



MASZYNY GÓRNICZE

2/2014

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



MASZYNY GÓRNICZE

2(138)2014

Kwartalnik naukowo-techniczny
ROK XXXI, czerwiec 2014

Zespół Redakcyjny:

Redaktor Naczelny:

dr inż. Antoni Koziół

Z-ca Redaktora Naczelnego:

dr inż. Edward Pieczora

Sekretarz Redakcji:

mgr inż. Romana Zajac

Redaktor statystyczny:

dr inż. Jarosław Tokarczyk

Redaktor językowy:

mgr Anna Okulińska

Redaktorzy tematyczni:

prof. dr hab. inż. Marek Jaszczuk

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 papierową wydawanego
kwartalnika należy traktować jako
wersję pierwotną.

Skład i druk:

KOMDRUK-KOMAG Sp. z o.o.

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

tel.: 32 2374 563

Nakład 180 egz.

PL ISSN 0209-3693

Szanowni Państwo

Od kilku miesięcy eksperci poszukują skutecznych metod poprawy kondycji branży węglowej. Realizacja planów oszczędnościowych przez polskich producentów węgla stwarza coraz trudniejszą sytuację na zapleczu górnictwa. Nastąpiło znaczne zmniejszenie zakupów maszyn, materiałów i usług. Jeżeli dodać do tego wydłużone terminy płatności, to niepokój o przyszłość jest uzasadniony.

Zakłada się, że podstawą poprawy rentowności polskich spółek węglowych będzie poprawa produktywności maszyn i urządzeń.

Mówiąc o efektywności i bezpieczeństwie w górnictwie nie sposób pogodzić się jednak ze spadkiem jakości dostarczanych produktów. Jest ona wynikiem ostrej konkurencji między przedsiębiorcami i znacznym obniżaniem cen. Brakuje przy tym mechanizmów weryfikujących jakość dostarczanych produktów. Tanio nie znaczy lepiej.

Pomimo ograniczania wydobycia w kopalniach, wciąż dochodzi do wypadków. Przyczyn jest wiele, ale te główne, wynikają z błędów ludzkich i bagatelizowania przepisów bezpieczeństwa.

Górnictwo potrzebuje dziś mądrych i przemyślanych decyzji. Należy rezygnować z pokładów, których eksploatacja może przynosić straty i obniżać koszty produkcji.

Polski przemysł wydobywczy węgla kamiennego powinien być wspierany na wiele różnych sposobów, również przez państwo. Należy inwestować w nowoczesne maszyny i urządzenia oraz w automatyzację i informatyzację procesów.

Trzeba przyjąć istniejące uwarunkowania i realizować prace nad udoskonaleniem oferty zaplecza, zarówno merytorycznej, jak i cenowej. Służą temu m.in. wyniki prac z zakresu projektowania i badania maszyn i urządzeń przedstawione w niniejszym numerze „Maszyn Górniczych”. Skierowane są one do producentów i użytkowników maszyn i urządzeń dla górnictwa. Mamy nadzieję, że już wkrótce zostaną wdrożone, przyczyniając się do poprawy efektywności polskiego górnictwa.

Życząc Państwu przyjemnej lektury zapraszamy do współpracy z redakcją naszego kwartalnika.

*Redaktor Naczelny
dr inż. Antoni Koziół*

Spis treści	Contents
PROJEKTOWANIE I BADANIA	DESIGNING AND TESTING
Dobrzaniecki P.: Metodyka wyznaczania charakterystyki zastępczej zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna	Dobrzaniecki P.: Methodology for determination of substitute characteristics of the system diesel engine-hydrokinetic gear
3	3
Wolnica M.: Model półaktywnego zawieszenia kabiny kolejki spągowej	Wolnica M.: Model of semi-active suspension of floor-mounted railway
9	9
MASZYNY URABIAJĄCE	MINING MACHINES
Sobota P., Feliks R.: Czynniki wpływające na postęp wyrobisk drążonych kombajnami chodnikowymi	Sobota P., Feliks R.: Factors having impact on advance of roadways driven by roadheaders
15	15
WENTYLACJA I KLIMATYZACJA	VENTILATION AND CONDITIONING
Jedziniak M.: Celowość doświadczonego wyznaczania charakterystyk wentylatorów lutniowych	Jedziniak M.: Usefulness of experimental determination of ventube fans characteristics
23	23
TRANSPORT I Odstawa	TRANSPORT AND CONVEYING SYSTEM
Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A.: Stan i kierunki rozwoju systemu wspomaganie prac inżynierskich pomocniczego transportu kopalnianego Safe Trans Design (STD)	Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A.: Present condition and directions of development of Safe Trans Design (STD) system aiding engineering work at auxiliary mine transport planning
30	30
Hupa B., Szkudlarek Z., Nieśpiałowski K.: Pompa typu WH-200 do hydrotransportu, ze zunifikowanym zespołem łożyskowym	Hupa B., Szkudlarek Z., Nieśpiałowski K.: WH-200 pump for hydro-transportation with unified bearing system
37	37
NAPĘDY I STEROWANIE	DRIVERS AND CONTROL SYSTEMS
Jura J., Bartoszek S., Jagoda J., Jasiulek D, Stankiewicz K., Krzak Ł.: System sterowania KOGASTER - nowe trendy w budowie maszyn górniczych	Jura J., Bartoszek S., Jagoda J., Jasiulek D, Stankiewicz K., Krzak Ł.: KOGASTER control system - new trends in design of mining machines
43	43
Deja P.: Uniwersalne rozwiązanie układu zasilania wciągника łańcuchowego EWŁ-3/6AG	Deja P.: Versatile design solution of power supply system of EWŁ-3/6AG chain hoist
50	50
Polnik B.: Wpływ rekuperacji energii na poprawę sprawności układu zasilająco-sterującego górniczej lokomotywy akumulatorowej	Polnik B.: The impact of energy recuperation to improve efficiency of supply-and-control system of mine battery locomotive
56	56
WARTO PRZECZYTAĆ	WORTH TO READ
Opis monografii	Monograph description
61	61
Informacje dla autorów	Information for authors
63	63

Metodyka wyznaczania charakterystyki zastępczej zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodykę wyznaczania charakterystyki zastępczej zespołu silnik spalinowy - przekładnia hydrokinetyczna. Zaprezentowano podstawowe zależności potrzebne do sporządzenia poszczególnych charakterystyk, jak również sposób wykorzystania oprogramowania komputerowego w trakcie prowadzenia obliczeń. Wyniki prac zaprezentowano w odniesieniu do rzeczywistych obiektów: przekładni hydrokinetycznej PH2.340-25 oraz silnika spalinowego Volvo-Penta D5A T.

Słowa kluczowe: układy napędowe, przekładnia hydrokinetyczna, charakterystyki wymiarowe przekładni, charakterystyki bezwymiarowe

Keywords: drive systems, hydrokinetic gear, dimensional characteristics of gear, dimensionless characteristics

Summary

Methodology for determination of substitute characteristics of the system diesel engine-hydrokinetic gear is presented. Basic relationships necessary to prepare given characteristics as well as the method of using the software programme in calculations are given. Work results regarding the real objects, i.e. PH2.340-25 hydrokinetic gear and Volvo-Penta D5A T diesel engine are presented.

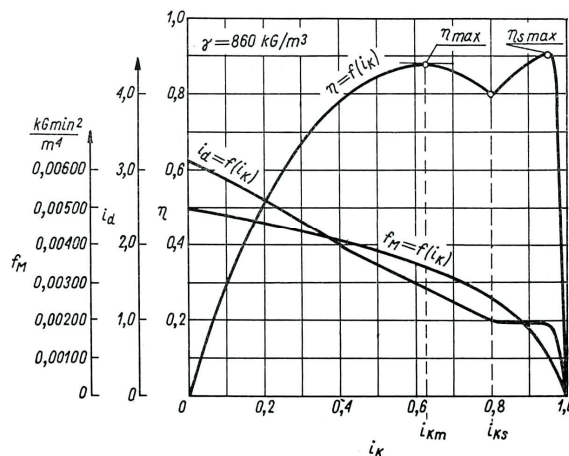
1. Wstęp

Układy napędowe z przekładnią hydrokinetyczną są powszechnym rozwiązaniem w budowie maszyn. Przykładem mogą być napędy pojazdów tj.: lokomotywy dołowej spalinowej typu Lds-100 produkcji Energo-Mechanik Sp. z o. o. [9], ładowarki typu LKP produkcji KGHM Zanam [10] oraz innych maszyn roboczych, w trakcie pracy których konieczne jest płynne przeniesienie momentu obrotowego pod dużym obciążeniem pochodzącym od sił zewnętrznych (masa transportowana, ładowany urobek itp.) [2, 3]. W przypadku układu napędowego wyposażonego w przekładnię hydrokinetyczną, należy uwzględnić cechy pierwotnego źródła napędu (np. silnik spalinowy), w połączeniu z przekładnią. Utworzona charakterystyka zastępcza stanowi punkt wyjścia do analizy parametrów trakcyjnych pojazdu. Prace rozwojowe, dotyczące lokomotyw szynowych, prowadzone w ITG KOMAG, wymagały określenia cech trakcyjnych opracowywanych układów napędowych. Do sporządzenia charakterystyk zastępczych zespołu silnik-przekładnia hydrokinetyczna, do dyspozycji konstruktora-projektanta pozostaje często co najwyżej opis przekładni w postaci charakterystyki bezwymiarowej, uzupełniony sporadycznie o tabelaryczne zestawienie głównych parametrów przekładni. W niniejszym artykule zaprezentowano więc metodykę wyznaczania charakterystyki zastępczej zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna w oparciu o typowe dane, opisujące przekładnię hydrokinetyczną, jak również silnik spalinowy. Do opisu osi wykresów,

przedstawionych na rysunkach 1, 2, 3 i 4, ilustrujących zależności pomiędzy głównymi parametrami przekładni hydrokinetycznych użyto jednostek spoza układu SI. Nie ma to jednak wpływu na jakościowy charakter prezentowanych charakterystyk.

2. Współpraca przekładni hydrokinetycznej z silnikiem – podstawowe informacje

Cechy przekładni hydrokinetycznej najwygodniej przedstawić w postaci charakterystyki zależności pomiędzy poszczególnymi parametrami przekładni. Jedną z nich jest charakterystyka bezwymiarowa, stosowana do ogólnego opisu rodziny przekładni hydrokinetycznych. Przykładową postać charakterystyki bezwymiarowej pokazano na rysunku 1.



Rys.1. Charakterystyka bezwymiarowa przekładni hydrokinetycznej [1]

Poszczególne wykresy na rysunku 1 przedstawiają zmianę wartości przełożenia dynamicznego i_d w zależności od przełożenia kinematycznego i_k oraz przebieg wartości współczynnika f_M i sprawności η w funkcji przełożenia kinematycznego i_k . Znając wartości f_M dla kolejnych wartości argumentu (w tym przypadku i_k) oraz wartość średnicy czynnej D , możliwe jest za pomocą charakterystyki bezwymiarowej sporządzenie charakterystyki wymiarowej przekładni hydrokinetycznej. Krzywe momentów charakterystyki wymiarowej poszczególnych wartości i_k można wyznaczyć na podstawie zależności (1):

$$M_1 = f_M \cdot n_1^2 \cdot D^5 \quad (1)$$

gdzie:

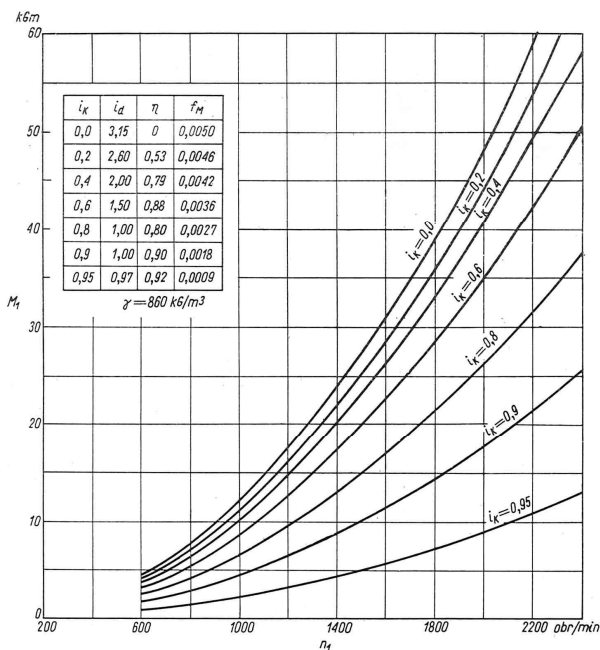
M_1 – wartość momentu obrotowego rozwijana przez wirnik pompy przekładni [$N \cdot m$],

f_M – współczynnik momentu [$\frac{N \cdot \text{min}^2}{m^4}$],

n_1 – prędkość obrotowa wirnika pompy przekładni [min^{-1}],

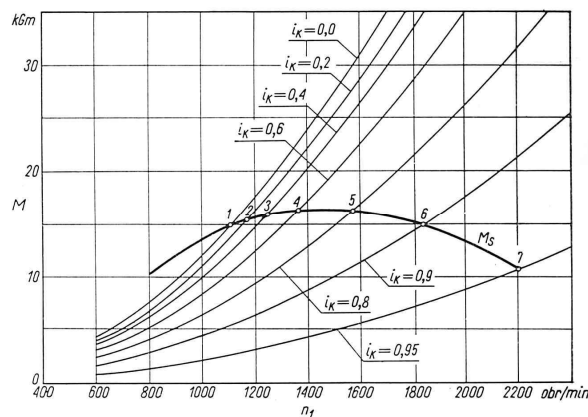
D – średnica czynna przekładni [m].

Przykładową charakterystykę wymiarową przekładni przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Charakterystyka wymiarowa przekładni hydrokinetycznej [1]

Na podstawie charakterystyki wymiarowej sporządza się charakterystykę zastępczą zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna, nanosząc krzywą momentu obrotowego silnika na charakterystykę wymiarową przekładni:



Rys.3. Charakterystyka wymiarowa przekładni hydrokinetycznej z nałożoną charakterystyką silnika spalinowego [1]

Na podstawie wartości momentu obrotowego M_1 w punktach przecięcia krzywej M_s z krzywymi $i_k = 0 \div 0,95$ można obliczyć wartości momentu obrotowego M_2 na wyjściu przekładni hydrokinetycznej według zależności (2):

$$M_2 = M_1 \cdot i_d \quad (2)$$

gdzie:

M_2 – wartość momentu obrotowego rozwijana przez wirnik turbiny przekładni [$N \cdot m$],

i_d – przełożenie dynamiczne.

Wartość przełożenia dynamicznego i_d określa się z charakterystyki $i_d = f(i_k)$ (por. rys. 1).

Prędkość na wyjściu z przekładni hydrokinetycznej obliczyć można z zależności:

$$n_2 = n_1 \cdot i_k \quad (3)$$

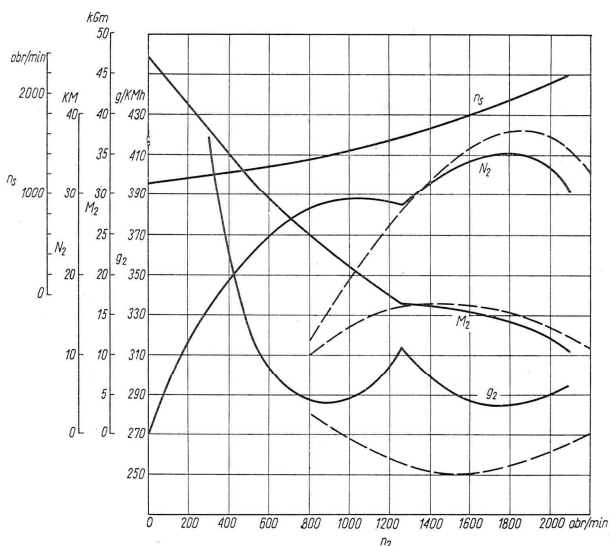
gdzie:

n_2 – prędkość obrotowa wirnika turbiny przekładni [min^{-1}],

i_k – przełożenie kinematyczne.

W rezultacie otrzymuje się rodzinę charakterystyk zastępczych zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna (rys. 4).

Przedstawia ona, oprócz przebiegu momentu obrotowego, także jednostkowe zużycie paliwa (g_e), moc na wyjściu z przekładni (N_2) oraz prędkość obrotową silnika, równą prędkości obrotowej części pompowej przekładni hydrokinetycznej w przypadku, gdy pomiędzy nią a silnikiem nie stosuje się innej przekładni. Do sporządzenia charakterystyki zastępczej niezbędna jest zatem informacja o zakresie zmienności dwóch parametrów przekładni hydrokinetycznej: współczynnika momentu f_M oraz przełożenia dynamicznego i_d w funkcji przełożenia kinematycznego i_k . Są to dane konieczne i jednocześnie wystarczające.



Rys.4. Rodzina charakterystyk zastępczych zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna [1]

3. Sporządzanie charakterystyki zastępczej na przykładzie obliczeń dotyczących lokomotywy typu Lds-100K-EMA

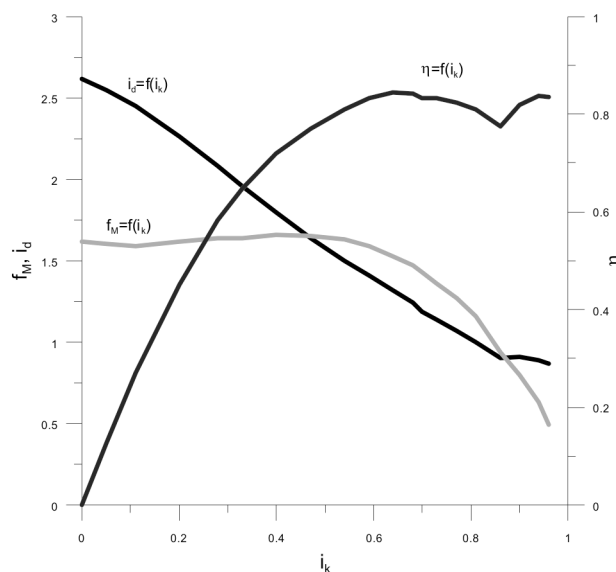
Pierwszy etap modelowania pracy układu napędowego górniczej lokomotywy spągowej Lds-100K-EMA, które przedstawiono szerzej w [3] to obliczenia parametrów pracy układu napędowego. W niniejszym artykule opisano proces sporządzania charakterystyki zastępczej zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna. Obliczenia przeprowadzono na podstawie danych technicznych i badań stanowiskowych podzespołów układu napędowego lokomotywy:

- silnik spalinowy ZS Volvo – Penta D5A T,
- przekładnia hydrokinetyczna ZHS PH2.340-25.

Obliczenia oraz wykresy wykonano w środowisku Matlab. Część danych wejściowych do programu Matlab przygotowano w programach Grapher i Excel w postaci plików *.csv. Zaprezentowany sposób wykonania obliczeń jest wynikiem ograniczonego (lub braku) dostępu do szczegółowych danych opisujących przekładnie hydrokinetyczne. Do wyznaczenia charakterystyki wymiarowej danego typu przekładni potrzebne są zależności $i_d = f(i_k)$, $f_M = f(i_k)$ oraz wartość średnicy czynnej przekładni D . Podczas realizacji pracy [3] autor miał do dyspozycji wspomniane charakterystyki oraz tabelaryczne zestawienie wartości funkcji. Jeden z producentów przekładni hydrokinetycznych udostępnia charakterystyki bezwymiarowe oraz podstawowe parametry, takie jak: średnica czynna, maksymalne przełożenie kinematyczne i dynamiczne, maksymalne moc i moment obrotowy na wejściu przekładni, maksymalna sprawność, umożliwiając przeprowadzenie analizy. Wymaga to jednak wyznaczenia szukanych wartości parametrów bezpośrednio z wykresów, co w przypadku

udostępnianych w niewielkiej rozdzielczości plików graficznych może powodować błędy. Innym podejściem producenta przekładni jest uzyskanie podstawowych informacji o układzie napędowym: źródło napędu, typ zastosowanego układu przeniesienia napędu oraz rodzaj pojazdu, w którym będzie on stosowany. Po uzyskaniu danych przeprowadza analizy i proponuje dobór konkretnego typu przekładni. W tym przypadku nie ma możliwości otrzymania charakterystyk i danych do samodzielnej analizy.

Pierwszym krokiem jest tabelaryczne zestawienie zależności, udostępnionych przez producenta przekładni, które przedstawiono na rysunku 5.

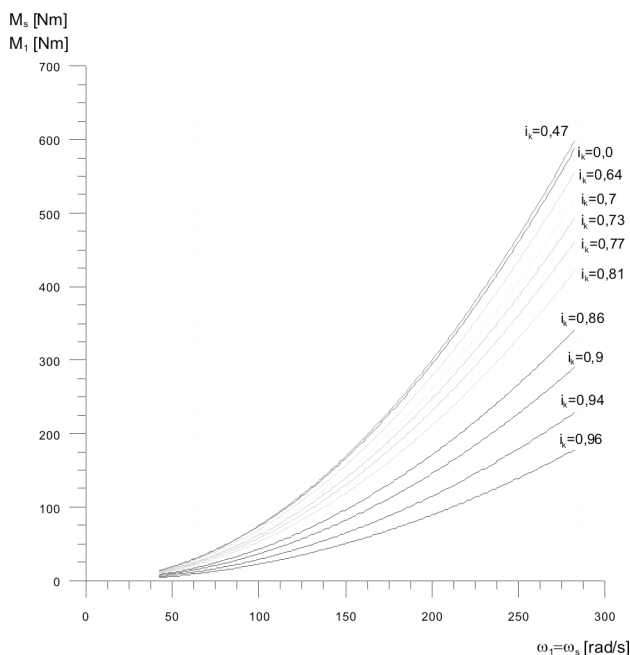


Rys.5. Charakterystyka bezwymiarowa przekładni ZHS PH2.340-25, na podstawie [7]

Umożliwia to prace obliczeniowo-analityczne oraz wyznaczenie wartości poszczególnych parametrów, w całym zakresie pracy przekładni, w postaci zależności: $f_M = f(i_k)$ i $i_d = f(i_k)$.

Znając wartości f_M , w funkcji przełożenia kinematycznego i_k , średnicę czynną D oraz prędkość obrotową n na wejściu przekładni możliwe jest sporządzenie kompletnej charakterystyki wymiarowej przekładni, składającej się z krzywych momentu obrotowego przenoszonego przez przekładnię. Wynik obliczeń z wykorzystaniem zależności (1) przedstawiono na rysunku 6. Krzywe sporządzono w zakresie zmienności $i_k = 0 \div 0,96$ ze skokiem 0,05. Ich kolejność na wykresie jest zależna od zmienności współczynnika momentu, co oznacza, że niekoniecznie musi rozpoczynać się od $i_k = 0,0$ i przyrastać.

W zaprezentowanym przypadku wartość f_M osiąga maksimum przy wartości $i_k = 0,47$, co można zauważyć na sporządzonej charakterystyce wymiarowej przekładni.



Rys. 6. Charakterystyka wymiarowa przekładni ZHS PH2.340-25 [3]

Drugim krokiem prezentowanej metodyki jest określenie współczynników parabol będących wykresami poszczególnych krzywych momentu przy stałej wartości przełożenia kinematycznego i_k . Operację tę przeprowadzono w programie Grapher, otrzymując zestaw danych o poszczególnych krzywych. Przykładowy opis jednej z krzywych przedstawiono na rysunku 7.

Fit Results

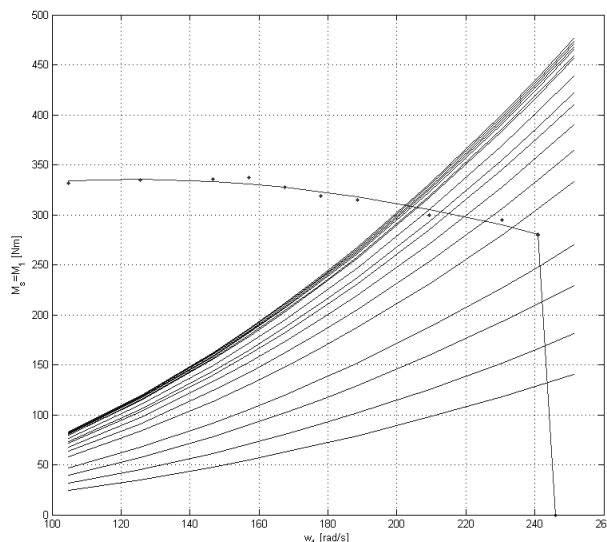
$i_k=0,33$ (wielomian)
Equation $Y = 7.940846195E-013 - 8.323613248E-015 * X + 0.007451409536 * \text{pow}(X,2)$

Degree = 2
Number of data points used = 24
Average X = 162.313
Average Y = 235.466

Coefficients:
Degree 0 = 7.940846195E-013
Degree 1 = -8.323613248E-015
Degree 2 = 0.007451409536

Rys.7. Zestawienie wartości współczynników opisujących jedną z krzywych, wykonane w programie Grapher [7]

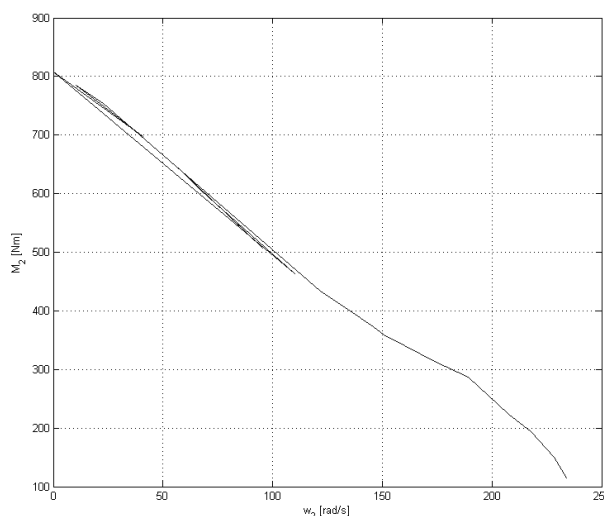
Następnie kompletną charakterystykę wymiarową wprowadza się do programu Matlab i nanosi krzywą przebiegu momentu obrotowego silnika spalinowego współpracującego z przekładnią. Na tej podstawie, z użyciem środowiska programistycznego Matlab opracowano skrypt, którego działanie polega na znalezieniu punktów przecięcia charakterystyki $M_s(n)$ (moment obrotowy silnika) z krzywymi momentu. Dane niezbędne do sporządzenia charakterystyki $M_s(n)$ zgromadzono podczas badań stanowiskowych silnika spalinowego, szerzej opisanych w [5] i [6]. Graficzną interpretację pracy skryptu w Matlabie przedstawiono na rysunku 8.



Rys.8. Charakterystyka wymiarowa przekładni z nałożoną charakterystyką $M_s(n)$ silnika [7]

Z uwagi na wzajemne położenie charakterystyki momentu obrotowego silnika spalinowego względem krzywych momentu przenoszonego przez przekładnię, dokonano operacji domknięcia charakterystyki $M_s(n)$ wzdłuż charakterystyki regulatorowej. Z rysunku 8 wynika, że współpraca silnika z przekładnią ma miejsce przy stosunkowo dużych wartościach prędkości obrotowej i przy niewielkiej wartości sprawności (por. rys. 5). Efektem jest stosunkowo mało wydajna praca zespołu. Duża część energii zostaje rozproszona w postaci ciepła w przekładni hydrokinetycznej.

Ostatecznie, na podstawie danych, pochodzących z programu Matlab oraz przy wykorzystaniu zależności (2) i (3), sporządzono charakterystykę zastępczą zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna, przedstawioną na rysunku 9.



Rys.9. Charakterystyka zastępcza zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna [7]

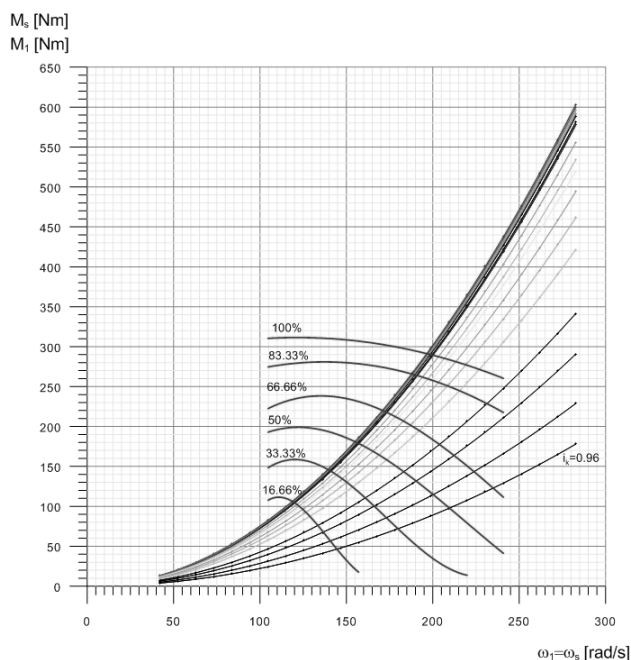
Niewielkie zróżnicowanie krzywych momentu w zakresie $i_k = 0 \div 0,6$ (pokazane na rysunkach 6 i 8;

na rysunku 6 nie pokazano wszystkich krzywych, by nie zaciemniać wykresu) jest związane z niewielką zmiennością współczynnika momentu w tym samym zakresie. Efektem tego są duże zmiany wartości momentu obrotowego M_2 w zakresie prędkości obrotowych, które stanowią punkty przecięcia krzywej $M_s(n)$ i krzywych $i_k = \text{const}$.

Na podstawie charakterystyki zastępczej zespołu silnik-przekładnia przeprowadza się dalsze prace analityczne w zakresie oceny własności trakcyjnych maszyny lub pojazdu wyposażonego w tego typu układ przeniesienia napędu.

4. Podsumowanie

Prace dotyczące oceny współpracy silnika spalinowego i przekładni hydrokinetycznej mają na celu ocenę stopnia wykorzystania mocy źródła napędu podczas wykonywania typowych cykli pracy. W analizach uwzględnia się charakterystykę zewnętrzną silnika, z uwagi na to, że poszukiwane są maksymalne parametry pracy układu napędowego. Jednak w przypadku, gdy podczas wykonywania typowych zadań maszyny, silnik spalinowy zasilany jest częściowymi dawkami paliwa, konieczne jest uzupełnienie charakterystyki pokazanej na rysunku 8 o krzywe przebiegu momentu obrotowego silnika przy ww. warunkach pracy. Efektem takiego podejścia są wyniki dotyczące pracy analizowanego zespołu, w pełnym zakresie dawek paliwa zasilających silnik. Jednak niezbędne do tego są charakterystyki częściowe silnika spalinowego lub charakterystyka uniwersalna, które na ogół są niedostępne. Wyjściem w tej sytuacji jest prowadzenie badań stanowiskowych. Przykładowe charakterystyki silnika, odpowiadające częściowym dawkom paliwa zasilającego silnik, przedstawiono na rysunku 10.



Rys. 10. Charakterystyki silnika przy częściowych dawkach paliwa [7]

Na podstawie charakterystyk silnika zasilanego częściowymi dawkami paliwa, przy przewidywanym cyklu obciążenia maszyny, można dokładniej ocenić stopień dopasowania zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna, szczególnie w aspekcie wykorzystania parametrów silnika w trakcie prognozowanego trybu pracy (np. brak lub niewielka liczba cykli pracy z pełnym obciążeniem). Charakterystykę silnika przy częściowych dawkach paliwa, jak również uniwersalną, można sporządzić jedynie na podstawie badań stanowiskowych. Osobną kwestią jest znajomość rzeczywistych cykli obciążenia maszyny – dokładne informacje można uzyskać jedynie podczas badań w warunkach „in-situ”. Metodyka wyznaczania charakterystyki zastępczej zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna, odnosząca się do charakterystyki zewnętrznej silnika (przebieg wartości momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej przy maksymalnej dawce paliwa) jest ogólnym sposobem postępowania podczas oceny maksymalnych wartości momentów obrotowych przenoszonych przez układ napędowy. Można także ocenić stopień dopasowania zespołu silnik-przekładnia, jednak przy założeniu, że silnik pracuje, osiągając maksymalne parametry. Według [1] poprawnie dopasowując przekładnię i silnik na podstawie jego charakterystyki zewnętrznej można osiągnąć zadowalające rezultaty. Efektywność układu napędowego (zespołu silnik-przekładnia) przy zapotrzebowanych (lub przewidywanych) cyklach obciążenia maszyny można dokładniej ocenić, stosując dane o pracy silnika, zasilanego częściowymi dawkami paliwa (lub przy częściowych otwarciach przepustnicy w silniku ZI). Możliwe jest również porównanie większej liczby wariantów konfiguracji układu napędowego przy pracy pojazdu podczas różnych stanów obciążenia silnika i dokonanie wyboru zespołu silnik-przekładnia w sensie optymalnym (z uwagi na określone kryteria i przy uwzględnieniu znanych ograniczeń). W efekcie analizy współpracy silnika z przekładnią hydrokinetyczną, przeprowadzonej zgodnie z opisaną metodyką, otrzymuje się dodatkowe informacje, dotyczące możliwości wystąpienia nieprawidłowej pracy napędu, do której zalicza się zjawisko pełzania pojazdu wskutek zastosowania przekładni hydrokinetycznej o zbyt małej średnicy czynnej lub strat mocy silnika w przypadku przekładni hydrokinetycznej o zbyt dużej średnicy czynnej. W przypadku, gdy dysponujemy jedynie charakterystyką bezwymiarową przekładni, już sporządzenie jej charakterystyki wymiarowej pozwala ocenić, czy analizowana przekładnia jest typu przenikalnego czy nieprzenikalnego. Określa to jej przydatność w projektowanym zespole, zwłaszcza jeśli chodzi o przekładnię nieprzenikalną. Te zagadnienia nie były jednak tematem niniejszego artykułu.

Podsumowując, można stwierdzić, że sporządzenie analizy współpracy silnika z przekładnią hydrokinetyczną może rodzić problemy związane z ograniczonym dostępem do danych. Chcąc przeprowadzić analizę, należy dysponować charakterystyką bezwymiarową przekładni (por. rys. 5) oraz charakterystyką momentu obrotowego silnika w funkcji prędkości obrotowej. Brak tabelarycznego zestawienia argumentów i wartości każdej z funkcji nie jest zasadniczym problemem, gdyż można je sporządzić na podstawie wykresów. Współpraca silnika i przekładni jest jednak dużo bardziej skomplikowana i prace wykonywane według zaprezentowanej metodyki mogą być źródłem jedynie ogólnych informacji, choć wystarczających w procesie oceny parametrów napędu.

Literatura

1. Szydelski Z.: Sprzęgła i przekładnie hydrokinetyczne, WNT, Warszawa 1965.
2. Zając M.: Układy przeniesienia napędu samochodów ciężarowych i autobusów, WKŁ, Warszawa 2003.
3. Borkowski W., Konopka S., Prochowski L.: Dynamika maszyn roboczych, WNT, Warszawa 1996.
4. Dobrzaniecki P., Mężyk A.: Kształtowanie cech eksploatacyjnych górniczych pojazdów szynowych, ITG KOMAG, Gliwice 2012.
5. Dobrzaniecki P.: Badania stanowiskowe górniczego napędu spalinowego, Maszyny Górnicze 2011 nr 4.
6. Kaczmarczyk K.: Badania górniczego napędu spalinowego w aspekcie emisji substancji toksycznych, Maszyny Górnicze 2012 nr 1.
7. Projekt badawczy N N524 354838 – materiały nie publikowane.
8. Parametry techniczne silnika Volvo – Penta D5A T (dane producenta).
9. www.energomechanik.pl
10. www.kghmzanam.pl
11. www.zhs.com.pl/

Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.

Model półaktywnego zawieszenia kabiny kolejki spągowej

Streszczenie

Operatorzy kolejek spągowych są narażeni na działanie drgań przenoszonych przez kabiny maszyn. Drgania w dłuższym horyzoncie czasowym mogą wpływać niekorzystnie na stan ich zdrowia. Jedną z możliwości redukcji szkodliwego wpływu drgań jest odpowiednie zawieszenie kabiny ograniczające ich tłumienia. Coraz popularniejszym rozwiązaniem w tego typu zawieszeniach są tłumiki magneto-reologiczne (MR). W artykule przedstawiono model matematyczny zawieszenia kabiny kolejki spągowej wyposażonej w półaktywne tłumiki MR oraz modele odwrotne wykonane na podstawie danych eksperymentalnych pochodzących z badań tłumika Lord RD-8040-1.

Summary

Operator of floor-mounted railway is exposed to vibrations transmitted by the machine cabin. In long time horizon, the vibrations can be harmful to operator's health. Proper suspension of the cabin is one of the possible solutions to reduce harmful impact of these vibrations. At present magnetorheological (MR) dampers are more and more popular solution used in such suspensions. Mathematical model of suspension of floor-mounted railway cabin, equipped with semi-active MR dampers, as well as reverse models of these dampers made on the basis of experimental data obtained in the tests of Lord RD-8040-1 damper, are presented.

Słowa kluczowe: kolejka spągowa, model fizyczny zawieszenia kabiny, drgania, tłumik magneto-reologiczny
Keywords: floor-mounted railway, model of the cabin suspension, vibrations, magnetorheological damper

1. Wprowadzenie

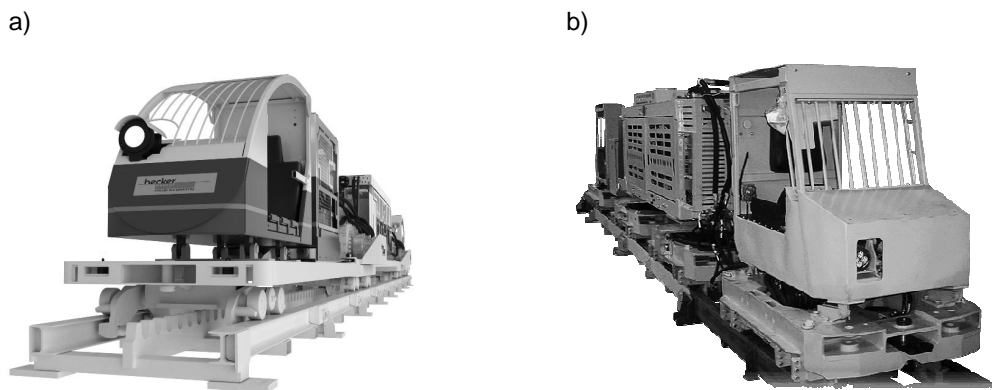
Kolejki spągowe są jednymi ze środków transportu w kopalniach, służącymi do przewozu pracowników oraz transportu materiałów i urządzeń [13]. Na kolejkę w trakcie ruchu oddziałuje szereg sił powodujących jej drgania, które są przenoszone na ciało operatora. Dłuższa ekspozycja operatora na drgania może prowadzić do utraty koncentracji, pogorszenia stanu zdrowia lub kontuzji [7]. Dopracowywanie konstrukcji maszyn górniczych i zwiększanie ich bezpieczeństwa jest działaniem powszechnym [8, 9, 10, 11, 12]. Dlatego proponuje się opracowanie półaktywnego zawieszenia kabiny, którego celem będzie tłumienie drgań i podniesienie komfortu pracy. Działanie to może ograniczyć oddziaływanie drgań na operatora kolejki. Punktem wyjścia do opracowania układu zawieszenia jest model matematyczny zawieszenia wyposażonego w tłumiki MR. Zastosowanie tego typu urządzeń wykonawczych może obniżyć koszty wdrożenia (w porównaniu do zawieszenia aktywnego) przy minimalnym pogorszeniu charakterystyk tłumienia drgań. Tłumiki MR są coraz powszechniej używane głównie w przemyśle motoryzacyjnym oraz wojskowym. Wykorzystywane są także w medycynie (protezy kończyn [16, 17]) oraz w przemyśle RTV-AGD (np. układ zawieszenia bębna pralki automatycznej [18]). Badania tego typu były prowadzone w ośrodkach krajowych [4] i zagranicznych.

2. Obiekt badań

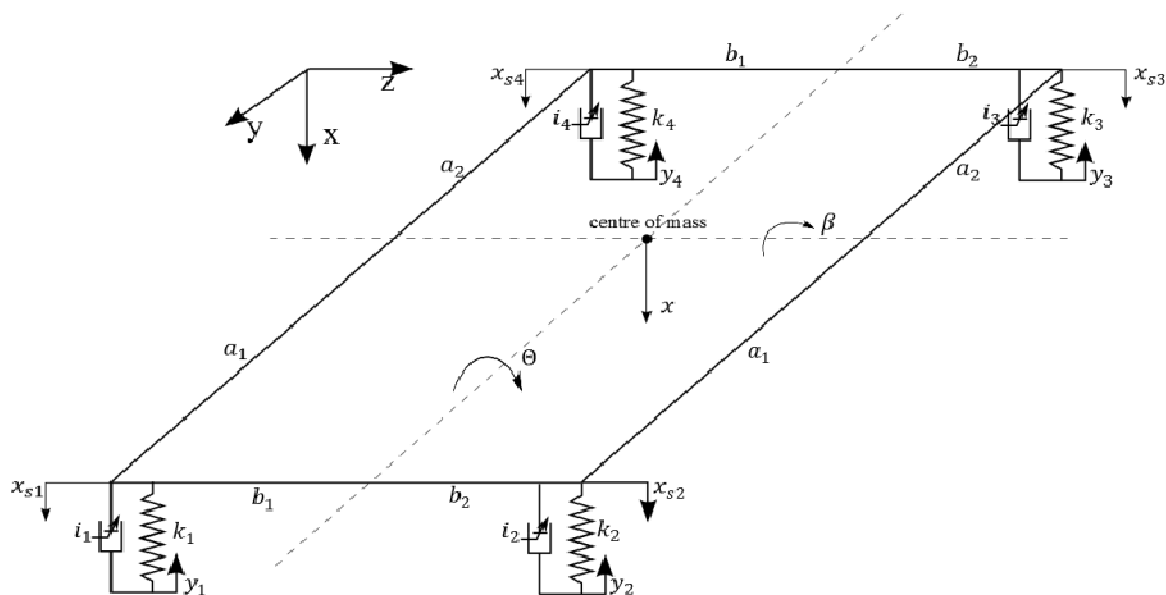
Obiektem badań jest kolejka spągowa, przedstawiona na rysunku 1. Kabina operatora jest podparta na ramie maszyny w czterech miejscach. Każdą z podpór wyposażono we wkładkę gumową zapewniającą częściowe tłumienie drgań. Autor proponuje zastąpienie wkładek gumowych tłumikami MR ze sprężyną. W niniejszym artykule skupiono się na modelu kabiny wyposażonej w tego typu rozwiązanie.

Zawieszenie kabiny kolejki spągowej można przedstawić jako prostokątną płytę o trzech stopniach swobody (rys. 2). Płyta jest podparta w czterech punktach tłumikami MR ze sprężynami, które są przytwierdzone do ramy maszyny. Rama maszyny nie podlegała modelowaniu. Przyjęto, że drgania są przenoszone przez ramę bez zniekształceń i opóźnień w fazie.

Szerokość i długość kabiny oznaczono odpowiednio a i b . Punkt ciężkości płyty znajduje się w odległości a_1 od przodu kabiny oraz w odległości b_1 od lewego boku kabiny. Przejazd kolejki spągowej wpływa na położenie, prędkość i przyspieszenie środka masy kabiny w osi X, położenie kątowe, prędkość kątową i przyspieszenie kątowe środka masy w osi Y, jak również położenie kątowe, prędkość kątową i przyspieszenie kątowe środka jej masy w osi Z.



Rys.1. a) Kolejka spągowa zębata spalinowa firmy Becker [14], b) Kolejka spągowa spalinowa firmy Vacat [15]



Rys.2. Model fizyczny zawieszenia kabiny kolejki spągowej [Źródło: opracowanie własne]

3. Model zawieszenia kabiny

Złożoność modelu fizycznego zawieszenia kabiny może komplikować opracowanie algorytmu sterowania. Aby tego uniknąć, proponuje się dekompozycję modelu pełnego na dwa sprzężone modele o dwóch stopniach swobody oraz na cztery sprzężone modele o jednym stopniu swobody. Opracowanie grupy modeli umożliwi późniejsze ich wykorzystanie na etapie projektowania algorytmu sterowania.

3.1. Model o dwóch stopniach swobody

Na rysunku 3 zaprezentowano model o dwóch stopniach swobody, w którym równomiernie rozłożona jest masa w postaci prostopadłościanu, o znanej masie m i punkcie ciężkości oddalonym od przodu kabiny o odległość l_1 i od tyłu kabiny o odległość l_2 .

Wektor przemieszczenia środka ciężkości oznaczono jako x , natomiast kąt obrotu masy względem osi Z oznaczono jako θ . Przemieszczenia przedniej i tylnej

części kabiny oznaczono kolejno jako x_{s1} oraz x_{s2} . Wymuszenie pochodzące od trasy kolejki, oddziałujące na przednią i tylną część kabiny, oznaczono kolejno jako z_1 oraz z_2 . Siły tłumiące tłumików MR1 oraz MR2 to kolejno F_1 oraz F_2 . Tłumienia konstrukcyjne oznaczono współczynnikami c_1 oraz c_2 . Współczynniki sprężyny przedniej i tylnej oznaczono jako k_1 oraz k_2 . Dla powyższego modelu równanie matematyczne opisano według zależności (1):

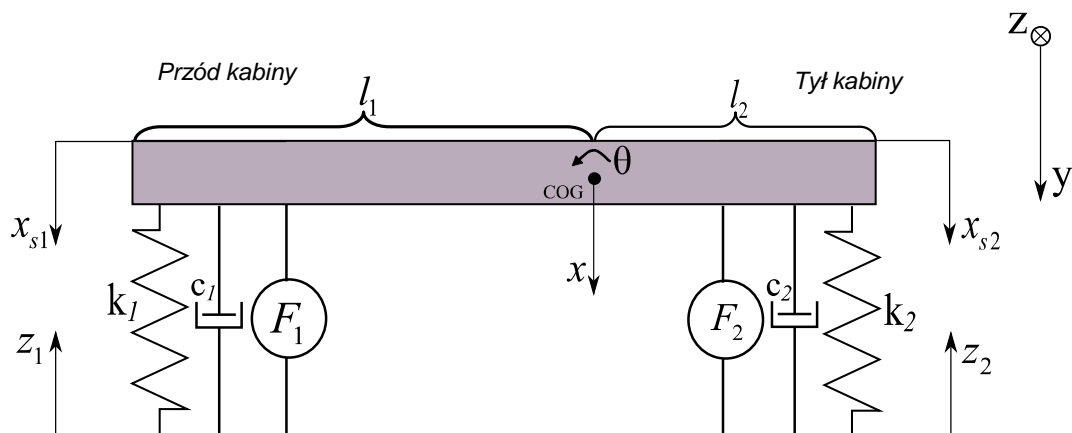
$$M \ddot{q} + C \dot{q} + Kq = W \dot{z} + Zz + Uf \quad (1)$$

gdzie:

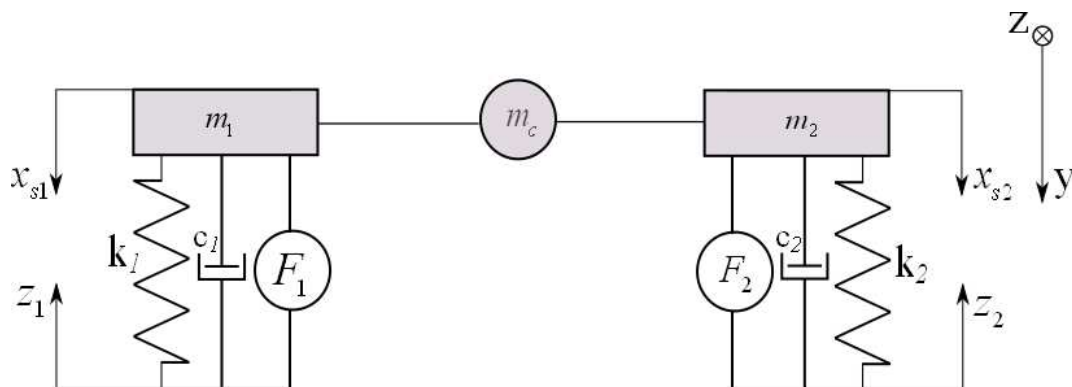
$z = [z_1 \ z_2]^T$ – wektor wymuszenia od drogi,

$f = [F_1 \ F_2]^T$ – wektor sił pochodzących z tłumików MR,

$q = [x \ \theta]^T$ – wektor współrzędnych uogólnionych modelu.



Rys.3. Model o dwóch stopniach swobody z równomiernie rozłożoną masą [Źródło: opracowanie własne]



Rys.4. Model o dwóch stopniach swobody zawieszania kolejki po rozprzęgnięciu masy kabiny [Źródło: opracowanie własne]

Na rysunku 4 przedstawiono model połówkowy w postaci dwóch układów o jednym stopniu swobody o znanych masach m_1 i m_2 oraz masie centralnej m_c skupionej w punkcie ciężkości kabiny. Masę centralną wyznaczono tak, aby zachować współczynnik bezwładności bryły oraz masę całkowitą kabiny.

Przesunięcia przedniej i tylnej części kabiny oznaczono kolejno jako x_{s1} oraz x_{s2} . Wymuszenie pochodzące od drogi, oddziałujące na przednią i tylną część kabiny oznaczono kolejno jako z_1 oraz z_2 . Siły tłumiące tłumików MR1 oraz MR2 to kolejno F_1 oraz F_2 . Tłumienia konstrukcyjne oznaczono współczynnikami c_1 oraz c_2 . Współczynniki sprężystości przedniej i tylnej oznaczono jako k_1 oraz k_2 . Dla powyższego modelu równanie matematyczne przyjmuje postać:

$$m_j \ddot{x}_{sj} + k_j x_{sj} = k_j z_j + F_j \quad (2)$$

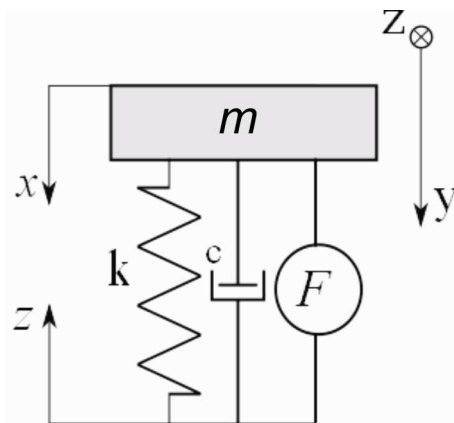
gdzie:

- m_j – masa j-tego modelu o jednym stopniu swobody,
- k_j – współczynnik sprężystości j-tego modelu,
- x_{sj} – wektor przesunięcia j-tego modelu,
- z_j – zakłócenie od drogi wpływające na j-ty model,

F_j – siła pochodząca z j-tego tłumika MR oraz $j \in \{1,2\}$

3.2. Model o jednym stopniu swobody

Masa m modelu porusza się w osi y , przesunięcie masy opisane jest wektorem x , natomiast wymuszenie od drogi oznaczono jako z . Współczynnik sprężystości i współczynnik tłumienia konstrukcji oznaczono kolejno jako k oraz c . Siła pochodząca z tłumika MR jest oznaczona jako F .



Rys.5. Model o jednym stopniu swobody [Źródło: opracowanie własne]

Równanie matematyczne modelu o jednym stopniu swobody przyjmuje poniższą postać:

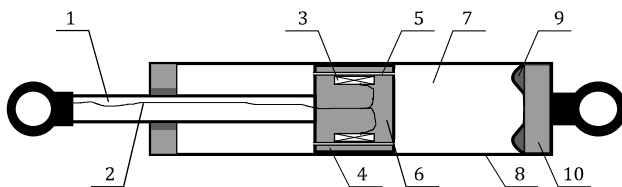
$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = c \dot{z} + kz + F \quad (3)$$

gdzie:

- m – masa modelu,
- c – współczynnik tarcia modelu,
- k – współczynnik sprężystości modelu,
- F – siła pochodząca z tłumika MR,
- x – wektor przemieszczenia masy modelu,
- z – zakłócenie od drogi wpływające na model.

4. Tłumik magnetoreologiczny

Tłumik magnetoreologiczny jest obiektem badań wielu ośrodków. Modelowanie tłumika można znaleźć w [1, 2, 3]. Tłoczek tłumika porusza się w cylindrze wypełnionym cieczą magnetoreologiczną, która jest mieszaniną oleju mineralnego i ferromagnetycznych opiłków. W tłoku zabudowana jest cewka elektromagnetyczna, której przewody, doprowadzające prąd, są wyprowadzone na zewnątrz urządzenia przez tłoczek. Dodatkowo w tłoku wykonano szczeliny pierścieniowe umożliwiające przepływ cieczy pomiędzy komorami tłumika. Elementem zabezpieczającym tłok przed uderzeniem w dno tłumika jest membrana. Spośród rozwiązań dostępnych na rynku wyróżnić można urządzenia firm: Lord, Delphi oraz Tenneco. W poniższym artykule zaprezentowano wyniki badań tłumika firmy Lord, model RD-8041-1. Budowę tłumika MR przedstawiono na rysunku 6.

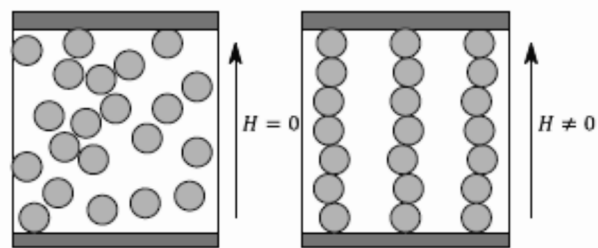


Rys.6. Budowa tłumika MR: 1 - tłoczek, 2 - przewody doprowadzające prąd do cewki, 3 - cewka, 4 - pierścień, 5 - szczelina pierścieniowa, 6 - tłok, 7 - ciecz MR, 8 - cylinder, 9 - membrana, 10 - dno tłumika
[Źródło: opracowanie własne]

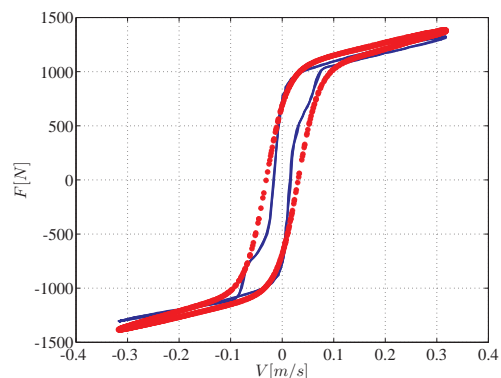
Zastosowana w tłumiku ciecz magnetoreologiczna zmienia swoje właściwości pod wpływem pola magnetycznego. Wraz ze wzrostem natężenia pola rośnie stopień uporządkowania elementów ferromagnetycznych, natomiast przy braku natężenia pola elementy są rozmieszczone w oleju losowo. Wzrost stopnia uporządkowania elementów ferromagnetycznych przekłada się na wzrost siły tłumiącej urządzenia.

Zależność siły tłumienia od prędkości tłoczyska jest nieliniowa i przybiera kształt histerezy. Przykładową charakterystykę wartości siły od prędkości tłoczyska

dla stałego natężenia prądu na cewce tłumika równego 0,2 A przedstawiono na rysunku 8.



Rys.7. Poglądowy widok cieczy magnetoreologicznej przy braku i w obecności pola magnetycznego.
[Źródło: opracowanie własne]



Rys.8. Charakterystyka prędkościowo-siłowa tłumika MR dla wartości natężenia prądu $I = 0,2$ A
[Źródło: opracowanie własne]

W procesie identyfikacji parametrów modelu tłumika MR wykonano charakterystyki prędkościowo-siłowe w odniesieniu do różnych wartości natężenia prądu: 0,1 A, 0,2 A, 0,5 A, 0,75 A, 1A oraz dla tłumienia pierwotnego – bez zasilania. Model można parametryzować dla kilku przedziałów natężenia prądu, ponieważ jest on wtedy lokalnie liniowy. Prowadzi to do wykonania kaskady modeli, na podstawie której opracowano w kolejnym kroku kaskadę modeli odwrotnych. Koncepcja kaskady modeli odwrotnych wymagała zastosowania bloku wnioskowania, w którym zapada decyzja, który model lokalny umożliwia wyznaczenie dokładnej wartości natężenia prądu. Blok ten umieszczono za kaskadą. Wymuszało to wykonywanie większej ilości obliczeń w każdym kroku przekształcania siły na natężenie prądu, jednak uwzględniało fakt nakładania się charakterystyk prędkościowo-siłowych dla różnych wartości natężeń prądu na cewce tłumika. Skorzystano w artykule z modelu tłumika z funkcją hiperboliczną, który został szeroko opisany w [5, 6] i przyjmuje postać:

$$F_n = F_c tgh(b((\dot{x} - \dot{z}) + p_1(x - z))) + c_0((\dot{x} - \dot{z}) + p_2(x - z)) \quad (4)$$

gdzie:

- F_c – siła graniczna płynięcia cieczy w postaci wielomianu pierwszego stopnia,
- c_0 – współczynnik tarcia wiskotycznego w postaci wielomianu pierwszego stopnia,

- b – współczynnik odwzorowujący gładkie przejścia w obszar płynięcia plastycznego cieczy MR,
- p_1, p_2 – parametry określające szerokość pętli histerezy.

Powyższa forma modelu zapewnia jego odwracalność. W wyniku tej operacji model odwrotny tłumika MR opisujący zależność prędkości tłoczyska oraz pożądanej sile tłumika od wartości natężenia prądu i przyjmuje poniższą postać:

$$i = \frac{F_t - C_2 \operatorname{tgh}(b(y + p_1 \dot{y}) - C_4 (y + p_2 \dot{y}))}{C_1 \operatorname{tgh}(b(y + p_1 \dot{y}) - C_3 (y + p_2 \dot{y}))} \quad (5)$$

gdzie:

- C_1, C_2, C_3, C_4 – współczynniki wielomianów pierwszego stopnia parametrów F_c i c_0 ,
- y – przemieszczenie tłoczyska tłumika MR.

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono problem wpływu drgań przenoszonych przez ramę kolejki spągowej na ciało operatora znajdującego się w jej kabinie oraz urządzenie wykonawcze ograniczające ich tłumienie. Przedstawiono koncepcję umiejscowienia tłumików pomiędzy ramą a kabiną maszyny oraz w oparciu siedziska operatora. Wykonano modele fizyczne i matematyczne, a także przedstawiono modelowanie proste i odwrotne tłumika MR. Przedstawione modele stanowią punkt wyjścia do etapu projektowania układu sterowania, tj. do rozprzęgania układu i znajdowania zależności między prostymi modelami o dwóch i jednym stopniu swobody, a modelem pełnym o trzech stopniach swobody. Takie podejście według autora uprości proces przygotowania algorytmu i znajdzie zastosowanie w kaskadowym sterowaniu procesami przemysłowymi.

Literatura

1. Bouc R.: Forced vibration of mechanical systems with hysteresis, Proceedings of the Fourth Conference on Nonlinear Oscillations, 1967, Prague.
2. Guo S., Yang S., Pan C., Dynamic modeling of magnetorheological damper behaviors, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2006, vol. 17, no. 1, pp. 3-14, DOI10.1177/1045389X06055860.
3. Plaza K.: Modelling and Control for Semi-Active Vibration Damping, PhD dissertation, Silesian University of Technology, 2008.
4. Sapiński B., 2008, Real-time control of magnetorheological dampers in mechanical systems, AGH University of Science and Technology Press, Kraków.
5. Den Hartog J. P. (1971), "Drgania mechaniczne", Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa.
6. Dyke, J. S. (1996), Acceleration Feedback Control Strategies for Active and Semi-Active Control Systems: Modeling, Algorithm Development and Experimental Verification, PhD Dissertation, University of Notre Dame.
7. Robakowski S., Drwięga A., Kwieciński D., Pieczora E., Suffner H.: Efektywne i bezpieczne systemy dostawy i przemieszczania maszyn oraz urządzeń w podziemiach kopalń. Masz. Gór. 2001 nr 88 s. 54-63, il., bibliogr. 5 poz.
8. Drwięga A., Kulesza K., Sobolewski A.: Doskonalenie funkcjonalności spalinowych środków transportu kopalnianego. Masz. Gór. 2006 nr 4 s. 25-29, il.
9. Drwięga A., Pieczora E., Suffner H.: Nowe rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem spalinowym. Masz. Gór. 2007 nr 3 s. 34-40, il., bibliogr. 5 poz.
10. Drwięga A., Pieczora E., Suffner H., Janas S.: Nowoczesne maszyny transportowe pracujące w kopalniach węgla kamiennego i przewidywane kierunki ich rozwoju. Masz. Gór. 2007 nr 4 s. 66-71, il., bibliogr. 4 poz.
11. Drwięga A., Janas S., Suffner H.: Zagadnienia bezpieczeństwa transportu kolejkami spągowymi i podwieszonymi w wyrobiskach nachylonych. Masz. Gór. 2009 nr 1 s. 13-18, il., bibliogr. 5 poz.
12. Winkler T., Tokarczyk J., Chuchnowski W., Dudek M.: Kształtowanie bezpiecznych warunków pracy w transporcie kopalnianym z użyciem kolejek podwieszonych i spągowych. Masz. Gór. 2010 nr 3-4 s. 67-74, il., bibliogr. 6 poz.
13. Pieczora E., Suffner H.: Rozwój lokomotyw do kopalnianych kolei podziemnych. Masz. Gór. 2013 nr 2 s. 45-54, il., bibliogr. 18 poz.
14. www.becker-mining.com.pl
15. www.vacat.pl
16. Gudmundsson, K.H., Jonsdottir, F., and Olafsson S., 2008, The Viscosity of Magneto-Rheological Fluids in a Prosthetic Knee Actuator, Proceedings

-
- of the 11th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany.
17. Carlson D., Wilfried M. and Toscano J., Smart prosthetics based on magnetorheological fluids, Proc. SPIE 4332, Smart Structures and Materials 2001: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies, 308 (June 14, 2001); doi:10.1117/12.429670.
18. Chrzan, M. J. and Carlson, J. D. MR fluid sponge devices and their use in vibration control of washing machines. 8th SPIE Symposium on Smart structures and materials: damping and isolation, 2001, 4331, 370–378.

Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.

Czynniki wpływające na postęp wyrobisk drażonych kombajnami chodnikowymi

Streszczenie

Postęp drażenia kombajnami chodnikowymi wyrobisk z wykorzystaniem wielu współdziałających ze sobą elementów często odbiega od wartości planowanych. Zaprezentowano porównanie planowanych i rzeczywistych postępów drażenia uzyskanych przez trzy kombajny klasy średniej, które były eksploatowane w tym samym okresie w jednej z kopalń w podobnych warunkach górniczo-geologicznych. Opracowano ankietę na temat wpływu różnych czynników na postęp drażenia, dla pracowników kopalń oraz firm wykonujących usługi drażenia wyrobisk dla kopalń. Analiza wyników ankiety wskazuje, że przy rozpoznaniu zagrożeń i prawidłowo prowadzonej profilaktyce, odpowiednim doborze maszyn i urządzeń oraz technologii drażenia, najważniejszym czynnikiem decydującym o postępie drażenia są ludzie, ich kwalifikacje i fachowość oraz zastosowany system motywacyjny.

Słowa kluczowe: kombajn chodnikowy, drażenie wyrobisk, postęp przodka, ocena ankietowa

Keywords: roadheader, drivage of roadways, face advance, questionnaire assessment

Summary

Advance of drivage of roadways by roadheaders with use of many other machines, cooperating with each other, often differs from the advance that was planned. Planned and real advance of drivage obtained by three roadheaders of middle class, which operated at the same time in one of mines in similar mining-and-geological conditions, were compared. The questionnaire on impact of different factors on advance of drivage was developed for mine personnel and companies responsible for drivage of roadways in mines. Analysis of questionnaire results shows that people, their qualifications and competences as well as system for their motivation are the most important factors deciding about the advance of drivage at known hazards, proper prevention, as well as proper selection of machines, equipment and drivage technology.

1. Wprowadzenie

Roboty przygotowawcze stanowią w kopalniach węgla kamiennego bardzo istotny czynnik mający wpływ na ciągłość wydobywania. Drażenie podziemnych wyrobisk korytarzowych w górnictwie węglowym prowadzone jest przy użyciu technologii konwencjonalnej, kombajnowej lub mieszanej. Dominująca w polskim górnictwie węglowym technologia kombajnowa, w której skały są skrawane za pomocą głowic urabiających kombajnów chodnikowych, polega na zastosowaniu maszyn zespołowych mechanizujących proces urabiania, ładowania i odstawy urobku. Możliwość wykonania zaplanowanego wyrobiska za pomocą kombajnu chodnikowego zależy w dużej mierze od doboru konkretnego typu kombajnu do warunków w jakich drażony ma być chodnik. Podstawowe ograniczenia dotyczą przy tym urabialności skał tworzących przekrój chodnika oraz gabarytów i nachylenia wykonywanego wyrobiska [1]. Kombajny chodnikowe stosowane w polskim górnictwie węglowym są różnej wielkości i mają zróżnicowane charakterystyki techniczne. Ze względu ze schodzeniem eksploatacji na coraz

większe głębokości i towarzyszące temu pogarszanie się warunków drażenia, coraz szerzej stosowane są kombajny chodnikowe klasy średniej i ciężkiej, o mocach zainstalowanych w układzie urabiania na poziomie 200 kW i więcej. Na uzyskiwane postępy drażenia ma wpływ bardzo duża liczba czynników górniczo – geologicznych, zagrożeń naturalnych, uwarunkowań technicznych i organizacyjnych [2].

2. Maszyny stosowane w technologii kombajnowej w polskich kopalniach węgla kamiennego

Główną maszyną stosowaną w technologii kombajnowej drażenia wyrobisk jest kombajn chodnikowy, który urabia czoło przodka, ładuje urobek na przenośnik wewnętrzny, odstawia urobek na dalsze środki transportu i wspomaga stawianie obudowy chodnikowej. Najprostszym, najbardziej popularnym i najtańszym w eksploatacji w polskich kopalniach jest nadal kombajn AM-50 z, z silnikiem w głowicy urabiającej o mocy 100 kW. W grupie kombajnów do urabiania nieco większych przekrojów i większej mocy w organie (130 kW) zdecydowanym liderem

w ostatnich latach stał się kombajn R-130. Jednak wymogi dotyczące zwiększenia przekrojów wyrobisk, z jednoczesnym zwiększeniem zakresu wytrzymałości urabianych skał dla $R_c \geq 100$ MPa, zmuszają kopalnie do coraz szerszego stosowania kombajnów klasy średniej, wykonujących przekrój powyżej 33 m² i wyposażonych w silnik o mocy co najmniej 200 kW do napędu głowic urabiających. Obecnie w polskich kopalniach najczęściej eksploatowanych kombajnów tej klasy to kombajny typu MR 340 (dawny AM 75), R-2000 i KTW-200 różnych producentów [5, 6, 7]. Kombajny te potrafią wykonać wymagane przekroje z jednego ustawienia, a ich podstawowe dane techniczne są do siebie zbliżone (tab.1). Różnią się między sobą rozwiązaniami technicznymi poszczególnych zespołów oraz wyposażeniem dodatkowym. Producenci kombajnów chodnikowych wychodząc naprzeciw oczekiwaniom klienta wprowadzają coraz to nowsze rozwiązania mające na celu ułatwić pracę górnika w przodku, a jednocześnie zwiększyć zakres stosowania kombajnu (rozkładane pomosty robocze, hydrauliczne mechanizmy do podnoszenia i montażu stropnic, układy zraszania pozwalające skutecznie zwalczać zapylenie i zagrożenie metanowe, możliwość podłączenia urządzeń małej mechanizacji, urządzenia do wiercenia i kotwienia, systemy wizualizacji procesu urabiania).

Kombajny chodnikowe podczas drażenia wyrobisk współdziałają z innymi maszynami i urządzeniami, tworząc kompleks chodnikowy przemieszczający się wraz z kombajnem w miarę postępu drażenia.

Urobek z kombajnu chodnikowego podawany jest na połączony z nim przegubowo podwieszony podajnik taśmowy lub zgrzeblowy. Obecnie, lekkie przenośniki

zgrzeblowe coraz częściej zastępowane są podajnikami taśmowymi o długości od 10 do 80 m lub zespołem podajników (krótki – 12 metrowy oraz długi – do 80 m), o szerokości taśmy 800 mm. Podajniki zwykle sypią urobek na lekkie przenośniki stacjonarne o szerokości taśmy 1000 mm, które są wydłużane w miarę postępu robót. Materiały do przodka dostarczane są kolejkami podwieszanymi. Kolejki linowe zastępowane są bardziej bezpiecznymi i bardziej mobilnymi kolejkami z napędem własnym. W pełni zmechanizowanym przodku ostatni etap transportu odbywa się za pomocą ciągnika manewrowego. Wybór systemu wentylacji zależy od wydajności kombajnu, postępu przodka, systemu zraszania na kombajnie, wydatku powietrza w przodku i wielu innych czynników. Sprężarki zapewniają w przodku odpowiednie parametry powietrza do zraszania powietrzno-wodnego kombajnu oraz wykorzystywane są do zasilania pomocniczych urządzeń wentylacyjnych, takich jak strumienice powietrzne. Odpowiednią czystość wody zapewniają filtry wodne montowane na końcu rurociągu przeciwpożarowego. W celu polepszenia warunków pracy w wielu wyrobiskach korytarzowych stosowane są urządzenia chłodnicze. W przypadku dopływu wody do przodka pompy przodkowe (lub szlamowe) wodę z przodka podają zwykle do zbiorników pomp stacjonarnych, a te do osadników wód dołowych.

Postęp drażenia wyrobiska z wykorzystaniem tak wielu współdziałających ze sobą elementów zależy od wielu czynników i często odbiega od wartości planowanych.

Podstawowe parametry techniczne kombajnów chodnikowych

Tabela 1

Parametr	KTW-200	MR 340	R-2000
Całkowita moc zainstalowana [kW]	380 - 455	357	380
Moc silnika organu urabiającego [kW]	200 (250)	200	200
Wytrzymałość urabianej skały na ściskanie [MPa]	110	100	110
Maksymalny przekrój wyrobiska [m ²]	35,5	34	33,7
Wysokość urabiania [m]	5	4,87	4,95
Szerokość urabiania [m]	6,9	7,45	7,45
Podcięcie spągu [m]	295	205	450
Pochylenie poprzeczne wyrobiska [°]	5	5	5
Pochylenie podłużne wyrobiska [°]	18	18	18
Nacisk na spąg [MPa]	0,13	0,14	0,14
Prędkość jazdy – robocza [m/min]	6	5	5
Prędkość jazdy – manewrowa [m/min]	10	8,8	10
Masa [t]	73	55	60

3. Porównanie rzeczywistych postępów drążenia z planowanymi

W jednej z kopalń eksploatowane były w tym samym okresie 2009 r. przedstawione wyżej kombajny klasy średniej różnych producentów w podobnych warunkach górniczo-geologicznych (chodniki węglowo-kamiennie z około 50% udziałem skały płonnej, wytrzymałość na ściskanie skały płonnej w granicach 30-35 MPa, przekrój wyrobiska 19 m²). Dla każdego wyrobiska pracownicy kopalni zaplanowali postęp, który był co miesiąc korygowany. Porównanie rzeczywistych postępów z planowanymi przedstawiono w tabeli 2 [3].

Zaprezentowane porównanie wskazuje na duże rozbieżności rzeczywistych postępów drążenia z planowanymi (wykonanie od 43% do 143% planu), pomimo korygowania planów co miesiąc. Po odrzuceniu maksymalnych i minimalnych procentowych wyników (ze względu na możliwość przeszacowania lub niedoszacowania planu) średni wskaźnik wykonanych postępów do planowanych wyniósł:

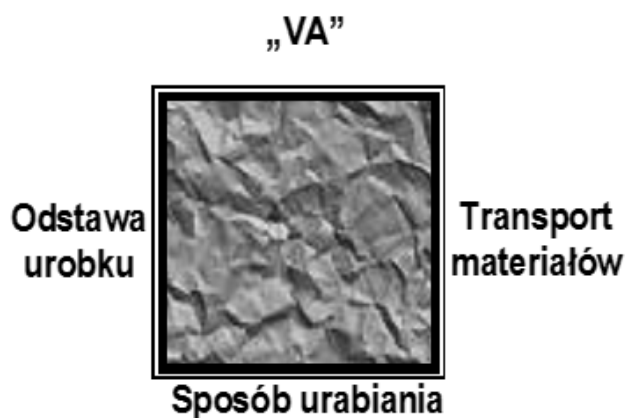
- Kombajn „X” 88,28 %,
- Kombajn „Y” 98,17 %
- Kombajn „Z” 66,00 %

Jak wynika z powyższego porównania żaden z kombajnów nie wykonał zaplanowanego postępu, chociaż różnica pomiędzy wykonaniem planów przez kombajny „Y” i „Z” wynosi ponad 30%.

4. Czynniki wpływające na postęp przodka

Wiele firm i instytucji naukowo-badawczych próbowało odpowiedzieć na pytanie, które z czynników mają największy wpływ na postęp przodka. Jedną z ciekawszych prób zmierzenia się z tym tematem była zaprezentowana w 2006 roku przez firmę Sandvik propozycja wprowadzenia pojęcia tzw. „Kwadratu przygotówek” (rys. 1), którego bokami są [4, 7]:

- wskaźnik „VA” oznaczany również jako „Ws”,
- odstawa urobku,
- transport materiałów,
- sposób urabiania.



Rys.1. Kwadrat przygotówek [4, 7]

Do wyznaczenia wskaźnika „VA” przyjęto następujące parametry:

- R_C [MPa] – wytrzymałość skał na ściskanie,
- N [°] – nachylenie wyrobiska,
- S [m] – strop (opad),
- B [m] – obudowa (rozstaw odrzwi),
- T – tąpnięcia (stopień zagrożenia tąpnięciami),
- M – metan (kategoria zagrożenia metanowego),
- W – woda (stopień zagrożenia wodnego),
- C – czynniki organizacyjne,
- P – przyczyny losowe,
- Z – zapylenie.

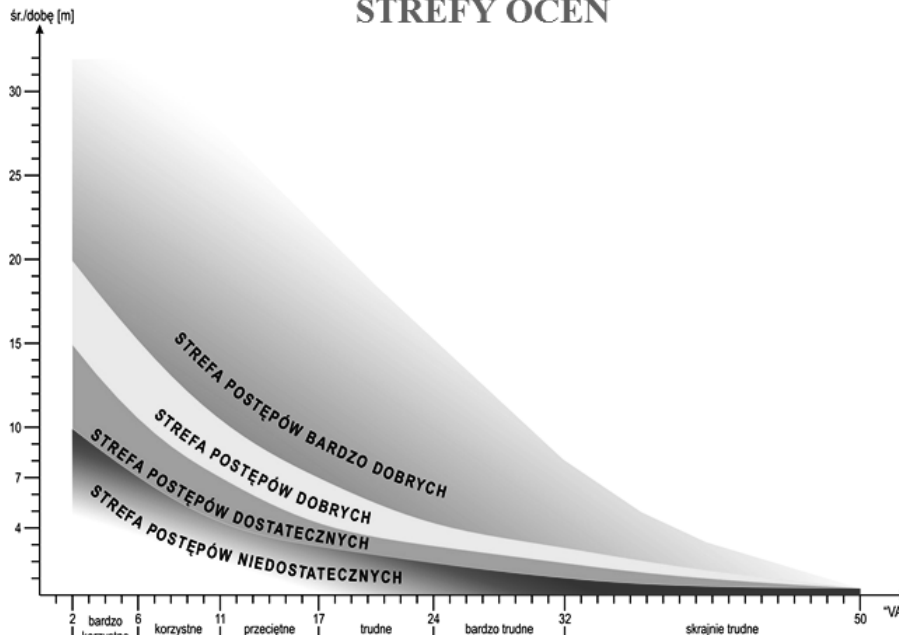
Powyższym parametrom przypisano odpowiednie wartości liczbowe charakteryzujące ich stopień wpływu na możliwość uzyskania zadowalającego postępu drążenia oraz podano wzór pozwalający wyznaczyć liczbową wartość wskaźnika „VA”:

Porównanie planowanych i rzeczywistych postępów przodków

Tabela 2

	Kombajn „X”			Kombajn „Y”			Kombajn „Z”		
	Plan [m]	Wykon. [m]	% planu	Plan [m]	Wykon. [m]	% planu	Plan [m]	Wykon. [m]	% planu
V	140	60	42,85	190	156	82,10	200	132	66,00
VI	140	79	56,42	150	135	90,00	200	135	67,50
VII	140	100	71,43	207	226	109,18	75	55	73,00
VIII	80	114	142,50	166	148	89,15	23	23	100,00
IX	120	141	117,50	220	162	73,63	160	92	57,50
X	130	120	92,30	180	210	116,66	150	72	48,00
XI	80	83	103,75	200	215	107,50	-	-	-
XII	-	-	-	90	100	111,11	-	-	-

STREFY OCEN



Rys.2. Strefy ocen postępów drążenia wyrobiska w funkcji wskaźnika „VA” („Ws”) [4, 7]

$$VA = 0,1 \left[\sum (R_c + N^2 + S^2 + B^2 + T^3 + M^3 + W^3 + C + P + Z) \right]$$

Wartość wskaźnika VA określała przy tym stopień trudności drążenia wyrobiska (im wyższa wartość wskaźnika VA tym trudniejsze warunki drążenia i mniejsze postępy robót). Strefy ocen uzyskiwanych postępów drążenia wyrobisk w funkcji wskaźnika VA obrazował wykres (rys. 2) pozwalający ocenić uzyskiwane postępy drążenia w kategoriach ilościowych w zależności od warunków.

Wskaźnik VA nie uwzględnia jednak wszystkich istotnych czynników mających wpływ na uzyskiwane postępy drążenia kombajnami chodnikowymi. Z tego względu wskaźnik ten wykorzystywany był głównie do oceny uzyskiwanego postępu rzeczywistego a nie do planowania postępu drążenia. Chcąc poznać opinię, na temat istotnych czynników wpływających na postępy drążenia, ludzi bezpośrednio kierujących drążeniem wyrobisk korytarzowych w kopalniach, opracowano ankietę i poproszono pracowników kopalń oraz firm wykonujących usługi drążenia wyrobisk dla kopalń o jej wypełnienie.

5. Ankieta dotycząca czynników wpływających na postępy drążenia wyrobisk korytarzowych kombajnami chodnikowymi

Opierając się na własnym doświadczeniu opracowano ankietę [3], w której czynniki wpływające na postępy drążenia podzielono na cztery grupy:

- zagrożenia naturalne,
- warunki górnictwo-geologiczne,

- parametry technologiczne,
- pozostałe.

W każdej grupie zaproponowano do oceny czynniki, które według autorów ankiety mają największy wpływ na postępy drążenia (tab. 3).

Ankieta została opatrzona następującym tekstem: „Ankieta dotyczy czynników, które wpływają na postępy drążenia w kopalni przodków. Proszę poszczególnym czynnikom przypisać punktację od 1 do 10, w zależności od wpływu na postępy drążenia przodka według Państwa oceny”.

Ankietę wypełniło ponad 60 osób dozoru (sztygarzy zmianowi, sztygarzy oddziałowi, nadsztygarzy, kierownicy robót przygotowawczych) z kilkunastu kopalń i kilku firm zewnętrznych realizujących dla kopalń drążenie wyrobisk kombajnami chodnikowymi. W większości byli to pracownicy oddziałów górniczych oraz nieliczni przedstawiciele oddziałów maszynowych i elektrycznych. Pracownicy kopalń wypełniający ankietę wzięli pod uwagę głównie warunki drążenia we własnej kopalni, zaś pracownicy firm zewnętrznych przypisali odpowiednim czynnikom punktację według hierarchii opartej na swoim doświadczeniu wynikającym z pracy w różnych kopalniach. Kilka ankiet odrzucono uznając je za mało wiarygodne (np. ocena „1” wpisana w pozycji „Zagrożenia metanowe”, w kopalni w której jest IV kategoria zagrożenia metanowego lub ocena „10” w pozycji „Zagrożenia tąpnięciami” pracownika kopalni, w której określono I stopień zagrożenia tąpnięciami). W efekcie pod uwagę wzięto 60 ankiet.

Ankieta: „Czynniki wpływające na postęp przodka” [3]

Tabela 3

1. Zagrożenia naturalne

- 1.1. Zagrożenie tąpnięciami
- 1.2. Zagrożenie metanowe
- 1.3. Zagrożenie wodne
- 1.4. Zagrożenie wyrzutami gazów i skał
- 1.5. Skłonność węgla do samozapłonu
- 1.6. Zagrożenie wybuchem pyłu węglowego
- 1.7. Zagrożenie klimatyczne
- 1.8. Prawidłowe rozpoznanie zagrożeń
- 1.9. Prawidłowo prowadzona profilaktyka

2. Warunki geologiczno-górnice

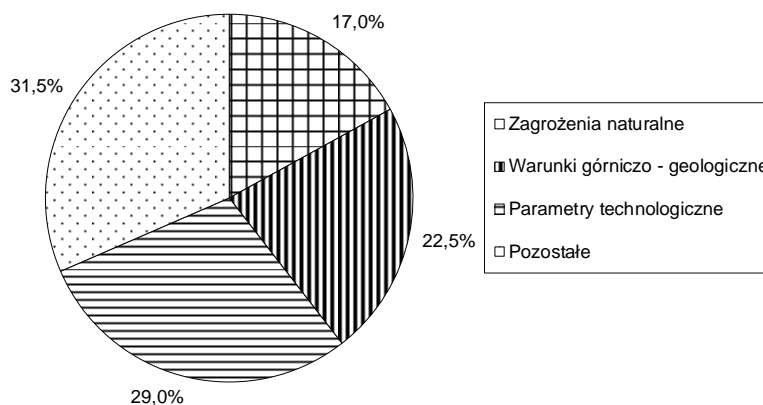
- 2.1. Wytrzymałość R_c urabianych skał
- 2.2. Zaburzenia tektoniczne
- 2.3. Stan stropu
- 2.4. Stan spągu
- 2.5. Nachylenie podłużne wyrobiska
- 2.6. Głębokość zalegania wyrobiska
- 2.7. Prawidłowe rozpoznanie złoża

3. Parametry technologiczne

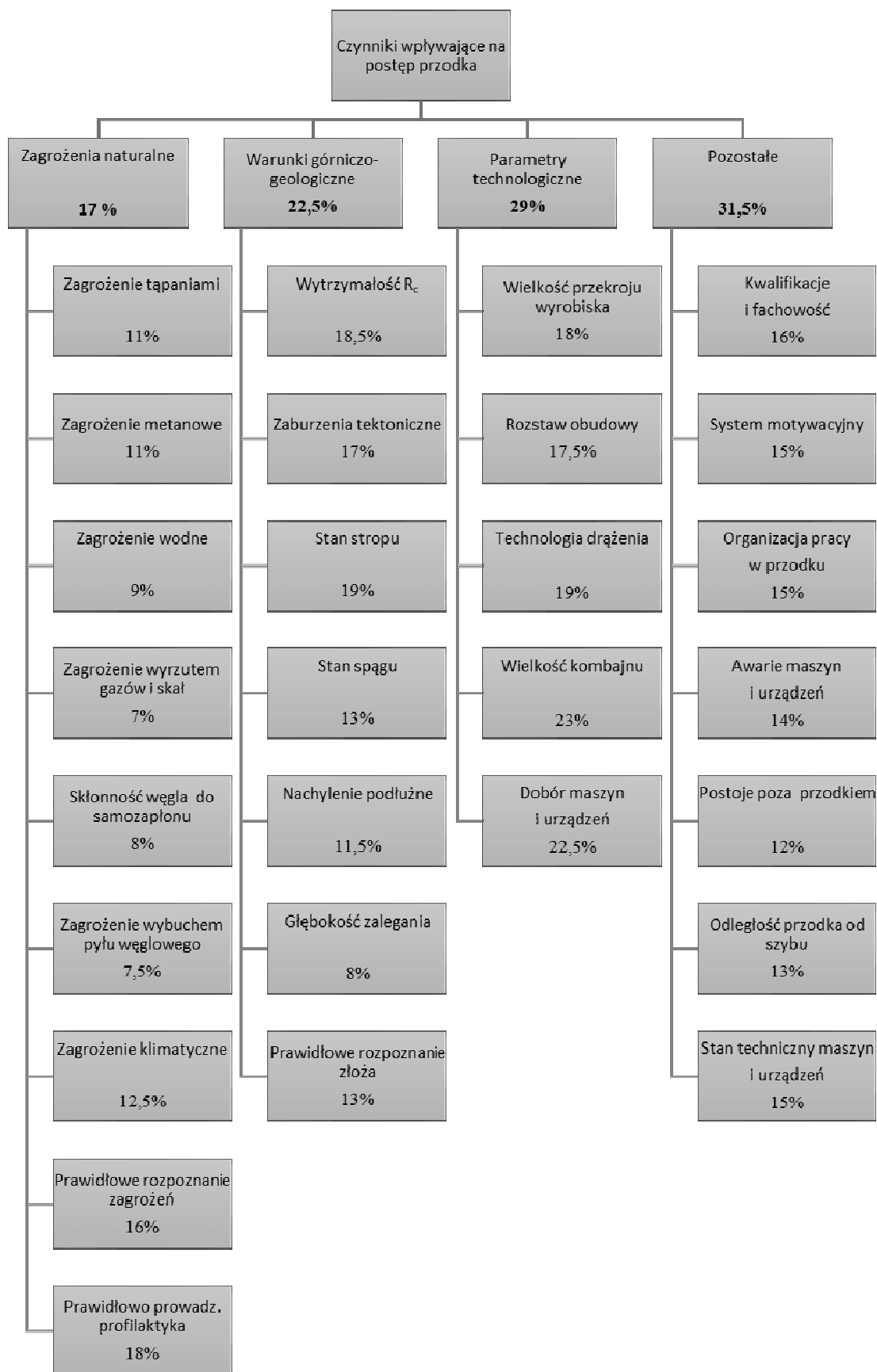
- 3.1. Wielkość przekroju urabianego wyrobiska
- 3.2. Rozstaw obudowy
- 3.3. Technologia drążenia
- 3.4. Wielkość kombajnu (moc silnika organu)
- 3.5. Dobór maszyn i urządzeń

4. Pozostałe

- 4.1. Kwalifikacje i fachowość pracowników
- 4.2. System motywacyjny załogi
- 4.3. Organizacja pracy w przodku
- 4.4. Awarie maszyn i urządzeń w przodku
- 4.5. Postoje poza przodkiem
- 4.6. Odległość przodka od szybu
- 4.7. Stan techniczny maszyn i urządzeń



Rys.3. Procentowy udział średnich wartości punktacji w poszczególnych grupach czynników



Rys.4. Procentowy udział wartości punktacji poszczególnych czynników w grupach

Ze względu na różną liczbę szczegółowych czynników zawartych w poszczególnych grupach, wyznaczono procentowy udział ważności każdej grupy czynników wpływających na postęp drążenia ze średniej wartości punktacji przypisanej do czynników w danej grupie (rys. 3). Wbrew obiegowym opiniom respondenci uznali za mniej istotne zagrożenia naturalne (17,0%) i warunki górniczo – geologiczne (22,5%), zaś za ważne parametry technologiczne drążonych wyrobisk i maszyn stosowanych w wybranej technologii drążenia (29,0%) oraz za najważniejsze czynniki z grupy „Pozostałe” (31,5%).

Udział procentowy ważności poszczególnych czynników w każdej grupie wyznaczono oddzielnie dla każdej grupy czynników (rys. 4). W uznanej przez respondentów za najmniej ważną ze względu na postęp drążenia grupie dotyczącej zagrożeń naturalnych za najistotniejsze uznano prawidłowe rozpoznanie zagrożeń (16%) i prawidłowo prowadzoną profilaktykę (18%), co przy spełnieniu tych warunków tłumaczy mniejszy wpływ samych zagrożeń na postęp drążonych wyrobisk. Wśród warunków górniczo – geologicznych za czynniki najbardziej wpływające na postęp drążenia uznano stan stropu wyrobiska (19%), wytrzymałość na ściskanie skał zalegających w przekroju wyrobiska (18,5%) i zaburzenia tektoniczne (17%). W grupach czynników o istotnym wpływie na postęp drążenia udział poszczególnych czynników jest bardziej równomierny. Wśród parametrów technologicznych za ważne uznano zarówno dobór odpowiednich maszyn i urządzeń (22,5%), wielkość kombajnu (23%) i technologię drążenia (19%), jak i parametry drążonych wyrobisk: wielkość przekroju wyrobiska (18%) i rozstaw odrzwi obudowy (17,5%). W grupie pozostałych czynników za równie ważne uznano kwalifikacje i fachowość załogi, stan techniczny maszyn i urządzeń, jak i organizację

pracy w przodku czy system motywacyjny załogi (od 15% do 16%).

Zdaniem autorów na szczególną uwagę zasługuje czynnik „System motywacyjny załogi” zamieszczony w ankiecie w kategorii „Pozostałe” uznany za mający istotny wpływ na postęp drążenia wyrobisk korytarzowych. Program motywacyjny dla pracowników spółki węglowej można przykładowo znaleźć w oficjalnym dokumencie zamieszczonym na stronie internetowej LW „Bogdanka” (rys. 5).

Przywileje w postaci „Motywacji” lub „Nagrody” mobilizują pracownika do wysiłku, gdyż w każdej sytuacji przekłada się to na możliwość zarobienia dodatkowych pieniędzy. Pracownik, który posiada akcje spółki staje się jednocześnie – w pewnym stopniu – jej współwłaścicielem i zmienia się całkowicie jego podejście do pracy.

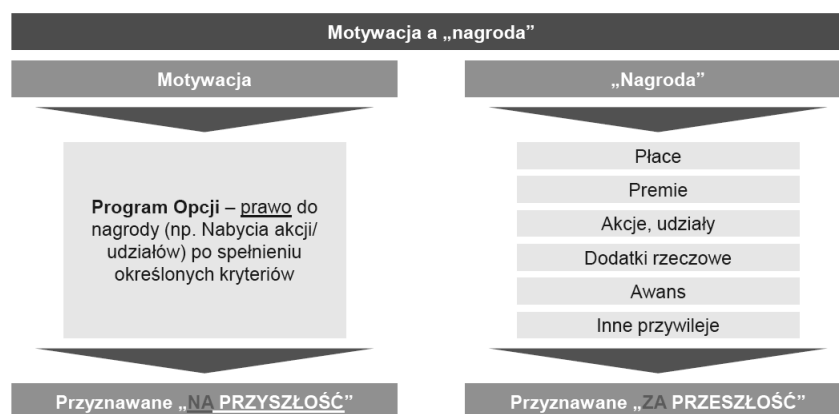
6. Podsumowanie

Na uzyskiwane postępy drążenia wyrobisk korytarzowych przy użyciu kombajnów chodnikowych wpływa bardzo duża liczba czynników górniczo – geologicznych, zagrożeń naturalnych, uwarunkowań technicznych i organizacyjnych. Postęp drążenia wyrobiska z wykorzystaniem wielu współdziałających ze sobą elementów często odbiega od wartości planowanych. Zaprezentowane porównanie rzeczywistych postępów drążenia uzyskanych przez trzy kombajny klasy średniej różnych producentów, które były eksploatowane w tym samym okresie w jednej z kopalń w podobnych warunkach górniczo-geologicznych, wskazuje na duże rozbieżności rzeczywistych postępów drążenia z planowanymi, pomimo korygowania planów co miesiąc.

POM to instrument nakierowany na długoterminowy wzrost wartości spółki



Program motywacyjny – wprowadzenie



Rys.5. Program motywacyjny LW Bogdanka [8]

Chcąc poznać opinię ludzi bezpośrednio kierujących drążeniem wyrobisk korytarzowych w kopalniach opracowano ankietę, którą wypełniło ponad 60 osób dozoru z kilkunastu kopalń i kilku firm zewnętrznych realizujących dla kopalń drążenie wyrobisk kombajnami chodnikowymi. Wbrew obiegowym opiniom respondenci uznali za mniej istotne zagrożenia naturalne i warunki górniczo – geologiczne, zaś za ważne parametry technologiczne drążonych wyrobisk i maszyn stosowanych w wybranej technologii drążenia oraz za najważniejsze często pomijane czynniki z grupy pozostałych. Wyniki ankiety przeprowadzonej wśród fachowców zajmujących się na co dzień problematyką drążenia wyrobisk korytarzowych wskazują na konieczność uwzględniania, zarówno przy planowaniu postępów drążenia, jak i przy ocenie rzeczywistych wyników, czynników ujętych w ankiecie w grupie pozostałych, takich jak: system motywacyjny, kwalifikacje załogi czy organizację prac w przodku. Przy rozpoznaniu zagrożeń i prawidłowo prowadzonej profilaktyce, odpowiednim doborze maszyn i urządzeń oraz technologii drążenia najważniejszym czynnikiem decydującym o postępie drążenia są ludzie, ich kwalifikacje i fachowość oraz zastosowany system motywacyjny.

Literatura

1. Sikora W., Cheluska P., Giza T., Sobota P., Mann R., Osadnik J.: Określenie sił i energochłonności

urabiania nożami stożkowymi. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice, 2000.

2. Dolipski M., Jaszczuk M., Sobota P., Gruszczak J.: Ocena efektywności drążenia wyrobisk korytarzowych kombajnami chodnikowymi. Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Energoszczędne i niezawodne maszyny górnicze”. Politechnika Śląska. Gliwice, 2000.
3. Feliks R.: „Dobór kombajnowego kompleksu chodnikowego w aspekcie uzyskania planowanych postępów w KWK”. Praca dyplomowa magisterska. Gliwice, 2014.
4. Jagiełło A. Pawełczyk H.: Metoda oceny efektywności drążenia wyrobisk korytarzowych w oparciu o analizę warunków górniczo-geologicznych – wskaźnik *Ws*. Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Nowoczesne metody urabiania węgla i skał zwięzłych – TUR 2007”. Kraków – Krynica 2007.
5. Materiały informacyjne firmy Famur
6. Materiały informacyjne firmy Kopex
7. Materiały informacyjne firmy Sandvik.
8. www.lw.com.pl

Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.

Celowość doświadczalnego wyznaczania charakterystyk wentylatorów lutniowych

Streszczenie

Omówiono charakterystyki ruchowe wentylatorów lutniowych wraz z określeniem parametrów nominalnych wentylatora oraz prawidłowej współpracy wentylatora z siecią wentylacyjną. Przedstawiono korzyści płynące z doświadczalnego wyznaczania charakterystyk i weryfikacji rzeczywistych parametrów wentylatora. Zaprezentowano możliwości badawcze ITG KOMAG w tym zakresie.

Summary

Operational characteristics of ventube fans, determination of nominal fan's parameters as well as proper cooperation of fans with the ventilation system are discussed. Benefits from experimental determination of fan's characteristics and from verification of real fan's parameters are given. KOMAG's testing infrastructure in this area is presented.

Słowa kluczowe: wentylator lutniowy, charakterystyka wentylatora, wydajność wentylatora, spiętrzenie całkowite wentylatora, badania wentylatora, stanowisko badawcze

Keywords: ventube fan, fan's characteristics, fan's output, total fan's ram effect, fan's testing, testing facility

1. Wprowadzenie

Problematyka wyznaczania charakterystyk wentylatorów lutniowych jest określona w załączniku do normy PN-G-04165:1974 [5]. Norma ta podaje jedynie ogólne wytyczne do określania charakterystyk, nie precyzując sposobu ich wyznaczania, odwołuje się jedynie do projektu normy dotyczącej wyznaczania charakterystyk na stanowiskach badawczych. Szczegółowe zasady doświadczalnego wyznaczania charakterystyk wentylatorów podano w PN-EN ISO 5801:2008 [4]. Konieczność doświadczalnego wyznaczenia charakterystyki wentylatora lutniowego nie jest poza tym umocowana w innego rodzaju przepisach. W związku z powyższym doświadczalne wyznaczenie charakterystyki jest w wielu przypadkach zaniechywane.

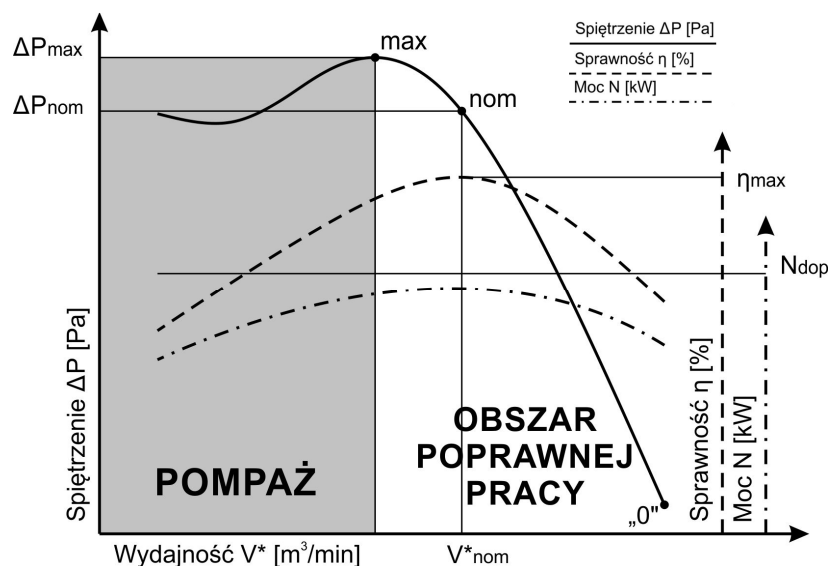
2. Charakterystyki wentylatorów lutniowych

Charakterystyki wentylatorów lutniowych przedstawiają zależności spiętrzenia całkowitego, mocy wentylatora oraz sprawności wentylatora od jego wydajności. Zazwyczaj przedstawia się je w formie wykresów, w układzie współrzędnych, w którym na osi poziomej przedstawiona jest wydajność, a na osiach pionowych – pozostałe parametry. Ze względu na duże różnice w wartościach liczbowych między spiętrzeniem (rzędu wielkości – tysiące paskali) a mocą i sprawnością (przeważnie kilkadziesiąt kW lub %), na wykresach używa się co najmniej dwóch różnych osi pionowych.

Typowe przebiegi charakterystyk wentylatora lutniowego przedstawiono na rysunku 1. Odpowiadają one charakterystykom wentylatorów stosowanych np. jako jednostki napędowe instalacji odpylających [7].

Charakterystyka spiętrzenia $\Delta P = f(V^*)$ rozpoczyna się w punkcie oznaczonym „0”, odpowiadającym swobodnemu przepływowi powietrza przez wentylator (bez dławienia). W miarę zwiększania dławienia wentylatora, wzrastają wartości spiętrzenia, a maleje jego wydajność. Krzywa przechodzi przez nominalny punkt pracy, oznaczony *nom*, a następnie osiąga maksimum w punkcie oznaczonym *max*. Ta część krzywej potocznie nazywana jest roboczą częścią charakterystyki lub – ze względu na jej położenie – prawą częścią charakterystyki. Dalsze dławienie powoduje wejście wentylatora w stan pompażu, charakteryzujący się jego niestabilną pracą. Praca wentylatora w stanie pompażu jest zabroniona. Dalsze dławienie powoduje, że spiętrzenie zazwyczaj początkowo maleje, po czym stabilizuje się na pewnym poziomie, bądź ponownie wzrasta, aż do punktu, w którym dalsze dławienie nie powoduje już znaczących zmian wydajności i spiętrzenia.

Krzywa sprawności $\eta = f(V^*)$ po stronie prawej części charakterystyki spiętrzenia osiąga maksimum, dla którego wydajność jest zazwyczaj większa niż wydajność odpowiadająca maksimum spiętrzenia. W pompażu, w miarę postępowania dławienia wentylatora, jego sprawność maleje w sposób monotoniczny.



Rys.1. Charakterystyki wentylatorów lutniowych [źródło: opr. wł.]

Krzywa mocy $N = f(V^*)$ ma zazwyczaj podobny przebieg do krzywej sprawności. Jej wyznaczenie pozwala na weryfikację, czy w czasie pracy wentylatora, dla założonej gęstości powietrza, nie występują przekroczenia dopuszczalnej mocy N_{dop} [W], którą dla zasilania prądem trójfazowym można określić na podstawie zależności:

$$N_{dop} = U_{nom} \times I_{nom} \times \sqrt{3} \times \cos \varphi \quad (1)$$

gdzie:

U_{nom} – nominalne napięcie zasilania silnika elektrycznego [V],

I_{nom} – nominalne natężenie prądu silnika elektrycznego [A],

$\cos \varphi$ – składowa współczynnika mocy związana z przesunięciem fazowym między pierwszą harmoniczną prądu i napięciem zasilania silnika elektrycznego.

lub, znając sprawność silnika elektrycznego:

$$N_{dop} = \frac{N_{nom}}{\eta_{el}} \quad (2)$$

gdzie:

N_{nom} – nominalna moc elektryczna silnika wentylatora [W],

η_{el} – sprawność silnika.

Krzywa mocy w żadnym punkcie nie może przekraczać poziomu mocy dopuszczalnej N_{dop} .

3. Nominalne parametry wentylatora lutniowego

Nominalne parametry wentylatora to wydajność i ciśnienie, określające punkt na charakterystyce wentylatora, w którym jego praca jest najbardziej efektywna w aspekcie energetycznym.

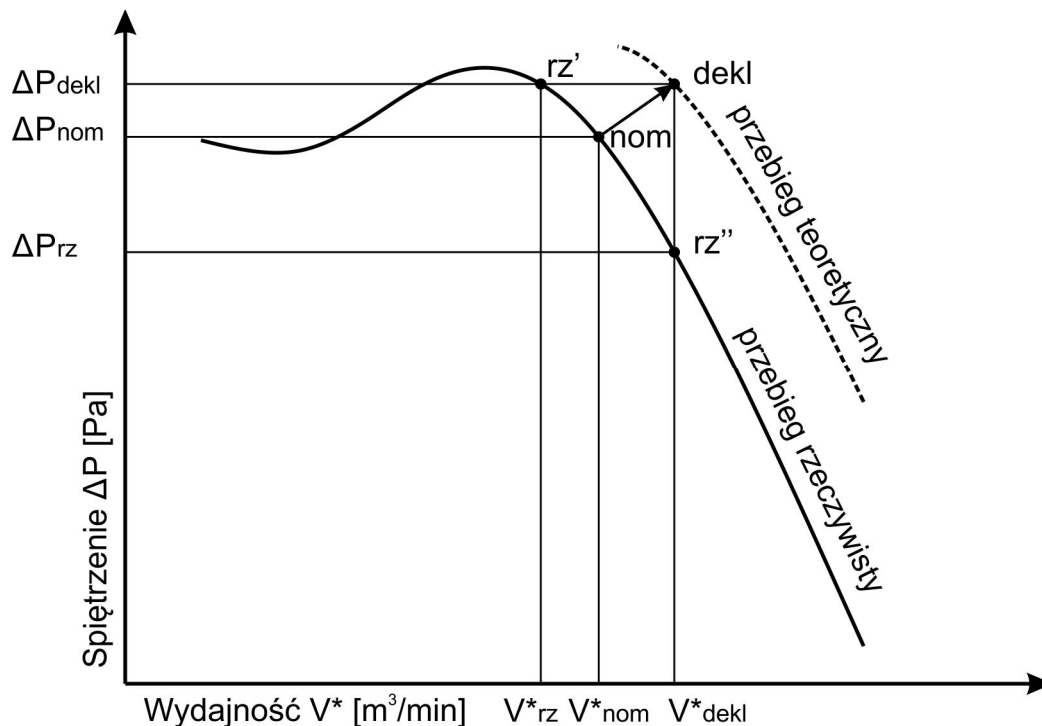
W praktyce, jako nominalny punkt pracy można przyjąć:

- 1) wydajność i odpowiadające jej ciśnienie, dla której wentylator osiąga maksimum sprawności,
- 2) wydajność odpowiadającą 90% wartości maksymalnego ciśnienia na roboczej (prawej) części charakterystyki,
- 3) wydajność i odpowiadające jej ciśnienie, dla której określono założenia obliczeń projektowych wentylatora.

Należy podkreślić, że przyjęcie nominalnych wartości wentylatora jest kwestią umowną. Wartości te określa producent wentylatora i podaje je w dokumentacji oraz na tabliczce znamionowej.

Charakterystyka wentylatora może być wyznaczona doświadczalnie, obliczeniowo lub na podstawie symulacji komputerowej przepływu powietrza w wentylatorze. W praktyce konieczne jest jednak każdorazowe doświadczalne zweryfikowanie wartości uzyskanych poprzez symulację teoretyczną lub obliczonych, ze względu na rozbieżności mogące wynikać m.in. z:

- niedokładności wykonania wentylatora,
- uproszczeń przyjętych w modelu obliczeniowym, np. założenia zerowej grubości łopatek wirnika i kierownicy, nieuwzględnienia wpływu rzeczywistych krawędzi łopatek na przepływ powietrza itp.,
- nieuwzględnienia w modelu obliczeniowym zadławień powodowanych przez niektóre elementy konstrukcyjne wentylatora, np. siatki ochronne na wlocie i wylocie wentylatora, kanały doprowadzające powietrze do silnika w wentylatorach o budowie typu „B” itp.,
- rozbieżności parametrów silnika elektrycznego z przyjętymi w modelu obliczeniowym.



Rys.2. Porównanie rzeczywistego przebiegu charakterystyki wentylatora z przebiegiem teoretycznym [źródło: opr. wł.]

Na rysunku 2 przedstawiono porównanie rzeczywistego przebiegu charakterystyki spiężenia z przebiegiem teoretycznym.

Zadeklarowanie przez producenta nominalnych parametrów wentylatora na obliczeniowej charakterystyce, oznaczonych jako punkt *dekl* może doprowadzić do uzyskania niższych rzeczywistych parametrów. Praca wentylatora przy zadeklarowanym spiężeniu ΔP_{dekl} , odpowiada w rzeczywistości parametrom pracy określonym w punkcie *rz'* (wydajność jest niższa niż deklarowana wydajność V^*_{dekl}). Punkt pracy wentylatora zbliża się w tym przypadku do maksimum charakterystyki spiężenia, co grozi niebezpieczeństwem wejścia w stan pompażu.

Eksploatacja wentylatora przy zadeklarowanej wydajności V^*_{dekl} prowadzi w rzeczywistości do pracy w punkcie oznaczonym *rz''*, w którym osiągnięte spiężenie ΔP_{rz} , ze względu na przebieg charakterystyki, jest dużo niższe od deklarowanego spiężenia ΔP_{dekl} .

Nominalny punkt pracy *nom*, któremu odpowiada nominalne spiężenie ΔP_{nom} i nominalna wydajność V^*_{nom} powinien być zatem określony na podstawie charakterystyki wyznaczonej doświadczalnie. Posługiwanie się charakterystyką teoretyczną może bowiem doprowadzić do uzyskiwania niższych parametrów pracy wentylatora niż zadeklarowane przez producenta.

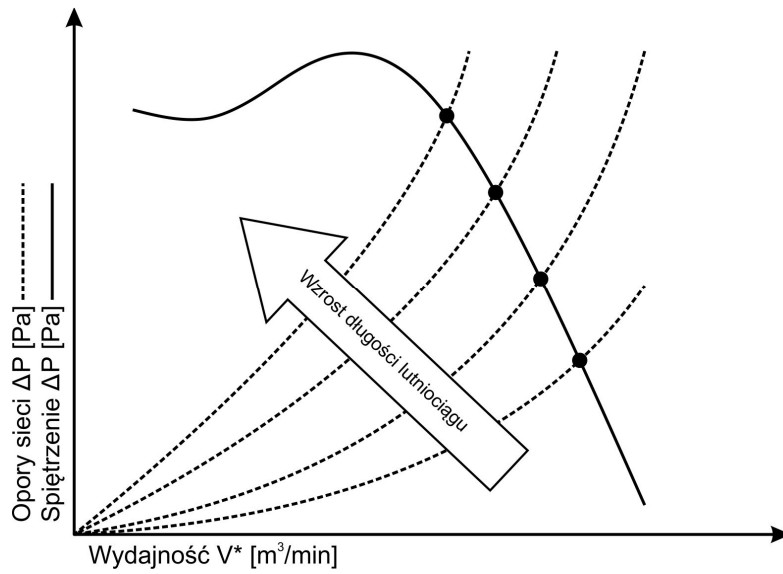
Powyższe przesłanki wyraźnie wskazują, że przeprowadzenie badań w celu wyznaczenia charakterystyki jest konieczne dla zagwarantowania prawidłowej i bezpiecznej pracy wentylatora.

4. Współpraca wentylatora lutniowego z siecią wentylacyjną

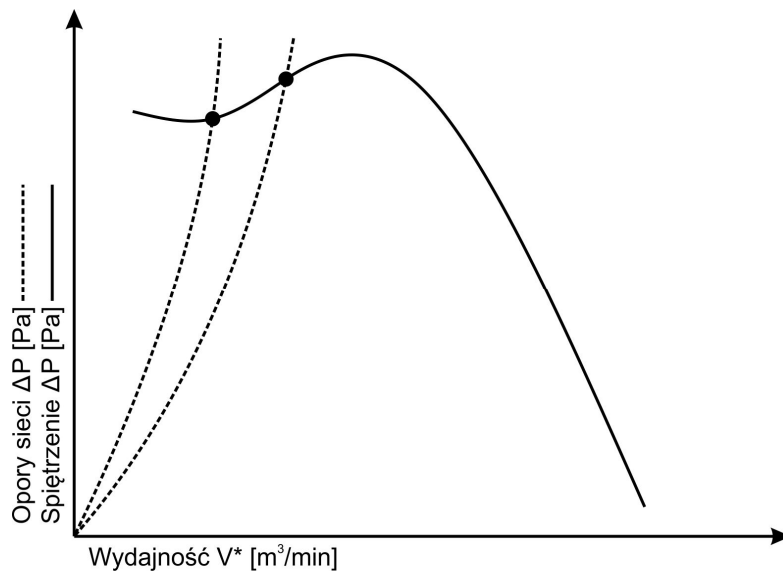
Podstawową funkcją wentylatora lutniowego jest przetłaczanie powietrza przez sieć wentylacyjną, którą może stanowić układ lutniociągów, instalacja odpylająca lub klimatyzacyjna. W sieci występują opory przetłaczania, rosnące z kwadratem prędkości przepływu powietrza (przy stałym polu przekroju – z kwadratem natężenia przepływu powietrza). W związku z tym sieć wentylacyjna ma charakterystykę o przebiegu parabolicznym, która przedstawia zależność oporów przepływu od wydajności powietrza.

Warunkiem poprawnej współpracy wentylatora z siecią wentylacyjną jest pokonanie oporów przepływu w sieci poprzez spiężenie wytwarzane przez wentylator, przy wydajności w przedziale odpowiadającym roboczej części jego charakterystyki. Parametry, przy których wentylator poprawnie współpracuje z siecią wentylacyjną, odpowiadają punktowi, w którym charakterystyka sieci przecina roboczą część charakterystyki wentylatora, co przedstawiono na rysunku 3.

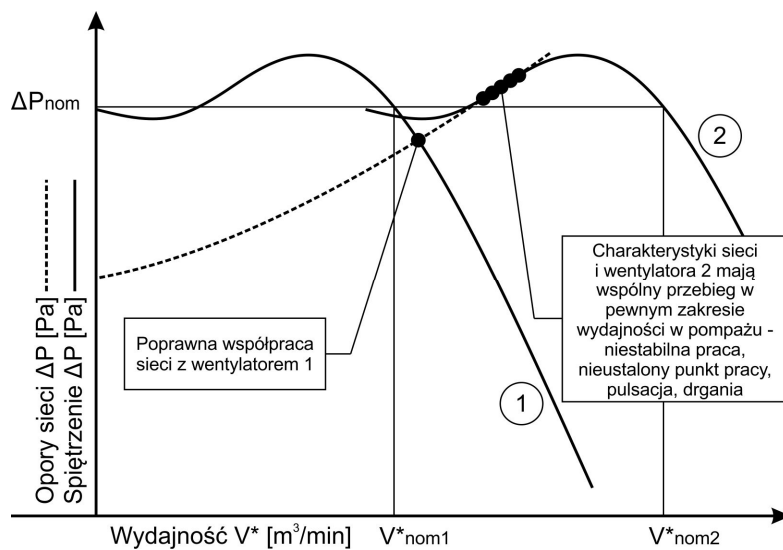
Należy podkreślić, że opory sieci mogą się zmieniać w czasie pracy, np. na skutek wydłużania lutniociągu (wzrost oporów przepływu), bądź poprzez zmniejszanie średnicy lutniociągu lub jego dławienie np. na skutek zagniecenia. W skrajnym przypadku opory sieci mogą być na tyle duże, że jej charakterystyka przecnie charakterystykę wentylatora w zakresie pompażu, co przedstawia rysunek 4.



Rys.3. Poprawna współpraca wentylatora z siecią wentylacyjną [źródło: opr. wł.]



Rys.4. Nieprawidłowa współpraca sieci wentylacyjnej z wentylatorem [źródło: opr. wł.]



Rys.5. Porównanie współpracy sieci wentylacyjnej z wentylatorami o różnych charakterystykach [źródło: opr. wł.]

W takim przypadku konieczne będzie zastosowanie innego wentylatora lub obniżenie oporów przepływu w sieci wentylacyjnej.

Dobór wentylatora do współpracy z daną siecią wentylacyjną powinien uwzględniać porównanie całej charakterystyki wentylatora z charakterystyką sieci wentylacyjnej i nie może się ograniczać jedynie do porównania parametrów nominalnych. Na rysunku 5 przedstawiono charakterystykę przykładowej sieci wentylacyjnej oraz charakterystyki dwóch różnych wentylatorów.

Analizowane wentylatory charakteryzują się podobnym przebiegiem zmienności charakterystyki spiętrzenia, taką samą wartością spiętrzenia nominalnego ΔP_{nom} , ale różnymi wartościami wydajności nominalnej $V_{nom1}^* < V_{nom2}^*$. Wentylator oznaczony liczbą 1 współpracuje prawidłowo z siecią wentylacyjną (charakterystyka oznaczona linią przerywaną). Jej punkt przecięcia się z charakterystyką wentylatora 1 leży na roboczej części charakterystyki wentylatora. Inaczej jest w przypadku wentylatora oznaczonego liczbą 2. Tutaj charakterystyka sieci pokrywa się w określonym zakresie z charakterystyką wentylatora 2, w zakresie pompażu. Skutkiem tego jest nieustalony punkt pracy, co w praktyce może powodować pulsacje wydajności, drania, niestabilną pracę i skutkować awarią wentylatora. Prawidłowo dobranym wentylatorem jest wentylator 1, mimo że wentylator 2 ma wyższą wydajność nominalną V_{nom2}^* .

Analizowany przypadek obrazuje konieczność porównywania całej charakterystyki wentylatora z charakterystyką sieci wentylacyjnej. Porównanie tylko parametrów nominalnych mogłoby wskazywać na wybór wentylatora 2, który jednak nie byłby w stanie prawidłowo współpracować z siecią (przy niestabilnych warunkach pracy mogłaby wystąpić awaria).

5. Potrzeba doświadczalnego wyznaczenia charakterystyk wentylatora lutniowego

Doświadczałne wyznaczenie charakterystyk wentylatorów lutniowych powinno być prowadzone na znormalizowanych stanowiskach badawczych. Zgodnie z normą PN-EN ISO 5801:2008 [4], wyróżnia się cztery typy stanowisk badawczych:

- typ A – swobodny wlot i swobodny wylot z wentylatora,
- typ B – swobodny wlot, kanał po stronie wylotu z wentylatora,
- typ C – kanał po stronie wlotu do wentylatora, swobodny wylot,
- typ D – kanały po stronie wlotu i wylotu z wentylatora.

Stanowisko badawcze powinno odzwierciedlać rzeczywiste warunki pracy wentylatora. Z uwagi na możliwość współpracy wentylatorów lutniowych

z urządzeniami odpylającymi, badania należy prowadzić w układzie ssącym, czyli na stanowisku typu C (w rzeczywistych warunkach wentylatory te montuje się po stronie oczyszczonego powietrza, a więc za urządzeniem odpylającym – praca w układzie ssącym).

Badania polegają na wywoływaniu i zwiększaniu wartości dławienia wentylatora i rejestracji dla każdego stanu:

- parametrów fizykochemicznych (temperatura, wilgotność powietrza, ciśnienie atmosferyczne),
- wartości ciśnienia odpowiadającej wartości wydajności powietrza, w zależności od przyjętej metody pomiaru natężenia przepływu powietrza,
- wartości podciśnienia przed wentylatorem, odpowiadającej spiętrzeniu wentylatora,
- wartości parametrów elektrycznych prądu zasilającego silnik elektryczny, w tym przede wszystkim mocy pobieranej przez silnik.

Rejestrowane wartości przelicza się, zgodnie z procedurami obliczeniowymi podanymi w normie i w literaturze [1, 2], na wartości zredukowane dla wzorcowej gęstości powietrza:

- wydajność powietrza V^* ,
- spiętrzenie całkowite ΔP ,
- sprawność wentylatora η ,
- moc wentylatora N .

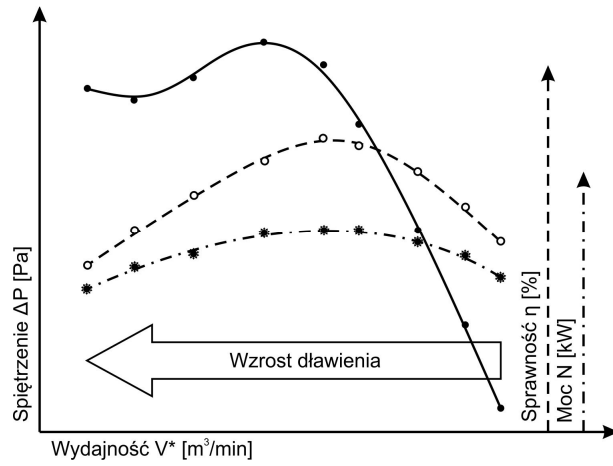
Jako wzorcową gęstość powietrza przyjmuje się wartość $1,2 \text{ kg/m}^3$ [5], jednak w przypadku wentylatorów, dla których przewiduje się eksploatację na dużych głębokościach, wyniki mogą zostać odniesione do wyższych wartości (w praktyce przyjmuje się wartości w przedziale od $1,2 \text{ kg/m}^3$ do $1,4 \text{ kg/m}^3$).

Dla każdego stanu dławienia i dla każdej krzywej uzyskuje się w ten sposób jeden punkt. Następnie na drodze estymacji, np. krzywymi wielomianowymi, uzyskuje się końcowe wykresy charakterystyk, co przedstawiono na rysunku 6.

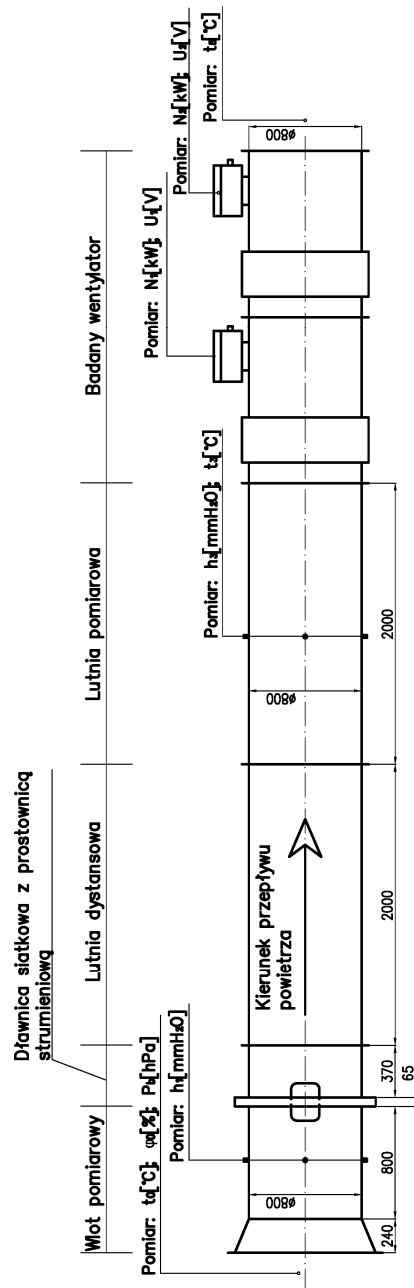
Instytut Techniki Górniczej KOMAG posiada znormalizowane stanowisko do badań wentylatorów lutniowych typu C, umożliwiające badania wentylatorów o średnicach od 600 do 1000 mm. Schemat stanowiska przedstawiono na rysunku 7.

Powietrze jest zasysane do wentylatora przez układ pomiarowy, składający się z:

- stożka dopływowego ISO, służącego do pomiaru natężenia przepływu powietrza według PN-ISO 5221:1994 [6],
- dławnicy siatkowej, w której za pomocą różnej ilości siatek uzyskuje się różne stany dławienia wentylatora,
- lutni dystansowej z prostownicą strumienia, w której uzyskuje się wyprostowanie i uspokojenie strumienia,
- lutni pomiarowej, w której odczytywane są parametry strugi powietrza przed wentylatorem.



Rys.6. Doświadczalne wyznaczenie charakterystyk wentylatora [źródło: opr. wł.]



Rys.7. Schemat stanowiska badawczego [źródło: opr. wł.]

Zgodnie z wyżej wymienioną normą na stanowisku oznaczone są przekroje pomiarowe:

- 0 – przed wlotem do układu pomiarowego (parametry otoczenia),
- 1 – stożek dopływowy ISO,
- 3 – lutnia pomiarowa przed wentylatorem,
- 5 – wylot z wentylatora.

Na stanowisku badane są wentylatory lutniowe, w tym wentylatory: jednostopniowe, dwustopniowe przeciwbieżne, dwustopniowe szeregowe, jedno- i dwubiegowe. Prowadzone badania mają charakter badań prototypów wentylatorów, jak również badań weryfikacyjnych, mających na celu potwierdzenie parametrów deklarowanych przez producentów.

Wykonywane są również prace badawcze, w wyniku których określa się wpływ regulacji prędkości obrotowej wirnika wentylatora, za pomocą przemiennika częstotliwości, na uzyskiwane parametry przepływowe [3]. Stanowisko służy również do optymalizacji konstrukcji wentylatorów np. poprzez badanie wentylatorów z różnymi wirnikami w celu określenia wariantu gwarantującego osiągnięcie najwyższych parametrów.

6. Podsumowanie

Prawidłowe wyznaczenie charakterystyk ruchowych wentylatorów lutniowych umożliwia ich poprawną współpracę z sieciami wentylacyjnymi.

Charakterystyki wentylatorów należy każdorazowo wyznaczać doświadczalnie w celu uniknięcia błędów mogących wynikać z uproszczeń przyjmowanych w modelach obliczeniowych oraz w celu uwzględnienia rozbieżności pomiędzy modelem a rzeczywistą konstrukcją. Doświadczalne wyznaczenie charakterystyk może również zostać wykorzystane do doskonalenia modeli obliczeniowych, w tym weryfikacji, czy zakładane w modelu parametry znajdują odzwierciedlenie w wynikach uzyskiwanych eksperymentalnie oraz do eliminacji błędów w modelach.

Analiza charakterystyki wentylatora i charakterystyki sieci, z którą wentylator ma współpracować, pozwala ustalenie warunków prawidłowej i bezpiecznej pracy.

Instytut Techniki Górniczej KOMAG dysponuje znormalizowanym stanowiskiem badawczym, pozwalającym na wyznaczanie rzeczywistych charakterystyk wentylatorów lutniowych, jak również na weryfikację parametrów podawanych przez producentów lub wynikających z modelu obliczeniowego, jak również badanie wpływu czynników eksploatacyjno – konstrukcyjnych na parametry pracy wentylatorów.

Literatura

1. Bieniek Cz., Kolendarski W., Ostrowski J., Sobczyński W.: Wentylatory osiowe, Wydawnictwa naukowo – Techniczne, Warszawa 1961.
2. Fortuna S.: Wentylatory – podstawy teoretyczne, zagadnienia konstrukcyjno – eksploatacyjne i zastosowanie, Techwent, Kraków 1999.
3. Jedziniak M.: Regulacja prędkości obrotowej wentylatora lutniowego za pomocą przemiennika częstotliwości część I. Maszyny Górnicze 2012 nr 4 s. 23-27.
4. PN-EN ISO 5801:2008 Wentylatory przemysłowe. Badanie charakterystyk działania na stanowiskach znormalizowanych.
5. PN-G-04165:1974 Wentylatory osiowe miejscowego przewietrzania. Podstawowe wymagania.
6. PN-ISO 5221:1994 Rozprowadzanie i rozdział powietrza. Metody pomiaru przepływu strumienia powietrza w przewodzie.
7. Prostański D., Jedziniak M.: Rozwój systemów zwalczania zagrożeń pyłowych. Maszyny Górnicze 2013 nr 2 s. 87-98.

Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.

dr inż. Jarosław TOKARCZYK
dr inż. Marek DUDEK
mgr inż. Kamil SZEWERDA
mgr inż. Andrzej TUREWICZ
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Stan i kierunki rozwoju systemu wspomagania prac inżynierskich pomocniczego transportu kopalnianego Safe Trans Design (STD)

Streszczenie

W artykule przedstawiono modułowy system wspomagania projektowania transportu kopalnianego STD (Safe Trans Design), opracowany w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG, wdrożony i stosowany w Jastrzębskiej Spółce Węglowej S.A. Scharakteryzowano jego poszczególne moduły tematyczne w tym: konfigurator kolejek podwieszonych, moduł obliczeń trakcyjnych oraz moduł analiz kolizyjności 2D. Omówiono kierunki przyszłych prac nad rozwojem systemu.

Słowa kluczowe: system wspomagania projektowania transportu kopalnianego, konfigurator kolejek podwieszonych, moduł obliczeń trakcyjnych, moduł analiz kolizyjności, konfigurator zestawu nośnego

Keywords: system for aiding the designing process of mine transportation, configurator of suspended monorails, module for traction calculations, module for collision analysis, configurator of carrying system

Summary

Safe Trans Design (STD) modular system aiding designing of mine transport, which was developed at the KOMAG Institute of Mining Technology, and implemented and used at Jastrzebska Coal Company, JSC, is presented. Its thematic modules, including configurator of suspended monorails, traction calculations module and module for 2D collision analyses, are characterized. Directions of future work on development of the system are discussed.

1. Wstęp

Zwiększająca się długość tras kolejek spągowych i podwieszonych w polskich kopalniach węgla kamiennego oraz brak zunifikowanego podejścia do tworzenia dokumentacji systemów transportowych pociąga za sobą konieczność standaryzacji w tej dziedzinie. Dokumentacje te opracowywane są również w przypadku udostępniania trasy nowym środkom transportu. Dokumentacja obejmuje m.in. takie aspekty jak właściwy dobór ciągnika, wózków hamulcowych czy zestawów nośnych w określonych warunkach, dotyczących np. posiadanych przez daną kopalnię typów tras podwieszonych (długość szyn, nośność zawiesi, rodzaj profilu, z listwą zębatą itp.), a także specyfiki występujących dróg transportowych. Skutkiem takiego stanu rzeczy jest konieczność prowadzenia przez pracowników kopalń wielu obliczeń i analiz weryfikacyjnych, których zakres rozszerza się, między innymi wskutek modernizacji górniczych środków transportu pomocniczego, gdzie jeszcze do niedawna stosowano przede wszystkim linowe kolejki podwieszane i spągowe. W Instytucie Techniki Górniczej KOMAG od kilku lat rozwijany jest modułowy system wspomagania projektowania transportu kopalnianego Safe Trans Design (STD), który umożliwia dobór poszczególnych komponentów kolejki podwieszanej i ich kompleksową ocenę [5]. W niniejszym artykule przedstawiono, zarówno

aktualną wersję systemu wspomagania projektowania transportu kopalnianego, z której korzystają pracownicy Jastrzębskiej Spółki Węglowej S.A., jak również kierunki rozwoju systemu STD.

2. Ogólna charakterystyka modułów systemu STD, wdrożonych w Jastrzębskiej Spółce Węglowej S.A.

Obecnie w Jastrzębskiej Spółce Węglowej S.A. wdrożone są dwa moduły systemu STD, rysunek 1.



Rys.1. Moduły systemu STD wdrożone w kopalniach Jastrzębskiej Spółki Węglowej S.A. (opracowanie własne na podstawie [1, 6, 7])

Dostęp do modułów jest zdalny, tzn. system umiejscowiony jest na serwerze, z którym, za pomocą stacji roboczych, łączą się uprawnieni użytkownicy. Konfigurator kolejek podwieszonych umożliwia

przygotowanie danych wejściowych do obliczeń trakcyjnych (pełni rolę preprocesora). Dane wejściowe dotyczą następujących komponentów kolejki podwieszanej:

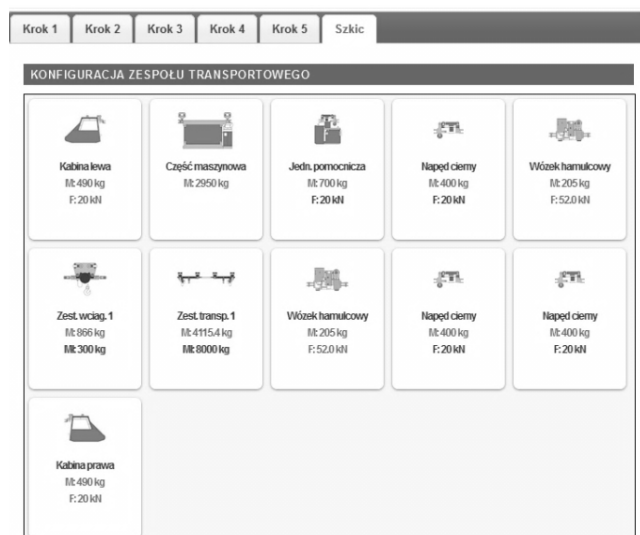
- ciągnik: kabiny operatorów, napędy (cierne, zębate), część maszynowa oraz jednostka pomocnicza,
- wózki hamulcowe,
- zestawy nośne,
- zestawy wciągników,
- ciągła.

Moduł obliczeń trakcyjnych służy do wykonania obliczeń umożliwiających ocenę wybranej konfiguracji kolejki podwieszanej w świetle określonych warunków przyszłego prowadzenia transportu.

2.1. Konfigurator kolejek podwieszonych

Konfigurowanie ciągnika możliwe jest po wprowadzeniu następujących danych: typ kabiny, liczba i rodzaj napędów, typ części maszynowej oraz typ jednostki pomocniczej. Wózki hamulcowe dobierane są ze względu na wartość statycznej siły hamownia oraz układu, w którym mogą pracować, np. DUO lub QUADRO. Dobór zestawów nośnych i wciągników wymaga podania przez użytkownika danych trasy, tj. profilu szyny, długości szyn oraz nośności złączy. Parametry trasy mogą znacząco wpłynąć na obniżenie masy przewożonych ładunków.

Konfiguracja kolejki podwieszanej jest przedstawiana w postaci interaktywnego schematu, na którym istnieje możliwość wzajemnego przemieszczania poszczególnych komponentów kolejki, rysunek 2.



Rys.2. Graficzna prezentacja konfiguracji [6]

Uzupełnieniem graficznej prezentacji kolejki jest wykaz ciągieł łączących poszczególne komponenty. W ten sposób możliwe jest dokładne obliczenie długości i masy kolejki.

2.2. Moduł obliczeń trakcyjnych

Utworzona konfiguracja kolejki podwieszanej jest zapisywana w bazie danych, w postaci pliku projektu i weryfikowana za pomocą modułu obliczeń trakcyjnych. Prowadzenie obliczeń trakcyjnych jest obowiązkowe, a ich wyniki zamieszcza się w Dokumentacji Układu Transportu [3].

Realizacja obliczeń jest w pełni automatyczna, a wyniki są udostępniane użytkownikowi w postaci pliku raportu. Zawartość raportu oraz możliwe warianty obliczeń opublikowano w [6].

3. Doskonalenie funkcjonalności modułów systemu STD

Moduły systemu STD wdrożone w JSW S.A. są na bieżąco uaktualniane i udoskonalane. Celem wprowadzanych zmian jest poprawa funkcjonalności, takiej jak zwiększenie prędkości wykonywania obliczeń, generowania raportu czy wczytywania stron internetowych systemu. Uaktualnienia te są wynikiem propozycji pracowników JSW S.A. (użytkowników) oraz aktualnych trendów i technik, jakie wykorzystywane są przez deweloperów stron internetowych. W ramach użytkowania systemu przeprowadzono wiele spotkań, konsultacji, a także szkolenia. Wymiana danych pomiędzy modułami realizowana jest w oparciu o strukturę bazodanową. Obecnie w bazie danych znajduje się ok. 300 rekordów obejmujących dane tekstowe i graficzne dotyczące ciągników (napędy, kabiny, części maszynowe, jednostki pomocnicze), wózków hamulcowych, zestawów nośnych, wciągników, trawers wzdłużnych i poprzecznych, ciągieł, szyn trasy oraz elementów graficznych (ikonek). Obecnie opracowywane i rozwijane są moduły przedstawione na rysunku 3.



Rys.3. Rozwijane moduły systemu STD (opracowanie własne na podstawie [1, 6, 7])

W okresie wdrażania systemu w JSW S.A. zmodyfikowano szkielet strony tak, aby zapewnić przyjazne korzystanie z systemu STD na smartfonach i tabletach. Wielkość liter oraz układ dostosowany jest do rozdzielczości ekranu, co sprawia, że nawet na małym ekranie możliwa jest obsługa systemu STD. Dodatkowo wprowadzono zakładkę *nowości*, gdzie

podawane są informacje o zmianach systemu STD, szkoleniach, ankietach, itp.

W celu zapewnienia użytkownikowi większej przejrzystości zrezygnowano z bocznego menu, przez co obszar roboczy poszczególnych modułów zwiększył się. Opcje z bocznego menu przeniesiono na górną część obszaru roboczego strony internetowej.

Do zmian w module konfiguratora kolejek podwieszonych można zaliczyć następujące nowe funkcje:

- *intro* – podświetlenie poszczególnych pól konfiguratora, które informują użytkownika jakie czynności należy wykonać w danym kroku,
- *podgląd* – przedstawienie, w formie tabelarycznej, danych dotyczących trasy oraz wybranych składników kolejki podwieszanej,
- *info* – wyświetlenie informacji na temat wybranego składnika kolejki. Funkcja ta jest dostępna w odniesieniu do każdego elementu kolejki podwieszanej,
- możliwość wybrania elementów kolejki nie będących w posiadaniu spółki węglowej, a które są aktualnie oferowane przez producentów. Składniki te są wyróżnione innym kolorem oraz ikonką. Możliwość wykorzystania komponentów kolejki podwieszanej niebędących w posiadaniu spółki pozwoli na sprecyzowanie parametrów technicznych środków transportu przed ich ewentualnym zakupem,
- możliwość zapisu charakterystyki graficznej w popularnych formatach PNG, JPG, PDF, SVG. W przypadku ciągnika dodano wykres z charakterystyką prędkości. Obecnie wykresy przedstawiają aktualną charakterystykę z wprowadzonymi danymi trasy (nachylenie, siła pociągowa, prędkość),
- wykaz i dobór cięgieł łączących składniki kolejki podwieszanej realizowany jest w oddzielnym kroku w konfiguratorze.

Moduł wspomaganie obliczeń trakcyjnych rozszerzono o możliwość dodania charakterystyk graficznych i tabelarycznych. Z uwagi na różne typy danych wprowadzanych w poszczególnych modułach, opracowano dwie, następujące listy projektów:

- projekty z modułu konfiguratora obliczeń trakcyjnych oraz modułu wspomaganie obliczeń trakcyjnych,
- projekty z modułu analizy kolizyjności 2D kolejek spągowych.

Oprócz rozwoju wdrożonych funkcji w modułach, opracowywane są aktualnie komercyjne wersje modułu analiz kolizyjności 2D w odniesieniu do kolejek spągowych i podwieszonych oraz konfigurator zestawów nośnych.

3.1. Moduł analiz kolizyjności 2D

Moduł analiz kolizyjności 2D wspomaga projektanta w tworzeniu nowej lub uaktualnieniu istniejącej trasy systemu transportu. Umożliwia przeprowadzenie symulacji przejazdu urządzenia transportowego (platformy transportowej, zestawu nośnego) wraz z ładunkiem po trasie kolejki. W trybie analizy 2D, w odniesieniu do wybranych odcinków trasy (zakręty, skrzyżowania, rozwidlenia), wyznaczane są: obwiednia ładunku, obwiednia platformy transportowej, obwiednia trawers i obwiednia odstępów ruchowych. Wyniki analizy kolizyjności dokumentowane są w postaci plików graficznych CAD, co umożliwia ich analizę i dalszą obróbkę przez projektanta systemu transportowego.

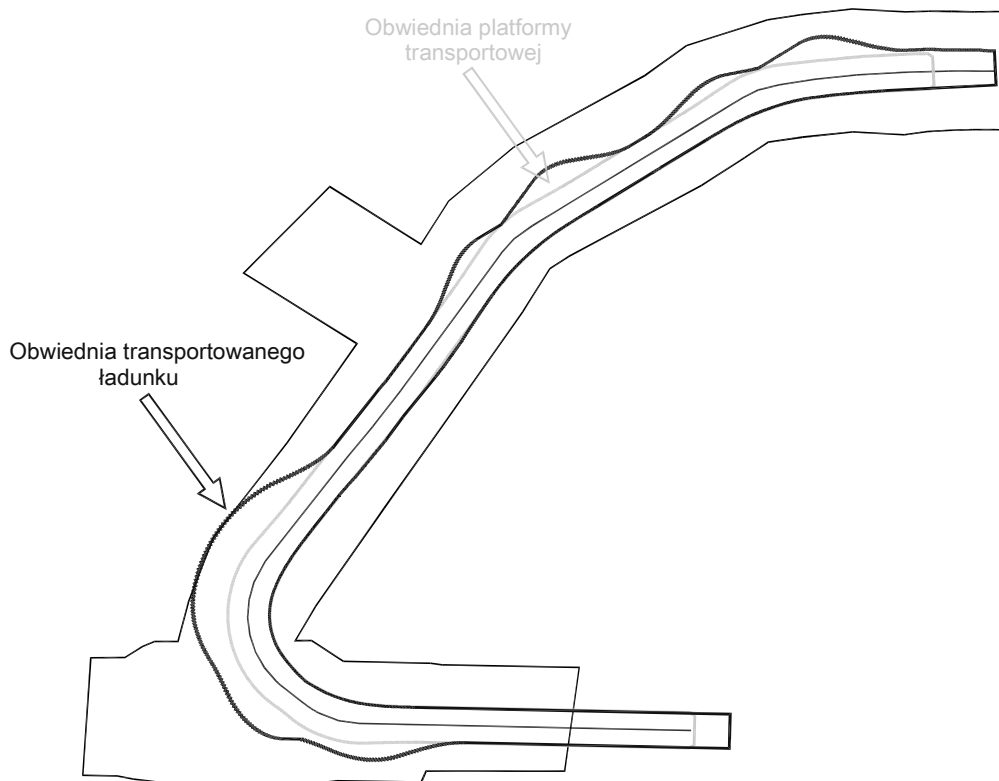
Obecnie większość dokumentacji rysunkowej tych projektów powstaje z wykorzystaniem systemu projektowania AutoCAD, który jest jednym z systemów wspomaganie projektowania CAD (ang. *Computer Aided Design*).

Pracownicy Działów Przygotowania Produkcji kopalń, na lokalnych stacjach roboczych wyposażonych w program AutoCAD, przygotowują plik DWG z wybranym fragmentem trasy kolejki. Następnie, poprzez przeglądarkę internetową, logują się do systemu STD. Po wybraniu modułu analizy kolizyjności 2D, poprzez formularz internetowy, wprowadzają dane niezbędne do przeprowadzenia analizy. Analizy kolizyjności wykonywane są przez autorskie oprogramowanie, pracujące w środowisku AutoCAD Server. Wyniki analizy, w postaci plików DWG, z poszczególnych etapów pracy programu, przesyłane są do użytkownika końcowego, w postaci pliku archiwum, np. ZIP.

W trakcie prowadzenia symulacji można wyróżnić następujące etapy pracy programu do analizy kolizyjności 2D kolejek spągowych (pliki DWG tworzone przez program symulacyjny):

- lokalizacja urządzenia transportowego, wraz z ładunkiem na początku trasy,
- kolejne kroki symulacji przejazdu urządzenia transportowego, wraz z ładunkiem po trasie kolejki; ślady urządzenia transportowego oraz ładunku,
- wyznaczenie obwiedni urządzenia transportowego oraz ładunku – przedstawiono na rysunku 4,
- wyznaczenie obwiedni odstępów ruchowych.

Moduł do analizy kolizyjności 2D może być stosowany w przypadku projektów systemu transportu, w których dokumentacja rysunkowa wykonywana jest w różnych systemach CAD. W takim przypadku dane wejściowe z systemu CAD (trasa kolejki, zarys wyrobiska), eksportowane są w formacie pliku DWG AutoCAD'a, zaś wyniki analizy kolizyjności eksportowane są przez program AutoCAD w postaci plików systemu CAD, stosowanego w danej spółce węglowej.



Rys.4. Analiza kolizyjności 2D dla kolejki spągowej. Przykładowy wynik pracy programu w odniesieniu do etapu 3 – obwiednie urządzenia transportowego (platformy transportowej) oraz ładunku [1]

3.2. Konfigurator zestawu nośnego

W przypadku kompletnych, modułowych zestawów nośnych, producenci zamieszczają w instrukcji ograniczenia nośności zestawu, w funkcji długości szyn trasy kolejki podwieszanej oraz nośności złączy na trasie, czyli tzw. charakterystykę nośności. Jakakolwiek modyfikacja zestawu, np. wymiana cięgieł na krótsze, nie uwzględniona w instrukcji, nie jest możliwa, ponieważ ten sam ciężar użyteczny (netto) ładunku, mógłby spowodować przekroczenie dopuszczalnego obciążenia pojedynczego łuku obudowy chodnikowej, wynoszącego 40 kN. W ramach systemu STD rozwijane jest narzędzie umożliwiające konfigurację zestawów nośnych zbudowanych z wciągników hydraulicznych lub ręcznych, zamontowanych na wózkach nośnych kolejek podwieszonych, a następnie prowadzenie wymaganych obliczeń weryfikujących w trybie automatycznym.

Tok obliczeń w konfiguratorze zestawu nośnego jest następujący [7]:

- konfiguracja modułowego zestawu nośnego z dostępnych komponentów – dobór cięgieł, belek nośnych oraz wciągników,
- pozycjonowanie środka ciężkości transportowanego ładunku,

- obliczenie wartości sił na rolkach nośnych utworzonego zestawu, pochodzących od sumy mas zestawu nośnego i transportowanego ładunku,
- przeprowadzenie symulacji przejazdu i obliczenie maksymalnego obciążenia zawiesia dla zadanych parametrów trasy.

Wynikiem działania modułu jest charakterystyka nośności zestawu w funkcji parametrów trasy.

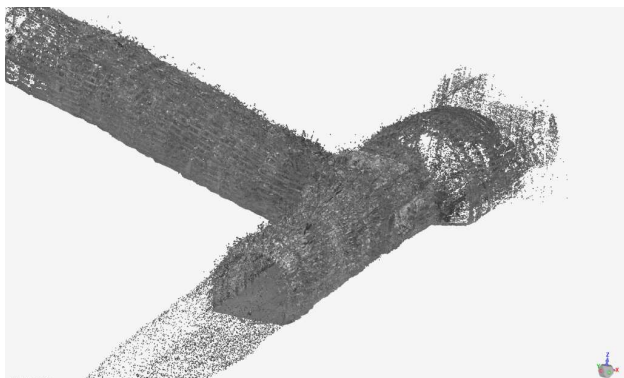
4. Kierunki rozwoju systemu STD

W ramach aktualnych prac badawczych rozwijany będzie moduł analiz kolizyjności oraz opracowywany nowy moduł do analiz dynamicznych.

4.1. Rozwój modułu analiz kolizyjności

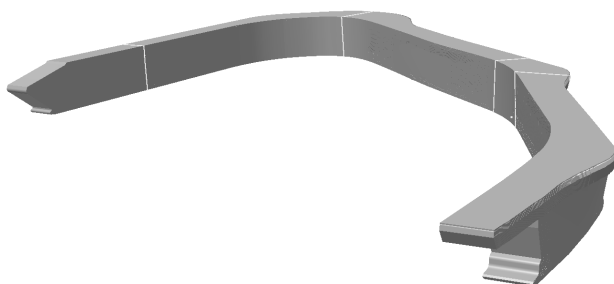
Pełną analizę kolizyjności przeprowadza się dysponując przestrzennym modelem geometrycznym wyrobiska chodnikowego oraz przestrzennym modelem geometrycznym odzwierciedlającym ślad bryły transportowanego ładunku. W celu utworzenia przestrzennego modelu geometrycznego wyrobiska chodnikowego, odzwierciedlającego jego rzeczywiste wymiary, należy wykonać skanowanie laserowe. W Instytucie KOMAG, w ramach prac badawczych [2]

przeprowadzono skanowanie przestrzenne fragmentu wyrobiska korytarzowego (skrzyżowania), przeznaczony do transportu materiałów i przewozu osób. Wynik skanowania w postaci chmury punktów przedstawiono na rysunku 5.



Rys.5. Wynik skanowania przestrzennego – chmura punktów – skrzyżowanie korytarzowych na drodze transportowej – rzut izometryczny [2]

W celu utworzenia przestrzennego modelu geometrycznego odzwierciedlającego ślad bryły transportowanego ładunku, przeprowadzono symulację przejazdu urządzenia transportowego, wraz z ładunkiem, po trasie kolejki spągowej, z założonym krokiem symulacji. Po każdym kroku tworzono kopię modelu geometrycznego ładunku w postaci bryły 3D. Po zakończeniu symulacji, wszystkie kopie połączono w jedną bryłę 3D, rysunek 6.

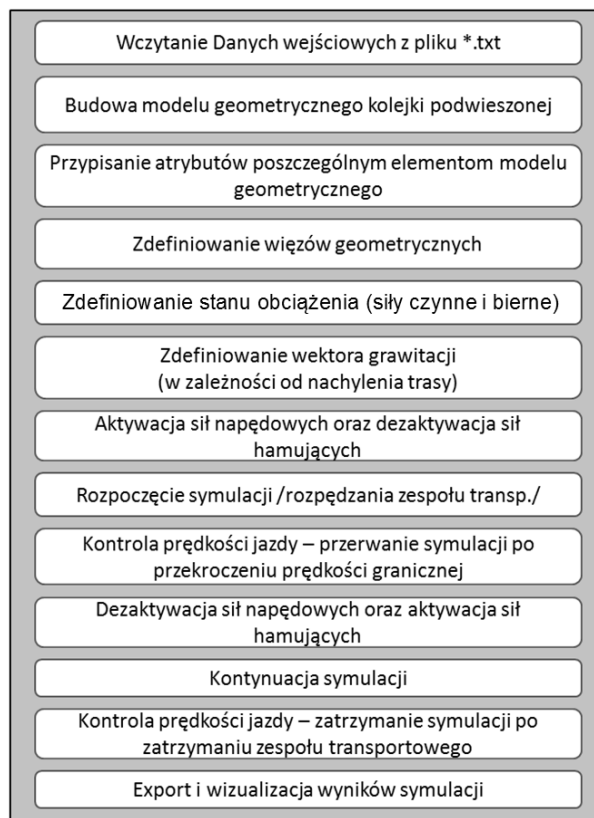


Rys.6. Przykładowe badania symulacyjne – ślad bryły transportowanego ładunku [Źródło: opracowanie własne]

Dysponując modelem 3D wyrobiska chodnikowego oraz modelem 3D odzwierciedlającym ślad bryły transportowanego ładunku, dokonuje się ich wzajemnej orientacji aby uzyskać jeden model 3D, zawierający wyrobisko chodnikowe oraz ślad transportowanego ładunku. Następnie, dokonuje się przecięcia tak otrzymanego modelu 3D płaszczyznami równoległymi do spągu (w wyniku przecięcia uzyskuje się obwiednię transportowanego ładunku wpisaną w przekrój podłużny wyrobiska) lub płaszczyznami zawierającymi kolejne łuki obudowy chodnikowej (w wyniku przecięcia otrzymywany jest przekrój poprzeczny transportowanego ładunku wpisany w przekrój poprzeczny wyrobiska).

4.2. Rozwój modułu analiz dynamicznych

Moduł analiz dynamicznych umożliwić będzie obliczanie przeciążeń dynamicznych występujących w określonych stanach pracy kolejki podwieszanej. Na rysunku 7 przedstawiono przykładowy algorytm działania modułu analiz dynamicznych, w sytuacji awaryjnego hamowania.



Rys.7. Algorytm działania modułu analiz dynamicznych w sytuacji awaryjnego hamowania kolejki podwieszanej [4]

System STD automatycznie tworzy plik zawierający dane wejściowe wymagane do budowy dynamicznego modelu obliczeniowego kolejki podwieszanej. Po wczytaniu pliku danych generowany jest uproszczony model geometryczny, przedstawiony na rysunku 8.

Poszczególne komponenty modelu połączone są więzami geometrycznymi oraz posiadają przypisane atrybuty wymagane do budowy modelu obliczeniowego. Warunki początkowe i brzegowe modelu obliczeniowego zawierają nachylenie trasy, po której przemieszcza się kolejka podwieszona oraz jej stan obciążenia wynikający z masy własnej, mas transportowanych ładunków, a także wartości sił napędowych i hamowania (sił czynnych). Po utworzeniu modelu obliczeniowego uruchamiana jest symulacja, zgodnie z opracowanym algorytmem (rys. 7). Przewiduje się, że wyniki symulacji udostępniane za pomocą systemu STD, w module obliczeń trakcyjnych będą zawierać:

- prędkość jazdy kolejki podwieszonej,
- przyspieszenie kolejki podwieszonej,
- siły działające na ciągła łączące poszczególne komponenty kolejki.

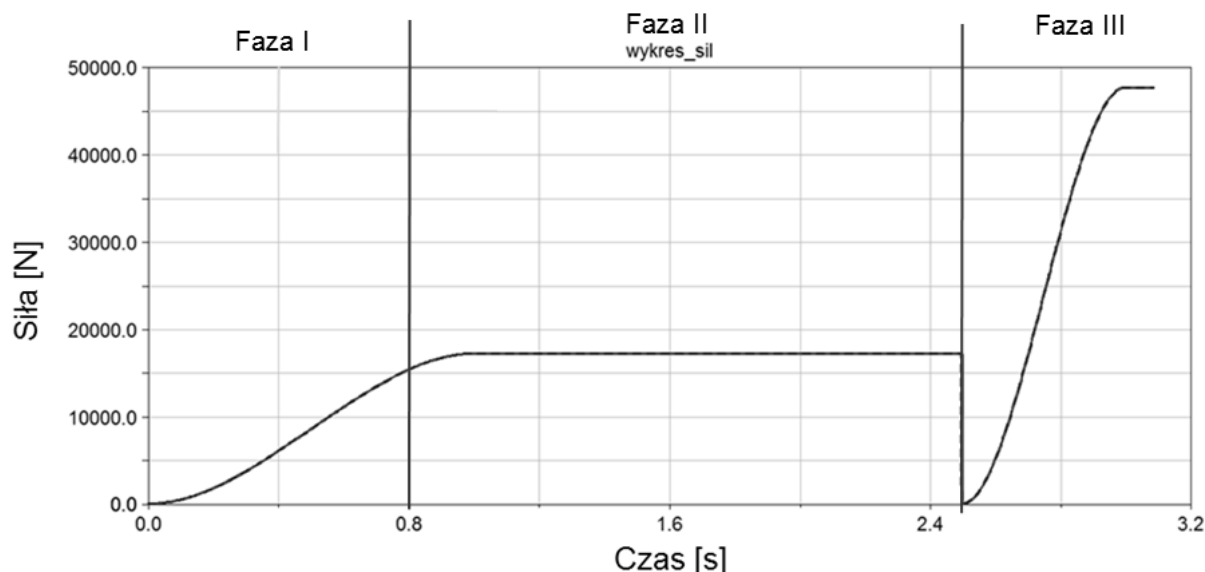
Na rysunku 9 przedstawiono przykładowy wynik symulacji – przebieg siły w jednym z ciągł kolejki podwieszonej.

5. Podsumowanie

Podstawowym celem stosowania systemu STD jest poprawa bezpieczeństwa pracy, wynikająca z minimalizacji prawdopodobieństwa popełnienia błędów podczas konfiguracji kolejki podwieszonej, tj. doborze danych wejściowych i wykonywaniu obliczeń trakcyjnych. Stosowanie systemu STD, dzięki



Rys.8. Uproszczony model geometryczny kolejki podwieszonej (opracowanie własne na podstawie [4])



Rys.9. Przykładowy przebieg siły wypadkowej działającej na jedno ciągło podczas awaryjnego hamowania kolejki podwieszonej [4]

Widoczne są trzy następujące fazy:

- faza I – aktywacja i narastanie sił napędowych – w tej fazie kolejka podwieszona nie przemieszcza się. Siła działająca na ciągło wzrasta wraz ze wzrostem wartości sił napędowych,
- faza II – sumaryczna wartość sił napędowych jest większa niż opory ruchu, w wyniku ich działania prędkość kolejki podwieszonej zwiększa się. Ciągło jest rozciągane/ściskane ze stałą wartością siły wynikającej z lokalizacji ciągła w kolejce,
- faza III – rozpoczyna się, gdy kolejka podwieszona osiąga graniczną wartość prędkości. Przystają działające siły napędowe, natomiast wartość sił hamujących rośnie, poczynając od zera. Prędkość kolejki podwieszonej gwałtownie maleje. Siła działająca na ciągło gwałtownie maleje (brak sił napędowych), a następnie wzrasta co jest wynikiem działania sił hamujących. Przedstawiona na rysunku wartość siły jest wartością bezwzględną. Należy jednak zauważyć, że podczas hamowania następuje również zmiana zwrotu wektora siły działającej na ciągło, co skutkuje tym, że ciągła rozciągane są w tym przypadku ściskane, a ciągła ściskane są rozciągane.

istotnemu wsparciu służb kopalnianych w zakresie wykonywania pracochłonnych obliczeń skutkuje ukierunkowaniem prac inżynierskich prowadzonych w kopalniach na prace koncepcyjne. Powoduje to, iż tworzone przy wspomaganii systemu STD konfiguracje są optymalne w aspekcie panujących warunków i transportowanych mas ładunków.

Dostępność systemu STD na platformie internetowej oraz jego struktura bazodanowa umożliwiającą szybką aktualizację zasobów i ich uaktualnienie zgodnie z dostępnym parkiem maszynowym. Rozwój systemu STD jest odpowiedzią na faktyczne potrzeby jego użytkowników. Rozszerzanie funkcjonalności poprzez dodawanie nowych modułów i funkcji spowoduje, że system STD stanie się narzędziem wielozadaniowym, stosowanym powszechnie w procesie planowania pomocniczego transportu w kopalniach węgla kamiennego.

Literatura

1. Dudek M., Turewicz A., Tokarczyk J.: Opracowanie modułu analiz kolizyjności 2D dla kolejek spągowych i jego integracja z systemem STD.

-
- Instytut Techniki Górniczej KOMAG. Gliwice, 2014.(nie publikowana)
2. Dudek M., Winkler T., Tokarczyk J., Michalak D., Szewerda K.: Modelowanie aktualnych cech geometrycznych tras transportowych kopalń węgla kamiennego. Instytut Techniki Górniczej KOMAG. Gliwice, 2013 (nie publikowana).
 3. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz. U. Nr 139, poz. 1169 oraz z 2006 r. Nr 124, poz. 863).
 4. Szewerda K., Turewicz A., Tokarczyk J.: Parametryzacja zadań obliczeniowych klasy MBS (ang. MultiBody System) prowadzonych w trybie wsadowym na przykładzie modułu analiz dynamicznych systemu STD (ang. Safe Trans Design). Instytut Techniki Górniczej KOMAG. Gliwice, 2013 (nie publikowana).
 5. Tokarczyk J., Dudek M., Turewicz A., Pakura A.: System wspomagania obliczeń trakcyjnych dla kolejek podwieszonych z napędem własnym. *Maszyny Górnicze* 2011 nr 3 s. 26 – 31.
 6. Tokarczyk J., Dudek M., Turewicz A.: System wspomagania projektowania transportu kopalnianego Safe Trans Design. W: *Innowacyjne Techniki i Technologie dla Górnictwa. Bezpieczeństwo – Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2013*. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2013 s. 277-287.
 7. Tokarczyk J., Turewicz A.: Weryfikacja i walidacja opracowanego narzędzia wspomagania identyfikacji sił na trasach kolejek podwieszonych. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice, 2011 (nie publikowana).

Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.

Pompa typu WH-200 do hydrotransportu, ze zunifikowanym zespołem łożyskowym

Streszczenie

Zaprojektowano pompę wirową, odśrodkową, jednostopniową, typu WH-200 do hydrotransportu ciężkiego, ze zunifikowanym zespołem stojaną. Zespół stojana posiada układ łożyskowy z wewnętrznym, wymuszonym obiegiem oleju oraz ujednolicony zespół dławnicy i jest wspólny dla całego typoszeregu pomp WH. Rozwiązanie tulei łożyskowej obniża temperaturę pracy łożysk i rozszerza zakres możliwego obciążenia pompy. Pompa posiada wirnik odciążający dławnicę, więc zamek dławnicy może być zasilany smarem stałym ze smarownicy automatycznej. Zespół wirujący pompy można przesuwając w kierunku osiowym. Dzięki unifikacji zespołów pompy WH-200, zmiana typu dowolnej pompy z typoszeregu WH, odbywa się przez prostą wymianę układu przepływowego, zabudowanego na stojanie pompy WH-200.

Summary

Impeller, centrifugal, one-stage WH-200 pump for heavy hydro-transportation, with unified bearing system, was designed. Stator unit has a bearing system with internal, forced oil recycle and unified throttle system, and it is common for entire type series of WH pumps. The solution of bearing sleeve reduces the temperature of bearings operation and extends the range of possible pump load. The pump has a rotor reducing load to the throttle, so the throttle lock can be supplied with solid grease from an automatic greaser. Pump rotating unit can be moved in an axial direction. Due to unification of WH-200 pump systems, the change in type of any pump from WH type series consists in a simple change of flow system installed on the stator of WH-200 pump.

Słowa kluczowe: pompa wirowa, hydrotransport, unifikacja zespołów pompy, zespół stojana

Keywords: impeller pump, hydro-transportation, unification of pump systems, stator unit

1. Wprowadzenie

Pompy do hydrotransportu przeznaczone są do pompowania mieszanin ciała stałego z cieczą.

Mieszaniny mają zwykle znaczne gęstości, duże koncentracje ciała stałego w cieczy (szlamy) oraz mogą zawierać silnie ścierające ziarna ciał stałych. Ziarna ciał stałych mogą posiadać duże średnice, (od 1/3 [1]) do 2/3 szerokości kanałów przepływowych pompy. Ponieważ cząstki stałe zawarte w mieszaninie poruszają się wolniej w stosunku do wody, generowane są dodatkowe straty hydrauliczne.

Skład pompowanej cieczy ma zatem zasadnicze znaczenie w aspekcie porównywania pomp, w ramach danej grupy zastosowań. W przypadku pomp do wody czystej, kryterium porównywania pomp między sobą jest sprawność pompy, a w przypadku pomp do ścieków (ciecz może zawierać szmaty, słomę, pierze itp.), kryterium jest niezatykalność części przepływowej pompy. Dla pomp do hydrotransportu decydująca jest żywotność elementów przepływowych pompy. Sprawność pomp do hydrotransportu jest bardzo zmienna (nawet o kilkadziesiąt procent), wraz ze zużyciem elementów części przepływowej pompy,

a udział pracy pompy, przy zaniżonej sprawności do całego okresu między remontami pompy, jest znaczny [2]. Na sprawność pompy ma wpływ również konstrukcja wirnika i kadłuba, rodzaj mieszaniny, koncentracja ciała stałego, wielkość i kształt ziaren, lepkość mieszaniny itp. [3]. Kryteria stawiane pompom, w zależności od zastosowań, mają decydujący wpływ na ich rozwiązania konstrukcyjne.

Pompy wirowe do hydrotransportu budowane są wyłącznie, jako jednostopniowe. Ze względu na wymagane duże przekroje kanałów przepływowych, wirniki pomp do hydrotransportu mają zmniejszoną liczbę łopatek (od 3 do 5), w stosunku do liczby łopatek wynikających z klasycznych obliczeń pomp do wody. Zasada: „im więcej łopatek, tym większa sprawność” [1], nie ma tutaj zastosowania.

O żywotności pompy do hydrotransportu decyduje jej odporność na zużycie (erozyjne, korozyjne i abrazyjne). Konstrukcja części przepływowej pompy jest zwykle odpowiednio ukształtowana i pogrubiona w miejscach narażonych na intensywne zużycie. Zużycie erozyjne elementów zależy głównie od prędkości obrotowej pompy, jak również od rodzaju,

koncentracji, średnicy i kształtu ziaren, a także od kąta, pod jakim ziarna ciała stałego padają na powierzchnię elementów. Dla części przepływowej pompy wykonanej ze staliwa, najbardziej szkodliwe są uderzenia ziaren pod kątem ok. 90° do ścianki. Dla pomp do hydrotransportu piasku, z układami przepływowymi z materiałów elastycznych (guma, elastomery), najbardziej groźne są uderzenia pod kątem ostrym mniejszym od 45° [1].

Ze względu na dodatki stopowe w staliwie, z którego są odlewane elementy układu przepływowego, intensywność zużycia korozyjnego jest kilkakrotnie mniejsza od intensywności zużycia erozyjnego. Dla mieszanin gruboziarnistych, zużycie erozyjne elementów przepływowych rośnie z kwadratem wzrostu prędkości obrotowej pompy.

Pompowana mieszanina musi przepływać przez pompę i przez współpracujące rurociągi z prędkością przepływu „ v ”, większą od prędkości krytycznej „ v_k ” danej mieszaniny. Dla uniknięcia sedimentacji, w każdym obszarze pompy i układu pompowego musi być spełniona zależność: ($v > v_k$).

2. Charakterystyka pompy WH-200

Mając na uwadze warunki pracy pomp do hydrotransportu, w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach zaprojektowano pompę WH-200 (rys. 1), uwzględniając następujące wytyczne:

- układ przepływowy pompy o możliwie dużej żywotności,
- możliwość pompowania gęstych mieszanin, o dużych koncentracjach ciała stałego,
- duże przeloty kanałów przepływowych (ziarna ciała stałego o średnicy do 60 mm), ale możliwie małe gabaryty pompy,
- niska podatność pompy na awarie w ciężkich warunkach pracy (drżania, zapylenie),
- minimalny udział obsługi w czasie pracy pompy,
- parametry pracy eliminujące konieczność szeregowej pracy pomp,
- niska cena (unifikacja zespołów pompy),
- łatwa regulacja parametrów pracy pompy,
- łatwa wymiana części zamiennych (układ przepływowy, dławnica),
- brak dodatkowego doprowadzenia wody czystej do pompy (do dławnicy, chłodnicy oleju itp.),
- zamek dławnicy zasilany z smarownicy automatycznej.

Zaprojektowana pompa WH-200 to pompa wirowa, jednostopniowa, stacjonarna, wysokoobrotowa, przeznaczona do hydrotransportu ciężkiego. Parametry pracy pompy przedstawiono w tabeli 1.

Moc silnika napędowego pompy jest każdorazowo określana indywidualnie, w zależności od gęstości konkretnej hydromieszaniny, koncentracji objęto-

ściowej ciała stałego i przyjętego dopuszczalnego stopnia zużycia układu przepływowego pompy [3].

Pompa WH-200 posiada przesuwany układ łożyskowy z wewnętrznym, wymuszonym obiegiem oleju, układ regulacji szczeliny czołowej wirnika, odciążoną dławnicę z zamkiem na smar stały i zunifikowany zespół stojana wspólny dla pomp typoszeregu WH.

W wykonaniu specjalnym pompa może być wyposażona w układ monitoringu i diagnostyki MDP [5].

Pompa WH-200 może pompować mieszaniny wodne zawierające: piasek kwarcowy, żwir, rudy metali, węgiel, żużel, popiół, kamienie, glinę, a także mleczko wapienne, odpady poflotacyjne itp.

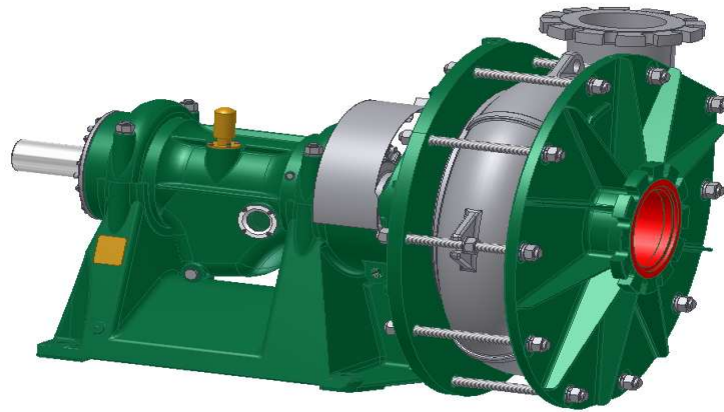
Zastosowane materiały umożliwiają wykorzystanie pomp WH-200 do pompowania cieczy o umiarkowanej agresywności chemicznej tj. $\text{pH} = 6 \div 9$, o wartościach chlorków i siarczanów do 10 g/dm^3 (np. solanka).

Dla większości mieszanin, gęstość pompowanej cieczy nie powinna być większa niż 1700 kg/m^3 , koncentracja objętościowa nie powinna przekraczać $C_V = 20\%$, koncentracja masowa $C_W \leq 40\%$, a temperatura cieczy nie powinna być wyższa od 40°C . W przypadku pompowania jednorodnych mieszanin heterogenicznych, z małymi ziarnami (do 0,3 mm), gęstość pompowanej mieszaniny może być zwiększona do 2200 kg/m^3 .

Przy pompowaniu mieszanin o gęstości większej niż 1100 kg/m^3 , pompa WH-200 powinna pracować z napływem po stronie ssawnej minimum $1 \div 2 \text{ m}$.

Przy pompowaniu mieszanin o gęstościach mniejszych niż 1100 kg/m^3 , pompa WH-200 może pracować w układzie ssącym, o wysokości ssania do ok. 1,5 m.

Pompa WH-200 posiada zunifikowany zespół stojana, z zabudowanym układem łożyskowym i zespołem dławnicy. Łożyska toczne pompy są smarowane olejem. Rozwiązanie tulei łożyskowej z wymuszonym obiegiem oleju polepsza warunki smarowania łożysk i rozszerza zakres możliwego obciążenia łożysk pompy. Zespół wirujący pompy można przesuwac w kierunku osiowym, co umożliwia regulację szczeliny dławiącej pomiędzy czołem wirnika i wykładziną przednią, w miarę wycierania się powierzchni szczeliny. Pompa posiada dodatkowy wirnik odciążający dławnicę, który we współpracy z łopatkami odciążającymi wirnika odrzuca cząstki stałe od dławnicy i powoduje, że różnica ciśnień na końcach dławnicy jest bliska zeru. Z tego powodu dławnica może mieć małą liczbę pakunków i nie musi być zasilana pod ciśnieniem czystą wodą z zewnętrznego źródła. Zamek dławnicy jest zasilany smarem stałym ze smarownicy automatycznej. Smar wtłaczany jest do szczeliny między szczeliwem dławnicy i tuleją ochronną wału, co zapobiega wyciekom cieczy, zmniejsza straty tarcia w dławnicy oraz ogranicza konieczność ingerencji obsługi (praca automatyczna).



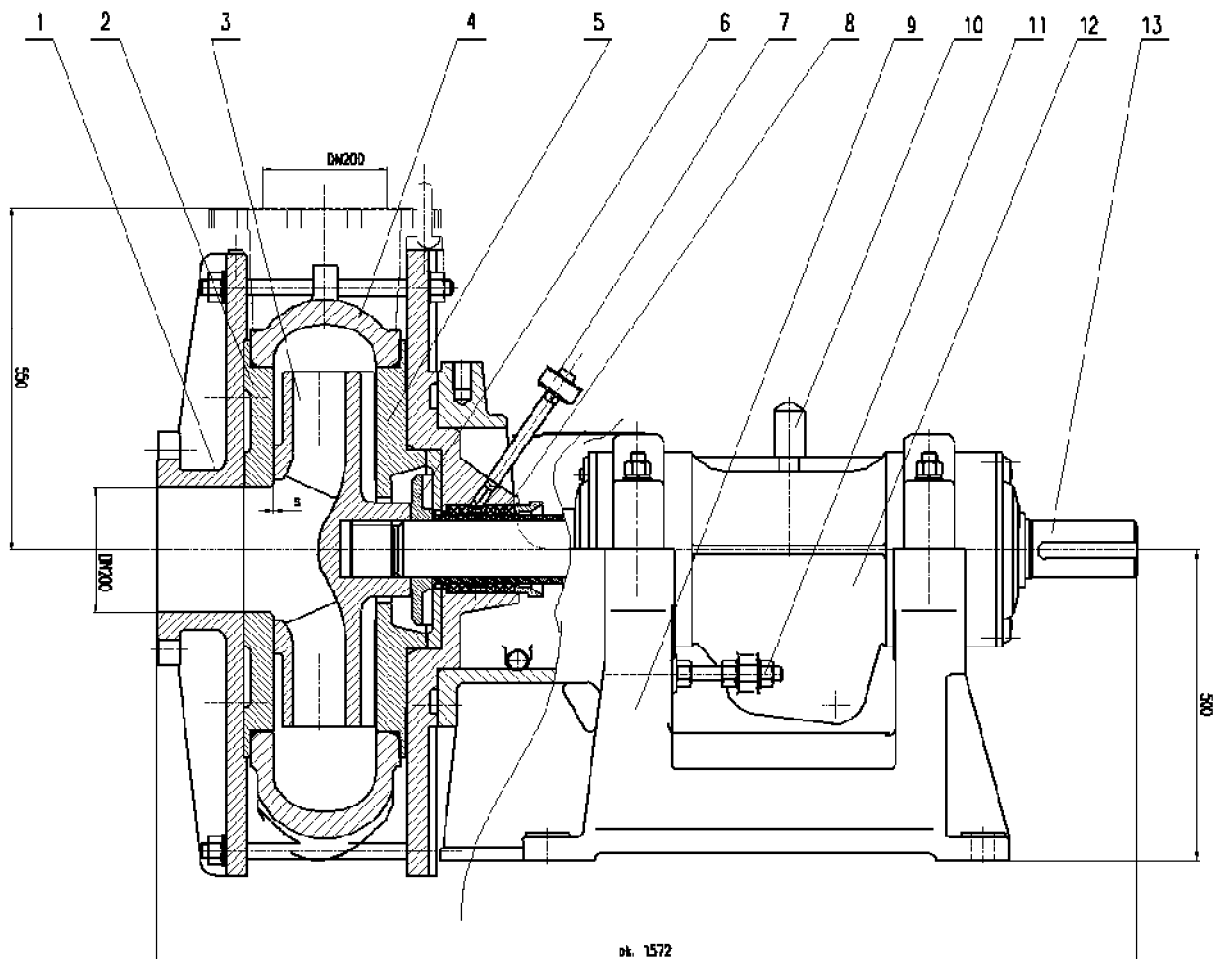
Rys.1. Pompa WH-200 [6]

Nominalne parametry pracy pompy WH-200 [6]

Tabela 1

Wydajność Q [m ³ /h]	580*
Wysokość podnoszenia H [m]	108*
Koncentracja masowa ciała stałego C _w [%]	50
Max. dopuszczalna średnica ziarna D [mm]	60
Nominalna prędkość obrotowa n [min ⁻¹]	1470
Masa pompy [kg]	ok.1776

* – parametry „początkowe” uzyskiwane przy pompowaniu wody



Rys.2. Przekrój pompy WH-200 [6]: 1 - pokrywa przednia, 2 - wykładzina przednia, 3 - wirnik, 4 - kadłub, 5 - wykładzina tylna, 6 - wirnik odciążający, 7 – smarownica automatyczna, 8 - zespół dławnicy, 9 - stojan, 10 - filtr wlewowy, 11 - śruba regulacyjna, 12 - układ łożyskowy, 13 - wał

Elementy układu przepływowego pompy WH-200 (rys. 2) mające kontakt z pompowaną mieszaniną, wykonane są ze specjalnych, obrobionych cieplnie staliw wysokostopowych, o podwyższonej odporności na erozję i korozję. Zastosowane materiały wykazują dużą odporność na zużycie kawitacyjne. Pompa WH-200 może być napędzana przez silnik bezpośrednio (przez sprzęgło) lub pośrednio (przez przekładnię pasową), w całym zakresie mocy pobieranej przez pompę, bez konieczności stosowania dodatkowej chłodnicy oleju w zespole łożyskowym.

2.1. Układ łożyskowy pompy WH-200

Układ łożyskowy pompy WH-200 jest znacznie obciążony siłami promieniowymi i osiowymi [4].

Obliczenia łożysk pompy WH-200 wykonano przy założeniu, że układ łożyskowy pompy WH-200 będzie zastosowany również w pozostałych pompach typoszeregu WH.

Dla pompy WH-200 opracowano koncepcję układu łożyskowego z powiększoną komorą olejową i wewnętrznym, wymuszonym obiegiem oleju.

Uwzględniono, że łożyska będą pracowały w stanie równowagi, w szerokim zakresie zmian parametrów, od niewielkiego przeciążenia do znacznego niedociążenia. Dane do obliczenia układu łożyskowego wyznaczono na podstawie zakresów parametrów obowiązujących dla całego, rozpatrywanego typoszeregu pomp WH. Duży strumień ciepła, generowany przez przeciążone łożyska typu ciężkiego, będzie odprowadzany i rozpraszany przez olej omywający łożyska. Ustalono przybliżoną zależność temperatury pracy łożysk pompy, od wielkości obciążenia momentami skręcającymi wału pomp WH. Stwierdzono, że naturalny obieg oleju jest niewystarczający i musi być zastąpiony przez wymuszony obieg oleju. Przeanalizowano zakres zmian strumienia oleju smarującego, przyjętego dla tych warunków, przy wymuszonym smarowaniu łożysk w warunkach ograniczonej objętości komory olejowej pompy. Walidacja systemu do generowania wymaganego strumienia oleju, wymagać będzie precyzyjnego ustalenia na podstawie badań, wielkości strumienia oleju doprowadzanego do łożysk, przy zmianach prędkości obrotowej i obciążenia pompy.

Przyjęte rozwiązanie układu łożyskowego pompy stanowi przedmiot zgłoszenia patentowego ITG KOMAG.

2.2. Innowacyjność pompy WH-200

Zaprojektowana pompa WH-200 charakteryzuje się innowacyjnymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi, do których należy:

- układ przepływowy o zwiększonej żywotności,

- typoszereg pomp do hydrotransportu (WH-125, WH-150, WH-200, WH-250, WH-300), jest oparty o jeden zunifikowany wspólny zespół stojana, w skład którego, wchodzi układ łożyskowy oraz zespół dławnicy,
- zmiana typu dowolnej pompy typoszeregu WH, odbywa się przez prostą wymianę kolejnego układu przepływowego,
- istnieje możliwość napędu pomp przez przekładnię pasową, również przy mocach na wale pompy większych od 100 kW, (dokładne określenie górnej granicy możliwego obciążenia wymaga przeprowadzenia badań),
- pompa WH-200 może być napędzana od silnika napędowego bezpośrednio poprzez sprzęgło, jak również pośrednio, przez przekładnię pasową, w całym zakresie obciążenia, tj. do około 250 (300) kW,
- zastosowano układ łożyskowy z wymuszonym, wewnętrznym obiegiem oleju, do smarowania i chłodzenia łożysk olejem, przez specjalną impulsową pompę oleju, umieszczoną na wale, między łożyskami pompy WH-200 (zgłoszenie patentowe ITG KOMAG w Gliwicach).

3. Typoszereg pomp WH

Typoszereg pomp WH obejmuje pompy WH-125, WH-150, WH-200, WH-250 i WH-300.

Zakres parametrów pracy pomp z typoszeregu WH obejmuje wydajności: od ok. 70 do ok. 1500 m³/h i wysokości podnoszenia: od ok. 20 do ok. 108 m.

Możliwość zmiany typu pompy realizowana jest przez zabudowę (wymianę) układu przepływowego pompy WH-125, WH-150 lub WH-250 na stojanie pompy WH-200, czyli przez wymianę elementów, które traktowane są w pompach do hydrotransportu jako typowe części szybko zużywające się, podlegające częstej wymianie. Układ przepływowy pompy WH-300 również może być zabudowany na stojanie pompy WH-200, ale pompa może pracować wtedy tylko przy niższych prędkościach obrotowych wału - w przeciwnym razie w stojanie musi być wymieniona tuleja łożyskowa itd.

Regulacja parametrów pracy (Q, H) pomp WH może się odbywać przez zmianę prędkości obrotowej lub przez zmniejszenie (przetoczenie) średnicy zewnętrznej wirnika. Dla pomp typoszeregu WH z napędem bezpośrednim, prędkość silnika elektrycznego może być stała (standard) lub regulowana przemiennikiem częstotliwości (falownikiem). Pozwala to na pracę pomp WH w szerokim zakresie prędkości obrotowej wału pompy, od ok. 300 do ok. 1500 min⁻¹. Pompy typoszeregu WH mogą być napędzane pośrednio (przez przekładnię pasową), tylko dla mocy

pompy do ok. 250 kW. W rozpatrywanym zakresie prędkości pracy, pompy typoszeregu WH, pokrywają ponad 80% całego występującego w kraju zapotrzebowania na pompy do hydrotransportu, przy znacznie poszerzonym zakresie parametrów pracy.

Koncepcja projektowa typoszeregu pomp (od WH-125 do WH-250) uwzględnia również możliwość wykorzystania szybkiej zamiany układu przepływowego, do celów regulacji parametrów pracy (Q, H). Może to być szczególnie przydatne np. dla układów o dużej statycznej wysokości podnoszenia, po wystąpieniu dużej zmiany nominalnej wydajności obsługiwanego procesu, gdy silnie zmienia się wydajność pompy, a wysokość podnoszenia pozostaje prawie bez zmian.

3.1. Zalety pomp typoszeregu WH

Zrealizowane prace projektowe nad pompą WH-200 pozwalają stwierdzić, że:

- parametry hydrauliczne (Q, H) pomp WH mieszczą się w zakresie parametrów pracy produkowanych w Polsce pomp do hydrotransportu,
- typoszereg pomp WH, oparty na zunifikowanym zespole stojana, z uniwersalnym układem łożyskowym i ujednoczonym zespołem dławnicy, może pokryć większość zakresu parametrów pracy pomp do hydrotransportu,
- istnieje możliwość zastosowania pomp WH w wielu różnych dziedzinach gospodarki,
- zunifikowany zespół stojana eliminuje konieczność wykonania kolejnych układów łożyskowych i zespołów dławnicy dla poszczególnych pomp typoszeregu WH,
- zunifikowany układ łożyskowy, wspólny dla całego typoszeregu pomp WH oraz małe gabaryty pompy obniżają koszty ich wytworzenia,
- zunifikowany zespół stojana pozwala na szybką zmianę typu pompy w typoszeregu WH (zmiana parametrów), poprzez wymianę układu przepływowego,
- powiększona komora olejowa tulei łożyskowej i wymuszony wewnętrzny obieg oleju pozwala wyeliminować konieczność stosowania dodatkowej, wodnej chłodnicy oleju w układzie łożyskowym pompy,
- zastosowano odciążoną dławnicę o powiększonej żywotności. Zamek dławnicy jest zasilany smarem stałym (np. ze smarownicy automatycznej) i nie musi być zasilany wodą czystą z zewnętrznego źródła,

- istnieje możliwość bezpośredniego stosowania przekładni pasowej przy mocach na wale pompy powyżej 100 kW (do ok. 300 kW),
- trwały układ przepływowy specjalnej konstrukcji (o podwyższonej żywotności), wykonany jest z twardych materiałów, odpornych chemicznie i odpornych na zużycie ścierające,
- istnieje możliwość łatwej wymiany zużytych elementów części przepływowej pompy,
- duża użyteczna wysokość podnoszenia pompy w znacznej mierze eliminuje konieczność pracy szeregowej pomp,
- udział obsługi w czasie pracy pompy jest minimalny,
- istnieje łatwa regulacja szczeliny uszczelniającej na szyi wirnika,
- wymiary przyłączeniowe są w znacznej mierze zintegrowane z pompami, stosowanymi na rynku polskim (łatwa podmiana istniejących pomp na pompy WH).

4. Podsumowanie

W Instytucie Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach zaprojektowano pompę WH-200 do hydrotransportu ciężkiego, ze zunifikowanym zespołem stojana, wspólnym dla całego typoszeregu pomp WH.

Zespół stojana posiada układ łożyskowy z powiększoną komorą olejową z wewnętrznym, wymuszonym obiegiem oleju oraz ujednoczony zespół dławnicy. Typoszereg pomp WH, oparty na zespole stojana pompy WH-200, może pokryć większość zakresu parametrów pracy pomp do hydrotransportu produkowanych w Polsce. Zmiana typu dowolnej pompy z typoszeregu WH (zmiana parametrów), odbywa się przez prostą wymianę układu przepływowego.

Dzięki unifikacji zespołów pompy WH-200, produkcja kolejnych pomp z typoszeregu WH jest prostsza, a koszty wdrożenia powinny być minimalne.

Literatura

1. Pompy szlamowe. Podstawy. Metso Minerals (Sala) AB, Szwecja, 2005.
2. Rokita J., Hydrotransport w przemyśle. Zastosowanie, uwarunkowania, korzyści, problemy, Pompy pompownie, Nr 2(149), 2013.
3. Rokita J., Krawczyk Z. Podstawowe zasady doboru i eksploatacji pomp w instalacjach

-
- hydrotransportu, Pompy pompownie, Nr 1 (148), 2013.
4. Tywoniak W., Hupa B.: Pompy do hydrotransportu na pogłębiarkach ssących, Pompy pompownie, Nr 4 (127), 2007.
 5. Hupa B., Nieśpiałowski K.: Predykcijny system monitoringu i diagnostyki pomp wirowych średniociśnieniowych, „Napędy i sterowanie, Nr 11 (151), Rok XIII, 2013.
 6. Hupa B.: Układy pompowe do hydrotransportu, ITG KOMAG, Gliwice, marzec 2010, (praca nie publikowana).

Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.

mgr inż. Jerzy JURA
mgr inż. Sławomir BARTOSZEK
mgr inż. Jerzy JAGODA
dr inż. Dariusz JASIULEK
dr inż. Krzysztof STANKIEWICZ
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

mgr inż. Łukasz KRZAK
P.H.U. Gabrypol Sp. J. Z i R Juszczyk

System sterowania KOGASTER - nowe trendy w budowie maszyn górniczych

Streszczenie

Tworzenie niezawodnych w działaniu układów sterowania w maszynach i urządzeniach przeznaczonych do pracy w wyrobiskach górniczych napotyka na wiele problemów. W ITG KOMAG podjęto prace rozwojowe oraz wdrożeniowe nad układami sterowania rozproszonego w maszynach górniczych. System sterowania KOGASTER bazuje na magistrali CAN, wykonanej jako obwód iskrobezpieczny. Zastosowanie struktury rozproszonej oraz iskrobezpiecznej magistrali CAN posiada szereg zalet, takich jak elastyczność i możliwość rozbudowy (układy otwarte). W artykule przedstawiono moduły oraz przykładowe połączenia z iskrobezpiecznymi czujnikami i przetwornikami. Omówiono konfiguracje układów sterowania z redundancją magistrali CAN, w odniesieniu do maszyn górniczych o podwyższonej niezawodności.

Słowa kluczowe: układ sterowania napędów maszyn górniczych, układ sterowania rozproszonego, schemat blokowy układu sterowania, panel operatorski, kaseta sterująca, wdrożenie systemu

Keywords: control systems for drives of mining machines, fuzzy logic control system, block diagram of control system, dispatcher control panel, control cartridge, implementation of the system

Summary

Designing the reliable control systems in machines and equipment intended for use in mine workings faces many problems. In KOMAG, research and implementation projects on development of fuzzy logic control system in mining machines, have been undertaken. KOGASTER control system is based on CAN system made as the intrinsically safe circuit. Use of fuzzy logic structure and intrinsically safe CAN creates many advantages such as flexibility and possibility of extending the system (open systems). Modules as well as the examples of connection with intrinsically safe sensors and transducers are presented. Configurations of the control systems with CAN redundancy, regarding the mining machines of increased reliability, are discussed.

1. Wstęp

Specyficzne warunki pracy maszyn górniczych, związane z zagrożeniem wybuchu metanu i pyłu węglowego, narzucają projektantom spełnienie szeregu wymagań określonych w normach. Zapewnienie bezpieczeństwa przy pracy maszyn i urządzeń górniczych wymaga stosowania budowy przeciwwybuchowej instalacji elektrycznych i układów sterowania. Realizowane jest to poprzez umieszczenie układów elektrycznych i sterowania w obudowach ognioszczelnych i/lub wykonanie ich w technologii iskrobezpiecznej.

Stosowanie systemów sterowania zabudowanych w skrzyniach ognioszczelnych jest uzasadnione w przypadku, gdy sterowane są układy napędowe dużej mocy. Na przykład falownik zasilający silnik elektryczny musi być zabudowany w skrzyni ognioszczelnej. Natomiast czujniki, przetworniki pomiarowe czy interfejs człowiek – maszyna w tym

terminale, przyciski, lampki czy manipulatory nie muszą być zabudowywane w skrzyniach ognioszczelnych.

2. System sterowania KOGASTER

Prezentowany system sterowania rozproszonego KOGASTER pozwala na budowę iskrobezpiecznych układów sterowania maszyn górniczych. Charakterystycznymi cechami systemu sterowania KOGASTER są:

- rozproszona struktura [1];
- iskrobezpieczna magistrala CAN [2];
- iskrobezpieczna budowa poszczególnych modułów [3].

System sterowania KOGASTER wykonany z wykorzystaniem obwodów iskrobezpiecznych umożliwia połączenie z układami sterowania napędów maszyn górniczych zabudowanych w skrzyniach ognioszczelnych. System sterowania KOGASTER jest rozproszonym układem sterowania. System może

składać się kilku modułów, takich jak: moduł sterownika, moduł panelu – sterownika, moduł wejść-wyjść, oraz przetworników pomiarowych i elementów wykonawczych. Do łączenia modułów układu sterowania jest wykorzystywana cyfrowa magistrala danych CAN [2]. Podstawowa konfiguracja składa się z czujników i przetworników, wraz z modułem wejść - wyjść i sterownika PLC. Układ zasilany jest z jednego zasilacza iskrobezpiecznego.

Możliwe jest także wprowadzenie odrębnego układu zasilania elementów wykonawczych modułu wejść wyjść (np. rozdzielaczy hydraulicznych), podłączonych do obwodów iskrobezpiecznych.

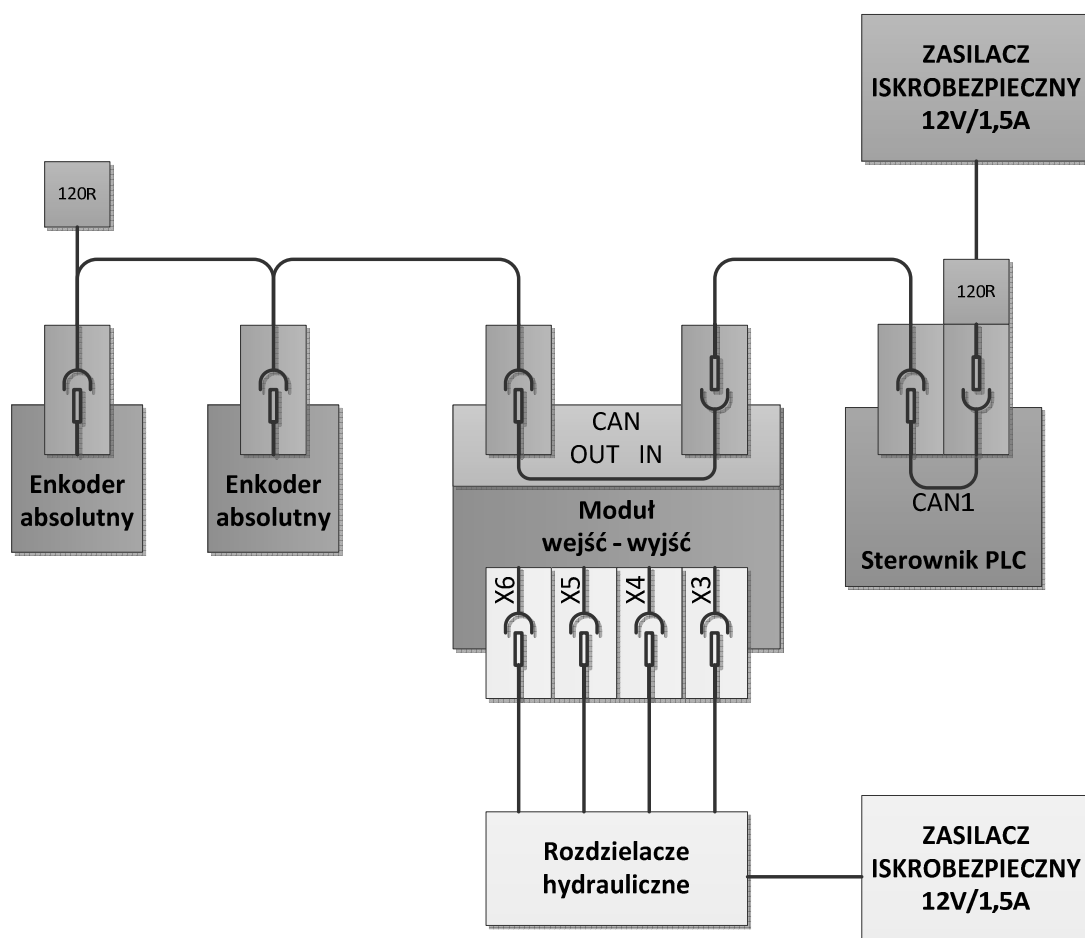
Na rysunku 1 przedstawiono przykładową konfigurację systemu. Kolorami żółtym i pomarańczowym oznaczono strefy zasilania odrębnymi obwodami iskrobezpiecznymi. Wydzielono trzy strefy:

- wyjścia, w postaci niespolaryzowanych styków przekaźników,
- interfejs cyfrowej magistrali CAN - wprowadzenie separacji galwanicznej pozwala na wykorzystanie sygnałów magistrali w różnych obwodach iskrobezpiecznych oraz na zmniejszenie zakłóceń indukowanych w innych obwodach,

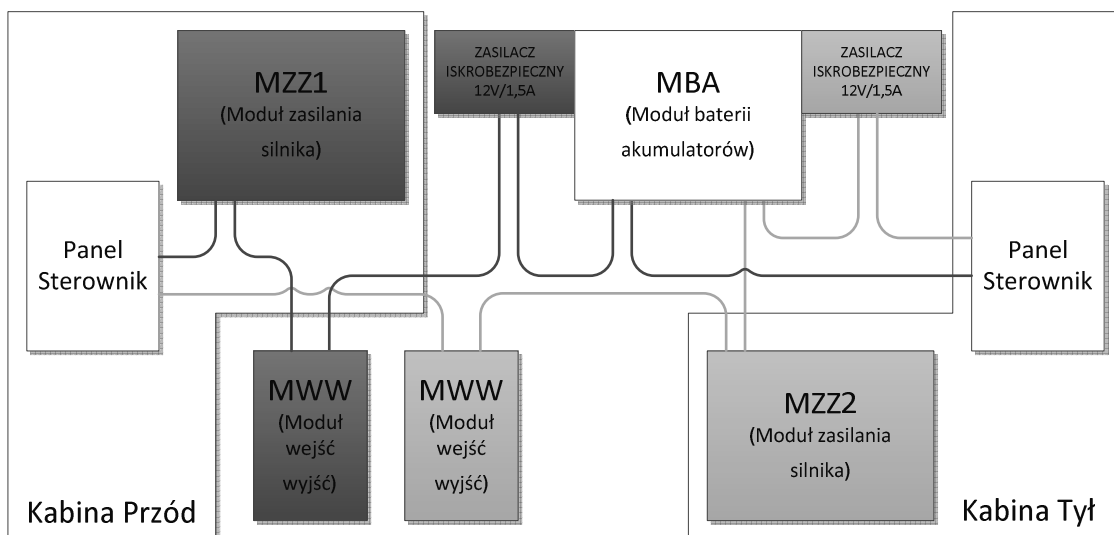
- zasilanie procesora wraz z przetwornikiem analogowo – cyfrowym oraz wejściami dwustanowymi. Ta strefa połączona jest galwanicznie z zasilaniem modułu.

Takie rozwiązanie wymaga zasilania przetworników i czujników z tego samego zasilacza iskrobezpiecznego co moduł wejść – wyjść.

System sterowania KOGASTER pozwala na zwiększenie niezawodności poprzez możliwość wykorzystania modułu sterownika w układach rozproszonych z redundancją magistrali CAN oraz z dublowaniem modułów i przetworników. Stosowanie takich rozwiązań jest uzasadnione szczególnie w maszynach, od których wymagane jest wysokie bezpieczeństwo i niezależność działania. Redundancja układu sterowania podnosi co prawda koszty jednostkowe, ale pozwala na obniżenie kosztów wynikających z przestoju, związanych z awariami. Przykładem takiego rozwiązania jest lokomotywa akumulatorowa wyposażona w dwa niezależne panele sterowniki oraz dwa niezależne napędy. Schemat blokowy struktury układu sterowania rozproszonego z redundancją przedstawiono na rysunku 2.



Rys.1. Schemat blokowy systemu sterowania rozproszonego z wykorzystaniem pojedynczej magistrali CAN i dwóch różnych obwodów iskrobezpiecznych



Rys.2. Schemat blokowy sterowania rozproszonego z redundancją lokomotywy akumulatorowej [8]

Kolorem czerwonym i niebieskim oznaczono redundantne obwody iskrobezpieczne. Kolorem żółtym oznaczono elementy, których konstrukcja jest wykonana w taki sposób, aby zapewnić redundancję sterowania. Najważniejszym elementem redundantnego układu sterowania jest Panel-Sterownik PLC, który pełni jednocześnie funkcje panelu i sterownika. Jest on wyposażony w dwa interfejsy iskrobezpieczne CAN odseparowane galwanicznie oraz umożliwia zasilanie z dwóch niezależnych zasilaczy iskrobezpiecznych.

Należy stwierdzić, że w konfiguracji rozproszonych układów sterowania można stosować sterowanie z redundancją, nie podnosząc znacząco kosztów jego zastosowania. Układ sterowania z redundancją zwiększa liczbę stanów awaryjnych, przy których maszyna może bezpiecznie funkcjonować. Daje to możliwość ograniczenia strat wynikających z przestojów spowodowanych ewentualnymi awariami. Naprawę można przesunąć na dogodny moment, a wybrane funkcje sterowania mogą być zachowane pomimo awarii jednego z elementów systemu.

2.1. Panel operatorski PO-1 i kasetę sterującą KS-1

Panel operatorski PO-1 wdrożony do produkcji w firmie P.H.U. Gabrypol Sp. J. Z i R Juszczyk jest podstawowym modułem systemu sterowania KOGASTER. Pełni on funkcję interfejsu człowiek – maszyna, jak i sterownika rozproszonego układu sterowania z redundantną magistralą komunikacji CAN.

Panel ten jest zespołem automatyki przemysłowej przystosowany do działania w warunkach zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Panel operatorski (rys. 3) składa się z kolorowego wyświetlacza LCD o rozdzielczości 800x480, wejść i wyjść dwustanowych, wejść analogowych oraz cyfrowych interfejsów, takich jak CAN, Ethernet czy USB. Interfejs Ethernet wykonany może być wykonany w dwóch wersjach: jako przewodowy „LAN” lub

światłowodowy „OPTO”. Przystosowany jest on także do tworzenia redundantnych układów sterowania z wykorzystaniem magistrali CAN. Jest to realizowane poprzez dwa niezależne, izolowane galwanicznie interfejsy CAN. Redundancja obejmuje również układ zasilania. Panel może być zasilany z dwóch niezależnych zasilaczy iskrobezpiecznych.

W typowej konfiguracji, w układzie sterowania maszyny, panel połączony jest z kasetą sterującą KS-1 (rys. 4). Kasetę jest wyposażoną w przyciski, lampki sygnalizacyjne oraz wyłącznik awaryjny. W zależności od przeznaczenia można zastosować różne przełączniki oraz lampki LED.



Rys.3. Panel operatorski PO-1 [7]



Rys.4. Kaseta sterująca KS-1 [7]

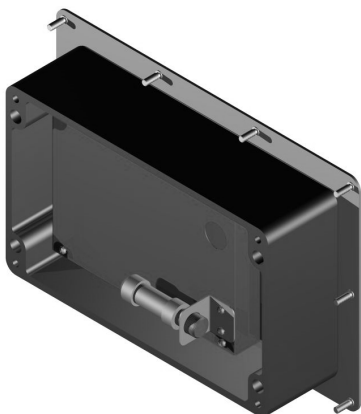
Panel PO-1 może być wykonany w trzech wariantach, związanych z dostępnością interfejsu Ethernet. Wykonanie podstawowe nie zawiera interfejsu Ethernet, a pozostałe dwa wykonania posiadają następujące oznaczenia:

„LAN” - interfejs przewodowy Ethernet 100 Mb iskrobezpieczny;

„OPTO”- interfejs światłowodowy 100 Mb (światłowód wielomodowy).

Interfejs USB jest wyprowadzony wewnątrz obudowy i służy do podłączania pamięci pendrive PO-1/PN. Służy on do zapisu danych przetwarzanych przez układ sterowania. Może również pełnić rolę nośnika danych funkcji „data logger”. Jego wykorzystanie zależy od programu nadrzędnego panelu, opracowywanego indywidualnie w odniesieniu do każdego rozwiązania.

Na rysunku 5 pokazano miejsce zabudowy pamięci pendrive PO-1/PN dostępnej po odkręceniu tylnej pokrywy panelu. Dane magazynowane w pamięci mogą być odczytane poprzez sieć Ethernet z wykorzystaniem złącz LAN lub OPTO.



Rys.5. Instalacja pendrive PO-1/PN [7]

Panel PO-1 otrzymał certyfikat „TEST 13 ATEX 0073X” do zabudowy w maszynach i urządzeniach górniczych o cechach:

I M2(M1) Ex ib [op is Ma] I Mb (w wersji „OPTO”),

I M2 Ex ib Mb (w pozostałych wersjach).

2.2. Moduł wejść - wyjść

Moduł wejść – wyjść analogowych i cyfrowych jest przeznaczony do współpracy z panelem operatorskim w układach rozproszonego sterowania. Przewidziano dwa wykonania modułu. Wykonanie pierwsze (rys. 6) jest przeznaczone do zabudowy w układach wykorzystujących złącza. Dzięki takiemu rozwiązaniu można szybko wymienić moduł lub odłączyć zespół współpracujący z modułem. Drugie wykonanie (rys. 7) pozwala na podłączenie czujników i przetworników do listwy zaciskowej. Możliwe jest również zabudowanie przycisków przełączników lokalnego panelu sterują-

cego. Przetworniki wielkości nieelektrycznych, takie jak: mostki tensometryczne, rezystory termometryczne, przetworniki wydłużenia siłowników hydraulicznych, wykorzystywane w układach sterowania można podłączyć do wejść modułu. Moduł w wykonaniu pierwszym charakteryzuje się niewielkimi gabarytami (rys. 6), a w wykonaniu drugim indywidualnym podłączeniem przetworników i czujników do listwy zaciskowej (rys. 7). Moduły i podłączone przetworniki powinny być zasilane z jednego zasilacza iskrobezpiecznego. Wyjątkiem są wyjścia dwustanowe w postaci styków niespolaryzowanych.

Moduł pozwala na podłączenie przetworników zasilanych napięciem 12 V, posiadających następujące wejścia analogowe:

- 0÷10 V, 0÷20 mA lub 4÷20 mA,
- rezystory termometryczne PTC i NTC,
- rezystory PT100/PT1000,
- mostek tensometryczny (istnieje również możliwość podłączenia pół-mostka i ćwierć-mostka tensometrycznego).

Moduł wyposażony jest również w:

- 8 wejść dwustanowych (styki niespolaryzowane lub indukcyjne czujniki zbliżeniowe typu NAMUR),
- 4 wyjścia dwustanowe (styki niespolaryzowane zwierne).

Moduł w wykonaniu pierwszym charakteryzuje się niewielkimi gabarytami (160x75x60). Przedstawione rozwiązanie pozwala na dostosowanie modułów do konkretnej aplikacji i spełnia oczekiwania producentów maszyn w zakresie preferowanych złącz w wiązkach kablowych.

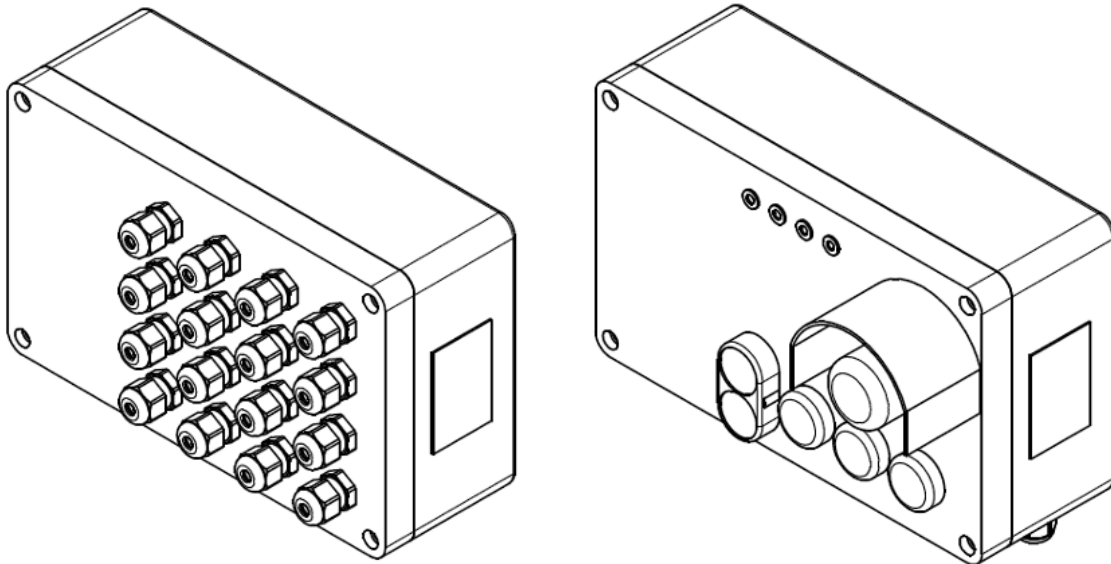
Wejścia analogowe i dwustanowe są zasilane z tego samego źródła iskrobezpiecznego, z którego zasilany jest moduł wejść – wyjść. Podobnie jest w przypadku przetworników wielkości nieelektrycznych będących samodzielnymi urządzeniami, których zasilanie i sygnał wyjściowy stanowią jeden obwód iskrobezpieczny. Dotyczy to również indukcyjnych czujników zbliżeniowych oraz wyłączników krańcowych i styków niespolaryzowanych przekaźników.

Moduł posiada również cztery przekaźniki, których styki niespolaryzowane są dostępne w postaci odizolowanych obwodów. Styki mogą być wykorzystane do zapalania lampek sygnalizacyjnych i włączania sygnałów dźwiękowych oraz sterowania górniczymi wyłącznikami silnikowymi.

Programowanie modułu odbywa się poprzez magistralę CAN, zgodnie z standardem CANOPEN DS301 i DS401. Magistrala CAN jest wykorzystywana do zamiany programu modułu bez konieczności otwierania obudowy. Daje to dużą swobodę i elastyczność przy serwisowaniu modułów.



Rys.6. MWW-1/1 Moduł wejść - wyjść analogowych i cyfrowych wykonanie pierwsze [6]



Rys.7. MWW-1/2 Moduł wejść - wyjść analogowych i cyfrowych wykonanie drugie [6]

Kolejną, ważną cechą modułu jest możliwość kalibracji wejść analogowych. Ma to szczególne znaczenie w przypadku stosowania przetworników wykorzystujących mostki tensometryczne i układy potencjometryczne.

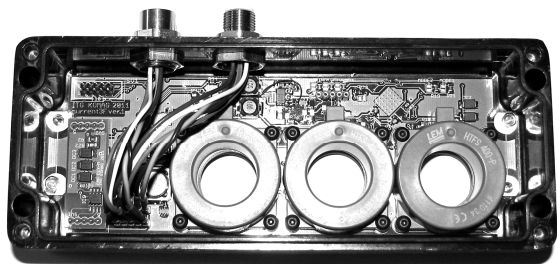
Wykorzystane w module przetworniki są kalibrowane metodami cyfrowymi. Stosowanie potencjometrów do kalibracji nie jest możliwe, stąd wykorzystano metodę linearyzacji dwupunktową. Kalibracja wymaga podania na wejście modułu dwóch wartości napięć lub natężeń przepływu prądów. Wprowadzenie wartości w rzeczywistych jednostkach pomiarowych w odniesieniu do dwóch punktów powoduje automatyczną korektę wskazań. Moduł wysyła na magistralę CAN wartości w jednostkach rzeczywistych mierzonych parametrów. Cały proces kalibracji jest wykonywany z wykorzystaniem magistrali CAN, poprzez oprogramowanie konfiguracyjne, zgodne z standardem CANopen [4]. Kalibrację można

przeprowadzić szybko i bez konieczności otwierania obudowy modułu.

2.3. Moduł pomiaru prądów

Kolejnym elementem rozproszonego systemu sterowania KOGASTER jest moduł pomiaru natężeń przepływu prądów AC lub DC, pobieranych przez silniki trójfazowe lub prądów w układach dystrybucji energii pojazdów akumulatorowych (rys. 8). W zależności od zastosowanego przetwornika moduł może mierzyć prądy o maksymalnych wartościach: 200 A, 400 A, 600 A lub 800 A.

Do modułu można podłączyć również napięcia z przekładników napięciowych. Pozwala to na obliczanie mocy czynnej i biernej w obwodach prądu zmiennego, a w obwodach prądu stałego określenie stopnia naładowania akumulatorów.



Rys.8. Moduł pomiarowy prądów [6]

Układ pomiarowy wykorzystuje hallotron do kompensacji strumienia magnetycznego w obwodzie magnetycznym. Sygnałem wyjściowym jest napięcie proporcjonalne do prądu przepływającego przez przewód przeprowadzony przez otwór przekładnika.

Programowanie modułu, podobnie jak w module wejść – wyjść, odbywa się poprzez magistralę CAN.

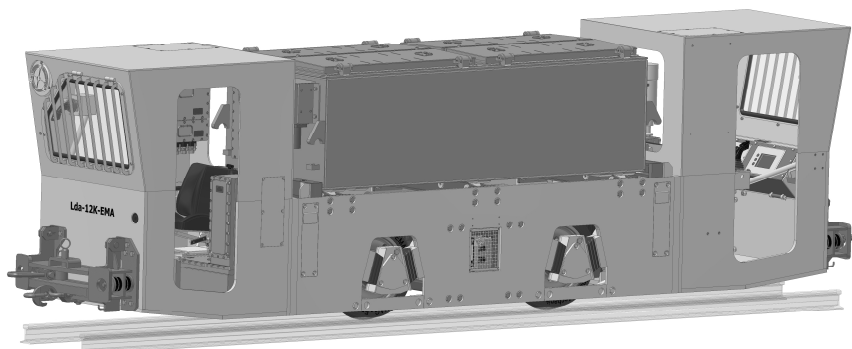
3. Wdrożenie systemu sterowania KOGASTER

System sterowania KOGASTER został wdrożony w układzie sterowania lokomotywy akumulatorowej LDA-12K-EMA (rys. 9).

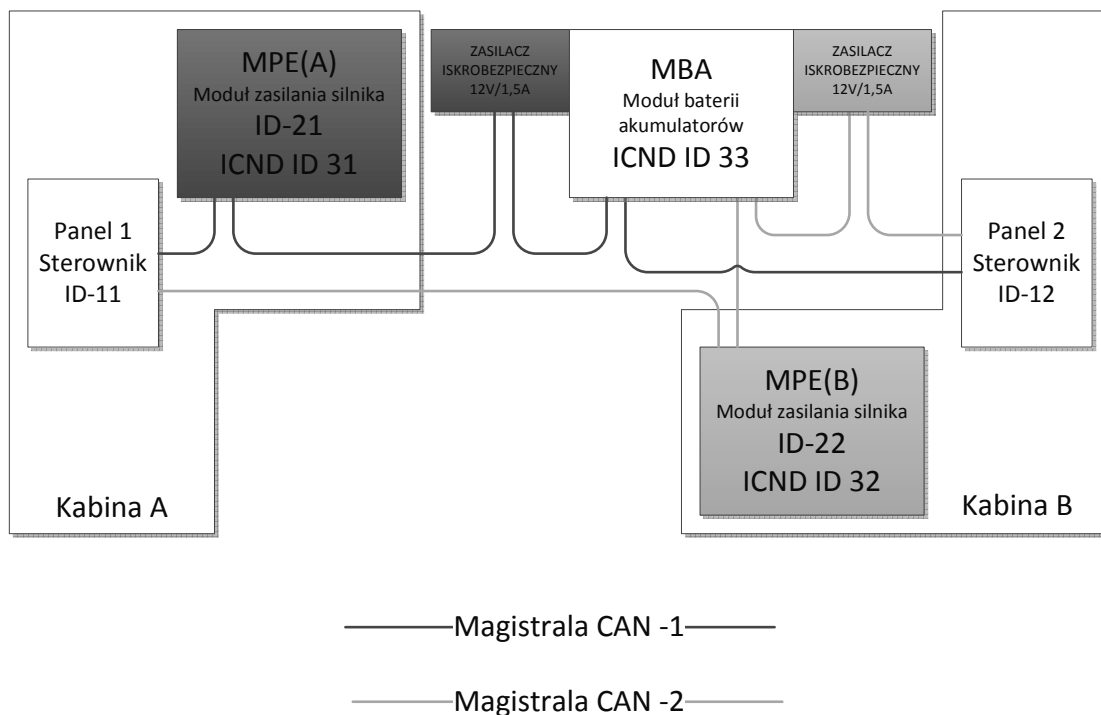
Układ sterowania wykorzystuje dwa panele PO-1 po jednym w kabinie. Panele współpracują z dwoma zespołami falowniki - silnik. Uproszczony schemat blokowy lokomotywy LDA-12K-EMA przedstawiono na rysunku 10.

Zabudowę panelu PO-1 wraz z kasetą KE-1 w kabinie lokomotywy przedstawiono na rysunku 11.

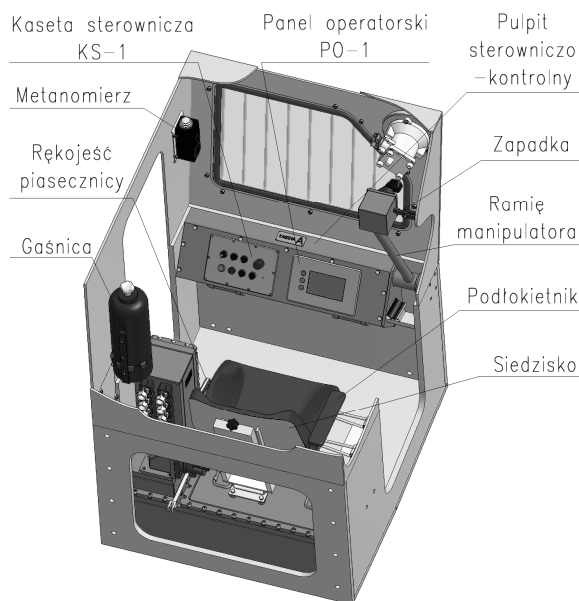
Zastosowane rozwiązanie łączy układy wykonawcze, zabudowane w skrzyniach ognioszczelnych oraz iskrobezpieczne obwody sterowania. Jednoczesne sterowanie dwóch silników napędowych z falownikami pozwoliło na pełne wykorzystanie redundancji magistrali CAN oraz dwóch paneli PO-1 z zaimplementowanym programem redundancji sterowania.



Rys.9. Lokomotywa akumulatorowa LDA-12K-EMA [8]



Rys.10. Uproszczony schemat blokowy lokomotywy LDA-12K-EMA [8]



Rys.11. Zabudowa panelu PO-1 i kasety KS-1 w kabinie lokomotywy [8]

4. Podsumowanie

Konstrukcje przetworników, enkoderów, falowników, proporcjonalnych rozdzielaczy hydraulicznych oraz innych elementów automatyki wyposażonych w interfejsy z magistralą CAN, wykorzystują produkowane seryjnie mikroprocesory i mikrokomputery wyposażonych w wewnętrzne kontrolery. Różnorodność produkowanych podzespołów półprzewodnikowych umożliwia projektantom maszyn i urządzeń górniczych dostosowanie konstrukcji do wymagań klienta. Dalszy rozwój maszyn górniczych będzie w coraz większym stopniu wiązał się z rozwiązaniami wykorzystującymi układy sterowania rozproszonego opartymi na magistralach cyfrowych.

Opracowywane w ITG KOMAG elementy systemu sterowania KOGASTER pozwalają na elastyczne projektowanie układów sterowania i charakteryzują się następującymi zaletami:

- mogą być stosowane w różnych maszynach górniczych, z obwodami iskrobezpiecznymi i nieiskrobezpiecznymi,
- moduły wejść/wyjść mogą być dostosowane do różnych czujników i przetworników wielkości elektrycznych i nieelektrycznych,

- rejestrowane parametry mogą zostać poddane analizie z wykorzystaniem zaawansowanych, zewnętrznych aplikacji komputerowych,
- zbudowany na bazie opracowywanych modułów system sterowania posiada strukturę otwartą i pozwala na modyfikację liczby i typów podłączanych czujników oraz przetworników,
- rozproszony układ sterowania pozwala użytkownikowi na zminimalizowanie kosztów inwestycji, dzięki dostosowaniu jego konfiguracji do potrzeb.

Opracowywane moduły posiadają oprogramowanie interfejsów CAN zgodne ze standardem CANopen CiA301 [4]. Wybrany protokół jest protokołem otwartym, w odniesieniu do którego istnieje możliwość zastosowania wielu standardów.

Literatura

1. Tanenbaum A.S., Stehen M.V.: Systemy rozproszone. Zasady i paradygmaty. Klasyka informatyki. WN-T, Warszawa 2006.
2. Karta katalogowa: BOSCH GmbH: CAN Specification ver 2.0, 1991.
3. Norma PN-EN 60079-11 Atmosfery wybuchowe: Część 11: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą iskrobezpieczeństwa i.
4. CAN in Automation (CiA) 301 CANopen application layer and communication profile.
5. www.lem.com, Strona internetowa firmy LEM.
6. JURA J. i inni: Iskrobezpieczny system sterowania maszyn górniczych bazujących na magistrali CAN i protokole CANopen. ITG KOMAG Gliwice 2010-2012, (praca nie publikowana).
7. Pieczora E. i inni: Instrukcja Panel Operatorski PO-1. W84.026IOR. ITG KOMAG 2013 (praca nie publikowana).
8. Pieczora E. i inni: Instrukcja eksploatacji. Lokomotywa Akumulatorowa LDA-12K-EMA. ITG KOMAG Gliwice 2014 (praca nie publikowana).

Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.

Uniwersalne rozwiązanie układu zasilania wciągnika łańcuchowego EWŁ-3/6AG

Streszczenie

W artykule przedstawiono opracowane w KOMAG-u rozwiązanie układu zasilania wciągnika łańcuchowego EWŁ-3/6AG. Zastosowano zespół zasilający ZS-1, który eliminuje konieczność stosowania rewersyjnych wyłączników stycznikowych. Opisano budowę zespołu, zasadę jego współdziałania z wciągnikiem łańcuchowym EWŁ-3/6AG oraz przebieg badań funkcjonalnych.

Słowa kluczowe: elektryczny wciągnik łańcuchowy, parametry techniczne, rewersyjne urządzenie zasilające, wyposażenie elektryczne, badania stanowiskowe

Keywords: electric chain hoist, technical parameters, reverse power supply device, electrical equipment, stand tests

Summary

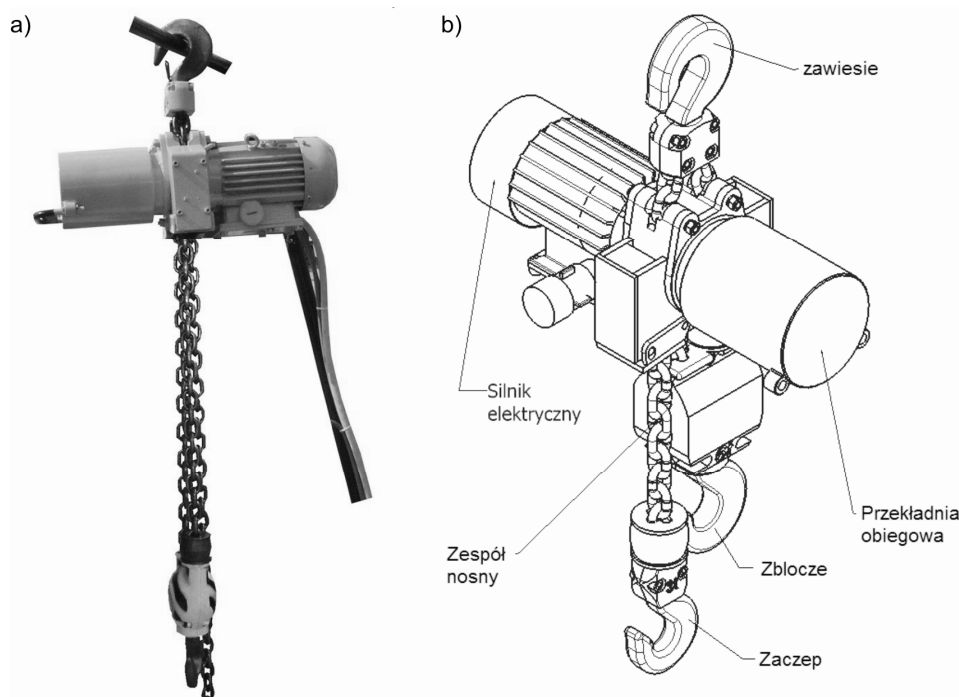
Design solution of power supply system of EWŁ-3/6AG chain hoist developed at KOMAG is presented. ZS-1 supply system, which eliminates the necessity of use of reverse contactor switches, was used. Design of the system, principle of its cooperation with EWŁ-3/6AG chain hoist and functional tests are described.

1. Wstęp

Opracowany w KOMAG-u i produkowany przez Fabrykę Maszyn i Urządzeń OMAG Sp. z o. o z Oświęcimia elektryczny wciągnik łańcuchowy EWŁ-3/6AG (rys. 1a) jest przeznaczony do pracy w podziemiach kopalń węgla kamiennego, tam gdzie zachodzi konieczność załadunku i wyładunku mas, w stałych miejscach przeładunkowych oraz w komorach montażowych i remontowych. Urządzenie

może być wykorzystane do podnoszenia, opuszczania i przemieszczania (przeciągania) mas. Wciągnik EWŁ-3/6AG może pracować w podziemnych zakładach górniczych, w wyrobiskach niemietanowych i metanowych ze stopniem „a”, „b” lub „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klasy A lub B zagrożenia wybuchem pyłu węglowego.

Konstrukcja wciągnika umożliwia podnoszenie, na pojedynczym zaczepie, ładunków o masie do 3000 kg



Rys.1. a) Wciągnik łańcuchowy EWŁ-3/6AG [2], b) główne zespoły wciągnika [1]

oraz na podwójnym łańcuchu, zakończonym zbloczem elementów, mas nie przekraczających 6000 kg [1].

Stosunkowo niewielkie gabaryty wciągника, w porównaniu z możliwościami jego udźwigu powodują, że jest to jedno z najnowocześniejszych urządzeń tego typu stosowanych w przemyśle [1].

Wciągник uzyskał pozytywną ocenę Urzędu Dozoru Technicznego i Jednostki Certyfikującej (nr KOMAG/06/ATEX/ST/137).

Podstawowe parametry wciągника łańcuchowego przedstawiono w tabeli 1.

Podstawowe parametry techniczne wciągника EWŁ-3/6AG

Tabela 1

Znamionowe napięcie zasilania	3 x 500 V; 50 Hz 3 x 230 V; 50 Hz	
Prąd znamionowy	2,4 A 5,3 A	
Moc znamionowa silnika	1,1 kW	
Udźwig	3 t	6 t
Prędkość podnoszenia	2 m/min	1 m/min

Szczegółowe informacje dotyczące budowy oraz parametrów mechanicznych wciągника łańcuchowego EWŁ-3/6AG zamieszczono w [1].

Sterowanie wciągnikiem EWŁ-3/6AG odbywa się z pulpitu sterowniczego, który wyposażono w przyciski do podnoszenia i opuszczania mas. Naciśnięcie przycisku powoduje równoczesne odhamowanie silnika i jego uruchomienie. Silnik pracuje tak długo, jak naciskany jest przycisk. Zwolnienie przycisku powoduje wyłączenie silnika i jego samoczynne zahamowanie.

Wciągник zasilany jest z kopalnianej sieci elektrycznej, z izolowanym punktem neutralnym transformatora o napięciu:

- 3 x 230 V, za pośrednictwem ognioszczelnego rewersyjnego zespołu transformatorowego ZTR-045(145), wyposażonego w zabezpieczenie przed nadmiernym obciążeniem,
- 3 x 500 V, za pośrednictwem ognioszczelnego wyłącznika rewersyjnego WSA -...R (lub RS 63R), wyposażonego w zabezpieczenie przed nadmiernym obciążeniem.

Ze względu na charakter pracy wciągника wymaga on zasilania z rewersyjnego urządzenia zasilającego. Taki stan rzeczy powoduje, że użytkownik wciągника jest zmuszony często do zakupu specjalistycznej aparatury zasilającej, której wartość znacznie przewyższa wartość samego wciągника. Z tego też względu, jak również z uwagi na fakt, że kopalnie posiadają w użytkowaniu znaczącą ilość ognioszczelných wyłączników nierwersyjnych na napięciu 500 V postulowano, aby opracować rozwiązanie umożli-

wiające zasilanie wciągника z takich wyłączników. Uwzględniono to w pracach projektowych, umożliwiając zasilanie wciągника łańcuchowego EWŁ-3/6AG z nierwersyjnego wyłącznika stycznikowego o napięciu 500 V.

Rezultatem prowadzonych prac jest opracowany w ITG KOMAG i produkowany przez PHU Gabrypol Sp. J. Juszczak z Katowic zespół zasilający ZS-1, który umożliwia zasilanie i sterowanie wciągnikiem łańcuchowym EWŁ-3/6AG z dowolnego ognioszczelnego wyłącznika stycznikowego o napięciu znamionowym 500 V, posiadającego zakres zabezpieczeń termicznych i zwarciovych, zgodny z parametrami silnika wciągника oraz posiadającego kontrolę stanu izolacji napięcia pomocniczego 42 V. Silnik napędowy wciągника jest zabezpieczony przed skutkami zwarć i przeciążeń za pomocą przekaźników nadmiarowo-prądowych umieszczonych w wyłączniku stycznikowym.

2. Zespół zasilający ZS-1

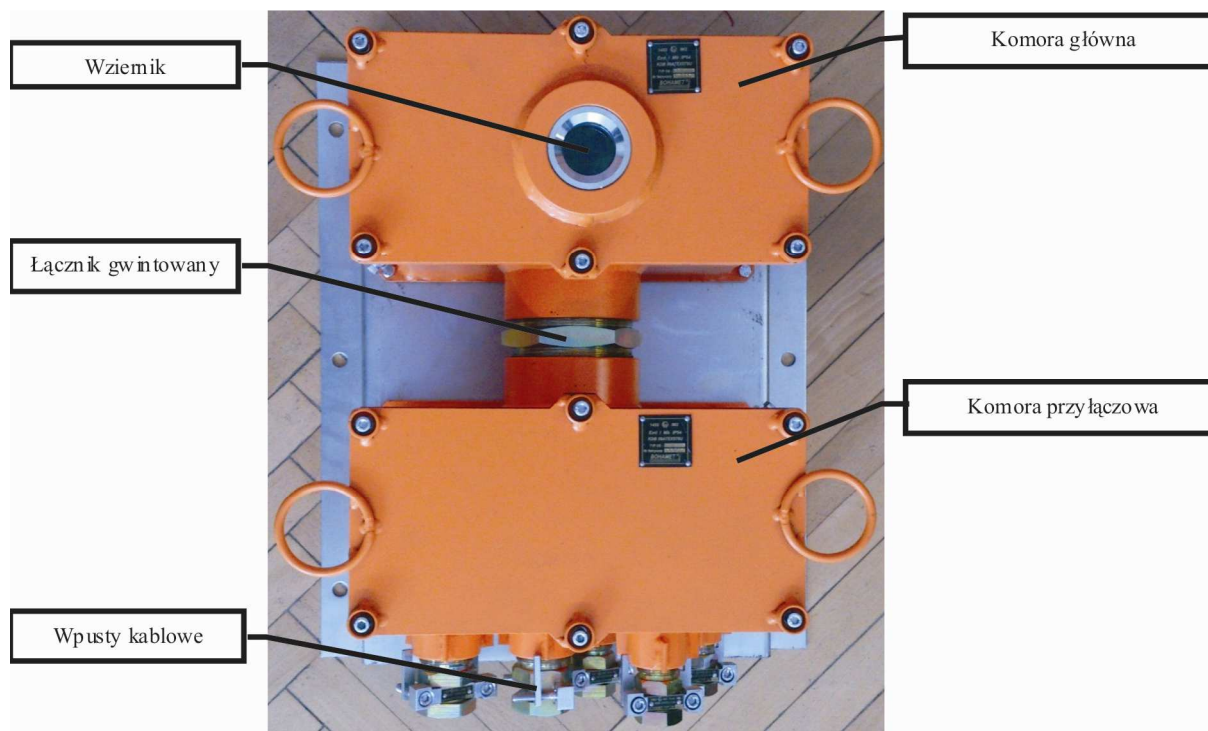
Zespół zasilający ZS-1 (rys. 2) składa się z dwóch komór ognioszczelných: głównej, z wziernikiem oraz przyłączowej, z wpustami kablowymi, połączonych ze sobą łącznikiem gwintowanym. Łącznik wyposażono w dwa izolatory przepustowe wielożyłowe. Całość przymocowana jest do płyty montażowej.

W komorze głównej zabudowano takie elementy, jak: styczniki, przekaźnik nadzorujący, przekaźniki pomocnicze, separator obwodów iskrobezpiecznych i wyłączniki zabezpieczające. Zasadniczym elementem zespołu zasilającego ZS-1 jest przekaźnik nadzorujący stan obciążenia silnika (podwieszonyj masy na haku), którego zadaniem jest uniemożliwienie podniesienia masy powyżej 10 % wartości znamionowej (rys. 3).

Zasada działania tego zabezpieczenia polega na pomiarze wartości prądu czynnego I_r , czyli iloczynu wartości skutecznej prądu oraz $\cos\phi$. Gdy próg graniczny nastawy zostanie przekroczony, wówczas następuje pobudzenie przekaźnika wykonawczego i przerwanie obwodu sterowniczego.

Ponadto przekaźnik nadzorujący pozwala na nastawę:

- czasu opóźnienia załączenia przekaźnika, służącego do tłumienia błędnych zadziałań przekaźnika podczas startu silnika,
- czasu opóźnienia wyzwolenia przekaźnika, służącego do tłumienia błędnych zadziałań przekaźnika podczas nieuniknionych, krótkotrwałych zmian obciążenia podczas prawidłowego działania (wartość nastawiana jest w przedziale od 0,1 sek. do 20 sek.).



Rys.2. Zespół zasilający ZS-1 [4]



Rys.3. Przekaznik nadzorujący stan odciążenia [3]

W tabeli 2 przedstawiono podstawowe parametry techniczne zespołu zasilającego ZS-1.

Podstawowe parametry zespołu zasilającego ZS-1 [5]

Tabela 2

Znamionowe napięcie zasilania	3 x 500 V; 50 Hz
Znamionowy prąd ciągły odpływu	10 A
Napięcie pomocnicze	42 V; 50 Hz
Masa	23 kg
Cecha budowy przeciwybuchowej	Ex I M2 Ex d [ia] I Mb
Certyfikat	TEST 14 ATEX 0001X

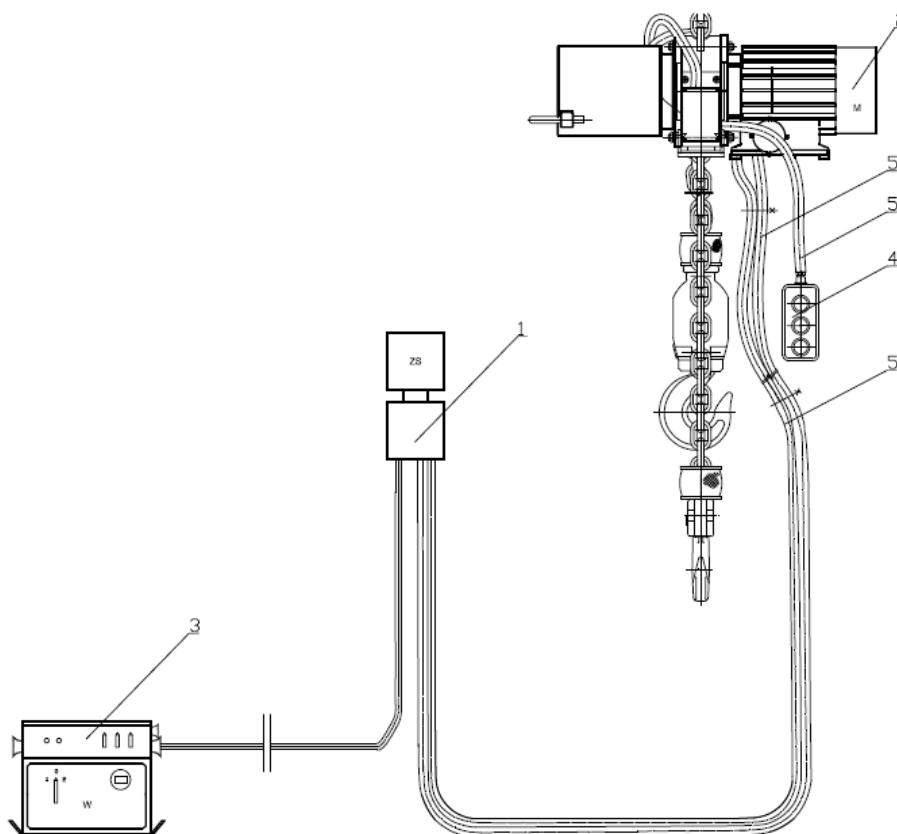
Zespół zasilający ZS-1 spełnia wymagania stawiane urządzeniom stosowanym w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, wynikające z Dyrektywy ATEX oraz norm zharmonizowanych i jest przysto-

sowany do pracy w podziemnych zakładach górniczych, w wyrobiskach niemietanowych i metanowych ze stopniem „a”, „b” lub „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klasy A lub B zagrożenia wybuchem pyłu węglowego.

3. Zasada działania wciągnika łańcuchowego EWŁ-3/6AG zasilanego za pośrednictwem zespołu zasilającego ZS-1

Wyposażenie elektryczne wciągnika łańcuchowego EWŁ-3/6AG zasilanego za pośrednictwem zespołu zasilającego ZS-1 przedstawiono na rysunku 4.

Iskrobezpieczne obwody sterowania zespołu zasilającego ZS-1 przystosowane są do sterowania przyciskami znajdującymi się poza zespołem zasilającym. Zamknięcie pętli sterowniczej powoduje załączenie zespołu zasilającego.



Rys.4. Wyposażenie elektryczne [5]: 1) zespół zasilający ZS-1, 2) wciągnik łańcuchowy EWŁ-3/6AG, 3) wyłącznik stycznikowy, 4) pulpit sterowniczy, 5) przewody elektryczne

Silnik napędowy wciągnika jest zabezpieczony przed skutkami zwarc i przeciążeń za pomocą przekaźników nadmiarowo-prądowych, zabudowanych w wyłączniku stycznikowym. Wyłącznik wyposażony w zabezpieczenie ziemnozwarciowe kontroluje rezystancję izolacji obwodów na odpyty, przed załączeniem stycznika głównego. Przełącznik upływowy wyłącznika powoduje zablokowanie układu w przypadku obniżenia rezystancji izolacji poniżej 50 kΩ. Z chwilą wystawienia zespołu ZS-1 za pośrednictwem przynależnych przycisków sterowniczych, umieszczonych na pulpicie sterowniczym, zostanie zamknięty obwód sterowania wyłącznika, a następnie podane napięcie zasilające i uruchomienie wciągnika.

Silnik napędowy wciągnika załączany jest bezzwłocznie. Wciągnik uruchamiany jest przyciskiem umieszczonym na pulpicie sterowniczym (przycisk należy zwolnić w chwili uzyskania żądanej wysokości). Zwolnienie przycisku powoduje wyłączenie silnika i zatrzymanie podnoszonej masy.

W układzie zastosowano czujniki zabezpieczające wciągnik przed:

- pracę w skrajnych położeniach łańcucha,
- przegrzaniem uzwojeń silnika wciągnika łańcuchowego,
- podnoszeniem mas powyżej 10% dopuszczalnej.

Może zostać również wyłączony samoczynnie w wypadku:

- zadziałania któregośkolwiek z zabezpieczeń w wyłączniku,
- zaniku napięcia zasilającego lub spadku jego wartości poniżej 0,85 U_n ,
- zadziałania czujników temperatury uzwojeń silnika,
- wzrostu rezystancji obwodu sterowania w wyłączniku powyżej 600 Ω,
- przerwy lub zwarcia żył sterowniczych.

Awaryjnie można wyłączyć wciągnik po naciśnięciu przycisku awaryjnego na pulpicie sterowniczym lub wyłączenia wyłącznika stycznikowego.

Próba podniesienia masy przekraczającej o 10% wartość znamionową powoduje zadziałanie zabezpieczenia (przełącznika nadzorującego), które jest sygnalizowane czerwoną diodą na przełączniku pomocniczym, w zależności od podnoszonej masy (3 t lub 6 t). Dalsza próba podnoszenia masy, ze względów bezpieczeństwa, jest niemożliwa. Drugim przyciskiem na pulpicie można opuścić ładunek. Ponowne uruchomienie wciągnika (podnoszenie) jest możliwe po zresetowaniu zabezpieczeń, które polega na wyłączeniu i ponownym załączeniu wyłącznika stycznikowego.

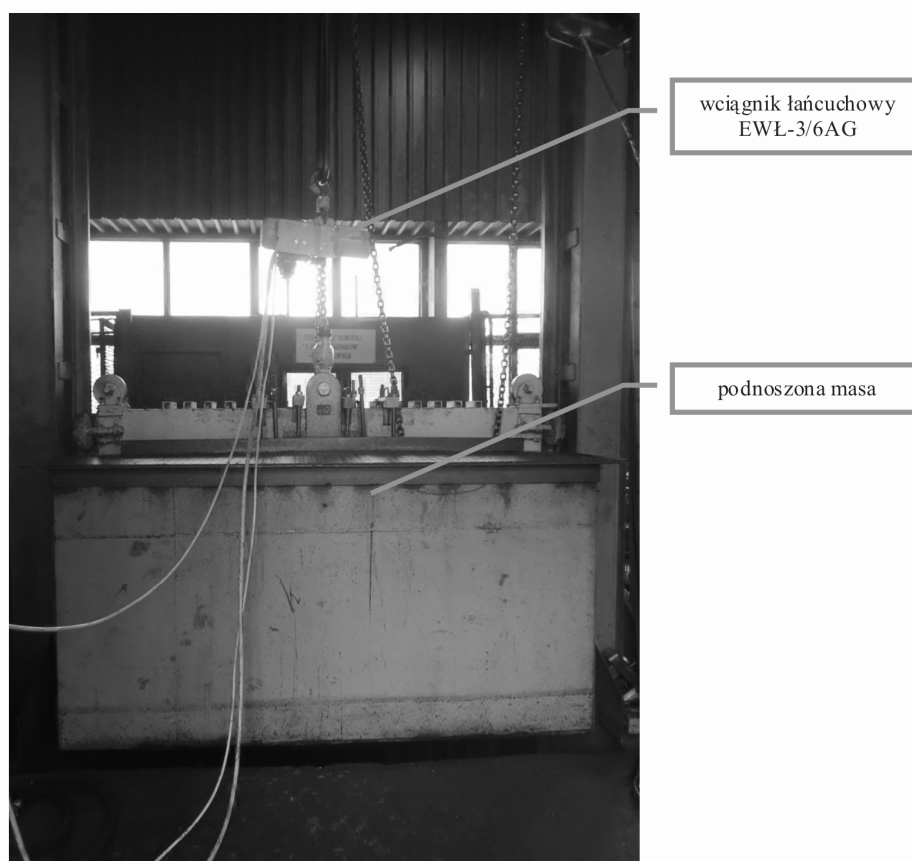
4. Badania zespołu zasilającego ZS-1

Badania przeprowadzono na stanowisku w Fabryce Maszyn i Urządzeń OMAG Sp. z o. o. w Oświęcimiu. Stanowisko badawcze (rys. 5) składało się z:

- pola zasilającego 3 x 500 V; 50 Hz,
- wyłącznika stycznikowego,
- zespołu zasilającego ZS-1,
- wciągnika łańcuchowego EWŁ-3/6AG wraz z pulpitem sterowniczym,
- obciążników o masach: 3 t, 3,3 t, 6 t i 6,6 t,
- przewodów elektrycznych.

Ze względu na niesymetryczny charakter obciążenia (silnik z wbudowanym hamulcem elektrycznym na jednej fazie) konieczna okazała się modyfikacja połączeń elektrycznych w zespole zasilającym ZS-1. Po dokonaniu korekty przystąpiono do kolejnych prób.

W pierwszym etapie badań wykonano próby podnoszenia i opuszczania, bez zainstalowanego obciążenia (bieg jałowy). W drugim etapie wykonano próby podnoszenia i opuszczania z kolejno zainstalowanym obciążeniem o masach 3 t, 3,3 t, 6 t, 6,6 t. Dla każdej wartości zainstalowanej masy na haku



Rys.5. Stanowisko badawcze [4]

Wyniki badań stanowiskowych [4]

Tabela 3

Lp.	Obciążenie	Działanie	Opis	Poprawność działania
1	Brak obciążenia	podnoszenie	podniesiono	TAK
		opuszczanie	opuszczono	TAK
2	Obciążenie o masie 3 t na haku 3 t	podnoszenie	masę podniesiono	TAK
		opuszczanie	masę opuszczono	TAK
3	Obciążenie o masie 3,3 t na haku 3 t	podnoszenie	zadziałanie zabezpieczenia	TAK
		opuszczanie	masę opuszczono	TAK
4	Obciążenie o masie 6 t na haku 6t	podnoszenie	masę podniesiono	TAK
		opuszczanie	masę opuszczono	TAK
5	Obciążenie o masie 6,6 t na haku 6 t	podnoszenie	zadziałanie zabezpieczenia	TAK
		opuszczanie	masę opuszczono	TAK

wykonano 10 cykli podnoszenia i opuszczania ładunku. Wyniki przeprowadzonych badań przedstawiono w tabeli 3.

Przeprowadzone badania potwierdziły poprawność funkcjonowania zespołu zasilającego ZS-1 z elektrycznym wciągnikiem łańcuchowym typu EWŁ-3/6AG. Próba podniesienia masy przekraczającej o 10% wartość znamionową, spowodowała wyłączenie wciągnika.

5. Podsumowanie

Uniwersalne rozwiązanie układu zasilania wciągnika łańcuchowego EWŁ-3/6AG polegające na zastosowaniu zespołu zasilającego ZS-1 eliminuje konieczność stosowania specjalistycznej aparatury zasilającej, umożliwiając stosownie nierewersyjnych wyłączników stycznikowych na napięcie 500 V, posiadających zakres zabezpieczeń termicznych i zwarciovych, zgodny z parametrami silnika wciągnika łańcuchowego oraz kontrolę stanu izolacji napięcia pomocniczego 42 V.

Zasadniczym elementem zespołu zasilającego ZS-1 jest przekaźnik nadzorujący stan odciążenia silnika (podwieszanej masy na haku), uniemożliwiający podniesienie masy powyżej 10% wartości znamionowej. Funkcję rewersji przejmuje zespół zasilający ZS-1, w którym zabudowano równolegle dwa styczniki główne. Silnik napędowy wciągnika jest zabezpieczony przed skutkami zwarc i przeciążeń za pomocą przekaźników nadmiarowo-prądowych zabudowanych w wyłączniku stycznikowym, a zabezpieczenie

ziemnozwarciowe w wyłączniku kontroluje rezystancję izolacji obwodów na odpływie, przed załączeniem stycznika głównego wyłącznika.

Wciągnik łańcuchowy EWŁ-3/6AG, zasilany za pośrednictwem zespołu zasilającego ZS-1 z ognioszczelnego rozrusznika stycznikowego, może pracować w podziemnych zakładach górniczych, w wyrobiskach niemietanowych i metanowych ze stopniem „a”, „b” lub „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klasy A lub B zagrożenia wybuchem pyłu węglowego.

Literatura

1. Bałaga D., Budzyński Z., Kalita M., Prostański D.: Nowe elektryczne wciągniki łańcuchowe konstrukcji CMG KOMAG. *Maszyny Górnicze* 2007, nr 4, s. 36-43.
2. <http://www.omag.pl> (4 czerwca 2014).
3. <http://www.siemens.pl> (4 czerwca 2014).
4. Kalita M., Budzyński Z., Deja P.: Badania wciągnika EWŁ-3/6 z zespołem zasilającym ZS-1. ITG KOMAG Gliwice 2013 (materiały nie publikowane).
5. Instrukcja elektryczna. Elektryczny wciągnik łańcuchowy EWŁ-3/6AG nr W92.081.02IE wyk. 6, wydanie 2. ITG KOMAG Gliwice 2013.

Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.

Wpływ rekuperacji energii na poprawę sprawności układu zasilająco-sterującego górniczej lokomotywy akumulatorowej

Streszczenie

W artykule przedstawiono zagadnienie rekuperacji energii w górniczych lokomotywach akumulatorowych. Omówiono badania symulacyjne układu zasilająco-sterującego górniczej lokomotywy akumulatorowej typu Lea BM-12. Zaprezentowano wyniki badań zużycia energii elektrycznej lokomotywy Lea BM-12 w czasie zmiany eksploatacyjnej w kopalni, które odniesiono do wyników symulacji. Wskazano czynniki wpływające na skuteczność odzysku energii.

Słowa kluczowe: lokomotywa akumulatorowa, układ zasilająco-sterujący, rekuperacja energii, sprawność energetyczna lokomotywy, badania symulacyjne

Keywords: battery locomotive, supply-and-control system, energy recuperation, efficiency of locomotive energy conversion, simulation tests

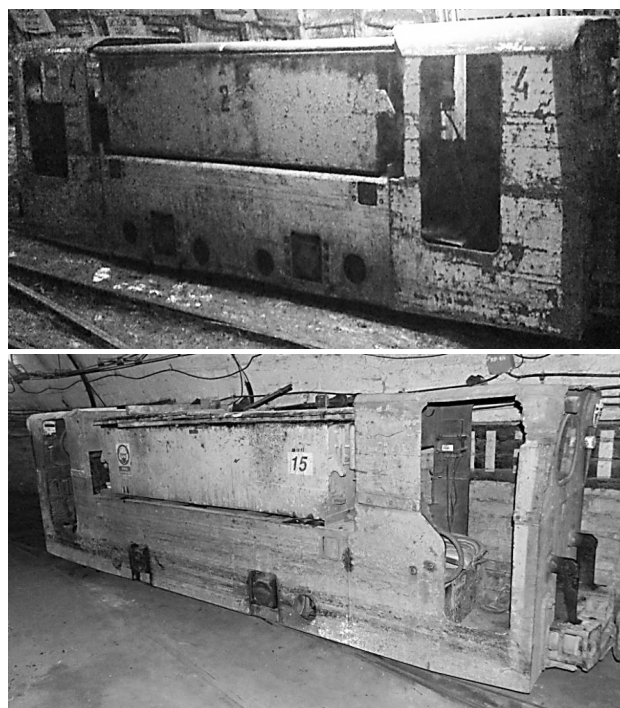
Summary

The problem of energy recuperation in mine battery locomotive is presented. Simulation tests of supply-and-control system in Lea BM-12 mine battery locomotive is discussed. Results of testing the energy consumption of Lea BM-12 mine battery locomotive during one operational shift are compared with the simulation test results. The factors, which have impact on efficiency of energy recovery, are indicated.

1. Wstęp

Przewóz ludzi w podziemnych wyrobiskach górniczych oraz transport materiałów i urobku w kopalniach jest jednym z najważniejszych procesów wpływających na efektywność produkcji surowca. Jako środki transportu stosuje się m.in. lokomotywy spągowe oraz ciągniki podwieszane [5]. Ze względu na sposób zasilania, wyróżnia się trzy rodzaje lokomotyw spągowych: spalinowe, trakcyjne i akumulatorowe.

Z uwagi na emisję szkodliwych substancji pochodzących z lokomotyw spalinowych dąży się do ich ograniczenia i zastąpienia napędami elektrycznymi. W najgłębszych pokładach kopalń, podczas drążenia wyrobisk chodnikowych praktycznie nie wykorzystuje się napędów spalinowych. Wydobycie urobku oraz transport materiałów realizowany jest za pomocą systemów transportowych zasilanych elektrycznie [5]. Stosowane lokomotywy akumulatorowe dorównują mobilnością lokomotywom spalinowym, przewyższając je przy tym sprawnością i niższą emisją szkodliwych gazów. Wyższa sprawność energetyczna lokomotyw akumulatorowych wpływa dodatkowo na ograniczenie emisji ciepła do atmosfery kopalnianej [1]. Lokomotywy trakcyjne ustępują maszynom akumulatorowym, głównie z powodu ograniczeń wynikających z możliwości prowadzenia trakcji elektrycznej w wybranych rejonach kopalni. Najbardziej popularną, eksploatowaną maszyną akumulatorową w polskim górnictwie węgla kamiennego jest lokomotywa Lea (odmiana BM-12 lub 12P3) – rysunek 1, pracująca już od blisko pięćdziesięciu lat.



Rys.1. Górnicza lokomotywa akumulatorowa typu Lea BM-12 oraz Lea 12P3 [6]

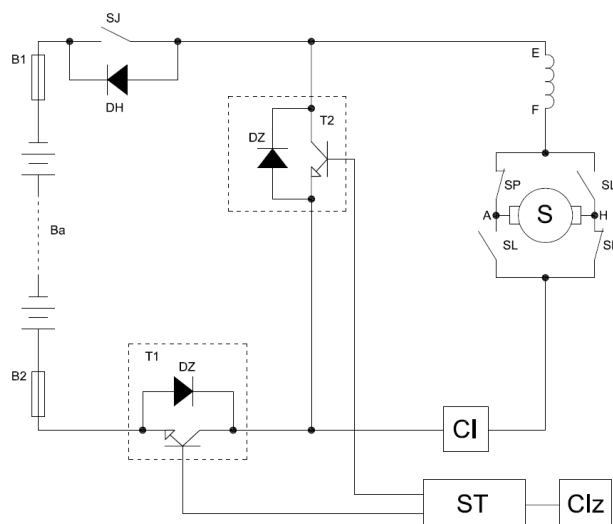
Lokomotywa ta napędzana jest silnikiem szeregowym prądu stałego typu LDs-245 (Lea BM-12) lub LDs-327 (Lea 12P3). Silniki, z uwagi na zainstalowaną moc elektryczną, mają różną prędkość obrotową (LDs-245 $n_N = 2910$ obr/min, silnik LDs-327 $n_N = 1450$ obr/min.). W pierwszych rozwiązaniach, w układzie napędu lokomotywy akumulatorowej, do sterowania rozruchem oraz do regulacji prędkości silników trakcyjnych były stosowane rezystory [4].

Regulacja prędkości maszyny polegała na dołączaniu szeregowych rezystorów rozruchowych oraz przełączaniu silników trakcyjnych, z połączenia szeregowego na równoległe. Układy te posiadały szereg wad, takich jak: trudność regulacji prędkości kątowej silników, duże straty mocy na rezystorach rozruchowych oraz konieczność stosowania dużej liczby styczników i nastawników przełączających prąd o dużym natężeniu, co powodowało szybkie zużywanie się elementów stykowych. Największą wadą tego typu układu sterowania był jednak brak możliwości zwrotu energii do baterii w procesie hamowania elektrycznego. Cała energia odzyskiwana podczas hamowania odprowadzana była w postaci ciepła. Wady pierwotnych układów sterowania decydowały o niskiej sprawności układu napędowego lokomotywy. Projektanci i producenci lokomotyw dążyli zatem do opracowania rozwiązania układu napędowego o wyższej sprawności.

2. Rekuperacja energii w górniczych lokomotywach akumulatorowych

Rekuperacja energii polega na jej odzyskiwaniu w celu dalszego wykorzystania. W maszynach z napędem elektrycznym lub hybrydowym, rekuperacja jest realizowana poprzez wykorzystanie silnika elektrycznego jako prądnicy, do konwersji energii ruchu obrotowego na energię elektryczną. Silnik przekształca energię kinetyczną rozpędzonej masy pojazdu na energię elektryczną, w trakcie hamowania elektrycznego, umożliwiając w ten sposób odzysk energii, która może być oddawana bezpośrednio do sieci trakcyjnej lub gromadzona w baterii akumulatorów [3]. Możliwość rekuperacji energii w górniczych lokomotywach akumulatorowych zaistniała w latach 90-tych ubiegłego wieku. Istotną rolę w unowocześnieniu, usprawnieniu i poprawieniu własności trakcyjnych tych maszyn odegrał Instytut Technik Innowacyjnych EMAG, który opracował i wykonał zespoły przekształtnikowe, wyposażone w łączniki okresowe prądu stałego (początkowo tyrystorowe, obecnie tranzystorowe) i układy regulacji przeznaczone do rozruchu, zmian prędkości i hamowania elektrycznego górniczych lokomotyw akumulatorowych, o mocach silników od 12 do 90 kW [7]. Uproszczony schemat tranzystorowego łącznika prądu stałego do sterowania napędem lokomotywy akumulatorowej lub trakcyjnej pokazano na rysunku 2.

Sprawność energetyczna lokomotywy wyposażonych w tego typu układ sterowania, w stosunku do rezystorowych układów sterujących, jest wyższa o ok. 25 %. Ponadto, w wyniku kontrolowanego przepływu prądu w napędach trakcyjnych, wydłużyła się żywotność silników i przekładni mechanicznych lokomotyw.



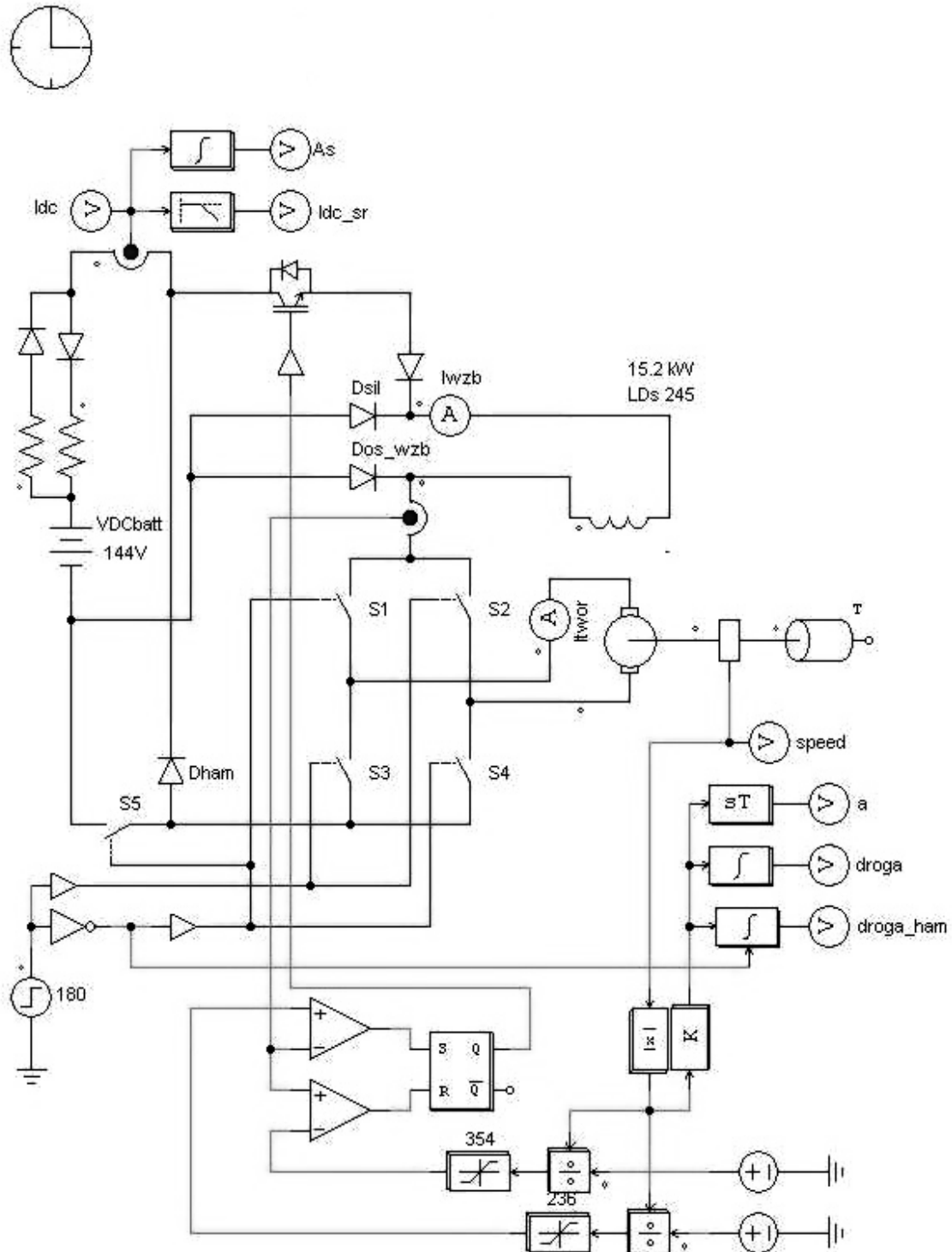
Rys.2. Uproszczony schemat tranzystorowego łącznika prądu stałego [7] T1 – łącznik okresowy do jazdy lokomotywy, T2 – łącznik okresowy do hamowania lokomotywy, Clz – człon zadawania prądu, SJ – łącznik jazdy, SP, SL – łączniki do rewersji prądu w obwodzie twornika, DZ – dioda zwrotna, DH – dioda hamowania, CI – czujnik prądu, ST – sterownik elektroniczny.

3. Badania symulacyjne układu zasilająco-sterującego lokomotywy górniczej z rekuperacją energii

Badania symulacyjne układu zasilająco-sterującego górniczej lokomotywy akumulatorowej, przeznaczonego do odzysku energii elektrycznej prowadzono w środowisku symulacyjnym PSIM. Zakres symulacji, obejmował przejazd lokomotywy od remizy w kierunku punktu załadunkowego (jazda po wzniosie bez załadunku), a następnie przejazd od punktu załadunkowego do miejsca wyładunku (jazda po upadzie z załadunkiem). Zasympulowano rozpędzanie lokomotywy, jazdę na wybiegu oraz hamowanie z odzyskiem energii. Model układu zasilająco-sterującego lokomotywy Lea Bm-12 pokazano na rysunku 3.

W badaniach uwzględniano profil trasy transportowej zidentyfikowany wcześniej w jednej z kopalń jako rzeczywisty, po której poruszają się górnicze lokomotywy akumulatorowe. Wybrano trasę o niekorzystnych parametrach trakcyjnych. Długość trasy wynosiła ok. 3000 m (od punktu załadunku do punktu wyładunku), a średnie nachylenie 0,4% (w kierunku stacji wyładkowej). Do badań symulacyjnych założono następujące parametry lokomotywy akumulatorowej:

- maksymalna siła pociągowa $F_{pmax} = 30$ kN,
- prędkość maksymalna $V_{max} = 6$ m/s,
- przełożenie przekładni $z = 1:19,26$,
- średnica kół $d = 560$ mm,
- znamionowe napięcie akumulatorów $U_n = 144$ V,
- pojemność pięciogodzinna akumulatorów $C_5 = 840$ Ah.



Rys.3. Model symulacyjny układu zasilająco-sterującego lokomotywy Lea BM-12, napędzanej silnikiem prądu stałego typu LDs-245 [2]

3.1. Symulacja rozpędzania i hamowania zestawu transportowego o masie 57,5 ton, jadącego po wzniosie o nachyleniu 0,4% (jazda w kierunku punktu załadowniczego)

Symulacja polegała na rozpędzaniu zestawu transportowego (bez załadunku), po wzniosie o nachyleniu 0,4%, w zakresie prędkości 0 - 2,7 m/s. Po osiągnięciu prędkości ustalonej następowało

hamowanie, aż do zatrzymania lokomotywy. Podczas symulacji rejestrowano następujące parametry:

- prędkość lokomotywy,
- moment elektromagnetyczny silnika,
- prąd twornika silnika,
- średni prąd baterii akumulatorów,
- energię pobraną oraz oddaną do baterii akumulatorów.

Na podstawie rejestrowanych wartości parametrów, wyliczono moc mechaniczną na wale silnika. Wyniki symulacji przedstawiono w tabeli 1.

Wyniki symulacji jazdy lokomotywy w kierunku punktu załadunku [2]

Tabela 1

Silnik szeregowy prądu stałego 15 kW typu LDs-245	
Jazda po wzniosie o nachyleniu 0,4% bez załadunku	
moc mechaniczna na wale silnika	25,5 kW
przebyta droga	117 m
prędkość ustalona	2,7 m/s (1797 obr/min)
maks. prąd pobrany z baterii	186 A
energia pobrana z baterii	386 Wh
energia oddana do baterii	48 Wh
droga hamowania	8,2 m

3.2. Symulacja rozpędzania i hamowania zestawu transportowego o masie 137,5 ton, jadącego po upadzie o nachyleniu 0,4% (z załadunkiem)

Symulacja polegała na rozpędzaniu zestawu transportowego (z załadunkiem), po upadzie o nachyleniu 0,4%, w zakresie prędkości 0 - 3,2 m/s. Po osiągnięciu prędkości ustalonej następowało hamowanie, aż do zatrzymania lokomotywy. Podczas symulacji rejestrowano następujące parametry:

- prędkość lokomotywy,
- moment elektromagnetyczny silnika,
- prąd twornika silnika,
- średni prąd baterii akumulatorów,
- energię pobraną oraz oddaną do baterii akumulatorów.

Na podstawie rejestrowanych parametrów, wyliczono moc mechaniczną na wale silnika. Wyniki symulacji przedstawiono w tabeli 2.

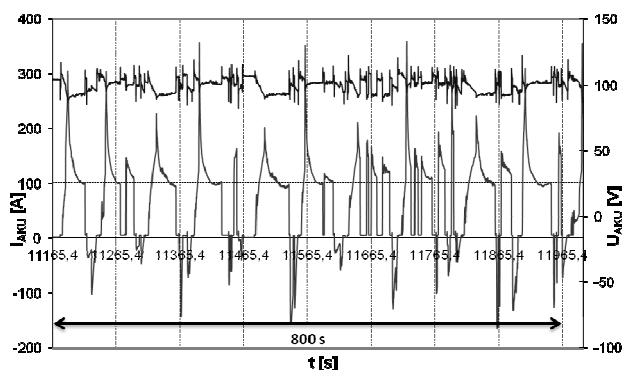
Wyniki symulacji jazdy lokomotywy w kierunku punktu wyładunku [2]

Tabela 2

Silnik szeregowy prądu stałego 15 kW typu LDs-245	
Jazda po upadzie o nachyleniu 0,4% z załadunkiem	
moc mechaniczna na wale silnika	21,9 kW
przebyta droga	516 m
prędkość ustalona	3,235 m/s (2125 obr/min)
max. prąd pobrany z baterii	159 A
energia pobrana z baterii	1224 Wh
energia oddana do baterii	168 Wh
droga hamowania	33,6 m

W badaniach symulacyjnych, analizowano tylko dwa odcinki trasy, w których następuje hamowanie elektryczne z odzyskiem energii. Profil trasy oraz obciążenie lokomotywy akumulatorowej były

niekorzystne dla danej maszyny, które w odniesieniu do informacji uzyskanych z kopalni zdarzają się bardzo rzadko. Pomimo tego, odzyskano energię o wartości 168 Wh. W typowych warunkach pracy, lokomotywa akumulatorowa porusza się z mniejszymi obciążeniami, przejeżdżając po łagodniejszych odcinkach tras transportowych, na których hamowanie elektryczne z odzyskiem energii odbywa się znacznie częściej.



Rys.4. Przykładowe przebiegi napięcia i natężenia prądu baterii, podczas pracy górniczej lokomotywy akumulatorowej typu Lea BM-12 [6]

Na rysunku 4 zaprezentowano przykładowe przebiegi napięcia oraz natężenia prądu baterii akumulatorów zarejestrowane podczas rzeczywistej pracy górniczej lokomotywy akumulatorowej typu Lea BM-12. W ciągu 800 sekund pracy lokomotywy transportującej kilkanaście ton materiału zarejestrowano hamowanie elektryczne z odzyskiem energii. W czasie hamowania, średnia wartość skuteczna natężenia prądu płynącego do baterii wynosiła 100 A. Przebieg natężenia prądu baterii miał charakter cykliczny. Każdy z cykli podzielono na trzy etapy: rozpędzanie, jazda na wybiegu oraz hamowanie elektryczne z odzyskiem energii. Bezpośrednie przejście rozpędzonej maszyny w tryb hamowania elektrycznego z odzyskiem energii, z uwagi na wygenerowanie prądu o natężeniu ok. 400 A, może wpływać niekorzystnie na układ energoelektroniczny. Sytuacja taka podczas normalnej pracy maszyny jednak z reguły nie występuje. Wyjątek stanowi hamowanie awaryjne. Obecnie układy zasilająco-sterujące nie są wyposażone w system ograniczający prąd płynący do baterii w czasie hamowania elektrycznego. Gwałtowne przekazanie do baterii akumulatorów prądu o dużym natężeniu może powodować intensywną emisję gazu elektrolitycznego – wodoru, który w pewnych stężeniach może stać się gazem wybuchowym. Konstrukcja skrzyń przeciwwybuchowych umożliwia jednak przewietrzanie zgromadzonego wodoru. Częste pomijanie etapu jazdy na wybiegu i gwałtowne przechodzenie w hamowanie elektryczne z odzyskiem energii, może powodować nagromadzenie dużej ilości wodoru i wymagać skutecznego przewietrzania skrzyni baterii akumulatorów. W celu niedopuszczenia do nagromadzenia wybuchowego stężenia wodoru we

wnętrzu skrzyni baterii akumulatorów, proponuje się podjąć następujące działania:

- poprawić przewietrzanie skrzyni baterii akumulatorów, co wiąże się z koniecznością przeprowadzenia badań w zakresie uzyskania certyfikatu ATEX,
- zmodyfikować układ zasilająco-sterujący lokomotywy, dążąc do minimalizacji emisji gazu elektrolitycznego, przy zachowaniu maksymalnej sprawności układu oraz wymaganych parametrów bezpieczeństwa pracy.

Zmiany w układzie sterowania nie wymagają przeprowadzenia ponownych badań, tak jak w przypadku modyfikacji układu przewietrzania skrzyni baterii akumulatorów. Z punktu widzenia efektywności, niezawodności i uniwersalności, rozwiązanie takie wydaje się być najkorzystniejsze.

4. Podsumowanie

Przeprowadzone analizy oraz symulacje komputerowe układu zasilająco-sterującego z zastosowaniem nowoczesnych układów energoelektronicznych w znacznym stopniu poprawiło sprawność energetyczną lokomotywy akumulatorowej. Sprawność można docelowo dodatkowo zwiększyć poprzez odzysk energii w procesie hamowania elektrycznego. Ilość odzyskanej energii zależy od wielu czynników, takich jak:

- obciążenie lokomotywy,
- sprawność układu energoelektronicznego,
- sprawność silnika napędowego,
- sprawność baterii akumulatorów,
- parametry trasy transportowej.

Sprawność stosowanych aktualnie silników prądu stałego wynosi ok. 85%, przy założeniu, że są to nowe maszyny. Uwzględniając sprawność pozostałego układu energoelektronicznego na poziomie 90%, sumaryczna sprawność energetyczna maszyny może wynieść ok. 70%. W celu poprawy tego stanu poddaje się modyfikacji układ sterowania, poprzez zastosowanie nowoczesnych falowników o wysokiej sprawności. Rozwój silników napędowych umożliwia dodatkowo zastosowanie w napędach górniczych lokomotyw akumulatorowych bezszczotkowych silników synchronicznych z magnesami trwałymi, których

sprawność wynosi ponad 92%. Obecnie trwają prace nad wdrożeniem lokomotywy akumulatorowej, wyposażonej w nowoczesny układ zasilająco-sterujący z odzyskiem energii elektrycznej. Wdrożona górnicza lokomotywa akumulatorowa typu Lda-12K-EMA będzie wynikiem projektu celowego realizowanego przez firmę Energomechanik przy współudziale z Instytutem Techniki Górniczej Komag.

Literatura

1. Budzyński Z., Polnik B.: Mechatroniczny układ sterowania i napędu akumulatorowych kolei szynowych przeznaczonych do pracy w atmosferze wybuchowej. *Maszyny Górnicze* 2011 nr 2, s. 45-51.
2. Dokumentacja, wykonana w ramach projektu badawczego rozwojowego pt. „Mechatroniczny układ napędowy do pojazdów szynowych przeznaczonych do pracy w atmosferze wybuchowej”. ITG KOMAG (materiały nie publikowane).
3. Pawełczyk M.: Rozwój systemów wykorzystujących akumulację energii w transporcie szynowym. *Pojazdy Szynowe* 2012 nr 2, s. 14-19.
4. Pawlaczyk L.: Przekształtniki energoelektroniczne w zastosowaniach przemysłowych. *Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej* 2005 Nr 58, s. 1-24.
5. Polnik B.: Silnik PMSM jako nowoczesny napęd w górniczych systemach transportowych. *Maszyny Elektryczne – Zeszyty problemowe* 2012 nr 1, s. 81-86.
6. Polnik B.: Badania i analiza pracy układu zasilająco-sterującego górniczej lokomotywy akumulatorowej”. ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały nie publikowane).
7. Szczucki F.: Rozwój energooszczędnych urządzeń i napędów maszyn górniczych oraz systemów transportowych. *Wiadomości Elektrotechniczne* 2006 nr 1, s. 3-9.

Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.

Informacje dla Autorów współpracujących z kwartalnikiem „Maszyny Górnicze”

Redakcja przyjmuje oryginalne, nie publikowane wcześniej artykuły o merytorycznej zawartości odpowiadającej profilowi czasopisma.

Redakcja zastrzega sobie prawo do rezygnacji z opublikowania artykułu jeśli:

- jego tematyka nie mieści się w profilu czasopisma,
- artykuł nie uzyska pozytywnych recenzji,
- artykuł jest niekompletny lub zawiera materiały graficzne o zbyt niskiej jakości,
- nie został przygotowany zgodnie ze wskazówkami edytorskimi.

Od autora/autorów publikacji wymaga się:

- ujawnienia wkładu poszczególnych autorów w powstanie publikacji (z podaniem ich afiliacji oraz kontrybucji, tj. informacji kto jest autorem koncepcji, założeń, metod, protokołu itp. wykorzystywanych przy przygotowaniu publikacji), przy czym główną odpowiedzialność ponosi autor zgłaszający manuskrypt,
- jawności informacji o podmiotach przyczyniających się do powstania publikacji (wkład merytoryczny, rzeczowy, finansowy etc.).

Osoba wnosząca istotny wkład w powstanie publikacji, a nie podana wśród autorów, powinna być wymieniona w publikacji. Wszelkie wykryte przypadki „ghostwritingu” i „guest authorshipu” będą ujawniane, włącznie z powiadomieniem odpowiednich podmiotów (instytucje zatrudniające autorów, towarzystwa naukowe, stowarzyszenia edytorów naukowych itp.).

Tekst przeznaczony do publikacji należy przekazać wraz z wypełnionymi formularzami. Formularze są dostępne na stronie internetowej kwartalnika Maszyny Górnicze:

<http://komag.eu/wydawnictwa/maszyny-gornicze/dla-autorow>

Procedura akceptacji publikacji oraz jej recenzowania jest zgodna z zaleceniami opisanymi w broszurze Ministerstwa Nauki Szkolnictwa Wyższego „Dobre praktyki w procedurach recenzyjnych w nauce”.

Autorów prosimy o przestrzeganie ustalonych przez Redakcję zasad dotyczących: struktury artykułu, przygotowania zdjęć i ilustracji oraz piśmiennictwa.

Szczegółowe wytyczne dostępne są na stronie internetowej pod adresem:

<http://komag.eu/wydawnictwa/maszyny-gornicze/dla-autorow>