadzone są prace badawcze zmierzające do opracowania autonomicznych systemów sterowania kombajnami chodnikowymi [4, 8, 9, 10, 11, 13, 14, 15, 20, 22]. Jednym z elementów tych systemów jest układ pozycjonowania, który umożliwia bieżące określanie położenia kombajnu, jak również drążenie wyrobiska według założonego kierunku.

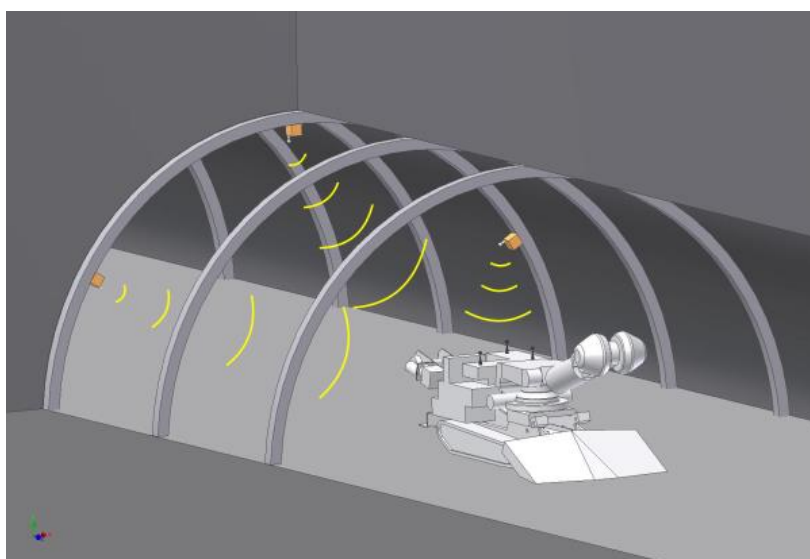
Układy pozycjonowania kombajnów chodnikowych bazują głównie na technice laserowej i są stosowane w znacznej większości do drążenia tuneli [5, 12, 23]. Stosowane w nich urządzenia tj.: teodolit lub skaner laserowy nie znalazły jak do tej pory zastosowania

w kopalniach węgla kamiennego. Układy dedykowane do kopalń wykorzystują głównie dalmierze laserowe [7, 24].

Zagadnienie pozycjonowania kombajnów chodnikowych pracujących w kopalniach węgla kamiennego nie zostało do końca rozwiązane, gdyż stosowane systemy najczęściej określają wyłącznie położenie korpusu kombajnu w osi wyrobiska, względem jego ociosów. Umożliwia to, jedynie wyznaczanie bieżącej pozycji głowicy urabiającej oraz jej prowadzenie względem założonego profilu czoła przodka. Systemy te wspomagają pracę operatora kombajnu [1, 3]. Należy zatem opracować system umożliwiający wyznaczanie pozycji kombajnu w całej przestrzeni strefy przodka wyrobiska, względem założonego układu odniesienia związanego z tą strefą. System musi być przystosowany do pracy w warunkach kopalni węgla kamiennego.

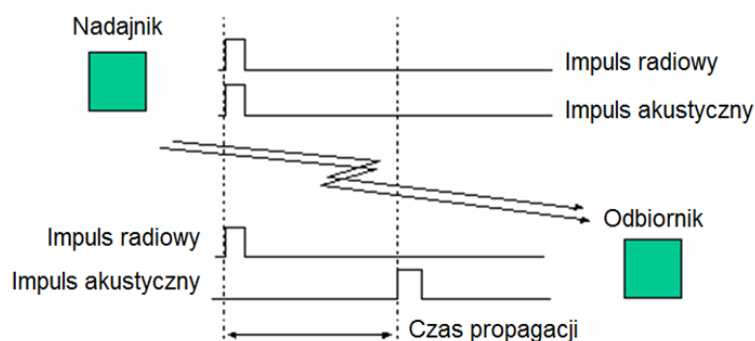
2. Koncepcja metody pozycjonowania kombajnu chodnikowego

W Instytucie Techniki Górniczej KOMAG opracowano metodę pozycjonowania kombajnu chodnikowego w przestrzeni wyrobiska korytarzowego, wykorzystującą zjawiska propagacji fal ultradźwiękowych oraz radiowych. Koncepcję metody w formie graficznej zobrazowano na rys. 1. Podstawowymi elementami są nadajniki instalowane na ociosach bądź stropie wyrobiska. Pełnią one rolę podobną do satelitów w systemach globalnej nawigacji, generując sygnały pomiarowe. Współrzędne miejsc zainstalowanych nadajników są znane i stanowią dane wejściowe do obliczeń (ich pierwotne ustawienie wyznaczają służby geodezyjne kopalni) [1, 3].



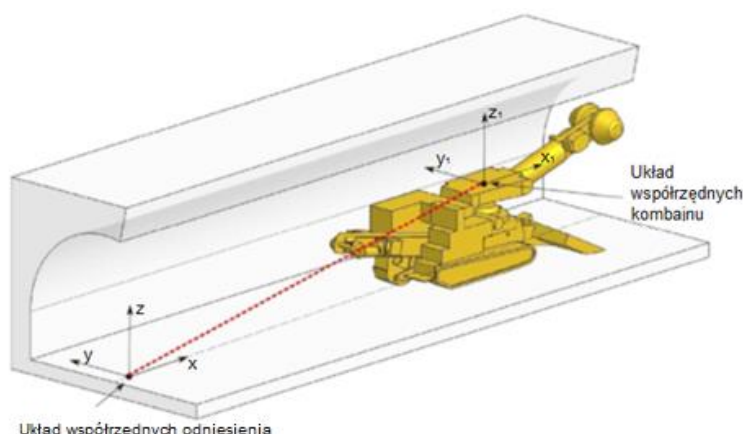
Rys. 1. Koncepcja metody pozycjonowania kombajnu chodnikowego w wyrobisku [1, 3]

Pozostałe elementy systemu są zabudowane na kombajnie. Ze względu na prędkość rozchodzenia się fali elektromagnetycznej, wykorzystanie fal radiowych do pomiaru niewielkich odległości powoduje dużą niedokładność. Przez to, w podziemnych wyrobiskach, nie można zaimplementować metod stosowanych np. w systemie, takim jak GPS. Z tego względu do pomiaru odległości pomiędzy nadajnikami i odbiornikami zaproponowano wykorzystanie fal akustycznych o częstotliwości większej od pasma słyszalnego, czyli ultradźwięki. Odległość maszyny od nadajników jest proporcjonalna do czasu propagacji fal ultradźwiękowych. Fale radiowe zastosowano do przenoszenia sygnałów synchronizujących i komunikacyjnych (rys. 2) [1].



Rys. 2. Wyznaczenie odległości poprzez pomiar czasu propagacji fal ultradźwiękowych [1]

Wyznaczanie położenia kombajnu w wyrobisku korytarzowym wymaga zdefiniowania dwóch układów współrzędnych. Pierwszy, nieruchomy układ odniesienia XYZ, związany jest z miejscem wyrobiska korytarzowego, w którym zabudowano nadajniki sygnałów. Jest to miejsce ulokowane tuż za kombajnem, w możliwie najbliższej odległości od przodka. Założono, że początek tego układu znajduje się na środku spągu wyrobiska. Pozycja kombajnu wyznaczana jest względem tego układu. Drugi układ współrzędnych, lokalny, jest związany z poruszającym się kombajnem chodnikowym. Określenie położenia wymaga wyznaczenia wektora przesunięcia początku lokalnego układu kombajnu względem przyjętego układu współrzędnych odniesienia (rys. 3).



Rys. 3. Określenie położenia kombajnu względem układu współrzędnych odniesienia [21]

Do wyznaczenia położenia kombajnu wykorzystano zasadę trilateracji (rys. 4). Obiekt znajduje się w miejscu przecięcia sfer wykreślonych wokół nadajników. Promienie sfer równe są odległościom pomiędzy odbiornikiem i kolejnymi nadajnikami. Do wyznaczenia położenia obiektu wymagane jest zainstalowanie trzech nadajników. Położenie kombajnu reprezentowane jest przez punkt $P_1(x_{P1}, y_{P1}, z_{P1})$, związany z miejscem montażu odbiornika fal ultradźwiękowych, będący jednocześnie początkiem lokalnego układu współrzędnych kombajnu $X_1Y_1Z_1$.

Nadajniki, o zdefiniowanych współrzędnych, oznaczono jako $N_i = (x_{Ni}, y_{Ni}, z_{Ni})$, gdzie: $i = 1, 2, 3$ jest liczbą określającą liczbę nadajników sygnałów (fal ultradźwiękowych i radiowych). Zakładając pomijalnie mały czas propagacji fali radiowej, odległość pomiędzy i – tym nadajnikiem oraz odbiornikiem nr 1, oznaczoną jako d_{1i} , wyznacza się z zależności (1):

$$d_{1i} = v_p \cdot t_{p1i} \quad (1)$$

gdzie: t_{pi} – zmierzony czas propagacji w [s], v_p – prędkość propagacji fal ultradźwiękowych [m/s].

Zgodnie z zasadą trilateracji odległość d_i pomiędzy odbiornikiem oraz i-tym nadajnikiem opisuje zależność (2) [19]:

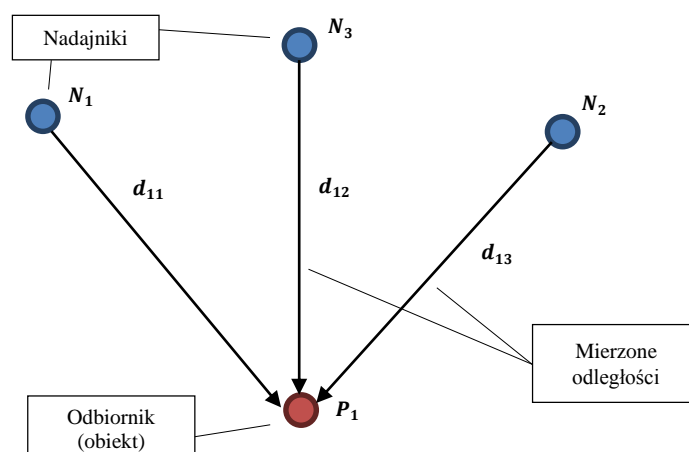
$$d_{1i} = \sqrt{(x_{P1} - x_{Ni})^2 + (y_{P1} - y_{Ni})^2 + (z_{P1} - z_{Ni})^2} \quad (2)$$

Wykorzystując wektory wodzące punktów N_i oraz P_1 odległość d_{1i} można zapisać wg zależności (3):

$$d_{1i} = \sqrt{(p_1 - n_i)^T (p_1 - n_i)} \quad (3)$$

Zależności (3), w odniesieniu do trzech nadajników, tworzą układ równań nieliniowych (4), którego rozwiązaniem są współrzędne wektora p_1 określającego położenie kombajnu w wyrobisku.

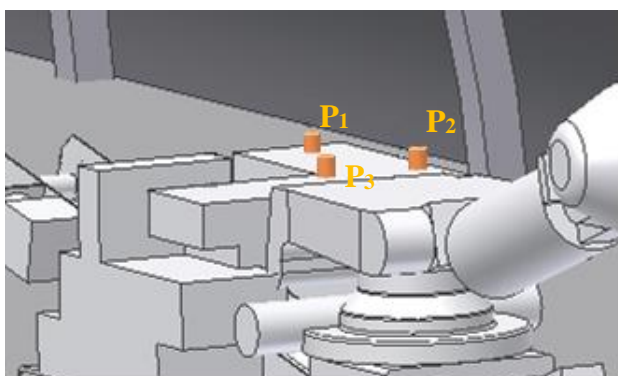
$$\begin{cases} (p_1 - n_1)^T (p_1 - n_1) = d_{11}^2 \\ (p_1 - n_2)^T (p_1 - n_2) = d_{12}^2 \\ (p_1 - n_3)^T (p_1 - n_3) = d_{13}^2 \end{cases} \quad (4)$$



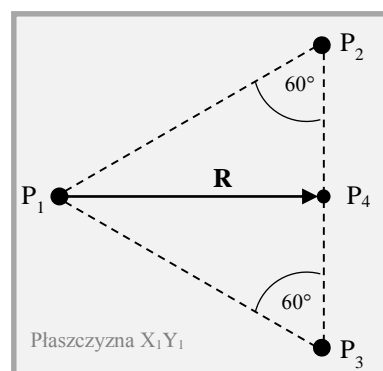
Rys. 4. Sposób wyznaczania położenia punktu P_1 za pomocą zasady trilateracji [1]

Obok położenia, opis pozycji kombajnu chodnikowego wymaga również wyznaczenia jego orientacji, czyli ułożenia osi lokalnego układu współrzędnych kombajnu względem układu współrzędnych odniesienia. Orientację wyznacza się na podstawie kątów przechylenia γ , pochylenia β i skręcania α (ang. roll, pitch, yaw). Do wyznaczenia orientacji, na kombajnie zabudowano kolejne dwa odbiorniki fal ultradźwiękowych oznaczone jako $P_2 = (x_{P2}, y_{P2}, z_{P2})$ oraz $P_3 = (x_{P3}, y_{P3}, z_{P3})$. Ich położenie wyznacza się analogicznie jak punktu P_1 . Odbiorniki są zabudowane na maszynie na jednej płaszczyźnie X_1Y_1 , co umożliwia określenie wektora \mathbf{R} równoległego do osi podłużnej kombajnu. Sposób umiejscowienia odbiorników na kombajnie przedstawiono na rysunku 5.

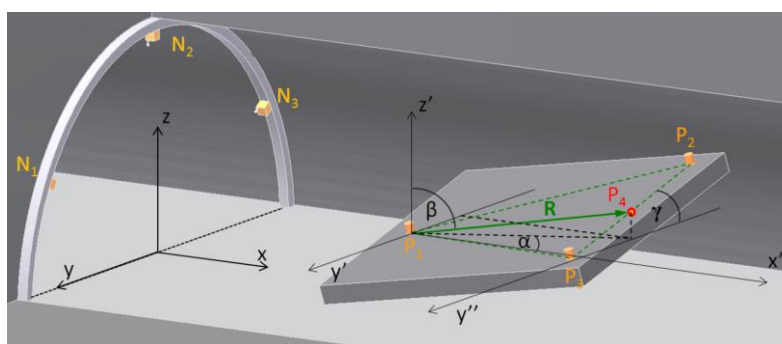
a)



b)



c)



Rys. 5. a) Sposób zabudowy odbiorników fal ultradźwiękowych na kombajnie;

b) Proponowane rozmieszczenie odbiorników na płaszczyźnie X_1Y_1 ;

c) Reprezentacja geometryczna kątów określających orientację kombajnu [1]

Określenie położenia wektora $\mathbf{R} = [x_R, y_R, z_R]^T$ wymaga zdefiniowania dodatkowego punktu P_4 znajdującego się pomiędzy punktami P_2 i P_3 , korzystając z elementarnej geometrii analitycznej. Proponowany sposób przedstawiono na rys. 5. Kąty określające orientację kombajnu zostały zaznaczone na rysunku 5. W celu uproszczenia rysunku korpus kombajnu zastąpiono pojedynczą platformą, której górna powierzchnia odpowiada powierzchni X_1Y_1 .

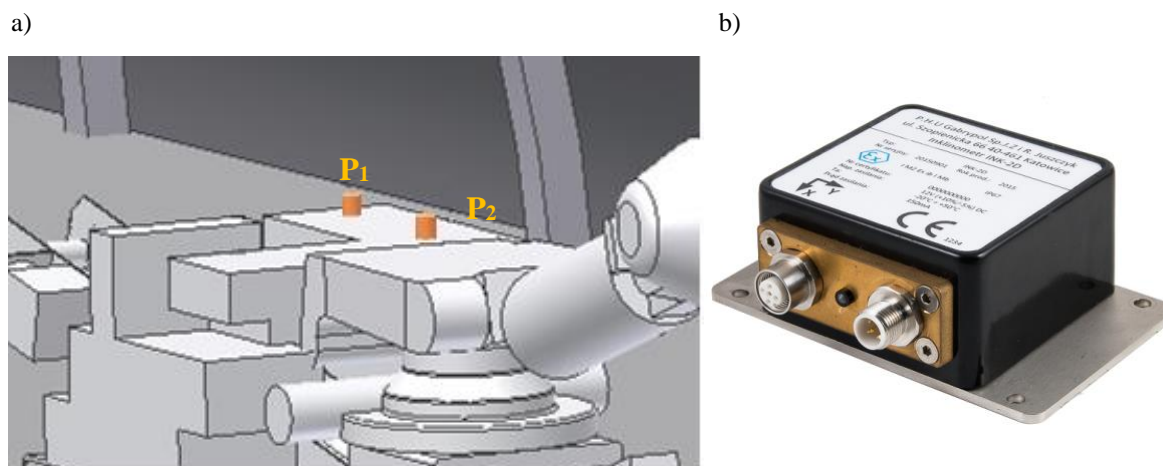
Korzystając z definicji współrzędnych sferycznych określono zależności (5), (6), (7) opisujące orientację kombajnu:

$$\alpha = \arctan \frac{y_R}{x_R} \quad (5)$$

$$\beta = \arctan \frac{\sqrt{x_R^2 + y_R^2}}{z_R} \quad (6)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{z_{P2} - z_{P3}}{\sqrt{(x_{P2} - x_{P3})^2 + (y_{P2} - y_{P3})^2 + (z_{P2} - z_{P3})^2}} \quad (7)$$

Przedstawiona metoda wymaga dużej liczby pomiarów, stąd opracowano również drugą wersję modelu. Przewiduje ona zabudowę na kombajnie inklinometru dwuosowego, do mierzenia kątów przechylenia oraz pochylenia. Do tego celu wykorzystano opracowany w ITG KOMAG iskrobezpieczny inklinometr typu INK-2D (rys. 6b).



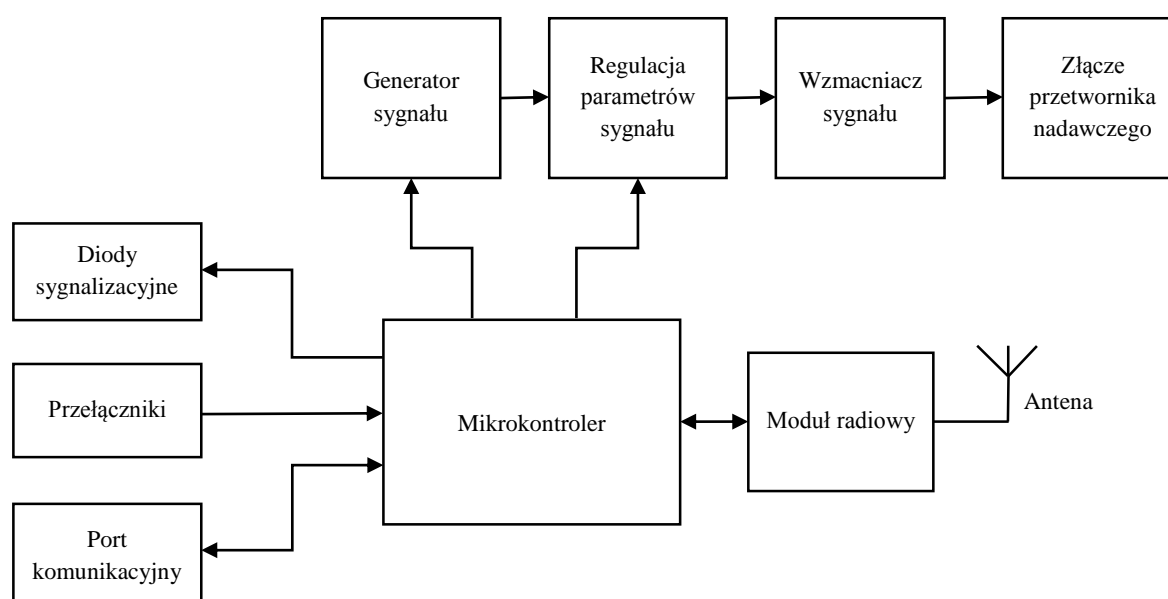
Rys. 6. a) Sposób zabudowy odbiorników fal ultradźwiękowych na kombajnie [1];
b) Dwuosiowy, iskrobezpieczny inklinometr typu INK-2D [2]

W takim przypadku należy zabudować na kombajnie dwa odbiorniki w płaszczyźnie X_1Y_1 lokalnego układu współrzędnych. Wektor \mathbf{R} zdefiniowany pomiędzy punktami montażu tych odbiorników powinien być równoległy do osi podłużnej kombajnu (osi X_1). Do całościowego opisu orientacji wymagane jest obliczenie kąta skręcania α , na podstawie zależności (5).

3. Budowa elementów prototypu systemu

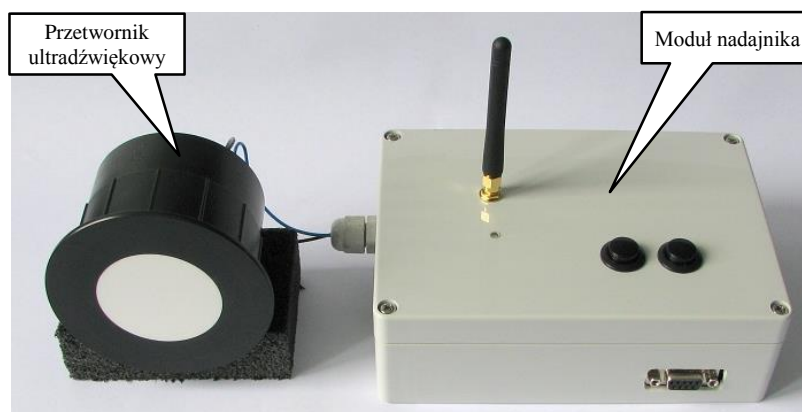
Prototyp systemu pozycjonowania składa się z nadajników sygnałów, które będą instalowane w wyznaczonych lokalizacjach przestrzeni wyrobiska oraz modułu odbiornika instalowanego na kombajnie. Moduł odbiornika umożliwi podłączenie maksymalnie trzech przetworników.

Na rysunku 7 przedstawiono budowę modułu nadajnika.



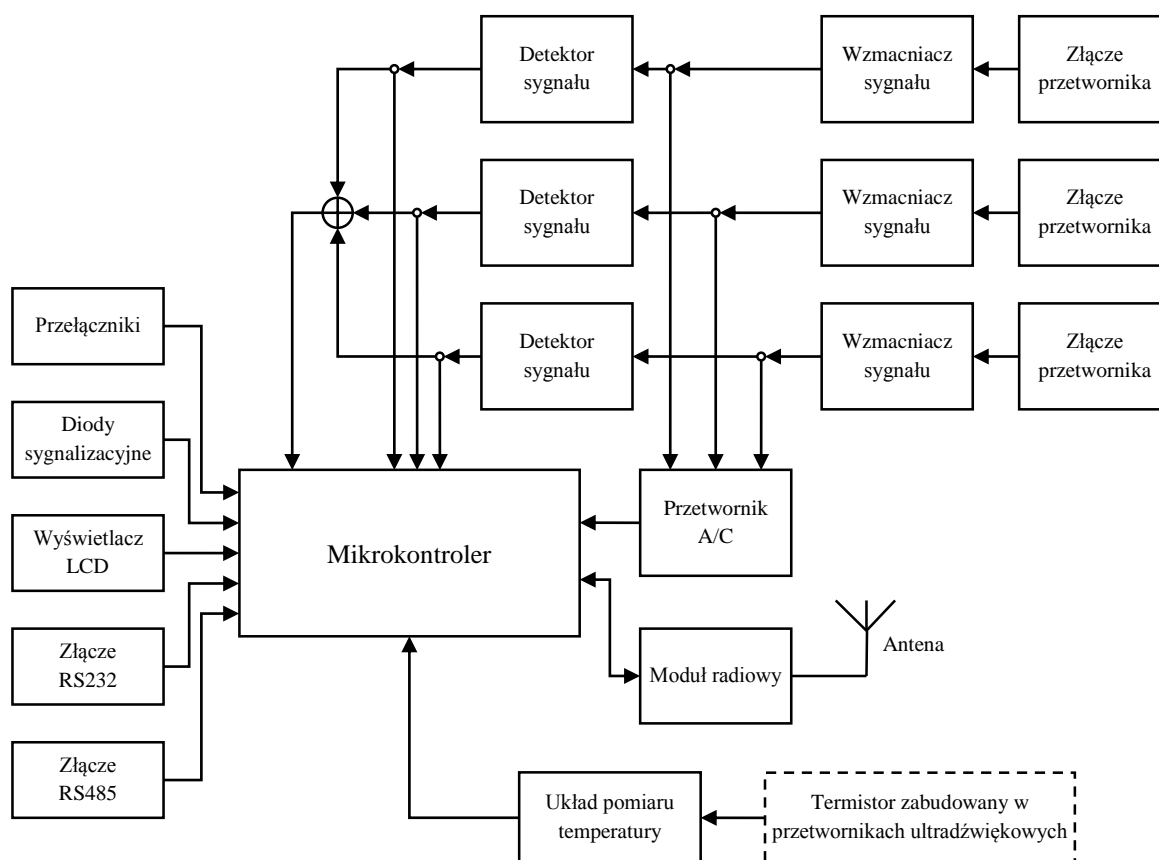
Rys. 7. Schemat blokowy modułu nadajnika [1]

Obok mikrokontrolera sterującego, najważniejszą częścią modułu nadajnika jest układ odpowiedzialny za generowanie sygnału wymuszenia do przetwornika ultradźwiękowego (elementu generującego fale ultradźwiękowe) oraz układ odpowiedzialny za komunikację radiową. Moduł przystosowany jest do sterowania dwóch typów przetworników ultradźwiękowych pracujących na częstotliwości 30 kHz lub 41 kHz. Model badawczy wraz z przetwornikiem ultradźwiękowym przedstawiono na rysunku 8.



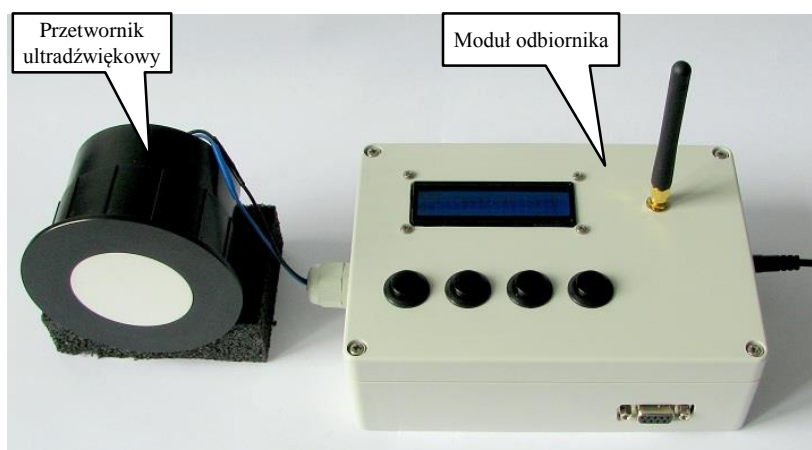
Rys. 8. Model badawczy modułu nadajnika wraz z przetwornikiem ultradźwiękowym [1]

Na rysunku 9 przedstawiono budowę modułu odbiornika.



Rys. 9. Schemat blokowy modułu odbiornika [1]

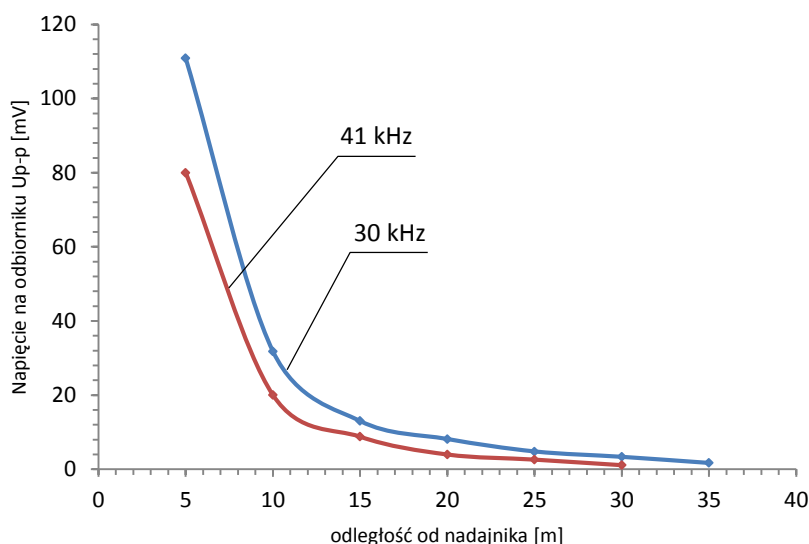
Do sterowania pracą modułu odbiornika oraz modułu nadajnika wykorzystano mikrokontroler typu ARM. Sygnały odbierane z przetworników ultradźwiękowych po wzmocnieniu, przesyłane są do układów detekcji, gdzie wykrywany jest moment odbioru fali, służący do pomiaru czasu jej propagacji. Sterowanie sekwencją pomiarową realizowane jest za pomocą modułów komunikacji radiowej, pracujących na częstotliwości 868 MHz. Dodatkowo, moduł wyposażono w przełączniki wyboru trybu pracy, wyświetlacz oraz porty komunikacyjne, umożliwiające przesyłanie wyników do komputera PC, celem ich rejestracji. Model badawczy modułu odbiornika wraz z przetwornikiem ultradźwiękowym przedstawiono na rysunku 10.



Rys. 10. Model badawczy modułu odbiornika [1]

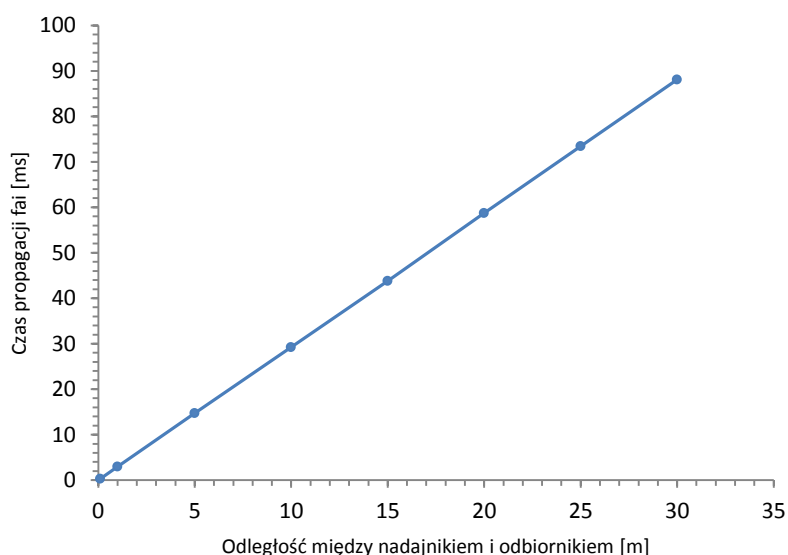
4. Badania układu nadajnik – odbiornik jako części systemu pozycjonowania

Budowa stanowiska badawczego składającego się z modułu nadajnika i odbiornika systemu pozycjonowania umożliwiła m.in. przeprowadzenie testów metody pomiaru odległości za pomocą fal ultradźwiękowych i radiowych. Celem było określenie zasięgu działania przetworników generujących fale ultradźwiękowe. W badaniach zastosowano dwa typy przetworników ultradźwiękowych: o częstotliwości rezonansowej 30 kHz oraz 41 kHz. Na rysunku 11 przedstawiono zarejestrowane wartości napięcia na przetworniku odbiorczym w funkcji jego odległości od nadajnika. Przy zasilaniu przetworników nadawczych napięciem $U_{p-p} = 500V$ uzyskano zasięg pomiarowy: 30 m przy przetwornikach, których częstotliwość rezonansowa wynosi 41 kHz oraz 35 m przy przetwornikach, których częstotliwość rezonansowa wynosi 30 kHz. Jak wykazały badania, zmierzone napięcie, a zatem również natężenie fali ultradźwiękowej, w miarę zwiększania odległości odbiornika od nadajnika, maleje wykładniczo. Dodatkowo tłumienie fal ultradźwiękowych o większych częstotliwościach jest większe. Efektywny zasięg propagacji przetworników ultradźwiękowych zależy w głównej mierze od: poziomu generowanego ciśnienia akustycznego SPL, czułości, wymiarów oraz - co wykazano - częstotliwości generowanej fali. Zasada ich działania powoduje również, że przetworniki o niższych częstotliwościach mają większe wymiary [6].



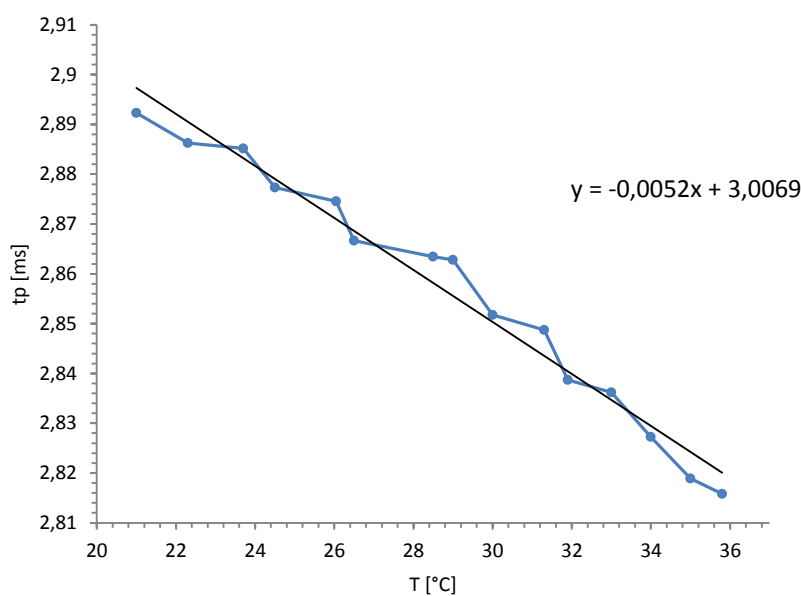
Rys. 11. Wartości napięcia rejestrowanego na przetworniku odbiorczym w funkcji jego odległości od nadajnika, przy zastosowaniu przetworników o częstotliwości rezonansowej 30 kHz i 41 kHz [1]

Na rysunku 12 przedstawiono zależność czasu propagacji fali ultradźwiękowej w funkcji odległości między przetwornikiem nadawczym i odbiorczym. Widzimy, że w jednorodnym ośrodku czas propagacji fal ultradźwiękowych jest wprost proporcjonalny do dystansu. Współczynnik proporcjonalności zależy od własności ośrodka propagacji oraz od warunków atmosferycznych [6]. Wartości czasu propagacji zarejestrowane podczas testów z wykorzystaniem przetwornika pracującego z częstotliwością 30 kHz nie różniły się od wartości zarejestrowanych przy użyciu drugiego typu przetwornika (o częstotliwości rezonansowej 41 kHz). Prędkość propagacji fali nie zależy od częstotliwości generowanej fali, lecz od własności sprężystych ośrodka.



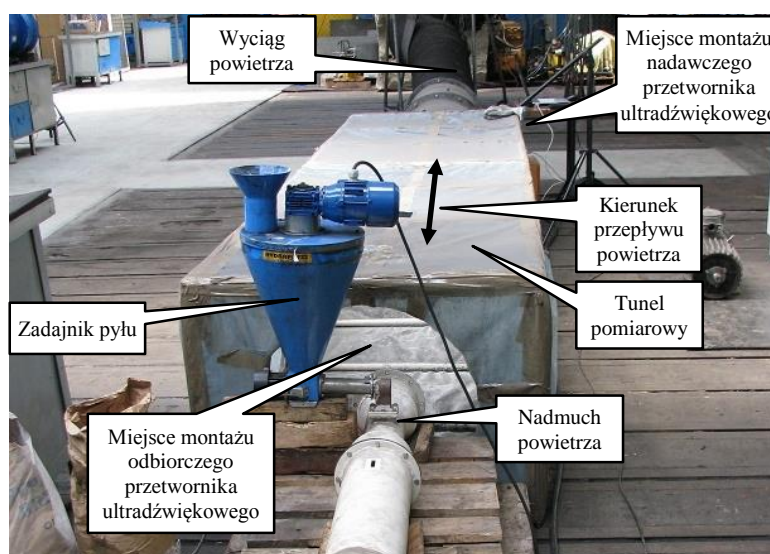
Rys. 12. Zależność czasu propagacji fal ultradźwiękowych w funkcji odległości między nadajnikiem i odbiornikiem [1]

Na rysunku 13 przedstawiono zależność czasu propagacji od temperatury ośrodka propagacji. Pomiary realizowano przy odległości 1 m pomiędzy nadajnikiem i odbiornikiem. Spośród wszystkich własności ośrodka propagacji, temperatura ma największy wpływ na prędkość propagacji fal ultradźwiękowych [6]. Jej wpływ określony na podstawie badań pozwolił wprowadzić korekty w oprogramowaniu mikrokontrolera modułu odbiornika. Do korekcji wpływu zastosowano w przetwornikach ultradźwiękowych termistor oraz układ pomiaru temperatury w module odbiornika.



Rys. 13. Czas propagacji fali ultradźwiękowej t_p w zależności od temperatury ośrodka T [1]

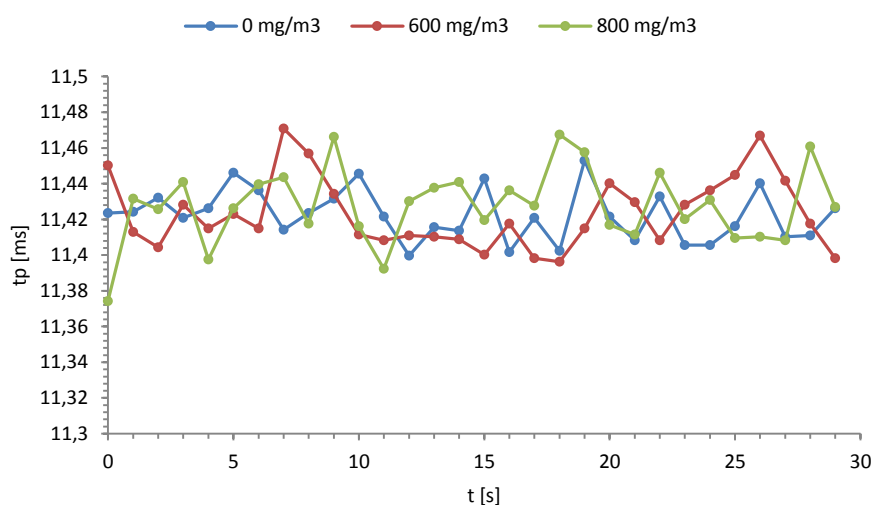
Przeprowadzono również badanie wpływu zapylenia na prędkość propagacji fal ultradźwiękowych.



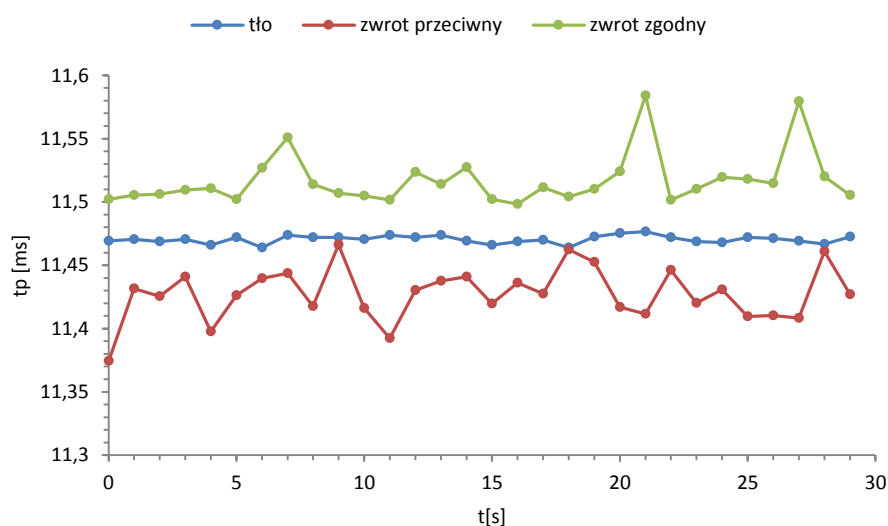
Rys. 14. Stanowisko badawcze do pomiaru wpływu zapylenia na prędkość propagacji fali ultradźwiękowej [1]

Stanowisko badawcze (rys. 14) składało się z tunelu pomiarowego o długości 4 m. Po obu jego stronach zabudowano przetworniki ultradźwiękowe o częstotliwości rezonansowej 41 kHz. W opisanych badaniach zastosowano pył kamienny. Pył propagowany był przez wymuszony przepływ powietrza. Prędkość przepływu powietrza wynosiła 1 m/s. Stężenie pyłu regulowano poprzez zadajnik pyłu. Zapylenie całkowite mierzono pyłomierzami grawimetrycznymi CIP-10.

Na rysunku 15 przedstawiono rejestrowane wartości czasu propagacji fal ultradźwiękowych podczas następujących warunków: bez zapylenia (stężenie 0 mg/m^3), z zapyleniem o stężeniu 600 mg/m^3 oraz z zapyleniem o stężeniu 800 mg/m^3 . Zwrot wektora propagacji fali ultradźwiękowej był zgodny ze zwrotem wektora prędkości przepływu powietrza.



Rys. 15. Wartości czasu propagacji fali ultradźwiękowej, przy zapyleniu o stężeniu 600 mg/m^3 i 800 mg/m^3 , przy kierunku jej propagacji przeciwnym do kierunku przepływu powietrza [1]



Rys. 16. Przebiegi wartości czasu propagacji fal ultradźwiękowych w warunkach bez zapylenia i przepływu powietrza oraz przy zapyleniu o stężeniu 800 mg/m^3 i różnym zwrocie wektora propagacji fal ultradźwiękowych [1]

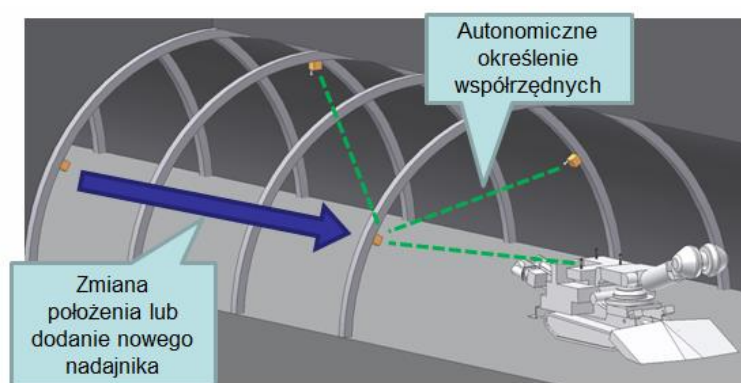
Badania wykazały znikomy wpływ zapylenia na prędkość propagacji fali ultradźwiękowej, mimo zastosowania bardzo wysokich stężeń pyłu, które w rzeczywistości występują w najbliższej odległości głowicy urabiającej (rys. 15). Znacznie większy wpływ miała prędkość przepływu powietrza (rys. 16). Średni względny błąd wyznaczony z zależności (8):

$$\delta_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|x_i - x_o|}{x_o} \cdot 100\% \quad (8)$$

gdzie: x_i – wartość zmierzona, x_o – wartość odniesienia (oczekiwana), przebiegów czasu mierzonego przy zapyleniu, w odniesieniu do średniej z wartości rejestrowanych podczas przepływu powietrza, lecz bez zapylenia wynosił maksymalnie 0,05%. Natomiast błąd ten, w przypadku porównania przebiegów z przepływem powietrza (o różnym stężeniu i różnym zwrocie wektora prędkości) i bez przepływu wynosił maksymalnie 0,42%.

5. Konfiguracja systemu pozycjonowania

Jak wykazała przeprowadzona w ramach pracy [1] analiza, wrażliwość modelu matematycznego opracowanej metody pozycjonowania, najbardziej korzystnym ułożeniem nadajników w wyrobisku jest opcja pokazana na rys. 5a, gdzie nadajniki zainstalowane są na całej szerokości przekroju poprzecznego wyrobiska. Ważne jest, aby przynajmniej jeden zainstalowany był na innej wysokości (współrzędna Z). Większa różnica poziomów montażu poszczególnych nadajników oraz większe odległości między nimi wpływają na zmniejszenie współczynników wrażliwości, czyli dokładniejsze obliczenie pozycji kombajnu. Współczynniki wrażliwości wzrastają również podczas oddalania się kombajnu od nadajników, dlatego odległość ta powinna być możliwie jak najmniejsza. Uwzględniając wnioski z przeprowadzonej analizy wrażliwości, proponuje się zastosowanie rozwiązania przedstawionego na rysunku 17.



Rys. 17. Proponowana konfiguracja rozmieszczenia nadajników, z opcją zmiany położenia najbardziej oddalonego [1]

Rozwiązanie takie zapewni ciągłość pracy. Wraz z postępem drążenia najbardziej oddalony nadajnik zostaje zdemonstrowany i zainstalowany bliżej przodka wyrobiska. Dla takiego przypadku należy opracować procedurę automatycznego określania położenia tego nadajnika, wykorzystując elementy nadawczo–odbiorcze zabudowane na kombajnie.

Metoda zakłada pomiar czasu propagacji fali propagowanej najkrótszą drogą pomiędzy nadajnikiem i odbiornikiem. Praktyczna implementacja metody wymaga montażu nadajników w takiej konfiguracji, aby przeszkody obecne w wyrobisku nie przesłaniały toru propagacji fali. Ze względu na ograniczony kąt propagowanej wiązki z przetwornika ultradźwiękowego (ok. 15°) oraz duże tłumienie fali ultradźwiękowej w powietrzu, przesłonięcie przez przeszkodę toru propagacji fali ultradźwiękowej pomiędzy nadajnikiem i odbiornikiem spowoduje brak odbioru tej fali.

6. Podsumowanie

W artykule przedstawiono metodę pozycjonowania kombajnu chodnikowego podczas drążenia wyrobisk korytarzowych, wykorzystującą fale radiowe i ultradźwiękowe. System pozycjonowania umożliwi automatyzację procesu drążenia wyrobisk korytarzowych.

Zbudowany model badawczy składający się z modułu nadawczego i odbiorczego umożliwił przeprowadzenie testów określających wpływ czynników towarzyszących procesowi drążenia wyrobisk na prędkość propagacji fali ultradźwiękowej. Wyniki testów wykazały, że czynnikami znacząco wpływającymi na prędkość propagacji fali ultradźwiękowej w powietrzu jest temperatura ośrodka oraz prędkość jego przepływu. Wpływ zapylenia jest pomijalnie mały.

Wdrożenie systemu pozycjonowania działającego zgodnie z opracowaną metodą wymaga właściwego rozwiązania aspektów opisanych w rozdziale 5.

Literatura

- [1] Bartoszek S.: System pozycjonowania maszyn mobilnych w wyrobiskach korytarzowych. ITG KOMAG, 2012 - 2015 (materiały nie publikowane).
- [2] Bartoszek S. i in.: Iskrobezpieczny system sterowania maszyn górniczych bazujących na magistrali CAN i protokole CANopen. ITG KOMAG, 2010 – 2015 (materiały nie publikowane).
- [3] Bartoszek S.: Metoda pozycjonowania górniczych maszyn mobilnych w wyrobiskach korytarzowych. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność: KOMTECH 2012. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2012 s. 387-399.
- [4] Bertignoll H.: The right road: a clear path. World Coal 2014, nr 6, s. 35-36.
- [5] Clarke-Hackston N., Belz J., Henneker A. Guidance for Partial Face Excavation Machines. W: 1st International Conference on Machine Control & Guidance 2008. Zurich, 24-26 June 2008, s. 1-8.
- [6] Gudra T.: Właściwości i zastosowanie przetworników ultradźwiękowych do pracy w ośrodkach gazowych. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2005. ISBN 978-83-7085-890-2.
- [7] Halama A., Loska P., Szymala P.: Wireless control and directional navigation of a roadheader in drilling proces. Pomiary Automatyka Robotyka 2013, nr 2, s. 218-223.
- [8] Jasiulek D., Świder J.: Mechatronic systems in mining roadheaders – examples of solutions. Pomiary Automatyka Robotyka 2013, nr 1, s. 121-127

- [9] Jasiulek D., Kozieł A., Stankiewicz K., Bartoszek S.: Inteligentne systemy sterowania maszyn górniczych dla kopalni przyszłości. *Napędy i Sterowanie* 2011, nr 7/8 s. 100-103.
- [10] Jasiulek D., Stankiewicz K., Świder J.: An adaptive control system of roadheader with intelligent modelling of mechanical features of mined rock. *Journal of KONES Powertrain and Transport* 2011, nr 2, s. 197-203.
- [11] Jonak J.: Analiza możliwości automatyzacji procesów drążenia kombajnami niepełnoprzekrojowymi. *Maszyny Górnicze* 2003, nr 93, s. 20-22.
- [12] Jonak J.: Systemy monitorowania kierunku drążenia i zarysu wyrobiska chodnikowego. W: V Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa, Ustroń, 24-26 marca 2010. Kraków: Sekcja Mechanizacji Górnictwa KG PAN, 2010, s. 143-147.
- [13] Jonak J., Gajewski J.: Robotyzacja maszyn roboczych na przykładzie kombajnu chodnikowego. *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze* 2011, nr 4, s. 66-69.
- [14] Kargl H., Gimpel M., Haubmann H., Preimesberger T.: Development of an automatic cutting cycle for part face mining machines. W: Mineral Resources and Mine Development: third international symposium. RWTH Aachen, 26-27 May 2010. Essen: VGE Verlag, 2010, s. 379-391.
- [15] Kleszko B., Korczyński M.: Zdalne sterowanie kombajnami chodnikowymi. W: 3. Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa. Kombajny chodnikowe. Mechatronika w górnictwie. Wisła, 26-28 kwietnia 2006. Gliwice: Politechnika Śląska, 2006, s. 37-42.
- [16] Kotwica K.: Perspektywy rozwoju technologii i technik mechanizacyjnych do drążenia wyrobisk korytarzowych w warunkach polskich kopalń węgla kamiennego do roku 2020. *Maszyny Górnicze* 2007, nr 4, s. 52-60.
- [17] Kotwica K., Klich A.: Maszyny i urządzenia do drążenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych. Gliwice: ITG KOMAG, 2011. ISBN 978-83-60708-57-6.
- [18] Kotwica K.: Nowe rozwiązania narzędzi urabiających oraz uchwytów noży dla organów kombajnów chodnikowych. *Napędy i Sterowanie* 2015, nr 4, s. 122-127.
- [19] Oguejiofor O.S., Aniedu A.N., Ejiofor H.C., Okolibe A.U.: Trilateration Based localization Algorithm for Wireless Sensor Network. W: International Journal of Science and Modern Engineering (IJISME), vol. 1, Issue 10, September 2013.
- [20] Research leads to development of advanced algorithm to automate part face mining machines. *Coal International* 2012, nr 2, s. 72-73.
- [21] Rogala-Rojek J.: System doradczy wspomagający pracę operatora kombajnu chodnikowego. Praca doktorska, AGH Kraków 2010.
- [22] Shangqing H., Minming T.: Research on automatic control of roadway cross-section cutting. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2011. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2011, s. 295-302.
- [23] Materiały informacyjne firmy GEODATA: TAUIROS – guidance system for sandvik roadheaders, www.geodata.com.
- [24] Materiały informacyjne firmy KOPEX Machinery SA: Kombajn chodnikowy KTW-200, www.kopex.com.pl.

Kierunki modernizacji górnich wyciągów szybowych przeprowadzonych w latach 2014-2015

dr inż. Adam Zygmunt
Wyższy Urząd Górniczy
Departament Energomechaniczny

mgr inż. Marek Szczygieł
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie:

Artykuł jest kontynuacją rozważań przedstawionych w 1996 r. w publikacji pt. "Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy" [1], w której scharakteryzowano i poddano analizie trzy grupy górniczych wyciągów szybowych. Sklasyfikowano je w zależności od przedziału czasowego ich budowy, prezentując następnie dla każdej grupy koncepcje kierunków modernizacji, szczególnie w zakresie maszyn wyciągowych.

W artykule pozytywnie zweryfikowano ówczesne koncepcje zmian, wskazując równocześnie na aktualne trendy modernizacji elementów wyciągów szybowych. Oceniono wpływ przeprowadzonych modernizacji na poprawę poziomu bezpieczeństwa użytkowania wyciągów szybowych. Omówiono zagadnienia techniczne zmierzające do podniesienia poziomu bezpieczeństwa eksploatacji wyciągów szybowych.

Abstract:

The paper is the continuation of considerations presented in 1996 in the paper entitled "Technical decapitalisation of the components of mine shafts as the hazard to work safety" [1], in which three groups of mine shaft hoists were characterized and analysed. They were classified according to time of their manufacture and then the direction of modernization was given for each group, focusing especially on hoisting machines.

The previous concepts of changes are positively verified and current trends in modernization of the components of shaft hoists are indicated. The impact of implemented modernizations on improvement of safety of use of shaft hoists is assessed. The technical issues aiming at increasing the safety of use of shaft hoists are discussed.

Słowa kluczowe: górnicze wyciągi szybowe, modernizacje

Keywords: mine shaft hoists, modernizations

1. Zmiany w wyposażeniu technicznym wyciągów szybowych w latach 1996-2015

W pierwszej dekadzie lat 90-tych, czasie przemian ustrojowych i gospodarczych, nadzór górniczy podsumował zaistniałe w poprzednim okresie niebezpieczne zdarzenia (awarie), które wystąpiły w ruchu górniczych wyciągów szybowych i dostrzegł, iż w przeważającej większości były one następstwem, jak to wówczas określono, „*dekapitalizacji technicznej elementów wyciągów szybowych*” [1]. Dla zdiagnozowania problemu „*przeanalizowano łącznie 570 wyciągów szybowych eksploatowanych w szybach zgłębionych*”, bez uwzględnienia „*wyciągów szybkowych oraz wyciągów eksploatowanych przez przedsiębiorstwa budownictwa górniczego*”. W toku analizy zaproponowano „*podział wyciągów szybowych na trzy zasadnicze grupy, w oparciu o kryterium czasu eksploatacji oraz kryterium promowanych na przestrzeni lat rozwiązań technologicznych i konstrukcyjnych wyciągów szybowych, a mianowicie:*

grupa I - wyciągi szybowe zbudowane przed 1945 rokiem,

grupa II - wyciągi szybowe zbudowane w latach 1945-1972,

grupa III - wyciągi szybowe zbudowane po roku 1972,

(datę budowy wyciągu szybowego przyjęto wg daty zainstalowania maszyny wyciągowej)".

Dla uzmysłowania ówczesnej skali problemu należy przypomnieć, że w 1996 r. oceniono, iż wyciągami szybowymi transportuje się rocznie około 200 milionów ton kopalin użytecznych, dobowo korzysta z nich około 200 tysięcy pracowników zatrudnionych w podziemiach kopalń. Łączna liczba wyciągów szybowych (w tym szybikowych) wynosiła 744. Maksymalna głębokość szybów osiągała (...) w Polsce 1250 m. Największa prędkość jazdy naczyń wyciągowych wynosiła 20 m/s, a maksymalna masa transportowana 30 Mg".

W wyniku przeprowadzonej analizy poszczególnych grup wyciągów szybowych, ustalono liczbę wyciągów według stanu na koniec 1996 r.

Autorzy ówczesnej publikacji "Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy" stwierdzając „brak dokładnego rozeznania przebiegu eksploatacji systemów maszynowych transportu pionowego w całym okresie ich eksploatacji”, zgłosili na podstawie własnych doświadczeń następujące sugestie [1]:

1. Grupa maszyn wyciągowych zbudowanych po 1972 r. w zasadzie nie wymaga modernizacji, a jedynie usunięcia ewentualnych błędów fabrycznych (np. błąd w układzie sterowania hamulców tarczowych z agregatem sterowniczo-pompowym firmy R. BOSCH). Jednak w przypadku maszyn intensywnie eksploatowanych, realizujących główne zadania wydobywcze i pracujących w wyciągach szybowych, dla których przewiduje się dalszą, długoletnią eksploatację, należy rozważyć, czy wszystkie podzespoły tych maszyn będą w stanie sprostać stawianym im zadaniom w okresie przewidywanej eksploatacji. Jeżeli w wyniku takiej analizy dojdzie się do wniosku, że określone elementy maszyny wyciągowej ulegną naturalnemu zużyciu przed terminem planowanej likwidacji wyciągu szybowego, to należy wybrać właściwą porę do ich wymiany, unikając sytuacji, w której zajdzie potrzeba wymiany kosztownych podzespołów na krótko przed likwidacją wyciągu. Przy okazji takiej wymiany celowym jest wprowadzenie nowoczesnych rozwiązań zapewniających poprawienie właściwości eksploatacyjnych z uwagi na możliwość diagnozowania poszczególnych elementów i szerokiej wizualizacji stanów ich pracy.
2. Maszyny wyciągowe zbudowane do 1945 r. w zasadzie należy wycofać z eksploatacji, zwłaszcza w tych przypadkach, w których zakłada się dalszą długoletnią eksploatację wyciągów szybowych. W przypadkach nieodległych terminów planowanych likwidacji wyciągów szybowych, ich maszyny wyciągowe powinny być poddawane wzmożonej kontroli technicznej.
3. Najbardziej predysponowane do modernizacji są maszyny wyciągowe grupy II budowane w latach sześćdziesiątych, z początkowego okresu stosowania układów Leonarda II-go stopnia."

W konkluzji analizy problemu autorzy publikacji zasugerowali praktyczne wskazówki dla podejmowanych przedsięwzięć w zakresie modernizacji górniczych wyciągów szybowych, wskazując, że:

„najbardziej właściwą wydaje się modernizacja maszyn i urządzeń, umożliwiająca wprowadzenie nowych systemów zabezpieczeń z nowymi funkcjami i formami oddziaływania.”

Oceniając dzisiaj ówczesny temat należy uznać, że przedsięwzięcia inwestycyjne, podejmowane w minionym okresie, w szczególności w zakresie modernizacji maszyn wyciągowych lub zastępowanie ich nowymi, były w większości zgodne z sugestiami autorów publikacji z 1996 r. [2, 4]

Jednocześnie trzeba podkreślić, iż doświadczenia użytkowników górniczych wyciągów szybowych, jak również prowadzone przez nadzór górniczy analizy przyczyn i okoliczności zaistniałych zdarzeń awaryjnych, wyznaczały odmienne kierunki modernizacyjne [3, 4].

Dla określenia skali problemu bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych, nieodzowne jest podanie liczby eksploatowanych obecnie górniczych wyciągów szybowych i ich funkcji w ruchu zakładów górniczych.

Wg danych Specjalistycznego Urzędu Górniczego (czerwiec 2015 r.) obecnie eksploatowanych jest **338** górniczych wyciągów szybowych (g.w.sz.), w tym:

- **203** wyciągi z jazdą ludzi,
- **63** wyciągi skipowe (bez jazdy ludzi),
- **48** g.w.sz. wyciągów pomocniczych,
- **2** wyciągi ratownicze CSRG + **1** wyciąg Stacji Ratowniczej KGHM Polska Miedź S.A.,
- **19** g.w.sz. wyciągów pomocniczych z wciągarką wyciągu ratowniczego CSRG, uruchamianych „według potrzeb” w celu przeprowadzenia kontroli obudowy szybu lub jej naprawy,
- **3** wyciągi zbudowane w oparciu o własne wciągarki użytkownika, również uruchamiane „według potrzeb”.

Można stwierdzić, że górnicze wyciągi szybowe zbudowane przed 1945 r. (grupa I wg klasyfikacji autorów) praktycznie przestały istnieć. W eksploatacji pozostają zmodernizowane górnicze wyciągi szybowe lub wyposażone w nowe maszyny wyciągowe wyciągi szybowe grupy II i III. Przeprowadzone modernizacje maszyn wyciągowych były zgodne z wnioskami użytkowników, dotyczącymi zapewnienia zarówno bezpieczeństwa użytkownika, jak i wydajności, sprawności oraz efektywności wydatkowanych środków finansowych na ich utrzymanie w pełnej sprawności technicznej [5].

W dalszej części niniejszego artykułu przedstawiono sposób realizacji wybranych modernizacji górniczych wyciągów szybowych w zakresie maszyn wyciągowych oraz urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej, przeprowadzonych w latach 2014-2015.

2. Maszyna wyciągowa 4L-4000/3900 skipowego wyciągu szybowego

Prezentowana maszyna wyciągowa jest elementem górniczego wyciągu szybowego w przedziale skipowym szybu, który charakteryzują następujące parametry:

Szyb	- wydobywczy
Maszyna wyciągowa	- 4L-4000/3900
Naczynia wyciągowe	- dwa naczynia skipowe
Rodzaje pracy wyciągu szybowego:	
wydobycie	- prowadzenie wydobywania (1 poziom)
jazda manewrowa	- prowadzenie jazd manewrowych na całej drodze jazdy naczyń wyciągowych,
jazda niewydobywcza	- prowadzenie jazd niewydobywczych pomiędzy zrębem a poziomami: technologicznym i wydobywczym,
rewizja szybu	- prowadzenie rewizji szybu (z urządzeniem ECHO-S),

jazda brygad szybowych
prace szybowe

- prowadzenie jazdy brygad szybowych (ECHO-S),
- rewizja bębna pędnego,
- rewizja kół odciskowych w wieży,
- rewizja lin, naczyń wyciągowych,
- prowadzenie prac technologicznych,

Droga jazdy:

- ok. 1000 m

Prędkości jazdy:

- 16,0 m/s dla wydobywania,
- 8,0 m/s dla jazdy manewrowej i niewydobywczą,
- 4,0 m/s dla jazdy brygad szybowych,
- 1,0 / 0,5 m/s dla rewizji szybu,
- 0÷0,5 m/s; 0÷1,0 m/s dla rewizji lin nośnych, wyrównawczych, kół odciskowych, bębna pędnego,
- 0÷0,3 m/s dla rewizji naczyń,
- 2 m/s dla jazdy bez regulatora jazdy (1 m/s w strefie dojazdowej wyznaczonej przez łączniki magnetyczne kontroli prędkości) oraz w przypadku wykrycia ruchu nie technologicznego - opuszczania nadwagi.

Bęben pędny maszyny wyciągowej (rys. 1) jest spawaną konstrukcją powłokową, wykonaną z niestopowej stali konstrukcyjnej S355J2G3 i złożony z dwóch elementów przykręconych do kołnierza wału. Jest on napędzany bezpośrednio obcowzbudnym silnikiem prądu stałego o mocy 3900 kW i posiada dwie tarcze hamulcowe czterosegmentowe.



Rys. 1. Maszyna wyciągowa 4L-4000/3900 [8]

Proces hamowania realizowany jest przez zespół siłowników hydraulicznych BSFG 408-A00-02 z okładzinami hamulcowymi MICKE 1203, zgrupowanymi na 4 stojakach hamulcowych. Siłowniki hamulca są zasilane z elektrohydraulicznego zespołu sterowniczo-zasilającego. Pod belkami łożysk wału głównego i belkami stojana silnika napędowego maszyny wyciągowej zastosowano podkładki z tworzywa EPY firmy Marine Service Jaroszewicz s.c. ze Szczecina. Jest to dwuskładnikowe tworzywo chemoutwardzalne przeznaczone

czone na podkładki fundamentowe maszyn i urządzeń wymagających precyzyjnego i trwałego posadowienia na fundamentach metalowych i betonowych. Odznacza się ono dużą wytrzymałością na ściskanie, odpornością na pękanie i starzenie, dobrze tłumi drgania i ogranicza rozprzestrzenianie się niepożądanych dźwięków. Posiada także dużą odporność na obciążenia dynamiczne. Podkładki z tworzywa EPY zastosowano w połowie lat 90-tych w dwóch maszynach wyciągowych, a w bieżącej dekadzie w trzech maszynach wyciągowych KGHM Polska Miedź S.A. O.ZG „Rudna” w Polkowicach.

Silnik napędowy zasilany jest z dwóch nienawrotnych przekształtników tyrystorowych typu DCS 800 połączonych szeregowo. Obwód wzbudzenia silnika zasilany jest z rewersyjnego przekształtnika wzbudzenia typu DCS 800. Maszyna przystosowana została do zasilania z sieci 6 kV przez dwa transformatory przekształtnikowe 6000 V/430 V, o grupach połączeń Dyn11 i Dd0. Zasilanie umożliwia pracę z 12-pulsowym oddziaływaniem napędu na sieć zasilającą 6 kV. Obwód wzbudzenia zasilany jest z sieci o napięciu 400 V poprzez dławiki, dla ograniczenia załamań komutacyjnych napięcia.

W przypadku awarii w torze zasilania jednego z przekształtników tyrystorowych istnieje możliwość pracy awaryjnej z wykorzystaniem drugiego przekształtnika wchodzącego w skład ww. układu zasilającego. W tym stanie następuje ograniczenie o połowę wartości prędkości rozwijanej przez maszynę, nie występuje natomiast ograniczenie co do udźwigu. Dla rezerwacji zasilania obwodu wzbudzenia szafę wyposażono w rezerwowy przekształtnik o identycznych parametrach i ręczną przełącznicę, umożliwiającą sprawne przełączenie zasilania uzwojenia wzbudzenia silnika napędowego.

W maszynie wyciągowej zastosowano cyfrowy regulator jazdy, pełniący równocześnie funkcję kompletnego układu kontroli prędkości. Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano poprzez zastosowanie sterowników programowalnych i innych podzespołów firmy ABB. Wszystkie ważne funkcje, odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej, objęto układem wizualizacji ekranowej (rys. 2). Rejestrację sygnałów dwustanowych i analogowych zapewnia cyfrowy aparat rejestrujący AR-4c.



Rys. 2. Monitory systemu wizualizacji na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej [8]

Agregaty hydrauliczne zespołu sterowniczo-zasilającego (rys. 3) realizują następujące rodzaje hamowania:

- hamowanie manewrowe, czyli umożliwienie regulacji wartości siły hamującej przy ręcznym sterowaniu maszyny wyciągowej poprzez udrożnienie spływu oleju z siłowników, realizowane elementami podzespołu hamowania manewrowego; regulacja wartości siły hamującej dokonywana jest poprzez zmianę wartości ciśnienia w siłownikach hydraulicznych hamulca; wartość ciśnienia zadaje maszynista wyciągowy poprzez zmianę położenia drążka (nastawnika) steru hamulca na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej; regulacja wartości ciśnienia w hamulcu dokonywana jest w ograniczonym od dołu zakresie (tak jak podczas hamowania bezpieczeństwa) do wybranej wartości ciśnienia resztkowego; pełen zakres regulacji wartości ciśnienia w hamulcu możliwy jest tylko przy prędkości mniejszej niż $Vd2$, równej 1,0 m/s; hamowanie manewrowe możliwe jest także w trakcie hamowania bezpieczeństwa, w ograniczonym od dołu zakresie wartości ciśnienia oleju, tak jak podczas hamowania bezpieczeństwa,
- hamowanie zatrzymujące (STOP), czyli wysterowanie pełnej wartości siły hamującej, realizowane elementami podzespołu hamowania manewrowego, w celu zatrzymania i unieruchomienia maszyny wyciągowej, uruchamiane jest programowo podczas:
 - automatycznego sterowania maszyną wyciągową, przy dojeździe do skrajnych poziomów technologicznych i inicjowanego po wytraceniu prędkości poniżej wartości $Vd2$,
 - zdalnego uruchamiania maszyny wyciągowej podczas przeprowadzania rewizji szybu, prac szybowych, jazdy brygady szybowej, rewizji lin wyciągowych, rewizji kół linowych oraz rewizji naczyń wyciągowych, po otrzymaniu sygnału o zatrzymaniu,
 - awaryjnego zatrzymania maszyny wyciągowej za pomocą jej napędu, zainicjowanego programowo po wytraceniu prędkości ruchu przez wyciąg szybowy do prędkości $Vd2$,
- hamowanie bezpieczeństwa, realizowane zmienną w czasie, samoczynnie regulowaną wartością siły hamującej; hamowanie występuje po przerwaniu obwodu bezpieczeństwa w przypadku prędkości większej od $Vd1$, w warunkach podnoszenia nadwagi, przy załączonym rodzaju pracy „wydobycie”; regulowana wartość opóźnienia hamowania bezpieczeństwa wynosi około 2 m/s²; po wytraceniu prędkości do wartości $Vd1$ następuje hamowanie pełną wartością siły hamującej; w przypadku nie wystąpienia oczekiwanej wartości opóźnienia hamowania bezpieczeństwa, uszkodzenia układu nadzorowania opóźnienia lub po przekroczeniu określonego położenia w szybie przez naczynia wyciągowe, występuje hamowanie bezpieczeństwa stałą wartością siły hamującej, wynikającą z wartości ciśnienia resztkowego $Pr1$,
- hamowanie bezpieczeństwa, realizowane stałą wybieraną wartością siły hamującej; wartości siły hamującej są zróżnicowane i wynikają z wyregulowanych wartości ciśnień resztkowych $Pr1$ lub $Pr2$; hamowanie bezpieczeństwa stałą wartością siły hamującej występuje po przerwaniu obwodu bezpieczeństwa, w przypadku prędkości większej od $Vd1$; wariant wartości siły hamującej wybierany jest w zależności od wartości i kierunku ruchu nadwagi; po wytraceniu prędkości do wartości $Vd1$ lub po upływie maksymalnego, obliczeniowego czasu hamowania bezpieczeństwa, występuje hamowanie pełną wartością siły hamującej hamulca.



Rys. 3. Dwuagregatowy zespół sterowniczo-zasilający tarczowego hamulca maszyny wyciągowej [8]

Dla rodzaju pracy „wydobycie”, gdy naczynia wyciągowe znajdują się w strefie stacji końcowych i prędkość wyciągu jest mniejsza od V_{d2} , w siłownikach hamulca zostaje obniżone ciśnienie oleju do wartości wywołującej zbliżenie okładzin szczęk hamulca do tarczy hamulcowej, bez wytwarzania siły hamującej.

Hamulec maszyny wyciągowej jest wyposażony w następujące urządzenia kontrolne:

- czujniki kontroli stanu siłowników i zużycia okładzin ciernych, zabudowane w każdym z siłowników hamulcowych,
- dwa czujniki temperatury do monitorowania i kontroli temperatury czoła tarcz hamulcowych, zabudowane na stojakach hamulca,
- dwa czujniki do kontroli bicia osiowego tarcz hamulcowych, zabudowane na stojakach hamulca.

Część elektryczna maszyny wyciągowej składa się z zespołów funkcjonalnych realizujących:

- a) zasilanie elektryczne 400 V_{AC},
- b) zasilanie obwodu głównego silnika napędowego,
- c) zasilanie obwodu wzbudzenia silnika napędowego,
- d) sterowanie maszyny wyciągowej, w skład którego wchodzi:
 - cyfrowy regulator jazdy, oparty o dwa sterowniki firmy ABB,
 - stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyną wyciągową, w którym zabudowano elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do jej sterowania,
 - elektrohydrauliczny zespół sterowniczo–zasilający realizujący dwuwariantowe hamowanie bezpieczeństwa lub opcję stałego opóźnienia podczas ciągnięcia obciążonego skipu,
- e) zabezpieczenia maszyny wyciągowej, w skład których wchodzi:
 - obwód bezpieczeństwa wykonany w technice przekaźnikowej - przekaźniki, których zestyki czynne włączono w obwód bezpieczeństwa, będące elementami pośredniczącymi urządzeń kontrolnych, jak np. wyłączniki krańcowe albo elementami wykonawczymi układów zabezpieczeń, zrealizowanych przez sterowniki logiczne,

- cyfrowy system zabezpieczeń zrealizowany programowo w redundantnym zespole sterowników logicznych PLC, na który składają się zabezpieczenia zgrupowane w obwodach:
 - bezpieczeństwa,
 - awaryjnego zatrzymania za pomocą napędu,
 - blokowania maszyny wyciągowej,
 - ograniczenia prędkości jazdy,
 - sygnalizacji informacyjno-awaryjnej.
- wyłącznik szybki w obwodzie głównym silnika napędowego.

Napęd maszyny wyciągowej stanowi nowy, obcowzbudny silnik prądu stałego typu PW-116/03, wyprodukowany przez firmę DFME Sp. z o.o. we Wrocławiu, o następujących parametrach:

– moc	3 900 kW
– napięcie	870 V
– prąd znamionowy	4 820 A
– prędkość obrotowa	76,4 obr/min
– moment znamionowy	487 kNm
– napięcie wzbudzenia	180/90 V
– prąd wzbudzenia	100/200 A
– klasa izolacji	F

Dla chłodzenia silnika napędowego przewidziano centralę wentylacyjną, wyposażoną w zespół filtrów na ssaniu dla wstępnego oczyszczenia powietrza. Silnik indukcyjny o mocy 45 kW wentylatora zasilany jest z rozdzielnic 400 V_{AC} poprzez przemiennik częstotliwości – falownik.

Wyposażenie elektryczne maszyny wyciągowej zawiera urządzenia kontrolujące działanie elementów górniczego wyciągu szybowego i podzespołów maszyny wyciągowej, które tworzą układy kontroli i zabezpieczeń. W przypadku wykrycia zagrożenia w ruchu wyciągu szybowego lub nieprawidłowego działania urządzeń kontrolujących, następuje zadziałanie wybranego zabezpieczenia, w zależności od charakteru zagrożenia.

System zabezpieczeń zrealizowany został klasycznie - w technice przekaźnikowej i programowo - za pomocą mikroprocesorowej techniki cyfrowej.

Sterowniki PLC niezależnie od siebie dokonują analizy sygnałów związanych ze sterowaniem i inicjujących proces: hamowania bezpieczeństwa, awaryjnego zatrzymania napędem lub powodujących blokowanie maszyny wyciągowej. Zebrane dane przesyłane są za pomocą magistrali dwukierunkowej i porównywane w sterownikach. W przypadku wystąpienia niezgodności, oba urządzenia generują sygnał błędu. Zainicjowanie zadziałania właściwego zabezpieczenia maszyny wyciągowej realizowane jest niezależnie przez każdy ze sterowników na podstawie jego własnych danych, a jej skutkiem jest odwzbudzenie przekaźnika wyjściowego, przynależnego do danego sterownika. Zestyki przekaźników pobudzonych przez obydwa sterowniki połączone są szeregowo, zatem zainicjowanie zabezpieczenia maszyny przez dowolny ze sterowników zostanie zrealizowane, a ewentualna niezgodność zostanie wykryta dzięki kontroli stanów przekaźników wyjściowych, ze skutkiem powodującym zablokowanie maszyny wyciągowej od utraty redundancji.

Podsumowując, system zabezpieczeń maszyny wyciągowej, w którym zastosowano:

- a) układy zabezpieczeń, wykonane w różnorodnych technikach, takich jak technika przekaźnikowa i cyfrowa,
- b) sterowniki programowalne, realizujące większość zabezpieczeń w sposób zdwojony,
- c) wielokrotne, na różnych poziomach kontrole współbieżności działania programów i elementów wykonawczych obwodów zabezpieczeń, wykonanych w technice przekaźnikowej i cyfrowej,
- d) powszechnie stosowane w technice mikroprocesorowej zabezpieczenia pracy cyfrowych sterowników programowalnych,

zapewnia z wystarczającym poziomem niezawodności działanie zabezpieczeń tworzących system zabezpieczeń.

Ponadto należy zwrócić uwagę, iż w opisywanym wyciągu szybowym zastosowano indywidualnie zaprojektowane urządzenie sterowniczo-sygnałowe, w którym rodzaj pracy „wydobycie” w sterowaniu ręcznym prowadzone jest z wykorzystaniem sygnalizacji pośpiesznej „gotów”. Sygnał akustyczny i optyczny do odjazdu ze stacji załadunkowej generowany jest automatycznie po wykonaniu załadunku i potwierdzeniu poprawnego rozładunku, przy braku innych blokad technologicznych. Użytkownik zwrócił producentowi US-S uwagę, iż w czasie prowadzenia wydobywania, podczas odjazdu naczyń skipowych zdarzają się przypadki i sytuacje niestandardowe, polegające w szczególności na wątpliwości obsługi za- albo rozładunku odnośnie do stanu prowadnic krążkowych, poprawności zamknięcia klapy skipowej czy zawieszenia się części urobku w skipie. Dla umożliwienia sygnalistom szybowym sprawnego i jednoznacznego nadania jednouderzeniowego sygnału wykonawczego do maszynisty maszyny wyciągowej po wykonaniu czynności kontrolnych, bądź w celu zrealizowania manewrów naczyniem wyciągowym, bez konieczności zmiany rodzaju pracy, zastosowano sygnalizację jednouderzeniową bezpośrednią; maszynista wyciągowy może uprawnić wyłącznie jedno ze stanowisk sygnałowych, wraz ze wskazaniem naczynia wyciągowego, przy czym na uprawnionym stanowisku sygnałowym wyświetlona jest jednoznaczna informacja, do którego skipu będą odnosić się nadawane sygnały; analogicznie zrealizowano przekazanie ww. informacji dla maszynisty wyciągowego.

W związku z pozytywną oceną użytkownika tak zrealizowanej jednouderzeniowej sygnalizacji bezpośredniej w rodzaju pracy „wydobycie” zwiększono liczbę uprawnionych stanowisk do prowadzenia jazd niewydobywczych, w stosunku do wymienionych powyżej.

3. Alternatywne zasilanie silników napędowych maszyn wyciągowych

Przetwornica EL-TPP1 została zbudowana jako mobilny zespół urządzeń realizujący zasilanie obcowzbudnych silników prądu stałego maszyn wyciągowych pracujących w układzie Leonarda (rys. 4). Zastępuje ona typowy zestaw elektromaszynowy - silnik napędowy z prądnicą sterującą (lub prądnicami sterującymi), dostarczając wyprostowane 12-pulsowo napięcie do zasilania obwodu głównego. Efekt ten uzyskano przez równoległe połączenie dwóch mostków tyrystorowych, zasilanych z uzwojeń wtórnych transformatora o różnych grupach połączeń. Oddziaływanie przetwornicy na sieć zasilającą 6 kV jest 12-pulsowe, przy jednoczesnym sterowaniu mostków tyrystorowych.



Rys. 4. Tyrystorowa przetwornica przewoźna EL-TPP1 [8]

Czterokwadrantowe przekształtniki tyrystorowe umożliwiają pracę silnikową i generatorową zasilanego silnika napędowego a praca z odzyskiwaniem energii do sieci odbywa się poprzez zmianę kierunku prądu obwodu głównego i nie jest wymagany rewers prądu wzbudzenia silnika napędowego.

Jest to szczególnie cenne w przypadku zasilania silników prądu stałego, których bieguny główne nie są pakietowane. Obwód wzbudzenia zasilanego silnika napędowego zasilany jest z układu macierzystego (dotychczasowego), bądź opcjonalnie z niesterowanego mostka diodowego.

Zabudowanie kompletu urządzeń przetwornicy na podwoziu naczepy umożliwia jej przemieszczanie po drogach i tym samym zasilanie silników głównych maszyn wyciągowych wielu górniczych wyciągów szybowych.

Podstawowe dane techniczne przetwornicy EL-TPP1 są następujące:

- | | |
|---|---------------------------------|
| – znamionowy prąd wyprostowany I_{drn} | 4 kA |
| – znamionowe napięcie wyprostowane U_{drn} | 336 V |
| – trójfazowe napięcie zasilania | 6 kV (50 Hz) |
| – napięcie zasilania obwodów pomocniczych | 400/230 V _{AC} (50 Hz) |
| – napięcie zasilania instalacji oświetleniowej, wentylacji i ogrzewania | 400/230 V _{AC} (50 Hz) |
| – masa całkowita | ok. 15 Mg |

Podstawowe elementy przetwornicy EL-TPP1 to:

- wyłącznik 6 kV wraz z przyłączem zasilającym i odpływem kablowym do transformatora przekształtnikowego T1,
- trójzwojeniowy transformator przekształtnikowy T1,
- przekształtniki tyrystorowe PG1 i PG2 (rys. 5),
- wyłącznik szybki Wsz,
- dławik wyrównawczy L,
- szafa sterowania SST,
- podzespoły i urządzenia pomocnicze dla zrealizowania wentylacji, ogrzewania i oświetlenia.

Zabudowane w wydzielonej tylnej części przyczepy pole 6 kV to 1-polowa rozdzielnica, wykonana jako wolnostojąca dwuczłonowa, z członem stałym i wysuwym. W przedziale

aparatom pola zabudowano wyłącznik, przekładniki prądowe, przekładnik Ferantiego składowej zerowej prądu dla zrealizowania zabezpieczenia ziemnozwarciowego oraz uziemnik. W przedziale przyłączowym zamontowany jest przekładnik napięciowy oraz przekaźnik kontroli napięcia, służący do blokowania załączenia uziemnika w polu. Pole wyposażone jest w blokady mechaniczne i elektromechaniczne dla wyeliminowania nieprawidłowych czynności obsługowych. Zanik napięcia zasilającego 6 kV powoduje wyłączenie wyłącznika dzięki zastosowaniu tzw. cewki zanikowej.



Rys. 5. Wnętrze tyrystorowej przetwornicy przewoźnej EL-TPP1 [8]

Dane techniczne pola 6 kV przetwornicy to:

- napięcie znamionowe 12 kV
- napięcie robocze 6 kV
- prąd znamionowy ciągły szyn zbiorczych 630 A
- prąd znamionowy ciągły pól zasilających 630 A
- prąd znamionowy ciągły pól odpływowych 630 A
- prąd znamionowy 1s 16 kA
- prąd znamionowy szczytowy 40 kA
- stopień ochrony IP4X
- zintegrowany zespół zabezpieczeń z funkcją sterownika pola MICOM.

Z pola 6 kV zasilany jest suchy trójzwojeniowy transformator przekształtnikowy z uzwojeniami aluminiowymi o parametrach:

- moc pozorna 1 800 kVA
- napięcie strony pierwotnej $6\,000\text{ V} \pm 2 \cdot 2,5\%$
- napięcie strony wtórnej $2 \times 320\text{ V}$
- prąd strony pierwotnej 173,5 A
- prąd strony wtórnej $2 \times 1625,7\text{ A}$
- napięcie zwarcia 6,0%
- masa 4,2 Mg
- stopień ochrony IP00
- grupa połączeń Dd0yn5

Transformator został dobrany jako element zasilania przekształtników tyrystorowych dla osiągnięcia wymaganych parametrów wyjściowych obwodu napędowego silnika maszyny wyciągowej, tj. wartości średniej prądu wyprostowanego I_{drm} 4 kA, przy napięciu U_{drm} 336 V. Parametry te osiągane są z uwzględnieniem ograniczenia dopuszczalnego kąta sterowania fazowego impulsów bramkowych tyrystorów, dla zapobieżenia powstania tzw. przerzutu falownikowego.

Rewersyjny układ przekształtnikowy z równoległym połączeniem mostków zbudowano z wykorzystaniem przekształtników, sterowanych programowo, o następujących parametrach:

- typ 4-kwadrantowy
- napięcie zasilania max 400 V_{AC}
- prąd zasilania 1660 A_{AC}
- napięcia wyjściowe 420 V_{DC}
- prąd wyjściowy 2 000 A_{DC}.

Każdy z przekształtników posiada wentylator chłodzący. Z uwagi na zabudowę elementów przetwornicy EL-TPP1 w zamkniętej przyczepie, dla zapewnienia właściwych parametrów powietrza chłodzącego przekształtników tyrystorowych zabudowano instalację wentylacyjną.

Z uwagi na przyjętą konfigurację równoległego połączenia mostków tyrystorowych, zasilanych napięciami z przesunięciem fazowym, dla uzyskania 12-pulsowego napięcia wyprostowanego, mostki połączone są przez dławik sprzęgający o strukturze „T”. Indukcyjność dławika ogranicza wartość składowej zmiennej 6-pulsowej prądu do ok. 10% wartości prądu wyprostowanego.

Przekształtniki zapewniają osiągnięcie wymaganych parametrów prądowo-napięciowych. Mostki tyrystorowe zabezpieczono przed przepięciami od łączy zewnętrznych poprzez zabudowanie układów ochrony przepięciowej.

W celu zapewnienia ochrony mostków tyrystorowych od skutków zwarć zewnętrznych, zabudowano w obwodzie głównym wyłącznik szybki WSz o danych:

- prąd znamionowy wyłącznika 4 200 A_{DC}
- napięcie znamionowe 1 000 V_{DC}
- zakres nastawy wyzwalacza 2,0 ÷ 8,0 kA

Podstawową funkcją realizowaną przez wyłącznik szybki jest zabezpieczenie nadprądowe obwodu głównego, skutkujące jego przerwaniem oraz skutecznym zgaszeniem łuku elektrycznego. Dostępny zakres wyzwalacza prądowego zastosowanego wyłącznika szybkiego pozwala na uzyskanie zadziałania zabezpieczenia nadprądowego przy prądzie o wartości 5,2 kA, tj. wartości większej o 30%, w stosunku do znamionowego prądu wyprostowanego. Znamionowy prąd wyłącznika szybkiego jest o 5% większy od wartości zakładanego prądu znamionowego przetwornicy EL-TPP1.

Zastosowane przekształtniki to modułowe urządzenia energoelektroniczne, których sterowanie i zabezpieczenia zrealizowano programowo z wykorzystaniem techniki mikroprocesorowej. Fabrycznie zaimplementowane programy realizują cyfrowe układy regulatora prędkości obrotowej zasilanego silnika ze sprzężeniem napięciowym, tachometrycznym lub inkrementalnym, wypracowując wartość momentu zadanego niezbędnego do zrealizowania prędkości zadanej. Przyjmując stały strumień wzbudzenia, regulację momentu silnika realizuje się poprzez zmianę prądu obwodu głównego. Cyfrowo zrealizowany regulator prądu wypracowuje sygnał napięcia zadanego z uwzględnieniem sygnału lokalnego sprzężenia prądowego, wypracowanego w oparciu o przekładniki prądowe zainstalowane w torze zasilania mostków. Efektem końcowym działania cyfrowego układu

sterowania mostkami tyrystorowymi jest wygenerowanie 6-ciu impulsów bramkowych, opóźnionych fazowo o kąt α w stosunku do punktu naturalnej komutacji. Dzięki zastosowaniu nawrotnych mostków o przeciw równoległym układzie tyrystorów, pracujących z blokadą impulsów bramkowych, możliwa jest pełna 4-kwadrantowa praca silnikowo-generatorowa z odzyskiwaniem energii do sieci zasilającej. Sterowniki przekształtników skomunikowano w konfiguracji PG1-master, PG2-slave. Zadania sterownicze i regulacyjne realizowane są w programie przekształtnika PG-1. Programowe zabezpieczenia realizowane są niezależnie w każdym przekształtniku. W zależności od rodzaju wykrytego błędu i stopnia zagrożenia dla bezpiecznej pracy przekształtników, możliwe są następujące reakcje:

- czasowe blokowanie impulsów bramkowych tyrystorów,
- zablokowanie impulsów bramkowych wraz z odzwzbudzeniem przekąznika AP1 lub AP2, skutkujące przerwaniem obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej poprzez zestyk przekąznika PZPT,
- w przypadku zadziałania zabezpieczenia nadprądowego przekształtników, występuje sytuacja jak wyżej, a ponadto, poprzez odzwzbudzenie przekąznika GP1 lub GP2 wyłączenie wyłącznika 6 kV przetwornicy EL-TPP1.

Parametryzacja oprogramowania niezbędna do prawidłowego uruchomienia zespołu przekształtnikowego odbywa się za pomocą paneli operatorskich zainstalowanych na szafach przekształtników. Możliwe jest również opcjonalne wykorzystanie dedykowanego programu narzędziowego, usprawniającego prace związane z uruchomieniem i eksploatacją przekształtników. Fabryczne oprogramowanie sterowników zawiera szereg gotowych bloków funkcyjnych i elementów logicznych, dzięki którym można skonstruować dodatkowe sterowanie. Producent przetwornicy EL-TPP1 wykorzystał tę właściwość do zrealizowania sterowania wentylacją pomieszczenia, z uwzględnieniem temperatury bloków tyrystorowych i otaczającego powietrza. Oprogramowanie fabryczne sterowników przekształtników zawiera szereg podprogramów umożliwiających sprawne przeprowadzenie optymalizacji nastaw regulatorów dla silnika aktualnie zasilanego z przetwornicy EL-TPP1. Skraca to znacznie czas niezbędny na przeprowadzenie prac rozruchowych i zapewnia bezpieczeństwo oraz powtarzalność stosowanych metod optymalizacyjnych, co przy uwzględnieniu mobilności przetwornicy i możliwości zasilania różnych silników napędowych maszyn wyciągowych jest cechą szczególnie pożądaną. Mikroprocesor sterownika wykorzystuje 3 obszary pamięci:

- wymagającą podtrzymania RAM, zwaną też pamięcią roboczą,
- nie wymagającą podtrzymania ROM, zwaną też pamięcią Flash,
- opcjonalnie przenośną kartę pamięci.

Cenną zaletą jest możliwość wykonania kopii na zewnętrznej karcie pamięci aktualnego oprogramowania sterowników przekształtników. Producent przekształtników oferuje aktualizacje oprogramowania sterowników, które można wykonać z wykorzystaniem zewnętrznej karty pamięci.

Opisywane przekształtniki są standardowo stosowane do zasilania silników w przenośnikach taśmowych, windach, dźwigach, kolejach linowych, napędach przecinarek, przewijarek, nawijarek. Stanowią elastyczny, modułowy system napędowy dla wymagających aplikacji przemysłowych. Wykorzystuje się je do realizacji złożonych procesów wymagających od układów zasilających silnik precyzyjnej regulacji położenia, prędkości i momentu, takich jak: wytłaczarki, zwijarki/rozwijarki, napędy master/slave, prasy, maszyny drukarskie, młyny.

W celu włączenia przetwornicy EL-TPP1 do układów maszyny wyciągowej, należy wykonać połączenie kablowe 6 kV i połączenia silnopiędowe obwodu głównego oraz zasilania

0,4 kV. Na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej należy zabudować pulpit przetwornicy EL-TPP1. Pulpit należy połączyć kablem sterowniczym z listwą zaciskową w przetwornicy.

Parametry kabla 6 kV, wynikające m.in. z warunków zasilania istniejących w punkcie podłączenia, określone są każdorazowo w dokumentacji technicznej włączenia przetwornicy do układów maszyny wyciągowej. Połączenia silnopiętrowe obwodu głównego są wykonywane z wykorzystaniem wiązek przewodów 1-żyłowych o przekroju 240 mm², o łącznej obciążalności prądowej wynikającej z parametrów zasilanego silnika.

Z istniejącej struktury układów maszyny wyciągowej pobierane są następujące sygnały:

- stan załączenia obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej - równolegle do cewki istniejącego w maszynie wyciągowej przekaźnika wykonawczego obwodu bezpieczeństwa podłącza się cewkę przekaźnika PPHB,
- stan zahamowania maszyny wyciągowej - równolegle do cewki istniejącego w maszynie wyciągowej przekaźnika stanu zahamowania maszyny wyciągowej podłącza się cewkę przekaźnika PPCZ,
- sygnał analogowy prędkości zadanej, z uwzględnieniem działania regulatora jazdy - z układu zadawania i regulacji prędkości maszyny wyciągowej należy pobrać napięcie, które jest proporcjonalne do prędkości zadanej, z uwzględnieniem ograniczeń wprowadzanych przez regulator jazdy.

Do obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej należy wprowadzić zestyk przekaźnika PZPT zabezpieczeń przetwornicy EL-TPP1. Sugerowany przez producenta punkt włączenia do obwodu bezpieczeństwa, to połączenie zestyku pomocniczego wyłącznika 6 kV i zestyku wyłącznika odśrodkowego przetwornicy macierzystej. Opcjonalnie możliwe jest wykorzystanie drugiego zestyku przekaźnika PZPT dla zrealizowania zwielokrotnienia oddziaływania zabezpieczeń przetwornicy EL-TPP1 na obwód bezpieczeństwa maszyny wyciągowej.

W celu umożliwienia maszyniście maszyny wyciągowej wykonanie przewidzianych czynności niezbędnych do załączenia przetwornicy EL-TPP1, na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej instaluje się pulpit sterowniczy przetwornicy. Z jego wykorzystaniem możliwe jest załączenie lub wyłączenie transformatora zasilającego układ przekształtnikowy, załączenie lub wyłączenie wyłącznika szybkiego oraz wprowadzenie ograniczenia prędkości do wartości prędkości dojazdowej lub prędkości rewizji (tzw. łącznik jazdy manewrowej). Na pulpicie sterowniczym, w sposób optyczny, sygnalizowane są stany:

- wyłączenia transformatora T1,
- wyłączenia wyłącznika szybkiego WSz,
- awarii przekształtnika PG1 lub PG2,
- przekroczenia pierwszego stopnia kontroli temperatury transformatora T1,
- obniżenia wartości rezystancji doziemnej obwodu głównego.

Informacje o stanach awaryjnych przekształtników tyrystorowych dostępne są na ekranach paneli operatorskich.

Ponieważ przetwornica EL-TPP1 wyposażona jest we własne pole 6 kV, w sytuacjach awaryjnych, wymagających wyłączenia zasilania 6 kV, wyłączany jest wyłącznik mocy w ww. polu. Wyłączenie następuje w następujących przypadkach:

- wykrycia przeciążenia, zwarcia międzyfazowego lub zwarcia doziemnego przez zintegrowany zespół zabezpieczeń zainstalowany w polu 6 kV,
- zadziałania łącznika krańcowego otwarcia klap wydmuchowych przedziału wyłącznika pola 6 kV,

- użycia przycisku awaryjnego wyłączenia na polu 6 kV,
- zadziałania łącznika krańcowego otwarcia drzwi do pomieszczenia transformatora T1,
- użycia przycisku awaryjnego wyłączenia WP na drzwiach przekształtnika PG1,
- zadziałania kontroli nadprądowej w przekształtniku PG1 lub PG2, wymagającej wyłączenia zasilania mostków tyrystorowych dla ochrony przed skutkami zwarcia wewnętrznego,
- przekroczenia temperatury transformatora T1 - II stopień.

W przypadku zadziałania kontroli ochron przepięciowych przekształtników, zestyk przekaźnika KOP blokuje możliwość załączenia wyłącznika 6 kV zasilającego transformator przekształtnikowy T1.

Producent opcjonalnie przewidział możliwość wyprowadzenia układu bezpotencjałowych zestyków do obwodu tzw. cewki wybijakowej pola zasilającego przetwornicę EL-TPP1. Pole to traktowane jest jako odpływ kablowy, a jego zabezpieczenia dobiera się z uwzględnieniem parametrów zasilania i zastosowanego kabla 6 kV. Dlatego wyłączenie awaryjne tego pola ograniczono do następujących przypadków:

- użycie przycisku awaryjnego wyłączenia na polu 6 kV,
- zadziałanie łącznika krańcowego przyłącza kablowego na polu 6 kV,
- zadziałanie łącznika krańcowego otwarcia klap wydmuchowych przedziału wyłącznika pola 6 kV.

Zastosowanie przetwornicy EL-TPP1 umożliwia utrzymanie dotychczasowych warunków prowadzenia ruchu wyciągu szybowego, bądź wymaga ograniczenia:

- prędkości jazdy - gdy wartość napięcia obwodu głównego silnika maszyny wyciągowej przy prędkości maksymalnej jest większa od napięcia wyprostowanego przetwornicy EL-TPP1 U_{dm} określonego na 336 V,
- masy transportowanej lub przyspieszeń i opóźnień napędu - gdy wartość prądu obwodu głównego silnika maszyny wyciągowej w czasie rozruchu jest większa od prądu wyprostowanego przetwornicy EL-TPP1 I_{dm} wynoszącego 4 kA.

Mikroprocesorowy układ sterowania i zabezpieczeń przekształtników zapewnia dużą precyzję regulacji prędkości obrotowej zasilanego silnika. Dla zrealizowania zasilania silników różnych maszyn wyciągowych, producent zdecydował się na układ regulacji prędkości obrotowej zasilanego silnika z wykorzystaniem ujemnego sprzężenia zwrotnego - napięcia, proporcjonalnego do napięcia obwodu głównego, uzyskanego za pośrednictwem separatora napięciowego SN2. Napięcie do separatora pobierane jest z oszynowania obwodu prądu stałego wewnątrz przetwornicy EL-TPP1, co zapewnia ciągłość sprzężenia niezależnie od powstania ewentualnych uszkodzeń w okablowaniu pomiędzy przetwornicą a punktem przyłączowym. Wykorzystanie sprzężenia napięciowego wiąże się z powstaniem uchybu regulacji prędkości obrotowej silnika maszyny wyciągowej, szczególnie zauważalnego podczas jazdy z nadwagą (obniżenie prędkości ustalonej przy ciągnięciu, zwiększenie przy opuszczaniu w stosunku do prędkości jazdy z naczyniami pustymi). Jednak zastosowanie sprzężenia tachometrycznego dla przewoźnej przetwornicy EL-TPP1 wydaje się niecelowe i jest dodatkowo obciążone zagrożeniami wynikającymi z następstw utraty sygnału ujemnego sprzężenia zwrotnego w torze regulacji prędkości. Lokalne sprzężenie prądowe pozwoliło uzyskać efekt tzw. pułapu prądu w obwodzie głównym, co chroni elementy energoelektroniczne przekształtników przed przegrzaniem lub uszkodzeniem, dając dodatkowe właściwości regulacyjne układu napędowego.

W czasie hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej, której silnik napędowy jest zasilany z przetwornicy EL-TPP1, odmienny jest przebieg momentu elektrodynamicznego silnika niż przy zasilaniu z prądnicy sterującej. Po uzyskaniu informacji o odzwzbudzeniu przekaźnika obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej, zestyki przekaźnika PPHB blokują przekształtniki PG1 i PG2 (blokada impulsów bramkowych) i zanik momentu napędowego rozwijanego przez silnik główny jest praktycznie natychmiastowy. Przy zasilaniu silnika głównego z przetwornicy macierzystej, podczas hamowania bezpieczeństwa następował proces odzwzbudzania maszyn tworzących obwód główny układu Leonarda - silnika napędowego i prądnicy (prądnic) sterujących, który musiał być rozciągnięty w czasie dla zapewnienia ochrony przepięciowej uzwojeń maszyn. Z uwagi na nierozwieranie obwodu głównego, w początkowym etapie hamowania bezpieczeństwa występował moment elektrodynamiczny silnika, napędzający bądź hamujący, zależnie od wartości i kierunku działania nadwagi oraz kierunku jazdy. W związku z tym, podczas włączania przetwornicy do układów maszyny wyciągowej niezbędne jest przeprowadzenie rejestrowanych prób hamowania bezpieczeństwa, celem potwierdzenia poprawności dotychczas stosowanych nastaw hamulcowych.

Należy zwrócić uwagę, iż zasilanie silnika napędowego maszyny wyciągowej z przetwornicy tyrystorowej prowadzi do uzyskania wymiernych korzyści ekonomicznych, polegających nie tylko na zmniejszeniu kosztów energii elektrycznej (eliminacja strat biegu jałowego), jak również kosztów eksploatacyjnych (np. wymiana zużytych szczotek prądnic sterujących, przeglądy maszyn głównych układu Leonarda, itd.)

4. Przewoźna maszyna wyciągowa pomocniczych wyciągów szybowych

Przewoźna maszyna wyciągowa B-1100/EL-1 przeznaczona jest do eksploatacji w jednokońcowych górniczych wyciągach szybowych pomocniczych. Zabudowa jej na przyczepie umożliwiła transport drogowy (rys. 6). Przyczepa z maszyną wyciągową jest przystosowana do posadowienia na fundamencie. Budowa części elektrycznej maszyny wyciągowej umożliwia zasilanie napięciem $3 \times 500 \text{ V}_{AC}$ lub $3 \times 400 \text{ V}_{AC}$.



Rys. 6. Przewoźna maszyna wyciągowa B-1100/EL-1 [8]

Maszyna wyciągowa jest sterowana:

- ręcznie, ze stanowiska sterowniczego,
- automatycznie, w trybie zdalnego uruchamiania z regulacją prędkości.

Zasadniczymi elementami maszyny wyciągowej są:

- bęben przystosowany do wielowarstwowego nawijania liny nośnej, zamocowany do wału głównego osadzonego w dwóch łożyskach tocznych,
- silnik prądu stałego, napędzający bęben nawojowy poprzez sprzęgło elastyczne, przekładnię zębatą oraz sprzęgło zębate, zasilany z sieci prądu przemiennego przez przekształtnik tyrystorowy,
- hamulec tarczowy z siłownikami odwodzonymi hydraulicznie,
- transformator zasilania 500/400/230 V,
- swobodnie programowalne sterowniki PLC,
- elektrohydrauliczny jednoagregatowy zespół sterowniczo-zasilający hamulca,
- układ wizualizacji oraz sygnalizacyjny stanów awaryjnych i stanów pracy poszczególnych podzespołów maszyny wyciągowej.

Maksymalna prędkość jazdy naczynia wyciągowego zależy od:

- numeru kolejnej warstwy nawijanej lub odwijanej liny na bębnie,
- wartości napięcia zasilania.

Przy zasilaniu z sieci o napięciu 500 V_{AC} prędkość liny nośnej zmienia się od 1,3 m/s, dla warstwy pierwszej do 1,55 m/s, dla warstwy siódmej (zewnętrznej), natomiast przy zasilaniu z sieci o napięciu 400 V_{AC} odpowiednio od 1,0 m/s do 1,2 m/s.

Bęben maszyny wyciągowej ma dwie tarcze hamulcowe. Proces hamowania realizowany jest poprzez zespół dwóch par hydraulicznie odwodzonych siłowników z bezazbestowymi okładzinami hamulcowymi, zamocowanymi na dwóch stojakach hamulcowych. Wartość siły hamującej sterowana jest ciśnieniem oleju wytwarzanym w zespole sterowniczo-zasilającym.

W układzie hydraulicznym hamulca zastosowano urządzenie umożliwiające wywołanie spadku ciśnienia oleju poprzez udrożnienie jego dodatkowej drogi spływu w instalacji hydraulicznej hamulca, powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu.

Bęben nawojowy maszyny wyciągowej, zamocowany śrubami do kołnierzy wału głównego, napędzany jest obcowzbudnym silnikiem prądu stałego zasilanym z sieci prądu przemiennego przez przekształtnik tyrystorowy. Przetwarza on energię prądu przemiennego w energię prądu stałego. Zmianę kierunku wirowania, jak i pracę z hamowaniem odzyskowym realizuje się poprzez zmianę kierunku przepływu prądu twornika silnika.

Układ sterowania maszyny wyciągowej zbudowany jest w oparciu o swobodnie programowalne sterowniki PLC oraz cyfrowo sterowany przekształtnik tyrystorowy. Za pomocą sterowników PLC zrealizowano cyfrowy regulator jazdy, pełniący równocześnie funkcję układu kontroli prędkości.

Wszystkie ważne funkcje odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej objęte są systemem wizualizacji.

Część mechaniczna maszyny wyciągowej została zaprojektowana i sprawdzona wytrzymałościowo dla obciążeń wynikających z następujących warunków eksploatacji górniczego wyciągu szybowego:

- | | |
|----------------------------------|----------|
| – maksymalna prędkość jazdy | 1,55 m/s |
| – nominalna średnica liny nośnej | 22 mm |

– maksymalna siła statyczna w linie nośnej	45 kN
– maksymalna siła zrywająca linę nośną	441 kN
– maksymalny moment obciążenia od siły w linie	24,75 kNm
– kąt nachylenia odcinka skośnego liny nośnej pomiędzy kołem linowym a linopędnią maszyny wyciągowej w stosunku do poziomu	24,0° ÷ 44,6°

Na przyczepie zamocowane są: rama posadowienia z ww. częściami maszyny wyciągowej, agregat zespołu sterowniczo-zasilającego hamulca i dwie szafy z wyposażeniem elektrycznym, które znajdują się w wydzielonym, większym pomieszczeniu na przyczepie oraz stanowisko sterownicze, usytuowane w mniejszym. Pomieszczenia osłonięto dachem i izolowanymi ścianami dla zabezpieczenia przed negatywnymi warunkami klimatycznymi.

Przyczepa z zabudowaną maszyną wyciągową B-1100/EL-1 jest przystosowana do posadowienia jej na fundamencie (rys. 7).

Fabrycznie przyczepa wyposażona jest w cztery zestawy podporowe, które przeznaczone są do podniesienia przyczepy, w celu odciążenia kół jezdnych podczas postoju. Przestrzeń powstałą pomiędzy podniesioną przyczepą a fundamentem wypełnienia się drewnianymi belkami i montuje się wsporniki, a następnie opuszcza się na nie przyczepę. Rama maszyny wyciągowej, po posadowieniu przyczepy na drewnianych belkach oraz wspornikach, stabilizowana jest i mocowana do fundamentu za pomocą 10 cięgieł wyposażonych w śruby rzymskie.



Rys. 7. Przewoźna maszyna wyciągowa B-1100/EL-1 [8]

Część elektryczna maszyny wyciągowej składa się z elementów realizujących:

- zasilanie elektryczne,
- sterowanie maszyny wyciągowej,
- zabezpieczenia maszyny wyciągowej,
- sygnalizację stanu i obrazowanie parametrów pracy maszyny wyciągowej,
- cyfrowy regulator jazdy CRJ-1-M,
- sterowanie hamulca.

Maszyna wyciągowa przewoźna B-1100/EL-1 może być zasilana napięciem przemiennym $3 \times 500 \text{ V}_{AC}$ lub $3 \times 400 \text{ V}_{AC}$. Kabel zasilający jest wprowadzony do przyłącza maszyny wyciągowej na rozłącznik, wyposażony w bezpieczniki topikowe.

Możliwe są trzy stany zasilania przewoźnej maszyny wyciągowej:

- całkowite wyłączenie zasilania - poprzez otwarcie rozłącznika bezpiecznikowego lub poprzez wypięcie kabla zasilającego,
- „postój” – maszyna jest zasilana napięciem $3 \times 500 \text{ V}_{AC}$ lub $3 \times 400 \text{ V}_{AC}$, lecz otwarty jest łącznik postoju – zasilone są wtedy tylko obwody oświetlenia, ogrzewania i klimatyzacji pomieszczeń maszyny wyciągowej oraz zasilacz awaryjny UPS urządzenia sygnalizacji szybowej,
- „praca” – maszyna jest zasilana napięciem $3 \times 500 \text{ V}_{AC}$ lub $3 \times 400 \text{ V}_{AC}$ i zamknięty jest łącznik postoju, co powoduje, że wszystkie elementy maszyny wyciągowej oraz urządzenia sygnalizacji szybowej są zasilone.

W celu dostosowania pozostałych urządzeń zabudowanych w maszynie wyciągowej do dwóch wartości napięcia zasilającego, zastosowano transformator dopasowujący, przetwarzający napięcie $3 \times 500 \text{ V}_{AC}$ na napięcie $3 \times 400 \text{ V}_{AC}$. Przełączenie łącznika na pracę z zasilania $3 \times 500 \text{ V}_{AC}$ powoduje, że obwody $3 \times 400 \text{ V}_{AC}$ maszyny wyciągowej będą zasilane z transformatora.

Zasilanie maszyny wyciągowej napięciem $3 \times 400 \text{ V}_{AC}$ powoduje ograniczenie jej prędkości maksymalnej do 1,2 m/s wskutek zmniejszenia wartości napięcia obwodu głównego.

Układ sterowniczo-regulacyjny napędu zbudowano w oparciu o swobodnie programowalne sterowniki PLC oraz programowo sterowany przekształtnik tyrystorowy, zasilający obwód główny i obwód wzbudzenia.

Zastosowano programowo sterowany mikroprocesorowy napęd tyrystorowy dla silników prądu stałego, w układzie mostkowym przeciw równoległym, o danych technicznych:

- | | |
|---|---|
| – typ | czterokwadrantowy |
| – moc silnika zasilanego | 150 kW |
| – napięcie zasilające | $3 \times 500 \text{ V}_{AC}$ |
| – prąd wyprostowany ciągły | 350 A |
| – maksymalna przeciążalność prądem | 525 A przez 30 s, nie częściej niż 10 razy na godzinę |
| – prąd obwodu wzbudzenia silnika | 20 A |
| – napięcie zasilania obwodów wewnętrznych | $3 \times 400 \text{ V}$, 50 Hz |
| – chłodzenie | wymuszone |

Maszyna wyciągowa B-1100/EL-1 może być sterowana ręcznie lub automatycznie w trybie zdalnego uruchamiania.

W sterowaniu ręcznym prędkość zadawana jest przez zadajnik w postaci sygnału prądowego $-20 \dots 0 \dots 20 \text{ mA}$, wprowadzonego na wejście analogowe sterownika PLC2. Wartość prędkości zadanej przesyłana jest ze sterownika PLC2 do części cyfrowej przekształtnika tyrystorowego jako sygnał analogowy.

W trybie zdalnego uruchamiania możliwe jest zadawanie prędkości przyciskami kierunku jazdy w określonych przedziałach, od minimalnej prędkości liny nośnej ok. 0,1 m/s do maksymalnej, określonej dla danego rodzaju pracy.

Odhamowanie maszyny wyciągowej podczas zdalnego uruchamiania odbywa się po wcześniejszym zadaniu momentu, w kierunku pozwalającym utrzymać zmieniającą się nadwagę, zależnie od położenia naczynia w szybie (wyciąg jednokońcowy).

Zmiana rodzaju sterowania możliwa jest tylko przy zahamowanej maszynie i sterze hamowania manewrowego w położeniu „zahamowany”.

Układ regulacji prędkości zadaje, reguluje oraz ogranicza prędkość maszyny, w zależności od położenia naczynia wyciągowego w szybie. Elementem zadającym prędkość w sterowaniu ręcznym jest zadajnik umieszczony na stanowisku sterowniczym, służący jako źródło wartości zadanej względnej. Dla sterowania w trybie zdalnego uruchamiania, źródłem wartości zadanej jest krzywa jazdy wyliczona dla maksymalnych, dopuszczalnych parametrów, dla danego położenia naczynia w szybie oraz wybranego rodzaju pracy. Następnie sygnał prędkości zadanej przetwarzany jest przez elektroniczny układ zadawania i kontroli prędkości jazdy - regulator jazdy oraz cyfrowy układ regulacji prędkości w przekształtniku tyrystorowym.

Ustawienie cyfrowego regulatora jazdy w zakresie długości drogi jazdy naczynia wyciągu (z uwagi na różne miejsca eksploatacji przewoźnej maszyny wyciągowej) może dokonać obsługa za pomocą monitora dotykowego zabudowanego na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej. Wartość położenia naczynia wyciągowego obliczona w cyfrowym wskaźniku głębokości uwzględnia zmianę średnicy kolejnych warstw nawijania liny nośnej.

Układ sterowania i regulacji prędkości pozwala na osiągnięcie maksymalnych poziomów prędkości liny nośnej, skojarzonych z rodzajem pracy wyciągu i wynoszących odpowiednio 0,3 m/s; 0,5 m/s; 1,0 m/s; 1,55 m/s (prędkość liniowa przy nawijaniu zewnętrznej, siódmej warstwy na bębnie nawojowym).

Na warunkach szczególnych, określonych przez kierownika działu energomechanicznego zakładu górniczego, w instrukcji ewakuacji ludzi z szybu, w celu umożliwienia kontrolowanego przemieszczenia naczynia wyciągowego w szybie, po wprowadzeniu hasła w panelu operatorskim, można uruchomić funkcję „grawitacyjne przemieszczanie naczynia”, pozwalającą na przemieszczenie naczynia wyciągowego bez udziału układu napędowego, z wykorzystaniem działania grawitacji i regulowanego momentu hamującego tarczowego hamulca maszyny wyciągowej [7].

W przypadku uszkodzenia w części elektrycznej napędu maszyny wyciągowej, przy zachowaniu sprawności działania hamulca, istnieje możliwość kontrolowanego, grawitacyjnego opuszczenia nadwagi. Jest to funkcja programowa, umożliwiająca np. opuszczenie załogi rewizyjnej znajdującej się w naczyniu wyciągowym do najbliższego poziomu. Uwzględniając fakt, iż maszyna wyciągowa stosowana jest w wyciągu jednokońcowym, praktycznie zawsze występująca nadwaga będzie wystarczająca do wywołania ruchu bębna.

W celu usprawnienia załączenia funkcji grawitacyjnego przemieszczania naczynia muszą być spełnione następujące warunki:

- maszyna wyciągowa zahamowana,
- obwód bezpieczeństwa maszyny wyciągowej - wyłączony.

Załączenie grawitacyjnego przemieszczania naczynia powoduje zablokowanie pracy przekształtnika tyrystorowego.

Po załączeniu grawitacyjnego przemieszczania naczynia, nie są uwzględniane programowo następujące zabezpieczenia:

- załączenie przekształtnika,
- sprawność napędu,

- kontrola awaryjnego zatrzymania za pomocą napędu,
- kontrola przed zmniejszeniem momentu obciążenia przy jeździe naczynia w dół,
- kontrola odhamowania zablokowanej maszyny,
- kontrola przekaźników sterowanych przez PLC,
- kontrola zestyków wejściowych do PLC,
- kontrola zahamowania przy awaryjnym zatrzymaniu napędem,
- kontrola podprądowa wzbudzenia silnika napędowego,
- kontrola nadprądowa wzbudzenia silnika napędowego (PKN1),
- kontrola nadprądowa obwodu głównego (M_NIG).

Po włączeniu funkcji grawitacyjnego opuszczania, warunkiem koniecznym dla przeprowadzenia tej procedury jest sprawność wszystkich układów, za wyjątkiem zabezpieczeń wymienionych powyżej oraz załączenie obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej.

W celu wykonania ruchu naczynia wyciągowego w warunkach kontrolowanego grawitacyjnego opuszczania nadwagi, należy za pomocą dźwigni hamulca uprawnić regulację ciśnienia w instalacji hamulca i zadać wartość prędkości nastawnikiem kierunku i zadania prędkości (ster jazdy). Prędkość opuszczania jest utrzymywana za pomocą wewnętrznego regulatora prędkości, zaimplementowanego w sterowniku PLC, który wypracowuje taką wartość sygnału sterującego dla zaworu proporcjonalnego, aby ciśnienie w instalacji hamulca zapewniało siłę hamującą, zdolną do zrealizowania opuszczania nadwagi z zadaną prędkością. Efektywna prędkość grawitacyjnego opuszczania nadwagi zawiera się w przedziale $0 \div 0,7$ m/s. Podczas grawitacyjnego opuszczania nadwagi układ zabezpieczeń monitoruje prędkość jazdy, a w przypadku przekroczenia prędkości 1 m/s, inicjuje przerwanie obwodu bezpieczeństwa.

Wyłączenie funkcji grawitacyjnego opuszczania nadwagi następuje po przywróceniu pełnej sprawności układu napędowego maszyny wyciągowej oraz potwierdzeniu tego faktu z systemu wizualizacji.

5. Podsumowanie

Przedstawione przykłady to rozwiązania innowacyjne, wykorzystujące najnowsze podzespoły automatyki sterowania. Zastosowanie swobodnie programowalnych sterowników PLC pozwala maksymalnie zwiększyć walory użytkowe wprowadzanych zespołów urządzeń. Możliwość dostosowania oprogramowania do potrzeb użytkownika, sprawna diagnostyka błędów, pełna wizualizacja procesu technologicznego, jakim jest ruch górniczego wyciągu szybowego i współpraca z pozostałymi elementami transportu pionowego, to niezaprzeczalne zalety wprowadzonych w ostatnich latach rozwiązań. Możliwość budowy zespołów urządzeń elementów górniczych wyciągów szybowych pozwala użytkownikom zrealizować zadania inwestycyjne metodą „drobnych kroków”, a użytkownikowi końcowemu zapewnia możliwość modernizacji elementów górniczego wyciągu szybowego w miejscach newralgicznych. Warunkiem powodzenia tak przyjętego procesu modernizacji jest konsekwencja działania, zmierzająca do osiągnięcia zamierzonego celu. Opóźnienia, bądź zmiany w kierunkach procesu modernizacji mogą jednak spowodować, iż finalny efekt nie będzie zgodny z oczekiwaniami. Dotyczy to w szczególności próby wykorzystania wyeksploatowanych podzespołów maszyn wyciągowych, często pozyskanych z likwidowanych zakładów górniczych. Oszczędności, okazują się iluzoryczne w zetknięciu z twardymi regułami konieczności zapewnienia pełnej sprawności maszyny wyciągowej, podstawowego elementu górniczego wyciągu szybowego.

Przedstawione przykładowe rozwiązania zespołów urządzeń maszyn wyciągowych zawierają aplikacje grawitacyjnego opuszczania nadwagi, możliwego do wykorzystania w przypadku ewakuacji ludzi z naczyń wyciągowych, w przypadku awaryjnego zatrzymania ruchu wyciągu wskutek uszkodzenia układu napędowego. W trakcie procedury dopuszczania do stosowania w zakładach górniczych zespołów urządzeń maszyn wyciągowych przedmiotowych wyciągów, pozytywnie oceniono zaproponowane rozwiązania, podkreślając jednocześnie celowość ich wprowadzenia, w celu zminimalizowania prawdopodobieństwa unieruchomienia naczynia wyciągowego i powstania sytuacji awaryjnej [6].

Na szczególną uwagę zasługuje fakt maksymalnego wykorzystania możliwości technicznych, jakie daje stosowanie w budowie zespołów maszyn wyciągowych swobodnie programowalnych sterowników logicznych PLC oraz wykorzystanie rozbudowanych, przyjaznych dla użytkownika aplikacji wizualizacji stanów pracy maszyn wyciągowych.

W najbliższej przyszłości należy oczekiwać kolejnych rozwiązań technicznych, umożliwiających podniesienie poziomu bezpieczeństwa użytkowania wyciągów szybowych. Oczekiwane są też nowe rozwiązania urządzeń bezprzewodowej sygnalizacji i łączności szybowej, umożliwiające przekazanie znacznie większej liczby sygnałów z poruszającego się naczynia wyciągowego i zapewnienia optymalnego pod względem bezpieczeństwa systemu sterowania i zabezpieczeń.

Literatura

- [1] Wojtowicz W., Zygmunt A.: Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy. W: Transport Szybowy 96: Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna. Gliwice, 8-10 październik 1996. T.1. Gliwice: CMG KOMAG, 1996, s. 69-72.
- [2] Hansel J. i in.: Syntetyczna ocena poziomu technicznego i określenie kierunków modernizacji górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych w Polsce W.: Metodyka kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich zakładach górniczych. Red. J. Hansel. Kraków: AGH. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH, 2007, z. 40, s. 84-105.
- [3] Hansel J.: Niezawodność i bezpieczeństwo systemów maszynowych transportu pionowego – wyniki wybranych prac naukowych Katedry Transportu Linowego AGH W: Transport Szybowy 2007: IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Szczyrk, 17-19 wrzesień 2007. T.1. Gliwice: CMG KOMAG, 2007, s. 13-28.
- [4] Kiercz M., Krajczok J., Szczygieł M.: Zmiany w górniczych wyciągach szybowych będące w latach 2004-2007 przedmiotem badań kontrolnych odbiorczych Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urzędów Energomechanicznych. W: transport Szybowy 2007: IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna. Szczyrk, 17-19 wrzesień 2007. T.1. Gliwice: CMG KOMAG, 2007, s. 5-12.
- [5] Cholewa J., Hałupczok P., Małecki J., Oleksy A.: Ocena maszyn wyciągowych na podstawie ich wyposażenia i zastosowanych rozwiązań technicznych. W: Transport Szybowy 2007: IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna. Szczyrk 17-19 wrzesień 2007. T.1. Gliwice: CMG KOMAG, 2007, s. 35-40.

- [6] Kiercz M., Szczygieł M.: Zmiany w górniczych wyciągach szybowych w latach 2004-2007, przedmiotem badań kontrolnych odbiorczych urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń energomechanicznych. W: Problemy Bezpieczeństwa i Ochrony Zdrowia w Polskim Górnictwie: X Konferencja. Mysłowice, 27-28 marzec 2008. Katowice: WUG, 2008, s. 121-127.
- [7] Kiercz M., Szczygieł M.: Grawitacyjne opuszczanie nadwagi naczyń wyciągowych w przypadku awaryjnego zatrzymania ruchu maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego. W: Transport szybowy: monografia. Red. nauk. A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2009, s. 1-11.
- [8] Dokumentacja fotograficzna udostępniona przez firmy: MWM ELEKTRO Sp. z o.o. w Trzebini i PPUH „ELCAM” Sp. z o.o. w Świętochłowicach.

Czy wiesz, że

... analitycy z australijskiego oddziału brytyjskiej firmy badawczej Timetric opracowali szczegółową prognozę globalnego zapotrzebowania na węgiel do 2020 roku. Zgodnie z ich ocenami, najbliższe pięć lat to okres zmniejszania eksploatacji i wykorzystania węgla w krajach należących do światowych potentatów, czyli Chin i USA. Stały spadek zużycia węgla w ich gospodarkach obserwuje się od roku 2014. Jednak szacunki ekspertów wykazują, że nadal istnieją szanse na wzrost światowego wydobycia węgla o 1,6%, czyli osiągnięcie 8,6 miliarda ton w roku 2020. Będzie to możliwe głównie za sprawą krajów rozwijających się, w szczególności Indii. Jak wykazują badania, Indie planują systematyczne zwiększanie wydobycia własnych zasobów węgla oraz planują znaczny import tego surowca w analizowanym okresie. Przewidywany jest również wzrost wydobycia w Rosji i krajach wywodzących się dawnego Związku Radzieckiego.

World Coal 2016 nr 1 s.12

Analizy numeryczne drgań naczynia wyciągowego w jednokońcowym górniczym wyciągu szybowym

dr inż. Leszek Kowal
dr inż. Krzysztof Turewicz
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie:

W artykule przedstawiono wyniki analiz numerycznych drgań wzdłużnych naczynia wyciągowego górniczego wyciągu szybowego jednokońcowego. Analizy wykonano w odniesieniu do parametrów ruchu rzeczywistego wyciągu szybowego wyposażonego w maszynę bębnową podczas głębenia szybu. Przeprowadzono adaptację modelu matematycznego ogólnego górniczego wyciągu szybowego dwunaczyniowego do potrzeb wyciągu jednonaczyniowego. Model zweryfikowano na podstawie wyników badań na obiekcie rzeczywistym, a następnie przeanalizowano wpływ parametrów hamowania bezpieczeństwa na wartość uzyskiwanego opóźnienia naczynia oraz linopędni.

Słowa kluczowe: górnictwo, górnicze wyciągi szybowe, maszyny wyciągowe, bezpieczeństwo, badania

Keywords: mining industry, mine shaft hoists, hoisting machines, safety, tests

Abstract:

Result s of numerical analyses of longitudinal vibrations of conveyance of one-end mine shaft hoist are given. The analyses were made with reference to the parameters of real operation of shaft hoist equipped with drum machine during shaft sinking. The mathematical model of two-conveyance mine shaft hoist was adapted to the requirements of single-conveyance shaft hoist. The model was verified by comparison with the results from test on real object, then an impact of parameters of safety braking on deceleration of conveyance and Koepe pulley is analyzed.

1. Wprowadzenie

Proces hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej, czyli zatrzymania jej w trybie awaryjnym z zastosowaniem hamulca mechanicznego, jest obwarowany szeregiem wymagań zawartych w przepisach [7]. Określają one warunki, w których hamowanie bezpieczeństwa powinno nastąpić oraz sposób, w jaki powinno być zrealizowane.

W odniesieniu do wyciągów z maszynami wyciągowymi jednokońcowymi średnie opóźnienie w trakcie hamowania bezpieczeństwa, rejestrowane na linopędni maszyny, powinno być większe niż $1,5 \text{ m/s}^2$. W przepisach określono również dodatkowe wymagania, takie jak: wartość opóźnienia hamowania podczas opuszczania nadwagi, które nie powinno być wyższe niż $2,5 \text{ m/s}^2$, a w przypadku podnoszenia nadwagi nie powinno przekraczać 5 m/s^2 . W przypadku jazdy z ludźmi w dół opóźnienie hamowania nie powinno przekraczać 4 m/s^2 .

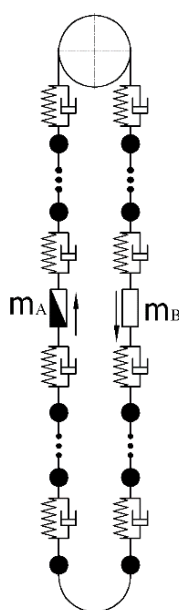
Pomimo stosowania coraz doskonalszych układów sterowania hamulca, procesowi hamowania bezpieczeństwa, w układzie górniczego wyciągu szybowego, towarzyszy zjawisko wzbudzania drgań wzdłużnych naczyń. Drgania te powstają na skutek szybkiego zaniku momentu elektrycznego silnika oraz szybkiego zadziałania hamulca mechanicznego. Drgania mają szczególnie dynamiczny charakter podczas hamowania opuszczanej nadwagi, natomiast ich dynamika jest mniejsza podczas podnoszenia nadwagi. Szczególnie istotne, z punktu widzenia bezpieczeństwa pracy, są drgania naczynia wyciągowego wzbudzane w trakcie przewozu osób [1].

Przeprowadzono modyfikację ogólnego modelu obliczeniowego górniczego wyciągu szybowego, dostosowując go do układu jednokońcowego, a następnie przeprowadzono jego weryfikację w oparciu o wyniki badań na obiekcie rzeczywistym [6].

Przeprowadzono również analizę możliwości ograniczenia drgań naczynia poprzez zmianę parametrów nastaw hamulców w trakcie symulowanego hamowania bezpieczeństwa.

2. Model obliczeniowy górniczego wyciągu szybowego

Ogólny model matematyczny stosowany do analiz dynamiki górniczego wyciągu szybowego złożony jest z dowolnej liczby mas skupionych, połączonych ze sobą nieważkimi elementami sprężysto tłumiącymi, o odpowiednich charakterystykach, zależnych od własności lin nośnych i wyrównawczych (rys. 1).



Rys. 1. Model ogólny górniczego wyciągu szybowego [4]

Model stosowany jest do analizy zjawisk dynamicznych zachodzących w górniczych wyciągach szybowych [2, 3, 4] i był zweryfikowany w odniesieniu do wyciągów dwukońcowych. Opisano go układem równań różniczkowych zwyczajnych, o zmiennych w czasie współczynnikach sztywności i tłumienia związanych ze zmianą długości liny nośnej [5].

Układ równań różniczkowych ruchu modelu matematycznego górniczego wyciągu szybowego w postaci macierzowej przyjmuje następującą formę:

$$M\ddot{X} + B\dot{X} + KX = F \quad (1)$$

gdzie:

M [kg] – macierz bezwładności układu,

B [Ns/m] – macierz tłumienia układu,

K [N/m] – macierz sztywności układu,

F [N] – macierz sił.

Poszczególne równania modelu przyjmują następującą postać:

– równania równowagi dynamicznej naczyń wyciągowych:



$$m_A \ddot{x}_A - k_{An} (x_{i+1} - x_A) + k_{Aw} (x_A - x_{i-1}) - b_{An} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_A) + b_{Aw} (\dot{x}_A - \dot{x}_{i-1}) - m_A g = 0 \quad (2)$$

$$m_B \ddot{x}_B - k_{Bn} (x_{i+1} - x_B) + k_{Bw} (x_B - x_{i-1}) - b_{Bn} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_B) + b_{Bw} (\dot{x}_B - \dot{x}_{i-1}) + m_B g = 0 \quad (3)$$

$$k_{An}, k_{Bn} - \text{współczynnik sztywności liny nośnej} \quad k = \frac{E_d A_n}{L} \left[\frac{N}{m} \right] \quad (4)$$

$$b_{An}, b_{Bn} - \text{współczynnik tłumienia liny nośnej} \quad b = \frac{E_d A_n \nu}{L} \left[\frac{N \cdot s}{m} \right] \quad (5)$$

gdzie:

E_d [N/m²] – moduł sprężystości wzdłużnej liny nośnej,

A_n [m²] – pole przekroju liny nośnej,

L [m] – długość liny od naczynia do linopędni,

ν [s] – współczynnik tłumienia wiskotycznego,

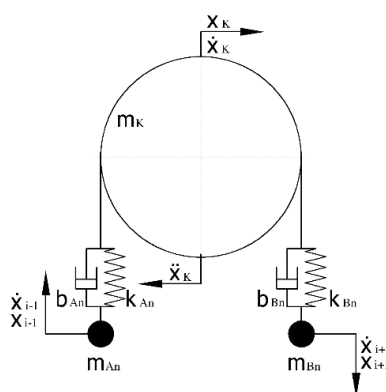
m_A, m_B [kg] – masa zawieszona na linie,

g [m/s²] – przyspieszenie ziemskie,

k_{Aw}, k_{Bw} [N/m] – współczynnik sztywności liny wyrównawczej,

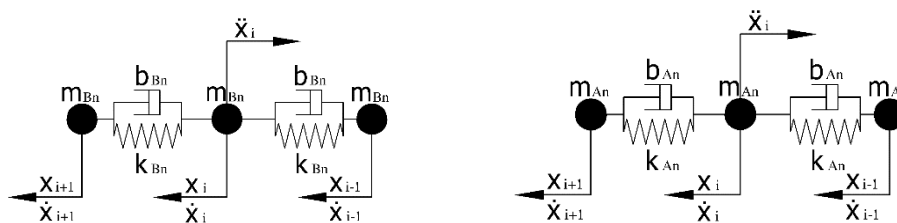
b_{Aw}, b_{Bw} [Ns/m] – współczynnik tłumienia liny wyrównawczej.

– równanie równowagi dynamicznej koła pędnego:



$$m_K \ddot{x}_K - k_{Bn} (x_{i+1} - x_K) + k_{An} (x_K - x_{i-1}) - b_{Bn} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_K) + b_{An} (\dot{x}_K - \dot{x}_{i-1}) + M = 0 \quad (6)$$

– równanie równowagi dynamicznej elementów lin nośnych:



$$m_{An} \ddot{x}_i - k_{An} (x_{i+1} - x_i) + k_{An} (x_i - x_{i-1}) - b_{An} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{An} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{An} g = 0 \quad (7)$$

$$m_{Bn} \ddot{x}_i - k_{Bn} (x_{i+1} - x_i) + k_{Bn} (x_i - x_{i-1}) - b_{Bn} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{Bn} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{Bn} g = 0 \quad (8)$$

$$m_{An} = \frac{q_n \cdot H_{An}}{N_{An}} [kg], \quad m_{Bn} = \frac{q_n \cdot H_{Bn}}{N_{Bn}} [kg] \quad (9)$$

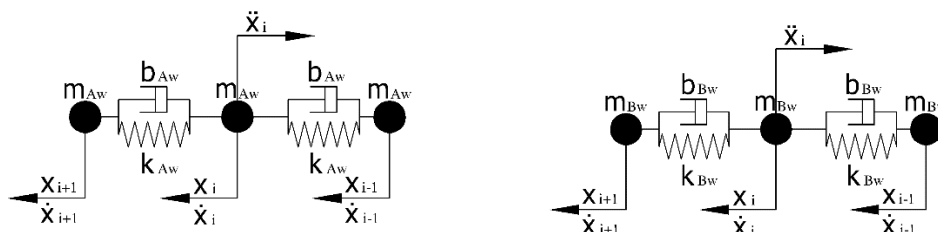
gdzie:

q_n [kg/m] – masa jednostkowa liny nośnej,

H_{An}, H_{Bn} [m] – długość odcinka liny nośnej między naczyniem wyciągowym a osią linopędni,

N_{An}, N_{Bn} – liczba elementów, na które podzielono linę nośną.

– równanie równowagi dynamicznej elementów lin wyrównawczych:



$$m_{Aw} \ddot{x}_i - k_{Aw} (x_{i+1} - x_i) + k_{Aw} (x_i - x_{i-1}) - b_{Aw} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{Aw} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{Aw} g = 0 \quad (10)$$

$$m_{Bw} \ddot{x}_i - k_{Bw} (x_{i+1} - x_i) + k_{Bw} (x_i - x_{i-1}) - b_{Bw} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{Bw} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{Bw} g = 0 \quad (11)$$

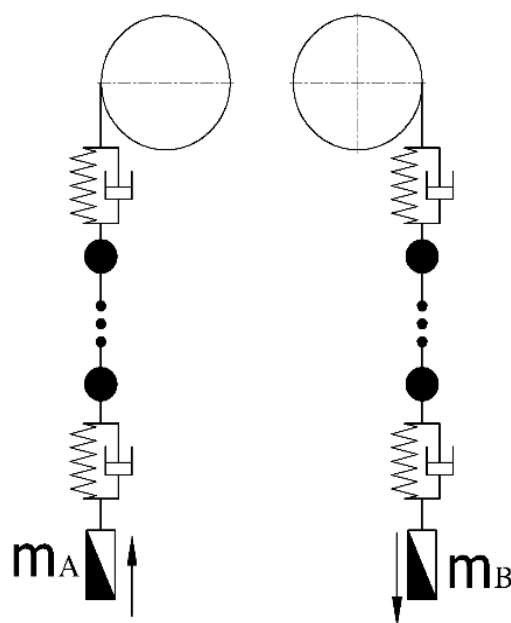
$$m_{Aw} = \frac{q_w \cdot H_{Aw}}{N_{Aw}} [kg], \quad m_{Bw} = \frac{q_w \cdot H_{Bw}}{N_{Bw}} [kg] \quad (12)$$

gdzie:

q_w [kg/m] – masa jednostkowa liny wyrównawczej,

H_{Aw}, H_{Bw} [m] – długość odcinka liny wyrównawczej między naczyniem wyciągowym a jej dolnym skrajnym położeniem,

N_{Aw}, N_{Bw} – liczba elementów, na które podzielono linę wyrównawczą.



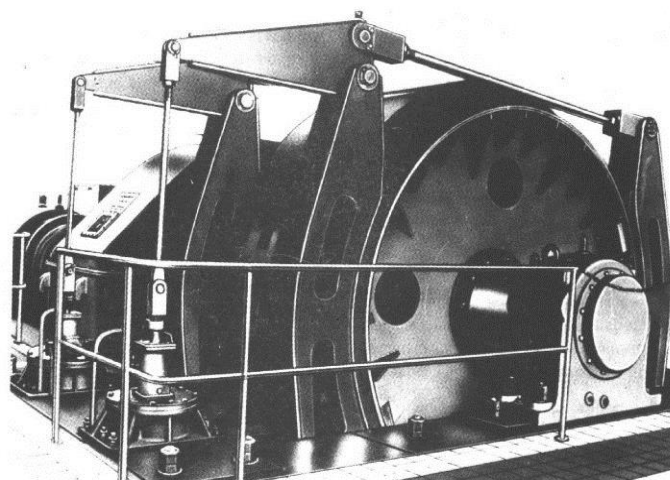
Rys. 2. Wielomasowy model górniczego wyciągu szypowego jednokońcowego [6]

Model dostosowano do potrzeb analizowanego wyciągu jednonaczyniowego, traktując go jako przypadek szczególny (rys. 2). W zależności od kierunku ruchu nie uwzględniano elementów jednej strony modelu lub przyjmowano wartości pomijalnie małe, w celu wyeliminowania błędów obliczeniowych.

Rozwiązując układ równań różniczkowych otrzymano wartości przemieszczenia i prędkości wszystkich elementów masowych analizowanego modelu, co umożliwiło wyznaczenie w sposób pośredni np. wartości sił w linach.

3. Weryfikacja modelu matematycznego

Weryfikację modelu matematycznego przeprowadzono na podstawie wyników badań przeprowadzonych na wyciągu jednokońcowym, wyposażonym w maszynę wyciągową B-5000 (rys. 3) przy głębieniu szybu.



Rys. 3. Maszyna wyciągowa B-5000/2×1000

Podstawowe dane górniczego wyciągu szybowego były następujące:

- maksymalna głębokość ciągnięcia 1250 m,
- masa naczynia (kubel 4 m³) z zawieszeniem i saniami 2471 kg,
- masa urobku lub materiałów w naczyniu 6400 kg,
- masa ludzi (10 osób × 90 kg) 900 kg,
- masa koła linowego zredukowana na średnicę nawijania liny (ø4000 mm) 1338 kg.

Podstawowe parametry maszyny wyciągowej miały następujące wartości:

- moc silników napędowych 2×1000 kW,
- średnica linopędni 5 m,
- maksymalna prędkość jazdy 8 m/s,
- średnica liny nośnej 0,035 m,
- hamulec szczękowy z pneumatyczno-obciążnikowym napędem hamulcowym typu HOP-V,
- masa elementów wirujących maszyny zredukowana na średnicę nawijania liny ok. 51600 kg.

Na podstawie danych charakteryzujących górniczy wyciąg szybowy oraz maszynę wyciągową wyznaczono analitycznie wielkości opóźnień hamowania, w odniesieniu do założonych parametrów nastaw hamulcowych. Wartości opóźnień w trakcie hamowania wyznaczono według ogólnej zależności:

$$z = \frac{2 \cdot M_h - \Delta S \cdot D}{D \cdot m_z} \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (13)$$

gdzie:

M_h [Nm] – moment hamowania,

ΔS [N] – nadwaga statyczna (siła w linie),

D [m] – średnica linopędni,

m_z [kg] – całkowita masa wyciągu zredukowana na średnicę nawijania liny.

Wyznaczone, charakterystyczne wartości pośrednie oraz wartości opóźnień hamowania zestawiono w tabeli 1.

**Wyznaczone wielkości charakterystyczne wyciągu szybowego
i wartości opóźnień hamowania [6]**

Tabela 1

Obciążenia	Jednostka	podszybie	nadszybie	podszybie	nadszybie
		pełne naczynie		puste naczynie	
masa na linie	[kg]	17513	8875	11113	2475
siła w linie	[N]	171803	87064	109019	24280
całkowita masa wyciągu zredukowana na średnicę nawijania liny	[kg]	71937	71937	65537	65537

Obciążenia	Jednostka	podszybie	nadszybie	podszybie	nadszybie
		pełne naczynie		puste naczynie	
Parametry hamowania					
ciśnienie w napędzie hamulca podczas hamowania przy jeździe na dół	[MPa]	0,35			
ciśnienie w napędzie hamulca podczas hamowania przy jeździe do góry	[MPa]	0,14			
moment hamowania hamulca przy jeździe na dół	[Nm]	845942			
moment hamowania hamulca przy jeździe do góry	[Nm]	201330			
Opóźnienie hamowania		podszybie	nadszybie	podszybie	nadszybie
		pełne naczynie		puste naczynie	
jazdy naczyniem na dół	[m/s²]	2,32	3,49	3,50	4,79
jazda naczyniem do góry	[m/s²]	3,51	2,33	2,89	1,60

Rozkład mas w modelu wyciągu szybowego przyjęto zgodnie z danymi charakterystycznymi opisującymi górniczy wyciąg szybowy oraz maszynę wyciągową.

Korzystając z wyników badań przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym wyznaczono wartości modułu sprężystości wzdłużnej E_d (14) oraz współczynnika tłumienia wiskotycznego ν (15) liny [5]. Wartości te, w odniesieniu do każdego warunku obciążeń i położenia naczyń w szybie, zestawiono w tabeli 2.

$$E_d = \frac{\left(Q + \frac{q_n \cdot L}{3}\right) \cdot L \cdot \omega^2}{d_n} \left[\frac{N}{m^2} \right], \quad (14)$$

$$\nu = \frac{2 \cdot \ln(k)}{\omega^2 \cdot n \cdot T} \left[\frac{1}{s} \right] \quad (15)$$

gdzie:

Q [kg] – masa zawieszona na linie,

q_n [kg/m] – masa jednostkowa liny,

L [m] – długość liny,

d_n [m²] – przekrój liny,

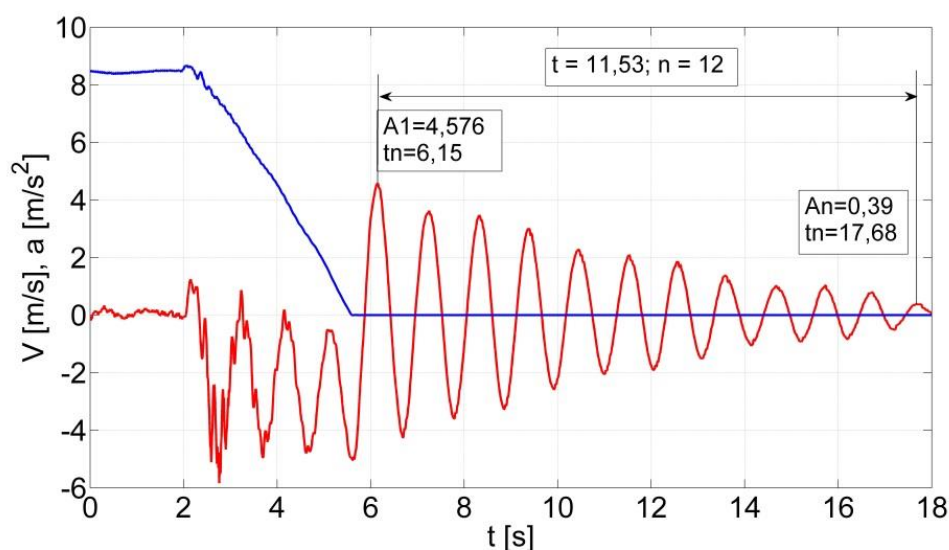
n – liczba drgań w czasie t ,

T [s] – okres podstawowej częstości drgań,

ω [1/s] – częstość drgań liny.

Okres podstawowej częstości drgań T oraz częstość drgań liny ω wyznaczono w oparciu o zarejestrowane przebiegi drgań na obiekcie rzeczywistym (rys. 4):

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T} = 6,54 \text{ [1/s]}, \quad T = \frac{t}{n} = 0,96 \text{ [s]}, \quad k = \frac{Al}{An} = 11,73$$



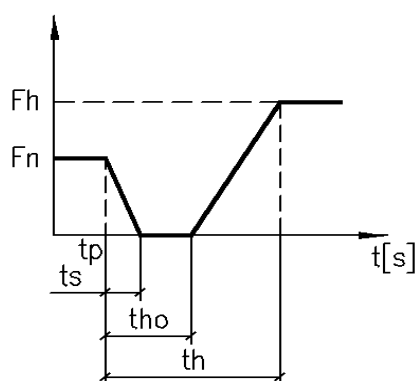
Rys. 4. Wyznaczenie modułu Younga oraz współczynnika tłumienia liny [6]

**Wyznaczone wartości modułu Younga E_d
oraz współczynnik tłumienia wiskotycznego ν [6]**

Tabela 2

Średnie wartości E_d i ν		
	E_d [MPa]	ν
Puste na dół 200 m	128133,1	0,006522
Puste na dół 1000 m	112774,7	0,009704
Puste do góry 1000 m	91684,94	0,009111
Puste do góry 200 m	19044,26	0,005188
Pełne na dół 200 m	120111,9	0,009825
Pełne na dół 1000 m	126378,7	0,013741
Pełne do góry 1000 m	129664,4	0,015727
Pełne do góry 200 m	96508,36	0,010478

Oprócz zidentyfikowania mas będących w ruchu oraz własności liny nośnej, scharakteryzowano przebieg sił zewnętrznych oddziałujących na linopędnię (rys. 5).



Rys. 5. Charakterystyka sił oddziałujących na linopędnię od napędu maszyny i hamulca mechanicznego w trakcie hamowania bezpieczeństwa [6]

gdzie:

t_p – chwila czasowa, w której nastąpiło przerwanie obwodu bezpieczeństwa,

t_s – przedział czasu, w którym następuje zanik momentu (siły) silnika od wartości występującej w trakcie ruchu ustalonego wyciągu do zera,

t_{h0} – przedział czasu, w którym następuje dojście szczęk hamulcowych do bieżni hamulcowej,

t_h – przedział czasu, w którym następuje narastanie momentu hamującego (siły hamującej) hamulca od zera do określonej wartości momentu hamującego (siły hamującej F_h) wynikającego z nastaw hamulcowych układu sterowania napędu hamulca,

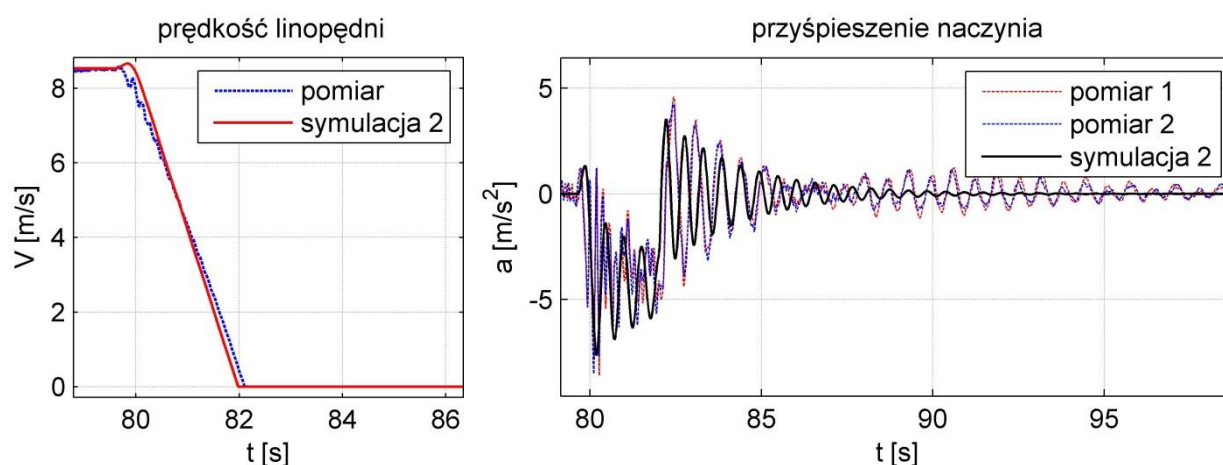
F_h – siła hamująca w trakcie hamowania bezpieczeństwa (moment hamujący),

F_n – siła (moment) napędu maszyny oddziaływująca na linopędnię w trakcie ruchu ustalonego przed wyzwoleniem hamowania bezpieczeństwa.

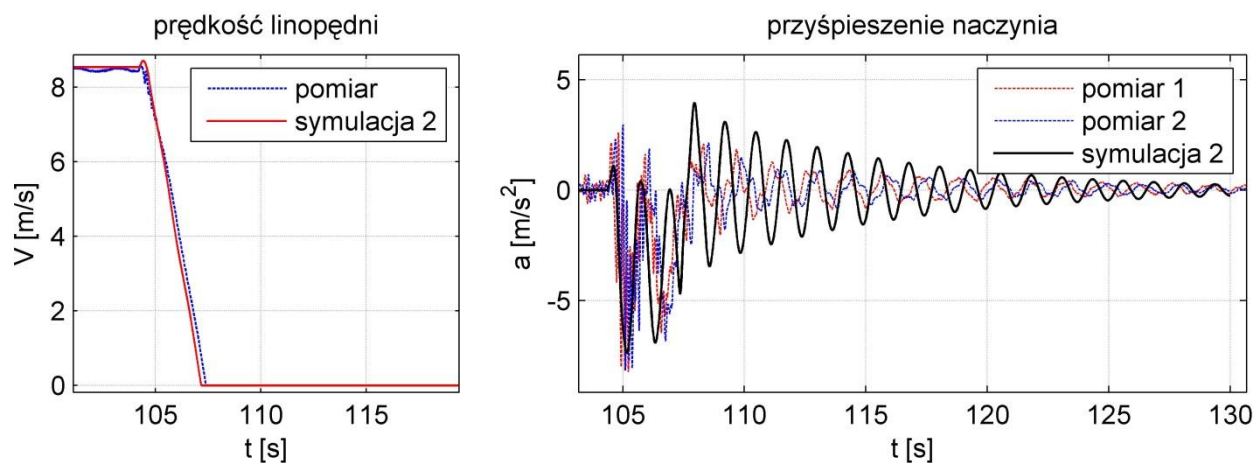
Jako charakterystyczne wartości, związane z przebiegiem zaniku momentu (siły) napędowego maszyny oraz momentu (siły) hamującej przyjęto:

- siła hamująca przy opuszczaniu naczynia $F_h = 290134 \text{ N}$,
- siła hamująca przy podnoszeniu naczynia $F_h = 93090 \text{ N}$,
- czas zaniku momentu (siły) napędowego silnika $t_s = 0,1 \text{ s}$,
- czas dojścia szczęk hamulcowych do bieżni hamulcowej (siła $F_{h0} = 0$) $t_{h0} = 0,1 \text{ s}$,
- czas narastania siły (momentu) hamującej od 0 do wartości siły F_h $t_h = 0,5 \text{ s}$.

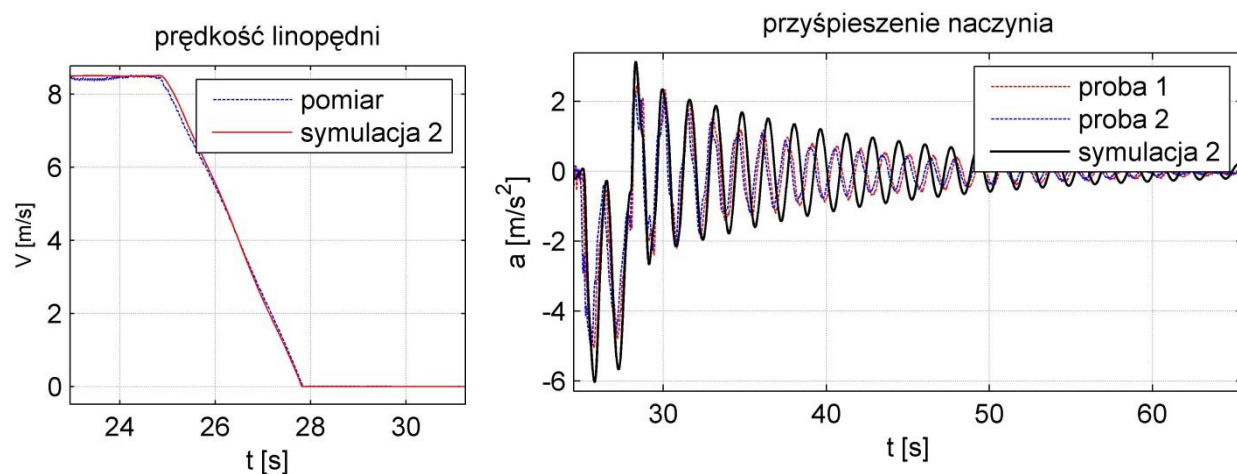
Po zidentyfikowaniu niezbędnych danych wejściowych do modelu przeprowadzono obliczenia numeryczne. Na rysunkach 6 - 13 przedstawiono porównanie wyników obliczeń z wynikami badań na obiekcie rzeczywistym, w odniesieniu do przypadków hamowania bezpieczeństwa, w określonych warunkach ruchu górniczego wyciągu szybowego. Porównywano prędkość linopędni oraz przyspieszenie naczynia wyciągowego.



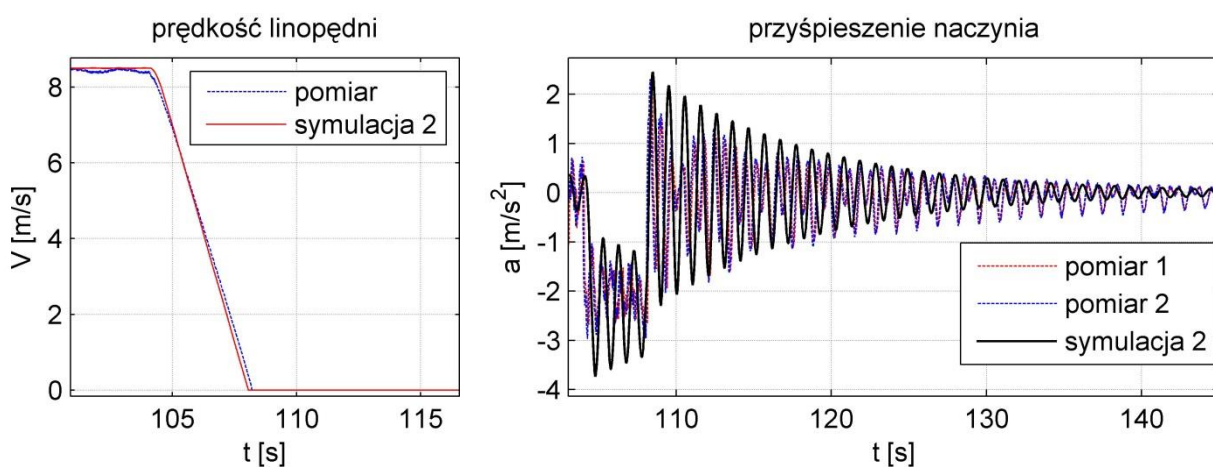
Rys. 6. Jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]



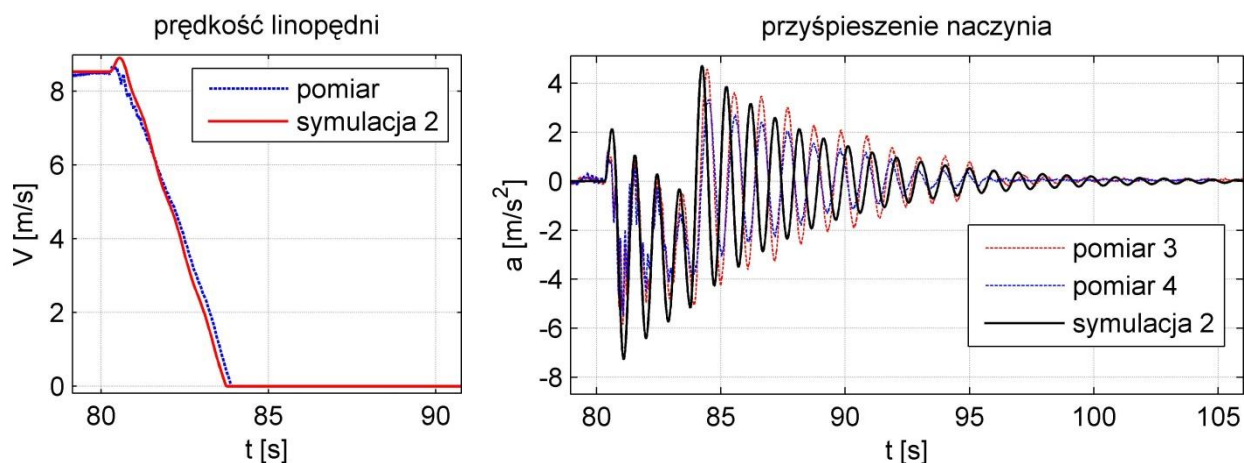
Rys. 7. Jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



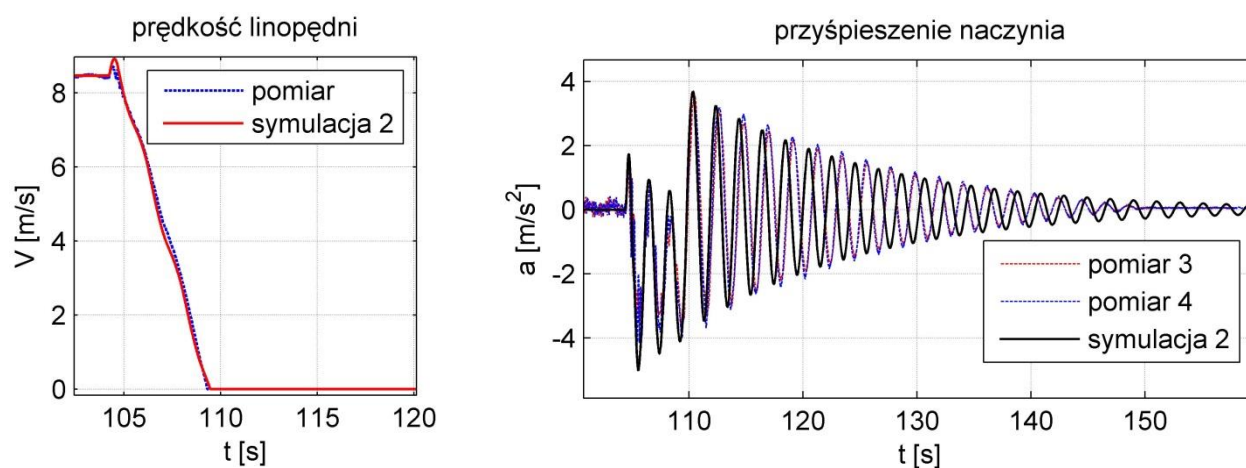
Rys. 8. Jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



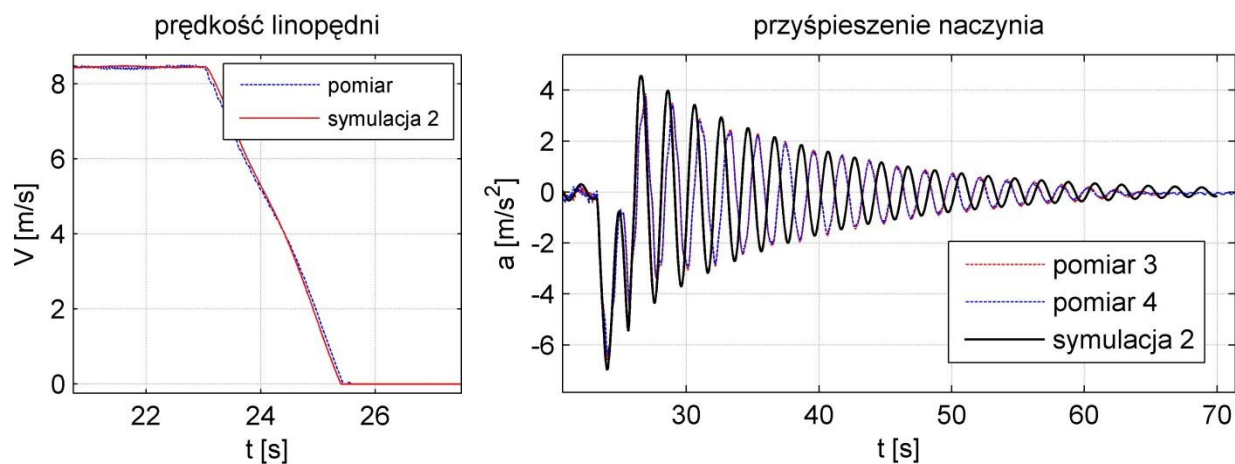
Rys. 9. Jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]



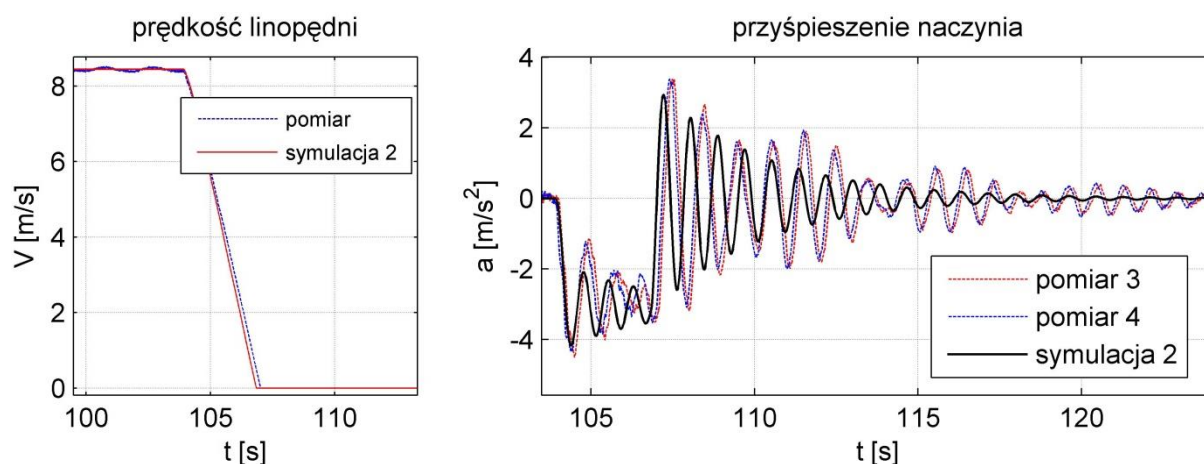
Rys. 10. Jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]



Rys. 11. Jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



Rys. 12. Jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



Rys. 13. Jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]

Porównanie wyników badań i obliczeń przedstawiono w tabeli 3. Stwierdzono, że przyjęty model dynamiki górniczego wyciągu szybowego w zadowalający sposób odzwierciedla warunki rzeczywiste.

Zestawienie chwilowych wartości przyspieszenia oraz średniej wartości opóźnienia linopędni [6]

Tabela 3

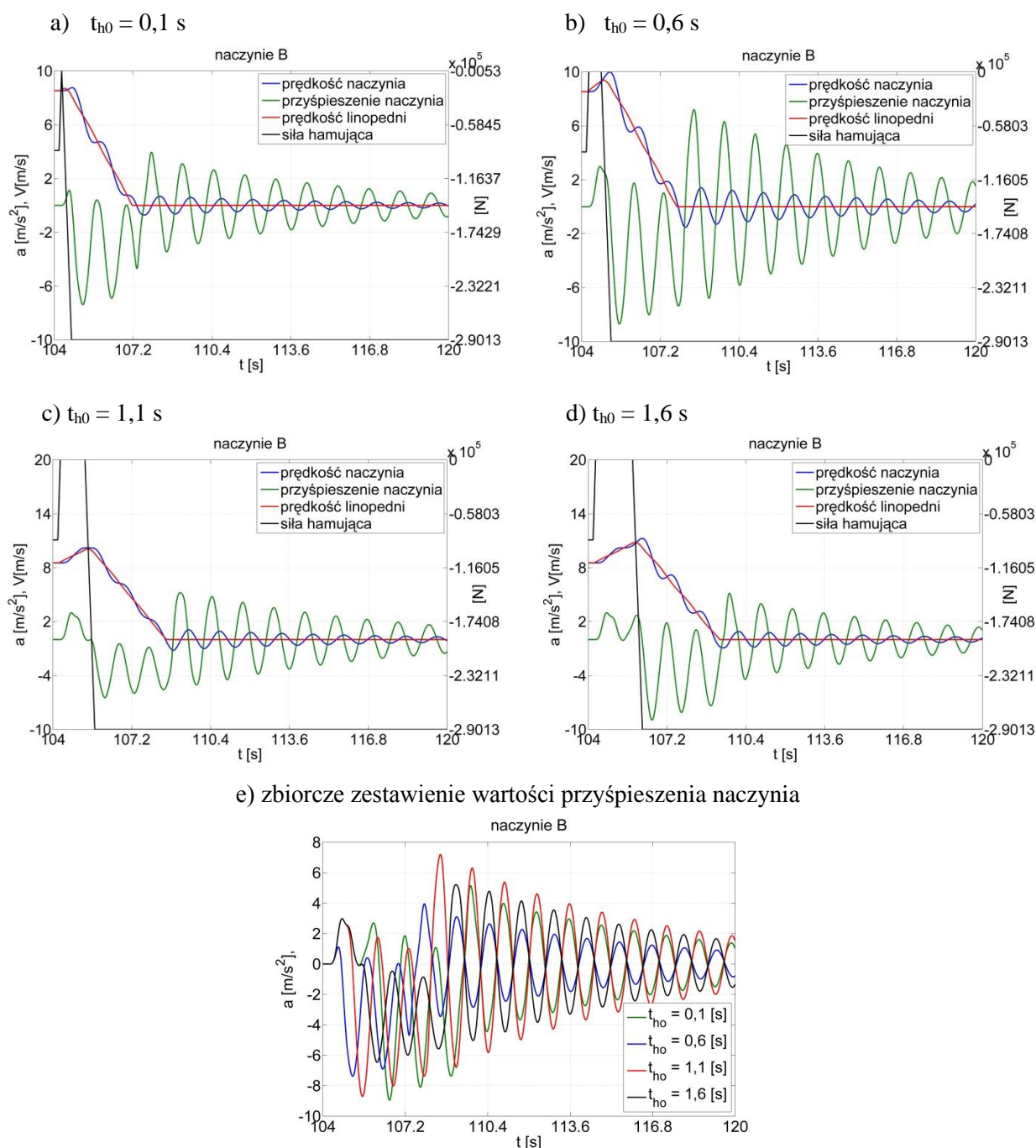
	Kierunek ruchu naczynia	Położenie naczynia w szybie	Pomiar 1 puste naczynie	Pomiar 2 puste naczynie	Pomiar 3 pełne naczynie 6,4 Mg	Pomiar 4 pełne naczynie 6,4 Mg
Opóźnienia chwilowe podczas hamowania [m/s ²]						
pomiar	opuszczanie	nadszybie 200 m	+1,2 do -8,6	+1,25 do -8,3	+1,15 do 5,84	+1,05 do -5,49
symulacja			+1,2 do -7,6		+2,2 do -7,2	
wartość średnia linopędni			3,84		2,62	
pomiar	opuszczanie	podszybie 1000 m	+2,6 do -8,2	+2,86 do -8,1	+1,14 do -3,68	+1,48 do -4,07
symulacja			+1,2 do -7,4		+1,8 do -5,0	
wartość średnia linopędni			3,01		1,87	
pomiar	podnoszenie	podszybie 1000 m	+5,0 do +0,5	+4,78 do +0,6	+6,4 do +0,89	+6,25 do +0,90
symulacja			+6,0 do +0,3		+5,0 do +0,8	
wartość średnia linopędni			2,82		3,44	
pomiar	podnoszenie	nadszybie 200 m	+2,7 do +1,1	+2,72 do +1,3	+4,29 do +1,42	+4,13 do +1,46
symulacja			+3,8 do +0,9		+4,1 do +2,1	
wartość średnia linopędni			1,99		2,69	

Uwaga: Dodatkowo wartości chwilowe opóźnienia/przyspieszenia rejestrowane w naczyniu wyciągowym oznaczają odciążenie naczynia, natomiast wartości ujemne dociążenie naczynia.

4. Wpływ parametrów hamowania na przyspieszenie naczynia

W oparciu o model matematyczny dynamiki górniczego wyciągu szybowego przeprowadzono analizę wpływu poszczególnych parametrów hamowania (rys. 5) na wartości przyspieszenia naczynia wyciągowego w trakcie hamowania bezpieczeństwa.

Wyniki symulacji przedstawiono na rysunkach od 14 do 17 oraz w tabelach 3 do 6. Symulacje wykonano w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa zrealizowanego na głębokości 1000 m, podczas opuszczania pustego naczynia. Na rysunku 14 przedstawiono przykładowo wyniki symulacji z uwzględnieniem różnego czasu dojścia szcęk hamulcowych do bieżni hamulca (t_{h0} – rys. 5) i jego wpływu na wartość prędkości i przyspieszenia naczynia.



Rys. 14. Zmiany przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od czasu dojścia szcęg hamulcowych t_{h0} – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania naczynia [6]

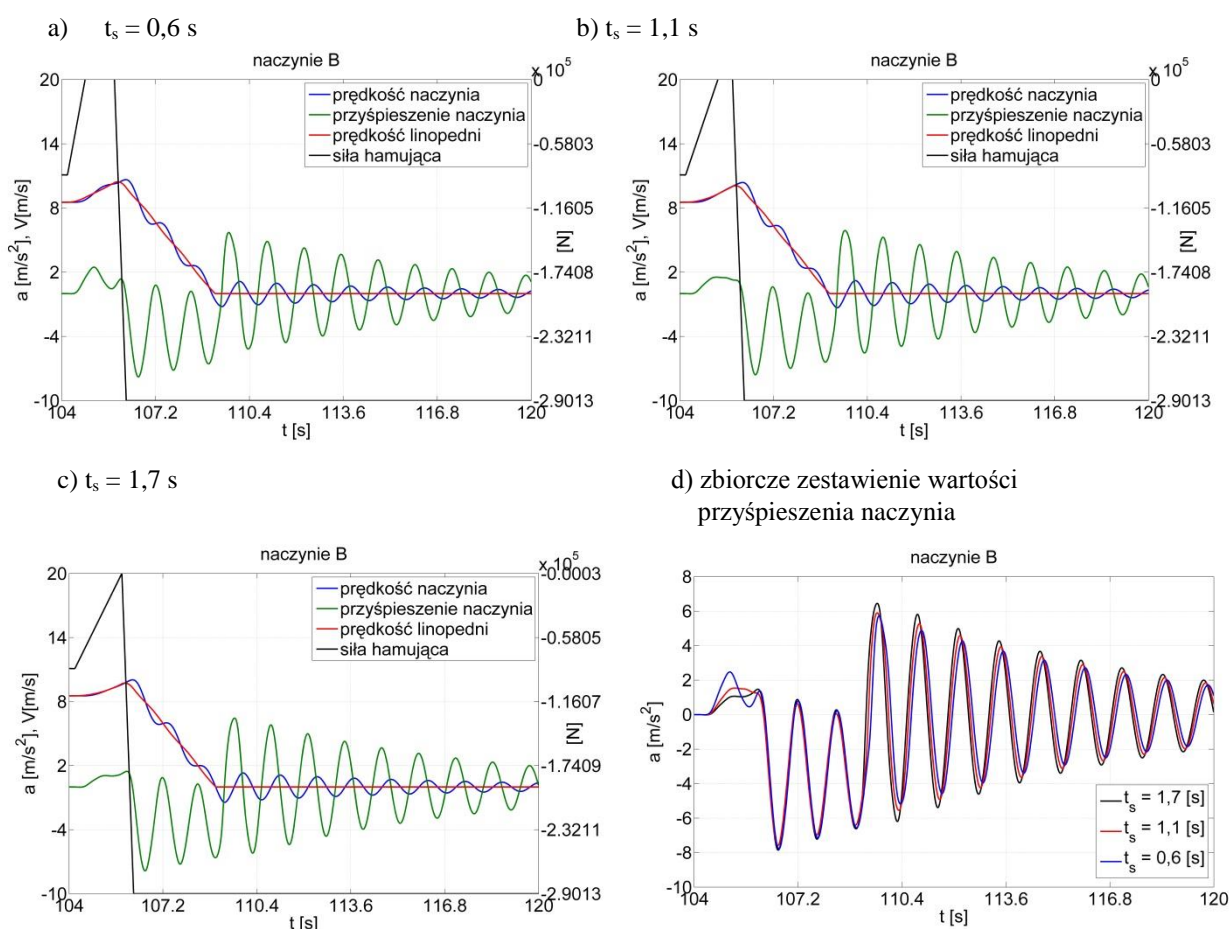
Wydłużenie czasu dojścia szcęg hamulcowych do bieżni hamulcowej, przy niezmiennym czasie narastania siły hamującej pochodzącej od działania hamulca, w przypadku hamowania bezpieczeństwa, przy opuszczaniu naczynia, wpłynęło na wzrost amplitudy przyspieszenia naczynia. Zwłoka czasowa powodująca brak oddziaływania momentu silnika oraz momentu hamującego na silnik skutkowałą rozpędzaniem maszyny, a tym samym i naczynia, w wyniku oddziaływania na nie siły grawitacji. Wartości amplitudy zmiany przyspieszenia naczynia zmieniały się w nieznacznym zakresie, w zależności od czasu dojścia szcęg hamulcowych do bieżni i zwłocznego zadziałania hamulca. Nie można jednak jednoznacznie wskazać na pozytywny (zmniejszenie amplitudy), czy też negatywny wpływ takiego zadziałania hamulca (tabela 4).

Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany czasu dojścia szczęk do bieżni hamulcowej (t_{h0} wg rys. 5) [6]

Tabela 4

Wariant obliczeń	t_s	t_{h0}	t_h	$t_h - t_{h0}$	F_h	Średnie opóźnienie linopędni	Maksymalna wartość przyspieszenia naczynia	Amplituda przyspieszenia naczynia
	[s]	[s]	[s]	[s]				
a	0,1	0,1	0,5	0,4	290134	3,35	-7,83 +3,96	11,79
b	0,1	0,6	1,1	0,4		3,41	-8,71 +7,20	15,91
c	0,1	1,1	1,5	0,4		3,39	-6,47 +5,21	11,68
d	0,1	1,6	2,0	0,4		3,40	-8,95 +5,15	14,10

Kolejnym parametrem poddanym analizie był wpływ czasu zaniku momentu (siły) silnika oddziałującego na zestaw wału głównego maszyny wyciągowej (t_s – rys. 5), na wartość prędkości i przyspieszenia naczynia. Wyniki symulacji przedstawiono na rysunku 15.



Rys. 15. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od czasu zaniku momentu silnika t_s oddziałującego na zestaw wału głównego maszyny – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania naczynia [6]

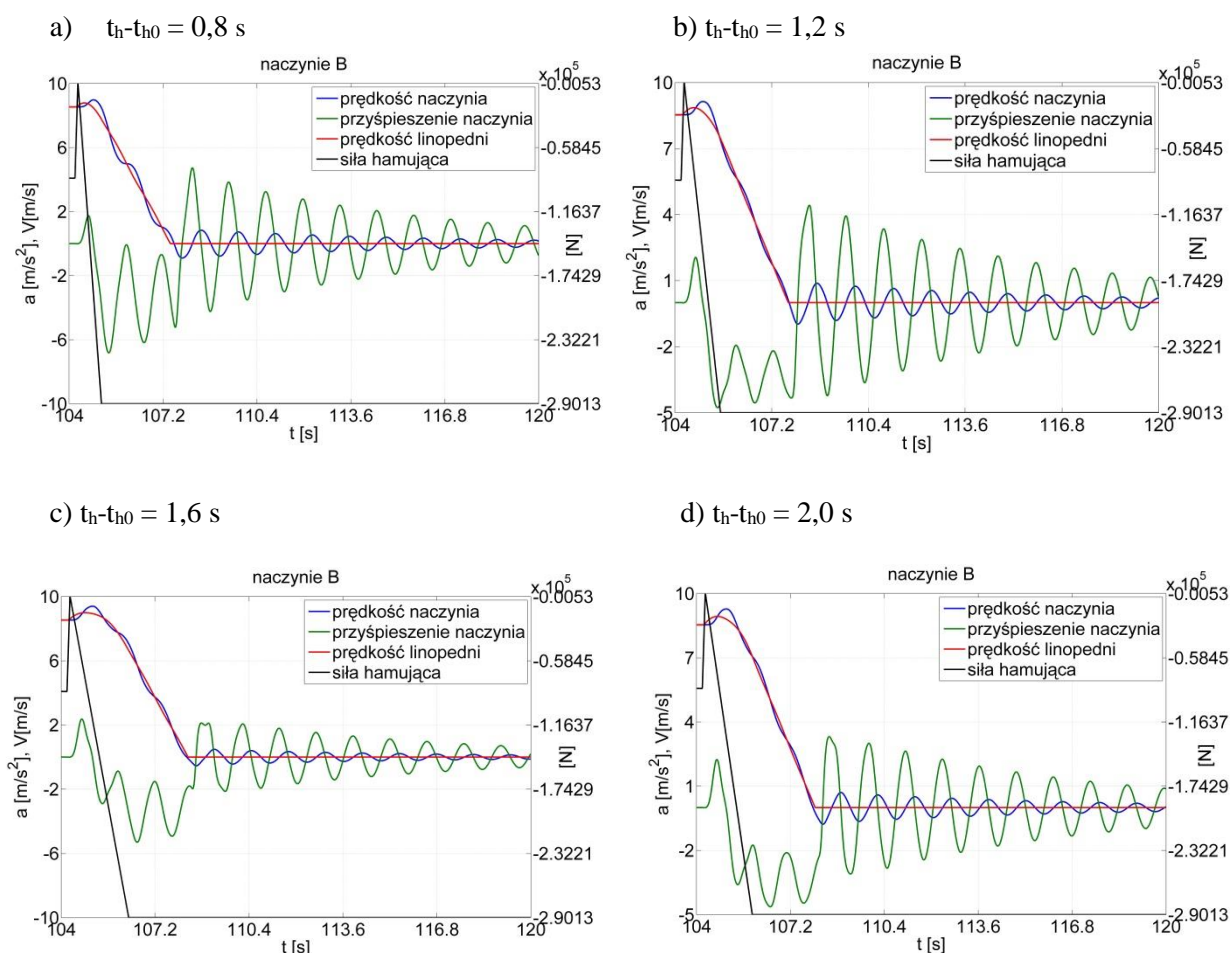
Zmiana czasu zaniku momentu (siły) silnika oddziałującego na zestaw wału głównego maszyny wyciągowej nie wpłynęła na zmianę wartości amplitudy przyspieszenia naczynia (tabela 5).

**Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany czasu dojścia szczęk
do bieżni hamulcowej (t_s wg rys. 5) [6]**

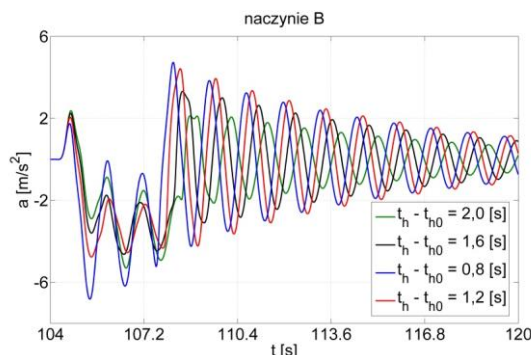
Tabela 5

Wariant obliczeń	t_s	t_{h0}	t_h	$t_h - t_{h0}$	F_h	Średnie opóźnienie linopędni	Maksymalna wartość przyspieszenia naczynia	Amplituda przyspieszenia naczynia
	[s]	[s]	[s]	[s]				
a	0,6	1,6	2,0	0,4	290134	3,34	-7,79 +6,45	14,24
b	1,1	1,6	2,0	0,4		3,35	-7,59 +5,89	13,48
c	1,7	1,6	2,0	0,4		3,35	-7,86 +5,71	13,57

Na rysunku 16 przedstawiono wyniki symulacji, w odniesieniu do wpływu zmiany czasu uzyskania pełnej siły hamującej (t_h – rys. 5) na wartość prędkości i przyspieszenia naczynia. Zmieniano przedział czasowy pomiędzy dojściem szczęk hamulcowych do bieżni hamulca, a czasem uzyskania pełnej siły hamującej ($t_h - t_{h0}$ – rys. 5).



e) zbiorcze zestawienie wartości przyspieszenia naczynia


 Rys. 16. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od czasu narastania siły hamującej $t_h - t_{h0}$ – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania naczynia [6]

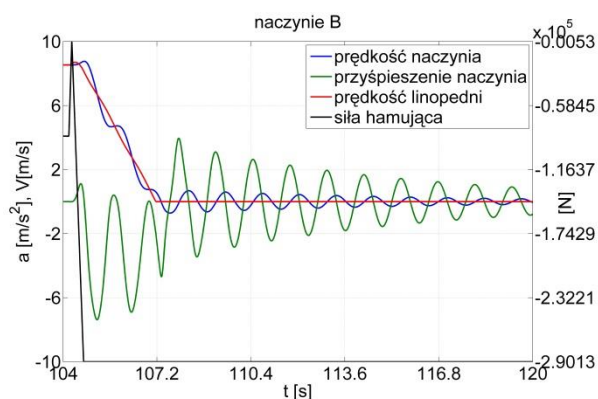
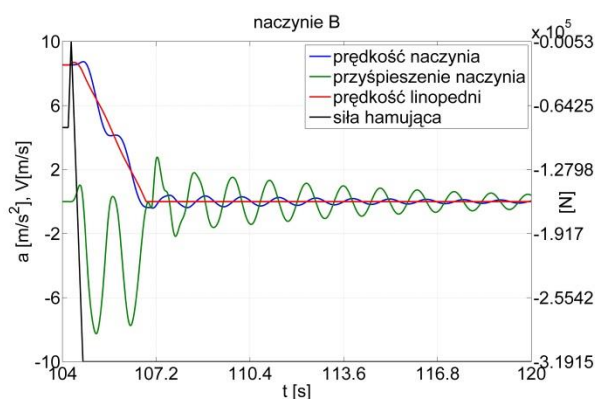
Wydłużanie czasu narastania siły hamującej hamulca oddziaływującej na linopędnię w znaczący sposób wpływało na zmniejszanie wartości amplitudy przyspieszenia naczynia. Wartość amplitudy przyspieszenia zmalała od wartości $11,5 \text{ m/s}^2$, przy czasie narastania siły hamującej $0,8 \text{ s}$ do wartości bliskiej 5 m/s^2 , przy czasie narastania siły hamującej wynoszącym $2,0 \text{ s}$ (tabela 6).

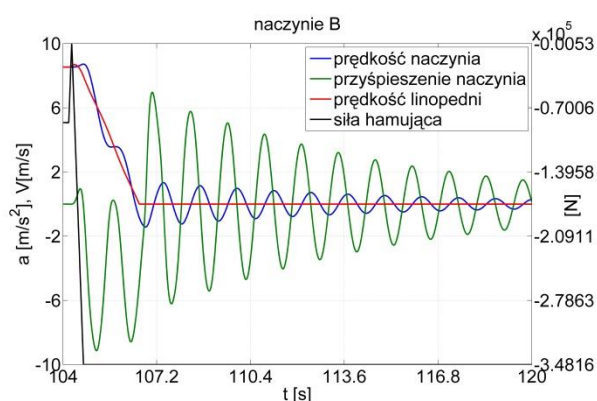
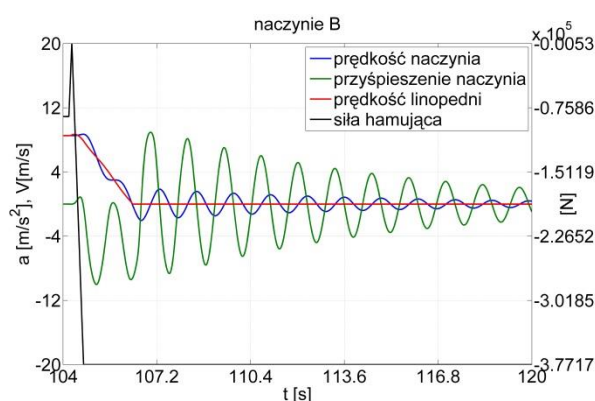
Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany czasu dojścia szcęk do bieżni hamulcowej (t_s wg rys. 5) [6]

Tabela 6

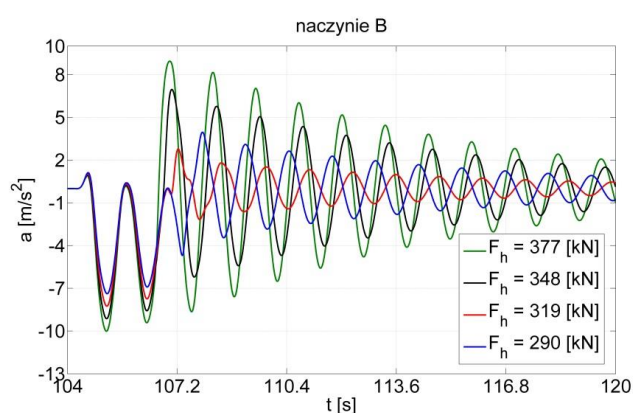
Wariant obliczeń	t_s	t_{h0}	t_h	$t_h - t_{h0}$	F_h	Średnie opóźnienie linopędni	Maksymalna wartość przyspieszenia naczynia	Amplituda przyspieszenia naczynia
	[s]	[s]	[s]	[s]				
a	0,1	0,1	0,9	0,8	290134	3,35	-6,82 +4,73	11,55
b	0,1	0,1	1,3	1,2		3,30	-4,77 +4,43	9,20
c	0,1	0,1	1,7	1,6		3,33	-3,60 +3,32	6,92
d	0,1	0,1	2,1	2,0		3,35	-2,90 +2,12	5,02

Kolejna analiza miała na celu określenie wpływu zmiany wartości siły hamującej w trakcie hamowania bezpieczeństwa na zmniejszanie wartości amplitudy drgań naczynia. Zmieniano wartość siły hamującej hamulca w trakcie hamowania, co przedstawiono na rysunku 17. Analizę przeprowadzono dla wartości $F_h = 290 \text{ kN}$ oraz $1,1 \cdot F_h$, $1,2 \cdot F_h$ i $1,3 \cdot F_h$.

 a) $F_h = 290 \text{ kN}$

 b) $F_h = 319 \text{ kN}$


c) $F_h = 348 \text{ kN}$

 d) $F_h = 377 \text{ kN}$


e) zbiorcze zestawienie wartości przyspieszenia naczynia


 Rys. 17. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od wartości siły hamującej F_h – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania naczynia [6]

Analiza wykazała, że wraz ze zwiększaniem wartości siły hamującej, wzrasta wartość amplitudy przyspieszenia naczynia (tabela 7). Wydaje się to oczywiste, lecz wyniki analizy wskazują jak duże korzyści można uzyskać dzięki ograniczaniu wartości siły hamującej. Zmniejszanie jej wartości ma jednak swoje granice, gdyż wpływa na wydłużanie drogi hamowania (zbyt niska wartość może nie zapewnić skutecznego zatrzymania maszyny wyciągowej).

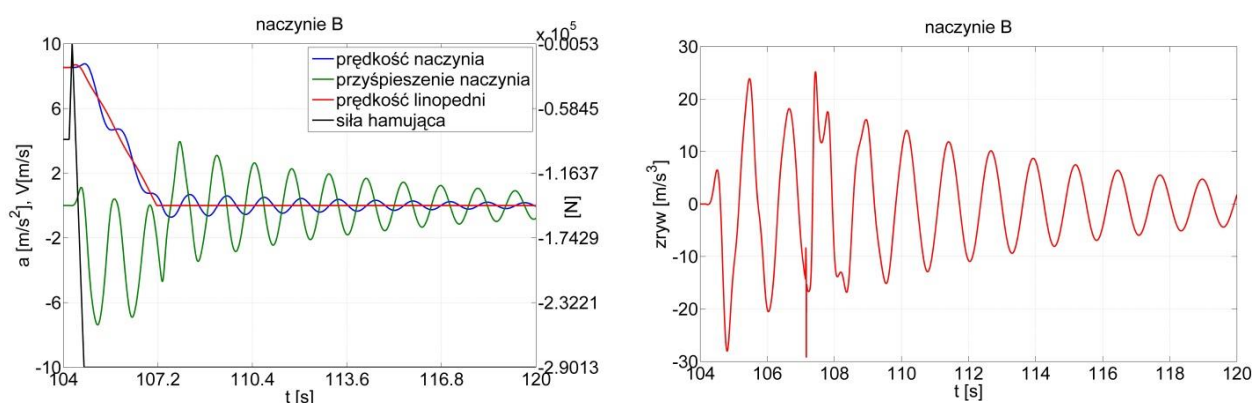
Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany wartości siły hamującej [6]

Tabela 7

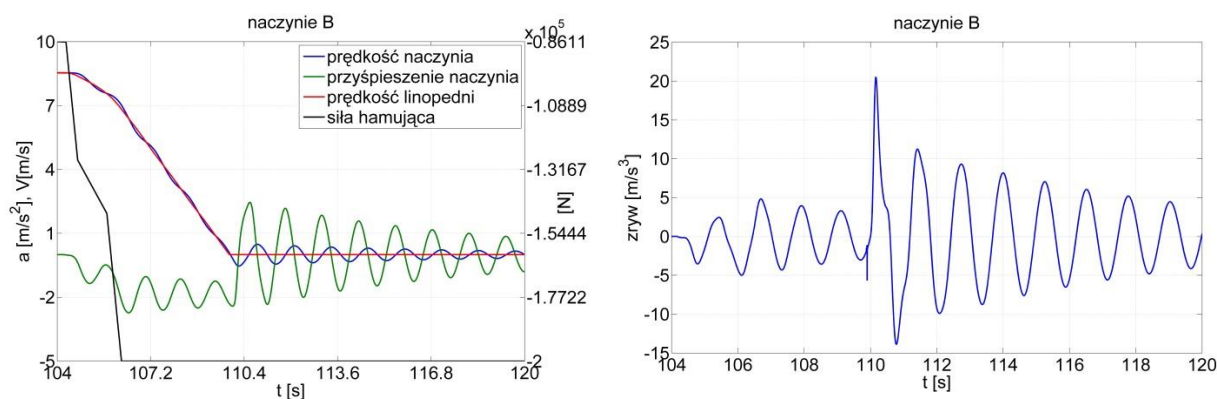
Wariant obliczeń	t_s	t_{ho}	t_h	$t_h - t_{ho}$	F_h	Średnie opóźnienie linopędni	Maksymalna wartość przyspieszenia naczynia	Amplituda przyspieszenia naczynia
	[s]	[s]	[s]	[s]	[N]	[m/s ²]	[m/s ²]	[m/s ²]
a	0,1	0,1	0,5	0,4	290134	3,35	-7,83 +3,96	11,79
b	0,1	0,1	0,5	0,4	319147	3,77	-8,25 +2,78	11,03
c	0,1	0,1	0,5	0,4	348160	4,28	-9,13 +6,97	16,10
d	0,1	0,1	0,5	0,4	377174	4,77	-10,02 +8,95	18,97

W oparciu o wyniki przeprowadzonych symulacji hamowania bezpieczeństwa, dla różnych charakterystyk oddziaływających momentów (sił zewnętrznych) na linopędnię maszyny wyciągowej można stwierdzić, że największy wpływ na zmniejszenie wartości amplitudy przyspieszenia ma ograniczenie, do akceptowalnego minimum, wartości siły hamującej oraz wydłużanie jej czasu narastania. Oba te czynniki wpływają na wydłużanie drogi hamowania. Efektywny sposób ograniczenia zaburzeń dynamicznych naczynia przedstawiono na rys. 18.

a) symulacja warunków rzeczywistych



b) symulacja po optymalizacji



Rys. 18. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni oraz siły oddziaływającej na linopędnię układu napędowego i hamulca maszyny w trakcie hamowania bezpieczeństwa na głębokości 1000 m, w odniesieniu do warunków ruchu odpowiadających opuszczaniu pustego naczynia [6]

W ramach analizy wydłużano czas narastania siły hamującej oraz zmniejszano jej wartość. Dzięki temu uzyskano wyraźny spadek amplitudy drgań w czasie hamowania bezpieczeństwa, jak i po zatrzymaniu maszyny. Zwiększył się natomiast czas hamowania, a tym samym droga hamowania.

5. Podsumowanie

Wyniki przeprowadzonych analiz numerycznych pozwalają stwierdzić, że istnieją warunki, umożliwiające ograniczenie wartości przyspieszenia drgań naczynia, a tym samym ograniczenie niebezpieczeństwa zbyt dużych wartości przeciążenia oddziałującego na przewożonych ludzi.

Zidentyfikowane w trakcie analiz numerycznych przeciążenia dochodzące do wartości 2g nie są przeciążeniami zbyt dużymi, lecz są na tyle niebezpieczne, że mogą powodować urazy u ludzi. Kierunek działania przeciążenia wzdłuż osi pionowej pracownika, obciążonego dodatkowo transportowanymi przez niego materiałami czy narzędziami, może bardzo niekorzystnie wpłynąć na układ kostny, szczególnie kręgosłup, lub spowodować jego upadek.

Pojawia się również znaczny dyskomfort związany z występującym w trakcie drgań naczynia zrywem (16), który jak pokazały wyniki symulacji wynosić może nawet 30 m/s³ (rys. 19).

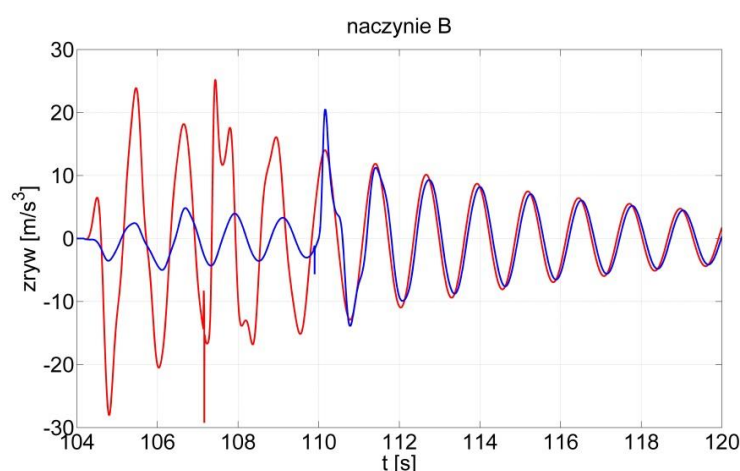
$$z(t) = \frac{d^3 s}{dt^3} \quad (16)$$

gdzie:

z – zryw,

s – droga,

t – czas.



Rys. 19. Przebieg zmian zrywu przed i po optymalizacji rozkładu sił oddziałujących na linopędnię w trakcie hamowania bezpieczeństwa

Wyniki analiz wskazują, że z punktu widzenia zjawisk dynamicznych, jakie zachodzą w naczyniu w trakcie hamowania bezpieczeństwa, ograniczenia związane ze średnią wartością opóźnienia hamowania, która nie powinna przekraczać 4 m/s² (przy jeździe ludzi w dół) lub też 5 m/s² podczas opuszczania maksymalnej nadwagi, mają pośrednie znaczenie na dynamikę naczyń.

Ważne jest zatem poszukiwanie takich rozwiązań technicznych układów sterowania maszyny i hamulca, które umożliwią korzystniejsze kształtowanie rozkładu sił oddziałujących na linopędnię w trakcie hamowania bezpieczeństwa.

Literatura

- [1] Kowal L.: Sterowanie przebiegiem procesów dynamicznych w układach wyciągowych przez dobór charakterystyk hydraulicznych hamulców tarczowych. Praca doktorska 1999. (nie publikowana), Biblioteka Politechniki Śląskiej w Gliwicach.
- [2] Kowal L., Świder J.: Badania doświadczalne i symulacja hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego z zastosowaniem programu MATLAB. W: Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych XII Konferencja naukowa, Zakopane, 18-22 styczeń 1999, cz. 2., s. 165-172.
- [3] Tejszerska D.: Modelowanie sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych układu wyciągowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika 1995, nr 124.
- [4] Tejszerska D., Turewicz K.: Obliczenia wytrzymałościowe linopędni z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych. Gliwice: ITG KOMAG, 2009. ISBN 978-60708-31-6.
- [5] Hankus J.: Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. Katowice: GIG, 2000. ISBN 978-83-87610-26-7.
- [6] Turewicz K., Kowal L.: Badania drgań naczynia wyciągowego w wyciągu jednokońcowym w trakcie hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego. W: Transport Szybowy: monografia. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2015, s. 225-246.
- [7] 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.) wraz z załącznikiem nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych.

Czy wiesz, że

... w Niemczech strategia dla sektora energetycznego „Energiewende” zakładała odejście od elektrowni atomowych i zwiększenie udziału odnawialnych źródeł energii (OZE) do poziomu 40-45% w 2025 roku. W 2015 roku już 32,5% prądu generowały OZE. Jak się okazało, grozi to komunalnym przedsiębiorstwom energetycznym bankructwem. Dodatkowych kosztów wymaga utrzymanie bezpieczeństwa dostaw i inwestycje w sieci. Na 93 miasta powyżej 80 tys. mieszkańców bilans 37 jest ujemny, a niektóre z nich nie są już w stanie dotować energetyki komunalnej.

Przegląd Techniczny 2016 nr 5 s.7

Badania drgań naczynia wyciągu jednokońcowego w trakcie hamowania bezpieczeństwa

dr inż. Leszek Kowal
dr inż. Andrzej Niedworok
mgr inż. Marcin Talarek
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie:

W artykule przedstawiono wyniki badań drgań wzdłużnych naczynia wyciągowego górniczego wyciągu szybowego wyposażonego w jednokońcową bębnową maszynę wyciągową, przeprowadzonych w trakcie hamowania bezpieczeństwa w warunkach rzeczywistych. Na podstawie wyników badań dokonano oceny wartości przyspieszeń występujących w naczyniu.

Abstract:

Results of in-situ measurements of longitudinal vibrations of conveyance of mine shaft hoist equipped with one-end drum hoisting machine, taken during safety braking, are given. Acceleration of the conveyance was assessed based on measurement results.

Słowa kluczowe: górnictwo, wyciągi szybowe, maszyny wyciągowe, bezpieczeństwo, badania drgań

Keywords: mining industry, mine shaft hoists, hoisting machines, safety, measurements of vibration

1. Wprowadzenie

W artykule przedstawiono badania drgań naczynia wyciągowego w górniczym wyciągu szybowym z zainstalowaną maszyną bębnową jednokońcową. Maszyny tego typu nie są powszechnie stosowane, zwłaszcza w szybach głębokich. Z reguły prowadzone są badania drgań naczyń w wyciągach z ciernym sprzężeniem liny na linopędni, tj. w wyciągach dwunaczyniowych (dwukońcowych) powszechnie stosowanych w krajowych wyciągach górniczych [1]. Urządzenia tego typu wyposażane są w zawieszenia naczyń z układami do pomiaru sił w linach [0].

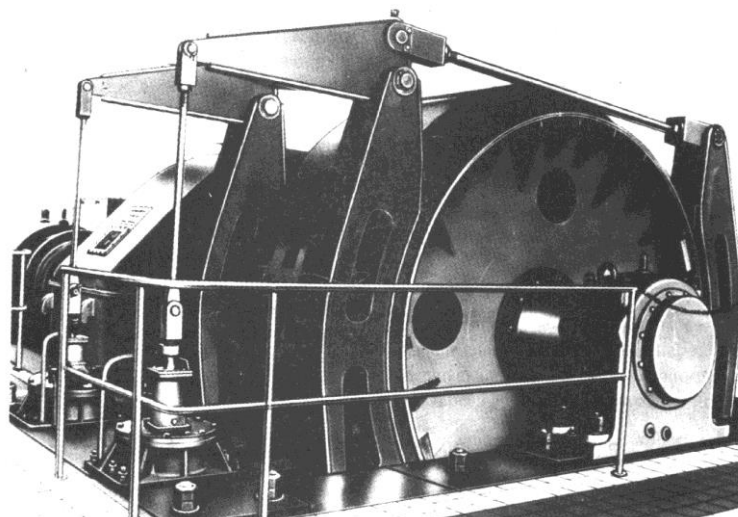
Będący na ukończeniu głębienia szyb o głębokości ok. 1300 m stanowił poligon do przeprowadzenia badań, których celem była ocena wartości przyspieszeń, jakie generowane są w naczyniu wyciągowym (kuble) w różnych warunkach jego ruchu tj. kierunku ruchu i wielkości obciążenia zawieszonego na linie.

Wyniki przeprowadzonych badań pozwoliły na zidentyfikowanie wartości przyspieszeń w naczyniu, a tym samym obciążeń, jakim m.in. poddawani są transportowani w nim ludzie w trakcie wyzwolenia procesu tzw. „hamowania bezpieczeństwa”. Proces ten cechuje się bardziej dynamicznymi przebiegami drgań naczynia niż drgania naczynia w trakcie zwalniania maszyny przy dojeździe do poziomów skrajnych i sterowanemu zwalnianiu maszyny silnikiem napędowym.

Wyniki badań posłużyły do weryfikacji modelu matematycznego górniczego wyciągu szybowego jednokońcowego.

2. Obiekt badań

Badania drgań przeprowadzono w głębionym górniczym wyciągu szybowym, wyposażonym w zmodernizowaną, jednokońcową maszynę wyciągową typu B-5000 (rys. 1).



Rys. 1. Maszyna wyciągowa B-5000/2×1000

Podstawowe dane górniczego wyciągu szybowego były następujące:

- | | |
|--|----------|
| – maksymalna głębokość ciągnięcia | 1250 m, |
| – masa naczynia (kubel 4 m ³) z zawieszeniem i saniami | 2471 kg, |
| – masa urobku lub materiałów w naczyniu | 6400 kg, |
| – masa ludzi (10 osób × 90 kg) | 900 kg, |
| – masa koła linowego zredukowana na średnicę nawijania liny (ø4000 mm) | 1338 kg. |

Z kolei parametry maszyny wyciągowej miały następujące wartości:

- | | |
|---|---------------|
| – moc silników napędowych | 2×1000 kW, |
| – średnica linopędni | 5 m, |
| – maksymalna prędkość jazdy | 8 m/s, |
| – średnica liny nośnej | 0,035 m, |
| – masa elementów wirujących maszyny zredukowana na średnicę nawijania liny | ok. 51600 kg, |
| – hamulec szczękowy z pneumatyczno-obciążnikowym napędem hamulcowym | typu HOP-V, |
| – ciśnienie resztkowe w układzie hamulcowym podczas hamowania bezpieczeństwa: | |
| – podnoszenie naczynia | 0,14 MPa, |
| – opuszczanie naczynia | 0,35 MPa. |

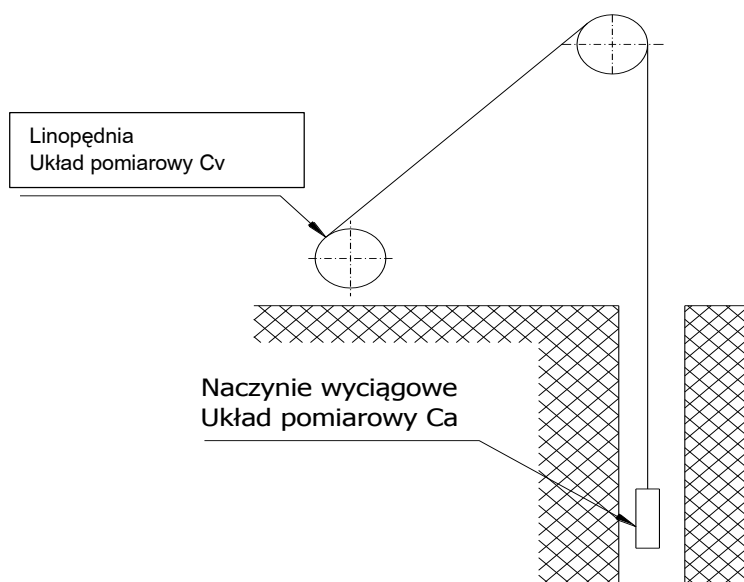
Wieżę wyciągową wraz z kubłem, w którym zamocowano przetwornik przyspieszenia przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Kubel transportowy na zrzębie szybu [5]

3. Układy pomiarowe

W trakcie badań mierzono i rejestrowano prędkość linopędni maszyny wyciągowej oraz przyśpieszenie wzdłużne naczynia zawieszonego na końcu liny. Stosowano dwa układy pomiarowe (rys. 3):

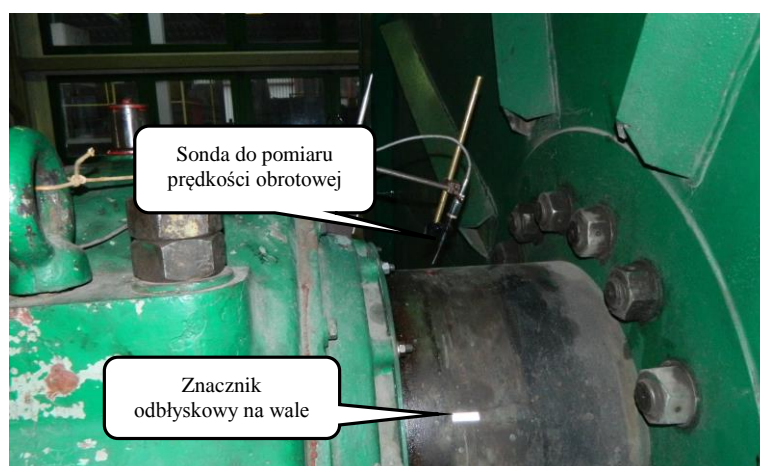


Rys. 3. Rozmieszczenie przetworników pomiarowych na obiekcie rzeczywistym
[Źródło: opracowanie własne]

- Układ pomiarowy **Ca**, przeznaczony był do pomiaru i rejestracji przyspieszenia naczynia wyciągowego. Składał się on z przetwornika przyspieszenia wraz ze wzmacniaczem pomiarowym oraz komputera rejestrującego. Czujnik przyspieszenia zamontowano bezpośrednio do naczynia wyciągowego (kubła). Układ posiadał niezależne zasilanie.
- Układ pomiarowy **Cv**, przeznaczony był do pomiaru i rejestracji prędkości linopędni. Składał się on z przetwornika pomiaru prędkości linopędni wraz ze wzmacniaczem pomiarowym i komputerem rejestrującym. Pomiar prędkości tym układem zweryfikowano pomiarem z zastosowaniem uniwersalnego miernika drgań i obrotów.

Pomiar przyspieszenia naczynia (**Ca**) realizowano dedykowaną aparaturą pomiarową, zaprojektowaną i wykonaną w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG w Laboratorium Badań Stosowanych. Przetwornik przyspieszenia wykonano w oparciu o przetwornik ADXL311 firmy Analog Devices o zakresie pomiarowym $\pm 2g$. Wyjściowy sygnał napięciowy z przetwornika, proporcjonalny do przyspieszenia, podawano na rejestrator Spider8 firmy Hottinger Baldwin Messtechnik.

Prędkość linopędni (**Cv**) mierzono na podstawie sygnału napięciowego tachoprądnicy maszyny wyciągowej. Sygnał napięciowy o wartości 0,06 V odpowiadający 1 obr/min podano na wejście napięciowe rejestratora Spider8 firmy Hottinger Baldwin Messtechnik. W celu weryfikacji poprawności odczytu prędkości linopędni zastosowano przetwornik typu Vibroport 30 firmy Schenck, którego sondę pomiarową zainstalowano na wale linopędni (rys. 4).



Rys. 4. Umiejscowienie sondy przetwornika do pomiaru prędkości linopędni – pomiar weryfikacyjny [5]

Weryfikację poprawności pomiaru prędkości linopędni za pomocą sygnału z tachoprądnicy porównywano ze wskazaniami przyrządu typu Vibroport 30 podczas jazdy ustalonej.

Wspólną podstawę czasu dla obu układów pomiarowych (przyspieszenia oraz prędkości linopędni) zapewniono poprzez synchronizację zegarów systemowych komputerów rejestrujących. Uzyskane sygnały rejestrowano z częstotliwością próbkowania 100 Hz, zależną w głównej mierze od własności sprężystych liny nośnej [1] oraz czasu pomiaru (około 25 min).

4. Badania na obiekcie rzeczywistym

Pomiary wykonano w odniesieniu dla dwóch wariantów obciążenia maszyny wyciągowej:

- opuszczania i podnoszenia pustego naczynia (kubła),
- opuszczania i podnoszenia pełnego naczynia (kubła) – ładunek o masie 6,4 Mg.

Wykonano je dwukrotnie dla każdego obciążenia maszyny. W trakcie każdego pomiaru wykonywano cztery hamowania bezpieczeństwa, według wariantów obciążenia przedstawionych w tabeli 1.

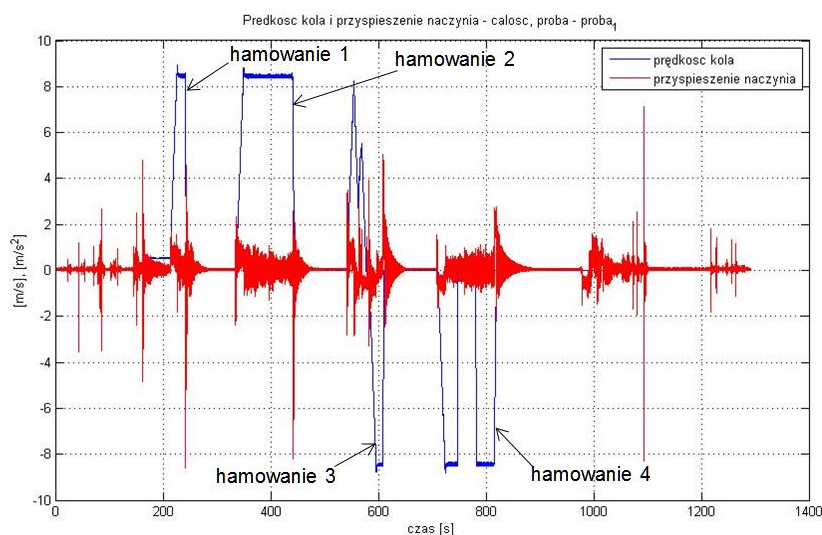
Warianty obciążenia maszyny wyciągowej podczas badań

Tabela 1

Pomiar	Nr hamowania	Nadwaga	Kierunek ruchu	Położenie naczynia podczas hamowania	Prędkość
1	2	Puste naczynie	Opuszczanie naczynia	Nadszybie (ok. 200 m)	8 m/s
				Podszybie (ok. 1000 m)	8 m/s
			Podnoszenie naczynia	Podszybie (ok. 1000 m)	8 m/s
				Nadszybie (ok. 200 m)	8 m/s
3	4	Pełne naczynie	Opuszczanie naczynia	Nadszybie (ok. 200 m)	8 m/s
				Podszybie (ok. 1000 m)	8 m/s
			Podnoszenie naczynia	Podszybie (ok. 1000 m)	8 m/s
				Nadszybie (ok. 200 m)	8 m/s

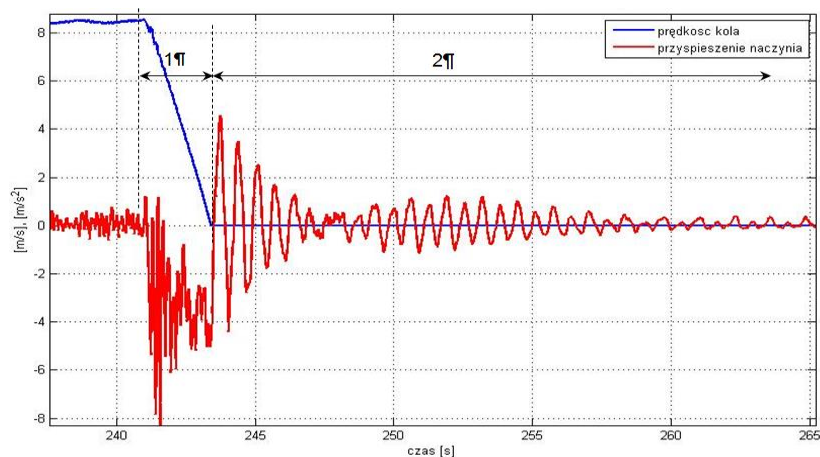
Na rysunku 5 przedstawiono przebieg (pomiar 1) – prędkości linopędni oraz przyspieszenia naczynia, dla warunków opuszczania i podnoszenia pustego naczynia. Widoczne są cztery przebiegi hamowania bezpieczeństwa:

- hamowanie 1 (na głębokości około 200 m) i hamowanie 2 (na głębokości około 1000 m), realizowane podczas opuszczania naczynia,
- hamowanie 3 (na głębokości około 1000 m) i hamowanie 4 (na głębokości około 200 m), realizowane podczas podnoszenia naczynia.

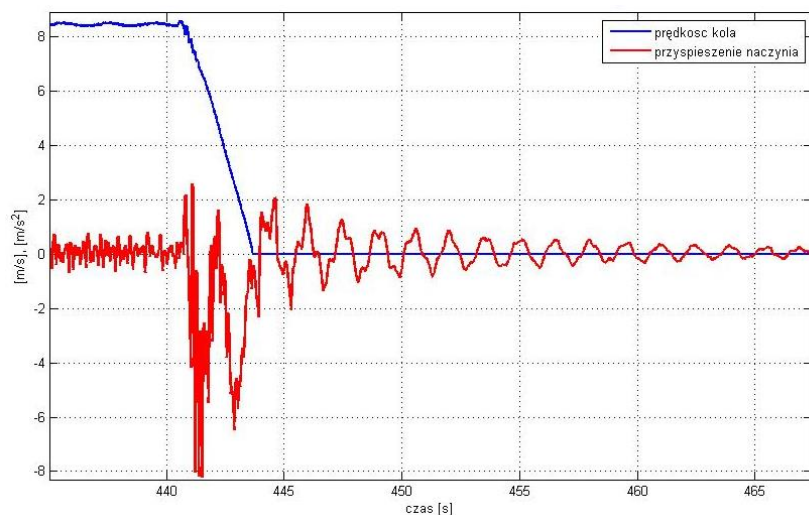


Rys. 5. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem [6]

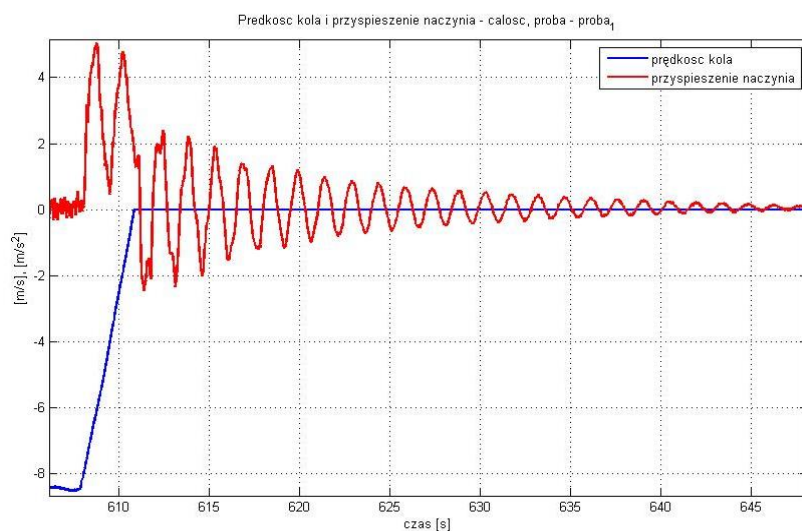
Na rysunkach 6 ÷ 9 przedstawiono rozszerzone części pomiaru 1 (rys. 5). Zaznaczony na rysunku 6 przedział czasowy oznaczony jako 1, związany jest bezpośrednio z hamowaniem bezpieczeństwa. W przedziale tym następował szybki spadek prędkości linopędni maszyny wyciągowej, z prędkości jazdy ustalonej, wynoszącej ok. 8 m/s do zera. Widoczna jest również znaczna amplituda zmian przyspieszenia naczynia. Po zatrzymaniu maszyny nastąpiła druga faza (oznaczona jako przedział czasowy 2), w której stopniowo zmniejszała się wartość amplitudy przyspieszenia.



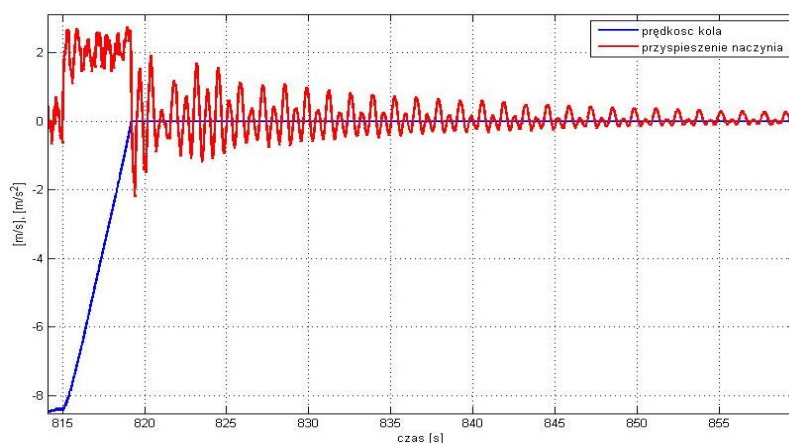
Rys. 6. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na głębokości ok. 200 m [6]



Rys. 7. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na głębokości ok. 1000 m [6]

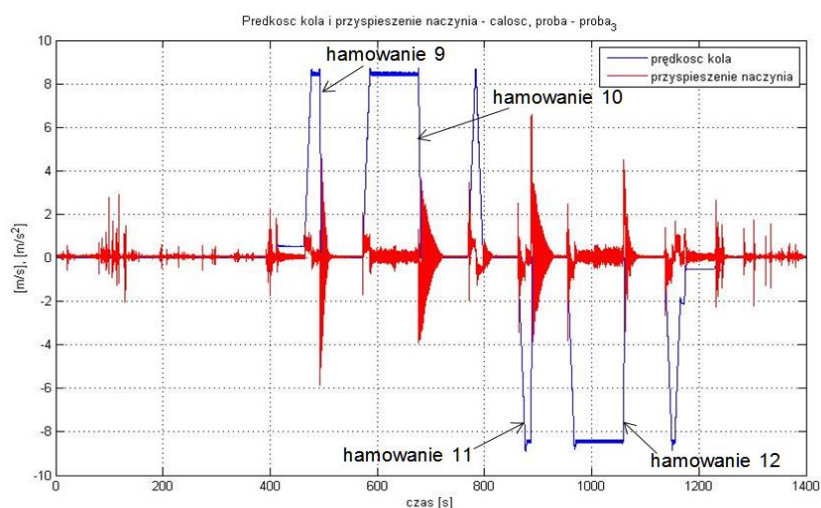


Rys. 8. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na głębokości ok. 1000 m [6]



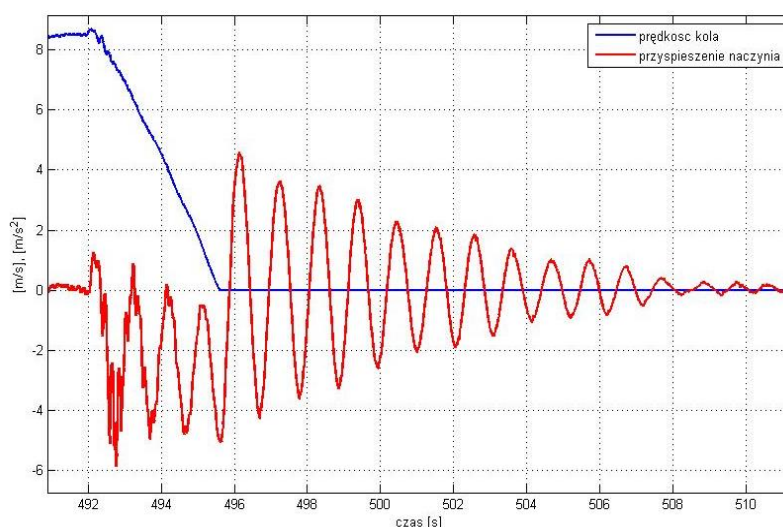
Rys. 9. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na głębokości ok. 200 m [6]

Pomiar 3 wykonano podczas opuszczania i podnoszenia naczynia z ładunkiem o masie 6,4 Mg (rys. 10).

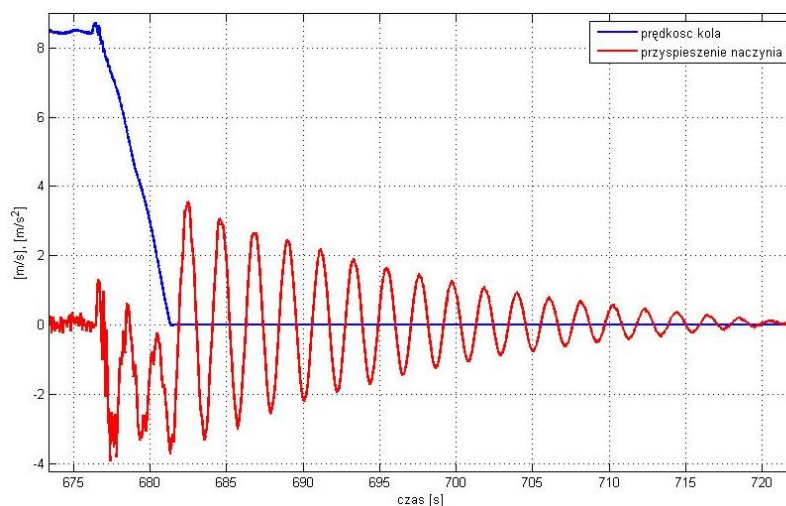


Rys. 10. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem [6]

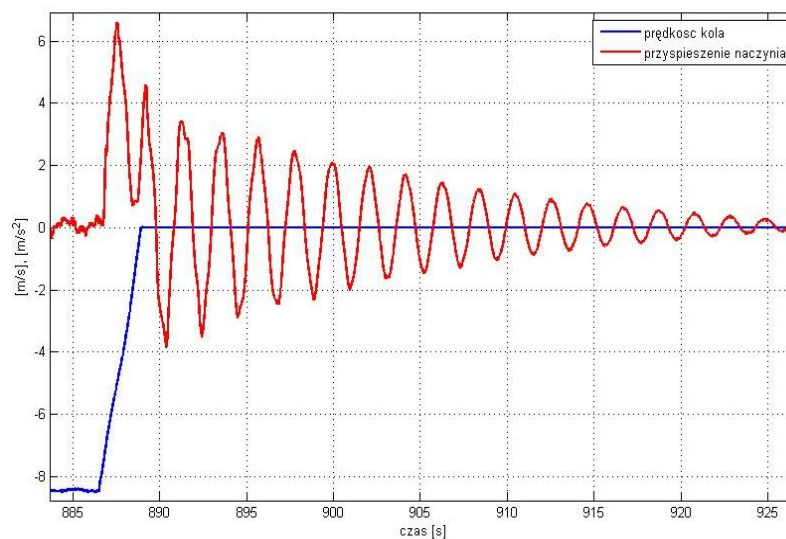
Na rysunkach 11 ÷ 14 przedstawiono części pomiaru 3.



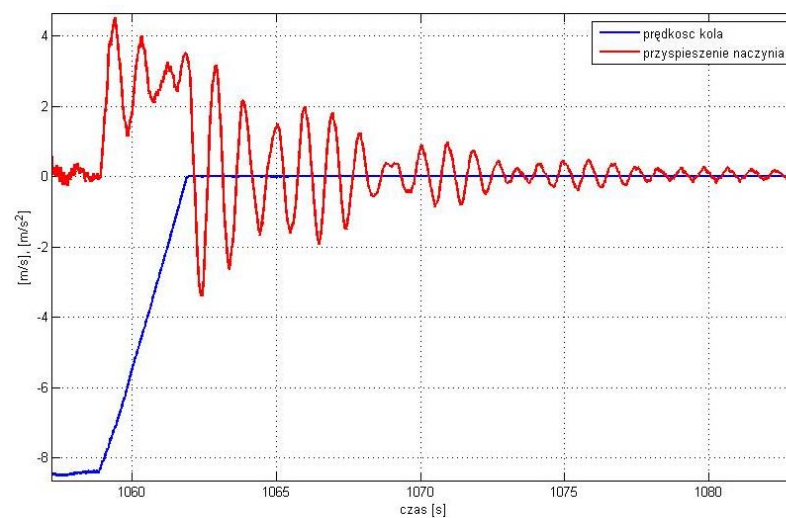
Rys. 11. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na głębokości ok. 200 m [6]



Rys. 12. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na głębokości ok. 1000 m [6]



Rys. 13. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na głębokości ok. 1000 m [6]



Rys. 14. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na głębokości ok. 200 m [6]

W tabeli 2 przedstawiono maksymalne i minimalne chwilowe wartości przyspieszenia naczynia oraz średnie wartości przyspieszenia linopędni maszyny wyciągowej w trakcie hamowania bezpieczeństwa oraz po zatrzymaniu maszyny. Dodatkowo wartości przyspieszeń oznaczają odciążenie naczynia, natomiast wartości ujemne, dociążenie naczynia.

Wartości przyspieszenia zarejestrowane podczas badań

Tabela 2

Kierunek ruchu i położenie naczynia w szybie	Obiekt	Przedział	Pomiar 1 puste naczynie	Pomiar 2 puste naczynie	Pomiar 3 pełne naczynie 6,4 Mg	Pomiar 4 pełne naczynie 6,4 Mg
			Opóźnienia średnie (dla maszyny) [m/s ²] Opóźnienia chwilowe (dla naczynia) [m/s ²]			
Opuszczanie /nadszybie 200 m	maszyna	hamowanie	3,81	3,81	2,67	2,58
	naczynie	hamowanie	+1,2 do -8,6	+1,25 do -8,3	+1,15 do -5,84	+1,05 do -5,49
		postój	-4,4 do +4,6	-3,7 do +4,12	-4,10 do +4,37	-2,85 do +3,16
Opuszczanie /podszybie 1000 m	maszyna	hamowanie	2,96	2,96	1,82	1,88
	naczynie	hamowanie	+2,6 do -8,2	+2,86 do -8,1	+1,14 do -3,68	+1,48 do -4,07
		postój	-2,2 do +2,1	-1,64 do +2,05	-3,17 do +3,42	-3,48 do +3,34
Podnoszenie /podszybie 1000 m	maszyna	hamowanie	2,81	2,83	3,54	3,5
	naczynie	hamowanie	+5,0 do +0,5	+4,78 do +0,65	+6,44 do +0,89	+6,25 do +0,90
		postój	-2,4 do +2,3	-2,02 do +2,04	-3,69 do +3,39	-3,58 do +3,33
Podnoszenie /nadszybie 200 m	maszyna	hamowanie	2,05	2,08	2,71	2,71
	naczynie	hamowanie	+2,7 do +1,1	+2,72 do +1,3	+4,29 do +1,42	+4,13 do +1,46
		postój	-2,2 do +1,9	-2,07 do +1,86	-3,28 do +3,03	-3,17 do +2,89

Maksymalne chwilowe wartości przyspieszenia zarejestrowano podczas hamowania bezpieczeństwa na poziomie ok. 200 m, w trakcie opuszczania pustego naczynia. Maksymalna chwilowa wartość przyspieszeń wyniosła około 8,6 m/s², co odpowiada przeciążeniu ok. 2g.

5. Podsumowanie

Przeprowadzone badania na obiekcie rzeczywistym pozwoliły zidentyfikować zjawiska dynamiczne, jakie zachodzą w naczyniu wyciągowym, w wyciągu jednokońcowym, podczas procesu „hamowania bezpieczeństwa”. Rejestrowane w maszynie wyciągowej przebiegi prędkości linopędni w trakcie hamowania bezpieczeństwa nie odzwierciedlają zachowania się naczynia wyciągowego zawieszonego na sprężystej linie. Uzyskane wyniki pomiarów pozwalają porównać chwilowe wartości przyspieszenia, rejestrowane w naczyniu wyciągowym, z wartościami rejestrowanymi na linopędni.

Wyznaczone wartości przyspieszeń zarejestrowanych w naczyniu wyciągowym (kubie) pozwalają określić siłę dynamiczną, jaka oddziałuje na naczynie (oraz linę), jak również przeciążenie, na jakie narażeni są ludzie przewożeni w naczyniu wyciągowym w sytuacji awaryjnego hamowania maszyny.

Literatura

- [1] Tejszerska D., Turewicz K.: Obliczenia wytrzymałościowe linopędni z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych. Gliwice: ITG KOMAG, 2009. ISBN 978-83-60708-31-6.
- [2] Hankus J.: Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. Katowice: GIG, 2000. ISBN 978-83-87610-26-7.
- [3] Wróbel T.: Systemy ciągłego monitorowania lin nośnych skipów z aplikacją kontroli rozładunku. W: Transport Szybowy: monografia. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2015, s. 168-176.
- [4] 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.) wraz z załącznikiem nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych.
- [5] Dokumentacja fotograficzna Instytutu Techniki Górniczej KOMAG.
- [6] Turewicz K., Kowal L.: Badania drgań naczynia wyciągowego w wyciągu jednokońcowym w trakcie hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego. W: Transport Szybowy: monografia. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2015, s. 225-246.

Czy wiesz, że

... firma Motion Metrics International Corp., po latach intensywnej pracy, wydała kolejną wersję swojego programu komputerowego, wspomagającego diagnostykę techniczną i monitoring kruszarek. Nowy program - LoaderMetrics 2.0 - powstał w oparciu o własny opatentowany algorytm. W wersji 2.0 zastosowano sztuczną inteligencję, bazując na sieciach neuronowych oraz wykorzystując uczenie maszynowe i tzw. pogłębioną analizę dużej ilości danych (Deep Learning). System pomiarowy, wyposażony w zestaw odpowiednich czujników oraz kamer termowizyjnych, pozwala na wczesne wykrycie nieprawidłowości w działaniu kruszarki, a nawet umożliwia przewidywanie wystąpienia uszkodzeń. Istnieje możliwość połączenia systemu z lokalną siecią LAN, a poprzez Ethernet pracować zdalnie.

International Mining 2016 nr January s.4

Współczesne urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczych wyciągów szybowych

dr inż. Andrzej Figiel
mgr inż. Marek Szczygieł
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie:

Urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej są podstawowymi elementami górniczych wyciągów szybowych, umożliwiającymi skomunikowanie maszynistów maszyn wyciągowych z sygnalistami szybowymi, obsługującymi stanowiska sygnałowe w szybie. Poprawne i niezawodne działanie systemu sygnalizacji szybowej stanowi podstawę bezpiecznej eksploatacji górniczego wyciągu szybowego. Z kolei spełnienie wymagań odnośnie budowy jego podzespołów gwarantuje bezpieczeństwo eksploatacji w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. W artykule przedstawiono współczesne koncepcje i konstrukcje urządzeń sygnalizacyjnych. Omówiono rodzaje pracy, pozwalające na optymalizację stosowania wyciągów szybowych w aspekcie procedury postępowania w sytuacjach awaryjnych. Oddzielnie zaprezentowano proces badania urządzeń sygnalizacji szybowych w celu sprawdzenia spełniania wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem.

Abstract:

Signalling and shaft communication devices are the main components of mine shaft hoists, which enable communication between operators of hoisting machines and cage loaders at signalling stands in the shaft. Proper and reliable operation of shaft signalling system is a condition for safe operation of mine shaft hoist, as meeting the requirements regarding the design of its sub-systems guarantees safe operation in areas threatened by methane and/or coal dust explosion hazard. Present concepts and designs of signalling devices are given. Modes of operation enabling optimization of use of shaft hoists in the aspect of emergency procedure are discussed. Tests of the shaft signalling devices for checking their conformity with the requirements put to protective devices and systems intended to be used in areas threatened by explosion hazard are discussed separately.

Słowa kluczowe: górnictwo, wyciągi szybowe, sygnalizacja szybowa, ATEX

Keywords: mining industry, shaft hoists, shaft signalization, ATEX

1. Wstęp

Górnice wyciągi szybowe są jednymi z podstawowych obiektów zakładów górniczych. Realizują one funkcje transportu pionowego (jazda ludzi, ciągnięcie urobku, transport materiałów, urządzeń, narzędzi, transport pomocniczy).

Urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej [w dalszej części artykułu nazywane urządzeniami sygnalizacji szybowej] są elementami niezbędnymi dla funkcjonowania górniczych wyciągów szybowych. W ostatnim okresie w sposób znaczący zmieniła się zarówno ich budowa, jak i realizowane przez nie funkcje. Odejście od stosowania przy ich konstruowaniu ujednoliconych rozwiązań i indywidualne dopuszczanie do stosowania w podziemnych zakładach górniczych, pozwoliło na budowę urządzeń sygnalizacji szybowej ściśle dostosowanych do specyfiki wyciągu szybowego. Zastosowanie przy budowie urządzeń sygnalizacji szybowej nowoczesnych rozwiązań, opartych o technikę cyfrową, z zastosowaniem swobodnie programowalnych sterowników PLC oraz urządzeń do bezprzewodowego przesyłania sygnałów z naczynia wyciągowego, umożliwia realizację nowych zadań w ruchu zakładu górniczego. Przedstawione w niniejszym artykule wymagania prawne i techniczne dla

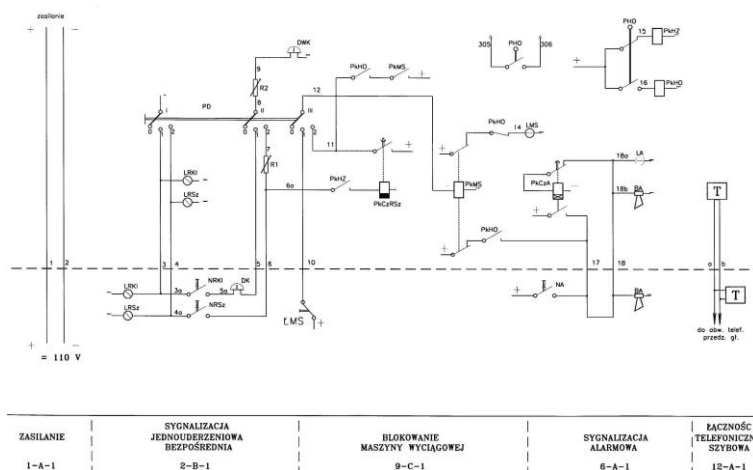
urządzeń sygnalizacji szybowej oraz przykładowe rozwiązania wdrożone w ostatnich latach mogą być pomocne przy planowaniu budowy tego typu urządzeń w zakładach górniczych oraz mogą przyczynić się do zastosowania nowatorskich rozwiązań [5, 6].

2. Urządzenia sygnalizacji szybowej z lat 70-tych

Urządzenia sygnalizacji szybowej zbudowane w latach 70-tych, były wykonywane zgodnie z zapisami § 650 „Szczegółowych przepisów prowadzenia ruchu i gospodarki złożem w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny i brunatny” z 1973 r. Stanowiły one, że rodzaje układów sygnalizacyjnych oraz szczegółowe wymagania stawiane elektrycznej sygnalizacji szybowej określają:

- 1) „Warunki techniczne budowy elektrycznych urządzeń sygnalizacji szybowej”,
- 2) „Album ujednoliconych układów sygnalizacji szybowej”, wydany przez Ministerstwo Górnictwa i Energetyki w porozumieniu z Wyższym Urzędem Górnictwem.

Na rysunku 1 przedstawiono przykład sygnalizacji szybowej wyciągu szybowego pomocniczego, awaryjno-rewizyjnego, zgodny z ówczesnymi wymaganiami, zbudowanej w technice stykowo-przełącznikowej.



Rys. 1. Przykładowe rozwiązanie urządzenia sygnalizacji szybowej z lat 70-tych [10]

Urządzenie było zasilane napięciem 110 V_{DC} i składało się z obwodu sygnalizacji alarmowej, blokowania maszyny wyciągowej, sygnalizacji jednoudrzeniowej bezpośredniej oraz łączności szybowej. Wszystkie podzespoły były zabudowane na powierzchni, a nadawanie sygnału wykonawczego z szybu odbywało się za pomocą stalowej linki rewizyjnej rozwiniętej w szybie.

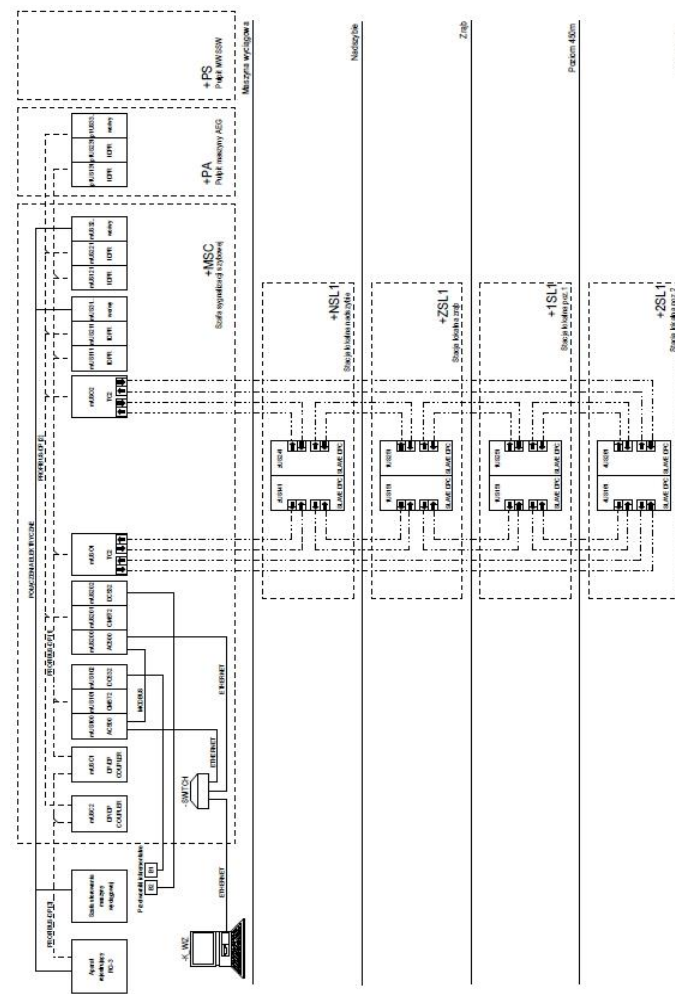
3. Aktualny stan prawny

Aktualne wymagania techniczne w zakresie urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej zawarto w załączniku nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.), w związku z art. 224 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 r. - Prawo geologiczne i górnicze (Dz. U. z 2015 r., poz. 196 z późn. zm.). Z kolei wymagania dla elektrycznych urządzeń sygnalizacji szybowej zawarto w punktach 1.7.1-1.7.4 dla „urządzeń sygnalizacji szybowej”, a w pkt. 1.7.5 dla „urządzeń sterowniczo-sygnałowych” [1, 2, 3].

Należy zwrócić uwagę, iż jednoznaczny do niedawna podział na urządzenia sygnalizacji szybowej (USSz), dla wyciągów szybowych klatkowych i urządzenia sterowniczo-sygnałowe (US-S), dla wyciągów skipowych, był problematyczny. W urządzeniach sygnalizacji szybowej zaczęto bowiem stosować rozwiązania typowe dla urządzeń sterowniczo-sygnałowych. Jako przykład można podać tryb zdalnego uruchamiania przy rewizjach prowadzonych ze stałych stanowisk sygnalnych, rozszerzony o możliwość wykorzystania ruchomego stanowiska sygnalowego w naczyniu wyciągowym. Istniejący rozdział wymagań technicznych dla urządzeń USSz i US-S spowodował, iż producenci urządzeń sygnalizacji szybowej stanęli przed dużym wyzwaniem wobec wymagań określonych w wyżej wymienionych przepisach, często pozostających ze sobą w sprzeczności. Stąd naturalną stała się potrzeba zunifikowania wymagań technicznych dla „urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej”, bez utrzymywania sztucznego podziału na urządzenia USSz i US-S, co ułatwiłoby producentom opracowanie urządzeń, z wykorzystaniem pozytywnych cech obu rozwiązań, nie ograniczając jednocześnie postępu technicznego.

4. Współczesne urządzenia sygnalizacji szybowej

Typowe rozwiązanie współczesnego urządzenia sygnalizacji szybowej przedstawiono na rysunku 2. Urządzenie zbudowano z zastosowaniem dwóch, swobodnie programowalnych sterowników PLC i modułów zdalnych, połączonych światłowodami.



Rys. 2. Topologia sieci komunikacyjnej współczesnego urządzenia sygnalizacji szybowej [10]

Sterowniki:

- podstawowy – master 1, w wydzielonej sieci PROFIBUS-DP(1), realizuje funkcje sterowania, zabezpieczeń oraz kontrolne, w zakresie nadzorowania pracy sterownika dodatkowego (kontrolnego),
- dodatkowy (kontrolny) – master 2, w wydzielonej sieci PROFIBUS-DP(2), realizuje funkcje alarmu, blokady oraz kontrolne, w zakresie nadzorowania pracy sterownika podstawowego.

Komunikacja sterowników PLC (podstawowego i kontrolnego) z modułami zdalnymi (nieprogramowalne iskrobezpieczne sterowniki ET2000Ex) zabudowanymi w stacjach lokalnych na nadszybiu, zrębie i na poziomach oraz z modułami we/wy w szafie sterowniczej i pulpicie sterowniczym, odbywa się poprzez dwie niezależne sieci PROFIBUS-DP(1) i PROFIBUS-DP(2).

Sterownik podstawowy realizuje pełny program urządzenia sygnalizacji szybowej, poprzez magistralę PROFIBUS-DP(1) odczytuje stany wejść i na ich podstawie generuje odpowiednie stany wyjść sygnalizacji optyczno-akustycznej.

Sterownik kontrolny jest uprawniony do odczytywania informacji o stanie wejść modułów wejściowych oraz modułów ET2000Ex, przez magistralę PROFIBUS-DP(2) i generuje stany wyjść alarmów oraz blokady poprzez moduł komunikacyjny mUS221.

Funkcje alarmów i blokady powtórzone dwukrotnie, w sterowniku podstawowym oraz sterowniku kontrolnym. Wygenerowanie sygnału blokady w którymkolwiek sterowniku powoduje zablokowanie maszyny po jej zahamowaniu.

Komunikacja sterowników podstawowego i kontrolnego z systemem wizualizacji odbywa się poprzez magistralę ETHERNET, natomiast pomiędzy sterownikiem podstawowym i kontrolnym poprzez magistralę RS-485, z protokołem MODBUS.



Rys. 3. Sterowniki PLC urządzenia sygnalizacji szybowej [10]

Sterowniki komunikują się ze zdalnymi modułami ET2000Ex poprzez pętlę światłowodową o strukturze „redundantnego pierścienia”. Umożliwia to nieprzerwaną poprawną pracę urządzenia w przypadku awarii odcinka światłowodu podstawowego lub rezerwowego, umożliwiając podjęcie ewentualnych działań naprawczych, bez przerywania pracy urządzenia sygnalizacji szybowej. Komunikacja pomiędzy sterownikiem podstawowym (master 1 – mUS100)

i modułami ET2000Ex oraz modułami sieciowymi IDPR odbywa się zgodnie z protokołem PROFIBUS-DP. Komunikacja pomiędzy sterownikiem dodatkowym (master 2 – mUS200) i modułami ET2000Ex oraz modułami sieciowymi IDPR odbywa się również zgodnie z protokołem PROFIBUS-DP, przy czym sterownik kontrolny uprawniony jest jedynie do odczytu stanu wejść modułów zdalnych.

Komunikacja jest nadzorowana zarówno w sterowniku podstawowym, jak i dodatkowym. Wykrywane są stany utraty transmisji z poszczególnymi jednostkami, jak i zawieszenia komunikacji pomiędzy nimi, utraty danych oraz brak ich odświeżania w wymaganym czasie.

Dla sprawdzania poprawności przebiegu pętli czasowej, stanów komunikacji oraz stanów diagnostycznych sprzętu, skonstruowano aplikację „programowy watchdog”.

Podstawowe funkcje realizowane przez USSz to:

- ustalenie rodzaju pracy wyciągu szybowego,
- zapowiedź żadanego rodzaju sterowania maszyny wyciągowej: „sterowanie ręczne” lub „sterowanie automatyczne” (ustalenie rodzaju sterowania dokonywane jest w maszynie wyciągowej),
- załączenie przez maszynistę wyciągowego rodzaju pracy „jazda ludzi” po uprzednim jego zapowiedzeniu przez sygnalistę,
- załączenie przez maszynistę wyciągowego rodzaju pracy „wydobycie (transport materiałów)”,
- załączenie przez maszynistę wyciągowego rodzaju pracy „transport materiałów długich w klatce”,
- prowadzenie „prac technologicznych” (remontowych),
- uprawnienie przez maszynistę wyciągowego stałych stanowisk rewizyjnych w szybie,
- uprawnienie stanowisk sygnałowych po dojeździe klatki w rejon danego stanowiska przy załączonych rodzajach pracy „jazda ludzi”, „wydobycie (transport materiałów)”, „transport materiałów długich w klatce” lub „prace technologiczne”,
- prowadzenie rewizji szybu z wykorzystaniem urządzenia radiowego (w przypadku uszkodzenia urządzenia dojazd do najbliższego poziomu jest możliwy poprzez nadawanie sygnałów za pomocą linkowego nadajnika szybowego),
- jazda brygad szybowych z wykorzystaniem urządzenia radiowego, w trybie zdalnego uruchamiania,
- prowadzenie jazdy osobistej, z wykorzystaniem urządzenia radiowego (w przypadku jego uszkodzenia, kontynuacja cyklu jazdy jest możliwa po użyciu łącznika - ŁAJO, mostkującego odpowiednie sygnały w obwodach alarmu i blokad),
- blokowanie ruchu maszyny wyciągowej w stanie zahamowanym ze wszystkich stanowisk sygnałowych oraz po zatrzymaniu naczynia, przy jeździe osobistej i rewizji szybu do czasu nadania dwóch albo trzech sygnałów wykonawczych lub zadania kierunku w trybie zdalnego uruchamiania przy rewizji szybu,
- zablokowanie maszyny wyciągowej za pomocą łączników blokujących z poszczególnych stanowisk sygnałowych oraz podczas jazdy z wykorzystaniem ruchomego stanowiska w naczyniu wyciągowym,
- nadawanie sygnałów wykonawczych z uprawnionego stanowiska sygnałowego,

- nadawanie sygnałów wykonawczych z uprawnionego stałego stanowiska rewizyjnego,
- nadawanie sygnałów wykonawczych z urządzenia radiowego, przy jeździe osobistej albo rewizji szybu w sterowaniu ręcznym,
- nadawanie sygnałów sterowniczych z urządzenia radiowego podczas rewizji szybu w trybie zdalnego uruchamiania albo jeździe brygad szybowych,
- nadawanie sygnałów alarmowych z każdego stanowiska sygnałowego,
- nadawanie sygnałów alarmowych z urządzenia radiowego umieszczonego w naczyniu wyciągowym, podczas rewizji szybu albo jeździe osobistej,
- dwukierunkowa łączność foniczna pomiędzy maszynistą wyciągowym a obsługą poszczególnych stanowisk sygnałowych oraz obsługą stałych stanowisk sygnałowych między sobą, za pośrednictwem lokalnego systemu łączności telefonii szybowej,
- łączność foniczna pomiędzy maszynistą wyciągowym a obsługą znajdującą się w naczyniu wyciągowym, za pomocą urządzenia ECHO-S,
- współpraca z układem napędowym maszyny wyciągowej i urządzeniami przyszybowymi,
- sterowanie ryglowaniem wrót szybowych na nadszybiu, zrębie i poziomach,
- przekazywanie do sterowania maszyny wyciągowej stanów elementów zabezpieczeń krańcowych i korekcji regulatora jazdy (wykorzystanie obwodów iskrobezpiecznych sterowników ET2000Ex zabudowanych na stanowiskach sygnałowych),
- w szczególnych przypadkach, ruch górniczego wyciągu z ograniczoną prędkością, z pominięciem blokad pochodzących z urządzenia sygnalizacji szybowej.

Jako ruchome stanowisko sygnałowe zastosowano urządzenie do bezprzewodowej łączności i sygnalizacji ECHO-S, składające się z części stacjonarnej, zainstalowanej w maszynowni, z części przenośnej, włączanej w naczyniu (aparatury klatkowej) oraz elementów sprzęgających (pierścienie magnetyczne obejmujące linę wyciągową nośną, linę prowadniczo-nośną, prowadniczą bądź linkę antenową).

Urządzenie ECHO-S pozwala na przesłanie sygnałów sterowniczych w celu zdalnego uruchamiania i zatrzymywania maszyny wyciągowej, wraz z przyciskową regulacją prędkości w dozwolonych granicach albo nadawanie z naczynia wyciągowego sygnałów wykonawczych do maszynisty – maszyna wyciągowa jest wówczas sterowana ręcznie przez maszynistę wyciągowego. Po ustawieniu naczynia, otrzymaniu dyspozycji i załączeniu urządzenia bezprzewodowego sygnalista zgłasza zapowiedź rozpoczęcia rewizji za pomocą przycisku. Warunki uprawniające do nadania zapowiedzi to: obecność naczynia na zrębie szybu lub na przyszybiu, zahamowanie maszyny wyciągowej oraz gotowość do pracy urządzenia bezprzewodowego. Zapowiedź rewizji szybu wywołuje u maszynisty sygnał dzwonka oraz pulsowanie lamp LRSz. Potwierdzenie przez maszynistę zapowiedzi powoduje: załączenie sygnalizacji rewizji szybu, zablokowanie możliwości załączenia innego rodzaju pracy do czasu wyłączenia rewizji szybu oraz przygotowanie obwodu blokowania maszyny wyciągowej, który po otrzymaniu sygnału wykonawczego (dwa lub trzy uderzenia) albo w trybie zdalnego uruchamiania poprawnego kierunku do jazdy, odblokowuje maszynę na czas 6 sekund. Sygnał wykonawczy nadany za pomocą przycisku z urządzenia bezprzewodowego powoduje uruchomienie w maszynowni dzwonu wykonawczego. Kontrola liczby impulsów sygnału wykonawczego nadawanego z naczynia realizowana jest w sposób programowy w urządzeniu ECHO-S.

W przypadku prowadzenia rewizji szybu za pomocą urządzenia bezprzewodowego, zanik gotowości do pracy urządzenia radiowego wywołuje sygnał alarmowy.

Po przełączeniu sterowania maszyny wyciągowej w tryb zdalnego uruchamiania, można prowadzić rewizję szybu uruchamiając maszynę z naczynia wyciągowego. Możliwy jest wybór: kierunku jazdy, prędkości jazdy w przyjętych granicach (z progami prędkości V_1 , V_2 i ewentualnie V_3) oraz zatrzymanie ruchu maszyny. Po zakończeniu rewizji szybu sygnalista jej zakończenie zgłasza za pomocą przycisku na stanowisku sygnałowym. Potwierdzenie rezygnacji przez maszynistę za pomocą przycisku na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej powoduje wyłączenie sygnalizacji rewizji szybu.

Urządzenie sygnalizacji szybowej wyposażono również w układ zdalnego uruchamiania maszyny podczas prowadzenia prac rewizyjnych. Umożliwia on odhamowanie i prowadzenie jazd powolnych maszyną bezpośrednio ze stanowiska, na którym prowadzona jest rewizja. Umożliwia to umożliwić uruchamianie maszyny wyciągowej ze stanowisk sygnałowych do prowadzenia rewizji np. kół linowych, liny nośnej czy naczynia wyciągowego. Na stanowiskach sygnałowych zainstalowano zespoły łączników, uprawniających stanowisko do uruchamiania maszyny oraz przyciski umożliwiające wybranie kierunku jazdy i zatrzymanie ruchu maszyny wyciągowej. Rewizję naczyń wyciągowych na zrębie szybu, w trybie zdalnego uruchamiania maszyny wyciągowej, zrealizowano tak, jak wcześniej opisane rewizje ze stałych stanowisk rewizyjnych, z tą różnicą, iż w tym rodzaju pracy nie zastosowano przyciskowej regulacji prędkości, a sygnalista dla wywołania ruchu naczynia wyciągowego winien stale naciskać przycisk kierunku. Zwolnienie przycisku kierunku jest równoważne z sygnałem „stop”. Rozwiązanie to poprawia bezpieczeństwo prowadzenia czynności kontrolnych na stanowisku rewizyjnym (zrąb), gdyż kontrola naczyń wyciągowych odbywa się przy ich przemieszczaniu przy otwartych wrotach szybowych. Stwarza to ryzyko pochwycenia rewidenta lub powstania innego negatywnego oddziaływania jadącego naczynia wyciągowego na człowieka.



Rys. 4. Stanowisko sygnałowe zbudowane w oparciu o stację lokalną ET2000 [10]

Podczas prowadzenia rewizji naczynia wyciągowego lub rewizji lin nośnych ze zrębu szybu następuje samoczynne zatrzymanie wyciągu, przy wyjściu ze strefy uprawnionej. Funkcja ta zapobiega wjechaniu naczynia wyciągowego w strefę wyłączników krańcowych oraz zapobiega powstaniu niebezpiecznej sytuacji, w przypadku zastosowania pomostów zabudowanych w szybie, dla potrzeb przeprowadzenia czynności kontrolnych.

W trybie zdalnego uruchamiania maszyna blokowana jest automatycznie, po każdym zatrzymaniu. Odblokowanie następuje dopiero po poprawnym nadaniu sygnału kierunku. W ten sposób zwiększono bezpieczeństwo podczas prowadzenia prac rewizyjnych poprzez samoczynne blokowanie maszyny wyciągowej w czasie postoju [7].

5. Nowe rodzaje pracy wyciągu szybowego i sygnalizacji szybowej

Zgodnie z zapisami pkt. 1.7.1.1÷1.7.1.3 załącznika nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów, urządzenie sygnalizacji szybowej winno umożliwiać ustalenie rodzaju pracy wyciągu szybowego, przy zastosowaniu sygnalizacji pośpiesznych, pomocniczych, automatycznych lub innych, stosownie do potrzeb [2].

Przykładem takiego rozwiązania jest rodzaj „prace szybowe”, stosowany przy wykonywaniu remontu obudowy i urządzeń w szybie, z zastosowaniem sygnalizacji jednoudrzeniowej. Do nadawania sygnałów wykonawczych jest uprawnione ruchome stanowisko sygnałowe lub po rezygnacji, stałe stanowisko, w strefie którego znajduje się naczynie. Dozwolone jest przemieszczanie naczynia wyciągowego przy otwartych wrotach szybowych, pod warunkiem obecności naczynia wyciągowego w bezpiecznej strefie jazdy.

Główna, przewidywana funkcja wyciągu pomocniczego, awaryjno-rewizyjnego, tj. ewakuacja ludzi z naczyń wyciągowych awaryjnie unieruchomionych w szybie lub z poziomów, jest realizowana przy użyciu rodzaju pracy „jazda ewakuacyjna”. W tym rodzaju pracy wyciągu szybowego jest prowadzona ewakuacja załogi z naczynia przedziału głównego lub poziomu, z maksymalną prędkością jazdy 2 m/s. Do nadawania sygnałów wykonawczych jest uprawnione wówczas ruchome stanowisko sygnałowe w naczyniu wyciągowym lub stałe stanowisko sygnałowe na poziomie, na którym znajduje się naczynie. Rezygnację z korzystania z ruchomego stanowiska sygnałowego można dokonać tylko przy zahamowanej maszynie wyciągowej przełącznikiem z pulpitu maszyny wyciągowej, po wcześniejszej dyspozycji sygnalisty - rezygnacji z ruchomego stanowiska sygnałowego za pomocą przycisku na właściwym stanowisku stałym oraz spełnieniu warunku obecności naczynia wyciągowego na zrębie lub określonym poziomie.

Przy prowadzeniu jazdy ewakuacyjnej „z urządzeniem radiowym”, jest używane ruchome stanowisko sygnałowe w naczyniu. Połączeniu jazdy ewakuacyjnej jest dezaktywowany alarm, wywoływany zestykiem przekaźnika kontroli stacji nawrotu lin wyrównawczych wyciągu podstawowego lub zestykiem przekaźnika alarmu.

Jazda ewakuacyjna „bez urządzenia radiowego” jest stosowana przy prowadzeniu ewakuacji ludzi z poziomów. Do nadania sygnałów wykonawczych wykorzystuje się wówczas sygnalizację jednoudrzeniową bezpośrednią z danego stanowiska sygnałowego (poziom, zrąb). Jest ona uprawniona przy obecności naczynia w strefie stanowiska sygnałowego.

Innym, nowym rodzajem pracy jest „jazda remontowa”, która prowadzona jest przy zastosowaniu urządzenia ECHO-P, służącego do nadawania jednoudrzeniowych sygnałów wykonawczych do maszynisty, przy ręcznym sterowaniu napędu maszyny wyciągowej. Jazda

remontowa jest przeznaczona do przejazdu z/do poziomów, wyłącznie dla osób wykonujących kontrolę wyciągu szybowego. Prędkość jazdy maszyny przy prowadzeniu jazdy remontowej wynosi do 2 m/s. Stosowane w tym rodzaju pracy wymagania techniczne odnośnie sygnalizacji szybowej są takie same, jak w przypadku realizacji sygnalizacji „jazdy osobistej” na wyciągach z jazdą ludzi. Rozwiązanie takie pozwala na szybki i bezpieczny wyjazd brygady szybowej po skończonej rewizji szybu wyciągiem pomocniczym (bez jazdy ludzi).

Rodzaj pracy „prace technologiczne” zaprojektowano do wykonywania czynności związanych z wymianą naczyń wyciągowych lub lin. Nieaktywne są wówczas blokady od otwartych wrót szybowych, w strefie obecności wybranego naczynia, w rejonie poziomym.

W rodzaju pracy „prace technologiczne” stosuje się sygnalizację jednoudzerzeniową bezpośrednią. Uprawnienie stanowisk sygnałowych na poziomach następuje po załączeniu ww. rodzaju pracy, z uwzględnieniem stref wyznaczanych programowo, na podstawie położenia otrzymanego z cyfrowego regulatora jazdy. Strefa uprawnienia jest uaktywniona, gdy wybrane naczynie wyciągowe znajduje się w obrębie danego stanowiska, co jest sygnalizowane zapaleniem lampki uprawnienia stanowiska na danym poziomie.

Urządzenie sygnalizacji szybowej umożliwia coraz częściej nadawanie sygnałów wykonawczych do jazd windą frykcyjną, w czasie prowadzenia prac związanych z wymianą lin lub naczyń. Sygnały wykonawcze do jazdy windą są nadawane bezpośrednio z uprawnionego stanowiska na zrębie lub poziomie. O uprawnieniu danego stanowiska do nadawania sygnałów decyduje maszynista wyciągowy, przestawiając odpowiednio przełącznik wyboru stanowiska.

W rodzaju pracy „praca z windą” stosuje się sygnalizację jednoudzerzeniową bezpośrednią. Sygnały wykonawcze nadaje się z uprawnionego stanowiska nadajnikiem NWk, który uruchamia sygnał dzwonu kontrolnego DK w miejscu nadania, a na stanowisku windy, sygnał dzwonu wykonawczego DWk. Sygnał dzwonu wykonawczego jest odtwarzany również na stanowisku maszynisty wyciągowego, w celu zapewnienia sprawnej koordynacji działań w czasie wykonywania prac technologicznych z windą frykcyjną.



Rys. 5. Stanowisko sygnałowe wraz z pulpitem sterowania urządzeniami przyszybowymi [10]

6. Sytuacje awaryjne

Zgodnie z zapisami pkt. 1.7.1.31 załącznika nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów:

- 1.7.1.31. *W układzie blokowania hamulca manewrowego maszyny wyciągowej powinna być przewidziana możliwość awaryjnego odblokowania hamulca manewrowego maszyny wyciągowej za pomocą przełącznika zabezpieczonego plombą. Awaryjne odblokowanie hamulca manewrowego maszyny wyciągowej powinno być sygnalizowane sygnałem optycznym z odpowiednim napisem w maszynowni, na głównych stanowiskach sygnałowych, stanowiskach sygnałowych poziomów oraz powinno ograniczyć prędkość jazdy do 2 m/s.*

Najczęściej stosowanym rozwiązaniem, w razie stwierdzenia nieprawidłowej pracy obwodów blokady pochodzących od USSz, jest możliwość awaryjnego odblokowania maszyny wyciągowej za pomocą zabezpieczonego przełącznika obejścia blokad. Każdorazowo, po zahamowaniu maszyny, obwód awaryjnego odblokowania zostanie przerwany i konieczne będzie ponowne załączenie obejścia blokad. W przypadku załączenia awaryjnego obejścia blokad wyłączone zostaną lampki blokady oraz zapalone lampki awaryjnego obejścia na stanowiskach w szybie i na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej.

Hamulca nie można awaryjnie odblokować za pomocą przełącznika obejścia w czasie rewizji szybu lub jazdy osobistej, gdy jest uprawnione ruchome stanowisko sygnałowe i uszkodzeniu ulegnie urządzenie radiowe. W przypadku rewizji szybu należy uprawnnić linkowy nadajnik szybowy. Czynność ta spowoduje obejście blokady, od niesprawnego urządzenia oraz umożliwia nadawanie sygnałów wykonawczych za pomocą linkowego nadajnika szybowego. Przy jeździe osobistej, w przypadku uszkodzenia urządzenia radiowego, należy załączyć awaryjną jazdę osobistą przełącznikiem pŁAJO. Czynność ta spowoduje obejście blokady, od niesprawnego urządzenia oraz umożliwi dokończenie przerwanej jazdy. W przypadku braku linki w szybie, są stosowane obejścia programowe.

Przedstawiony sposób spełnienia wymogu przepisów nie jest optymalnym rozwiązaniem w możliwych sytuacjach awaryjnych urządzenia sygnalizacji szybowej. Powoduje bowiem łączne wyłączenie wszystkich blokad pochodzących od urządzenia sygnalizacji szybowej, a więc pogarsza warunki bezpieczeństwa wyciągu szybowego. Sygnaliści szybowi tracą swoje podstawowe narzędzie do unieruchomienia wyciągu szybowego, gdy np. zbliżają się do naczynia wyciągowego. Żądane ograniczenie prędkości jest jedynie uciążliwością dla użytkownika i tylko pozornie zapewnia bezpieczeństwo. W razie ewakuacji ludzi z poziomów może być przyczyną znacznego wydłużenia czasu prowadzenia akcji. Takie rozwiązanie stosowano w „klasycznych” urządzeniach sygnalizacji szybowej. Obecne konstrukcje pozwalają jednak na znacznie sprawniejsze działanie. Oprogramowanie sterowników PLC może przewidywać „programową neutralizację” wybranych elementów układu blokowania maszyny wyciągowej, bądź sygnalizacji alarmowej. Po stwierdzeniu, że nie nastąpiła awaria funkcjonalna elementu wyciągu szybowego, lecz awaria osprzętu elektrycznego, np. łącznika kontrolującego dane urządzenie, można wyeliminować je z nadzoru układu blokowania maszyny wyciągowej. Wejście w ten tryb jest chronione, najczęściej hasłem i dostępne dla upoważnionych osób, a fakt zastosowania obejścia pojedynczego elementu zapisany w pliku logowania. Do czasu naprawy należy podjąć dodatkowe działania organizacyjne, np. ograniczyć jazdę do poziomu, gdzie powstało uszkodzenie, mechanicznie zablokować możliwość otwarcia wrót, których łącznik kontroli zamknięcia uległ uszkodzeniu, itd.

Należy podkreślić, iż w propozycji przepisów rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych, zawarto następujący zapis:

- 3.26.4. *Jeżeli którykolwiek z układów lub elementów kontroli i zabezpieczenia ruchu maszyny wyciągowej nie działa lub działa wadliwie, maszynista maszyn wyciągowych zatrzymuje ją oraz powiadamia przełożonego. Ponowne uruchomienie maszyny wyciągowej następuje po usunięciu nieprawidłowości oraz uzyskaniu zgody przełożonego. Dopuszcza się wznowienie ruchu maszyny wyciągowej przy niesprawności danego elementu lub układu za zgodą i na warunkach określonych przez kierownika działu energomechanicznego przy zachowaniu bezpieczeństwa ruchu wyciągu szybowego.*

Wyposażenie urządzenia sygnalizacji szybowej w możliwość programowej eliminacji uszkodzonych elementów może być wykorzystane w trakcie usuwania stanów awaryjnych. Osoby dozoru ruchu zakładu górniczego mogą skupić się na działaniach organizacyjnych, zapewniających bezpieczeństwo ruchu wyciągu szybowego i osób korzystających z niego. Zbędne stają się „działania symulacyjne” czy pseudo-naprawy, stosowane dotychczas dla przywrócenia sprawności układu blokowania maszyny wyciągowej [9] i można w logiczny sposób przystąpić do naprawy. Podjęte działania organizacyjne, zapewniające bezpieczeństwo ruchu wyciągu szybowego, nie zawsze muszą oznaczać bezwzględny nakaz ograniczenia prędkości do wartości określonej w pkt. 1.7.1.31 załącznika nr 2 do rozporządzenia. Dokumentacja techniczno-ruchowa urządzenia sygnalizacji szybowej, opisując możliwe stany awaryjne, powinna zawierać informacje o konieczności podejmowania szczególnych środków bezpieczeństwa [8].

7. Wymagania dla urządzeń i systemów ochronnych użytkowanych w przestrzeniach zagrożonych wybuchem

Część podziemna urządzenia sygnalizacji szybowej pracuje zwykle w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Z tego powodu każde urządzenie elektryczne, jak również układ połączeń z częścią naziemną, tworzący iskrobezpieczny system sterowania i sygnalizacji, powinny spełniać zasadnicze wymagania określone w dyrektywie 94/9/WE ATEX oraz powinny być poddane odpowiednim procedurom oceny zgodności [4]. Wszystkie zasadnicze wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony zdrowia dyrektyw znajdują swoją szczegółową interpretację w normach zharmonizowanych i odnoszą się do etapów: projektowania, produkcji i kontroli wyrobów. Ich spełnienie, zgodnie z zasadą domniemania zgodności, umożliwia przyjęcia założenia, że wytworzony wyrób lub system jest zgodny z zasadniczymi wymaganiami dyrektyw. Projektant urządzenia sygnalizacji szybowej nie projektuje i nie wytwarza pojedynczych elementów jego wyposażenia elektrycznego. Jego zadaniem jest zapewnienie prawidłowego doboru urządzeń elektrycznych spośród dostępnych na rynku, biorąc pod uwagę wymagania funkcjonalne oraz wymagania bezpieczeństwa, zdeterminowane zagrożeniami związanymi z wyrobem oraz zagrożeniami występującymi w przewidywanym miejscu ich instalacji. Z tego powodu urządzenia przeznaczone do pracy w wyrobiskach górniczych, oprócz spełnienia wymagań technicznych stawianych wszystkim urządzeniom elektrycznym, powinny posiadać taki rodzaj zabezpieczenia, który wyeliminuje ryzyko zapłonu lub wybuchu gazu kopalnianego i/lub pyłu węglowego.

Każde urządzenie elektryczne zabudowane w strefie zagrożonej wybuchem, w rozumieniu PN-EN 60079-0:2013-03 (urządzenie elektryczne zawierające zarówno obwody o ograniczonej energii, jak i obwody, w których energia nie jest ograniczona i które jest skonstruowane tak, aby obwody, w których energia nie jest ograniczona, nie mogły niekorzystnie oddziaływać na obwody o ograniczonej energii), zabudowane poza strefą zagrożoną wybuchem, podlegają procedurom oceny zgodności określonym w dyrektywie 94/9/WE ATEX. Dowodem spełnienia

wymagań zasadniczych oraz poddania go odpowiednim procedurom oceny zgodności jest odpowiednie oznakowanie wyrobu (znak CE wraz z numerem jednostki notyfikowanej biorącej udział w ocenie procesu jego wytwarzania, oznakowanie zabezpieczenia przeciwwybuchowego), deklaracja zgodności WE powołująca się na certyfikat badania typu WE, wydany przez jednostkę notyfikowaną oceniającą wzorzec konstrukcyjny (typ) wyrobu.

Elementy wyposażenia elektrycznego urządzenia sygnalizacji szybowej, zabudowane w rurze szybowej, posiadają zazwyczaj jeden lub więcej rodzajów zabezpieczenia przeciwwybuchowego, zgodnych z normami zestawionymi w tabeli 1.

Rodzaje stosowanego zabezpieczenia urządzeń grupy I (górnictwo)

Tabela 1

Rodzaj zabezpieczenia /symbol		EPL	Norma
Zabezpieczenie urządzeń za pomocą iskrobezpieczeństwa "i"	ia	Ma	PN-EN 60079-11:2012
	ib	Mb	
Zabezpieczenie urządzeń za pomocą osłon ognioszczelnych "d"	d	Mb	PN-EN 60079-1:2014-12
Zabezpieczenie urządzeń za pomocą budowy wzmocnionej "e"	e	Mb	PN-EN 60079-7:2010
Zabezpieczenie urządzeń za pomocą hermetyzacji "m"	ma	Ma	PN-EN 60079-18:2015-12
	mb	Mb	
Zabezpieczenie za pomocą samoistnie bezpiecznego promieniowanie optycznego „op is”	op is	Ma Mb	PN-EN 60079-28:2015-12

W przypadku zastosowania urządzeń wytwarzających energię ultradźwiękową i elektromagnetyczną (źródła sygnałów o częstotliwościach radiowych 9 kHz do 60 GHz, radary impulsowe i inne źródła emisji, których impulsy są krótsze, w porównaniu z czasem indukcji zapłonu, lasery i inne źródła ciągłej emisji światła) jej poziom nie powinien przewyższać wartości określonych w PN-EN 60079-0:2013-03.

W przypadku zastosowania urządzeń iskrobezpiecznych ich układ połączeń powinien spełniać wymagania PN-EN 60079-25:2011 dla systemów iskrobezpiecznych. W ramach analizy iskrobezpieczeństwa sprawdza się:

- dobór urządzeń ze względu na grupę i kategorię,
- poziom zabezpieczenia obwodów iskrobezpiecznych („ia” lub „ib”),
- zastosowane rodzaje przewodów, w tym wielożyłowe (typu A lub typu B), z kilkoma obwodami iskrobezpiecznymi, ze względu na uszkodzenia pomiędzy żyłami,
- zakres dopuszczalnej temperatury pracy urządzeń,
- sposób wykonania połączeń obwodów iskrobezpiecznych oraz przewodów ochronnych,
- spełnienie warunków iskrobezpieczeństwa, na podstawie dopuszczalnych parametrów wyjściowych urządzeń zasilających, wejściowych urządzeń zasilanych oraz pojemności i indukcyjności przewodów prowadzonych pomiędzy nimi.

Wyniki oceny bezpieczeństwa przeciwwybuchowego są jednym z elementów oceny urządzenia sygnalizacji szybowej w ramach procedury dopuszczeniowej.

8. Podsumowanie

- Stosowane przy budowie urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej nowoczesne rozwiązania, oparte o technikę cyfrową, z zastosowaniem swobodnie programowalnych sterowników PLC oraz urządzeń do bezprzewodowego nadawania sygnałów z naczynia wyciągowego, umożliwiają realizację wymagań technicznych stawianych dotychczas wyciągom z jazdą ludzi.
- Wprowadzenie rodzaju pracy „jazda ewakuacyjna”, dla przeprowadzania ewakuacji załogi z naczyń awaryjnie unieruchomionych w szybie lub dla ewakuacji ludzi z wyrobisk, pozwala na wykonanie tych operacji bez konieczności wykorzystywania rodzaju pracy „rewizja szybu”. Umożliwia to zwiększenie prędkości naczyń w szybie do 2 m/s, co znacznie skraca czas ewakuacji.
- Wprowadzenie wymagań technicznych stawianych „jeździe osobistej”, w przedstawionym rodzaju pracy „jazda remontowa” (stosowana dla jazdy brygad szybowych), znacząco podnosi poziom bezpieczeństwa osób wykonujących czynności naprawcze i kontrolne w szybie. Celowym jest zatem prowadzenie w zakładach górniczych modernizacji wyciągów pomocniczych, szczególnie z wykorzystaniem rozwiązań i doświadczeń wynikających z przedstawionych przykładów.
- Na podkreślenie zasługuje dążenie do maksymalnego wykorzystania przez producentów możliwości technicznych, jakie daje stosowanie w budowie urządzeń sygnalizacji szybowej swobodnie programowalnych sterowników logicznych PLC oraz wykorzystanie rozbudowanych aplikacji wizualizacji ich stanów pracy.
- W najbliższej przyszłości należy oczekiwać kolejnych rozwiązań technicznych umożliwiających podnoszenie poziomu bezpieczeństwa eksploatacji wyciągów szybowych, w tym jednokońcowych wyciągów szybowych realizujących zadania wyciągów pomocniczych (awaryjno-rewizyjnych). Oczekiwane są też nowe rozwiązania urządzeń bezprzewodowej sygnalizacji i łączności szybowej, umożliwiające przekazanie znacznie większej liczby sygnałów z poruszającego się naczynia wyciągowego i zapewnienia monitoringu. Przykładem mogą być eksploatowane już systemy łączności szybowej, zrealizowane w oparciu o dane pozyskane z wykorzystaniem transmisji w standardzie wi-fi. System taki przekazuje rewidentom m.in. informacje o prędkości i położeniu naczynia wyciągowego w szybie, transmituje sygnały sterownicze i je zwrótnie potwierdza oraz umożliwia bezprzewodową łączność pomiędzy naczyniem wyciągowym a stanowiskiem sterowniczym maszyny wyciągowej, jak również cyfrową rejestrację i archiwizację pozyskanych danych.
- Dalsze podniesienie poziomu bezpieczeństwa pracowników wykonujących czynności kontrolne z naczyń wyciągowych można będzie uzyskać poprzez wykorzystanie w budowie urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej np. indywidualnych czujników aktywności, stosowanych dotychczas m.in. przez służby ratownicze (straż pożarna i inne), dla monitorowania aktywności życiowej osób pracujących w warunkach zagrożenia. Ich zastosowanie nie powinno stanowić dodatkowego utrudnienia dla pracownika, natomiast może zapewnić możliwość maksymalnie szybkiego powiadomienia otoczenia o powstałej sytuacji awaryjnej. Mógłby to być np. rodzaj „ergonomicznego czuwaka”, dającego osobie przebywającej w naczyniu wyciągowym pewność, iż w przypadku jej zasłabnięcia bądź zranienia, samoczynnie zostanie wywołany alarm, informujący pozostałą załogę o zaistnieniu potencjalnie niebezpiecznej sytuacji.

Literatura

- [1] Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. - Prawo geologiczne i górnicze (Dz. U. z 2015 r. poz. 196, z późn. zm.).
- [2] Załącznik nr 1 pt.: „Wyroby, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia” do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003, z późn. zm.), w związku z art. 224 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 r. – Prawo geologiczne i górnicze.
- [3] Załącznik nr 2 pt.: „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia” do rozporządzenia jak wyżej.
- [4] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz. U. Nr 263, poz. 2203).
- [5] Wojtowicz W., Zygmunt A.: Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy. W: Transport Szybowy 96: Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna. Gliwice 8-10 październik 1996. T1. Gliwice: CMG KOMAG, 1996, s. 69-72.
- [6] Hansel J. i in.: Syntetyczna ocena poziomu technicznego i określenie kierunków modernizacji górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych w Polsce. W: Metodyka kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich zakładach górniczych. Red. J. Hansel. Kraków: AGH. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH, 2007, z. 40, s. 84-105.
- [7] Kiercz M., Szczygieł M.: Zmiany w górniczych wyciągach szybowych w latach 2004-2007, przedmiotem badań kontrolnych odbiorczych Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych. W: Problemy Bezpieczeństwa i Ochrony Zdrowia w Polskim Górnictwie: X Konferencja. Mysłowice, 27-28 marzec 2008. Katowice: WUG, 2008, s. 121-127.
- [8] Hansel J.: Niezawodność i bezpieczeństwo systemów maszynowych transportu pionowego – wyniki wybranych prac naukowych Katedry Transportu Linowego AGH. W: Transport Szybowy 2007: IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna. Szczyrk 17-19 wrzesień 2007. T1. Gliwice: CMG KOMAG, 2007, s. 13-28.
- [9] Kiercz M., Szczygieł M.: Grawitacyjne opuszczanie nadwagi naczyń wyciągowych w przypadku awaryjnego zatrzymania ruchu maszyny wyciągowej górnictwa wyciągu szybowego. W: Transport Szybowy: monografia. Red. Nauk. A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2009, s. 1-11.
- [10] Dokumentacja fotograficzna udostępniona przez firmy: MWM ELEKTRO Sp. z o.o. w Trzebinii.

PROJEKTOWANIE I BADANIA**1/2015**

Cebula D., Kalita M., Prostański D.: Próby dołowe technologii drażenia tuneli ratowniczych metodą niszczenia spójności skał

3

2/2015

Stankiewicz K.: Koncepcja środowiska symulacyjnego do oceny samoorganizacji trasowania w sieci sensorycznej

3

Szweda S., Markowicz J., Żołnierz M., Dębek C., Wasilewicz A.: Wyznaczanie skali podobieństwa energii sprężystej przejmowanej przez sztuczne dno szybu ...

9

3/2015

Grynkiewicz-Bylina B., Kozieł A., Madejczyk W., Orzech Ł.: Rozszerzenie zakresu badań w Akredytowanych Laboratoriach ITG KOMAG zgodnie z potrzebami rynku

5

Winkler T., Drwięga A.: Nowe rozwiązania inteligentnych maszyn dla górnictwa

15

4/2015

Prostański D.: Modelowanie mechanizmu gromadzenia wybuchowego pyłu węglowego w strefach zabezpieczających

3

Drwięga A.: Zespół urządzeń do wykonywania przekopu ratowniczego

9

ZMECHANIZOWANE KOMPLEKSY**3/2015**

Winkler T., Pieczora E., Marcińczyk M., Kozłowski J.: Innowacyjne rozwiązanie kombajnu KSW-800NE efektem współpracy KOMAG-u i KOPEX-u

22

OBUDOWY ŚCIANOWE**3/2015**

Szyguła M., Mazurek K., Kozłowski B.: Innowacyjna hydrauliczna obudowa dla ratownictwa górniczego

29

DESIGNING AND STUDIES**1/2015**

Cebula D., Kalita M., Prostański D.: Underground tests of rescue tunnel driving technology by the method of rock destruction

3

2/2015

Stankiewicz K.: The concept of the simulation environment designed to evaluate the self-organizing process of the sensors network routing

3

Szweda S., Markowicz J., Żołnierz M., Dębek C., Wasilewicz A.: Determination of similarity range of elastic energy absorbed by shaft artificial bottom

9

3/2015

Grynkiewicz-Bylina B., Kozieł A., Madejczyk W., Orzech Ł.: Extension of scope of tests in KOMAG's accredited laboratories according to the market needs

5

Winkler T., Drwięga A.: New solutions of intelligent machines for the mining industry

15

4/2015

Prostański D.: Modelling of mechanism settlement of explosive coal dust in protective zones

3

Drwięga A.: The outfit of equipment to perform a rescue tunnel

9

MECHANIZED SYSTEMS**3/2015**

Winkler T., Pieczora E., Marcińczyk M., Kozłowski J.: Innovative solution of KSW-800NE longwall shearer as the effect of collaboration between KOMAG and KOPEX

22

LONGWALL ROOF SUPPORTS**3/2015**

Szyguła M., Mazurek K., Kozłowski B.: Innovative hydraulic support for mine rescue actions

29

TRANSPORT I ODSZCZEP**2/2015**

Lutyński A.: Niestandardowe napędy przenośników taśmowych	14
Drwięga A., Polnik B., Kalita M.: Innowacyjne urządzenia transportowe z elektrycznym napędem akumulatorowym	36
Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A.: Metody i narzędzia wspomagające projektowanie bezpiecznych środków technicznych do transportu materiałów i przewozu osób w kopalniach węgla kamiennego	45

WENTYLACJA I KLIMATYZACJA, ZWALCZANIE ZAGROŻEŃ ŚRODOWISKOWYCH**2/2015**

Krzykowski R., Kubok J., Jedziniak M.: Wielonapięciowe Wentylatory Górnicze typu WWG firmy Eko-Win	19
Augustyn A., Słaboń E., Ślusarek A.: Badania oddziaływania akustycznego stacji elektro-energetycznej na środowisko	25

3/2015

Bałaga D., Jedziniak M., Kalita M., Siegmund M., Szkudlarek Z.: Metody i środki zwalczania zagrożeń pyłowych i metanowych w górnictwie węglowym	68
Pierchała M., Herda A.: Przemysłowe zastosowanie metody natężeniowej w badaniach prowadzonych na stanowiskach pracy w zakładach górniczych	82

PRZETWÓRKA MECHANICZNA**1/2015**

Bałaga D., Siegmund M.: Systemy do redukcji zapylenia w zakładach przetwórczych	8
---	---

3/2015

Matusiak P., Kowol D., Tyrakowski M., Kaczmarek M.: Współpraca KOMAG-u i FUGOR-u w zakresie opracowywania i wdrażania innowacyjnych maszyn do przeróbki surowców mineralnych	62
--	----

TRANSPORT AND CONVEYING SYSTEM**2/2015**

Lutyński A.: Unconventional belt conveyor drives	14
Drwięga A., Polnik B., Kalita M.: Innovative transportation machines with electric battery drive	36
Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A.: Methods and tools aiding the development of safe technical means for transportation of materials and people design	45

VENTILATION AND CONDITIONING, ELIMINATION OF ENVIRONMENTAL HAZARDS**2/2015**

Krzykowski R., Kubok J., Jedziniak M.: WWG multi-voltage mining fans manufactured by Eko-Win	19
Augustyn A., Słaboń E., Ślusarek A.: Research acoustic impact on the environment of the electric power station	25

3/2015

Bałaga D., Jedziniak M., Kalita M., Siegmund M., Szkudlarek Z.: Methods and measures for control of dust and methane hazards in the coal mining industry	68
Pierchała M., Herda A.: Industrial application of sound intensity method in tests carried out at workplaces in mining plants	82

MECHANICAL MINERAL PROCESSING**1/2015**

Bałaga D., Siegmund M.: Systems for control of dust in the processing plants	8
--	---

3/2015

Matusiak P., Kowol D., Tyrakowski M., Kaczmarek M.: Collaboration between KOMAG and FUGOR in development and implementation of innovative machines for minerals processing	62
--	----

HYDRAULIKA I PNEUMATYKA**4/2015**

Rojek P., Nieśpiałowski K.: Hydrostatyczny napęd lokomotywy WLP-50EM/H 16

Rojek P., Nieśpiałowski K.: Hydrauliczny agregat do zasilania hamulca awaryjno-postojowego lokomotywy akumulatorowej 20

NAPĘDY I STEROWANIE**1/2015**

Konsek R., Mężyk A.: Zarządzanie rozplywem energii w napędzie hybrydowym lokomotywy górniczej – część 1. Algorytm sterowania 16

Kaczmarczyk K.: Koncepcja systemu redukcji tlenków azotu z ognioszczelnego napędu spalinowego..... 23

2/2015

Kaczmarczyk K.: Charakterystyka gęstości czasowej silników spalinowych maszyn eksploatowanych w kopalniach węgla kamiennego 30

4/2015

Kurpiel W.: System nadzoru baterii ogniw akumulatorowych (BMS) 26

KOMPUTEROWE SYSTEMY STEROWANIA, MONITORINGU I DIAGNOSTYKI**1/2015**

Jendrysik S., Jasiulek D., Stankiewicz K.: System sterowania ścianowym przenośnikiem zgrzeblowym 29

Rogal-Rojek J., Piecha A.: Innowacyjne podejście do zarządzania maszynami i urządzeniami górnictwami z wykorzystaniem systemu iRIS 33

3/2015

Kostka M., Krzak Ł., Gawliński A., Jasiulek D., Latos M., Rogala-Rojek J., Stankiewicz K., Bartoszek S., Jendrysik S., Jura J.: Systemy monitoringu, diagnostyki i sterowania maszyn górnictwami..... 88

HYDRAULICS AND PNEUMATICS**4/2015**

Rojek P., Nieśpiałowski K.: Hydrostatic drive of WLP-50EM/H locomotive 16

Rojek P., Nieśpiałowski K.: Hydraulic power pack for supply of emergency-and-parking brake of battery locomotive 20

DRIVERS AND CONTROL SYSTEMS**1/2015**

Konsek R., Mężyk A.: Management of energy distribution in hybrid of mine locomotive – part 1. Control algorithm..... 16

Kaczmarczyk K.: Concept of reduction of nitrogen oxides emission from flameproof diesel engine..... 23

2/2015

Kaczmarczyk K.: Characteristics of time density of diesel engines in the machines used in hard coal mines 30

4/2015

Kurpiel W.: Battery pack management system (BMS) 26

COMPUTER SYSTEMS FOR CONTROL, MONITORING AND DIAGNOSTICS**1/2015**

Jendrysik S., Jasiulek D., Stankiewicz K.: System for control of Armoured Face Conveyor..... 29

Rogal-Rojek J., Piecha A.: Innovative approach to the management of mining machines and equipment with use of iRIS system 33

3/2015

Kostka M., Krzak Ł., Gawliński A., Jasiulek D., Latos M., Rogala-Rojek J., Stankiewicz K., Bartoszek S., Jendrysik S., Jura J.: Systems for monitoring, diagnostics and control of mining machines..... 88

BEZPIECZEŃSTWO I ERGONOMIA**3/2015**

Michalak D., Jaszczyk Ł., Rozmus M.,
Wołczyk W., Lesisz R.: Metody
kształtowania bezpieczeństwa pracy z
użyciem technologii informatycznych 97

4/2015

Jaszczyk Ł., Rozmus M., Wołczyk W.:
Narzędzia informatyczne wspomagające
kontrolę stanowisk pracy 32

**JAKOŚĆ, CERTYFIKACJA,
NORMALIZACJA, ZARZĄDZANIE****1/2015**

Zajac R., Figiel A.: Badanie i ocena
wyrobów dopuszczanych do stosowania
w zakładach górniczych w ramach poszerzonej
akredytacji Zakładu Badań Atestacyjnych
Jednostki Certyfikującej ITG KOMAG 44

2/2015

Figiel A.: Certyfikacja oraz wydawanie
opinii w sprawie wyrobów dopuszczanych
do stosowania w zakładach górniczych
przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG 105

**KLASTRY, INNOWACJE
I FUNDUSZE UNIJNE****3/2015**

Hordyniak E.: KOMAG w Europejskiej
Przestrzeni Badawczej 109

TRANSFER WIEDZY**3/2015**

Pieczora E., Zajac R., Okulińska A., Stańczak
L.: Działalność ITG KOMAG w
rozpowszechnianiu wiedzy 113

**TARGI, WYSTAWY,
KONFERENCJE****4/2015**

Pieczora E., Śledziński W.: Udział Instytutu
KOMAG w Międzynarodowych Targach
Górnictwa, Przemysłu Energetycznego
i Hutniczego – Katowice 2015 44

SAFETY AND ERGONOMICS**3/2015**

Michalak D., Jaszczyk Ł., Rozmus M.,
Wołczyk W., Lesisz R.: Methods for
shaping the work safety with use of
information technologies 97

4/2015

Jaszczyk Ł., Rozmus M., Wołczyk W.:
Information tools aiding inspection of
workplaces 32

**QUALITY, CERTIFICATION,
STANDARDIZATION,
MANAGEMENT****1/2015**

Zajac R., Figiel A.: Testing and
assessment of products approved to be
used in mining plants within extended
accreditation of the Division of Attestation
Tests, Certifying Body at KOMAG 44

2/2015

Figiel A.: Certification and opinions about
the products to be approved for using in
mining plants given by the KOMAG
Institute of Mining Technology..... 105

**CLUSTERS, INNOVATIONS,
US FUNDS****3/2015**

Hordyniak E.: KOMAG in the European
Research Area..... 109

TRANSFER OF KNOWLEDGE**3/2015**

Pieczora E., Zajac R., Okulińska A.,
Stańczak L.: KOMAG activity in
dissemination of knowledge 113

**FAIR, EXHIBITIONS,
CONFERENCES****4/2015**

Pieczora E., Śledziński W.: Participation
of the KOMAG Institute of Mining
Technology in the International Fair of
Mining, Power Industry and Metallurgy –
Katowice 2015 44

WARTO PRZECZYTAĆ**1/2015**

Opis monografii	45
Tematyczny wykaz artykułów opublikowanych w „Maszynach Górniczych” w 2014 r.	47
Informacje dla autorów	51

4/2015

Opis monografii	49
Informacje dla autorów	51
Spis recenzentów w 2015 roku	52

WORTH TO READ**1/2015**

Monography description	45
List of papers published in “Mining Machines” in 2014.....	47
Information for authors	51

4/2015

Monography description	49
Information for authors	51
List of the reviewers in 2015	52