

KOMAG

INSTYTUT
TECHNIKI GÓRNICZEJ

TRANSPORT SZYBOWY

ISBN 978-83-60708-73-6

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)

Gliwice 2013



Transport Szybowy 2013

Instytut Techniki Górniczej

Praca zbiorowa

TRANSPORT SZYBOWY

Monografia

Gliwice 2013

Redakcja naukowa monografii:
Prof.dr hab.inż. Adam Klich
Dr inż. Antoni Kozieł

Redaktor techniczny:
Mgr Anna Okulińska

Recenzenci:
Dr inż. Alfred Carbogno
Dr inż. Andrzej Figiel
Prof.dr hab.inż. Adam Klich
Dr inż. Leszek Kowal
Prof. dr hab. inż. Marek Płachno

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374100, 2374512

Skład i druk: Komdruk-Komag sp. z o.o.
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374651, 2374563

Projekt okładki: Natalia Król

ISBN 978-83-60708-73-6

Nakład: 160 egz.

Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Wstęp

Prezentujemy Państwu monografię poświęconą zagadnieniom nowoczesnych i niezawodnych systemów transportu szybowego, ze szczególnym uwzględnieniem problemów bezpieczeństwa użytkowania wyciągów szybowych.

W pięciu rozdziałach zaprezentowano metody projektowania, modelowania i badań maszyn oraz elementów górniczych wyciągów szybowych, zastosowane układy zasilania, sterowania, diagnostyki i monitoringu, jak również doświadczenia z wdrożeń nowych rozwiązań oraz modernizacji systemów transportu szybowego.

Oddzielny rozdział poświęcono zagadnieniom lin stosowanych w górniczych wyciągach szybowych oraz kierunkom rozwoju maszyn wyciągowych.

Rosnące zapotrzebowanie na surowce mineralne spowodowane rozwojem gospodarki i postępem technologicznym wymusza stałe zwiększanie poziomu wydobycia zasobów.

Przemysł wydobywczy ze względu na swoją specyfikę jest szczególnie związany z długookresowym planowaniem i prognozowaniem, szczególnie w zakresie, gdy zwiększenie potencjału wydobywczego wymaga uruchomienia inwestycji otwierających dostęp do złóż.

Całokształt przedstawionych w monografii zagadnień jest istotny, zwłaszcza w aspekcie udostępniania nowych pokładów oraz pogłębiania szybów, ze względu na ograniczenie problemu eksploatacji podpoziomowej.

Niniejsza monografia ma także na celu popularyzację bardziej efektywnych i bezpiecznych systemów transportu szybowego, jak również zaprezentowanie nowoczesnych narzędzi projektowych oraz innowacyjnych rozwiązań w obszarze diagnostyki.

Projektowane są nowe oraz modernizowane maszyny wyciągowe z inteligentnymi układami sterowania. Coraz szerzej stosowane rozwiązania mechatroniczne powodują, że transport szybowy jest bardziej niezawodny i bezpieczny, a co najistotniejsze umożliwia sprawny transport pionowy i eksploatację nowych pokładów węgla.

Rozwiązanie szeregu problemów technicznych, zwłaszcza dotyczących procesów dynamicznych, możliwe jest dzięki zastosowaniu komputerowych metod modelowania, symulacji i obliczeń.

Zagadnienie eksploatacji lin stosowanych w górniczych wyciągach szybowych wymaga prowadzenia szeregu badań w ośrodkach krajowych i zagranicznych. Należy podkreślić, że prezentowane wyniki prac badawczych są wynikiem bliskiej integracji środowisk naukowych i przemysłowych.

Redaktorzy naukowi monografii dziękują wszystkim Autorom oraz Recenzentom za pomoc w jej zredagowaniu, mając nadzieję, że przyczyni się ona do rozwoju bezpiecznych systemów transportu szybowego.

Redaktorzy naukowi monografii

prof.dr hab.inż. Adam Klich
dr inż. Antoni Kozieł

Gliwice, wrzesień 2013 r

Spis treści

str.

1. PROJEKTOWANIE, MODELOWANIE I BADANIA MASZYN ORAZ ELEMENTÓW GÓRNICZYCH WYCIĄGÓW SZYBOWYCH

1.1. Badania maszyn wyciągowych w procesie dopuszczania do eksploatacji 7

1.2. Doświadczenia poznawcze wynikające z badań sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybów górniczych 19

1.3. Ocena stanu wytężenia w elementach nośnych konstrukcji naczyń wydobywczych 33

1.4. Analiza numeryczna zjawisk cieplnych zachodzących w hamulcu maszyny wyciągowej na wybranym przykładzie obliczeniowym 45

1.5. Niektóre eksperymenty ukraińskich ośrodków badawczych w zakresie monitorowania bezpieczeństwa zbrojenia szybów górniczych. (Some experiments of Ukrainian research centers within the range of monitoring safety of mining shaft steelworks) 61

1.6. Analiza i ocena wyników badań i ryzyka związanego ze stosowaniem wykładzin „modar®" 73

1.7. Zmniejszenie obciążeń dynamicznych podczas awaryjnego hamowania górniczych wyciągów szybowych (Reduction in dynamic loads during emergency braking shaft hoisting installation) 95

2. UKŁADY ZASILANIA, STEROWANIA, DIAGNOSTYKI I MONITORINGU W TRANSPORCIE SZYBOWYM

2.1. Inteligentne, energooszczędne układy zasilania i sterowania górniczych maszyn wyciągowych z napędem zintegrowanym lub hybrydowym 117

2.2. Hydrauliczne zespoły sterowniczo-zasilające tarczowych hamulców maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych – nowe rozwiązania techniczne 133

2.3. Nowe rozwiązania techniczne w urządzeniach sygnalizacji szybowej 149

2.4. Doświadczenia z aparaturą do kontroli dynamicznej i oceną eksploatacyjną układu naczynie wyciągowe – zbrojenie pionowych szybów kopalnianych. (The experience of dynamic apparatus control and estimation of exploitation system safety "vessel – reinforcement" of vertical mining shafts) 163

2.5. Analiza rozwoju, wyniki i perspektywy prac w zakresie dynamicznej diagnostyki i monitorowania stanu eksploatacyjnego zbrojenia szybów kopalnianych (Analysis of development results and outlook the dynamic diagnosis and monitoring operational status of reinforcement shafts) 175

3. NOWE ROZWIĄZANIA I MODERNIZACJE GÓRNICZYCH MASZYN I URZĄDZEŃ W TRANSPORCIE SZYBOWYM

3.1. Nowa maszyna wyciągowa B-1500/EX/AC-2m/s przeznaczona do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem 201

3.2. Modernizacja części mechanicznej maszyny wyciągowej 4L-4000/2900 szybu SW-1 przedział klatkowy w KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Polkowice-Sieroszowice” 215

3.3. Modernizacja górniczego wyciągu szybowego w przedziale zachodnim szybu “Piotr” KHW S.A. KWK "Mysłowice-Wesoła" 223

3.4. Modernizacja urządzenia wyciągowego szybu Nr 2 PG „Silesia” 245

3.5. Wybrane modernizacje maszyn wyciągowych i sygnalizacji szybowych górniczych wyciągów szybowych wykonane przez ELCAM Sp. z o.o. w latach 2011-2013 255

3.6. Modernizacja górniczych wyciągów szybowych Kopalni Soli „Wieliczka” 271

3.7. Poprawa bezpieczeństwa pracy podczas transportu pionowego pomocniczego na przykładzie zmodernizowanej wciągarki wolnobieżnej 281

3.8. Modernizacja kołowrotu ciernego dwubębnowego IVANOVA do zakładania i wymiany lin wyciągowych..... 301

3.9. Pomost wiszący do interwencyjnych robót szybowych 321

4. KIERUNKI ROZWOJU MASZYN WYCIĄGOWYCH

4.1. Kierunki rozwoju w maszynach wyciągowych produkowanych i modernizowanych przez OPA-ROW sp. z o.o. 331

4.2. Działalność MWM Elektro Sp. z o.o. na przestrzeni 15 lat 347

5. LINY W GÓRNICZYM TRANSPORCIE SZYBOWYM

5.1. System diagnostyczny LRM®-XXI – postęp w bezpiecznej i niezawodnej diagnostyce lin górniczych 359

5.2. Współczesne metody oceny stanu technicznego lin pracujących w górnictwie 373

5.3. Analiza źródeł niepewności pomiarowej w defektoskopii magnetycznej lin stalowych..... 385

5.4. Eksploatacja lin nośnych kompaktowanych w górniczych wyciągach szybowych 395

5.5. Doświadczenia produkcyjne i eksploatacyjne 4 lin nośnych ø38 35 (M) x 7 2160 B sZ/zS, pracujących w górniczym wyciągu szybowym skipowym JSW S.A. KWK „Borynia-Zofiówka-Jastrzębie” Ruch „Zofiówka” 419

5.6. Liny SAG w górniczych wyciągach szybowych 425

Indeks autorów 435

Streszczenia w języku polskim i angielskim 437

Badania maszyn wyciągowych w procesie dopuszczania do eksploatacji

Tomasz Rokita, Marian Wójcik – Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

Maszyny wyciągowe górniczych wyciągów szybowych zgodnie z porządkiem prawnym w Polsce podlegają procesowi dopuszczenia do eksploatacji. „Prawo geologiczne i górnicze" [1] nakłada na producenta maszyn wyciągowych obowiązek przeprowadzania tzw. badań wyrobu w akredytowanej jednostce certyfikującej wyroby. Wyniki badań wyrobu wraz z innymi dokumentami przedkłada się Prezesowi Wyższego Urzędu Górniczego, który podejmuje decyzję o dopuszczeniu maszyny wyciągowej zwykle do tzw. „ruchu próbnego". Badania te jednostka certyfikująca maszynę wyciągową wykonuje głównie na podstawie przedłożonej przez producenta dokumentacji technicznej.

W czasie ruchu próbnego maszyna pracuje przy obciążeniu nominalnym, równocześnie wykonuje się standardowe badania przewidziane w obowiązujących przepisach technicznych oraz dodatkowe badania zapisane w tzw. „Programie ruchu próbnego". Na podstawie uzyskanych wyników w ruchu próbnym maszyny sporządza się raport oraz ostateczną opinię będącą podstawą wydania decyzji o stałym dopuszczeniu maszyny do eksploatacji.

Na podstawie doświadczeń autorów monografii można sformułować pogląd, że w przypadku maszyn wyciągowych o znaczeniu podstawowym dla zakładu górniczego, wykorzystanie badań i sporządzenie opinii dla dopuszczenia do eksploatacji maszyny jedynie na podstawie dokumentacji technicznej i prze- biegu ruchu próbnego nie może dać pełnego obrazu o tej maszynie.

Stąd potrzeba dodatkowych badań, które potwierdzałyby poprawność wyników obliczeń konstrukcyjnych maszyny odnośnie wytężenia konstrukcji i spełnienia innych wymagań technicznych.

W związku z powyższym przedstawione w monografii przykładowo: zakres, przebieg i wyniki badań elementów maszyn wyciągowych mogą stanowić uzasadnienie poglądu autorów pracy odnośnie potrzeby przeprowadzania dodatkowych badań.

2. Typowe badania maszyny wyciągowej podczas eksploatacji w ruchu próbnym

Poniżej przedstawiono zakres wykonywanych kontroli i badań przedmiotowej maszyny wyciągowej w ruchu próbnym.

a) Kontrola prawidłowości pracy maszyny wyciągowej oraz wizualna ocena stanu linopędni z wałem i łożyskowaniem.

b) Kontrola poprawności wykonywania procedury startu.

Kontrola poprawności realizacji odhamowania manewrowego hamulca maszyny wyciągowej, zadania momentu i uruchomienia napędu maszyny wyciągowej.

Niezależnie od warunków obciążenia układ powinien realizować odhamowanie i rozruch maszyny wyciągowej.

c) Kontrola poprawności wykonania procedury synchronizacji.

Po przerwaniu obwodu bezpieczeństwa konieczne jest przeprowadzenie synchronizacji liczników drogi. Do czasu zsynchronizowania liczników drogi z elementami odwzorowania drogi prędkość jazdy maszyny wyciągowej musi być ograniczona. Synchronizacja odbywa się po pobudzeniu przez magnes zabudowany na naczyniu łącznika magnetycznego zabudowanego przed górnym i dolnym skrajnym położeniem technologicznym naczynia.

d) Kontrola poprawności wykonywania procedury skalowania liczników drogi.

e) Kontrola poprawności wykonywania procedury wykrywania kierunku drogi.

Układ musi poprawnie reagować na wychylenia przełącznika kierunku jazdy. Wychylenie przełącznika na pozycję „góra-wleczna" lub „góra-regulowana" powoduje odpowiedni ruch naczynia, wychylenie przełącznika na pozycję „dół-wleczna" lub „dół-regulowana" musi powodować odpowiedni ruch naczynia. Nieprawidłowy kierunek jazdy musi być kontrolowany przez układ zabezpieczeń i powodować przerwanie obwodu bezpieczeństwa.

f) Kontrola poprawności wykonywania procedury zadawania prędkości.

Sprawdza się poprawność realizacji zadanego diagramu jazdy. Przebieg prędkości musi być prawidłowy.

g) Kontrola reakcji maszyny wyciągowej po zadziałaniu urządzenia do ręcznego spowodowania zaniku ciśnienia oleju w instalacji hamulca tarczowego, podczas jazdy maszyną wyciągową z agregatem hamulcowym.

h) Sprawdzenie skuteczności działania zabezpieczeń zgrupowanych w programowanych obwodach bezpieczeństwa.

i) Próby dynamiczne maszyny wyciągowej.

Warunkiem uzyskania pozytywnej opinii Kierownika Ruchu Zakładu Górniczego (KRZG) jest stwierdzenie prawidłowej pracy maszyny wycią-

gowej i poprawnej reakcji maszyny wyciągowej na wszystkie wykonane próby.

Po przeprowadzeniu prób w ruchu dla maszyny wyciągowej górniczego wyciągu i ewentualnym dokonaniu optymalizacji parametrów programowych urządzenie musi pracować bezawaryjnie, w sposób bezpieczny i nie wymagający dalszych regulacji.

3. Cel badań specjalnych

Celem badań specjalnych jest uzyskanie wyników odnośnie rzeczywistego stanu naprężeń i odkształceń zespołów maszyny decydujących o jej bezpiecznej eksploatacji, a także prognoza dotycząca okresu eksploatacji w aspekcie wymagań zapisanych w przepisach technicznych. Do realizacji tego celu stosuje się zwykle metody tensometryczne. Natomiast wykorzystanie techniki termowizyjnej pozwala na określenie rzeczywistych temperatur pracy elementów maszyny. Analiza obrazów termowizyjnych jest bardzo pomocna przy ocenie prawidłowości pracy takich węzłów maszyny, jak: łożyska wału głównego, zmiany przekroju wału maszyny, części linopędni, tarcze hamulców itd.

4. Badania specjalne maszyny wyciągowej

4.1. Zakres badań specjalnych

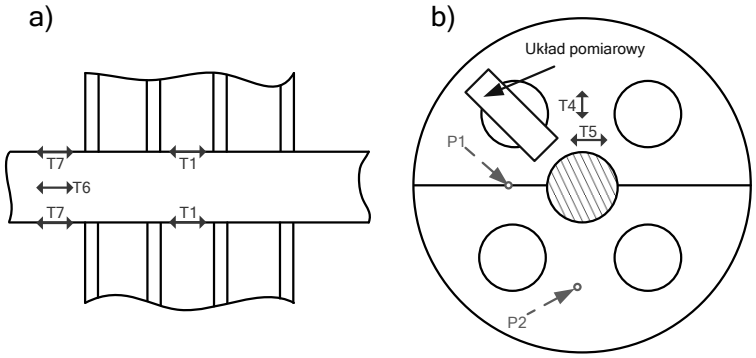
Opracowany w Katedrze Transportu Linowego AGH w Krakowie przykładowy „Program przeprowadzania prób i badań wyodrębnionego zespołu złożonego z wału jego posadowienia oraz linopędni maszyny wyciągowej” [2] przewidywał badania specjalne wyodrębnionego zespołu maszyny w następującym zakresie:

- badania tensometryczne wału i tarcz bocznych linopędni,
- badania przemieszczeń tarcz bocznych,
- badania termowizyjne obciążonych przekrojów wału i kołnierza.

4.2. Rozmieszczenie punktów pomiarowych

Pomiary naprężeń wykonano w wybranych punktach wału oraz tarczy bocznej koła pędnego maszyny wyciągowej. W punktach tych naklejono przetworniki tensometryczne oznaczone symbolami T1, T4, T5, T6, T7. Pomiar naprężeń dla wału maszyny wyciągowej ograniczono do pomiaru naprężeń związanych ze zginaniem wału. Dla tarczy bocznej wykonano pomiar naprężeń w kierunku promieniowym i obwodowym w punktach należących do zewnętrznej powierzchni tarczy. Pomiary zmian odległości pomiędzy bocznymi tarczami przeprowadzono w dwóch punktach. Zmiana odległości w czasie obrotu pędni jest związana z ugięciem wału głównego oraz odkształceniem

tarcz bocznych pędni. Wykorzystane do pomiaru przetworniki przemieszczenia oznaczono symbolami P1 oraz P2. Wybór punktów pomiarowych był związany z analizą naprężeń i odkształceń konstrukcji oraz praktyczną łatwością dostępu bez konieczności demontażu elementów. Punkty pomiarowe rozmieszczono w dwóch charakterystycznych, wzajemnie prostopadłych płaszczyznach badanej maszyny wyciągowej. Jedna z płaszczyzn jest związana z płaszczyzną podziału koła pędnego druga jest płaszczyzną do niej prostopadłą. Wybrane punkty stanowią zbiór możliwie reprezentatywnych miejsc z punktu widzenia analizy naprężeń i odkształceń konstrukcji. Rozmieszczenie przetworników pomiarowych pokazano na rysunku 1.



Rys.1. Schemat rozmieszczenia przetworników pomiarowych: *a – na wale maszyny wyciągowe,j b - na zewnętrznej powierzchni tarczy bocznej linopędni*

Poniżej przedstawiono szczegółowy opis położenia poszczególnych punktów pomiarowych posługując się wprowadzonymi oznaczeniami.

T1 Układ tensometrów do pomiaru naprężeń zginających na powierzchni wału wewnątrz linopędni. Czujniki zostały naklejone podczas poprzednich badań na powierzchni wału równolegle do jego osi w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny podziału linopędni.

T4 Przetwornik tensometryczny do pomiaru naprężenia w kierunku promieniowym na zewnętrznej powierzchni tarczy bocznej linopędni po stronie prawej. Czujnik został naklejony w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny podziału linopędni w odległości ok. 62 cm od powierzchni wału.

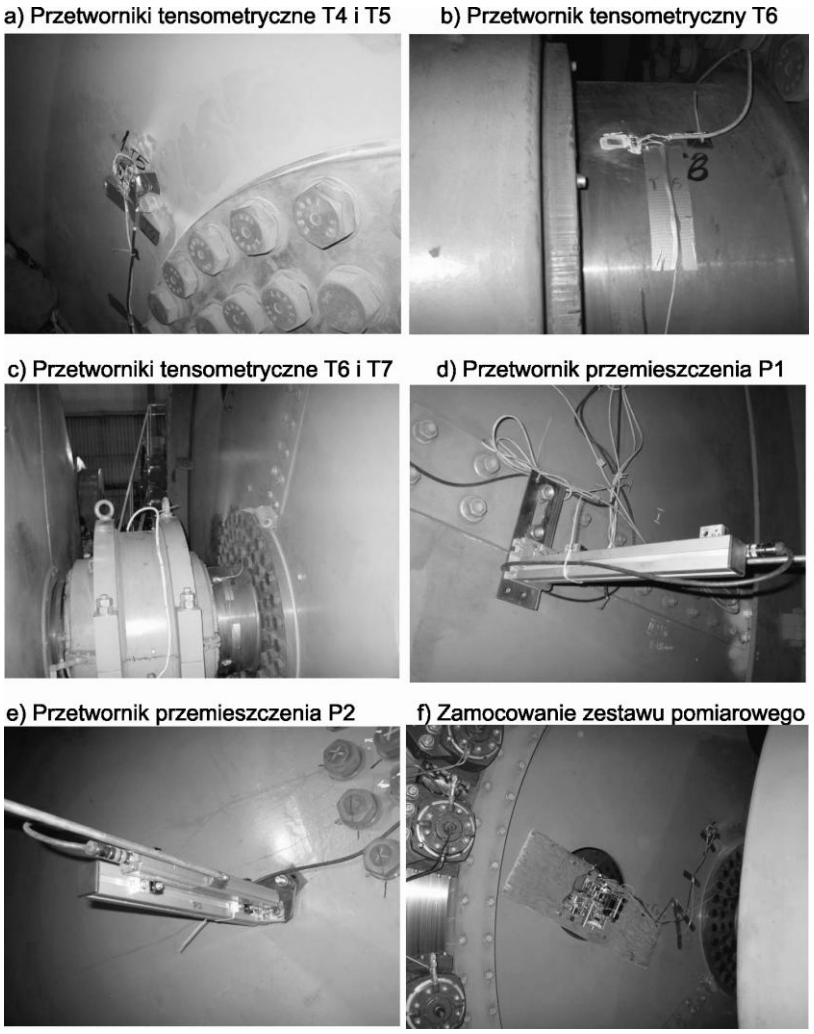
T5 Przetwornik tensometryczny do pomiaru naprężenia w kierunku obwodowym na zewnętrznej powierzchni tarczy bocznej linopędni po stronie prawej. Czujnik został naklejony w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny podziału linopędni w odległości ok. 62 cm od powierzchni wału.

T6 Układ tensometrów do pomiaru naprężeń zginających lewej części wału. Czujniki zostały naklejone na powierzchni wału równolegle do jego osi w płaszczyźnie podziału linopędni.

T7 Układ tensometrów do pomiaru naprężeń zginających w lewej części wału. Czujniki zostały naklejone na powierzchni wału równolegle do jego osi w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny podziału linopędni.

P1 Przetwornik przemieszczenia do pomiaru zmian odległości pomiędzy tarczami bocznymi linopędni umieszczony w płaszczyźnie podziału linopędni w odległości 84 cm od powierzchni wału.

P2 Przetwornik przemieszczenia do pomiaru zmian odległości pomiędzy tarczami bocznymi linopędni umieszczony w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny podziału linopędni w odległości 50 cm od powierzchni wału.



Rys.2. Rozmieszczenie przetworników pomiarowych (a-e)
oraz zestawu pomiarowego (f)

Przetworniki T6 oraz T7 zostały umieszczone ok. 22 cm od powierzchni bocznej lewego kołnierza.

Na rysunkach (rys. 2) pokazano przetworniki umieszczone w odpowiednich punktach konstrukcji oraz sposób mocowania zestawu pomiarowego do koła pędnego. Każdy przetwornik został oznaczony symbolem zgodnym z przedstawionym w opisie.

4.3. Przykładowe wyniki pomiarów

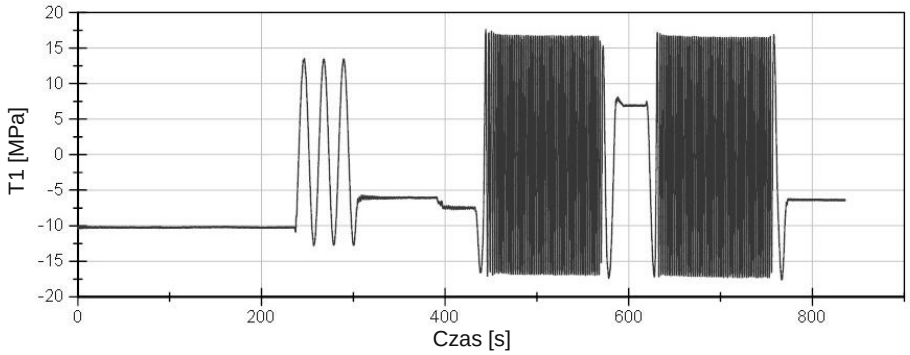
Pomiary zostały wykonane w kilku seriach związanych z różnymi parametrami ruchu maszyny wyciągowej. W każdej serii zostały równocześnie zarejestrowane sygnały z wszystkich opisanych przetworników pomiarowych umożliwiając równoczesną analizę stanu konstrukcji w dowolnych chwilach czasu. Badania tego typu opisano szerzej w [3].

W jednej z serii pomiarów maszyna wyciągowa miała różną prędkość w poszczególnych fazach ruchu. Opis parametrów ruchu przedstawiono w tabeli 1. Na rysunkach 3 ÷ 9 zamieszczono przykładowe przebiegi zarejestrowanych pomiarów.

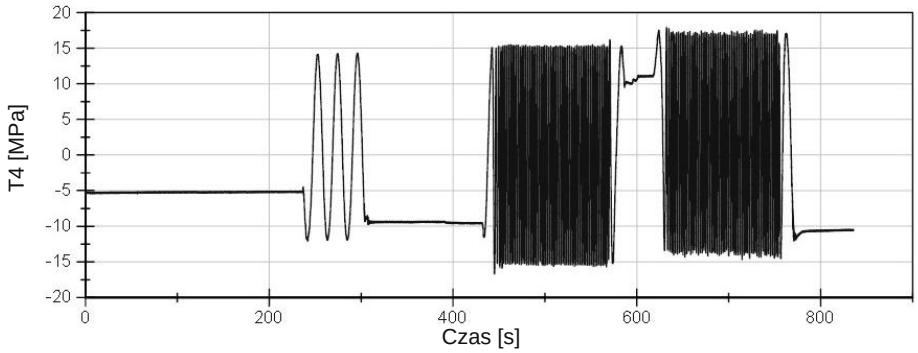
Opis parametrów ruchu podczas drugiej serii pomiarowej

Tabela 1

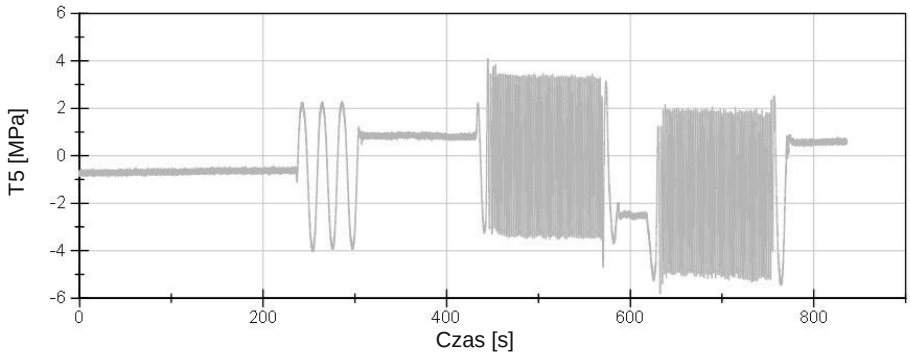
Przedział czasu	Parametry przejazdu
236s-305s	Dojazd skipu z prędkością 4 m/s i załadowanie urobku
432s-580s	Przejazd z obciążeniem z prędkością 8 m/s skip A przemieszczał się w górę
620s-770s	Przejazd z obciążeniem z prędkością 8 m/s skip A przemieszczał się w dół



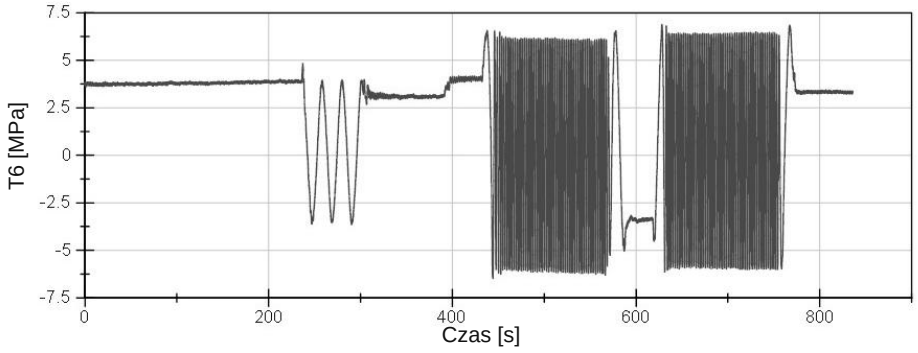
Rys.3. Naprężenie związane ze zginaniem wału - tensometr T1



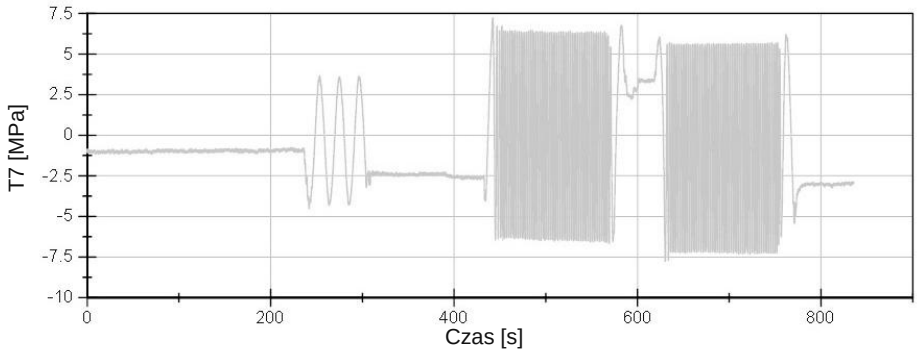
Rys.4. Naprężenie w kierunku promieniowym na zewnętrznej powierzchni tarczy bocznej linopędni - tensometr T4



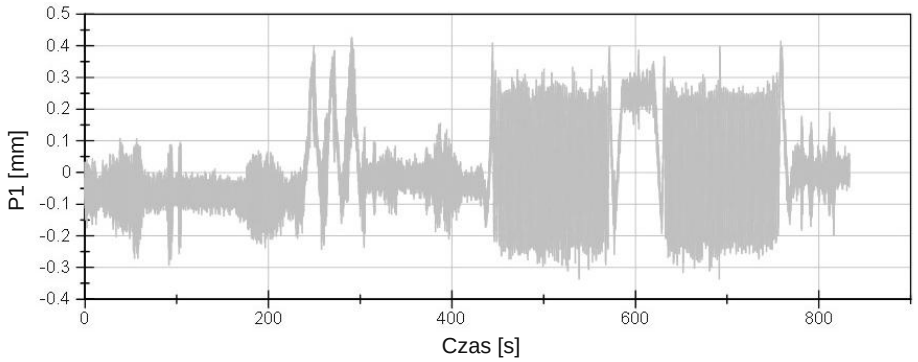
Rys.5. Naprężenie w kierunku obwodowym na zewnętrznej powierzchni tarczy bocznej linopędni - tensometr T5



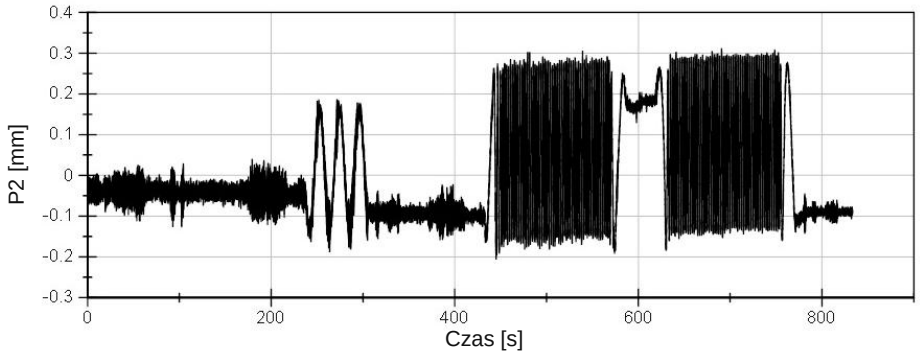
Rys.6. Naprężenie związane ze zginaniem wału - tensometr T6



Rys.7. Naprężenie związane ze zginaniem wału - tensometr T7



Rys.8. Przemieszczenie względne bocznych tarcz linopędni - przetwornik przemieszczenia P1



Rys.9. Przemieszczenie względne bocznych tarcz linopędni - przetwornik przemieszczenia P2

W celu ułatwienia analizy wartości ekstremalnych w tabeli 2 zestawiono obliczone różnice pomiędzy maksymalnymi i minimalnymi wartościami naprężeń oraz przemieszczeń zarejestrowanymi podczas pomiarów.

Różnice wartości maksymalnych i minimalnych dla naprężeń i przemieszczeń

Tabela 2

Nazwa przetwornika	Różnica pomiędzy maksymalną i minimalną wartością
T1	33,4 MPa
T4	30,8 MPa
T5	6,7 MPa
T6	12,2 MPa
T7	12,8 MPa
P1	0,5 mm
P2	0,43 mm

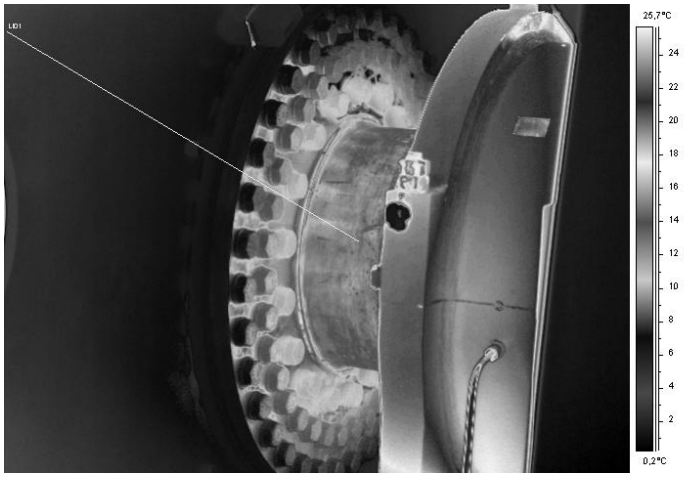
4.4. Badania termowizyjne obrazów rozkładu temperatury na wybranych powierzchniach wału

Badania termowizyjne przeprowadzano po kilkudziesięciu minutach pracy maszyny tzn. po ustabilizowaniu się temperatur na powierzchniach badanych. Zasadniczą sprawą było określenie punktów kumulacji naprężeń w rejonie przejścia wału w kołnierze oraz ich połączenie z tarczami bocznymi linopędni.

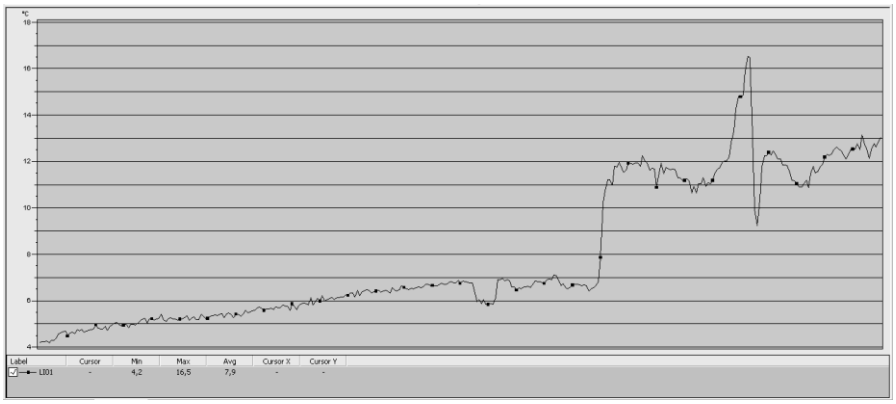
W badaniach korzystano z następującego sprzętu pomiarowego:

– kamery termowizyjnej FLIR P660 wraz ze statywem,
– komputera przenośnego typu laptop.

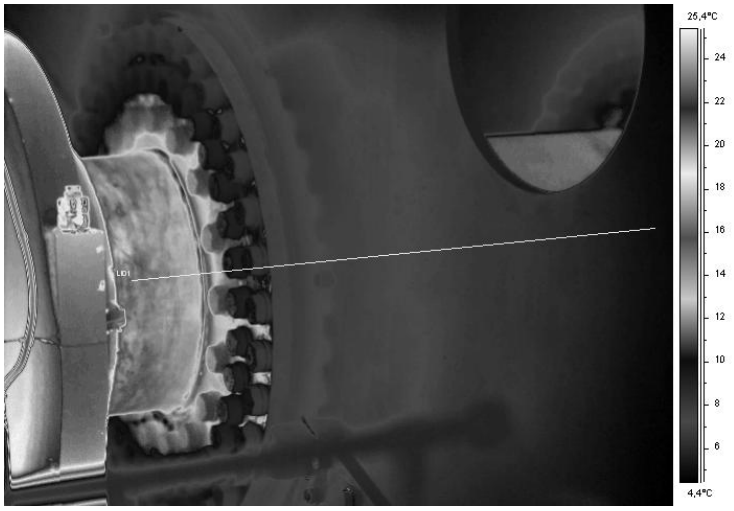
Poniżej zamieszczono przykładowe obrazy rozkładu temperatur zarejestrowane dla przedmiotowych obszarów badań (rys. 10÷13).



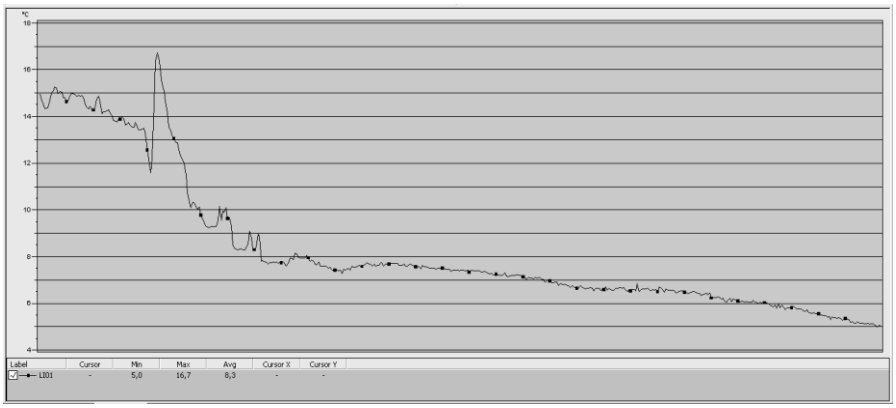
Rys.10. Termogram fragmentu wału napędowego i tarczy linopędni (paleta „rain") - linia pomiarowa j.w.



Rys.11. Profil temperatur wzdłuż linii pomiarowej zaznaczonej na rysunku 10



Rys.12. Termogram fragmentu wału napędowego i tarczy linopędni (paleta „rain") - linia pomiarowa j.w.



Rys.13. Profil temperatur wzdłuż linii pomiarowej zaznaczonej na rysunku 12

4.5. Wnioski z badań termowizyjnych

Pomiary termowizyjne wykazały brak dużych różnic temperatury badanej struktury napędowej (wał – linopędnia). Dlatego ważniejsze są różnice temperatur przy przejściu z części walcowej wału w kołnierz do połączenia z linopędnią. Zarówno pomiar wykonany od strony północno-wschodniej, jak północno-zachodniej nie różniły się istotnie od siebie. Różnice temperatur wynosiły ok. 10°C (rys. 10 ÷ 13).

Należy mieć świadomość, że pomiary mogą być obarczone niepewnością pomiarową wynikającą m.in. z różnych współczynników emisyjności dla różnych badanych struktur, rotacją ciepłych i zimnych mas powietrza wymuszoną przez wentylatory, drganiami na wieży mogącymi wpływać niekorzystnie na kamerę termowizyjną, wpływem odbicia promieniowania pochodzącego od innych źródeł ciepła itp.

Badania zatem wskazały, że wpływ karbu w miejscu przejścia wału w kołnierz choć nie powoduje dużego wzrostu naprężeń to jednak jest wyraźnie widoczny i może mieć wpływ na trwałość wału w tym rejonie.

5. Podsumowanie

Zbudowany układ pomiarowy oraz zastosowana metoda umożliwiły wyznaczenie naprężeń w wybranych punktach konstrukcji. Otrzymano dobrą powtarzalność wyników, tak przy małych prędkościach pracy urządzenia wyciągowego, jak i przy prędkości nominalnej. Wszystkie przetworniki tensometryczne oraz związane z nimi tory pomiarowe dawały wiarygodne wyniki przy każdej serii pomiarów.

Współpraca tarcz bocznych bębna z kołnierzami na wale jest związana z odkształcaniem tarcz. Wynikiem tego jest wzajemne zbliżanie się odpowiadających sobie punktów tarcz po stronie obciążonej linopędni i ich oddalanie się po stronie odciążonej. Pomiar naprężeń promieniowych i obwodowych pozwalał ocenić poziom wytężenia badanej konstrukcji. Wyniki tych badań stanowiły potwierdzenie prac projektowych i dały pełniejszy obraz pracy maszyny wyciągowej, co było bardzo pomocne przy sporządzaniu opinii z badań maszyny celem uzyskania stałego dopuszczenia do eksploatacji.

Zdaniem autorów monografii badania tego typu są zasadne, a nawet konieczne w trakcie tzw. ruchu próbnego maszyny.

Literatura

1. Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. „Prawo geologiczne i górnicze", Dz.U. z 2011 nr 163 poz. 981 (Brzmienie od 23 stycznia 2013 r.)
2. Wójcik M., Rokita T.: „Analiza i ocena wyników badań i parametrów pracy maszyny wyciągowej w szybie R-II przedział południowy O/ZG Rudna w ruchu próbnym dla uzyskania stałego dopuszczenia maszyny do ruchu", Praca naukowo-badawcza AGH-KTL, Kraków 2012 r.
3. Rokita T., Wójcik M.: „Analiza naprężeń w kole pędnym maszyny wyciągowej skipowej", Monografia „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie", CBiDGP Lędziny 2013 r.

Doświadczenia poznawcze wynikające z badań sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybów górniczych

Marek Płachno - Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

Wymóg przepisów górniczych [4] dotyczący okresowego wykonywania kontrolnych pomiarów sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybów (w skrócie: sił ***RZS***), który obowiązuje od sierpnia 2006 r., jest realizowany w szybach za pomocą czterech metod:

- metoda krążków pomiarowych, stosowana przez Główny Instytut Górnictwa w Katowicach,
- metoda akcelerometryczna częstotliwościowa, opracowana i stosowana przez AGH Kraków, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki (AGH-WIMiR),
- metoda akcelerometryczna czasowa, opracowana i stosowana przez Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o. o. w Lędzinach,
- metoda ślizgu pomiarowego, opracowana i stosowana przez Przedsiębiorstwo Dartech Sp. z o. o. w Mysłowicach.

Każdą z tych metod poddano w pracy [2] analizom i ocenom, dla których za punkt wyjścia posłużyły wyniki równoczesnego pomiaru sił ***RZS*** wykonanego tymi metodami przy węglowym skipie górniczym o ładowności 30 Mg, pracującym w głównym szybie wydobywczym jednej z kopalń Katowickiego Holdingu Węglowego [1].

W pracy [2] dowiedziono, że znaczące różnice wyników uzyskanych analizowanymi metodami podczas równoczesnego pomiaru sił ***RZS***, były skutkiem dużego zróżnicowania założeń, jakie w zakresie fizycznych czynników mierzonych sił przyjęto dla poszczególnych metod. W pracy [2] wykazano zatem, że warunkiem zapewnienia zadowalającej wiarygodności wyników pomiaru przedmiotowych sił jest - dla każdej metody pomiaru - fizyczna weryfikacja tych wyników, tj. sprawdzenie, w jakim stopniu - w warunkach rzeczywistego układu "naczynie-zbrojenie szybu" poddawanego badaniom sił ***RZS***, założenia metody zastosowanej do tych badań są zgodne z fizyczną rzeczywistością badanego układu.

Jak nietrudno stwierdzić, tak zweryfikowane wyniki pomiaru sił ***RZS***, uzyskane dla różnych przypadków rzeczywistych układów "naczynie-zbrojenie szybu", są merytorycznym źródłem doświadczeń poznawczych na temat rzeczywistych czynników tych sił. Jednym z tych doświadczeń jest wielokrotne potwierdzenie prawidłowości, że przy naczyniach wyciągowych z prowadnicami krążkowymi, siły zadawane na ciągi prowadników przez prowadnice krążkowe są zdecydowanie mniejsze (od ok. 2 do ok. 5 razy) od sił, które wystąpią w przypadku defektu którejś z tych prowadnic. Oznacza to, że wykorzystywanie wyników pomiaru sił ***RZS*** do

określania rzeczywistych współczynników bezpieczeństwa zbrojenia szybu jest uprawnione tylko wtedy, gdy te wyniki uzyskano i zweryfikowano fizycznie z pozytywnym rezultatem dla przypadku omawianego defektu, tj. dla warunków intensywnego oddziaływania ślizgowej prowadnicy zabezpieczającej bez udziału prowadnicy krążkowej.

Dla takich warunków specjaliści z AGH-WIMiR wykonali już badania sił ***RZS*** opracowaną przez siebie metodą przy 86-ciu naczyniach wyciągowych, w tym przy 38-miu skipach, przy 39-ciu klatkach oraz przy 9-ciu przeciwciężarach. W monografii przedstawiono doświadczenia uzyskane z weryfikacji fizycznej oraz analizy poznawczej wyników badań sił ***RZS*** wykonanych dotychczas przez specjalistów z AGH-WIMiR przy skipach.

2. Weryfikacja fizyczna wyników pomiaru sił *RZS* wykonanego w warunkach defektu prowadnicy krążkowej

Jak podano w [3], weryfikacja fizyczna wyników pomiaru sił ***RZS*** wykonanego w przedmiotowych warunkach polega na tym, że dla każdego ciągu prowadników badanego naczynia wyciągowego oblicza się niepewność λ tego pomiaru za pomocą wzoru:

$$\lambda = \frac{F_Z - F_E}{F_E} 100\% \tag{1}$$

gdzie:

F_Z – maksymalna siła ***RZS*** zmierzona, określona jako największa wartość dla co najmniej trzech przebiegów pomiarowych tych sił zadanych na badany ciąg prowadników przez ślizgową prowadnicę zabezpieczającą bez udziału prowadnicy tocznej [kN],

F_E – maksymalna siła ***RZS*** oczekiwana, obliczona ze wzoru:

$$F_E = 0{,}5 \cdot \left(F_Z + F_O\right) [\text{kN}] \tag{2}$$

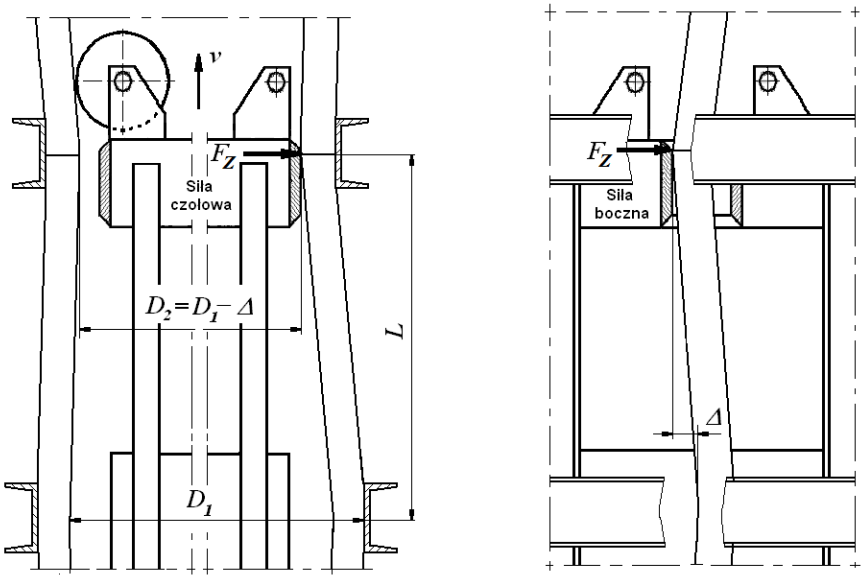
w którym:

F_O – maksymalna siła ***RZS*** obliczeniowa, określona dla analizowanego ciągu prowadników za pomocą wzoru [3]:

$$F_O = \Delta \cdot k_Z \cdot \varepsilon_Z \ [\text{kN}] \tag{3}$$

jako siła odpowiadająca czynnikom fizycznym siły F_Z, którymi są występujące we wzorze (3) następujące parametry:

Δ – nierówność analizowanego toru prowadzenia, w mm, określona na podstawie operatu pomiarowego geometrii zbrojenia szybu - według schematu pokazanego na rysunku 1, - dla odcinka tego toru przejmującego siłę F_Z,



Rys.1. Schemat do obliczeń nierówności Δ toru prowadzenia naczynia wyciągowego w szybie, podstawianej do wzoru (3) (źródło - opracowanie własne na podstawie [2])

k_Z – zmierzony w kN/mm, współczynnik maksymalnej sztywności ciągu prowadników przejmującego siłę $\boldsymbol{F_Z}$, określony według [3] jako:

$$k_z = 9{,}86 \cdot 10^{-3} \frac{m_p}{\tau_Z^2} \tag{4}$$

w którym:

m_P – masa zastępcza, w Mg, naczynia wyciągowego, zredukowana do prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej zadającej siłę F_Z, obliczana w sposób opisany w [3],

τ_Z – zmierzony w s, czas trwania impulsu siły F_Z, odczytany elektronicznie z sygnału pomiarowego tej siły,

ε_Z – współczynnik interakcji badanego naczynia wyciągowego i ciągu prowadników przejmującego siłę F_Z, obliczony wg [3] ze wzoru:

$$\varepsilon_Z = \left(1{,}8343 + 0{,}06557 s_Z \quad 0{,}1009 s_Z^2 + 0{,}0007 s_Z^3\right) \cdot \left(\frac{10^{-3} \cdot m_p \cdot v^2}{k_Z \cdot L^2}\right)^{wz} \tag{5}$$

gdzie:

L – pionowy odstęp w m, dźwigarów ciągu prowadników przejmującego siłę F_Z,

v – prędkość zmierzona w m/s, dotycząca przejazdu naczynia wyciągowego przez odcinek toru prowadzenia przejmującego siłę F_Z,

w_Z – wykładnik potęgowy obliczany według [3] jako:

$$w_z = 0{,}4769 + 0{,}0234 s_Z - 0{,}0003 s_Z^2 \tag{6}$$

w którym:

s_Z – iloraz sztywności ciągu prowadników przejmującego siłę F_Z, obliczany według [3] ze wzoru:

$$s_Z = 0{,}5 + \frac{15 \cdot k_Z \cdot L^3}{EJ_p} \tag{7}$$

gdzie:

EJ_P – sztywność prowadnika na zginanie, kNm^2.

Jeżeli obliczona za pomocą wzoru (1) niepewność λ nie wykracza poza zakres ±15%, to weryfikowaną siłę F_Z uważa się za surowy wynik pomiaru obciążony dopuszczalnym błędem losowym, a siłę F_E przyjmuje się za zweryfikowany wynik tego pomiaru. Wtedy określa się także zweryfikowaną wartość k_E dla współczynnika k_Z, do czego służy równanie:

$$F_E - \Delta \cdot k_E \cdot \varepsilon_E = 0 \tag{8}$$

w którym:

$$\varepsilon_E = \left(0{,}8343 + 0{,}06557 s_E + 0{,}1009 s_E^2 + 0{,}0007 s_E^3\right) \cdot \left(\frac{10^{-6} \cdot m_p \cdot v^2}{k_E \cdot L^2} \right)^{WE} \tag{9}$$

$$w_E = 0{,}4769 + 0{,}0234 s_E - 0{,}0003 s_E^2 \tag{10}$$

$$s_E = 0{,}5 + \frac{15 \cdot k_E \cdot L^3}{EJ_p} \tag{11}$$

Opisaną weryfikację wykonuje się dla badanego naczynia wyciągowego poprzez opracowanie arkusza parametrów i wyników takiej weryfikacji, zestawionych w trzech następujących grupach:

1. Parametry układu "naczynie-zbrojenie szybu", określone w oparciu o dokumentację górniczego wyciągu szybowego:

– Masa całkowita naczynia z ładunkiem podczas pomiaru sił ***RZS*** M, Mg
– Prędkość jazdy ustalonej naczynia wyciągowego w szybie ..... V, m/s
– Odstęp pionowy dźwigarów ..... L, m
– Sztywność prowadnika na zginanie w kierunku działania bocznych sił ***RZS*** ..... EJ_{Pb}, kNm^2
– Sztywność prowadnika na zginanie w kierunku działania czołowych sił ***RZS*** ..... EJ_{Pc}, kNm^2

2. Wyniki pomiaru:
   - Prędkość naczynia wyciągowego jak we wzorze (4) ..... v, m/s
   - Maksymalna siła ***RZS*** zmierzona w kierunku bocznym w warunkach defektu prowadnicy krążkowej bocznej ..... F_{Zb}, kN
   - Zmierzony czas trwania impulsu siły F_{Zb} ..... $\tau_{Zb,}$ s
   - Nierówność analizowanego toru prowadzenia, określona dla kierunku sił bocznych ..... Δ_b, mm
   - Zmierzony współczynnik maksymalnej sztywności bocznej ciągu prowadników przejmującego siłę F_{Zb} ..... $k_{Zb,}$ kN/mm
   - Iloraz sztywności bocznej ciągu prowadników odpowiadający zmierzonemu współczynnikowi k_{Zb} ..... s_{Zb}
   - Maksymalna siła ***RZS*** zmierzona w kierunku czołowym w warunkach defektu czołowej prowadnicy krążkowej ..... F_{Zc}, kN
   - Zmierzony czas trwania impulsu siły F_{Zc} ..... τ_{Zc}, s
   - Nierówność analizowanego toru prowadzenia, określona dla kierunku sił czołowych ..... Δ_c, mm
   - Zmierzony współczynnik maksymalnej sztywności czołowej ciągu prowadników przejmującego siłę F_{Zc} ..... k_{Zc}, kN/mm
   - Iloraz sztywności czołowej ciągu prowadników odpowiadający zmierzonemu współczynnikowi k_{Zc} ..... s_{Zc}
3. Parametry i wyniki weryfikacji fizycznej zmierzonych sił ***RZS***
   - Maksymalna obliczeniowa siła ***RZS*** boczna ..... F_{Ob}, kN
   - Maksymalna zweryfikowana siła ***RZS*** boczna ..... F_{Eb}, kN
   - Niepewność pomiaru siły ***RZS*** bocznej ..... λ_b, %
   - Zweryfikowana wartość zmierzonego współczynnika maksymalnej sztywności bocznej ciągu prowadników ..... k_{Eb}, kN/mm
   - Zweryfikowany iloraz sztywności bocznej ciągu prowadników s_{Eb}
   - Maksymalna obliczeniowa siła ***RZS*** czołowa ..... F_{Oc}, kN
   - Maksymalna zweryfikowana siła ***RZS*** czołowa ..... F_{Ec}, kN
   - Niepewność pomiaru maksymalnej siły ***RZS*** czołowej ..... λ_c, %
   - Zweryfikowana wartość zmierzonego współczynnika maksymalnej sztywności czołowej ciągu prowadników ..... k_{Ec}, kN/mm
   - Zweryfikowany iloraz sztywności czołowej ciągu prowadników ..... s_E

Jako przykład przedstawiono poniżej (tabela 1) arkusz parametrów i wyników omówionej weryfikacji, który wybrano losowo spośród arkuszy opracowanych dla 38-miu skipów górniczych, dla których, w latach 2007-2012, specjaliści z AGH-WIMiR wykonali badania sił ***RZS*** występujących w wa-

runkach defektów prowadnic krążkowych tych skipów. W zakresie omawianych badań opracowano dla poszczególnych skipów po jednym arkuszu, a w każdym z nich - tak samo, jak w arkuszu przedstawionym jako tabela 1 - zawarto zestawienia parametrów i wyników dotyczące obydwu ciągów prowadników skipu.

Przykład arkusza parametrów i wyników fizycznej weryfikacji sił *RZS* zmierzonych przy skipie górniczym w warunkach defektu prowadnicy krążkowej (źródło - opracowanie własne)

Tabela 1

Parametry układu "naczynie-zbrojenie szybu", określone w oparciu o dokumentację górniczego wyciągu szybowego										
M		V		L		EJ_{Pc}		EJ_{Pb}		
46,6 Mg		16,0 m/s		3 m		5670 kNm^2		3570 kNm^2		
Wyniki pomiaru uzyskane dla zachodniego ciągu prowadników skipu										
F_{Zb} kN	τ_{Zb} s	Δ_b mm	k_{Zb} kN/mm	s_{Zb}	F_{Zc} kN	τ_{Zc} s	Δ_c mm	k_{Zc} kN/mm	s_{Zc}	v m/s
27,3	0,030	21	12,7	4,2	27,1	0,045	16	17,4	3,4	16,0
Wyniki pomiaru uzyskane dla wschodniego ciągu prowadników skipu										
F_{Zb} kN	τ_{Zb} s	Δ_b mm	k_{Zb} kN/mm	s_{Zb}	F_{Zc} kN	τ_{Zc} s	Δ_c mm	k_{Zc} kN/mm	s_{Zc}	v m/s
20,9	0,025	19	18,3	5,8	30,1	0,040	16	21,5	4,2	16,0
Parametry i wyniki weryfikacji fizycznej sił *RZS* zmierzonych dla zachodniego ciągu prowadników skipu										
F_{Ob} kN	F_{Eb} kN	λ_b %	k_{Eb} kN/mm	s_{Eb}	F_{Oc} kN	F_{Ec} kN	λ_c %	k_{Ec} kN/mm	s_{Ec}	
21,7	24,5	11,4	14,3	4,7	33,4	30,3	-10,4	15,2	3,1	
Parametry i wyniki weryfikacji fizycznej sił *RZS* zmierzonych dla wschodniego ciągu prowadników skipu										
F_{Ob} kN	F_{Eb} kN	λ_b %	k_{Eb} kN/mm	s_{Eb}	F_{Oc} kN	F_{Ec} kN	λ_c %	k_{Ec} kN/mm	s_{Ec}	
26,0	23,4	-10,9	16,0	5,2	34,3	32,2	-6,8	19,8	3,9	

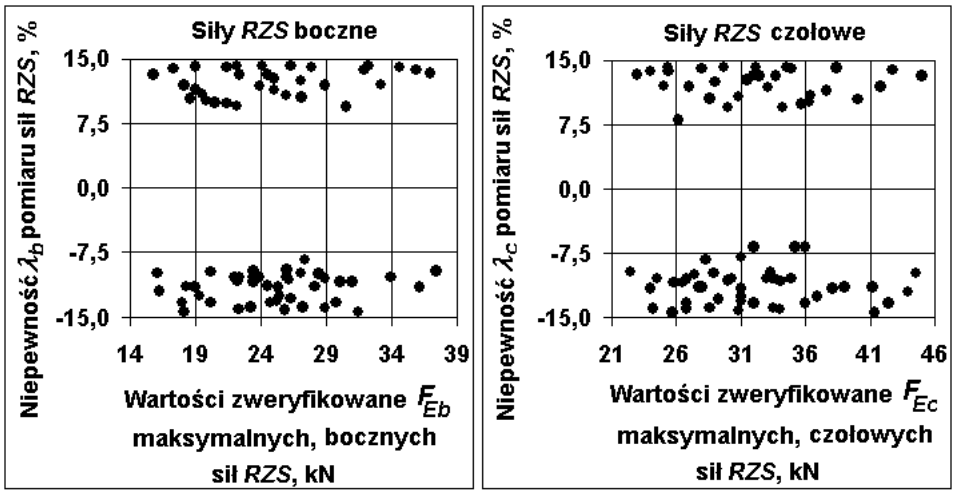
3. Analiza poznawcza wyników badań uzyskanych dla sił *RZS* występujących w warunkach defektów prowadnicy krążkowej skipów górniczych

Przedmiotem omawianej analizy były arkusze parametrów i wyników weryfikacji fizycznej sił ***RZS*** zmierzonych w warunkach defektu prowadnicy krążkowej przy 38-miu skipach górniczych, w tym przy 20-tu skipach węglowych oraz przy 18-tu skipach rudy miedzi.

Dla każdego przebadanego skipu, tj. dla jego obydwu ciągów prowadników, uzyskano pozytywny rezultat weryfikacji sił ***RZS*** zarówno czołowych jak i bocznych, co jednak w przypadku kilku skipów wymagało - ze względu na

szczególnie trudne warunki szybowe - wykonania dodatkowych serii pomiarowych.

Na wykresach z rysunku 2 pokazano rozkłady uzyskanych niepewności λ_b oraz λ_c odpowiadających zweryfikowanym wartościom F_{Eb} i F_{Ec} sił ***RZS*** zmierzonych przy przebadanych skipach.



Rys.2. Rozkłady uzyskanych niepewności λ_b oraz λ_c odpowiadających zweryfikowanym wartościom F_{Eb} i F_{Ec} sił ***RZS*** zmierzonych w warunkach defektu prowadnicy krążkowej przy 38-miu skipach górniczych o parametrach zestawionych w tabeli 2 (źródło-opracowanie własne)

Parametry układów "naczynie - zbrojenie" przebadanych skipów zestawiono w tabeli 2, która pokazuje, że wyniki poddane omawianej analizie dotyczą:

- 20-tu skipów węglowych o pięciu przypadkach masy M z zakresu od 23,5 Mg do 46,6 Mg oraz 18-tu skipów rudy miedzi również o pięciu przypadkach masy M, ale z zakresu od 31 Mg do 62 Mg,
- 26-ciu skipów pracujących z prędkością jazdy ustalonej w szybie V = 16 m/s oraz 12-tu skipów pracujących z prędkością V = 20 m/s,
- 20-tu skipów mających ciągi prowadników z dźwigarami o pionowym odstępie L = 3 m oraz 18 skipów, których ciągi prowadników mają dźwigary z odstępem L = 4,5 m,
- 26-ciu skipów prowadzonych po prowadnikach wykonanych z ceowników hutniczych o wielkości 180 (EJ_{Pb} = 3570 kNm^2, EJ_{Pc} = 5670 kNm^2) oraz 12-tu skipów, których prowadniki wykonano albo z ceowników hutniczych o wielkości 200 (EJ_{Pb} = 4700 kNm^2, EJ_{Pc} = 8000 kNm^2), albo - z odpowiadających takim prowadnikom - kształtowników zamkniętych.

Celem omawianej analizy było sformułowanie empirycznego odpowiednika dla zależności (3, 5, 6 i 7), który byłby przydatny przy projektowaniu zbrojenia szybu

z zachowaniem fizycznej istoty tych zależności, ale nie wymagałby obliczania występujących w nich parametrów k_Z, m_P, co na etapie projektowania zbrojenia szybu okazuje się problemem.

Parametry układów "naczynie - zbrojenie" skipów górniczych poddanych badaniom sił *RZS*, wykonanym w warunkach defektu prowadnicy krążkowej (źródło - opracowania własne)

Tabela 2

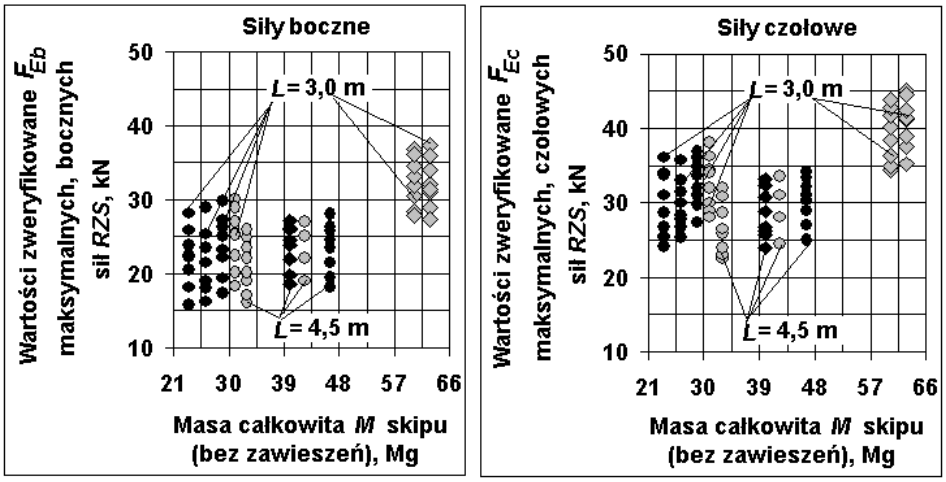
M Mg	23,5	26,3	29,0	31,5	33,0	40,0	42,4	46,6	60,3	62,0
V m/s	16	16	16	16	16	20	16	16	20	20
L m	3,0	3,0	3,0	3,0	4,5	4,5	4,5	4,5	3,0	3,0
EJ_{Pb} kNm^2	3570	3570	3570	3570	3570	4700	3570	3570	4700	4700
EJ_{Pc} kNm^2	5670	5670	5670	5670	5670	8000	5670	5670	8000	8000
Liczba skipów	4 W	4 W	4 W	4 R	4 R	4 W	2 R	4 W	4 R	4 R

Ten problem w przypadku parametru k_Z polega na tym, że dla rzeczywistych układów "naczynie-zbrojenie", wyniki pomiaru oraz wyniki obliczeń tego parametru za pomocą inżynierskich wzorów różnią się względem siebie w szerokim zakresie wartości. Wskazuje to, że parametr k_Z jest silnie losowym czynnikiem sił ***RZS***, czego przyczyną może być nieznana rzeczywista sztywność połączeń elementów zbrojenia szybowego ze sobą oraz z obudową szybu, ponieważ zbrojenie szybowe jest w rzeczywistości konstrukcją wielokrotnie statycznie niewyznaczalną.

Natomiast w przypadku parametru m_P, jego obliczanie - np. w sposób podany w [3] - wykonywane na potrzeby zaprojektowania zbrojenia szybu jest problemem, ponieważ wymaga szczegółowych danych dostępnych w dokumentacji konstrukcyjnej naczyń wyciągowych, która jednak na etapie projektowania zbrojenia szybu, jest często jeszcze nie opracowana.

Mając zatem w posiadaniu po 76 zweryfikowanych fizycznie wyników F_{Eb} i F_{Ec} pomiaru sił ***RZS*** dotyczących szerokiego zakresu parametrów M, V, L, EJ_{Pb}, EJ_{Pc}, podjęto próbę osiągnięcia tak postawionego celu analizy tych wyników.

Analizowane wyniki przedstawiono na rysunku 3, gdzie zamieszczono punktowe wykresy pokazujące wartości F_{Eb} i F_{Ec} sił ***RZS*** odniesione do odpowiadających im wartości parametru M.



Rys.3. Zweryfikowane fizycznie wyniki pomiarów sił ***RZC***, uzyskane w warunkach defektu prowadnicy krążkowej przy 38-miu skipach o parametrach układu "naczynie - zbrojenie" zestawionych w tabeli 2

Na wykresach z rysunku 3, punkty dotyczące wyników odpowiadających skipom węglowym mają kolor czarny, a punkty przedstawiające wyniki dotyczące skipów rudy miedzi mają kolor szary.

Ponieważ wyniki uzyskane dla skipów poruszających się w szybie z prędkością V = 20 m/s są także wynikami odpowiadającymi prowadnikom wykonanym z ceowników o wielkości 200 lub z odpowiadających takim prowadnikom kształtowników zamkniętych, oznaczono te wyniki punktami o figurze rombu. Natomiast pozostałym wynikom przyporządkowano na wykresach z rysunku 3 punkty o figurze koła, przy czym wyniki odpowiadające skipom mającym ciągi prowadników z dźwigarami o pionowym odstępie L = 3,0 m oraz L = 4,5 m oznaczono na planie wykresów za pomocą napisów.

Jeżeli wziąć pod uwagę, że kolejne słupki punktów na wykresach z rysunku 3 odpowiadają kolejnym przypadkom parametrów M, V, L, EJ_{Pb}, EJ_{Pc} podanym w tabeli 2, oraz że każdy z punktów tworzących słupek dotyczy skipu o takim samym parametrze m_P , to nietrudno zauważyć, że wysokość każdego słupka na wykresie, wyrażona w kN, jest miarą wpływu, jaki - na zmierzone siły ***RZS*** - mają czynniki losowe tych sił, tj. parametry Δ oraz k_Z. Ten wpływ należy określić jako znaczny, ponieważ rozrzut wartości F_E sił ***RZS*** w poszczególnych słupkach, określony przez iloraz tej wartości największej do najmniejszej, zawiera się w zakresie od ok. 1,4 do ok. 1,9 dla sił bocznych oraz od ok. 1,3 do ok. 1,5 dla sił czołowych. Wynika stąd, że taki rozrzut wyników pomiaru sił ***RZS*** byłby trudny do zweryfikowania, gdyby razem z tymi siłami nie zostały zmierzone także rzeczywiste wartości parametru k_z.

Należy zatem stwierdzić, że największą wartość F_E siły ***RZS*** w każdym ze

słupków omawianych wyników można uważać za przypadek tej siły będący skutkiem najmniej korzystnej konfiguracji jej czynników losowych Δ oraz k_z, jaka wystąpiła dla określonego przypadku parametrów M, V, L, EJ_{Pb}, EJ_{Pc}. Analizowane wyniki zawierające po 10 takich przypadków dla sił ***RZS*** czołowych oraz bocznych można było więc uznać za wystarczające do określenia wiarygodnej formy matematycznej opisującej empiryczną zależność maksymalnych wartości F_E sił ***RZS*** pokazanych na wykresach z rysunku 3 od parametrów M, V, L, EJ_{Pb}, EJ_{Pc} zestawionych w tabeli 2.

Tę formę określono za pomocą wzorów:

$$F_{Db} = 42{,}1 \cdot \left(\frac{V}{L} \cdot \sqrt{\frac{M}{EJ_{Pb}}} \right)^{0{,}45} \tag{12}$$

$$F_{Dc} = 55{,}8 \cdot \left(\frac{V}{L} \cdot \sqrt{\frac{M}{EJ_{Pc}}} \right)^{0{,}41} \tag{13}$$

w których:

F_{Db}, F_{Dc} – maksymalna siła ***RZS*** w kN, odpowiednio boczna lub czołowa, spodziewana dla skipu górniczego w układzie "naczynie zbrojenie" o zadanych parametrach M, V, L, EJ_{Pb}, EJ_{Pc},

M – masa całkowita skipu z dopuszczalnym ładunkiem, ale bez zawieszeń [Mg],

V – maksymalna prędkość jazdy ustalonej skipu w szybie, [m/s],

L – pionowy odstęp dźwigarów w ciągach prowadników skipu [m],

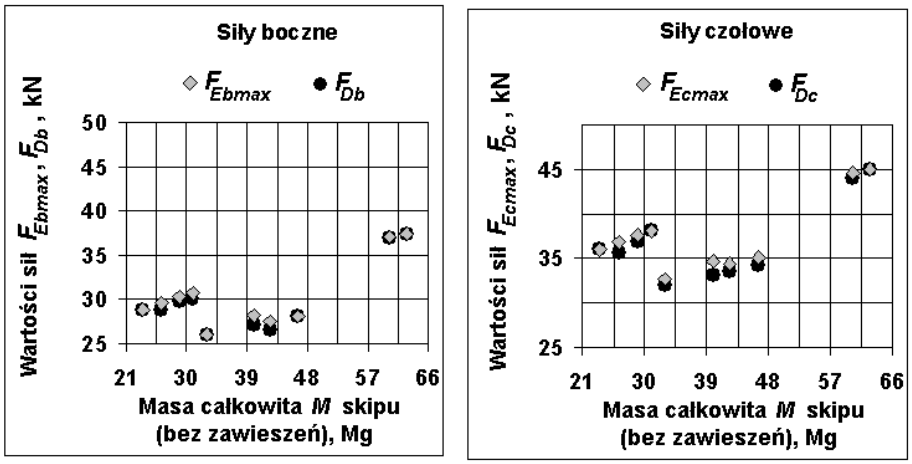
EJ_{Pb}, EJ_{Pc} – sztywność kierunkowa prowadników skipu na zginanie, odpowiednio boczna i czołowa [kNm^2].

Zgodność wzorów (12 i 13) z analizowanymi wynikami pomiarów sił ***RZS*** pokazano na wykresach z rysunku 4, gdzie przedstawiono:

- za pomocą czarnych punktów o figurze koła - siły F_{Ebmax} i F_{Ecmax}, będące maksymalnymi siłami w kolejnych słupkach wyników zamieszczonych na wykresach z rysunku 3,
- za pomocą szarych punktów o figurze rombu - siły F_{Db}, F_{Dc} obliczone ze wzorów (12) i (13).

Z wykresów na rysunku 4 wynika, że wzory (12 i 13) zadowalająco dobrze opisują wpływ parametrów M, V, L, EJ_{Pb}, EJ_{Pc} układu "naczynie zbrojenie" na zweryfikowane, maksymalne siły ***RZS*** czołowe i boczne, zmierzone w warunkach defektu prowadnicy krążkowej skipów o całkowitej masie M i prędkości jazdy ustalonej V, prowadzonych po prowadnikach mających sztywności kierunkowe EJ_{Pb} i EJ_{Pc} oraz zamocowanych do dźwigarów z pionowym odstępem L. Wzory (12 i 13) są zatem dobrym, empirycznym odpowiednikiem zależności (3, 5, 6 i 7), przydatnym szczególnie przy projektowaniu zbrojenia szybów, gdyż zachowując fizyczną istotę

sił ***RZS*** pozwalają oszacować ich maksymalne wartości, bez problematycznego określania parametrów k_Z i m_P występujących w zależnościach (3, 5, 6 i 7).



Rys.4. Porównanie sił F_{Db} i F_{Dc} obliczonych ze wzorów (12, 13), z maksymalnymi wartościami F_{Ebmax} i F_{Ecmax} zweryfikowanych sił ***RZS*** zmierzonych w warunkach defektu prowadnicy krążkowej przy 38-miu skipach o parametrach układu "naczynie - zbrojenie" zestawionych w tabeli 2

Przy omawianiu wzorów (12i 13) warto także zwrócić uwagę, że w tych wzorach, wykładniki potęgowe parametrów *M, V,* oraz *L*, są znacząco mniejsze, niż wykładniki potęgowe parametrów m_P, *v* oraz *L* występujących w zależnościach (3, 5, 6 i 7). Potwierdza to, że wpływ masy *M* i prędkości *V* skipów oraz pionowego odstępu *L* dźwigarów w ciągach prowadników tych skipów na siły ***RZS*** jest silnie uwarunkowany zarówno przez sztywność zbrojenia szybu reprezentowaną w zależnościach (3, 5, 6 i 7) przez parametr k_z oraz parametr s_z, jak i przez sztywność poprzeczną skipów, uwzględnianą przy obliczaniu parametru m_P.

Do rezultatów przedstawionej analizy warto jeszcze dodać, że wszystkie zweryfikowane wyniki pomiaru sił ***RZS*** czołowych i bocznych, uzyskane w warunkach defektu prowadnicy krążkowej przy 38-miu przebadanych skipach górniczych, okazały się mniejsze - w zakresie od ok. 1,3 do ok. 2,5 razy - niż siły dopuszczalne ciągów prowadników tych skipów, obliczone przy założeniu dopuszczalnego zużycia stalowych elementów zbrojenia szybu do połowy początkowej grubości ścianki. Wynika stąd, że przy utrzymywaniu w szybach wydobywczych stanu zużycia stalowego zbrojenia szybu na poziomie nie przekraczającym 50% początkowych grubości ścianek, wystąpienie przypadku przekroczenia sił dopuszczalnych tego zbrojenia w warunkach defektu prowadnicy krążkowej naczynia wyciągowego jest mało realne.

4. Podsumowanie

Należy zwrócić uwagę na następujące doświadczenia poznawcze, wynikające z badań sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybu (sił ***RZS***), wykonanych przez specjalistów z WIMiR-AGH w latach 2007-2012:

1. Wykonane badania potwierdziły, że przy naczyniach wyciągowych z prowadnicami krążkowymi, siły zadawane na ciągi prowadników przez te prowadnice są zdecydowanie mniejsze (od ok. 2 do ok. 5 razy) od sił, które występują w przypadku defektu którejś z tych prowadnic. Oznacza to, że wykorzystywanie wyników pomiaru sił ***RZS*** do określania rzeczywistych współczynników bezpieczeństwa zbrojenia szybu jest uprawnione tylko wtedy, gdy te wyniki uzyskano i fizycznie zweryfikowano dla przypadku takiego defektu, tj. dla warunków intensywnego oddziaływania ślizgowej prowadnicy zabezpieczającej bez udziału prowadnicy krążkowej.
2. Przedstawiona w monografii matematyczna analiza zweryfikowanych wyników badań sił ***RZS*** czołowych i bocznych, zmierzonych w warunkach defektu prowadnicy krążkowej przy 38-miu skipach górniczych o różnych parametrach wykazała, że oprócz nierówności torów prowadzenia, czynnikami losowymi sił ***RZS***, silnie determinującymi wpływ na te siły masy i prędkości skipów, są parametry sztywności zbrojenia szybu. Wskazuje to, że dla fizycznej weryfikacji zmierzonych sił ***RZS***, parametry sztywności zbrojenia szybu powinny być zmierzone razem z tymi siłami, gdyż w innym przypadku uzyskuje się trudny do zweryfikowania rozrzut wyników pomiaru sił ***RZS***, osiągający poziom nawet 50% ich największych wartości.
3. Wszystkie zweryfikowane wyniki pomiaru sił ***RZS*** czołowych i bocznych, uzyskane w warunkach defektu prowadnicy krążkowej przy 38-miu skipach górniczych o różnych parametrach okazały się mniejsze - w zakresie od ok. 1,3 do ok. 2,5 razy - niż siły dopuszczalne ciągów prowadników tych skipów, obliczone przy założeniu dopuszczalnego zużycia stalowych elementów zbrojenia szybu do połowy początkowej grubości ścianki. Wynika stąd, że przy utrzymywaniu w szybach wydobywczych stanu zużycia stalowego zbrojenia szybu na poziomie nie przekraczającym 50% początkowych grubości ścianek, wystąpienie przypadku przekroczenia sił dopuszczalnych tego zbrojenia w warunkach defektu prowadnicy krążkowej naczynia wyciągowego jest mało realne.

Literatura

1. Kiercz M.: Doświadczenia z pomiarów sił rzeczywistych oddziaływania naczynia górniczego wyciągu szybowego na zbrojenie szybu. Miesięcznik Wyższego Urzędu Górniczego nr 8(180)/2009.
2. Kiercz M.: Analiza i ocena metod kontrolnego pomiaru sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie pionowych szybów

górniczych. Rozprawa doktorska (nie publikowana), obroniona w 2011 r. na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w Krakowie. Recenzenci: prof. J. Wojnarowski, prof. S. Wolny.

3. Płachno M.: Nowe metody projektowania i eksploatacyjnej kontroli zbrojenia pionowych szybów górniczych. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Nr 31. Wyd. AGH - Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Kraków 2005.
4. 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. Tekst ujednolicony – stan prawny na dzień 12.08. 2006 r. (Dz. U. z 2002 r. Nr 139, poz. 1169 oraz Dz. U z 2006 r. Nr 124, poz. 863). Wyd. WUG, Departament Prawny i Integracji Europejskiej.

Ocena stanu wytężenia w elementach nośnych konstrukcji naczyń wydobywczych

Stanisław Wolny – Akademia Górniczo-Hutnicza, **Zbigniew Łowkis, Zbigniew Kehle** – KGHM Polska Miedź S.A. ZG „Rudna"

1. Wstęp

Aby stało się możliwe stosowanie metod elementów skończonych i stanów granicznych do wymiarowania i oceny bezpieczeństwa tych konstrukcji, a metod wytrzymałości zmęczeniowej do określenia czasu ich bezpiecznej eksploatacji, niezbędnym jest:

1. przeprowadzenie analizy dynamicznej pracy tych elementów dla wszystkich możliwych stanów ruchowych i awaryjnych,
2. wyznaczenie optymalnych obciążeń poszczególnych elementów naczynia wydobywczego jako funkcji parametrów konstrukcyjnych i ruchowych układu,
3. analiza wytrzymałościowo – zmęczeniowa wybranych elementów i węzłów naczynia wydobywczego w funkcji czasu ich eksploatacji oraz rodzaju urządzenia wyciągowego.

Wyniki analiz zawartych w punktach 1 ÷ 3 będą podstawą do wskazania rezerw w zakresie wytrzymałości konkretnych elementów naczynia wydobywczego, zaproponowania metod postępowania mających na celu określenie rzeczywistych obciążeń oraz wykonanie analizy wytrzymałościowej konkretnych elementów naczynia wydobywczego, zapewniających zwiększenie efektywności pracy górniczych wyciągów szybowych przy równoczesnym podniesieniu niezawodności i bezpieczeństwa ich pracy.

Wartości rzeczywistych obciążeń elementów naczynia wydobywczego, uzyskano po przeprowadzeniu wnikliwej analizy dynamicznej pracy urządzenia wyciągowego w czasie jego normalnej eksploatacji oraz w warunkach hamowania manewrowego i hamowania końcowego (awaryjnego). Wyniki tych analiz zostały zweryfikowane pomiarami:

- obciążeń zawieszenia naczynia w analizowanych fazach pracy urządzenia wyciągowego,
- sił wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia w cyklu normalnej eksploatacji.

Wyznaczone wartości obciążeń elementów naczynia wydobywczego w analizowanych fazach pracy układu, stanowią podstawę do wykonania analizy wytrzymałościowej jego elementów.

2. Obciążenia naczynia wydobywczego w warunkach normalnej eksploatacji

Sposób wyznaczania obciążeń elementów konstrukcyjnych naczynia wydobywczego i deterministyczna ocena ich bezpieczeństwa opisana we wstępie, w żaden sposób nie koresponduje z najnowszymi metodami oceny niezawodności konstrukcji stalowych, powszechnie obowiązujących w Europie a opartymi na Eurokodach 1 – 4. Ponieważ sprawdzenie niezawodności konstrukcji, według obliczeń poziomu pierwszego, tzw. półprobabilistycznego, oparte jest na wartościach obliczeniowych, tak obciążenia jak i wytrzymałości, niezbędnym stało się wyznaczenia obciążenia obliczeniowego i wytrzymałości obliczeniowej, konkretnych elementów konstrukcyjnych naczynia wydobywczego.

W zakresie obciążeń, w ramach podstawowych zadań procesu wymiarowania należało precyzyjnie ustalić wielkość i układ wszystkich obciążeń projektowanej konstrukcji. W przypadku konstrukcji naczynia wydobywczego, wobec braku odpowiednich norm i katalogów, obciążenia charakterystyczne należało przyjąć na podstawie analizy rzeczywistych obciążeń.

Rzeczywiste wartości obciążeń elementów konstrukcyjnych naczynia wydobywczego, zostały wyznaczone po przeprowadzeniu analizy dynamicznej pracy urządzenia wyciągowego w warunkach normalnej eksploatacji, jak i w stanach awaryjnych [1, 2, 3].

Dla przypadku wzajemnego oddziaływania w układzie zbrojenie szybu – głowica skipu, gęstość widmowa sił przybiera postać:

$$S_Q(\omega) = |W_0|^2 S_{X1}(\omega) \tag{1}$$

gdzie:

$$W_0 = -\frac{2k\left[m_A m_g (i\omega)^4 + (m_A + m_g) k_g (i\omega)^2\right]}{m_A m_g (i\omega)^4 + \left[m_g k_g + m_A (2k + k_g)\right] \cdot (i\omega)^2 + 2k \cdot k_g}$$

$$m_A = \frac{J + mb_2^2}{l^2}; \quad m_B = \frac{J + mb_1^2}{l^2}$$

m – masa kosza skipu wraz z urobkiem,

J – moment bezwładności kosza skipu wraz z urobkiem,

m_g – masa głowicy,

m_d – masa ramy dolnej,

$2h, k$ – współczynniki (liniowe) tłumienia i sprężystości tocznych prowadnic krążkowych,

$2h_g, k_g$ – współczynniki tłumienia i sprężystości (poprzecznych) cięgien

łączących głowicę z koszem skipu,

b_1, b_2 – odległości od środka masy kosza skipu prowadnic czołowych odpowiednio górnych i dolnych,

l – odległość między prowadnicami czołowymi górnymi i dolnymi,

$S_{x1}(\omega)$ – gęstość widmowa nierówności ciągów prowadniczych w płaszczyźnie czołowej odniesiona do głowicy skipu.

Gęstość widmowa sił wzajemnego oddziaływania w układzie zbrojenie szybu – rama dolna przyjmuje postać [13]:

$$S_{Qd}(\omega) = |W_{0d}|^2 \cdot S_{x2}(\omega) \tag{2}$$

gdzie:

$$W_{0d} = -\frac{2k\left[m_B m_d (i\omega)^4 + (m_B + m_d) k_d (i\omega)^2\right]}{m_B m_d (i\omega)^4 + \left[m_d k_d + m_B (2k + k_d)\right] \cdot (i\omega)^2 + 2k \cdot k_d} e^{-i\omega\tau}$$

$S_{x2}(\omega)$ – gęstość widmowa nierówności ciągów prowadniczych urządzenia wyciągowego odniesiona do ramy dolnej,

$\tau = \frac{V_0}{l}$ – czas przejazdu przez naczynie wydobywcze drogi równej odległości między prowadnicami górnymi a dolnymi.

Natomiast wariancja sił wzajemnego oddziaływania zbrojenia szybu i głowicy skipu przyjmuje postać:

$$\sigma^2_{SQ(\omega)} = 2\int_0^\infty |W_0|^2 \cdot S_{x1}(\omega) d\omega \tag{3}$$

Wartość liczbową całki (3) obliczono numerycznie w dostatecznie dużym przedziale skończonym. Odchylenie standardowe sił wzajemnego oddziaływania zbrojenia szybu i głowicy skipu jest równe:

$$\sigma_{SQ(\omega)} = \sqrt{\sigma^2_{SQ(\omega)}} \tag{4}$$

W tabeli 1 przedstawiono wartości wariancji procesu $\sigma^2_{(SQ)}$ i odchylenia standardowego $\sigma_{(SQ)}$ wyznaczonych dla gęstości widmowych sił wzajemnego oddziaływania zbrojenia szybu i głowicy skipu, uzyskanych z rozwiązania analitycznego [4] dla wyciągu szybowego, którego elementy konstrukcyjne (nośne) naczynia wydobywczego poddano analizie wytrzymałościowej.

Wariancja procesu σ^2_{SQ} i odchylenie standardowe σ_{SQ} z gęstości widmowych sił wzajemnego oddziaływania dla rozwiązania analitycznego

Tabela 1

	V = 12 m/s	V = 16 m/s	V = 20 m/s
wariancja procesu σ^2 [N^2]	$20{,}5 \cdot 10^6$	$26{,}2 \cdot 10^6$	$31{,}7 \cdot 10^6$
odchylenie standardowe σ [kN]	$4{,}5 \cdot 10^3$	$5{,}1 \cdot 10^3$	$5{,}6 \cdot 10^3$

3. Modele numeryczne naczyń wydobywczych (MES 3D)

Analizę wytrzymałościową wybranych elementów naczynia wydobywczego z wykorzystaniem numerycznych modeli poszczególnych elementów oraz obciążeń będących wynikiem przeprowadzonych analiz dynamicznych wykonano, konfrontując ich wyniki z wynikami uzyskanymi z obliczeń bazujących na obowiązujących w tym zakresie przepisach górniczych zawarto w opracowaniu [5]. Modele te, w oparciu o metodę elementów skończonych, umożliwiały przeprowadzenie analizy stanu naprężenia i odkształcenia w całej objętości analizowanego elementu konstrukcyjnego naczynia wydobywczego.

Zbudowany model (rys. 1) jest modelem belkowo-powierzchniowym, przy czym belkami zamodelowano tylko cięgna nośne. Pozostałe elementy nośne i konstrukcyjne zamodelowano elementami powierzchniowymi o grubościach odpowiadających grubości podanej w dokumentacji. Części skipu nie będące elementami nośnymi (tj. klapa załadowcza, klapa wyładowcza, wykładziny kosza) zamodelowano dodając odpowiednią masę w miejscach zamocowania tych części. Elementy prowadzenia skipu (prowadnice toczne) zamodelowano specjalnymi elementami o sprężystościach odpowiadających sprężystością prowadnic. Urobek zamodelowano jako odpowiednio rozłożoną masę.

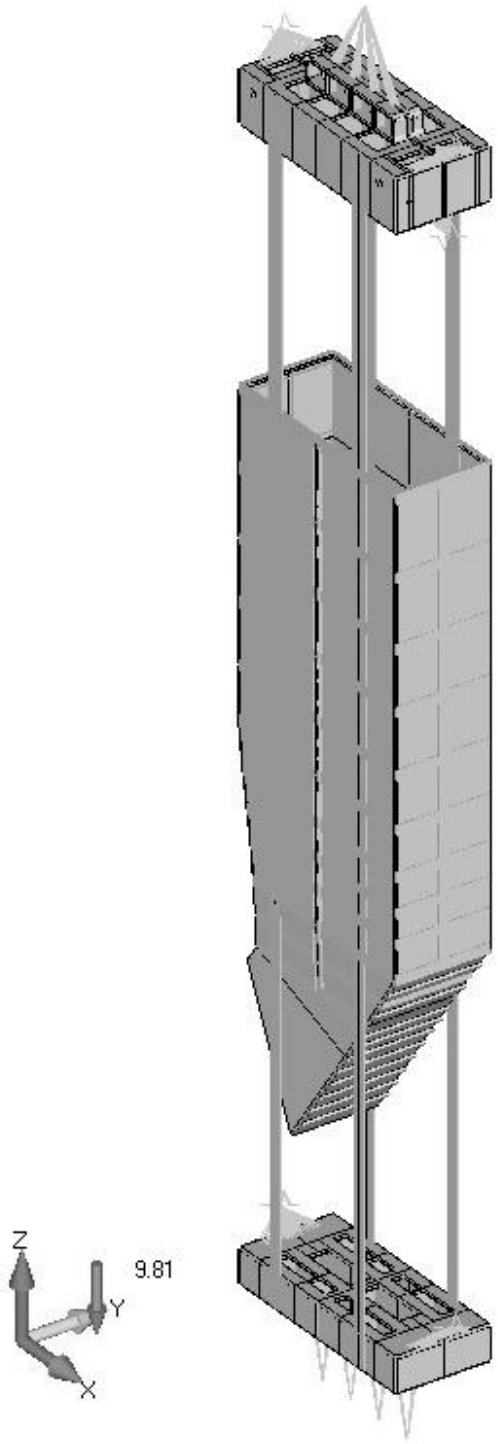
Całość modelu liczy około 35,5 tysiąca elementów skończonych, a ich rozmiar waha się w granicach 20-100 mm.

Analizę dynamiczną wraz z analizą wytrzymałościową przeprowadzono dla przypadku podnoszenia pełnego naczynia wydobywczego z podszybia do nadszybia w normalnym cyklu eksploatacyjnym.

Analizy te przeprowadzono dla następujących warunków początkowych:

- a_1 = 1 m/s^2 – przyspieszenie rozruchu,
- a_2 = 1,2 m/s^2 – opóźnienie hamowania,
- v = 16 m/s – ustalona prędkość ciągnienia.

W dynamicznej analizie wytrzymałościowej elementów konstrukcyjnych naczyń wydobywczych uwzględniono następujące obciążenia:



Rys.1. Model numeryczny MES naczynia wydobywczego (MES 3D) wraz z widokiem układu cięgien górnych (łączących głowicę z koszem) i dolnych (łączących kosz z ramą dolną)

- ciężar własny skipów,
- ciężar urobku,
- ciężar lin wyrównawczych,
- wymuszenie kinematyczne spowodowane nierównościami ciągów prowadzenia,
- obciążenia dynamiczne wygenerowane w warunkach normalnej eksploatacji (rozruch z podszybia z przyspieszeniem a_1, hamowanie przy dojeździe do nadszybia z opóźnieniem a_2).

Do obciążeń przenoszonych przez elementy zawieszeń wliczono obciążenia dynamiczne spowodowane rozruchem naczynia z podszybia z przyspieszeniem a_1 i hamowania przy dojeździe do nadszybie z opóźnieniem a_2, zgodnie z rozważaniami zawartymi w punkcie 2 opracowania.

4. Wyniki dynamicznej analizy wytrzymałościowej

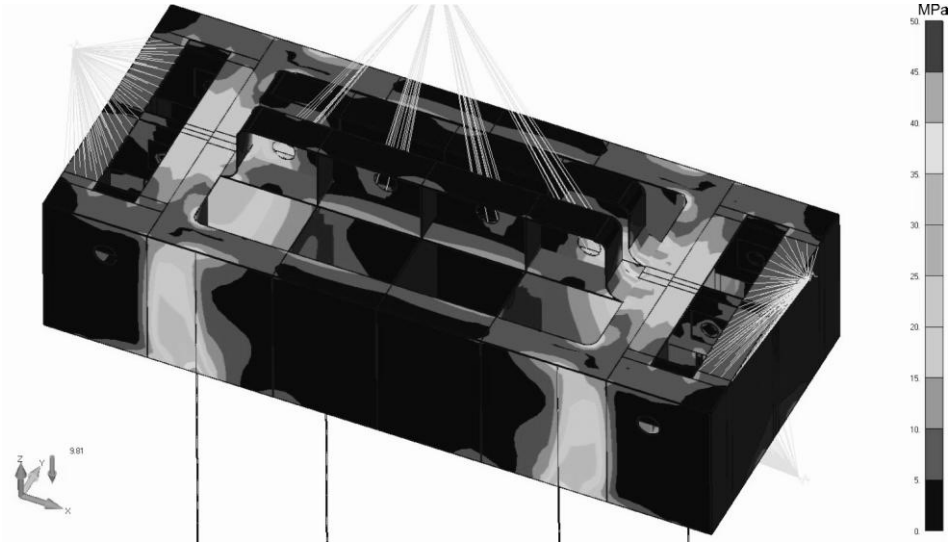
W wyniku przeprowadzonych analiz dynamicznej i wytrzymałościowej, w warunkach jazdy pełnego naczynia z podszybia do nadszybia, uzyskano informację o rozkładzie naprężeń i odkształceń we wszystkich elementach konstrukcyjnych naczynia.

Na rysunku 2 pokazano rozkład naprężeń zredukowanych (poziomice naprężeń) w głowicy naczynia wydobywczego pracującego w urządzeniu wyciągowym w czasie podnoszenia pełnego naczynia z dolnego poziomu załadowczego z prędkością jazdy ustalonej v = 12 m/s.

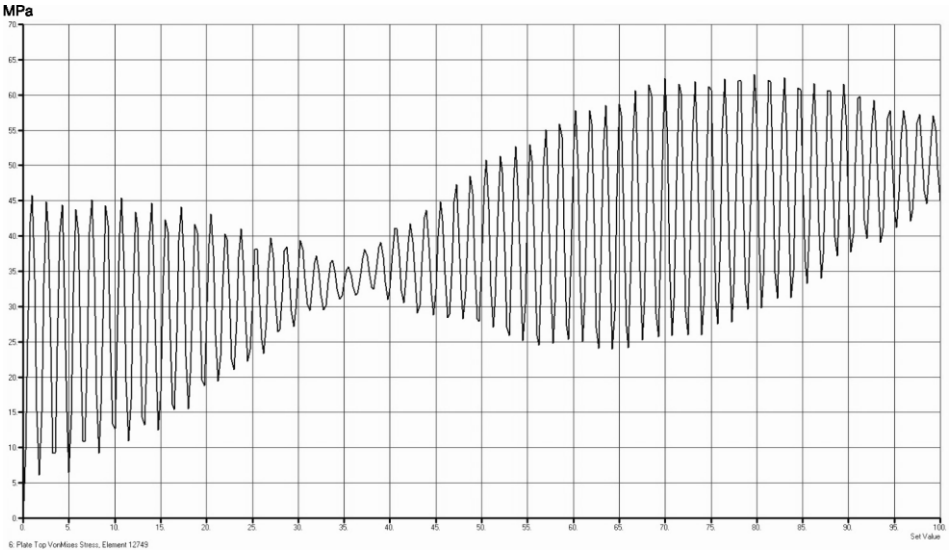
Maksymalne naprężenia zredukowane osiągnęły wartość $\sigma_z \approx 45$ MPa w belkach wzdłużnych, w obszarach zmiany ich przekroju poprzecznego (rys. 2 widok od góry).

Natomiast na rysunku 3 pokazano zmianę naprężeń zredukowanych w przekrojach belek (obszar koncentracji naprężeń) w trakcie podnoszenia pełnego naczynia z podszybia do nadszybia z prędkością ustaloną v = 12 m/s. Maksymalna amplituda zmiany naprężenia $\Delta\sigma_{max}$ nie przekracza 35 MPa.

Na rysunku 4 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych w poszyciu kosza skipu w przypadku podnoszenia pełnego naczynia wydobywczego z dolnego poziomu załadowczego z prędkością ustaloną v = 12 m/s. Koncentracje naprężeń zredukowanych $\sigma_z \approx 35$ MPa, daje się zauważyć w górnej części poszycia kosza skipu w miejscach łączenia do niego cięgien nośnych.

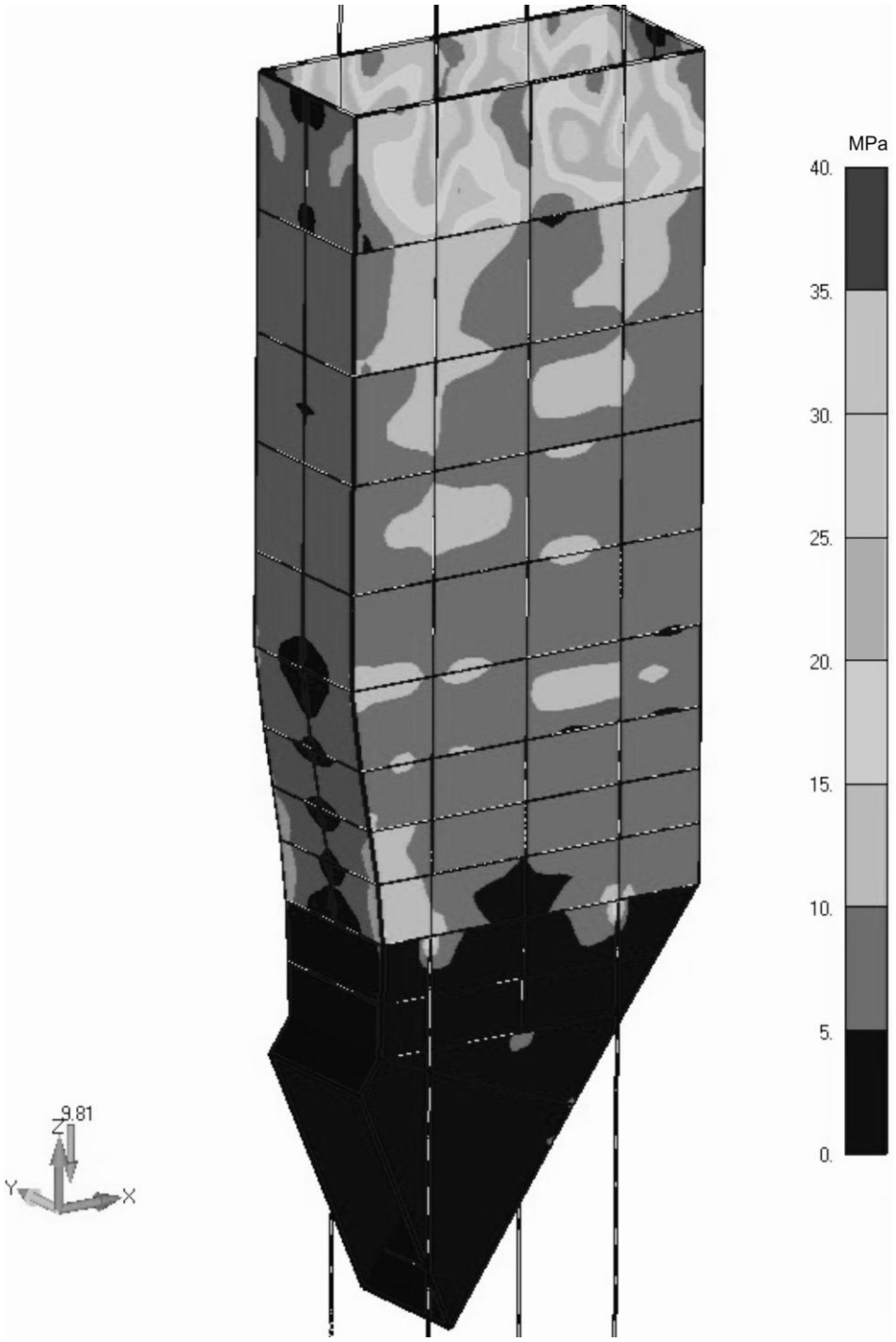


Rys.2. Poziomice naprężeń zredukowanych w głowicy naczynia wydobywczego (widok od góry) – v = 12 m/s



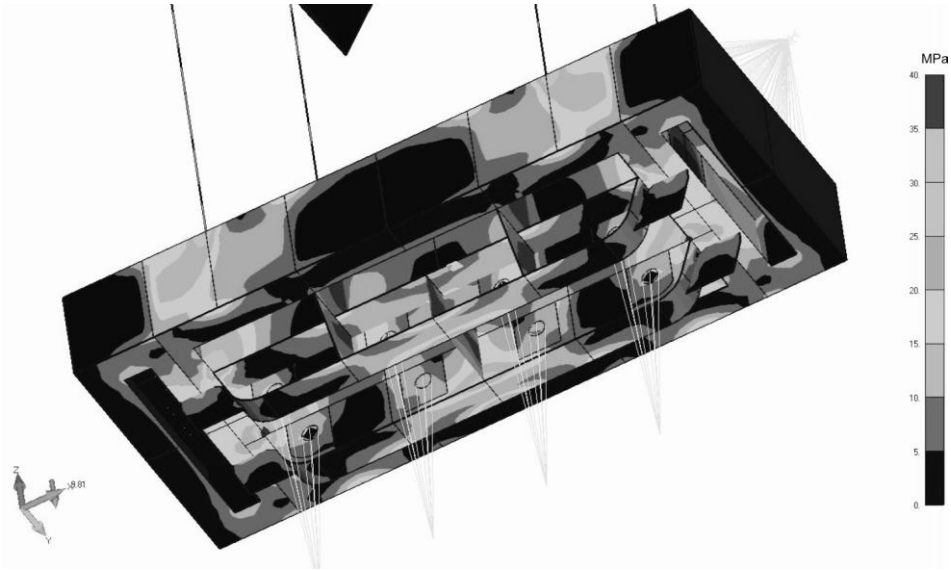
Rys.3. Zmiana naprężeń zredukowanych w obszarach najbardziej wytężonych głowicy skipu, w czasie podnoszenia pełnego naczynia z prędkością ustaloną v = 12 m/s

Na rysunku 5 pokazano rozkład naprężeń zredukowanych (poziomice naprężeń) w ramie dolnej naczynia wydobywczego podnoszonego z dolnego poziomu załadowczego z prędkością ustaloną v = 12 m/s. Maksymalne naprężenia zredukowane osiągają poziom $\sigma_z \approx 35$ MPa w belkach wzdłużnych, w miejscach zmiany ich przekroju poprzecznego. Miejsce występowania maksymalnych naprężeń zredukowanych, świadczy o niekorzystnej zmianie wysokości profilu belki (efekt karbu).

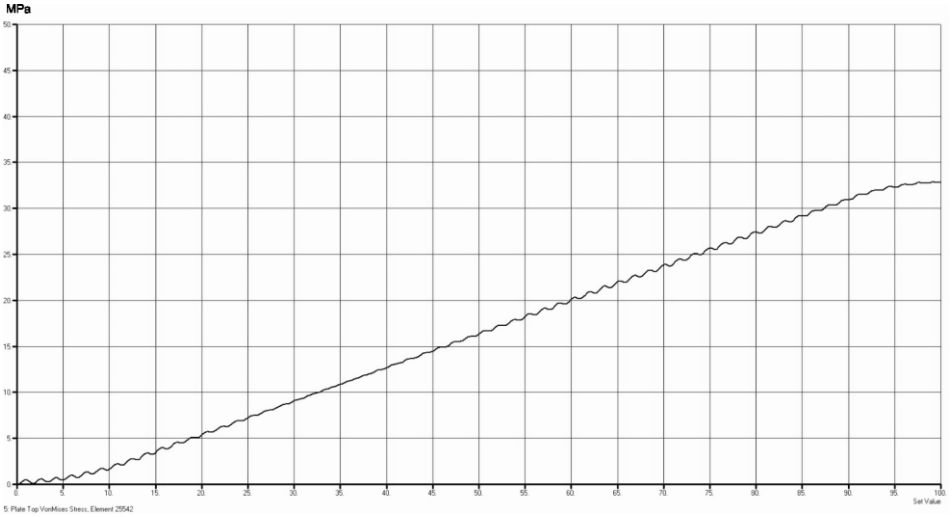


Rys.4. Poziomice naprężeń zredukowanych w poszyciu kosza skipu (v = 12 m/s)

Natomiast na rysunku 6 pokazano zmianę naprężeń zredukowanych w przekrojach najbardziej wytężonych w trakcie podnoszenia pełnego naczynia z podszybia do nadszybia z prędkością jazdy ustalonej V = 12 m/s. W tym przypadku, zmiana naprężenia zredukowanego spowodowana jest głównie przyrostem ciężaru lin wyrównawczych i jest prawie liniowa. Maksymalna jego wartość wynosi 33 MPa.



Rys.5. Poziomice naprężeń zredukowanych w ramie dolnej naczynia wydobywczego (widok od dołu) – v = 12 m/s



Rys.6. Zmiana naprężeń zredukowanych w najbardziej wytężonym obszarze ramy dolnej w trakcie podnoszenia pełnego naczynia z prędkością ustaloną v = 12 m/s

Natomiast na rysunku 7 przedstawiono zmianę maksymalnych naprężeń normalnych w przekrojach poprzecznych cięgien:

– przekrój 1 – linia ciągła,
– przekrój 2 – linia przerywana,

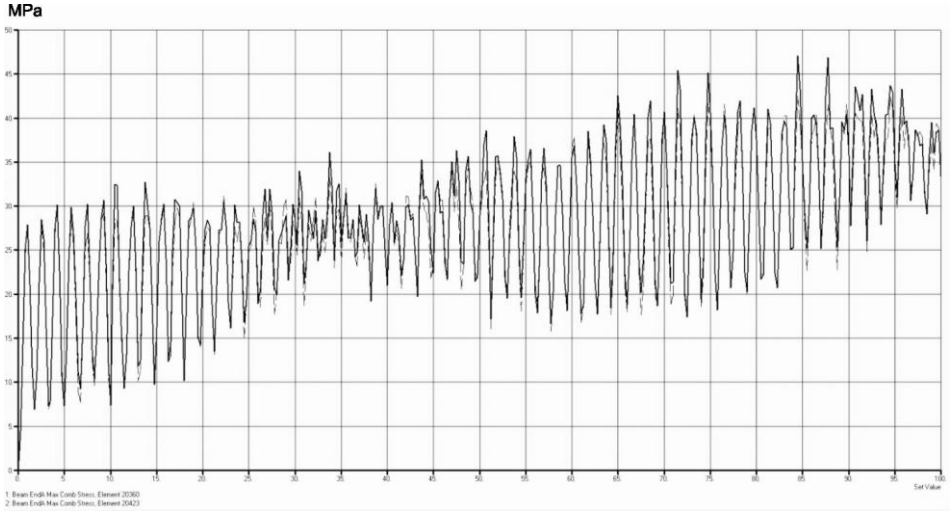
w miejscu ich łączenia odpowiednio z głowicą skipu i koszem skipu dla prędkości jazdy ustalonej v = 12 m/s.

Maksymalne naprężenia rzędu 45 MPa zaobserwowano w obu przekrojach 1 i 2. Taki stan naprężenia wskazuje na równomierne obciążenie obu cięgien.

Ponadto na rysunku 7 przedstawiono zmianę maksymalnych naprężeń normalnych w przekrojach poprzecznych cięgien:

– przekrój 3 – linia ciągła,
– przekrój 4 – linia przerywana,

w miejscu ich łączenia odpowiednio z koszem skipu i ramą dolną dla prędkości jazdy ustalonej v = 12 m/s. W tym przypadku maksymalne naprężenia normalne rzędu 35 MPa pojawiają się w obu przekrojach. Nieznacznie mniejsze są naprężenia w miejscu łączenia cięgna z ramą dolną, co jest spowodowane zginaniem skipu w tym przekroju w płaszczyźnie czołowej.



Rys.7. Wykres zmiany maksymalnych naprężeń normalnych w przekrojach poprzecznych cięgien 1 (linia ciągła) i 2 (linia przerywana) w miejscu ich łączenia odpowiednio z głowicą i koszem skipu dla przypadku podnoszenia pełnego naczynia z podszybia z prędkością ustaloną v = 12 m/s.

5. Wnioski

Wyniki analiz dynamiczno-wytrzymałościowych dotyczące stanu naprężenia w elementach konstrukcyjnych naczyń wydobywczych jednoznacznie wskazują na możliwości racjonalnego wykorzystania ich nośności.

Aby zwiększyć nośność elementów konstrukcyjnych naczyń wydobywczych, przy jednoczesnym obniżeniu ich masy, niezbędnym jest:

- przekonstruowanie belek głowicy i ramy dolnej, szczególnie tych elementów, które powodują koncentracje naprężeń, w obszarach zmiany ich przekroju (efekt karbu),
- przeprofilowanie połączeń cięgien z głowicą skipu, jak i z ramą dolną, mające na celu uniknięcie wpływu dodatkowego zginania,
- w miarę możliwości równomierne wykorzystanie nośności całej objętości elementu konstrukcyjnego,
- równomierne wykorzystanie nośności wszystkich elementów konstrukcyjnych naczynia.

Do oceny niezawodności elementów konstrukcyjnych naczynia wydobywczego autorzy proponują zastosowanie metody stanów granicznych, konkretnie stanów granicznych nośności. Ponieważ sprawdzenie niezawodności konstrukcji, według obliczeń poziomu pierwszego, tzw. półprobabilistycznego, oparte jest na wartościach obliczeniowych, tak obciążenia jak i wytrzymałości, niezbędnym stało się wyznaczenie wytrzymałości obliczeniowej materiału z którego planujemy wykonanie konkretnego elementu konstrukcyjnego naczynia wydobywczego.

Szczególnie w zakresie wytrzymałości obliczeniowej – w stosunku do naprężenia dopuszczalnego i współczynnika bezpieczeństwa, tkwią duże rezerwy. Wytrzymałość obliczeniowa odnoszona jest do granicy plastyczności z której wykonany jest dany element konstrukcyjny naczynia i współczynnika materiałowego γ_s zawartego w przedziale $\gamma_s = 1{,}15 \div 1{,}25$.

Literatura

1. Wolny S.: Assessmemt of Hoist Control to Ensure Conveyance Guiding in a Motion Sequence other than Trapezoidal". Archives of Mining Sciences, vol. 54, no. 4, pp 623-640, 2009.
2. Wolny S.: Dynamic Loading of the Pulley Block in a Hosting Installation in Normal Operating Conditions", Archives of Mining Science, vol. 5, no. 2, pp. 261-284, 2009.
3. Wolny S., Matachowski F.: Operating loads of the shaft steelwork – conveyance system due random irregularities of the guiding strings. Archives of Mining Sciences (Archiwum Górnictwa), vol. 55, no. 3, pp. 589-603, 2010.
4. Wolny S., Łowkis Z., Propozycje nowych metod wyznaczania obciążeń i naprężeń w elementach nośnych naczynia i zbrojenia w aspekcie poprawy bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych. Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. ITG KOMAG 2012.
5. Obniżenie masy własnej naczyń wyciągowych w celu ograniczenia kosztów eksploatacji związanych ze zużyciem energii – praca naukowo-badawcza zrealizowana w grudniu 2011 w Katedrze Wytrzymałości, Zmęczenia Materiałów i Konstrukcji AGH WIMiR – nie publikowana

Analiza numeryczna zjawisk cieplnych zachodzących w hamulcu maszyny wyciągowej na wybranym przykładzie obliczeniowym

Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie

W latach 2009-2013, w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG zrealizowano projekt badawczo-rozwojowy, finansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju pt.: Metoda projektowania tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych w aspekcie zwiększenia ich odporności cieplnej dla zwiększonych parametrów ruchowych – wydajnościowych górniczych wyciągów szybowych [6]. Celem projektu było opracowanie metody prognozowania zjawisk cieplnych zachodzących w parach ciernych hamulców tarczowych maszyn wyciągowych w trakcie hamowania maszyny wyciągowej, a następnie przeprowadzenie analizy wpływu temperatury na zmiany geometryczne tarczy hamulcowej. Do rozwiązania zadania badawczego wykorzystano nowoczesne narzędzia obliczeniowe oparte na metodzie elementów skończonych (MES).

Podstawą rozwiązania tak postawionego zadania były rosnące potrzeby użytkowników maszyn wyciągowych, związane z wydajnością górniczych wyciągów szybowych w zakresie zwiększania udźwigu maszyn lub ich prędkości. Wiąże się to ze wzrostem energii będącego w ruchu układu górniczego wyciągu szybowego, która w sytuacjach awaryjnych powinna zostać przejęta przez hamulec mechaniczny maszyny. Energia mechaniczna w około 97%, zamieniana jest na ciepło [4] w parze ciernej, z czego ponad 90% jej wartości przejmują tarcze hamulcowe maszyny wyciągowej. Wzrost temperatury elementów pary ciernej tj. okładzin hamulcowych oraz tarcz hamulcowych, może powodować:

- zmianę (zmniejszenie) współczynnika tarcia w parze ciernej,
- trwałe uszkodzenie okładziny ciernej szczęk hamulcowych,
- deformację tarcz hamulcowych.

W procesie badawczym projektu:

- przeprowadzono badania temperatury tarcz hamulcowych w trakcie realizowania procesu tzw. „hamowania bezpieczeństwa” na wybranych obiektach rzeczywistych,
- przeprowadzono identyfikację istotnych parametrów procesu hamowania, stanowiących dane wejściowe do modelowania numerycznego,
- opracowano model oraz metodę obliczeniową.

W efekcie końcowym opracowano autorską metodę wyznaczania rozkładu temperatury (MSK – Metoda Strumienia Kroczącego) w tarczach hamulcowych, w trakcie hamowania w odniesieniu do określonych parametrów początkowych ruchu wyciągu oraz parametrów hamowania maszyny wyciągowej. Opracowana metoda polega na obciążaniu, zmiennym w czasie strumieniem ciepła, kolejnych elementów powierzchniowych siatki MES modelu tarczy hamulcowej. Wyniki analizy cieplnej mogą być wykorzystane przy konfigurowaniu hamulca maszyny, doborze parametrów hamowania oraz kształtowaniu geometrii tarcz hamulcowych.

W monografii przedstawiono przykład analizy obliczeniowej w odniesieniu do górniczego wyciągu szybowego o określonych parametrach ruchowych.

2. Przykład obliczeniowy

2.1. Metodyka postępowania

W celu przeprowadzenia analizy rozkładu temperatury w tarczy hamulcowej należy:

a) określić dane wejściowe - zakładane parametry ruchu górniczego wyciągu szybowego,
b) przeprowadzić analityczne obliczenia związane z konfiguracją układu hamulcowego i doborem parametrów hamowania tzw. obliczenia skuteczności działania hamulca,
c) określić geometrię tarczy hamulcowej do zakładanej średnicy linopędni maszyny wyciągowej i rozmieszczenie siłowników względem tarczy,
d) zaplanować analizę obliczeniową tj. założyć liczbę posobnych hamowań maszyny oraz przerwy pomiędzy nimi, określić strumień ciepła w trakcie hamowania, czas hamowania, dobrać parametry materiałowe tarczy i okładziny,
e) przeprowadzić obliczenia obszaru efektywnego cieplnie tarczy hamulcowej tj. pierścienia tarczy hamulcowej o szerokości odpowiadającej szerokości okładziny hamulcowej. Symetria układu hamulcowego umożliwia ograniczenie modelu do tarczy o połowie grubości obciążonej strumieniami ciepła z jednej strony tarczy,
f) przenalizować uzyskane wyniki obliczeń i jeśli to uzasadnione skorygować konfigurację hamulca, jego geometrię lub parametry hamowania – powrót do punktu „b", lub kontynuacja obliczeń,
g) przeprowadzić obliczenia cieplne segmentu tarczy hamulcowej. W tym etapie prowadzona jest analiza nagrzewania się całego segmentu tarczy o pełnej grubości wraz z obszarem mocowania do linopędni maszyny obciążonej strumieniami ciepła z obu stron. Ograniczenie wielkości modelu do jednego segmentu skraca efektywnie czas obliczeń numerycznych.

Uzyskane wyniki analizy cieplnej, w postaci wartości temperatur we wszystkich węzłach modelu segmentu tarczy hamulcowej, w trakcie całej fazy nagrzewania, stygnięcia i ponownego cyklu hamowania stanowią dane wejściowe do obliczeń strukturalnych,

h) przeprowadzić obliczenia strukturalne. Wyniki obliczeń umożliwiają analizę np. wpływu sposobu zamocowania tarczy na jej deformacje w wyniku nagrzania w trakcie hamowania.

Informacje pozyskane na bazie przeprowadzonych analiz obliczeniowych stanowią podstawę do opracowania projektu tarczy hamulcowej.

2.2. Założenia i dane wejściowe

Jako dane wejściowe do przeprowadzenia analizy przyjęto założenia zawarte w wymaganiach przetargowych dotyczących zaprojektowania nowej maszyny wyciągowej. Postawione założenia kwalifikują maszynę wyciągową do maszyn o najwyższych parametrach ruchowych jakie obecnie eksploatowane są w kraju.

Przyjęto podstawowe dane charakterystyczne górniczego wyciągu szybowego skipowego:

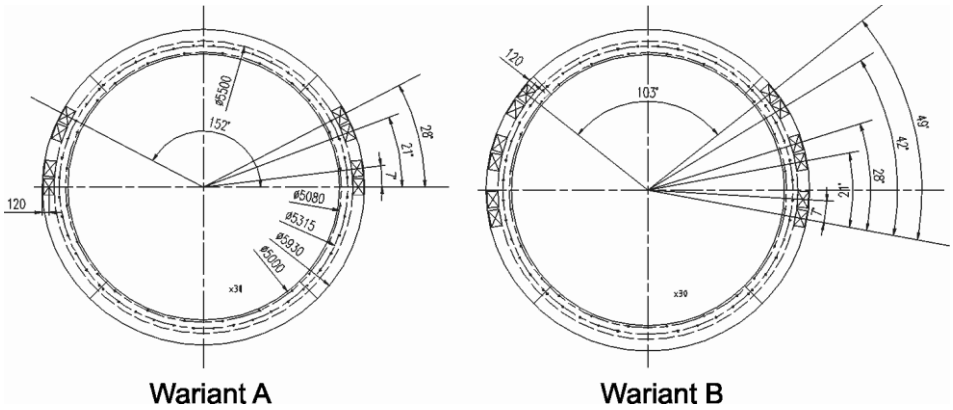
- głębokość ciągnienia H = 1136 m,
- masy naczyń m_{nA} = 33000 kg,
- masa jednostkowa 4-ch lin nośnych ø54 (4×10,5 kg/m) q_n = 42 kg/m,
- masa jednostkowa 3-ch lin wyrównawczych (3×14,0 kg/m) q_w =42 kg/m,
- masa transportowanego urobku m_u = 35000 kg,
- średnica 4-ro linowego koła pędnego D = 5500 mm,
- średnica kół linowych D_1 = 5000 mm,
- prędkość jazdy ustalonej v = 16,0 m/s.

2.3. Konfiguracja hamulca, dobór parametrów hamowania

W celu wstępnego skonfigurowania hamulca niezbędne było przeprowadzenie analizy obliczeniowej celem określenia dopuszczalnych, maksymalnych opóźnień hamowania, ze względu na możliwość wystąpienia poślizgu liny na linopędni – tzw. „opóźnień krytycznych”. Następnie wyznaczono obliczeniowo moment hamowania hamulca, zawierający się pomiędzy minimalnym wymaganym momentem hamującym (zapewniającym opóźnienie wyciągu na poziomie minimum 1,5 m/s^2) a maksymalnym dopuszczalnym momentem hamującym maszynę (gwarantującym nieprzekroczenie wyznaczonych wartości opóźnień krytycznych). Na tej podstawie wyznaczono m.in. minimalną siłę hamującą F_{hmin} = 714 kN, gwarantującą zatrzymanie maszyny wyciągowej z wymaganym minimalnym opóźnieniem, nie mniejszym niż

1,5 m/s^2, w najbardziej niekorzystnych warunkach tj. przy opuszczaniu maksymalnej nadwagi. Na tej podstawie przeanalizowano dwie konfiguracje hamulca, zróżnicowane pod względem liczby siłowników i ich rozmieszczenia względem tarczy hamulcowej (rys. 1), z wykorzystaniem siłowników typu BSFG-408:

- wariant A - 16 par siłowników,
- wariant B - 24 pary siłowników.



Rys.1. Model geometryczny analizowanej tarczy hamulcowej

Założono siłę hamującą F_h = 733 kN > F_{hmin} = 714 kN. Uzyskane dzięki niej obliczeniowe opóźnienie hamowania maszyny wyniosło:

$$z = \frac{F_h \cdot \frac{D_t}{D} - \Delta S_m}{m_m} = \frac{733000 \cdot \frac{5{,}69}{5{,}5} - 345000}{262313} = 1{,}58 m/s^2 > 1{,}50 m/s^2 \quad (1)$$

gdzie:

F_h – siła hamująca hamulca [N],

D_t – średnia średnica tarcia [m],

D – średnica linopędni [m],

ΔS_m – nadwaga statyczna maksymalna [N],

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

Czas hamowania wyniósł:

$$t_h = \frac{v}{z} = \frac{16{,}0}{1{,}58} = 10{,}13 s \quad (2)$$

Siła tarcia w odniesieniu do jednej pary ciernej wyniosła:

- w odniesieniu do układu z 16 parami siłowników:

$$T_{hb16} = \frac{F_h}{2 \cdot i} = \frac{733000}{2 \cdot 16} = 22{,}9\ kN$$

– w odniesieniu do układu z 24 parami siłowników:

$$T_{hb24} = \frac{F_h}{2 \cdot i} = \frac{733000}{2 \cdot 24} = 15{,}3\ kN$$

Zestawienie danych wejściowych do obliczeń cieplnych było następujące:

– maksymalna prędkość linopędni v = 16 m/s,
– siła tarcia pojedynczej pary ciernej (16 par siłowników) T_{hb16} = 22,9 kN,
– siła tarcia pojedynczej pary ciernej (24 pary siłowników) T_{hb24} = 15,3 kN,
– czas hamowania t_h = 10 s,
– założenia analizy cieplnej: dwa posobne hamowania z przerwą 16 s pomiędzy nimi.

Założono, że kolejne zahamowania układu poruszającego się z pełną prędkością może nastąpić nie wcześniej niż po 16 s, tj., po czasie niezbędnym do rozpędzenia maszyny do prędkości maksymalnej (przyjęto przyśpieszenie a = 1 m/s^2).

W trakcie hamowania dla powyższych danych wyznaczono:

– drogę hamowania s_h = 81 m,
– liczbę obrotów linopędni w trakcie hamowania n_h = 4,5 obr,
– energię mechaniczną wyciągu przejmowaną przez hamulec E_c = 61,59 MJ,

Maksymalny strumień ciepła generowany przez pojedynczą parę cierną wyznaczono wg zależności:

$$Q = T_{hb} \cdot v \tag{3}$$

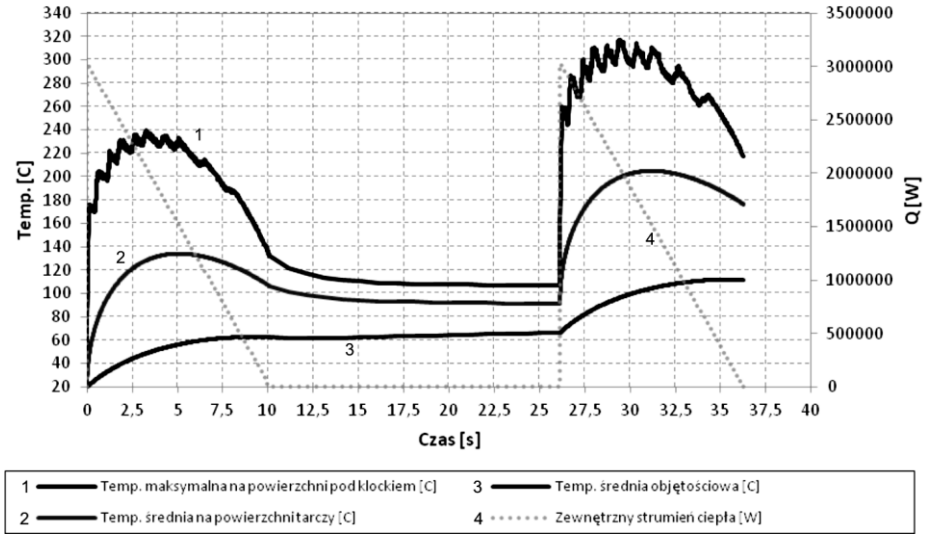
Wyniósł on odpowiednio:

* dla układu z 16 parami siłowników Q_{j16} = 366,5 kW,
* dla układu z 24 parami siłowników Q_{j24} = 244,9 kW.

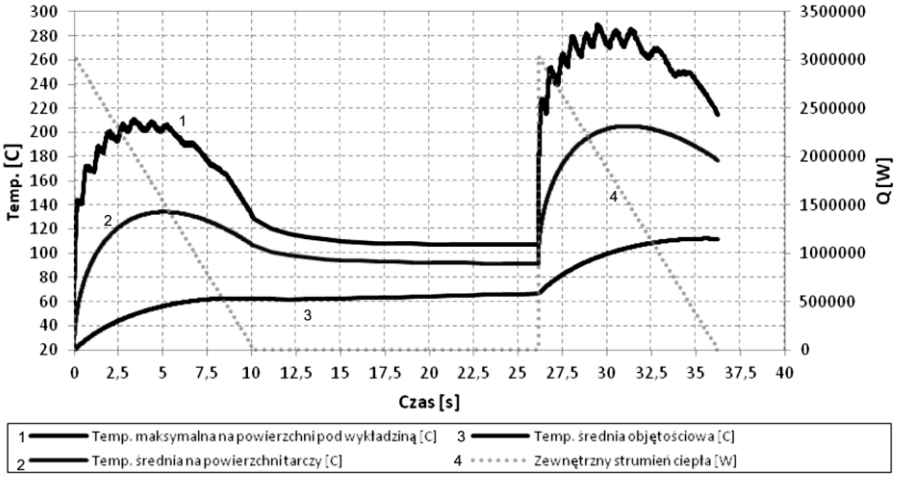
2.4. Analiza cieplna – część pierwsza

Pierwszą analizę cieplną przeprowadzono na wycinku tarczy (obszarze efektywnym cieplnie), który stanowi pierścień o szerokości zbliżonej do szerokości okładziny hamulcowej i o połowie grubości tarczy. Model taki obciążono strumieniami ciepła generowanymi na jednej stronie pierścienia, uwzględniając rozmieszczenie siłowników względem tarczy. W wyniku analizy uzyskano charakterystyki nagrzewania tarczy w trakcie dwóch posobnych zahamowań (według przyjętych założeń). Na tym etapie przeanalizowano wpływ liczby par siłowników na temperaturę tarczy. Na rysunkach 2 i 3 przedstawiono wykres maksymalnej lokalnej temperatury na powierzchni

analizowanego pierścienia, średnią wartość temperatury na powierzchni pierścienia oraz średnią wartość temperatury w całej objętości pierścienia tarczy hamulcowej, w określonych warunkach hamowania bezpieczeństwa, dla wariantu hamulca A i B przedstawionego na rysunku 1.



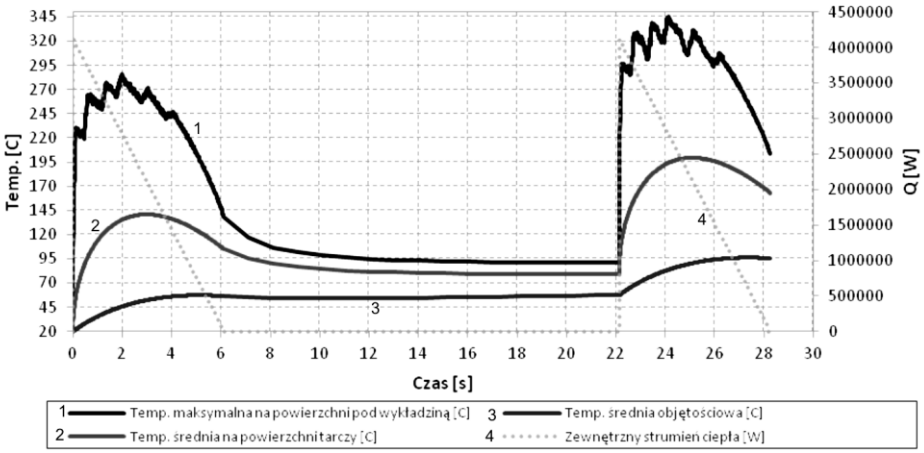
Rys.2. Wartości temperatury w analizowanym pierścieniu tarczy w funkcji czasu - hamowanie bezpieczeństwa, 8 par siłowników na 1 tarczę, tarcza grubości 30 mm, model pierścienia o połowie grubości tarczy, obciążony z jednej strony 8 strumieniami ciepła (rys. 1A) [6]



Rys.3. Wartości temperatury w analizowanym pierścieniu tarczy w funkcji czasu - hamowanie bezpieczeństwa, 12 par siłowników na 1 tarczę, tarcza grubości 30 mm, model pierścienia o połowie grubości tarczy, obciążony z jednej strony 12 strumieniami ciepła (rys. 1B) [6]

Z przedstawionych wykresów wynika, że w wariancie z większą liczbą siłowników oddziaływujących na tarczę (wariant rys. 1B) uzyskano temperaturę maksymalną na powierzchni tarczy niższą o 30°C. Średnie temperatury powierzchniowe, jak i objętościowe w pierścieniu tarczy, w obu wariantach były porównywalne. Temperatury te zależą głównie od wartości przejmowanej energii przez tarczę, która w obu przypadkach była jednakowa. Temperatura maksymalna na powierzchni tarczy zależy natomiast od wielkości strumienia generowanego przez źródło, czyli parę cierną, który był większy w wariancie z rys. 1A (większa siła tarcia pojedynczej pary ciernej).

Na rysunku 4 przedstawiono przypadek zahamowania maszyny pełną siłą hamującą. Szczytowa, chwilowa wartość temperatury na styku pary ciernej osiągnęła blisko 350°C, co było bliskie wartości granicznej chwilowej temperatury dla okładziny typu MICKE1205 wynoszącej 400°C [10].



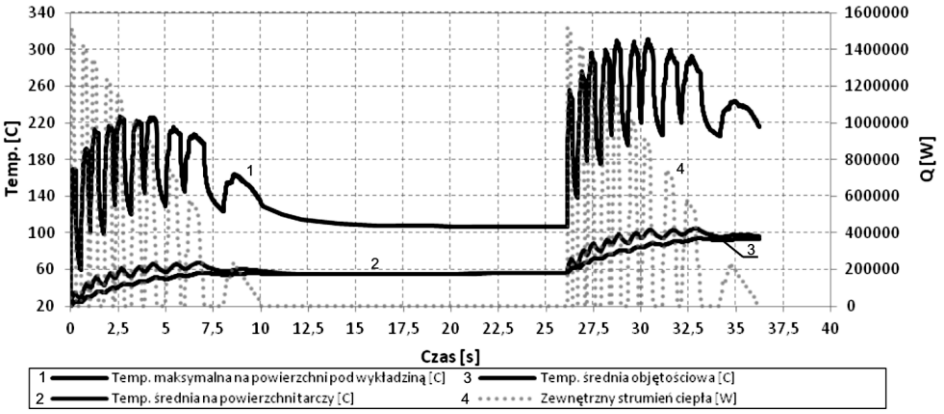
Rys.4. Wartości temperatury w pierścieniu efektywnym cieplnie tarczy w funkcji czasu - hamowanie pełną siłą, 8 par siłowników na 1 tarczę, tarcza grubości 30 mm, model pierścienia o połowie grubości tarczy, obciążony z jednej strony 8 strumieniami ciepła (rys. 1A) [6]

2.5. Analiza cieplna – część druga i analiza strukturalna

W kolejnym etapie przeprowadzono analizę cieplną na modelu segmentu tarczy hamulcowej. Model obliczeniowy stanowił cały segment tarczy, o pełnej grubości, z obszarami przewidzianymi do mocowania segmentu do linopędni oraz z otworami przewidzianymi do wprowadzenia połączeń śrubowych łączących linopędnię z segmentem tarczy. Wyniki obliczeń w postaci rozkładów temperatur w modelu segmentu stanowiły dane wejściowe do analiz strukturalnych (odkształceń).

Na podstawie przeprowadzonej wcześniej analizy cieplnej (część pierwsza) do dalszych obliczeń konfigurację hamulca według rysunku 1B, z 12

parami siłowników oddziaływujących na jedną tarczę hamulcową. Model segmentu tarczy o pełnej grubości obciążono strumieniami ciepła, generowanymi na obie stronny tarczy. W wyniku analizy uzyskano charakterystyki nagrzewania zamodelowanego segmentu tarczy w trakcie hamowania, według przyjętych założeń (rys. 5). Z uzyskanych wyników wyodrębniono zbiór wartości temperatury wszystkich węzłów modelu, w odniesieniu do określonej chwili czasowej analizy. Stanowił on dane wejściowe do obciążenia modelu w analizie strukturalnej.



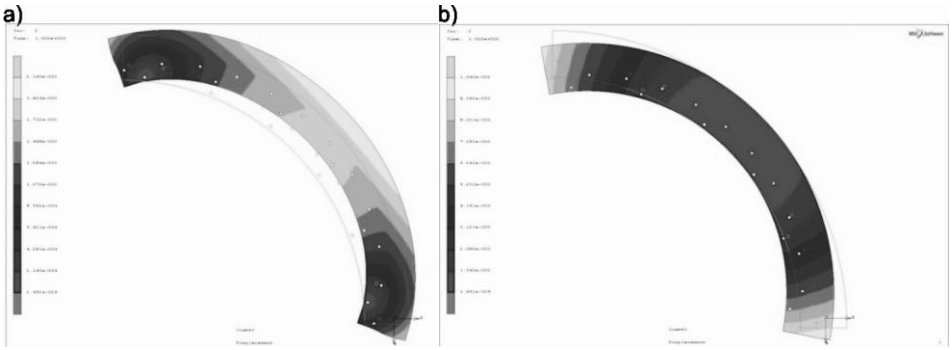
Rys.5. Wartości temperatury w segmencie tarczy w funkcji czasu - hamowanie bezpieczeństwa, 12 par siłowników na 1 tarczę, segment tarczy o grubości 30 mm, model segmentu o pełnej grubości, tarcza podzielona na 4 segmenty, obciążona z dwóch stron 24 strumieniami ciepła (rys. 1B) [6]

Mapę rozkładu temperatury na powierzchni segmentu tarczy w odniesieniu do 29 sekundy analizy cieplnej z rysunku 5 przedstawiono na rysunku 6.



Rys.6. Mapa rozkładu temperatury na powierzchni segmentu tarczy w 29 sekundzie analizy cieplnej (rys. 5) – temperatura maksymalna 306^{o}C [6]

Mapę odkształceń segmentu tarczy (grubość 30 mm, 1/4 obwodu tarczy) dla rozkładu temperatury w segmencie tarczy w 29 sekundzie analizy cieplnej, w odniesieniu do dwóch sposobów jej zamocowania do linopędni przedstawiono na rysunku 7.



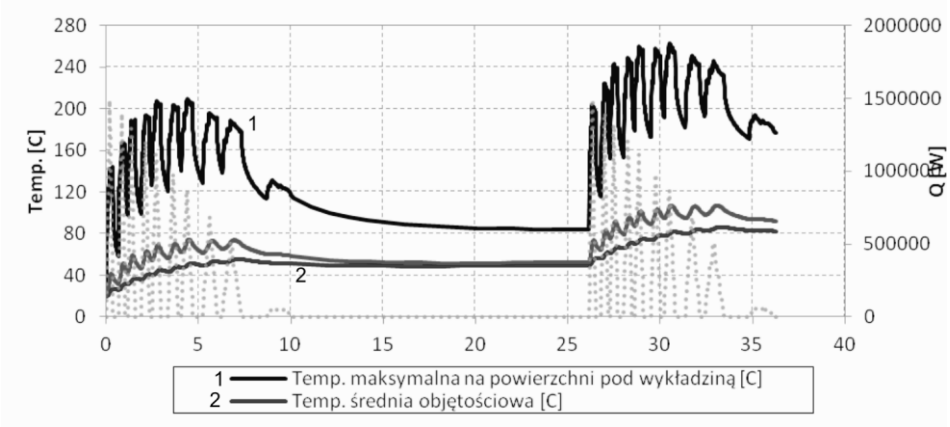
Rys.7. Mapy odkształceń segmentu tarczy hamulcowej; *a) mocowanie śrubami pasowanymi na skraju segmentu tarczy – maksymalne odkształcenie 2,14 mm, b) mocowanie śrubami pasowanymi w środku segmentu tarczy – maksymalne odkształcenie 10,4 mm* [6]

Z przeprowadzonych analiz obliczeniowych wynika, że większe wartości odkształcenia segmentu tarczy występują w odniesieniu do mocowania segmentu śrubami pasowanymi w jego środku i przyjmują wartość około 10 mm (rys. 7B). Mniejsze wartości odkształceń (2,14 mm) występują przy mocowaniu segmentu śrubami pasowanymi na skrajach tarczy (rys. 7A). Maksymalne odkształcenia, o charakterze promieniowym, koncentrują się w środkowej części segmentu tarczy. Zapewnienie właściwej swobody, w kierunku obwodowym, jak i promieniowym, w połączeniach segmentów tarczy względem siedziska na linopędni, jak i między segmentami, umożliwi jej odkształcenie w tych kierunkach, ograniczając odkształcenia poprzeczne (wzdłuż osi tarczy) mogące powodować jej bicie. Wobec przyrostu objętości tarczy w wyniku jej nagrzewania należy tak ukształtować połączenia, aby segmenty tarczy odkształcały się swobodnie w określonych kierunkach, zwłaszcza obwodowym. Przesztywnienie połączeń segmentów może powodować powstawanie w nich nadmiernych naprężeń oraz szczególnie niewskazanych deformacji poosiowych powodujących bicie tarczy.

W celu ograniczenia temperatury objętościowej tarczy należy ograniczyć do minimum ilość wprowadzanego do niej ciepła (energii hamowania będącej następstwem kolejnych posobnych, hamowań bez możliwości odprowadzenia ciepła z tarczy do otoczenia), lub też zwiększyć jej gabaryty: średnicę i grubość. Ponadto, w celu ograniczenia wielkości odkształcenia obwodowego segmentu tarczę można podzielić na większą liczbę segmentów.

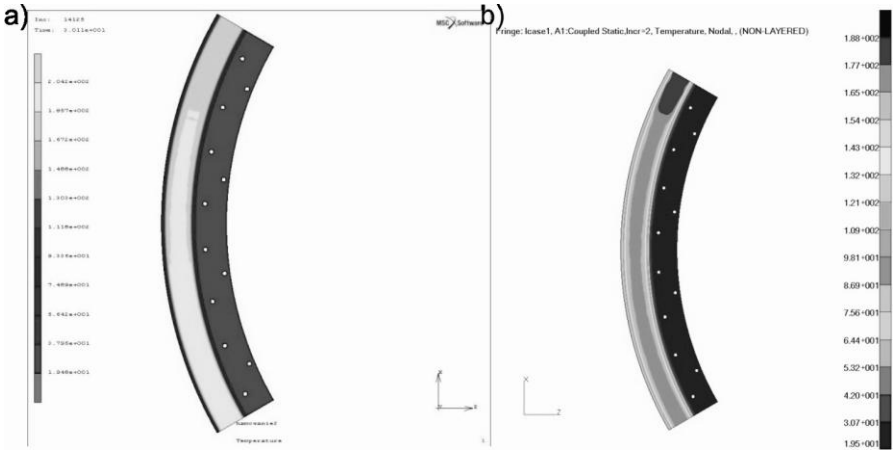
W odniesieniu do warunków hamowania jak wcześniej, przeprowadzono analizę tarczy o zwiększonej liczbie segmentów tj. 6-ciu oraz o zwiększonej grubości tarczy (40 mm).

W odniesieniu do tak przyjętych założeń uzyskano charakterystyki nagrzewania segmentu tarczy (1/6 tarczy) w trakcie hamowania (rys. 8). W efekcie zwiększenia grubości tarczy temperatura maksymalna na powierzchni segmentu tarczy obniżyła się o około 50^{o}C.



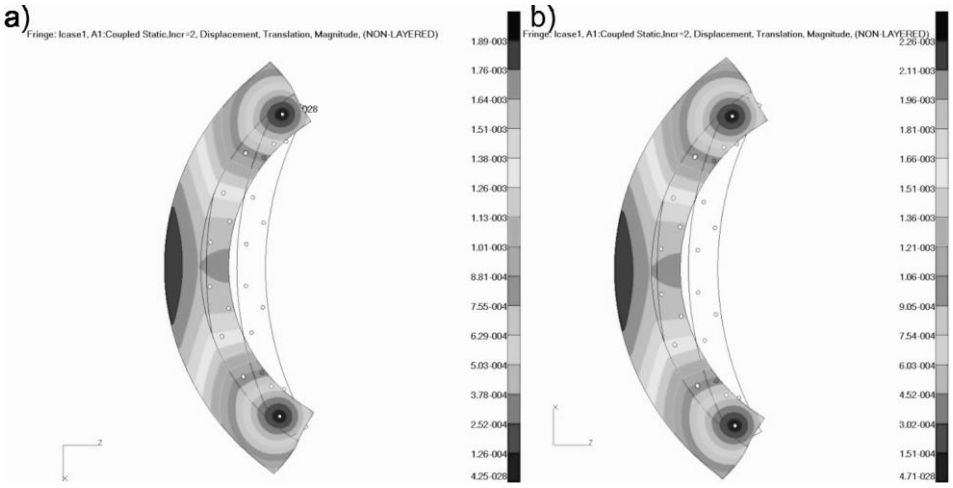
Rys.8. Wartości temperatury w segmencie tarczy w funkcji czasu - hamowanie bezpieczeństwa, 12 par siłowników na 1 tarczę, segment tarczy o grubości 40 mm, model segmentu o pełnej grubości, tarcza podzielona na 6 segmentów, obciążona z dwóch stron 24 strumieniami ciepła (rys. 1B) [6]

Mapę rozkładu temperatury na powierzchni segmentu tarczy w odniesieniu do 29 sekundy i 35 sekundy analizy (z rys. 8) przedstawiono na rysunku 9.

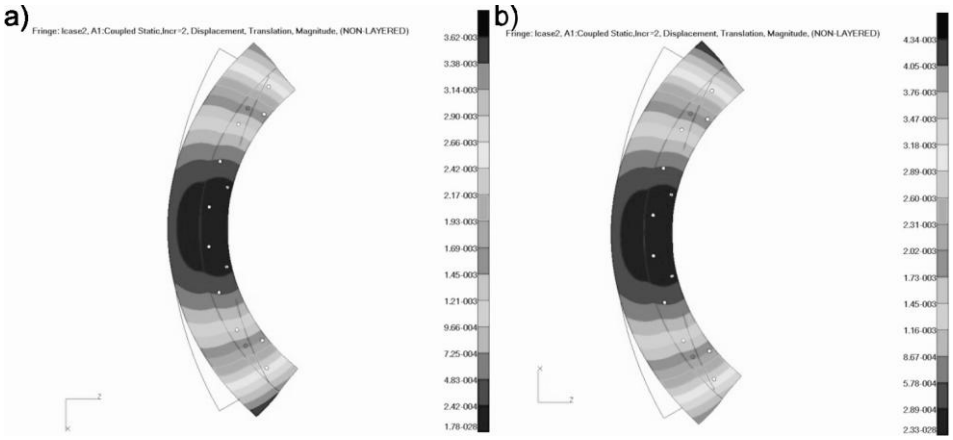


Rys.9. Mapa rozkładu temperatury na powierzchni segmentu tarczy (rys. 8); *a) w 30 s analizy – temperatura maksymalna 204 ℃ b) w 35 s. analizy – temperatura maksymalna 190 ℃* [6].

Mapę odkształceń segmentu tarczy (grubość 40 mm, 1/6 obwodu tarczy) w odniesieniu do dwóch sposobów zamocowania przedstawiono na rysunkach 10 i 11.



Rys.10. Mapa odkształceń segmentu tarczy hamulcowej - segment o grubości 40 mm, 1/6 obwodu, tarczy, śruby pasowane na skraju segmentu tarczy; *a) W chwili czasu 30 s – maksymalne odkształcenie 1,89 mm, b) W chwili czasu 35 s – maksymalne odkształcenie 2,26 mm* [6]



Rys.11. Mapa odkształceń segmentu tarczy hamulcowej - segment o grubości 40 mm, 1/6 obwodu tarczy, śruby pasowane w środku segmentu tarczy; *a) W chwili czasu 30 s – maksymalne odkształcenie 3,62 mm, b) W chwili czasu 35 s – maksymalne odkształcenie 4,34 mm*

Porównując wyniki analiz strukturalnych dla różnych geometrii segmentów tarczy (rys. 7, 10, 11) w odniesieniu do tej samej chwili czasowej (29 s), dla wariantu zamocowania segmentu do linopędni na skrajach, odkształcenie zmniejszyło się o 0,25 mm, a dla segmentu mocowanego w środku o 6,78 mm.

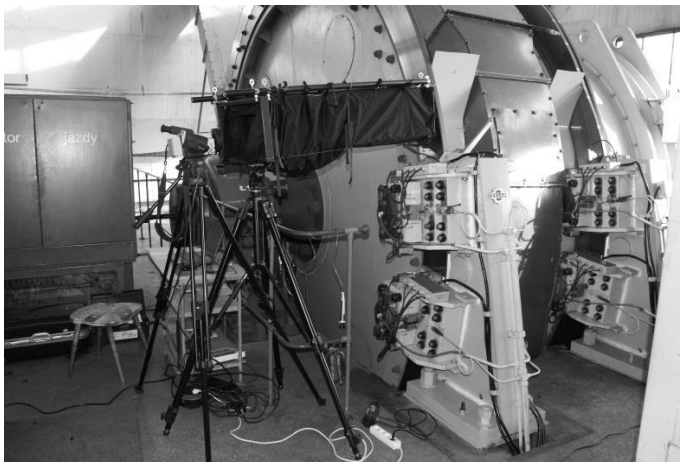
Wraz z wnikaniem ciepła w głąb tarczy (wyrównywaniem temperatury w całej objętości) odkształcenia zwiększają się, co zaprezentowano na rysunkach 10 i 11.

3. Badania i analizy numeryczne

W trakcie realizowanego projektu wystąpiło szereg problemów badawczych (w trakcie pomiarów temperatury na obiektach rzeczywistych), jak i obliczeniowych. Współpraca ze specjalistami z Instytutu Techniki Cieplnej Politechniki Śląskiej oraz Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej pozwoliła na ich rozwiązanie.

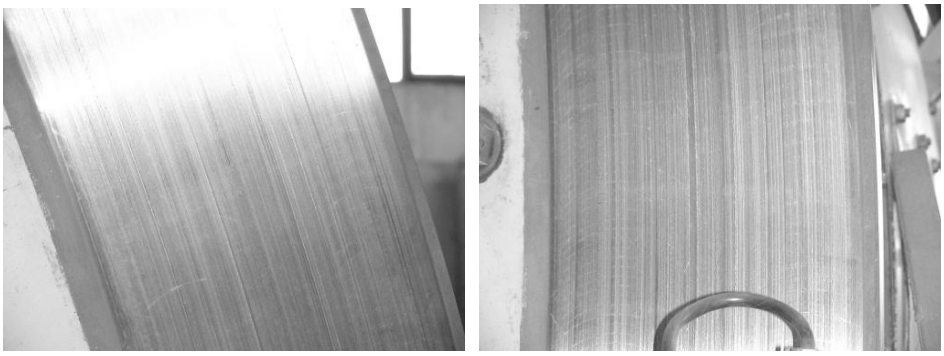
3.1. Wybrane problemy występujące podczas badań temperatury tarcz hamulcowych [2]

Pomiary temperatury tarcz hamulcowych są zadaniem skomplikowanym. Posiadanie, specjalistycznej kamery termowizyjnej nie jest gwarantem poprawności procesu badawczego. Główny problem pomiarowy stanowi obracająca się tarcza hamulcowa o niejednorodnej, połyskliwej strukturze bieżni. Kluczowym, dla właściwej oceny z pomocą kamery termowizyjnej, temperatury bieżni hamulcowej jest poprawne określenie emisyjności badanej powierzchni bieżni, jak również maksymalne ograniczenie wpływu otoczenia na wynik pomiaru temperatury. Na połyskliwej bieżni tarczy hamulcowej może dochodzić do odbić elementów otaczających maszynę wyciągową, co zaburza wynik pomiaru. W związku z tym, w ramach prowadzonych badań na obiekcie, mobilne stanowisko pomiarowe do badań temperatury bieżni hamulcowych ze specjalistyczną kamerą termowizyjną, wyposażono w kołnierz izolujący strefę pomiarową od ewentualnych zakłóceń otoczenia (rys. 12).

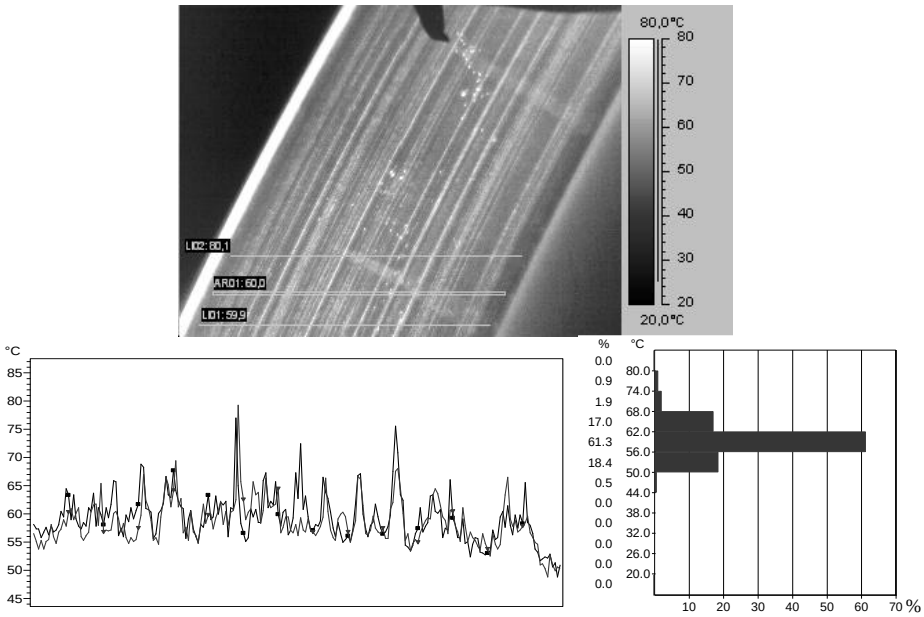


Rys.12. Stanowisko do pomiarów temperatury na powierzchni tarczy hamulca maszyny wyciągowej [6]

Błyszczące bieżnie stalowych tarcz hamulcowych, charakteryzują się niską wartością emisyjności. Powierzchnie bieżni, pomimo wysokiej gładkości są niejednorodne. W wyniku wpływu środowiska pokryte są lokalnie rdzawymi wżerami lub odkładającym się na nich, w wyniku ścierania, materiałem okładziny hamulcowej. Ponadto, obszar pomiarowy w trakcie hamowania jest zmienny wraz z obracającą się tarcza hamulcową.



Rys.13. Fragmenty tarczy hamulcowej z widoczną liniową strukturą powierzchni [6]

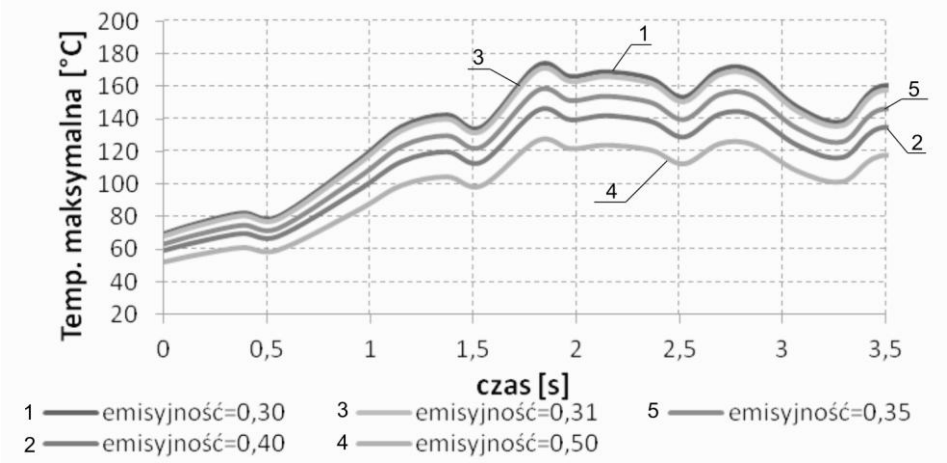


Rys.14. Termogram oraz rozkład pozornej temperatury w wyróżnionym obszarze pomiarowym [6]

Stąd, oprócz badań rozkładów temperatury, wykonywano serie pomiarów dodatkowych, służących ocenie emisyjności badanej powierzchni. Do tego celu, oprócz kamery termowizyjnej, wykorzystano dotykowy czujnik termoelektryczny do pomiaru temperatury wraz z rejestratorem. W trakcie badań przetestowano kilka metod wyznaczania współczynnika emisyjności powie-

rzchni. Ze względu na zróżnicowanie emisyjności powierzchni tarczy hamulcowej w kierunku promieniowym, do analizy stanu nagrzewania się tarczy w czasie procesu hamowania przyjęto średnią wartość emisyjności, a następnie wyznaczono średnią wartość temperatury dla linii lub obszaru promieniowego powierzchni tarczy (rys. 14).

Na rysunku 14 widoczna jest wyraźnie smugowa struktura rozkładu pozornej temperatury na powierzchni badanej bieżni tarczy hamulcowej. W rzeczywistości należy przyjąć, że rozkład pola temperatury ma charakter płynny, ze względu na stosunkowo dużą przewodność cieplną stali z której wykonano tarcze. Obserwowane różnice są zatem wynikiem zmienności emisyjności. Oszacowane wartości emisyjności, w doniesieniu do badanych obiektów, wynosiły od 0,12 do 0,35.



Rys.15. Wartość temperatury powierzchni bieżni tarczy hamulcowej w czasie hamowania dla różnych wartości współczynników emisyjności [6]

Przeprowadzona analiza wykazała, że zmiana emisyjności o 0,05 może spowodować zmianę temperatury od 5^{o}C do 20^{o}C, w zależności od przyjętej wartości współczynnika emisyjności. Im mniejsza wartość współczynnika emisyjność, tym jej zmiana ma większy wpływ na wartość temperatury odczytywanej z pomiaru. Pomiary termowizyjne bieżni tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych są zatem szczególnie wrażliwe na niedokładności w ocenie emisyjności (rys. 15). Na podstawie analizy wyników pomiarów emisyjności tarczy stwierdzono, że zmiana jej wartości o 0,05 jest dopuszczalna, ponieważ mieści się w obszarze rozproszenia wyników pomiarowych.

3.2. Wybrane problemy analizy numerycznej

Głównymi problemami podczas prowadzenia analiz numerycznych zjawisk cieplnych zachodzących w hamulcach maszyn wyciągowych były:

- niestabilność obliczeń w odniesieniu do modelu uwzględniającego zjawiska kontaktu, czyli układu symulującego przemieszczanie się tarczy hamulcowej względem okładzin siłowników hamulcowych. W związku z powyższym konieczna była zmiana podejścia do rozwiązania postawionego zadania. W tym celu opracowano Metodę Strumienia Kroczącego (MSK) [6],
- długi czas obliczeń wynikający z wielkości zadania obliczeniowego - duża liczby elementów skończonych siatki modelowanego obiektu oraz liczba iteracji obliczeń dla uzyskania zadowalających wyników, spowodowało, że zadanie rozwiązywano etapowo: etap 1 - analiza cieplna obszaru tarczy efektywnego cieplnie, etap 2 - analiza całego pojedynczego segmentu tarczy hamulcowej.

4. Podsumowanie

Umiejętność prognozowania zjawisk cieplnych zachodzących w parach ciernych hamulców maszyn wyciągowych już na etapie projektowania jest istotna, zwłaszcza dla maszyn wyciągowych o coraz większych wydajnościach transportowych. Przedstawiony w monografii przykład obliczeniowy analizy zjawisk cieplnych zachodzących w trakcie hamowania hamulcem mechanicznym maszyny wyciągowej, wskazuje na możliwości wykorzystania proponowanej metodyki do projektowania maszyn wyciągowych. Opracowana w ramach projektu badawczo-rozwojowego Metoda Strumienia Kroczącego, w odniesieniu do postawionego problemu, jest narzędziem umożliwiającym praktyczne zastosowanie analiz numerycznych opartych na metodzie elementów skończonych (MES) w procesie projektowym. Dzięki zastosowaniu metody MSK skrócono czas obliczeń zjawisk cieplnych do poziomu akceptowalnego na etapie projektowania.

Do obliczeń numerycznych wykorzystywano, oprócz stanowiska obliczeniowego ITG KOMAG, komputery Centrum Informatycznego Trójmiejskiej Akademickiej Sieci Komputerowej TASK, cechujące się większymi mocami obliczeniowymi.

W pracy zwrócono uwagę na problemy, jakie występują podczas prowadzenia pomiarów temperatury zwłaszcza powierzchni bieżni tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych za pomocą kamer termowizyjnych lub też pirometrów.

Wraz z rosnącą wydajnością górniczych wyciągów szybowych, wiążącą się ze wzrostem ładowności naczyń oraz prędkością ciągnienia, rośnie energia układu wyciągowego, którą w sytuacjach awaryjnych musi przejąć hamulec mechaniczny maszyny. Wiąże się to z wygenerowaniem określonej ilości ciepła w parze ciernej hamulca. Konieczne jest więc poszukiwanie nowych rozwiązań hamulców maszyn wyciągowych, a zwłaszcza ich par ciernych: tarcza hamulcowa – okładzina hamulcowa, odpornych na coraz wyższe temperatury.

Literatura

1. Kowal L., Turewicz K., Turewicz A.: Modelowanie zjawisk cieplnych zachodzących podczas hamowania maszyny wyciągowej hamulcem tarczowym. Transport Szybowy 2011, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011 s. 247-264.
2. Kowal L., Kruczek T., Turewicz K.: Pomiary temperatury tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych. Maszyny Górnicze 2012 nr 2 s. 3-12.
3. Ścieszka S.F.: Problemy termiczne hamulców tarczowych do maszyn wyciągowych. Biuletyn ZUT Zgoda Świętochłowice nr 3, 1973 r.
4. Ścieszka S.F.: Hamulce cierne. Zagadnienia konstrukcyjne, materiałowe i tribologiczne. WZP-ITE Radom, 1998 r.
5. Ścieszka S.F., Żołnierz M.: Prognozowanie obciążenia cieplnego hamulca tarczowego maszyny wyciągowej metodą elementów skończonych. Międzynarodowa Konferencja „Transport Szybowy", 09.2007 r., CMG KOMAG
6. Projekt badawczy rozwojowy nr N R03 0006 06/2009 pt." Metoda projektowania tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych w aspekcie zwiększenia ich odporności cieplnej dla zwiększonych parametrów ruchowych – wydajnościowych górniczych wyciągów szybowych. dokumentacja techniczna ITG KOMAG nr W47.830ARK
7. PN-G-46206:1997. Górnicze wyciągi szybowe. Odporność cieplna hamulców tarczowych maszyn wyciągowych.
8. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.) wraz z załącznikiem nr 2 do tego rozporządzenia pt. „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia".
9. Dokumentacja techniczna ITG KOMAG.
10. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa siłowników BSFG-408 – Svendborg Brakes

Some experiments of Ukrainian research centers within the range of monitoring safety of mining shaft steelworks

Bogdan Kopey - Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas,
Valery Lopatin - N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics NAS of Ukraine

1. Introduction

Mine hoisting systems (MHS) are a sole connection underground of mine with the surface, and that's why they are in Ukraine under the constant supervision of the State Department of Industrial Safety, Labour Protection and Mining Supervision. State supervision cover also rigid shaft steelworks (RS), which in Ukrainian mines are not less 45 years.

Steelworks in mine sahafts are used, to keep the conveyance against excessive lateral movement in the mine shaft, as well as to ensure the desired direction the guides of (RS) are used. In Ukraine are appied two methods to control the state of RS: static (at speeds below working) and dynamic (at operating speed). Some of details of the methods are presented and analyzed in the article. According to the rules of technical operation and work safety in mining the vertical shafts, equipped with skips or cages, are subject to mandatory inspection every day, and ventilation ducts, used as emergency exit - weekly. Analysis of defects shows that among their cause's the dominant position accounts for performance (41%) and construction (35%), the faults of the project team - 24%. Ukrainian rules of shaft safety require daily visual inspection of whole shaft throughout the depth (up to 1800 m for Kryvbas region), from the head of con-veyance at speeds about 0,3 m/s. At visual inspection from the head of conveyance at a speed of 0,3 m/s the latent defects of fixing and reinforcing RS are virtually impossible to find. Operation of RS shows that even with extend frequency of static control, safety of RS, due to their deterioration, very difficult to pro-vide. Static control is not answering the question as behaves conveyance when moving at working speed. Are dangerous stresses in in weakened (as a result wear) guides and buntons arising from the interaction conveyance and RS?. Only dynamic control adeqauate to real conditions of i conveyance and RS involves the determining of stresses guides and buntons at operating speeds of conveyances.

In CIS (Commonwealth of Independent States) the power dynamic control method of RS is used, developed by Nicolay Garkusha [4], Igor Baklashov, Alexander Gavrutskyy [5], Igor Dorzhynkevych, Sergey Ilyin [6], and others [8, 9]. There are no further developments of these jobs.

Methods for assessing of shaft steelworks that are used today in the Czech Republic, Slovakia and Germany are based on the determination of the

horizontal accelerations measured on conveyances during movement (researchers: S. Bär, G. Berg [1], Z. Šebella [15]).

In Poland instead, the measurement of the horizontal accelerations of conveyances, developed by Stanislaw Kawulok, was the principal basis for assessing shaft steelworks until 2006. Since august 2006 are required by Polish mine safety rules not measurement of accelerations conveyances, but measurement of real conveyance guiding forces. The basis these changes were results of research works conducted by M. Płachno [12, 13, 14] and M. Kiercz [7].

2. Problems of control safety of rigid steelworks in Ukrainian mine shafts

Applying in Ukraine methods of RS control cannot quickly determine its magnitude and kinematic interaction forces, dynamic characteristics, but enabled the scientific basis for the development of methods and instrumentation control of RS. Quality control of RS equipment during operation, determining the location and contents of RS repairs, is possible only by instrumental control operating modes, by quite wide sample of workflows. In Ukraine, development of methods and instrumentation control of MHS RS still has not found a solution, due to - in opinion coauthors - the difficult conditions of this control and lack native solutions within the range of methodological and technical supports.

In Research Institute of Mining Mechanics named Michael Fedorov the long considerable works were performed on the development and improvement of monitoring systems and diagnostic of mine stationary equipment.

The works carried out under the direction of professors Nicolay Garkusha [3] and Vladimir Dvornikov [2] show, that the choice and evaluation of parameters characterizing condition of shaft steelworks guides should be based on the fact, that the safe operation of shaft steelworks should provide reliable kinematic contact of guiding rollers conveyance with guides (Figure 1) at any point in a vertical shaft at all speeds of hoisting plant, ruling out the possibility of conveyances touching each other as well as the guides buntons at any point in the shaft, to ensure minimum dynamic loads on the wires when moving the conveyance with maximum speed.

In the Institute of Geotechnical Mechanics named Nicolay Polyakov NAS of Ukraine led by Anatoly Bulat, the methodology of system control RS is based on joint analysis in a single information unit of measurement data for different groups of the conveyance parameters, in order to more accurately identify the root causes of violations of design modes that occur during the long periods of operation [10, 11].

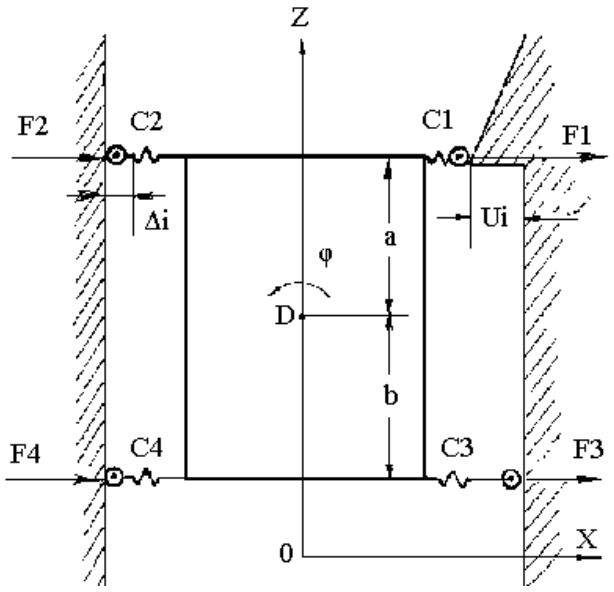


Fig.1. Scheme to analysis of interaction of conveyance and guides with inequality in the frontal plan used by Ukrainian research centers (the source: [2, 3])

Works conducted by NAS showed, that the effectiveness of control systems depends on the methods and devices of control (methodological and instrumental components). The first component is determined by the adequacy of diagnostic models and algorithms forming the perfection of diagnostic features, the second - the metrological characteristics of measuring operations performed. Selection of diagnostic features control is defined by a set of key indicators: the required accuracy of determining the parameters of technical condition, volume of control measurements and processing of the data. Since the duration of forced downtime only considers the detection and elimination of failures, the primary goal is to minimize the time spent for searching the defect (from 0,3 to even 7 hours). It is possibly to solve the problem through mobile control system (MCS), useful to dynamic control of RS. Lack of MCS at this time makes unrealistic the planning and preventive maintenance of steelworks in Ukrainian shafts. Exploitation these mine shafts shows, that even with frequent control surveying of geometrical parameters of guides in some areas and their wear, the smoothness of conveyances movement may be provided with difficulties. In authors' opinion, even under ideal condition of RS, in case of parametric resonance, conveyance can get away from guides and collapse. In this regard, in addition to static surveying control of RS, it is necessary for Ukrainian shafts to apply dynamic control using appropriate methods and equipment. This control involves determining the stresses, strains, horizontal accelerations and bending deformations of guiding conveyance elements of RS at an operating mode of the hoisting installation. Dynamic control of stress

determination can be realized by means of dynamometers embedded in preventive shoes of conveyance (Figure 2). Measurement of horizontal accelerations of conveyances using sensors mounted in an industrial environment organizationally and technically much simpler, than direct measurement of the dynamic interaction of preventive shoes with guides using embedded dynamometers.

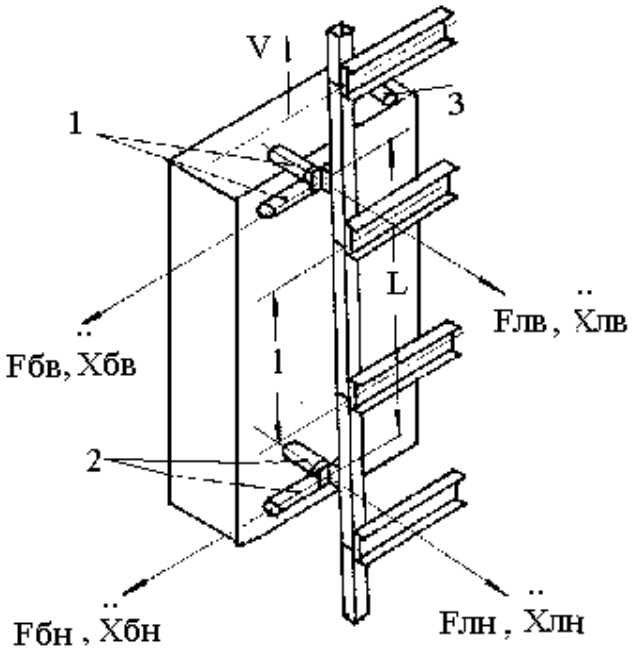


Fig.2. Scheme of the dynamic control of interaction "conveyance-rigid shaft steelwork" realized in Ukrainian shafts (the source: the own work on the basis; *1 - accelerometers or strain gauge transducer in upper zone of conveyance, 2 - accelerometers or strain gauge transducer in lower zone of conveyance* [10, 11]

Instead determination of dynamic effort by calculation, based on the solution of equations of dynamics conveyance, which substituted the measured values of accelerations, is attractive for practical use and in coauthors opinion allows the increasing of efficiency assessment of the current state of the "conveyance -shaft steelwork" to provide a higher level of operational safety.

3. Some results of calculations and measurements useful for the solution of problems control safety of rigid steelworks in Ukrainian mine shafts

The calculations parameters of interaction of conveyance with guides (Figure 1) appears as a horizontal vibration of the conveyance and, in general, the problem of guides inequalities control can be reduced to the problem of analysis of horizontal vibrations of conveyances (Figure 3 and 4).

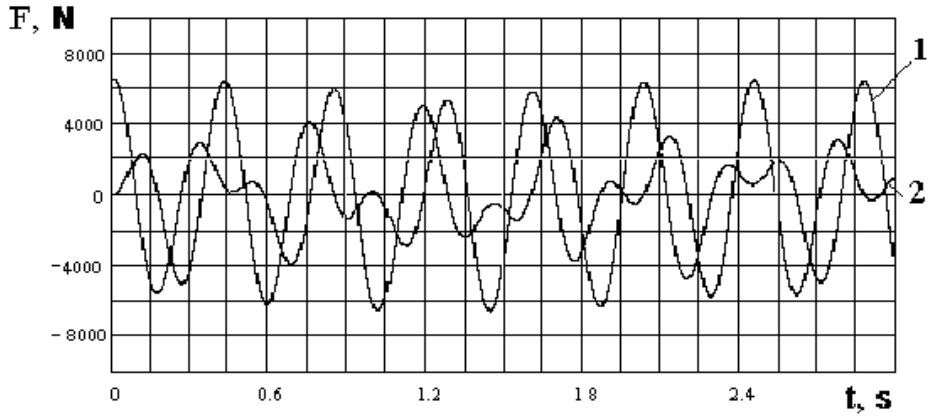


Fig.3. Results of calculations of contact forces between the conveyance and guide (unit N) for smooth movement of conveyance, achieved for scheme from Figure 1 (the source: the own work on the basis; *1 - right guiding conveyance, 2 - left guiding conveyance* [10, 11])

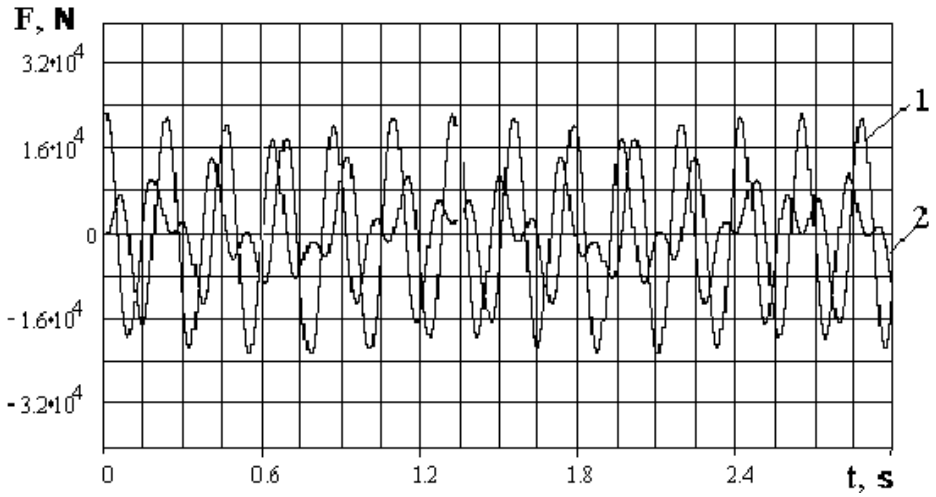


Fig.4. Results of calculation of contact forces between the conveyance and guide (unit N) during the mashing of the conveyance in guides (movement with increased friction), achieved for scheme from Figure 1 (the source: the own work on the basis; *1 - right guiding conveyance, 2 - left guiding conveyance* [10, 11])

The complexity of the decision is that the shock pulses caused by the interaction conveyance and guides with inequality may be masked by background fluctuations caused by change of guides stiffness (Figure 5). In coauthors opinion, this complexity are solved by selecting the appropriate method of registration and processing (Figure 6).

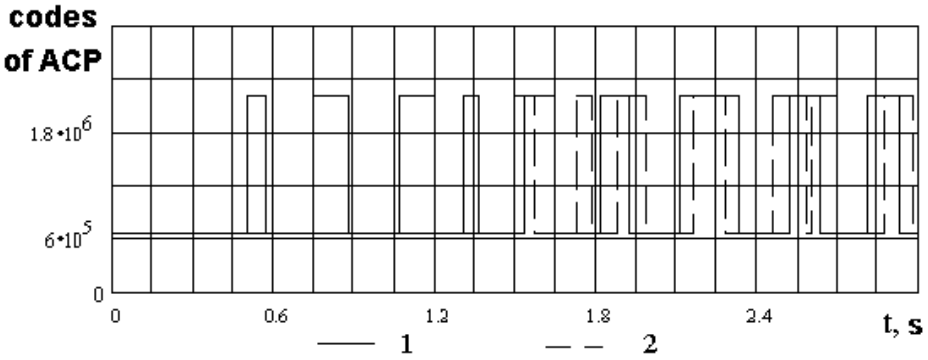


Fig.5. Calculation model for change of stiffness in guides at vibration and impact interaction mode during the motion of conveyance in shaft (the source: the own work); *1 - upper belt conveyance, 2 - lower belt conveyance*

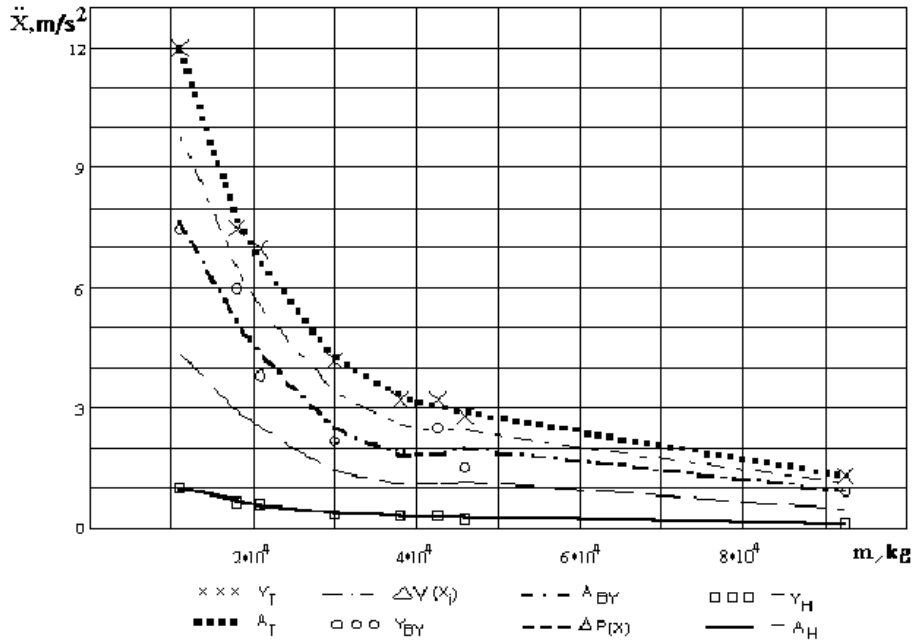


Fig.6. Dependence of maximum horizontal acceleration from the mass of conveyances resulting from calculation made for scheme from Figure 1 (the source: the own work); *A_T - regression curve for acceleration with a smooth motion (no shock interaction); Y_H - acceleration (experimental data) for smooth movement; $\Delta P(x_i)$ - limits the maximum acceleration with a smooth motion; A_{BY} - regression curve for accelerations in vibration and impact interaction; Y_{BY} - acceleration of numerical experiments with vibration and impact interaction; A_T - regression curve for acceleration mode with increased friction; Y_T - acceleration (experimental data) during the regime of high friction*

The paper of Dvornikov [2] shows that for two-line system of guides in the lateral plane due to the static uncertainty of system the mathematically correct determination of dynamic loads is possible only on the basis of measurement not the maximum, but instantaneous values of horizontal accelerations in the frontal plane and it is sufficient to measure the instantaneous horizontal acceleration of the upper and lower belts of conveyance (Figure 7 and 8).

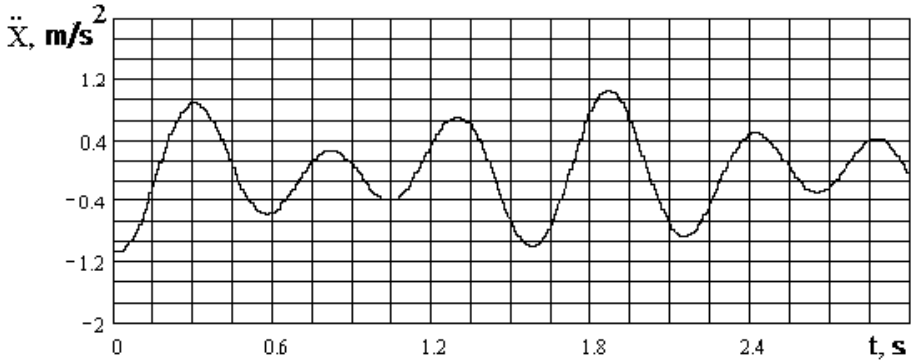


Fig.7. The acceleration of the lower belts of conveyances with a smooth motion, calculated for scheme from Figure 1 (the source: the own work on the basis [2])

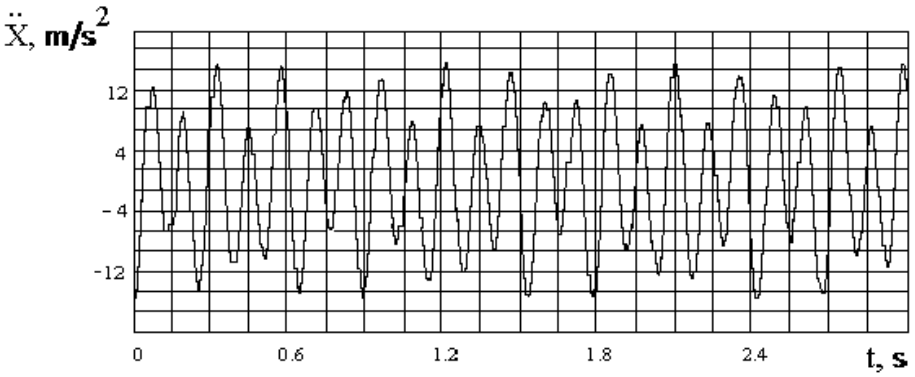


Fig.8 Acceleration of the upper belts of conveyances with intermeshing motion, calculated for scheme from Figure 1 (the source: the own work on the basis [2])

Implementation of this approach allows to combine two methods of assessing the technical condition of the "conveyance - shaft steelwork" in one and use it to control the dynamic quality of system for in-depth analysis of stresses arising in shafts steelwork according to the rules of structural mechanics, applying attachment of MCS.

Analysis of the nature of spatial fluctuations conveyance shows that the instantaneous values of kinematic parameters have a certain shift in phase and their maximum values are not achieved at the same time (Figure 9).

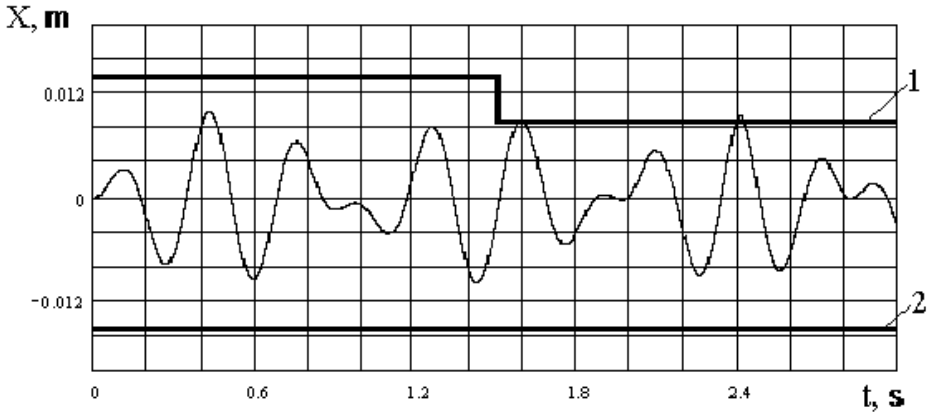


Fig.9. Vibratory movement of lower belts of conveyance at vibration and impact interaction motion, calculated for scheme from Figure 1; *1 - area of the guide, which runs to the right of conveyance, 2 - area of the guide, which runs the left of conveyance* (the source: the own work on the basis [2])

Therefore, in coauthors opinion, the apparatus of control must have certain properties that are determined by the number of measuring channels, types of main and auxiliary sensors, inertia, sensitivity, measuring range that is allowed, capacity storage media, as well as speed of scanning signals. Required data in the scientific literature are available; therefore the additional theoretical and experimental studies of the mechanism of interaction of conveyance with RS in industrial and laboratory conditions were conducted to obtain these required data.

During their long life the buntons of RS are heavily subjected to corrosive wear. Because of the complexity of the current economic situation the Ukrainian mines are not always possible to perform full range of work on timely replacement of worn guides, and the need of mining requires the further work of shaft, despite the risk of accident. For RS such a condition is characterized by a significant reduction of its carrying capacity in the frontal plane of guides. In this case, the frontal pressures on the guides of the conveyance that are in intensive vibration and impact interaction mode is the most dangerous for the development of an emergency and require an objective assessment for the conclusion of possibility and technological modes of operation of the shaft. The evaluation can be carried out either on the basis of theoretical modeling, or direct instrumental measurement of dynamic parameters vibration and impact interaction mode of conveyance in interaction with RS by specialized equipment - mobile control system (MCS). The analysis of previous studies shows that not all equipment can be used for control purposes of RS, although it may give some idea about the service operation of the violation of smooth movement and disposition of local defects. To address the specific problem of control the accurate assessment and selection of

technical capabilities of MCS is required. Significant differences between predictable forecasts (estimates) and real (actual) values of loads in a specific assembly, low efficiency and reliability of the information about control does not allow to control the condition of RS. Determining the degree of smoothness of conveyance motion and estimation of RS, based on measurements of horizontal accelerations of its points, has some difficulties due to complex nature of spatial fluctuations and uncertainty of static system. The solution of this problem based on the use of high-speed digital data recording apparatus, is considered in the work. Here, on the basis of general dynamics equations conveyances derived value, the relationship between a set of measured kinematic parameters and power factor interaction of guides was established. Multi computer processing of measured data, which is based on the use of mathematical models of "conveyance-shaft steelwork," suggests a state of RS. The complexity of the problem of computer analysis of fluctuations, lack or high cost of the components needed for the synthesis of such control system prevented previous researchers to create a modern mobile system of control (MSC) and its ability to make appropriate changes to the term of MHS use and rules of security. In Kriviy Rig basin since 1998 with coauthors we conducted this scientific research, the experimental designs equipment MCS, through which instrumental control of RS mine shafts was performed. Results of control were used to develop recommendations for rehabilitation RS control system safe operation of the mine shafts in Kriviy Rig basin. Conducted diagnostic tests using established methods and technical controls of normal (smooth motion) and vibration and impact interaction regime (disturbance of smooth motion) were obtained results that are shown in figure 10.

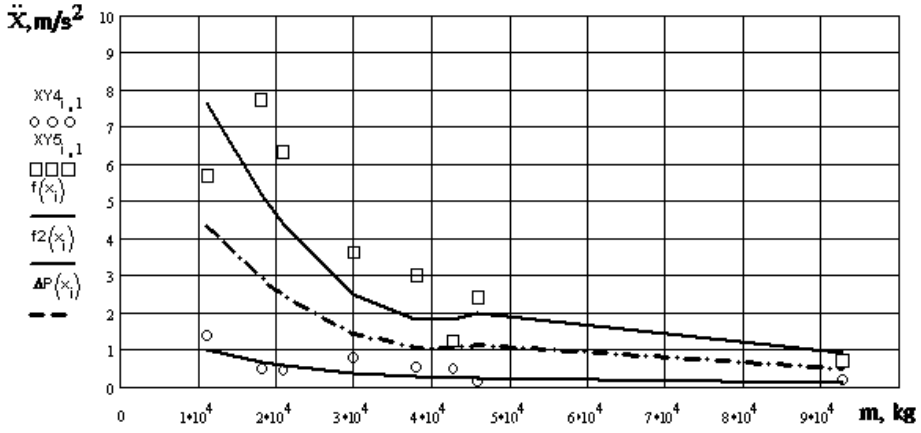


Fig.10. Theoretical dependence resulting from calculation made for scheme from Figure 1 and experimental data of maximum acceleration from the mass conveyances for smooth movement vibration and impact interaction regimes for conditions of Kriviy Rig basin (the source: the own work)

Comparing the data of industrial instrumental control for maximum acceleration by developed methods with theoretical dependencies resulting from calculation made for scheme from figure 1 one can see that the differences between them do not exceed 15%. Figure 10 shows that the value of maximum horizontal acceleration of conveyances ($\Delta P(x_i)$ on chart), with a smooth motion of conveyance, are selected properly and meet the real data.

Keywords: mine hoisting systems (MHS), guides of shaft steelworks(RS), mobile control system (MCS), distortion guides control, vibration and impact interaction regimes.

References

1. Berg G.: Berechnung der am Stoss zwischen Fördrergefässen und Schachteinbauten beteiligten Masse. Bergakademie 19 Jahrg. H.12 1967.
2. Dvornikov W.I., Kyrcelin E.R.: Teoreticzeskije osnowy dinamiki szachtnogo podjemnogo kompleksa. Sofia 1997.
3. Garkusza N.G.: Issledowanija stojkosti dwiżenija szachtnogo podjemnogo sosuda w prowodnikach żestkoj armirowki wertikalnogo stwoła i rasczet racjonalnych parametrow sistemy "sosud-armirowka". Dis. dokt. techn. nauk: 05.07.06. Donieck 1970.
4. Gawruszkij A.E., Muszinskij W.I. i drug.: Wremiennaja instrukcija po ispolzowaniju apparatury kontrola nagruzok na żestkuju armirowki szachtnych stwołow. Kriwoj Rog, NIGRI, 1979.
5. Ilin S.R, Łopatin W.W, Posled B.S.: Kompjuternaja sistema diagnostiki oborudowanija szachtnych podjemnych ustanowok. Tez. dokł. naucz.-techn. konf. "Mechanika i nowyje technologii". Sewastopol 1995.
6. Kawulok S.: Możliwości wykorzystania poziomych przyspieszeń ruchu naczyń wyciągowych. Bezpieczeństwo Pracy w Górnictwie. 1987 nr 4.
7. Kiercz M.: Doświadczenia z pomiarów sił rzeczywistych oddziaływania naczynia górniczego wyciągu szybowego na zbrojenie szybu. Miesięcznik Wyższego Urzędu Górniczego nr 8(180)/2009.
8. Kopej B.W., Łopatin W.W., Stefaniszyn O.I.: Mobilni wimirjuwalni sistemi w naftogazowij ta girniczij promysłowosti. Monografija. Iwano-Frankiwsk IFNTUNG 2010.
9. Korżuk A.W.: Niekotoryje woprosy biezopasnoj ekspłuatacii sistiemy "podjemnyj sosud-armirowka" wiertikalnych stwołow szacht. Problemy ekspłuatacii oborudowanija szachtnych stacjonarnych ustanowok. Sb. naucz. tr. Donieck 2005.
10. Łopatin W.W.: Metody i techniczeskije ustrojstwa ekspress-diagnostiki dinamiczeskogo sostojanija sistiemy "podjemnyj sosud-żestkaja armirowka". Dis. kand. tech. nauk: 05.05.06. Dniepropietrowsk, 2001.

11. Łopatin W.W.: Izmierienije gorizontalnych wibracjonnych processow podjemnogo sosuda ekspierimientalnoj cifrowoj apparaturoj. Naukowo-technicznij zbirnik NGA. Dniepropietrowsk, 2001 № 67.
12. Płachno M.: New methods of design and dynamic control of shaft steelworks performance and conveyance guiding in mine shafts. Mine Planning and Equipment Selection. Publisher: Taylor & Francis Group, London 2004.
13. Płachno M.: New aproach to the design of shaft Steelwork. Archives of Mining Sciences, volume 50, issue 4, Kraków 2005.
14. Płachno M.: Nowe metody projektowania i eksploatacyjnej kontroli zbrojenia pionowych szybów górniczych. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Monografie. Nr 31. Wydawca: AGH- WIMiR, Kraków 2005.
15. Šebella Z.: Vztah horizontalnich sil a horizontanich zrychleni při jizdě dopravnich nadob w jámič. Zpravodaj TEI-EPO. Rocznik 22. Cialo 5. Ostrawa 1981.

Analiza i ocena wyników badań i ryzyka związanego ze stosowaniem wykładzin modar®

Józef Hansel - Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

1.1. Uwagi ogólne

Wykładziny Modar R-3/Mz i Modar R-5/Kk, oznaczone wspólnym znakiem towarowym – **modar®,** są produktem powstałym jako efekt wieloletnich prac naukowo-badawczych zespołu uczelniano-przemysłowego pod kierunkiem autora, w skład którego wchodzili pracownicy Akademii Górniczo-Hutniczej i Spółdzielni Pracy Chemiczno-Wytwórczej SPOIWO w Radomiu [1-6, 9-11 i 14-17]. Prace naukowo-badawcze obejmowały:

- analizę i ocenę warunków pracy wykładzin, w tym zjawisk zachodzących w czasie poślizgów liny na kołach pędnych,
- badania laboratoryjne współczynnika tarcia, odporności na naciski, ścieralności, trudnopalności, przewodności ładunków elektrostatycznych itd. kilkudziesięciu nowych mieszanek tworzyw syntetycznych o różnych składach chemicznych,
- analizy wpływu modułów sprężystości E materiałów, z których wykonane są rowki kół kierujących na trwałość zmęczeniową lin stalowych,
- opracowanie składów chemicznych mieszanek i wniosków o udzielenie patentów chroniących technologię produkcji wykładzin Modar R-3/Mz i Modar R-5/Kk,
- opracowanie kształtów i wymiarów wykładzin oraz projektowanie i wykonanie matryc do ich produkcji,
- wyznaczenie dopuszczalnych poziomów zużycia,
- opracowanie warunków produkcji, odbioru i eksploatacji wykładzin Modar R-3/Mz, Modar R-5/Kk.

Wyniki tych prac zostały zamieszczone w monografii autora pt.: „Wykładziny kół i bębnów linowych", Wydawnictwa AGH, Kraków 2012 [9], na podstawie której napisano ten rozdział. Zostały też wykorzystane przez Spółdzielnię Pracy Chemiczno-Wytwórczą Spoiwo w Radomiu jedynego producenta wykładzin modar®, do opracowania dokumentacji techniczno-ruchowych wykładzin Modar R-3/Mz, Modar R-5/Kk [15] oraz przeprowadzenia przez autora analiz i ocen wyników badań i ryzyka związanego ze stosowaniem tych wyrobów [16, 17].

Wymienione opracowania były z kolei podstawą dopuszczenia przez Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego (w grudniu 2012 roku) wykładzin Modar R-3/Mz, Modar R-5/Kk do stosowania w podziemnych zakładach górniczych (jako wyodrębnione zespoły maszyny wyciągowej [12, 13]) - na czas nieokreślony [18, 19] – rysunki 1 i 2.

PREZES
WYŻSZEGO URZĘDU GÓRNICZEGO

Katowice, dnia 14 grudnia 2012 r.

GEM.4700.69.2012
L.dz. 5341/12/2012/KC

D E C Y Z J A

Na podstawie art. 113 ust. 2 i 11 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 roku - Prawo geologiczne i górnicze (Dz. U. Nr 163, poz. 981) oraz § 2 i 3 rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 roku w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003, z późn. zm.), w związku z art. 224 cytowanej ustawy z dnia 9 czerwca 2011 roku oraz art. 104 ustawy z dnia 14 czerwca 1960 roku - Kodeks postępowania administracyjnego (Dz. U. z 2000r. Nr 98, poz. 1071, z późn. zm.), po rozpoznaniu wniosku z dnia 26 listopada 2012 roku o znaku l.dz. 407/2012, Spółdzielni Pracy Chemiczno-Wytwórczej „SPOIWO" w Radomiu, o wydanie decyzji w sprawie dopuszczenia do stosowania w podziemnych zakładach górniczych wyodrębnionego zespołu elementu górniczego wyciągu szybowego wymienionego w pkt. 1.8. w związku z punktem 1.1. załącznika nr 1 do cytowanego rozporządzenia

d o p u s z c z a m

wykładzinę kół i bębnów pędnych maszyn wyciągowych oraz kół odciskowych Modar R-3/Mz, produkcji Spółdzielni Pracy Chemiczno-Wytwórczej „SPOIWO" w Radomiu, do stosowania w podziemnych zakładach górniczych.

Jednocześnie określam:

1. Zakres i warunki stosowania wyrobu:
   1.1. Będzie stosowany w górniczych wyciągach szybowych, zgodnie z warunkami określonymi w dokumentacji techniczno-ruchowej z listopada 2012 r.
   1.2. Będzie eksploatowany zgodnie z warunkami zezwolenia na oddanie do ruchu górniczego wyciągu szybowego.
2. Znak dopuszczenia: **GM – 169/12** oraz oznaczenie każdej jednostki wyrobu w sposób trwały i czytelny symbolem dopuszczenia, poprzez umieszczenie napisu składającego się z liter WUG i znaku dopuszczenia, w sposób i w miejscu określonym w dokumentacji techniczno-ruchowej.
3. Dokumenty, jakie dostawca wyrobu jest obowiązany przekazać użytkownikowi:
   3.1. Dokumentację określoną w punkcie 1.1.
   3.2. Kopię niniejszej decyzji.
   3.3. Deklarację dotyczącą spełnienia przez wyrób wymagań technicznych.
4. Metodę zapewnienia jakości wyrobu: produkowany będzie zgodnie z „Warunkami technicznymi wykonania, kontroli i odbioru" Nr 03/2012 ze stycznia 2012 roku, będącymi integralną częścią dokumentacji dołączonej do wniosku.

Wyższy Urząd Górniczy, ul. Poniatowskiego 31, 40-055 Katowice
tel. 32 736 17 52, faks 32 251 48 84, e-mail: wug@wug.gov.pl, www.wug.gov.pl

- 2 -

5. Czas przechowywania, przez producenta wyrobu dokumentów, o których mowa w art. 113 ust. 7 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 roku - Prawo geologiczne i górnicze, załączonych do wniosku o wydanie dopuszczenia: przez okres 10 lat od daty zakończenia produkcji wyrobu.
6. Warunki udostępniania dokumentów, załączonych do wniosku o wydanie dopuszczenia: producent wyrobu zobowiązany jest do udostępniania tej dokumentacji na żądanie organom administracji rządowej, właściwym w zakresie nadzoru i kontroli, organom ścigania i wymiaru sprawiedliwości.
7. Zakres dozwolonych zmian wyrobu, które mogą być dokonane przez producenta, w okresie ważności dopuszczenia: nie mogą dotyczyć zmian wyszczególnionych w art. 113 ust. 12 cytowanej ustawy z dnia 9 czerwca 2011 roku.

Dopuszczenie wydaje się na okres od dnia 24 września 2013 roku – na czas nieokreślony.

U Z A S A D N I E N I E

Wnioskiem z dnia 26 listopada 2012 roku o znaku l.dz. 407/2012, Spółdzielnia Pracy Chemiczno-Wytwórczej „SPOIWO" w Radomiu zwróciła się do Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego o dopuszczenie wykładziny kół i bębnów pędnych maszyn wyciągowych oraz kół odciskowych Modar R-3/Mz, do stosowania w podziemnych zakładach górniczych. W trakcie prowadzonego postępowania ustalono, że wskazany wyrób podlega dopuszczeniu, jako wyodrębniony zespół koła linowego, o którym mowa w punkcie 1.8. w związku z punktem 1.1. załącznika nr 1 do cytowanego rozporządzenia. Po przeanalizowaniu materiału przedstawionego w załączonych do wniosku dokumentach ustalono, że wyrób spełnia wymagania techniczne, ujęte w załączniku nr 2 do cytowanego rozporządzenia. Potwierdzeniem spełnienia tych wymagań są zapisy zawarte w „Analizie i ocenie wyników badań i ryzyka związanego ze stosowaniem wyrobu", z listopada 2012 roku, opracowanych przez Katedrę Transportu Linowego Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. W tej sytuacji uznano za możliwe dopuszczenie przedmiotowego wyrobu do stosowania w podziemnych zakładach górniczych, z uwzględnieniem warunków zawartych w treści niniejszej decyzji.

Na podstawie art. 127 § 3 ustawy z dnia 14 czerwca 1960 r. – Kodeks postępowania administracyjnego, strona niezadowolona z niniejszej decyzji może zwrócić się, w terminie 14 dni od daty jej doręczenia, do Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego z wnioskiem o ponowne rozpatrzenie sprawy.

WYŻSZEGO URZĘDU GÓRNICZEGO

Z up. PREZESA
Wojciech Magier
Wiceprezes

Załącznik: dokumentacja
Otrzymuje:
SPC-W „SPOIWO".
ul. Kolejowa 24
26-600 Radom (+zał.)
Do wiadomości otrzymuja:
1) GIG w Katowicach;
2) WUG Dep. GEM a/a.

Rys.1. Dopuszczenie na czas nieokreślony wykładzin Modar R-3/Mz do stosowania w kołach i bębnach pędnych oraz kołach odciskowych, wydane przez Prezesa WUG, obowiązujące od 24 września 2013 roku [18]

PREZES
WYŻSZEGO URZĘDU GÓRNICZEGO

Katowice, dnia 13 grudnia 2012 r.

GEM.4704.9.2012
L.dz. 5333/12/2012/KC

DECYZJA

Na podstawie art. 113 ust. 2 i 11 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 roku - Prawo geologiczne i górnicze (Dz. U. Nr 163, poz. 981) oraz § 2 i 3 rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 roku w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003, z późn. zm.), w związku z art. 224 cytowanej ustawy z dnia 9 czerwca 2011 roku oraz art. 104 ustawy z dnia 14 czerwca 1960 roku - Kodeks postępowania administracyjnego (Dz. U. z 2000r. Nr 98, poz. 1071, z późn. zm.), po rozpoznaniu wniosku z dnia 26 listopada 2012 roku o znaku l.dz. 408/2012, Spółdzielni Pracy Chemiczno-Wytwórczej „SPOIWO" w Radomiu, o wydanie decyzji w sprawie dopuszczenia do stosowania w podziemnych zakładach górniczych wyodrębnionego zespołu koła linowego, o którym mowa w punkcie 1.8. w związku z punktem 1.3. załącznika nr 1 do cytowanego rozporządzenia

dopuszczam

wykładzinę kół kierujących Modar R-5/Kk, produkcji Spółdzielni Pracy Chemiczno-Wytwórczej „SPOIWO" w Radomiu, do stosowania w podziemnych zakładach górniczych.

Jednocześnie określam:

1. Zakres i warunki stosowania wyrobu:
   1.1. Będzie stosowany w górniczych wyciągach szybowych, zgodnie z warunkami określonymi w dokumentacji techniczno-ruchowej z listopada 2012 r.
   1.2. Będzie eksploatowany zgodnie z warunkami zezwolenia na oddanie do ruchu górniczego wyciągu szybowego.

2. Znak dopuszczenia: **GM – 166/12** oraz oznaczenie każdej jednostki wyrobu w sposób trwały i czytelny symbolem dopuszczenia, poprzez umieszczenie napisu składającego się z liter WUG i znaku dopuszczenia, w sposób i w miejscu określonym w dokumentacji techniczno-ruchowej.

3. Dokumenty, jakie dostawca wyrobu jest obowiązany przekazać użytkownikowi:
   3.1. Dokumentację określoną w punkcie 1.1.
   3.2. Kopię niniejszej decyzji.
   3.3. Deklarację dotyczącą spełnienia przez wyrób wymagań technicznych.

4. Metodę zapewnienia jakości wyrobu: produkowany będzie zgodnie z „Warunkami technicznymi wykonania, kontroli i odbioru" Nr 06/2012 z czerwca 2012 roku, będącymi integralną częścią dokumentacji dołączonej do wniosku.

Wyższy Urząd Górniczy, ul. Poniatowskiego 31, 40-055 Katowice
tel. 32 736 17 52, faks 32 251 48 84, e-mail: wug@wug.gov.pl, www.wug.gov.pl

5. Czas przechowywania, przez producenta wyrobu dokumentów, o których mowa w art. 113 ust. 7 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 roku - Prawo geologiczne i górnicze, załączonych do wniosku o wydanie dopuszczenia: przez okres 10 lat od daty zakończenia produkcji wyrobu.
6. Warunki udostępniania dokumentów, załączonych do wniosku o wydanie dopuszczenia: producent wyrobu zobowiązany jest do udostępniania tej dokumentacji na żądanie organom administracji rządowej, właściwym w zakresie nadzoru i kontroli, organom ścigania i wymiaru sprawiedliwości.
7. Zakres dozwolonych zmian wyrobu, które mogą być dokonane przez producenta, w okresie ważności dopuszczenia: nie mogą dotyczyć zmian wyszczególnionych w art. 113 ust. 12 cytowanej ustawy z dnia 9 czerwca 2011 roku.

Dopuszczenie wydaje się na okres od dnia 10 lipca 2013 roku – na czas nieokreślony.

U Z A S A D N I E N I E

Wnioskiem z dnia 26 listopada 2012 roku o znaku l.dz. 408/2012, Spółdzielnia Pracy Chemiczno-Wytwórczej „SPOIWO" w Radomiu zwróciła się do Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego o dopuszczenie wykładziny kół kierujących Modar R-5/Kk, do stosowania w podziemnych zakładach górniczych. W trakcie prowadzonego postępowania ustalono, że wskazany wyrób podlega dopuszczeniu, jako wyodrębniony zespół koła linowego, o którym mowa w punkcie 1.8. w związku z punktem 1.3. załącznika nr 1 do cytowanego rozporządzenia. Po przeanalizowaniu materiału przedstawionego w załączonych do wniosku dokumentach ustalono, że wyrób spełnia wymagania techniczne, ujęte w załączniku nr 2 do cytowanego rozporządzenia. Potwierdzeniem spełnienia tych wymagań są zapisy zawarte w „Analizie i ocenie wyników badań i ryzyka związanego ze stosowaniem wyrobu", z listopada 2012 roku, opracowanych przez Katedrę Transportu Linowego Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. W tej sytuacji uznano za możliwe dopuszczenie przedmiotowego wyrobu do stosowania w podziemnych zakładach górniczych, z uwzględnieniem warunków zawartych w treści niniejszej decyzji.

Na podstawie art. 127 § 3 ustawy z dnia 14 czerwca 1960 r. – Kodeks postępowania administracyjnego, strona niezadowolona z niniejszej decyzji może zwrócić się, w terminie 14 dni od daty jej doręczenia, do Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego z wnioskiem o ponowne rozpatrzenie sprawy.

WYŻSZEGO URZĘDU GÓRNICZEGO PREZES

Z up. PREZESA
Wojciech Magiera
Wiceprezes

Załącznik: dokumentacja
Otrzymuje:
SPC-W „SPOIWO".
ul. Kolejowa 24
26-600 Radom (+zał.)
Do wiadomości otrzymują:
1) GIG w Katowicach;
2) WUG Dep. GEM a/a.

Rys.2. Dopuszczenie na czas nieokreślony wykładzin Modar R-5/Kk do stosowania w kołach kierujących wydane przez Prezesa WUG, obowiązujące od 10 lipca 2013 roku [19]

1.2. Cel i zakres rozdziału

Celem tego rozdziału jest przedstawienie opracowanych warunków stosowania i bezpiecznej eksploatacji (obsługiwania i użytkowania) wykładzin Modar R-3/Mz;i Modar R-5/Kk.

W związku z tym poniżej:

- omówiono wymagane właściwości fizykochemiczne i chemiczne jakie stawia się wykładzinom kół i bębnów linowych górniczych wyciągów szybowych,
- zamieszczono warunki stosowania i użytkowania w tym przede wszystkim dopuszczalne zużycie wykładzin Modar R-3/Mz i Modar R-5/Kk,
- przedstawiono zagrożenia bezpieczeństwa i działania prewencyjne zmniejszające ryzyko związane z eksploatacją (obsługiwaniem i użytkowaniem) wykładzin Modar R-3/Mz i Modar R-5/Kk.

W ocenie autora ścisłe przestrzeganie przepisów górniczych oraz podanych w tym rozdziale warunków stosowania i bezpiecznej eksploatacji (obsługiwania i użytkowania) wykładzin Modar R-3/Mz i Modar R-5/Kk gwarantuje bezpieczną pracę górniczych wyciągów szybowych, poza strefą zagrażającą wybuchem, jak również osiąganie akceptowanego poziomu ryzyka zawodowego osób zajmujących się wymianą i oceną (kontrolą) stanu technicznego wykładzin.

2. Wymagane właściwości fizykomechaniczne i chemiczne materiałów na wykładziny kół i bębnów linowych górniczych wyciągów szybowych

2.1. Wymagania wytrzymałościowe

Duże i zmienne naprężenia występujące w punktach styku liny z rowkami kół pędnych jednolinowych i wielolinowych oraz bębnów pędnych stawiają przed wykładzinami bardzo wysokie wymagania wytrzymałościowe. Mechanizm procesu zmęczenia powierzchni styku wykładzin, które są ciałami lepkosprężystymi, jest złożony. Wytrzymałość zmęczeniowa stykowa charakteryzuje się tymi samymi podstawowymi własnościami jak przy innych rodzajach zmęczenia (przy zginaniu, rozciąganiu itp.). W szczególności, w przypadku zmęczenia stykowego, można wyróżnić takie zjawiska jak powstanie i stopniowy rozwój mikropęknięć zmęczeniowych, istnienie (lub brak) granicy wytrzymałości zmęczeniowej, charakterystyczną zależność między naciskami (naprężeniem) i trwałością wykładzin itd. [3].

W strefie styku liny z wykładziną pojawiają się jednak zjawiska i procesy, które zazwyczaj nie występują przy innych rodzajach zmęczenia. Są to zjawiska tarcia i „mikropoślizgów", plastyczne i sprężyste odkształcenie warstw wierzchnich, wydzielanie się ciepła na skutek odkształceń wykładzin i przegi-

nania lin, wpływ smarów, wód szybowych itd. Należy zaznaczyć, że na wytrzymałość stykową tworzyw sztucznych bardzo duży wpływ ma czas relaksacji naprężeń, który jest między innymi funkcją temperatury i rodzaju tworzywa. Materiały wykładzin o niskim module sprężystości charakteryzują się stosunkowo dużą lepkością i dlatego ich zniszczenie, przy przekroczeniu określonych nacisków, następuje przez spękanie i wykruszenie się materiału na skutek wzrostu temperatury. Przedwczesne zniszczenie wykładzin może nastąpić również na skutek ścierania materiału, związanego z poślizgiem koła względem liny lub liny względem koła.

Umowne naciski powierzchniowe, występujące pomiędzy liną a wykładziną, określa się za pomocą wzoru:

$$p_u = \frac{S_1 + S_2}{D \cdot d} \ \left[MPa\right] \tag{1}$$

gdzie:

p_u – umowne naciski powierzchniowe,

S_1 i S_2 – siły w linie (po stronie nabiegającej i schodzącej),

D – średnica koła (bębna),

d – średnica liny.

Naciski te na ogół wynoszą:

p_u = 1,3 - 3,0 MPa – w przypadku dużych górniczych wyciągów szybowych,

p_u = 2,0 - 5,0 MPa [12, 13] – w przypadku małych górniczych wyciągów szybowych.

Innymi istotnymi właściwościami wytrzymałościowymi wykładzin jest ich twardość, którą mierzy się w stopniach Shore'a (°Sh A) oraz współczynnik sprężystości postaciowych Poissona (υ).

Zmienne naciski wywoływane na linę przenoszą się poprzez wykładziny na konstrukcję wieńców kół i bębnów pędnych. Te zmienne naprężenia po przekroczeniu granicy wytrzymałości zmęczeniowej materiału, z którego są wykonane koła i bębny linowe (na ogół ze stali), mogą być przyczyną pęknięć zmęczeniowych wieńców rowków, w których są osadzone wykładziny, a nawet pęknięć zmęczeniowych płaszczy bębnów pędnych.

Na podstawie badań laboratoryjnych i wieloletnich doświadczeń eksploatacyjnych można przyjąć, że w zakresie średnich nacisków umownych i w temperaturze 20°C:

- twardość materiału z którego są wykonane wykładziny mierzona twardościomierzem Shore'a powinna wynosić około 94°Sh A,
- współczynnik sprężystości postaciowej (liczba Poissona) υ w średnich warunkach eksploatacji, tj. naciskach $p_u \leq 3$ MPa i temperaturze t = 30°C, powinien wynosić υ = 0,35 [3-6, 9].

2.2. Wymagane wartości współczynników tarcia (sprzężenia ciernego)

2.2.1. Podział wykładzin w zależności od przeznaczenia

W zależności od przeznaczenia wykładziny dzieli się na:

- wykładziny kół pędnych (jednolinowych i wielolinowych) górniczych wyciągów szybowych,
- wykładziny kół odciskowych górniczych wyciągów szybowych z maszynami umieszczonymi na wieży,
- wykładziny kół kierujących górniczych wyciągów szybowych z maszynami umieszczonymi na zrębie szybu.

2.2.2. Wykładziny kół i bębnów pędnych

Głównym zagrożeniem bezpieczeństwa występującym w czasie eksploatacji górniczych wyciągów szybowych są poślizgi liny na kole pędnym. Poślizgi te najczęściej występują w czasie rozruchu względnie hamowania górniczego wyciągu szybowego.

Zgodnie z obowiązującymi przepisami:

- w przypadku kół pędnych jednolinowych i wielolinowych wartość współczynnika tarcia liny o wykładzinę z tworzywa syntetycznego nie może być mniejsza od $\mu \geq 0{,}25$ (niezależnie od warunków pracy tej pary ciernej),
- przyspieszenie rozruchu względnie opóźnienie hamowania górniczych wyciągów szybowych z kołem pędnym nie może przekroczyć 0,85 wartości krytycznej.

Problemy poślizgów (w tym ich przyczyny i skutki) są szczegółowo przedstawione w rozdziale 3 monografii [9].

2.2.3. Wykładziny kół kierujących i odciskowych

Koła kierujące i odciskowe są wprowadzane w ruch obrotowy przez poruszające się liny. Poślizg nie nastąpi, jeżeli siła bezwładności koła kierującego (odciskowego), powiększona o opory ruchu, będzie mniejsza lub równa sile tarcia.

Mimo, że poślizgi kół kierujących i odciskowych względem liny nie stanowią bezpośredniego zagrożenia jak w przypadku wykładzin kół i bębnów pędnych, to z uwagi na brak publikacji na ten temat i występowanie częstych nieporozumień, problem ten został szerzej omówiony w rozdziale 4 monografii [9].

Wykładziny kół kierujących są stosowane głównie w celu zwiększenia trwałości zmęczeniowej [3].

Dla górniczych wyciągów szybowych z maszynami umieszczonymi na zrębie szybu kąty opasania kół kierujących linami nośnymi są na ogół większe od 120° i dlatego poślizg koła względem liny nie wystąpi w całym zakresie stosowanych w Polsce średnic kół kierujących, ich momentów bezwładności, przyspieszeń i opóźnień naczyń wyciągowych oraz innych parametrów górniczych wyciągów szybowych – nawet w przypadku bardzo małych wartości współczynnika tarcia μ [9].

Kąt opasania kół odciskowych linami nośnymi α dla zdecydowanej większości górniczych wyciągów szybowych z maszynami wyciągowymi umieszczonymi na wieży wynosi $\alpha = 10°$. W takim przypadku, aby nie występowały poślizgi kół odciskowych wartość współczynnika tarcia μ nie powinna być mniejsza od $\mu \geq 0{,}25$ [9].

2.3. Inne wymagane właściwości fizykomechaniczne i chemiczne wykładzin

Wymagane właściwości fizykomechaniczne i chemiczne, którymi powinny charakteryzować się wykładziny kół i bębnów linowych, poza wymaganymi wartościami współczynnika tarcia i właściwościami wytrzymałościowymi, zależą oczywiście również od środowiska, w którym są eksploatowane. Przykładowo wykładziny kół kierujących na wieżach nieosłoniętych (tj. w przypadku górniczych wyciągów szybowych z maszynami umieszczonymi na zrębie szybów) są poddawane działaniu zmiennych czynników atmosferycznych (woda, duże zmiany temperatur otoczenia, działanie promieni ultrafioletowych), zaś w szybie – działaniu słonych wód szybowych, zanieczyszczonego powietrza itd.

Wykładziny, które pracują w atmosferze zagrażającej wybuchem, np. wykładziny kołowrotów ciernych pracujących pod ziemią oraz wykładziny kół pędnych i odciskowych, pracujących w szybikach, muszą być trudnopalne i charakteryzować się dużą przewodnością ładunków elektrostatycznych. Ponadto liny są smarowane, zatem wykładziny muszą być odporne na działanie smarów itd. [6, 9].

2.4. Zestawienie podstawowych wymaganych właściwości wykładzin

Podsumowując powyższe rozważania, należy stwierdzić, że wykładziny kół i bębnów linowych powinny charakteryzować się:

- określonymi i stabilnymi wartościami współczynnika tarcia:
  - dla kół i bębnów pędnych współczynnik tarcia musi spełniać warunek $\mu \geq 0{,}25$,
  - dla kół odciskowych maszyn wieżowych μ powinien być również większy od $\mu \geq 0{,}25$,

- wysokimi własnościami wytrzymałościowymi, a szczególnie wysoką wytrzymałością zmęczeniową stykową oraz odpornością na ścieranie i ściskanie:
  - odporność na naciski powierzchniowe wykładzin powinna być większa niż 3 MPa w zakresie temperatury do 40°C,
  - twardość wykładzin mierzona w stopniach Shore'a powinna wynosić około 94°Sh A w temperaturze 20°C,
  - wartość współczynnika Poissona powinna wynosić $\upsilon \geq 0{,}35$,
- odpornością na wysokie i niskie temperatury z zakresu:
  - od –10°C do +40°C dla kół i bębnów pędnych,
  - od –30°C do +60°C dla kół kierujących na nieosłoniętych wieżach szybowych; wykładziny te dodatkowo powinny być odporne na oblodzenie;
- odpornością na działania smarów,
- odpornością na działanie promieni ultrafioletowych, na które narażone są wykładziny kół kierujących na nieosłoniętych wieżach wyciągowych,
- odpornością na zmianę warunków atmosferycznych, np. wilgotności powietrza,
- odpornością na działanie słonych wód szybowych, zanieczyszczonego powietrza itd.,
- odpornością na starzenie,
- łatwością obróbki,
- odpowiednio niską ceną.

W przypadku wykładzin kół pędnych i odciskowych wyciągów szybikowych podobnie jak i kołowrotów ciernych pracujących pod ziemią, wykładziny muszą charakteryzować się dodatkowo:

- dużą przewodnością ładunków elektrostatycznych,
- trudnopalnością.

3. Warunki stosowania i bezpiecznej eksploatacji wykładzin Modar R-3/Mz

3.1. Ogólne warunki stosowania i bezpiecznego użytkowania wykładzin Modar R-3/Mz [9, 14]

1. Wykładziny Modar R-3/Mz są przeznaczone do „wykładania" rowków kół i bębnów pędnych maszyn wyciągowych.
2. Liny współpracujące z wykładzinami Modar R-3/Mz mogą być smarowane smarami Elaskon II Star lub Nyrosten N113, w ilościach i według technologii podanej przez producentów smaru [7].

3. Współczynnik tarcia (sprzężenia ciernego) wykładzin Modar R-3/Mz w przypadku typowego stanu lin o punktowym lub liniowym styku drutów (współzwite i przeciwzwite), tzn. lin suchych lub mokrych (smarowanych smarem do lin Elaskon II Star lub Nyrosten N113), współpracujących z kołami pędnymi, wynosi powyżej 0,25 w temperaturze od –10°C do +40°C.
4. Smar konserwacyjny wyciskany z rdzenia liny powoduje obniżenie współczynnika sprzężenia ciernego w temperaturze powyżej 30°C. Zaleca się usuwanie tego smaru z liny do ilości podanej przez producenta smaru.
5. Wykładziny Modar R-3/Mz są odporne na działanie olejów i smarów mineralnych, a także na starzenie (poniżej 30%), w normalnych warunkach pracy wyciągu.
6. Wykładziny kół i bębnów pędnych Modar R-3/Mz pracują poprawnie przy naciskach średnich liny na rowek do 3 MPa. Jednak przy naciskach powyżej 2 MPa należy liczyć się z szybszym zużyciem zmęczeniowym materiału.
7. Zastosowanie wykładzin Modar R-3/Mz na koła odciskowe maszyn wieżowych pozwala na pracę bez poślizgów kół względem liny, przy kątach opasania koła liną powyżej 10°. Dopuszczalny średni nacisk liny na wykładzinę koła linowego (odciskowego) Modar R-3/Mz wynosi 5 MPa przy częstości obciążeń poniżej jednego na sekundę oraz kącie opasania koła liną poniżej 45°. Dopuszcza się przekroczenie tych obciążeń o 1 MPa, należy się jednak liczyć z szybszym zużyciem wykładzin.
8. W przypadku stosowania wykładzin na koła pędne z maszyną umieszczoną na zrębie szybu i kołami kierującymi usytuowanymi obok siebie należy liczyć się z szybszym zużyciem ściernym wykładzin.
9. Segmenty wykładziny należy układać (klinować) w rowku koła linowego dokładnie, bez pozostawiania szczelin pomiędzy segmentami wykładziny.
10. Przy montażu należy unikać używania narzędzi, które mogą powodować zacięcia i skaleczenia segmentów wykładzin. Mogą być używane stalowe narzędzia ogólnego stosowania, lecz muszą być starannie wygładzone i pozbawione ostrych krawędzi.
11. Czas składowania wykładzin nie powinien przekraczać pięciu lat od daty produkcji.

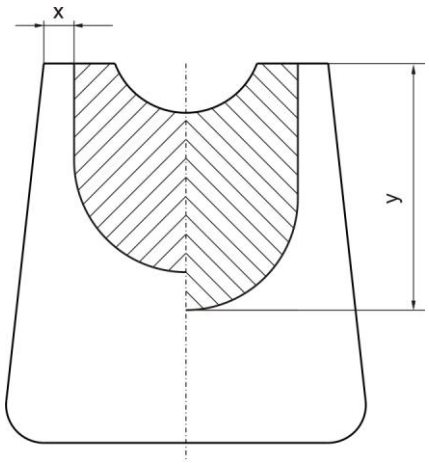
3.2. Dopuszczalne zużycie wykładzin Modar R-3/Mz [9, 14]

Kształty i wymiary produkowanych wykładzin Modar R-3/Mz są podane w dokumentacji techniczno-ruchowej [14].

3.2.1. Dopuszczalne zużycie wykładzin, kół i bębnów pędnych trapezowych „T''

Wykładziny należy wymienić, jeżeli zużycie przekroczy wartości podane w tabeli 1 oraz przedstawione na rysunku 3.

W przypadku asymetrycznego zużywania wykładzin, tj., gdy o zużyciu decydować będzie wymiar *x*, zaleca się przetaczanie rowka koła lub bębna pędnego w taki sposób, aby oś nowego rowka pokryła się z osią wykładziny.



Rys.3. Sposób wyznaczania wartości dopuszczalnego zużycia wykładziny trapezowej „T" [9]

Wartości dopuszczalnego zużycia wykładzin trapezowych „T" w [mm]

Tabela 1

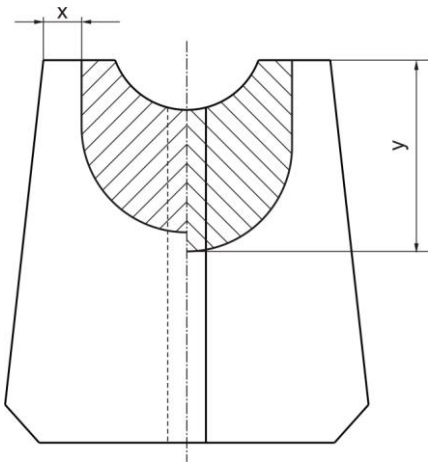
Wielkość segmentu	**Zużycie [mm]**	
	x*	**y***
20 25	$6_{-0,5}$	$60^{+0,5}$
30 35 40	$8_{-0,5}$	$65^{+0,5}$
45 50 55	$10_{-0,5}$	$70^{+1,0}$
60 65 70	$12_{-1,0}$	$75^{+1,0}$
75 80	$14_{-1,0}$	$75^{+1,0}$

** Wartość liczbowa dotycząca średniej arytmetycznej co najmniej siedmiu pomiarów w losowo wybranych miejscach; pomiar należy wykonać suwmiarką*

3.2.2. Dopuszczalne zużycie wykładzin, kół i bębnów pędnych trapezowo-klinowych „K''

Wykładziny należy wymienić, jeżeli zużycie przekroczy wartości zużycia opisane w tabeli 2 oraz przedstawione na rysunku 4.

W przypadku asymetrycznego zużywania się wykładzin, to jest, gdy o zużyciu decydować będzie wymiar x, zaleca się przetaczanie rowka koła lub bębna pędnego tak, aby oś nowego rowka pokryła się z osią wykładziny.



Rys.4. Sposób wyznaczania wartości dopuszczalnego zużycia wykładziny trapezowo-klinowej „K" [9]

Wartości dopuszczalnego zużycia wykładziny trapezowo-klinowej „K" w [mm]

Tabela 2

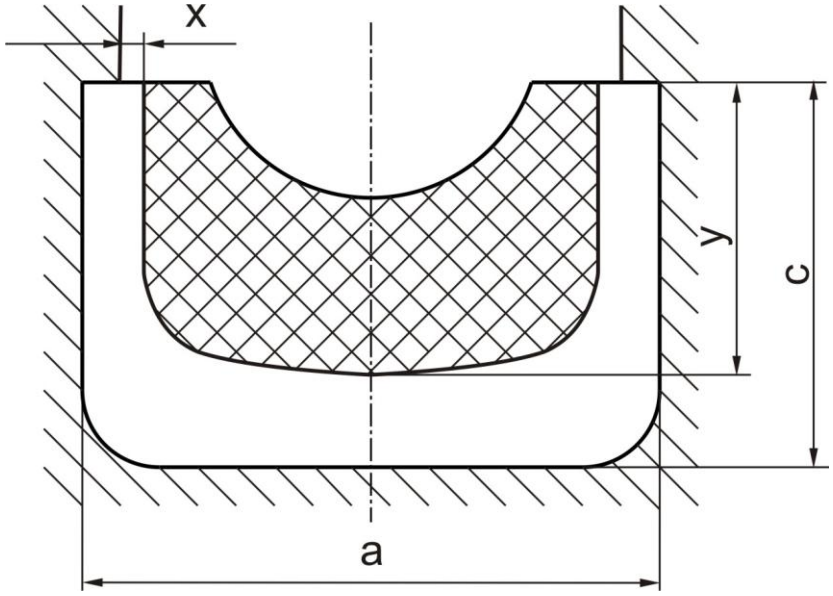
Wielkość segmentu	Zużycie [mm]	
	x*	y*
20 25	$8_{-0,5}$	$45^{+0,5}$
32 34 35 40	$10_{-0,5}$	$50^{+0,5}$
42 45 50	$12_{-0,5}$	$55^{+1,0}$
55 60 65 70	$14_{-1,0}$	$60^{+1,0}$

** Wartość liczbowa dotycząca średniej arytmetycznej co najmniej siedmiu pomiarów w losowo wybranych miejscach; pomiar należy wykonać suwmiarką*

3.2.3. Dopuszczalne zużycie wykładzin kół odciskowych prostokątnych „P”

Wykładziny należy wymienić, jeżeli zużycie przekroczy wartości podane w tabeli 3 oraz przedstawione na rysunku 5.

W przypadku asymetrycznego zużywania wykładzin zaleca się przetoczenie rowka z zachowaniem jednak wartości podanych w tabeli 3.



Rys.5. Sposób wyznaczania wartości dopuszczalnego zużycia wykładziny kół odciskowych „P” [9]

Wartości dopuszczalnego zużycia wykładziny kół odciskowych „P” w [mm]

Tabela 3

Wielkość segmentu	a	c	Zużycie [mm]	
			x*	y*
P12 P16 P20	55	40	3	30
P25 P30	70	50		38
P40 P41	75	50		38
P50 P51	90	70		55
P63 P64	105	70		55

** Wartość liczbowa dotycząca średniej arytmetycznej co najmniej siedmiu pomiarów w losowo wybranych miejscach; pomiar należy wykonać suwmiarką*

4. Warunki stosowania i bezpiecznego użytkowania wykładzin Modar R-5/Kk

4.1. Ogólne warunki stosowania i bezpiecznego użytkowania wykładzin Modar R-5/Kk [9, 15]

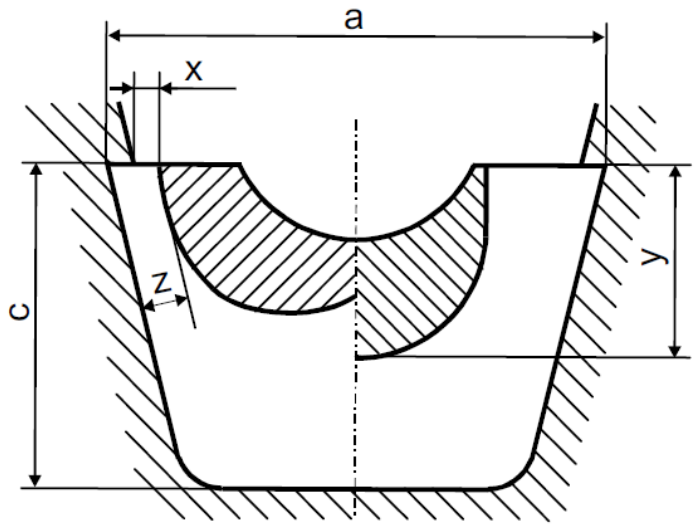
1. Wykładziny Modar R-5/Kk są przeznaczone do wykładania rowków kół linowych (kierujących) górniczych wyciągów szybowych z maszynami wyciągowymi umieszczonymi na zrębie szybu. Mogą być stosowane również w kołach linowych innych urządzeń transportu linowego, np. kolei linowych, w celu poprawy i przedłużenia czasu pracy lin stalowych.
2. Dopuszczalny średni nacisk liny na wykładzinę wynosi do 8 MPa. Przy przekroczeniu tej wartości należy liczyć się z szybszym zużyciem wykładzin.
3. Wykładziny z tworzywa Modar R5/Kk mogą pracować w zakresie temperatur od –30°C do + 60°C.
4. Wykładziny nie stanowią zagrożenia z punktu widzenia palności, odporności na działanie smarów, olejów i rozpuszczalników służących do czyszczenia lin.
5. Minimalna wartość współczynnika tarcia tworzywa Modar R5/Kk, współpracującego ze smarowaną liną, wynosi około 0,18, co pozwala na pracę kół linowych wyłożonych, tym materiałem, przy kątach opasania liną powyżej 30°.
6. Wykładzinę należy układać w rowku koła linowego dokładnie, bez pozostawiania szczelin pomiędzy segmentami wykładzin.
7. Przy zakładaniu wykładzin w rowku koła kierującego należy unikać używania narzędzi, które mogą powodować zacięcia i skaleczenia segmentów wykładzin. Mogą być używane narzędzia ogólnego stosowania, lecz pozbawione ostrych krawędzi.
8. W przypadku stosowania wykładzin kół kierujących usytuowanych na wieży obok siebie należy się liczyć z szybszym zużyciem ściernym wykładzin.
9. Czas składowania wykładzin nie powinien przekraczać pięciu lat.

4.2. Dopuszczalne zużycie wykładzin Modar R-5/Kk [9, 15]

Wykładziny należy wymieniać, jeżeli wymiary wykładzin, przedstawione na rysunku 6, przekroczą wartości wielkości x, y, z, podane w tabeli 4.

W przypadku asymetrycznego zużywania się wykładzin zaleca się przetaczanie rowka z zachowaniem jednak granicznych wymiarów zgodnie z tabelą 4.

Podane w tabelach 3 i 4 wymiary wykładzin są zgodne z wymiarami gniazd rowków wieńców kół linowych, ujętych w normie PN-G-46202 z 1994 r. pn. „Górnicze wyciągi szybowe. Koła jednolinowe kierujące”.



Rys.6. Dopuszczalne zużycie wykładzin [9]

Produkowanie typowe kształty i wymiary wykładzin podano w dokumentacji techniczno-ruchowej[15].

Producent może wykonać wykładziny o innych wymiarach.

Wartości dopuszczalnego zużycie wykładzina Modar R-5/Kk w mm

Tabela 4

Wielkość segment	**a**	**c**	**Zużycie [mm]**		
			x*	**y***	**z***
T12	55	35	3	28	8
T16					
T20	65	40		30	
T25					
T30	75	50		38	10
T40/1	85	55		43	
T40/2					
T50/1	100	60		45	12
T50/2					
T63/1	115	70		55	
T63/2					

** Wartość liczbowa dotycząca średniej arytmetycznej co najmniej siedmiu pomiarów w losowo wybranych miejscach; pomiar należy wykonać suwmiarką*

5. Zagrożenia bezpieczeństwa i działania prewencyjne zmniejszające ryzyko zawodowe związane z eksploatacją wykładzin [16, 17]

Bezpieczeństwo eksploatacji wykładzin wiąże się bezpośrednio z bezpieczeństwem pracy górniczych wyciągów szybowych, które są złożonymi systemami antropotechniczymi.

Podstawową miarą bezpieczeństwa w takich systemach jest ryzyko zawodowe [8].

Zagrożenia cieśli i rewidenta szybowego w czasie montażu (wymiany) oraz oceny (kontroli) stanu technicznego (zużycia) wykładzin Modar R-3/Mz i Modar R-5/Kk

Tabela 5

Lp.	Identyfikacja zagrożenia	Działania prewencyjne zmniejszające ryzyko zawodowe:
1.	Zagrożenie związane ze zmiażdżeniem, ścięciem „przechwyceniem" przez obracające się koła linowe	– niewykonywanie czynności serwisowych i kontrolnych podczas ruchu maszyn wyciągowych, – stosowanie właściwej odzieży i wyposażenia ochronnego, – sprawdzanie sprawności psychofizycznych
2.	Zagrożenie związane z upadkiem z wysokości	– stosowanie sprzętu chroniącego przed upadkiem z wysokości, – stosowanie barier ochronnych, – ścisłe stosowanie technologii i instrukcji, – stałe kontrole miejsca pracy, – stały nadzór osoby dozoru

Zagrożenia bezpieczeństwa zostały podzielone na dwie grupy:

1. zagrożenia związane z ryzykiem zawodowym górników wymieniających wykładziny (cieśli szybowych) i kontrolujących stan techniczny wykładzin (rewidentów szybowych),
2. zagrożenia bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego, związane z użytkowaniem wykładzin.

Zidentyfikowane zagrożenie oraz działania prewencyjne zostały podane w tabelach 5 i 6.

Zagrożenia bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego w czasie użytkowania wykładzin Modar R-3/Mz i Modar R-5/Kk

Tabela 6

Lp.	Identyfikacja zagrożenia	Działania prewencyjne zmniejszające ryzyko zawodowe:
1.	Zagrożenia wynikające z niewłaściwego doboru wykładzin	– przestrzeganie zasad i warunków określonych w przepisach górniczych oraz w niniejszej pracy,
2.	Zagrożenia wynikające z niewłaściwego montażu (wymiany) wykładzin	– przestrzeganie technologii montażu (wymiany) lub kontroli zużycia wykładzin określonych w dokumentacjach techniczno-ruchowych DTR [14 i 15], – dokonywanie wymiany wykładzin pod nadzorem osoby dozoru ruchu
3.	Zagrożenia wynikające z niewłaściwego użytkowania wykładzin, tj. między innymi: – przekroczenia dopuszczalnych nacisków, – stosowania niewłaściwych smarów, – przekroczenie przyspieszeń (opóźnień) krytycznych itp.	– ścisłe przestrzeganie przepisów bezpieczeństwa oraz warunków stosowania i bezpiecznej eksploatacji wykładzin podanych w niniejszej pracy, w tym nieprzekraczanie wartości przyspieszeń (opóźnień) krytycznych, dopuszczalnych nacisków jednostkowych, dopuszczalnych poziomów zużycia, smarowania lin zgodnie z zaleceniami producentów lin podanymi w [7] itd.
4.	Zagrożenia wynikające ze stosowanie lin nośnych nowych konstrukcji, np. o powierzchniowym styku drutów, lin z wkładkami z tworzyw sztucznych itd.	– wyznaczanie rzeczywistych wartości współczynników tarcia (sprzężenia ciernego) w przypadku stosowania lin o powierzchniowym styku drutów, z wkładkami z tworzyw sztucznych itp. oraz ewentualne określenie nowych warunków stosowania i eksploatacji wykładzin

6. Wnioski

1. Wartości współczynnika sprzężenia ciernego pomiędzy linami o punktowym i linowym styku drutów (współzwitych lub przeciwzwitych) a wykładziną kół i bębnów pędnych oraz kół odciskowych Modar R-3/Mz w przypadku typowych stanów współpracy par ciernych, tzn.: lina sucha lub mokra smarowana smarami do lin Elaskon II Star lub Nyrosten N113, wynoszą powyżej 0,25 w zakresie temperatur od –10°C do +40°C i nacisków 1,5–2,5 MPa.

2. Biorąc również pod uwagę inne oceniane wyniki badań, w tym współczynnik Poissona υ, rezystancję, palności itd. tworzywa, stwierdza się, że wykładziny Modar R-3/Mz (wykonane zgodnie z DTR [14] z listopada 2012 roku) mogą być stosowane, w podanym powyżej zakresie temperatur i nacisków, jako wykładziny kół i bębnów pędnych oraz wykładziny kół odciskowych poza strefą zagrażającą wybuchem. Przy założeniu, że liny współpracujące z wykładzinami Modar R-3/Mz będą smarowane smarami Elaskon II Star lub Nyrosten N113, w ilościach i zgodnie z zaleceniami technologicznymi podanymi przez producenta smaru podanymi w pracy [7].
3. Wartość współczynnika sprzężenia ciernego pomiędzy liną a wykładziną kół kierujących górniczych wyciągów szybowych, oznaczoną symbolem Modar R-5/Kk, w przypadku typowych stanów współpracy par ciernych, tzn. lina sucha lub mokra smarowana smarami do lin Elaskon II lub Nyrosten N113, wynoszą powyżej 0,18 w zakresie temperatur od –30°C do +60°C.

   Biorąc również pod uwagę inne oceniane wyniki badań, w tym rezystancję, palność tworzywa itp., stwierdza się, że wykładziny Modar R-5/Kk, wykonane zgodnie z dokumentacjami techniczno-ruchowymi [15] z listopada 2012 roku, mogą być stosowane w podanym zakresie temperatur i nacisków jako wykładziny kół kierujących górniczych wyciągów szybowych poza strefą zagrażającą wybuchem, przy założeniu, że liny współpracujące z wykładzinami Modar R-5/Kk będą smarowane smarami Elaskon II Star lub Nyrosten N113 w ilościach i zgodnie z zaleceniami podanymi przez producentów smaru podanymi w pracy [7].
4. Zagrożenia bezpieczeństwa zwiększające ryzyko zawodowe wynikają z obracających się kół i bębnów linowych oraz z pracą na wysokości. Działania prewencyjne zmniejszające to ryzyko podano w tabeli 5.
5. Zagrożenia bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego wynikają z niewłaściwego doboru wykładzin, niewłaściwego montażu, przekroczenia dopuszczalnych poziomów zużycia wykładzin, przekroczenia dopuszczalnych nacisków, przekroczenia przyspieszeń i opóźnień krytycznych, niewłaściwego smarowania i stosowania nowych konstrukcji lin np. o powierzchniowym styku drutów, lin z wkładkami z tworzyw sztucznych itp. Działania prewencyjne zmniejszające te zagrożenia, zostały podane w tabeli 6.
6. **Ścisłe przestrzeganie przepisów górniczych oraz podanych w tym rozdziale warunków stosowania i bezpiecznej eksploatacji (obsługiwania i użytkowania) wykładzin Modar R-3/Mz, Modar R-5/Kk gwarantuje bezpieczną pracę górniczych wyciągów szybowych (poza strefą zagrażającą wybuchem), jak również osiąganie akceptowanego poziomu ryzyka zawodowego osób zajmujących się wymianą i oceną (kontrolą) stanu technicznego wykładzin.**

Literatura

1. Hansel J.: Wyznaczanie wpływu własności wykładzin kół kierujących na trwałość zmęczeniową lin stalowych w oparciu o analizę naprężeń w drutach. Praca doktorska. AGH, Kraków 1972.
2. Hansel J., Stachurski J.: Wykładziny kół linowych. Przegląd Mechaniczny, Zeszyt 13/73, Warszawa 1973.
3. Hansel J.: Podstawy teoretyczne prognozowania czasu pracy lin stalowych. Zeszyty Naukowe AGH Seria Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa, Z. 84, Kraków 1977.
4. Hansel J., Kawecki Z.: Transport pionowy. Urządzenia szybowe i przyszybowe. Skrypty Uczelniane 1177, Wydawnictwo AGH, Kraków 1989.
5. Hansel J.: Wykładziny kół i bębnów linowych. Maszyny Górnicze, 3/2006, Gliwice 2006.
6. Hansel J., Maj Z.: Wymagane właściwości chemiczne i fizykomechaniczne wykładzin kół i bębnów linowych. Konferencja pt. „Nowoczesne produkty chemiczne dla górnictwa", CBiDGP, Ustroń 2007.
7. Carbogno A., Slanina F., Żołnierz M.: Zagadnienia dotyczące smarowania lin stalowych górniczych urządzeń transportowych. III Międzynarodowa Konferencja „Teoretyczne i praktyczne aspekty stosowania środków smarnych i eksploatacyjnych w górnictwie", CBiDGP, Ustroń 2008.
8. Chrószcz B., Hansel J.: Analiza i ocean ryzyka zawodowego. Seria Monografie. Wydawnictwa AGH, Kraków 2011.
9. Hansel J.: Wykładziny kół i bębnów linowych. Wydawnictwa AGH, Seria Monografie, Kraków 2012.
10. Hansel J., Maj Z., Blecharz M.: Warunki bezpiecznej eksploatacji wykładzin kół i bębnów linowych modar®. Wydawnictwo AGH–KTL, Zeszyt 42, Kraków 2012.
11. Hansel J.: Wykładziny kół i bębnów linowych modar®. Rozdział 7 monografii pt.: Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie. Wydawnictwo CBIDGP, Lędziny 2013.

Akty prawne

12. Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 roku – Prawo geologiczne i górnicze (Dz. U. Nr 163, poz. 981).
13. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 20 kwietnia 2004 roku w sprawie dopuszczenia wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003, z poźn. zm.).

Materiały związane z dopuszczeniami

14. Dokumentacja techniczno – ruchowa (DTR) Wykładzin kół i bębnów pędnych oraz kół odciskowych (ModarR-3/Mz) produkcji Spółdzielni Pracy Chemiczno – Wytwórczej SPOIWO w Radomiu, listopad 2012 roku.
15. Dokumentacja techniczno – ruchowa (DTR) Wykładzin kół kierujących (ModarR-5/Kk) produkcji Spółdzielni Pracy Chemiczno – Wytwórczej SPOIWO w Radomiu, listopad 2012 roku.
16. Hansel J.: Analiza i ocena wyników badań i ryzyka związanego ze stosowaniem wyrobu – Wykładzin ModarR-3/Mz. Katedra Transportu Linowego, Akademia Górniczo – Hutnicza, Kraków 2012.
17. Hansel J.: Analiza i ocena wyników badań i ryzyka związanego ze stosowaniem wyrobu – Wykładzin ModarR-5/Kk. Katedra Transportu Linowego, Akademia Górniczo – Hutnicza, Kraków 2012.

Dopuszczenia Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego

18. Znak dopuszczenia GM-166/12 od dnia 10 lipca 2013 roku na czas nieokreślony wykładzin kół kierujących produkcji Spółdzielni Pracy Chemiczno – Wytwórczej SPOIWO w Radomiu do stosowania w podziemnych zakładach górniczych. Pismo GEM.4704.9.2013 L. dz. 5333/12//2012/KC z dnia 13 grudnia 2012.
19. Znak dopuszczenia GM-169/12 od dnia 24 września 2013 roku na czas nieokreślony wykładzin kół i bębnów pędnych oraz kół odciskowych Modar R-3/Mz produkcji Spółdzielni Pracy Chemiczno – Wytwórczej SPOIWO w Radomiu do stosowania w podziemnych zakładach górniczych. Pismo GEM.4700.69.2012 L. dz. 5341/12/2012/KC z dnia 14 grudnia 2012.

Уменьшение динамических нагрузок при аварийном торможении шахтных подъёмных установок

А.Г. Степанов – Заслуженный деятель науки России, д-р техн. наук, проф., г. Бостон, США

1. Введение

Шахтная подъёмная установка представляет из себя многомассовую электромеханическую систему, в которой протекают сложные колебательные процессы при пуске и торможении. Наиболее тяжелые режимы происходят во время аварийного торможения.

Особо важное значение приобретает проблема демпфирования колебаний замедления при аварийном торможении при транспортировке людей шахтным подъёмом и лифтами высотных зданий и небоскребов. В зарубежной практике встречаются подъёмные установки, которые транспортируют людей с глубины $2195 м$ со скоростью $12 \frac{м}{с}$ (Шахта Agnico Eagle, Quebec Canada) [1], Шахта «Тау-Тона» в Южно Африканской республике глубиной $5000 м$. Клеть главного ствола ступенчатого подъёма этой шахты вмещает 120 чел.) [2]. Высотные здания и небоскребы имеют большое количество лифтов, работа которых аналогична подъёмным установкам. Например, новый небоскреб в Саудовской Аравии Kingdom Tower высотой $1000 м$ будет иметь 59 лифтов с максимальной скоростью подъёма около $10 м \cdot с^{-1}$, [3]. При аварийном торможении груз подвешенный на вязкоупругом канате совершает продольные колебания [4], таким образом, люди находящиеся в клети (лифте) подвергаются вибрации. Оказывается, тело человека благодаря наличию мягких тканей, костей, суставов, внутренних органов представляет собой сложную колебательную систему, механическая реакция которой зависит от параметров вибрационного воздействия [5]. Особенно вредны вибрации с вынужденной частотой, совпадающей с собственной частотой колебаний тела человека или его отдельных органов (резонанс). Эти частоты равны: для тела – 6..9 *гц*, головы – 6 *гц*, желудка – 8 *гц*, другие органы – в пределах 25 *гц*, глазные яблоки – 60...90 *гц*. Установлено, что активной составляющей воздействия вибрации на организм является ускорение (замедление). При частоте колебаний от 1 до 10 *гц* предельные значения ускорений следующие: $0,4 м \cdot с^{-2}$ – сильно ощутимые, $1,0 м \cdot с^{-2}$ – вредные, $4,0 м \cdot с^{-2}$ – непереносимые [6].

2. Частоты колебаний

Частотные характеристики и дальнейшие исследования рассмотрим на примере грузолюдской подъёмной установки, имеющей следующие данные: масса машины ЦШ 5х4 с электродвигателем мощностью $2250 квт$, приведенная к окружности барабана трения $m_x = 50760\,кг$, масса отклоняющихся шкивов $m_{шк} = 3125\,кг$, масса клети с грузом $m_y = 40500\,кг$, масса клети $m_z = 24500\,кг$, максимальная длина каната $H = 1000\,м$, максимальная скорость $V_{max} = 10\,м \cdot с^{-1}$, канат: диаметр $d = 46{,}5 мм$; линейная плотность $p = 4 \cdot 8{,}4\,кг \cdot м^{-1}$; суммарная площадь проволочек $F = 4 \cdot 0{,}85 \cdot 10^{-3} м^2$; модуль упругости $E \approx 12 \cdot 10^{10}$ $Па$.

Частоты колебаний концевой массы на канате определяется [4, 7]:

$$\omega_j = k_j \cdot a \tag{1}$$

где:

k_j – собственные числа механической системы,

$a = \sqrt{\frac{E \cdot F}{p}}$ – скорость распространения упругой волны, $м \cdot с^{-1}$

j – номер гармоники.

Собственные числа k_j механической системы зависят от типа подъёмной установки, массы m_y и от длины каната. Для неуравновешенных подъёмных установок, собственные числа для массы, подвешенной на канате определяются из трансцендентного уравнения, которое получается из граничных условий задачи [4, 7]:

$$k_j \cdot L \cdot tg\left(k_j \cdot L\right) = \frac{p \cdot L}{m_y} \tag{2}$$

где:

L – длина каната, $м$.

Рассмотрим приближенное решение трансцендентного уравнения (2) и определим собственное число первой гармоники, поэтому индекс при k будет отсутствовать. Если $tg(k \cdot L)$ разложить в ряд Тейлора и ограничится двумя членами ряда, получим $tg(k \cdot L) = k \cdot L + \frac{1}{3} \cdot (k \cdot L)^3$. Подставив это значение в уравнение (2) и, решив его относительно k, получим

$$k = \frac{1}{L} \cdot \sqrt{-1{,}5 + \sqrt{3 \cdot \frac{p}{m_y} \cdot L + 2{,}25}}$$

Если подставить значение этой величины в формулу (1), то определим функцию частоты колебаний от длины каната, выраженную в герцах.

$$W_{гц}(L)=\frac{a}{2\cdot\pi\cdot L}\cdot\sqrt{-1{,}5+\sqrt{3\cdot\frac{p}{m_y}\cdot L+2{,}25}} \qquad (3)$$

Для подъёмных установок с уравновешивающими канатами собственные числа k_j, можно определить из характеристического уравнения, которое получается из определителя, приведенного в работах [4, 7].

$$\begin{vmatrix} 0 & -\sin(k_j\cdot H) & \cos(k_j\cdot H) \\ \sin(k_j\cdot L) & -\cos(k_j\cdot L) & -\sin(k_j\cdot L) \\ \left[k_j\cdot\frac{m}{p}\cdot\sin(k_j\cdot L) \quad -\cos(k_j\cdot L)\right] & -\sin(k_j\cdot L) & \cos(k_j\cdot L) \end{vmatrix}$$

Если раскрыть характеристический определитель, то получим детерминант характеристического определителя, который характеризуются трансцендентным уравнением:

$$2\cdot\sin\left(\frac{k\cdot H}{2}\right)^2+k\cdot m\cdot\left[-\frac{\sin(k\cdot H-2\cdot k\cdot L)-\sin(k\cdot H)}{2\cdot p}\right]-1=0$$

Разложив члены этого уравнения в ряд Тейлора и ограничиваясь тремя членами получим уравнение из которого определяются функции собственных чисел для первой и второй гармоник $k_{1,2}(L)$. Частоты первой и второй гармоник колебаний массы с уравновешивающим канатом $W1_{гц}(L)$ и $W2_{гц}(L)$ будут.

$$W1{,}2_{гц}(L)=\frac{a}{2\cdot\pi}\cdot\sqrt{\frac{24\cdot p\cdot\left(\frac{12\cdot p\cdot H^2+24\cdot L\cdot m}{48\cdot p}\pm\frac{\sqrt{\frac{H^4\cdot p^2}{12}-H^2\cdot L\cdot m\cdot p+4\cdot H\cdot L^2\cdot m\cdot p-\frac{8}{3}\cdot L^3\cdot m\cdot p+L^2m^2}}{2\cdot p}\right)}{p\cdot H^4+12\cdot m\cdot H^2\cdot L-24\cdot m\cdot H\cdot L^2+16\cdot m\cdot L^3}}$$

Для первой гармоники предписан знак минус, а для второй плюс. Графические зависимости частот колебаний от длины канатов приведены на рис. 1. Характеристика частоты третьей гармоники уравновешенного подъёма не имеет аналитического решения, поэтому она построена по данным, полученным из графической зависимости значения определителя

от собственных чисел k_3. Значению k_3 соответствует величина определителя, равная нулю [4, 7]. Из рисунка видно, что при длине каната более 500 *м* частоты первых гармоник уравновешенной и неуравновешенной подъёмных систем практически равны. Как проявляют себя высшие гармоники можно установить из численных экспериментов. В работе [8] разработана математическая модель многомассовой механической системы, в которой головные и уравновешивающие канаты разбиты на десять равных частей, и таким образом, распределенная масса канатов заменена сосредоточенными массами. В работе [7] показана хорошая сходимость результатов численного моделирования механических систем с распределенной массой по длине каната и многомассовых систем. Предложенная методика косвенно учитывает волновые процессы в канатах и позволяет более строго решать практические задачи динамики шахтного подъёма. Разработанные программы численного моделирования механической системы, состоящей из 43 сосредоточенных масс (86 уравнений) позволяют изучить динамические процессы многоканатных подъёмных установок. В качестве примера на рис. 2 приведем характеристики при подъёме груза и ступенчатом приложении тормозного усилия для случая, когда длина груженой ветви головных канатов равна *150 м*, а порожней *950 м.* Длины уравновешивающих канатов соответственно равны *915 м* и *118 м*. Из характеристик видно, что в механической системе протекает сложный колебательный процесс. В течение периода замедления (до остановки машины) замедление груженого сосуда изменяется от *-6,5* до *+1,0* $м \cdot с^{-2}$, порожнего сосуда от *-5,4* до *0* $м \cdot с^{-2}$, а машины от *-8,0* до *+0,5* $м \cdot с^{-2}$. После остановки машины замедление груженого сосуда изменяется от *+5,3* до *-3,8* $м \cdot с^{-2}$, а порожнего сосуда от *+3,0* до *-2,4* $м \cdot с^{-2}$. Максимальные усилия в груженой ветви каната формируются после остановки машины и превышают *1000 кН*. В ветвях канатов присутствуют частоты 2 *гц*, которые генерируются массой уравновешивающих канатов. Так как масса машины соизмерима с массами грузов и канатов, то переменные усилия груженой и порожней ветвей канатов, приложенные к барабану формируют сложный колебательный процесс органа навивки. Эти замедления создают динамические усилия, которые приводят к высокочастотным колебаниям машины и порожнего сосуда. После остановки машины колебания порожней ветви с частотой *1 гц* близки к гармоническим, что объясняется незначительным влиянием короткой длины уравновешивающего каната. Колебания груженой ветви

существенно отличаются от гармонических из за динамических усилий в уравновешивающем канате.

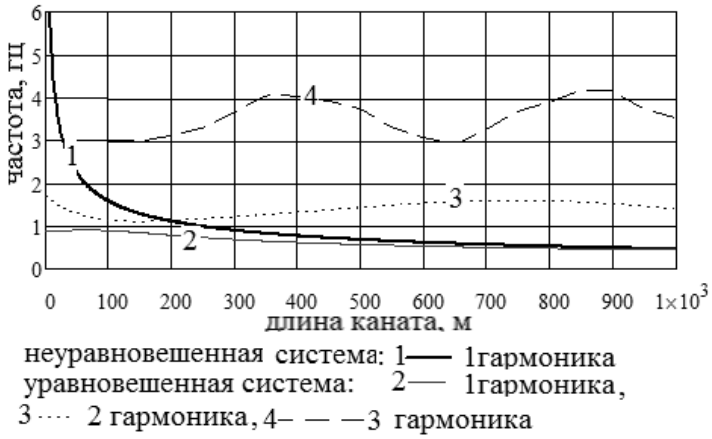


Рис.1. Частота колебаний в зависимости от длины каната

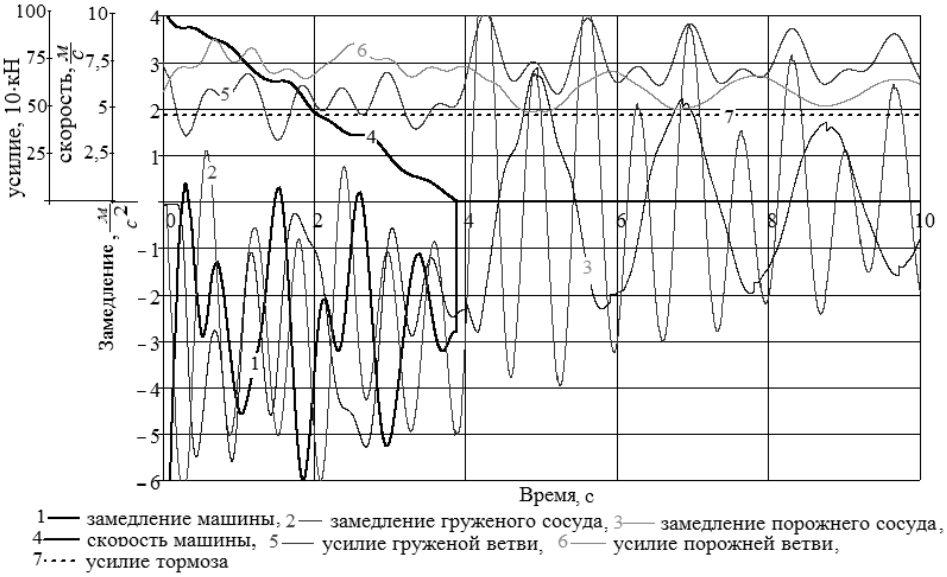


Рис.2. Характеристики процесса торможения при подъёме груза

Характеристики показывает, что шахтные подъёмные установки и лифты высотных зданий и небоскребов имеют частоты колебаний груза в пределах 0,7-6 *гц*, которые вредны и непереносимы для человека.

В связи с этим ограничение величины замедления и демпфирование колебаний при аварийном торможении приобретает особо важное значение.

3. Программный выбор величины тормозного усилия

Правилами безопасности введены регламенты на допустимые средние значения замедлений во время аварийного торможения [9]. Доказано, что амплитуда колебаний замедления может достигать двухкратной величины по отношению к средней величине [4, с. 168]. Для вертикального подъёма нижний предел допустимого замедления $1{,}5\,м\cdot с^{-2}$ ограничен, очевидно, условиями, которые предотвратят опасный переподъем при нарушении нормального режима работы подъёмной установки. Верхний предел $5\,м\cdot с^{-2}$ ограничен из условия предотвращения расслабления каната при торможении (набегание сосуда на канат), так как при мгновенном значении абсолютного замедления подъёмного сосуда более величины ускорения свободного падения, сосуд начинает набегать на канат. Ограничение верхнего предела замедления предусматривает также уменьшение динамических нагрузок, которые создают чрезмерные напряжения, вызывают усталостные явления и, как следствие, уменьшают безопасность и долговечность элементов подъёмной установки. Большие замедления могут вызвать недопустимое проскальзывание канатов по футеровке многоканатного барабана трения.

Тормозные устройства современных подъемных машин имеют нерегулируемую характеристику. Эта характеристика настраивается при наладке и остается неизменной в процессе предохранительного торможения. В зависимости от режима работы подъемной установки замедления при аварийном торможении при подъёме и при спуск груза отличаются на две величины, характеризующей замедления свободного выбега [4, с. 168]. Очевидно, в зависимости от того где находится груз и по какой причине последовал сигнал на аварийное торможение, для снижения динамических нагрузок машина должна тормозиться с различными замедлениями. Допустим, груз находится в середине ствола, а сигнал на торможение поступил по причине срабатывания ограничителя скорости. В этом случае независимо от того, в каком режиме работала подъемная установка (спуск или подъем груза), целесообразно тормозить машину с минимальным замедлением, например $1{,}5\,м\cdot с^{-2}$. При подходе к приемной площадке, а также в случае необходимости экстренной остановки, тормозное усилие должно выбираться из условия остановки машины на заданном участке пути. Следовательно, для каждого конкретного случая должна быть выбрана определенная величина тормозного усилия. Для реализации такого торможения разработан способ управления предохранительным торможением [10, 11], в котором с целью повышения надежности работы машины и снижения динамических нагрузок имеется программное устройство, формирующее определенную величину тормозного усилия в зависимости от вида выполняемой

операции (спуска - подъема груза), от местоположения сосуда в стволе, причины подачи сигнала на торможение. В этой схеме первая ступень тормозного усилия выбирается в зависимости от режима работы машины. Тормозные устройства подъемных машин, имеющих электропневматические или электрогидравлические регуляторы давления, позволяют просто реализовать этот принцип торможения.

4. Тормозное усилие прикладывается к машине двумя ступенями

В монографии [4, с. 167] показано, что если подъёмную установку представить двухмассовой системой и приложить к машине тормозное усилие ступенью, то замедление массы груза m_y характеризуется уравнением $y'' = a \cdot [1 - cos(\omega_2 \cdot t)]$.

Здесь $a = \dfrac{\sum F}{m_x + m_y}$ - средняя величина замедления подъёмной системы, вокруг которой происходят колебания замедлений масс, $м \cdot с^{-2}$, $\sum F$ - суммарная величина усилия, прикладываемая к машине, ω_2 - частота колебаний, $с^{-1}$. Допустим, к машине ступенью приложена сила $\dfrac{\sum F}{2}$, тогда из приведенного уравнения видно, что через полпериода $(\omega_2 \cdot t = \pi)$ замедление $y'' = a$ и с этого момента должно уменьшаться. Однако, если в этот момент времени к машине приложить ступенью дополнительную силу, равную первой ступени, то в механической системе сформируется еще один колебательный процесс. Последний сдвинут на половину периода по отношению к первому, и на основании принципа суперпозиции (сложения колебаний), замедление y'' останется постоянным и равным a.

С учетом этого свойства И.С. Найденко в 1980 г. предложил способ торможения, в котором тормозное усилие прикладывается двумя равными ступенями с интервалом времени, равным половине периода колебаний [12]. Покажем справедливость этого и последующих предложений на примере подъёмной установки с вышеприведенной характеристикой. Для сравнительного анализа на рис. 3 приведем характеристики при спуске груза при ступенчатом приложении тормозного усилия для случая, когда длина груженой ветви 450 *м*, а порожней 650 *м,* частоты колебаний ветвей примерно равны *0,6 гц*, и они соответствуют первой гармоники, показанной на рис. 1. Замедления сосудов изменяется от $-3{,}5\ м \cdot с^{-2}$ до $+0{,}1\ м \cdot с^{-2}$, а барабана от $-5\ м \cdot с^{-2}$ до $+1\ м \cdot с^{-2}$. Колебания сосудов

близки к гармоническим. Это объясняется тем, что в этом положении сосудов в стволе, уравновешивающие канаты почти не искажают сумму гармоник колебательной системы. На рис. 4 показан процесс торможения двумя ступенями. В момент подачи сигнала на предохранительное торможение к машине ступенью прикладывается возмущение, которое формирует колебательный процесс. На отметке времени *0,55 с,* когда формируется первый пик замедления груженого сосуда, к машине прикладывается вторая ступень тормозного усилия. Замедление барабана скачком увеличивается, что приводит к существенному уменьшению колебаний ветвей канатов. Следует отметить, что наличие уравновешивающих канатов и соизмеримость масс сосудов и канатов с массой машины, которые генерируют высшие гармоники в колебательной системе, не позволяют полностью демпфировать колебания. Если применить этот способ торможения к одноконцевому подъему или к подъёмной установке без уравновешивающих канатов, то будет полное демпфирование колебаний. Доказательство этого положения приведено в работе [4, с. 200]. В момент остановки машины замедление органа навивки скачком приобретает нулевое значение, а массы груженой и порожней ветвей совершают свободные колебания вокруг равновесного положения. Амплитуды колебаний определяются величинами замедлений масс в момент остановки машины и рассматриваемом примере изменяются от $-2{,}0\,м\cdot с^{-2}$ до $+2{,}0\,м\cdot с^{-2}$.

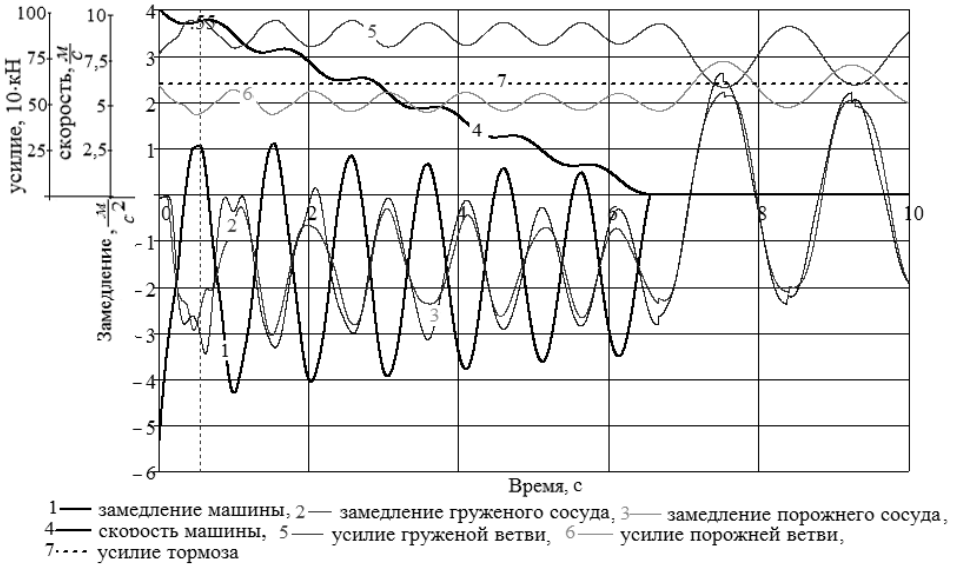


Рис.3. Характеристики процесса торможения при спуске груза

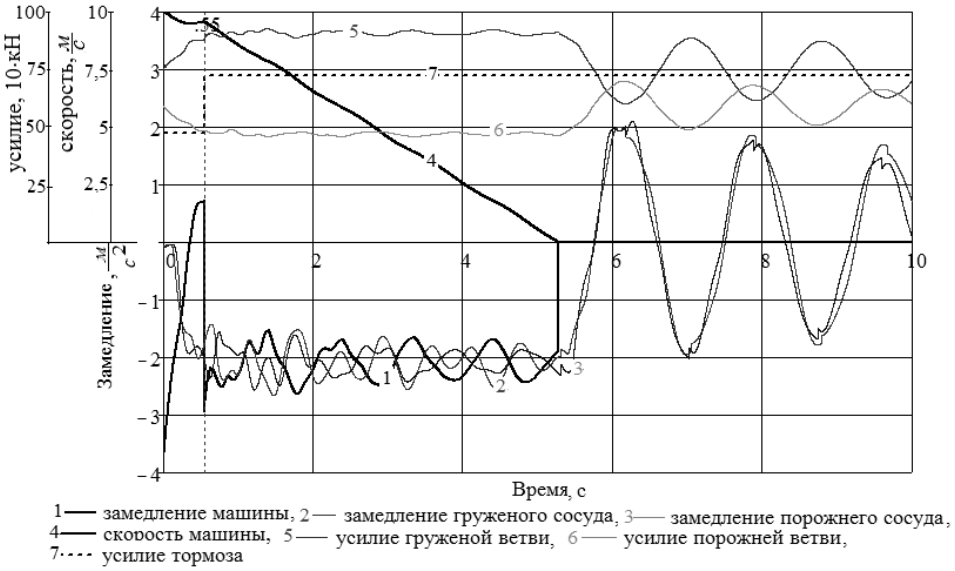


Рис.4. Процесс торможения двумя ступенями

В практике эксплуатации подъемных установок аварийное торможение может быть как при спуске, так и при подъеме груза. В процессе торможения при спуске груза полное натяжение груженой ветви увеличивается, а при подъеме груза уменьшается на величину динамической составляющей. Однако, несмотря на это, максимальные нагрузки всегда возникают при торможении в режиме подъема груза в процессе свободных колебаний (т. е. после остановки машины), (см. рис. 2).

Здесь следует обратить внимание на тот факт, что при испытаниях подъемных установок при ревизиях и наладках, проводимых в соответствии с требованиями Правил безопасности [9], электромеханическая служба шахт и рудников часто предъявляет более жесткие требования к торможению при спуске груза, чем при подъеме. Видимо, сказывается психологический фактор, и наладчикам предлагаются режимы торможения при спуске груза либо с ограничением веса груза, либо с ограничением максимальной скорости. В то же время, процесс торможения в режиме подъема груза вызывает меньшую тревогу и опасения, хотя, именно при в этом случае, возникают максимальные нагрузки.

Таким образом, демпфирование колебаний в процессе торможения хоть и целесообразно, но не всегда позволяет существенно снизить нагрузки в элементах машины при торможении.

5. Тормозное усилие перед стопорением ступенчато уменьшается

С целью уменьшения динамических нагрузок после остановки машины предложен способ торможения подъемной машины [13], в котором тормозное усилие перед остановкой при скорости $v_c = -\frac{a}{2} \cdot T$ ступенчато уменьшается. Здесь a - средняя величина замедления, $м \cdot с^{-2}$, T - период колебаний, *с.* Другими словами, остановка машины после подачи сигнала на снижение усилия должна произойти за время, равное половине периода колебаний, при этом, замедление должно упасть до минимальной величины. На рис. 5 показаны характеристики моделирования предложенного способа торможения.

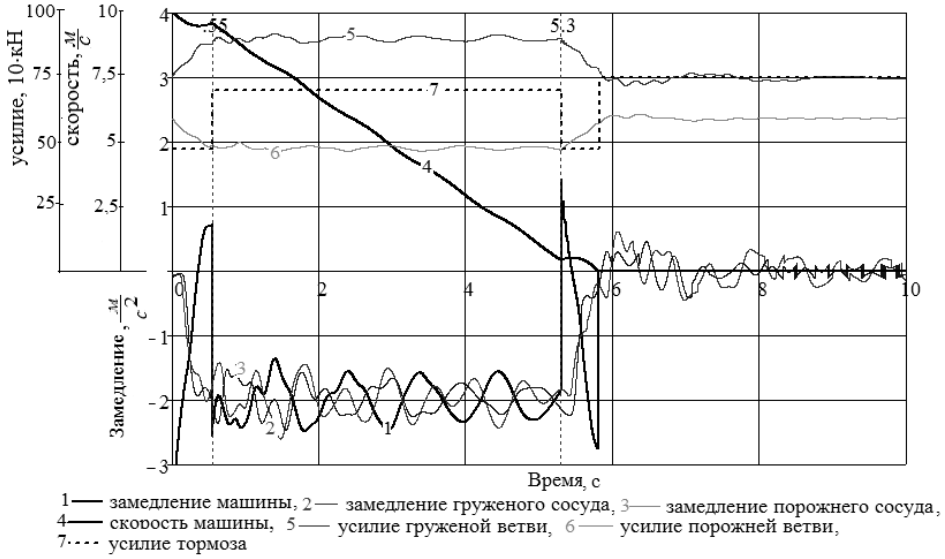


Рис.5. Процесс торможения при ступенчатом изменении тормозного усилия

Видно, что при скорости $v_c = 0{,}35 м \cdot с^{-1}$ (отметка времени *5,3 с*) тормозное усилие ступенчато уменьшается. В этот момент усилие в груженой ветви больше сумме усилий порожней ветви и тормоза, машина в течении *0,1 с* движется с ускорением, а затем абсолютная величина замедления увеличивается и на отметке времени *5,82 с* машина останавливается. Замедления сосудов достигают минимального значения и после остановки машины сосуды имеют минимальные колебания. Усилие в канатах устанавливаются равными статическим. После остановки машины, для надежного стопорения тормозное усилие увеличивается до максимальной величины.

6. Изменение интенсивности нарастания тормозного усилия

В монографии [4, с. 177] показано, что амплитуда колебательного процесса зависит от интенсивности приложения возмущающего воздействия. Доказано, если изменение тормозного или двигательного усилия происходит за время кратное периоду колебаний, то переходный процесс получается апериодическим. Этот вывод можно положить в основу способа управления электродвигателем или тормозом. Суть этого способа заключается в том, чтобы при пуске и торможении ускорение и замедление машины изменялось по линейному закону, при этом величина рывка (производная ускорения или замедления) определяется из условия, что время изменения ускорения кратно периоду колебаний.

Реализация такого способа управления для привода шахтного подъема с электродвигателем постоянного тока была осуществлена профессором В. М. Чермалыхом [14]. Этот способ уменьшения динамических нагрузок можно применить к тормозным устройствам, однако, как показано на рис. 5, после остановки машины возникают большие колебания сосудов.

Для уменьшения динамических нагрузок в элементах подъемной установки после стопорения предлагается устройство предохранительного торможения [15], в котором тормозное усилие перед стопорением уменьшается за время, равного периоду колебаний. Скорость v_c, при которой следует подавать сигнал на уменьшение тормозного усилия, определяется из следующих соображений. При снижении тормозного усилия, через промежуток времени, равный периоду колебаний, скорость машины должна стать равной нулю. В этот момент замедление сосуда будет минимальным. В работе [4, с. 207] доказано, что для двухмассовой системы эта скорость равна:

$$v_c = -(a_2 \cdot T - \frac{\rho_1}{2} \cdot T^2) \cdot (1 - \frac{m_x}{m_x + m_y}) \tag{4}$$

где:

a_2 – средняя величина замедления, $м \cdot с^{-2}$,

T – период колебаний, *с,*

$\rho_1 = \frac{a_2}{T}$ рывок, $м \cdot с^{-3}$,

m_x масса машины, *кг,*

m_y – масса сосуда, *кг.*

Характеристики переходного процесса при линейном изменении тормозного усилия показаны на рис. 6. При подаче сигнала на торможение

к машине прилагается ступенью тормозное усилие равное статическому сопротивлению, а затем, за время равное периоду колебаний, линейно увеличивается до максимальной величины. На отметке времени *5,2 с*, при скорости $v_c = 0{,}91 м \cdot с^{-1}$ следует сигнал на уменьшение тормозного усилия. После остановки машины, для надежного стопорения тормозное усилие увеличивается до максимальной величины. Характеристики усилий показывают, что такой способ торможения обеспечивает демпфирование колебаний в процессе торможения и после остановки машины.

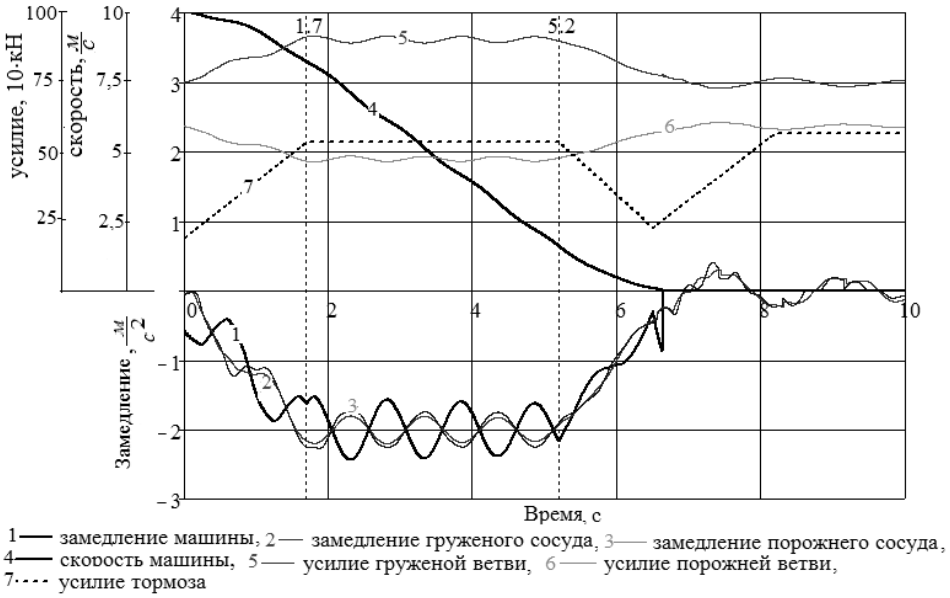


Рис.6. Процесс торможения при линейном изменении тормозного усилия

7. Остановка машины за время, кратное периоду колебаний

Максимальные динамические нагрузки подъемные установки испытывают после остановки машины. Амплитудные характеристики переходного процесса после остановки машины определяются начальными условиями в момент, когда скорость машины становится равной нулю.

Например, если в момент остановки машины мгновенное значение замедления сосуда равно нулю, то в этой ветви будут минимальные динамические нагрузки. Отметим тот факт, что в реальной машине в момент остановки машины получить замедление сосуда, равное нулю (без предварительного вмешательства в систему регулирования тормоза), не представляется возможным. Это объясняется тем, что в любой машине

присутствуют силы вязкого сопротивления, которые приводят к затуханию колебаний, и к приближению к среднему замедлению. Следовательно, минимум замедления сосудов удаляется от нуля. Тем не менее, способ торможения, основанный на выборе величины тормозного усилия, которое обеспечит остановку машины за время кратное периоду колебаний [16], позволит снизить динамические нагрузки. Для реализации такого способа торможения предложено устройство [17], в котором определяется направление движения (подъем или спуск груза), статическое сопротивление, массы машины и сосудов, местоположение груза и его скорость. Эти параметры позволяют вычислить жесткость каната, частоту и период колебаний и определить величину тормозного усилия, которое остановит машину за время, кратное периоду колебаний [4].

На рис. 3 показан переходный процесс при торможении машины, которая останавливается за шесть с половиной периодов колебаний. Если использовать предложенное устройство [16] и определить величину тормозного усилия, которое будет тормозить машину более интенсивно и остановит ее, например, за время равное пяти периодам колебаний, то получим переходный процесс, показанный на рис. 7. Видно, что после остановки машины амплитудная величина замедления груженого сосуда не превышает $1 м \cdot с^{-2}$. Полные натяжения канатов незначительно отличаются от статических.

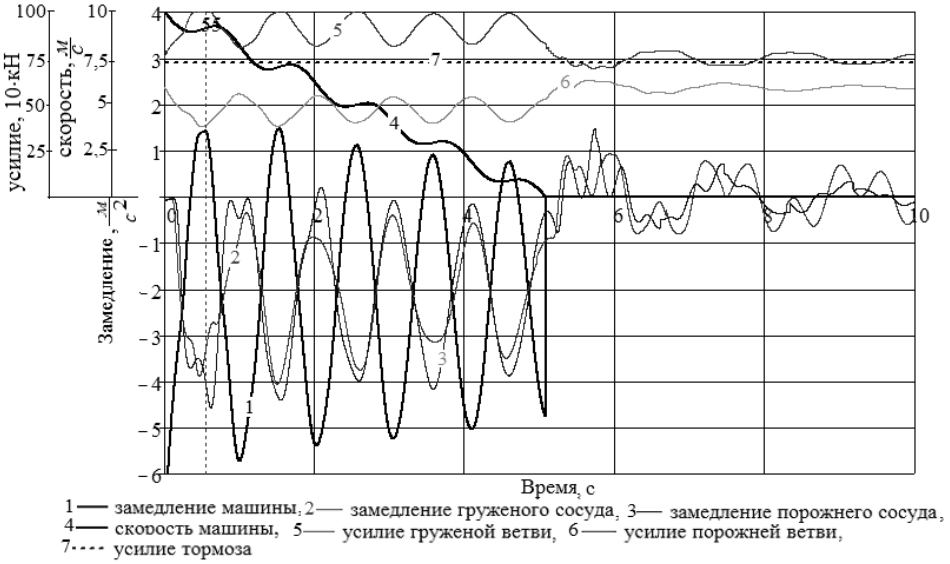


Рис.7. Процесс торможения с остановкой за время, равное пяти периодам колебаний

8. Система, поддерживающая заданное замедление

Получение необходимого замедления машины может быть возложено на замкнутую систему автоматического регулирования тормозом, на вход которой поступает заданная величина замедления. В этой системе нет необходимости определять вид операции, степень загрузки сосуда и местоположение груза в стволе шахты. Однако главное достоинство такой системы в том, что она поддерживает заданное замедление машины при изменении коэффициента трения между колодкой и тормозным ободом, который зависит от многих факторов: температуры, удельного давления, скорости, попадания воды или масла на тормозной обод. К тормозным устройствам, в этом случае, предъявляются повышенные требования. Они должны иметь высокое быстродействие, хорошую регулируемость, малый гистерезис.

В отечественной и зарубежной практике шахтного подъема, создание СРПТ шло именно, в этом направлении [18, 19, 20]. На первом этапе создания этих систем были получены положительные результаты. Экспериментальная проверка первых СРПТ проводилась на наклонном подъеме [19]. Отметим особенности применения СРПТ на наклонных подъемных установках. Во-первых, на этих установках частота колебаний ниже по сравнению с вертикальным подъемом [4]. Во-вторых, для наклонных подъемов отношение массы груза с канатом к массе машины значительно меньше, чем для вертикальных. Как показано в работе [4], в зависимости от величины этого отношения определяется амплитуда колебаний замедления машины. Для рассматриваемых примеров это отношение равно *1,49*, а это значит, что амплитудное значение замедления машины может превышать среднюю величину в *2,49* раза, что подтверждается, например, характеристиками на рис. 7. Для наклонных подъёмов отношение массы груза с канатом к массе машины находится в пределах *0,2*, следовательно замедления машины может превышать среднюю величину в *1,2* раза. Таким образом в системе регулирования тормозом наклонной подъемной установки действуют медленно изменяющиеся силы, которые не вызывают больших отклонений замедления машины. Основное предназначение систем регулируемого предохранительного торможения, это мощные подъемные установки. В первую очередь, к таким установкам относятся многоканатные подъемные машины, работающие с высокими скоростями и сложными динамическими режимами. Кроме этого, на многоканатном подъеме, из-за больших динамических нагрузок в ветвях канатов возможно скольжение канатов по футеровке барабана, которое чрезвычайно опасно и недопустимо при эксплуатации машины [8]. Если тормозное устройство описать апериодическим звеном первого порядка, то можно построить математическую модель системы автоматического регулирования, которая должна

поддерживать заданное замедление. На рис. 8 показаны характеристики переходного процесса при заданном замедлении $-2\,м\cdot с^{-2}$ ($\tau = 0{,}1\,с$). Из рисунка видно, что система автоматического регулирования тормозного усилия способна поддержать заданное замедление с небольшой ошибкой, которая зависит от коэффициента усиления. Однако, при этом, колебания грузов остаются максимальными. В работе [4, с. 216] доказано, что в таких системах всегда присутствуют колебания. Амплитуды колебаний после остановки можно уменьшить если заданное замедление перед остановкой машины уменьшить как показано на рис. 5 и 6. Таким образом на наклонном подъеме системы автоматического регулирования позволяют получить заданное замедление и устранить набегание сосуда на канат. Отметим, что на наклонных подземных подъёмных установок, работающих в условиях опасных по газу и пыли разработан ряд разомкнутых систем торможения, в которых в качестве датчика скорости используется насос, давление на выходе которого определяет режим подъёма или спуска груза [21, 22, 23]. При аварийном торможении это давление поступает в подзолотниковую камеру регулятора давления, который определяет режим торможения.

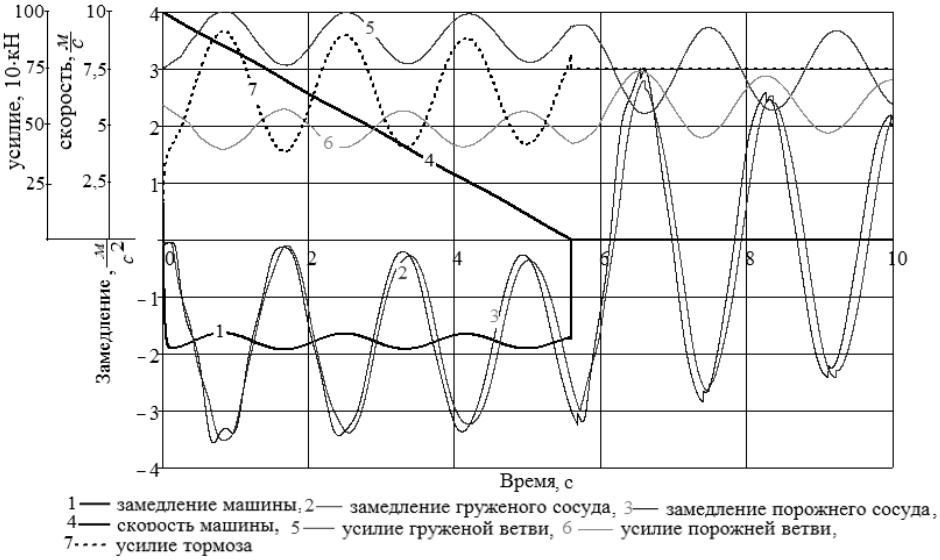


Рис.8. Характеристики системы автоматического поддержания заданного замедления

9. Системы автоматического демпфирования колебаний

В монографии [4] показано, что в математической модели механической системы подъёмной установки силы, характеризующие диссипа-

тивные свойства определяются произведением коэффициента диссипации и разностью скоростей машины и груза. В реальной механической системе подъёма коэффициент диссипации всегда меньше частоты колебаний и, как следствие, корни характеристического уравнения комплексные. Это говорит о том, что в такой механической системе всегда будут колебания. Однако если допустить, что такие силы можно ввести в систему при помощи тормоза, то переходный процесс станет апериодическим. Создание сил, пропорциональных силам вязкого демпфирования можно возложить на систему автоматического демпфирования колебаний. Возможность создания таких систем доказана в работах [4, с. 92], [8]. В системе автоматического демпфирование колебаний тормозное усилие равно сумме нерегулируемого и корректирующего, т.е $F_m(t)=F_{1m}(t)+F_{2m}(t)$. Работу тормозного устройства можно описать апериодическим звеном первого порядка [4, с. 65]. Тогда дифференциальные уравнения, характеризующие переходные процессы в тормозе будут

$$\tau\cdot F'_{1m}(t)+F_{1m}(t)=F_{max};\ \tau\cdot F'_{2m}(t)+F_{2m}(t)=I$$

где:

$I=k_m\cdot[k_1\cdot(x'-y')+k_2\cdot(x'-z')]$ - суммарный сигнал обратной связи, Н;

x',y',z' - скрости машины, груженого и порожнего сосудов, $м\cdot с^{-1}$;

k_m, k_1, k_2 - коэффициенты усиления.

Для реализации системы регулирования необходимы датчики скорости сосудов и надежные каналы трансляции сигналов в здание подъемной машины. Динамические процессы при аварийном торможении показаны на рис. 9. Видно, что система позволяет почти полностью демпфировать колебания усилий в груженой и порожней ветвях канатов. На отметке времени *5,5 с,* тормозное усилие уменьшается, что позволяет получить минимальные колебания сосудов после остановки машины. Для обеспечения такого переходного процесса система автоматического регулирования создает суммарное тормозное усилие $F_m(t)$, которое показано на фоне экспоненциальной характеристики $F_1(t)$. Характер изменения результирующего усилия $F_m(t)$ не существенно отличается от экспоненциального и вселяет уверенность в возможности реализации синтезированной тормозной характеристики на реальной машине. Системы автоматического демпфирования колебаний снизят уровень динамических нагрузок, исключат скольжение канатов на многоканатных подъёмах и повысят безопасность и долговечность эксплуатации машин.

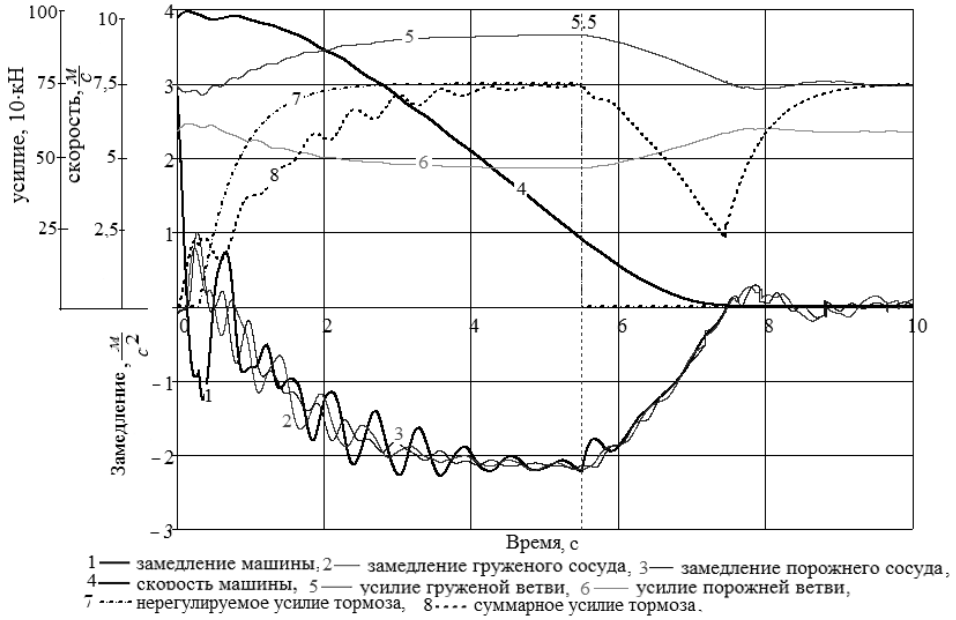


Рис.9. Характеристики системы автоматического демпфирования колебаний

10. Система автоматического регулирования заданной скорости

Проведенные исследования позволяют сформулировать требования для получения минимальных усилий при аварийном торможении. Например, при спуске груза в момент подачи сигнала на аварийное торможение, электродвигатель отключается и к машине ступенью прикладывается усилие, равное статическому сопротивлению. Для компенсации этого возмущения тормозное усилие должно ступенчато увеличится до величины статического сопротивления. Далее, установлено, что для формирования минимальных динамических нагрузок замедление машины должно изменяться по линейному закону, при этом, величина рывка определяется из условия, что время изменения замедления кратно периоду колебаний. После этого подъёмная установка должна двигаться с постоянным замедлением. При достижении скорости v_c, следует сигнал на уменьшения замедления и скорость машины уменьшается. С целью обеспечения безопасности минимальную величину замедления рекомендуется принимать равной примерно $-0{,}3 м \cdot с^{-2}$, с которой происходит движение до остановки машины. Сформулированные требования позволяют определить законы изменения замедления $A_{зад}(t)$ и скорости $V_{зад}(t)$ в процессе аварийного торможения, которые, надо полагать, обеспечат минимальные динамические нагрузки. На рис. 10 приведены фрагмент

программы и закономерности, полученные в пакете MathCad 14. Аналогично, как в системе автоматического демпфирования колебаний, в этой системе на тормозное устройство возлагается создание корректирующего усилия, которое пропорционально сигналу $I = k_m \cdot k_1 \cdot [V_{зад}(t) - x']$. На рис. 11 приведены результаты математического моделирования системы автоматического регулирования заданной скорости. Оказалось, система автоматического регулирования заданной скорости демпфирует колебания в обеих ветвях канатов, снижая динамические усилия при аварийном торможении подъёмных установок. Действительная скорость машины в процессе торможения больше заданной и только перед остановкой становится меньше заданной. При действительной скорости меньше заданной, сигнал корректирующего усилия становится отрицательным и результирующее усилие уменьшается ниже первой ступени тормозной характеристики. Синтезированная суммарная тормозная характеристика получена при постоянной времени тормоза $\tau = 0{,}5c$. Она вполне реализуема на современных подъёмных машинах. В отличии от системы автоматического демпфирования колебаний в этой системе нет необходимости замерять скорости сосудов и транслировать их сигналы в здание машины, осуществление которых в настоящее время связано с определенными трудностями. Эта система принципиально отличается от системы автоматического регулирования поддерживающей заданное замедление. Если подъёмную установку представить двухмассовой механической системой, то при ступенчатом возмущении сигналы регулирования будут $x'' - A_{зад}(t) = k_1 \cdot cos(\omega_2 \cdot t)$, $x' - V_{зад}(t) = k_2 \cdot sin(\omega_2 \cdot t)$ [4, с. 167], где x'' - замедление машины, $м \cdot c^{-2}$, k_1 и k_2 - коэффициенты пропорциональности, зависящие от соотношения масс машины и концевого груза и значений заданных величин. Следовательно, максимумы и минимумы этих величин сдвинуты на половину периода, то есть, когда величина сигнала максимальна для первого случая, для второго случая она равен нулю и наоборот. Тем не менее обе системы поддерживают заданные величины, только при регулировании замедления колебания сосудов не уменьшаются, а при регулировании скорости происходит частичное демпфирование.

Положительные результаты математического моделирования, системы автоматического регулирования заданной скорости позволяют прогнозировать создания простой системы регулирования для машин с дисковыми тормозами, которые обладают высоким быстродействием ($\tau = 0{,}1c$) и имеет хорошую регулируемость [24]. Например, заданную скорость можно формировать из условия обеспечения заданного заме-

дления, а при скорости v_c дальнейшее уменьшение заданной скорости рассчитывается из условия, что замедление скачком изменяется до величины замедления свободного выбега при подъёме груза или до величины $-0{,}3 м \cdot c^{-2}$ при спуске груза. Характеристики такой системы регулирования приведены на рис. 12. Предлагаемая система поддерживает заданную скорость с частичным демпфированием колебаний во время торможения и существенно уменьшает колебания и динамические нагрузки после остановки машины. Простота системы создает предпосылки успешной реализации ее на современных шахтных подъёмных установках.

Внедрение разработанных систем позволит устранить вредное влияние вибраций на организм людей, снизят динамические нагрузки в механической системе, предотвратят возможное скольжение канатов на многоканатном подъёме и повысят надежность и безопасность эксплуатации шахтных подъемных установок.

$$t := 0, .0001 .. 10$$

$$Vmax := 10.5,\ T := 1.1c,\ \tau = 0{,}5c,\ \ t2 := 4.5c,\ \ t3 := 5.8\,c,\ \ t4 := 7.5c,\ \ a := -2.1\,\frac{м}{2},$$

$$a3 := -.3\,\frac{м}{c^2},\ \ \rho := \frac{a}{T},\ \ \ \rho = -1.909\,\frac{м}{c^3},\ \ \ \rho 2 := \frac{a - a3}{T \cdot 1.2},\ \ \ \rho 2 = -1.364\,\frac{м}{c^3},$$

$$v1 := Vmax + \frac{\rho \cdot T^2}{2},\ v1 = 9.345\,\frac{м}{c},\ \ \ v2 := 2.2\,\frac{м}{c},\ v3 := .6\,\frac{м}{c}.$$

$$A_{зад}(t) := \begin{cases} (\rho \cdot t) \text{ if } 0 \le t \le T \\ a \text{ if } T \le t \le t2 \\ [a - \rho 2 \cdot (t - t2)] \text{ if } t2 \le t \le t3 \\ (a3) \text{ if } t3 \le t \le t4 \\ 0 \text{ otherwise} \end{cases} \qquad V_{зад}(t) := \begin{cases} \left(\left(Vmax + \rho \cdot \frac{t^2}{2}\right)\right) \text{ if } 0 \le t \le T \\ [v1 + a \cdot (t - T)] \text{ if } T \le t \le t2 \\ \left[v2 + a \cdot (t - t2) - \rho 2 \cdot \frac{(t - t2)^2}{2}\right] \text{ if } t2 \le t \le t3 \\ [v3 + a3 \cdot (t - t3)] \text{ if } t3 \le t \le t4 \\ 0 \text{ otherwise} \end{cases}$$

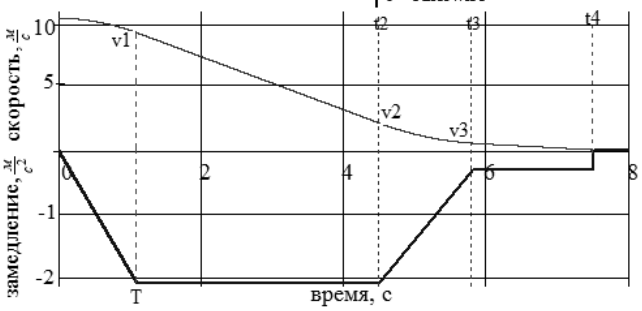


Рис.10. Фрагмент программы определения заданной скорости

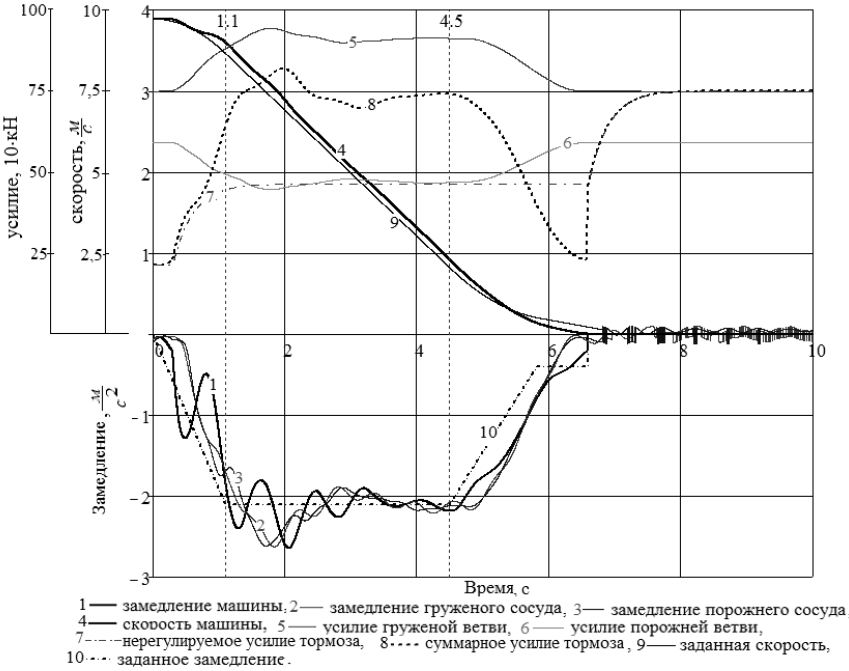


Рис.11. Характеристики системы автоматического регулирования заданной скорости

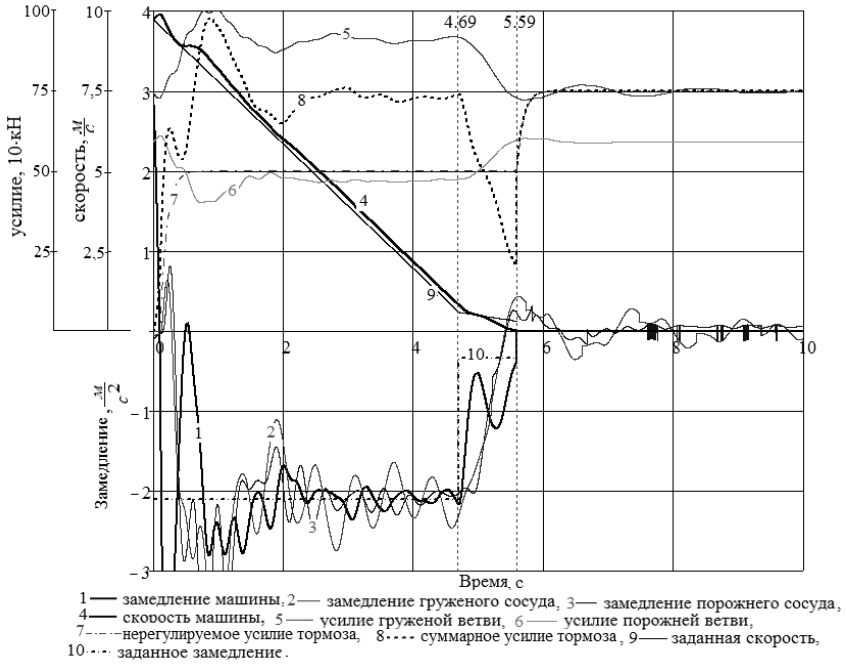


Рис.12. Характеристики системы автоматического регулирования заданной скорости машин с дисковыми тормозами

Литература

1. Klaus Kay.: Brake Control Strategy Reducing After-Stop Conveyance Oscillation. Hoist and Haul. 2010. International Conference on Hoisting and Haulage. Las Vegas, Nevada, United States.
2. 10 Самых глубоких шахт мира. http://www.coal.dp.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=12345:10-----&catid=25:the-project&Itemid=27
3. [http://realty.rbc.ru/msk/articles/03/08/2011/562949981057400.shtml]
4. Степанов А.Г.: Динамика машин. Российская академия наук. Екатеринбург.: 1999. 392 с.
5. Вибрация. Неблагоприятные воздействия вибрации на организм человека. http://www.medicfactory.ru/vibraciya.htm\
6. Действие вибрации на организм человека. http://www.knowed.ru/index.php?name=pages&op=view&id=1690
7. Степанов А.Г.: Теоретические основы динамики шахтного подъёма. Горное оборудование и электромеханика. 2013.
8. Степанов А.Г.: Динамические процессы при скольжении канатов по футеровке барабана многоканатной подъёмной установки. Горное оборудование и электромеханика. №6, 2010, с. 24-35. http://www.twirpx.com/file/221040/.
9. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом. ПБ 03-553-03, 2003.
10. А.с. 350744. Способ управления аварийным торможением/ Степанов А.Г. и др. Бюл. № 27, 1972.
11. Степанов А. Г., Попов В.А.: Подъёмным машинам – программное предохранительное торможение //Уголь. 1972. №2, С. 65-66.
12. А. с. 716960. Способ торможения подъемных машин / Найденко И.С. Бюл. № 7, 1980.
13. А. с. 1054284. Способ торможения подъемной машины / Степанов А.Г. и др. Бюл. № 42, 1983.
14. Киричок Ю.Г., Чермалых В.М.: Привод шахтных подъёмных установок большой мощности. М.: Недра, 1972, 336 с.
15. А. с. 753761. Устройство для управления предохранительным торможением подъемной установки/Степанов А.Г., Озорнин М.С. Бюл. N 29, 1980.
16. А.с. 1054284. Способ торможения подъёмной машины/ Степанов А.Г. и др. Бюл. № 42, 1983.
17. А.с. 1229158. Устройство для выбора величины тормозного усилия канатного подъёмника / Степанов А.Г. и др. Бюл. № 17, 1986.

18. Белобров В.И., Абрамовский В.Ф., Самуся В.И.: Тормозные системы шахтных подъемных машин. Киев: Наукова думка, 1990. 174 с.
19. Траубе Е.С., Найденко И.С.: Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин. М.: Недра, 1980. 230 с.
20. Хойшен А.: Совершенствование подъемных установок для главных шахтных стволов. Глюкауф. 1988. № 23/24. С. 10 - 13.
21. А. с. 800122. Система управления пружинно - гидравлическим приводом тормоза шахтных подъемных машин / Степанов А.Г. и др. Бюл. № 4, 1981.
22. А. с. 948869. Система управления тормозом шахтной подъемной машины/Степанов А.Г. и др. Бюл. № 29, 1982.
23. А. с. 1180350. Система управления тормозом шахтной подъемной машины / Степанов А.Г. и др. Бюл. № 35, 1985.
24. Степанов А.Г.: Математическое моделирование динамических процессов привода дискового тормоза шахтных подъёмных машин. Горное оборудование и электромеханика. № 11, 2011.

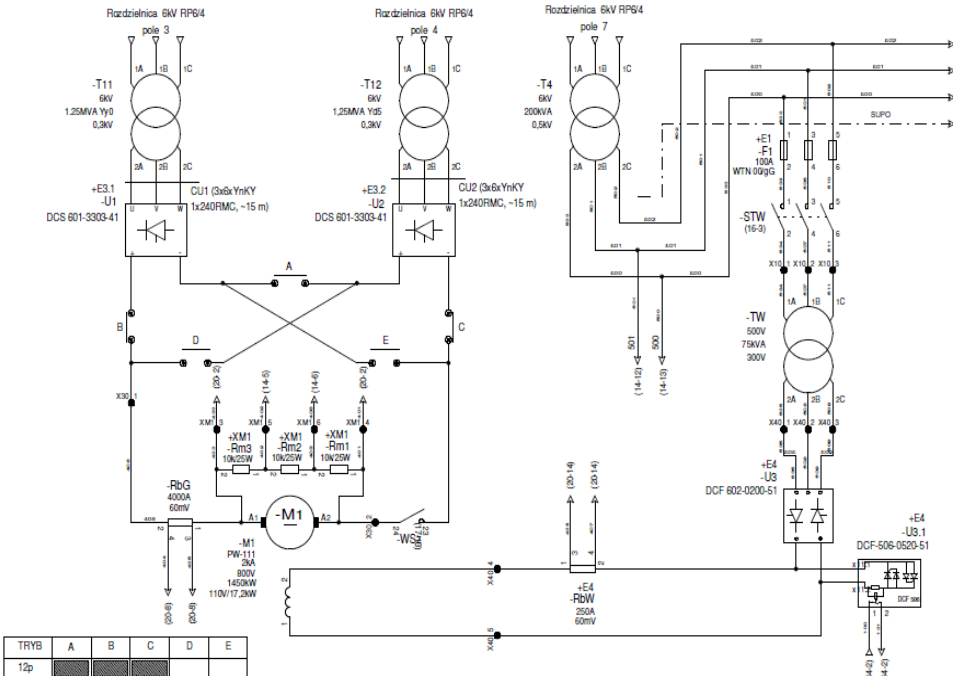
Inteligentne, energooszczędne układy zasilania i sterowania górniczych maszyn wyciągowych z napędem zintegrowanym lub hybrydowym

Zygmunt Szymański - Politechnika Śląska

1. Wstęp

Eksploatacja maszyn transportu poziomego i pionowego stosowanych w podziemnych zakładach górniczych wymaga spełnienia warunków: energooszczędności, niezawodności oraz bezpieczeństwa pracy. W napędach górniczych wyciągów szybowych wyraźną poprawę wskaźników energetycznych i ekonomicznych uzyskuje się przez: wprowadzenie hybrydowych układów napędowych, zastosowanie nowoczesnych zasilaczy przekształtnikowych, sterowanie optymalne pracą maszyny wyciągowej, zastosowanie metod sztucznej inteligencji w układach sterowania, nowoczesnych metod monitorowania, oraz predykcyjnych badań diagnostycznych do oceny stanu technicznego maszyn wyciągowych. Układy sterowania zasilaczy przekształtnikowych są sterowane z komputerów przemysłowych, i wyposażone w różne rodzaje cyfrowych regulatorów jazdy [4, 5, 6]. W zależności od stopnia automatyzacji pracy maszyny wyciągowej stosowane są różne systemy sterowania: sterowanie dyskretne, sterowanie rozmyte, oraz systemy sztucznej inteligencji [4]. Zastosowanie techniki cyfrowej (cyfrowe regulatory jazdy, cyfrowe czujniki pomiarowe i cyfrowe przetworniki pomiarowe) zapewnia automatyczne lub półautomatyczne, sterowanie pracą maszyny wyciągowej w czasie rzeczywistym, przy bieżącej kontroli parametrów eksploatacyjnych. Komputery przemysłowe zapewniają także monitoring oraz diagnostykę pracy maszyny wyciągowej, co umożliwia wcześniejsze wykrywanie stanów awaryjnych i zwiększa bezpieczeństwo pracy. Zamieszczono przegląd rozwiązań konstrukcyjnych wybranych wariantów napędów maszyn wyciągowych: hybrydowych oraz zintegrowanych, z silnikami DC i AC.

Opisano koncepcję nowoczesnego, energooszczędnego układu zasilania górniczych maszyn wyciągowych, złożonego z silnika zintegrowanego, tranzystorowego lub tyrystorowego zasilacza, oraz inteligentnego obwodu sterowania zbudowanego na wielopoziomowych sterownikach mikroprocesorowych. W pracy przedstawiono analizę możliwości zastosowania wybranych metod sztucznej inteligencji w układach sterowania, automatyki oraz diagnostyki maszyn wyciągowych. Przedstawiono wybrane algorytmy sterowania oraz wyniki analiz komputerowych wybranych modeli matematycznych maszyny wyciągowej. Wyniki rozważań teoretycznych zostały częściowo sprawdzone w warunkach laboratoryjnych oraz przemysłowych.

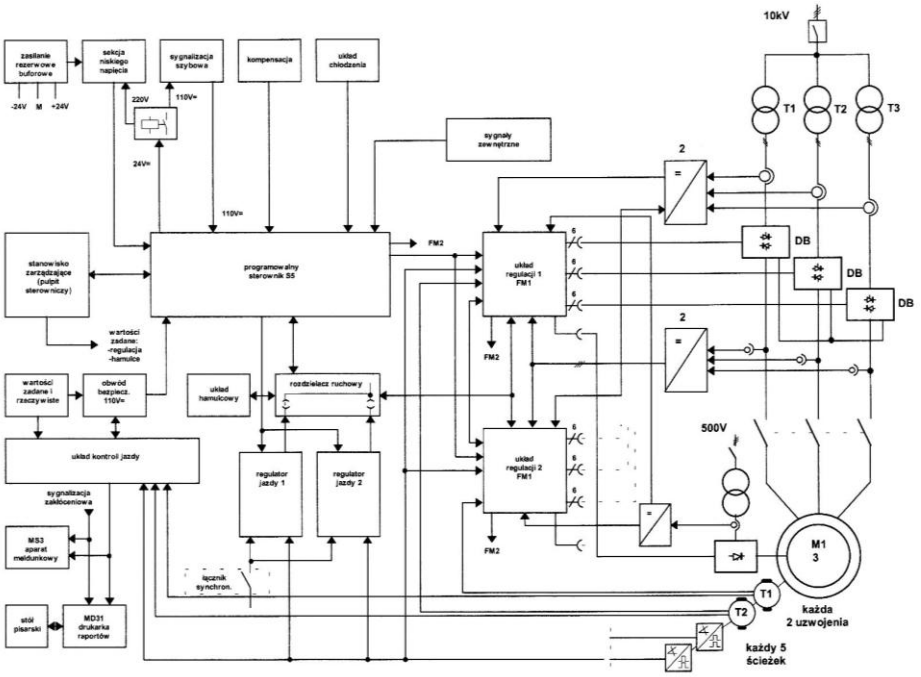


Rys.1. Schemat układu zasilania maszyny wyciągowej
z zasilacza przekształtnikowego [7, 9]

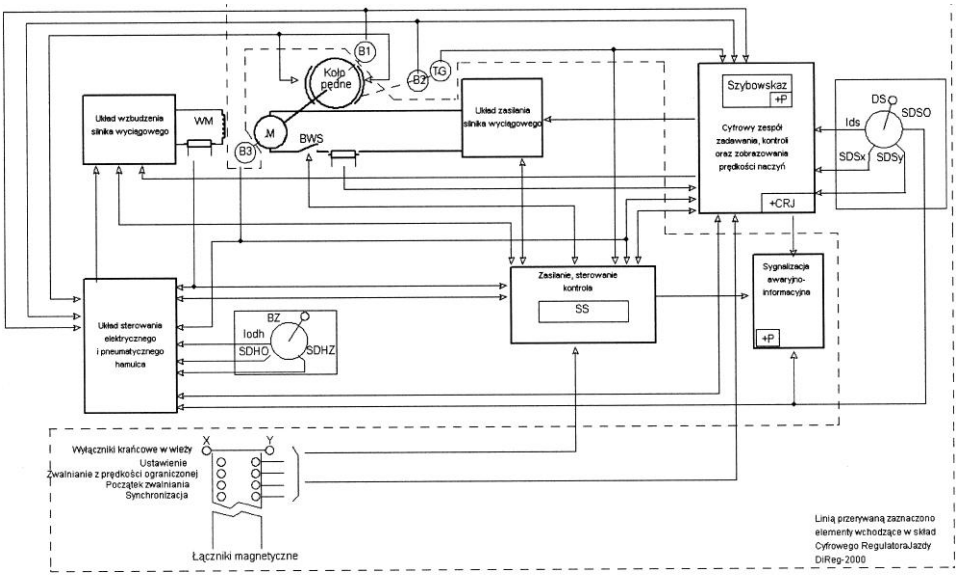
2. Nowoczesne układy zasilania maszyn wyciągowych

W polskich kopalniach stosowane są systemy eksploatacji oparte na wysokiej koncentracji wydobycia. Wymaga to stosowania wydajnych maszyn urabiających oraz niezawodnych systemów transportowych: transportu poziomego oraz transportu pionowego. Systemy transportu poziomego powinny pracować w sposób ciągły i zapewniać płynną odstawę urobku do stacji załadowczych na podszybiu lub bezpośrednio na powierzchnię. Systemy transportu pionowego (skipowe szyby wydobywcze, szyby zjazdowe) powinny być skoordynowane z dopływem urobku oraz ze zjazdami i wyjazdami załóg górniczych. Na głównych szybach wydobywczych stosowane są przeważnie maszyny wyciągowe napędzane silnikami obcowzbudnymi prądu stałego, zasilanymi z układów zasilaczy prostownikowych [7, 8, 9]. Moce znamionowe silników napędowych osiągają poziom: (1000- 6000) kW [8].

Maszyny wyciągowe są zasilane z rozdzielni głównej kopalni siecią trójfazową o napięciu znamionowym 6 kV, przez transformator obniżający: 110 kV/6 kV, przy mocach zwarciowych sieci nie przekraczających 300 MVA. Konsekwencją takiego sposobu zasilania są duże spadki napięć w sieciach zasilających maszyny wyciągowe.



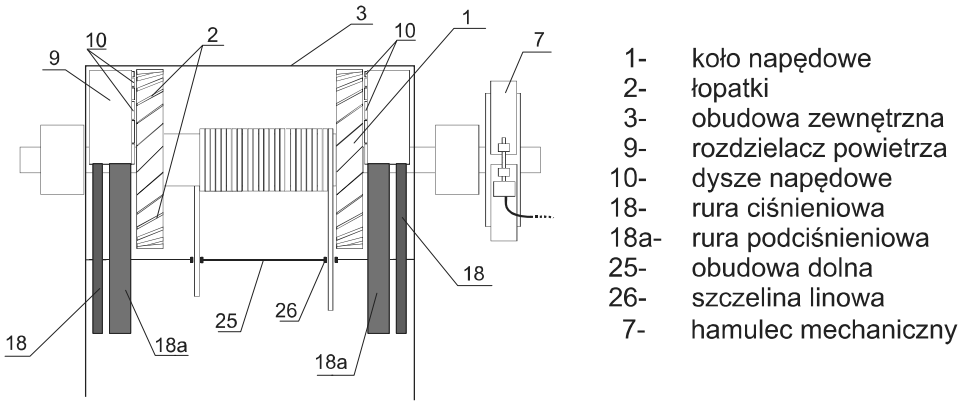
Rys.2. Schemat układu napędowego maszyny wyciągowej z silnikiem synchronicznym [7, 8]



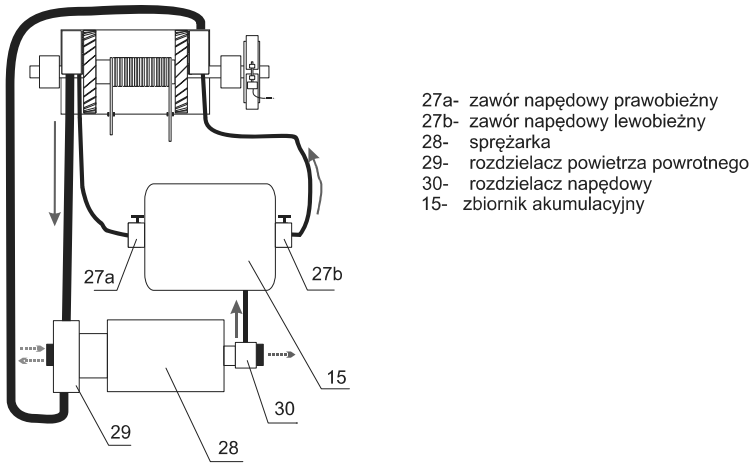
Rys.3. Schemat poglądowy układu zasilania maszyny wyciągowej [6, 8]

Zastosowanie zasilaczy przekształtnikowych powoduje zwiększenie stopnia deformacji napięcia zasilania i prądu zasilania (generowanie wyższych harmonicznych), duże wahania napięcia sieci w wyniku skokowych zmian mocy biernej, załamania komutacyjne napięcia zasilającego, stosunkowo małą wartość współczynnika mocy ($\cos\varphi \approx 0{,}55\text{-}0{,}60$) [8, 9]. Mogą one oddziaływać na inne napędy zasilane z tej samej rozdzielni głównej, powodując zakłócenia ich pracy (zakłócenia pracy wentylatorów głównego przewietrzania napędzanych silnikami synchronicznymi, lub napędy z silnikami indukcyjnymi pierścieniowymi w układzie kaskady podsynchronicznej) [7, 8]. Dla ograniczenia negatywnych skutków oddziaływania układów przekształtnikowych na sieć zasilającą należy: zwiększyć moc zwarciową sieci, zastosować filtry wyższych harmonicznych (statyczne lub dynamiczne), oraz zastosować układy kompensacji dynamicznej mocy biernej [8, 9]. Do zasilania silnika napędowego maszyny wyciągowej stosuje się układy zasilaczy tyrystorowych złożone z: pojedynczego prostownika tyrystorowego, lub dwóch prostowników symetrycznych 6T w układzie równoległym. Schemat układu zasilania maszyny wyciągowej z zasilacza przekształtnikowego przedstawiono na rysunku 1. Na rysunku 2 przedstawiono schemat układu zasilania maszyny wyciągowej silnikiem synchronicznym. Na rysunku 3 przedstawiono schemat poglądowy układu zasilania maszyny wyciągowej z zaznaczeniem podstawowych elementów wykonawczych części elektromechanicznej. Układy te zapewniają pracę nawrotną maszyny wyciągowej (góra-dół), przy wykorzystaniu hamowania elektrycznego, zapewniającego zwrot energii do źródła zasilania. Zmiana kierunku wirowania może być realizowana przez zmianę kierunku przepływu prądu wzbudzenia lub przez układ przeciwsobny zasilaczy obwodu twornika.

W niektórych rozwiązaniach napędów maszyn wyciągowych zainstalowanych na szybach pomocniczych, szybach wentylacyjnych, lub rezerwowych szybach zjazdowych można zastosować hybrydowy układ napędowy.



Rys.4. Schemat poglądowy części pneumatycznej maszyny wyciągowej [9]



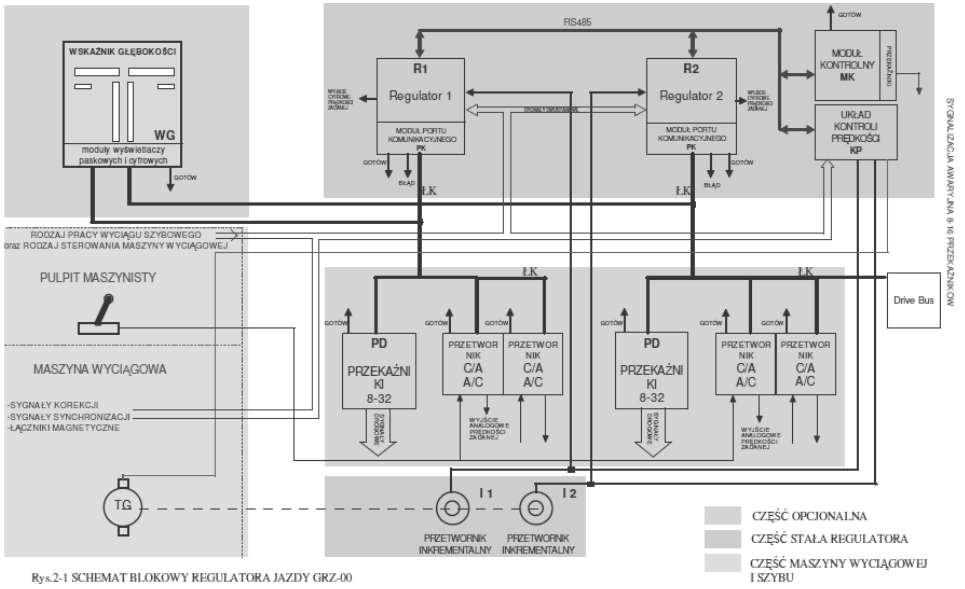
Rys.5. Obieg powietrza w hybrydowej maszynie wyciągowej [9]

Układ ten zawiera dwa rodzaje napędu: napęd elektryczny (silnik DC lub AC), oraz napęd pneumatyczny złożony z układu turbin gazowych oraz sprężarki. Rozwiązanie to zainstalowane w kopalniach metanowych przynosi znaczne oszczędności energetyczne (do 30%), oraz poprawia cyrkulację powietrza. Na rysunku 4 przedstawiono schemat poglądowy części pneumatycznej maszyny wyciągowej, natomiast na rysunku 5 przykładowy obieg powietrza w hybrydowej maszynie wyciągowej [9]. Maszyna wyciągowa pneumatyczna MWP jest napędzana sprężonym powietrzem, które przesuwa łopatki umieszczone na obwodzie kół napędowych. MWP umieszczona jest w szczelnej obudowie, która jest jednocześnie tłumikiem hałasu. Przepływ powietrza odbywa się dwustronnie przez rozdzielacze powietrza, do których podłączone są zarówno rury ciśnieniowe, jak i podciśnieniowe. Jeżeli maszyna jest zasilana przez rurę ciśnieniową to powietrze jest odbierane przez rurę podciśnieniową dla uzyskania odpowiedniej różnicy ciśnień po obu stronach łopatek. Część rozprężonego, schłodzonego powietrza, które wraca do sprężarki można skierować do szybu i wykorzystać do wspomagania wentylacji oraz klimatyzacji kopalni. Hamowanie maszyny jest realizowane przez załączenie przeciwnego obiegu powietrza, oraz zaciągnięcie hamulca mechanicznego w końcowej fazie zwalniania.

3. Mikroprocesorowy układ sterowania maszyny transportowej

Sterowanie pracą maszyny wyciągowej zapewniające realizację określonych zadań przewozowych przy założonych czasach przejazdów i z jazdą ekonomiczną, sprowadza się do wyznaczenia zmian momentu elektromagnetycznego w funkcji drogi lub czasu cyklu oraz prędkości jazdy i przyspieszenia w funkcji drogi lub czasu trwania cyklu. Wielkości te nie powinny odbiegać od wartości zadanych, a straty energii występujące przy likwidacji

odchyłek powinny być minimalne. Cykl pracy maszyny wyciągowej zawiera okresy rozruchu, jazdy z prędkością ustaloną oraz hamowania zarówno elektrycznego, jak i mechanicznego. Zmiany czasowe wielkości decyzyjnych: moment napędowy, długość trasy, prędkość jazdy, ciężar urobku, dają możliwość realizacji jazdy energooszczędnej przy zastosowaniu metod systemów ekspertowych oraz sterowania nadążnego silników napędowych maszyny. Sterowanie to może być zrealizowane wykorzystując cyfrowe regulatory jazdy zbudowane w oparciu o komputery przemysłowe. Na rysunku 6 przedstawiono schemat blokowy cyfrowego regulatora GRZ-00, zainstalowanego na maszynie skipowej w KWK. Układ ten umożliwia sterowanie pracą maszyny, realizację zadań transportowych oraz oddziałuje na systemy hamulców elektropneumatycznych lub elektrohydraulicznych [5, 6].



Rys.6. Schemat blokowy regulatora jazdy GRZ-00 [9]

Alternatywnym rozwiązaniem jest zastosowanie sterowania suboptymalnego maszyny wyciągowej. Jest to sterowanie wielopoziomowe, multikryterialne, wielkości regulacyjnych. Sterowanie suboptymalne umożliwia realizację adaptacyjną złożonych algorytmów sterowania, z uwzględnieniem zjawisk wyprzedzających ich wystąpienie. Jest to więc sterowanie predykcyjne zapewniające optymalne sterowanie pracą napędu maszyny wyciągowej przy założonych funkcjach celu oraz multikryteriach, determinujących właściwą pracę maszyny zgodnie z realizowanym procesem technicznym. Sterowania predykcyjne: MPC (model predictive control) lub RHC (receding horizon control) są metodami sterowania dynamicznych układów nieliniowych, polegających na cyklicznym rozwiązywaniu odpowiednio sformułowanych zadań sterowania optymalnego (ZSO). Początkowa część rozwiązania (funkcje

sterujące) jest podawana na wejścia obiektu regulacji, następnie rozwiązuje się układy równań różniczkowych, opisujących model dynamiczny obiektu, uzyskane wyniki obliczeń porównuje się ze stanem rzeczywistym, następnie całą procedurę powtarza się dla nowego założonego stanu pracy obiektu. Model matematyczny sterowania predykcyjnego opisuje układ równań (1):

$$\begin{aligned} &x(t) = f\left[x(t), u(t)\right] \quad x(t) \in X \subset R'' \\ &u(t) \in R \in U \quad u_{min} \le u \le u_{i\ max} \\ &u_{min} < 0, \quad u_{i\ max} \ge 0 \end{aligned} \tag{1}$$

gdzie:

x(t), u(t) – funkcje sterowania obiektu,

f(x, u) – funkcje realizujące algorytmy sterowania optymalnego.

Prawa strona równania (1) musi spełniać warunek Lipschitza: $f(0, 0) = 0$. Wskaźnik jakości sterowania obiektu J można określić z relacji (2):

$$J_i(u^i, T_i, x(t_i)) = \int_{t_i}^{t_i+T_i} L(x^i, u^i)dt + q(x^i(t_i + T_i)) \tag{2}$$

gdzie:

L(x, u) – całkowita energia układu napędowego

q(x) – energia jednostkowa i-tego elementu układu napędowego.

Parametry regulatora optymalnego opisanego zależnością: $u = k(x)$, można wyznaczyć rozwiązując równania Hamiltona-Jacobiego-Bellmana [4, 8]. Znalezienie optymalnego rozwiązania przy sterowaniu predykcyjnym jest przeważnie niemożliwe dla złożonych obiektów regulacji z układami nieliniowymi. Przy ustalonej strukturze układu sterowania poszukuje się metodami gradientowymi minimum wskaźnika jakości $Q(p)$, przy czym p jest wektorem parametrów sterowania. Gradient wskaźnika jakości oblicza się stosując numeryczne całkowanie równań stanu i równań sprzężonych układu napędowego maszyny górniczej. Podczas realizacji obliczeń optymalizacyjnych generowane są procedury generacji i redukcji. Stosowane są różne sposoby generowania procedur: szpilkowa, jednowęzłowa, płaska oraz wielomianowa [2, 4]. Generacja szpilkowa polega na wstawieniu dodatkowego predykcyjnego pulsu do algorytmu sterowania, i szukaniu optymalnego rozwiązania. Generacja jednowęzłowa polega na wstawieniu nowego węzła do matrycy sterowania. Generacja płaska polega na wstawieniu ograniczeń: minimalnych i maksymalnych do procedur sterowania. Generacja wielomianowa powoduje

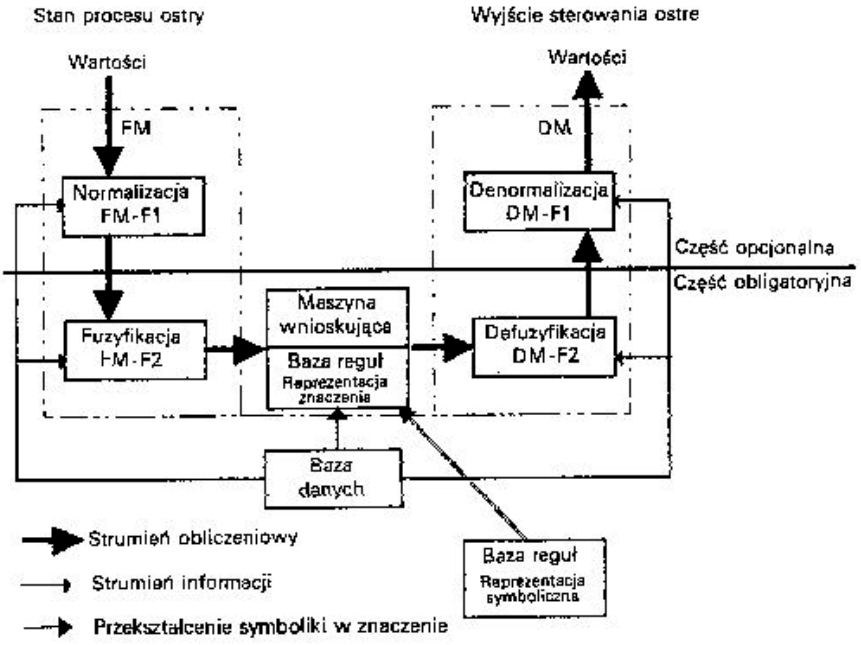
zwiększenie o 2 stopień wielomianu (n+2) opisującego proces sterowania obiektu. Po procesie generacja, następuje zmiana struktury obwodu sterowania, oraz zmiana wymiaru przestrzeni decyzyjnej. Proces poszukiwania jest kontynuowany w nowej przestrzeni, do następnego procesu generacja, lub do spełnienia warunków koniecznych do uzyskania rozwiązania optymalnego. Procedury procesu redukcja polegają na usuwaniu ograniczeń technicznych realizacji założonych procedur. Maszynę wyciągową można traktować jako obiekt nieliniowy z więzami nieholonomicznymi, opisany układami równań różniczkowych nieliniowych [5, 6].

4. Analiza celowości wprowadzania metod sztucznej inteligencji do układów sterowania górniczych maszyn transportowych

System transportu kopalnianego jest to uporządkowany wewnętrznie zbiór obiektów znajdujących się na powierzchni i w podziemiach kopalni, wraz z relacjami istniejącymi między tymi obiektami oraz ich właściwościami, którego działanie jest podporządkowane osiągnięciu założonego celu transportowego [8]. Stopień automatyzacji procesów produkcyjnych oraz kompleksowej diagnostyki maszyn i urządzeń jest w polskich kopalniach znacznie ograniczony [8, 9]. Stosowane są systemy automatyki lokalnej: stacji zasilających transformatorowych, zasilaczy prostownikowych, ciągów przenośników taśmowych, maszyn wyciągowych przy przewozie urobku, oraz częściowo maszyn urabiających: kombajny ścianowe, strugi węglowe [8, 9]. W większości kopalń stosowane są przede wszystkim rozwiązania konwencjonalne, w których człowiek jako operator jest potrzebny do uruchamiania i wyłączania maszyn, ustawiania parametrów eksploatacyjnych oraz do oceny globalnej prawidłowości pracy maszyn transportu poziomego i pionowego. Wiedza operatora i jego przełożonych, oparta na doświadczeniu, zawarta w instrukcjach, oraz w przepisach i wymaganiach decyduje o jakości pracy maszyn górniczych [8]. Ogromna wiedza kadry technicznej kopalni powinna tworzyć bazę inteligentnych systemów sterowania w czasie rzeczywistym - KBS (knowledge based system), opartego na komputerowych bazach danych oraz bazach wiedzy [4, 5, 10].

System KBS umożliwi monitorowanie procesów w czasie rzeczywistym, diagnozowanie stanu technicznego maszyny wyciągowej, prognozowanie kolejnych cykli produkcyjnych oraz automatyczne sterowanie całego procesu produkcyjnego lub jego newralgicznych elementów. Do realizacji sterowania eksperckiego: nadrzędnego (SECS - supervisory expert control system), lub prostego (DECS - direct expert control system) należy wykorzystać systemy sztucznej inteligencji: ACN (artificial control network) i ANN (artificial neural network) [6, 7]. Do realizacji systemów ekspertowych oraz sterowania optymalnego można wykorzystać m.in.: sterowanie rozmyte [4, 5, 10], sieci

neuronowe [3, 8] lub systemy sterowania adaptacyjnego zawierające kombinację sterowania rozmytego (fuzzy-logic) i sieci neuronowych z zastosowaniem algorytmów genetycznych [5, 10]. Wymaga to jednak zastosowania procesorów o dużych możliwościach operacyjnych, szybkich i dużej pamięci operacyjnej [6, 10].

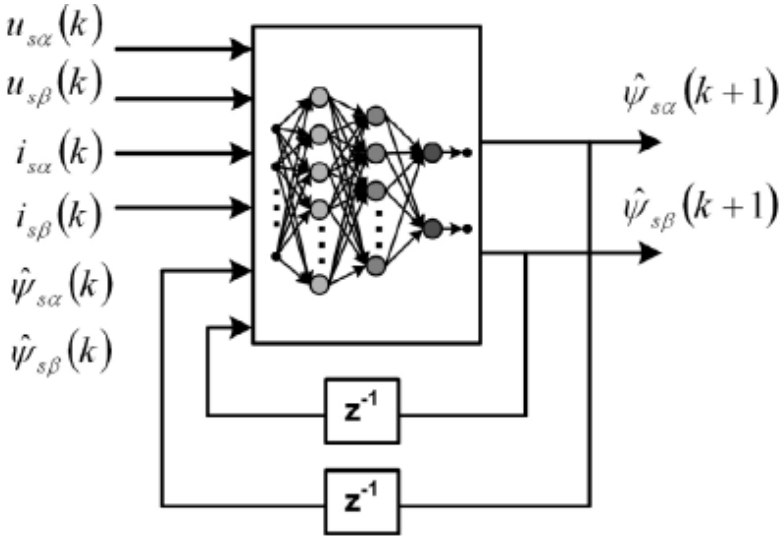


Rys.7. Schemat strukturalny regulatora rozmytego FKBC

Sterowanie rozmyte (fuzzy logic) polega na zamianie ciągłych wielkości sterujących na wielkości rozmyte oparte na zależnościach lingwistycznych, wykorzystaniu ekspertowego systemu podejmowania decyzji (maszyna wnioskująca, baza reguł, baza danych) oraz wypracowaniu sygnału ciągłego realizującego podjętą decyzję w rzeczywistym obwodzie sterowania. Przykładowy schemat regulatora rozmytego FKBC (fuzzy knowledge based control) przedstawiono na rysunku 7. Sygnał wejściowy regulatora jest poddawany procesowi standaryzacji (normalizacji), a następnie jest rozmywany w procesie fuzzyfikacji. Wykorzystując bazę wiedzy oraz zmienne lingwistyczne wyznacza się przedziały zmian zmiennych decyzyjnych oraz zalecany poziom sygnału wyjściowego, który po defuzzyfikacji (wyostrzeniu) i denormalizacji jest podawany na wyjście regulatora fuzzy-logic i do obwodu wykonawczego. Sterowanie rozmyte umożliwia realizację złożonych, nieliniowych procesów sterowania w sposób racjonalny, uwzględniający różne nieprzewidziane sytuacje.

Sterowanie układem sieci neuronowych polega na odwzorowaniu rzeczywistego układu sterowania systemem neuronów (inteligentnych komórek

decyzyjnych - mikroprocesor wyposażony w przetworniki A/C i C/A oraz moduły pamięci operacyjnych RAM, ROM oraz EPROM), połączonych synapsami (dwukierunkowe magistrale transmisyjne). Proces sterowania składa się z dwóch etapów: I etap - etap nauczania (wprowadzenie do pamięci procesora informacji zawartych w bazach wiedzy i w bazach danych, oraz narzucenie funkcji ograniczeń), II etap - etap wnioskowania i podejmowania decyzji (realizacja procesu sterowania przy wykorzystaniu baz wiedzy). Układ sterowania wymaga stosowania procesorów o dużej szybkości obliczeń i dużej pamięci operacyjnej, jest on stosowany do sterowania bardzo złożonych cykli produkcyjnych. Uproszczony schemat regulatora neuronowego przedstawiono na rysunku 8.



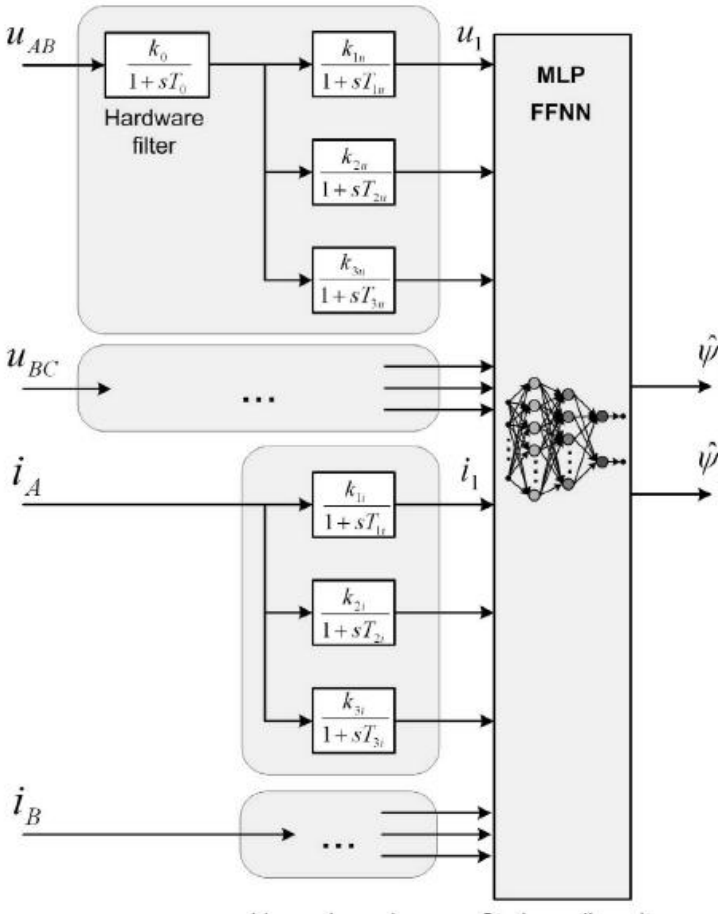
Rys.8. Regulator z siecią neuronową

Sterowanie z wykorzystaniem algorytmów genetycznych polega na zamianie rzeczywistego układu sterowania układem genetycznym, złożonym z: komórek, tkanek, sieci połączeń międzykomórkowych oraz nadrzędnych i lokalnych jednostek decyzyjnych. Pojedyncza komórka zawiera: dwa mikroprocesory, przetworniki A/C i C/A, rejestry komunikacyjne, oraz pamięci operacyjne. Komórka (gen) odwzorowuje fizycznie określony fragment rzeczywistego obwodu sterowania. Opisując programowo zależności zachodzące pomiędzy poszczególnymi elementami obwodu sterowania i regulacji budujemy sieć połączeń pomiędzy poszczególnymi komórkami (genami) układu. Umożliwia to modelowanie zjawisk fizycznych zachodzących w rzeczywistym układzie sterowania. Sterowanie to wymaga zastosowania dużej ilości sterowników mikroprocesorowych i jest celowe przy sterowaniu rozległych i złożonych procesów technicznych i produkcyjnych. Zastosowanie systemów ekspertowych w układach sterowania górniczych maszyn transportowych

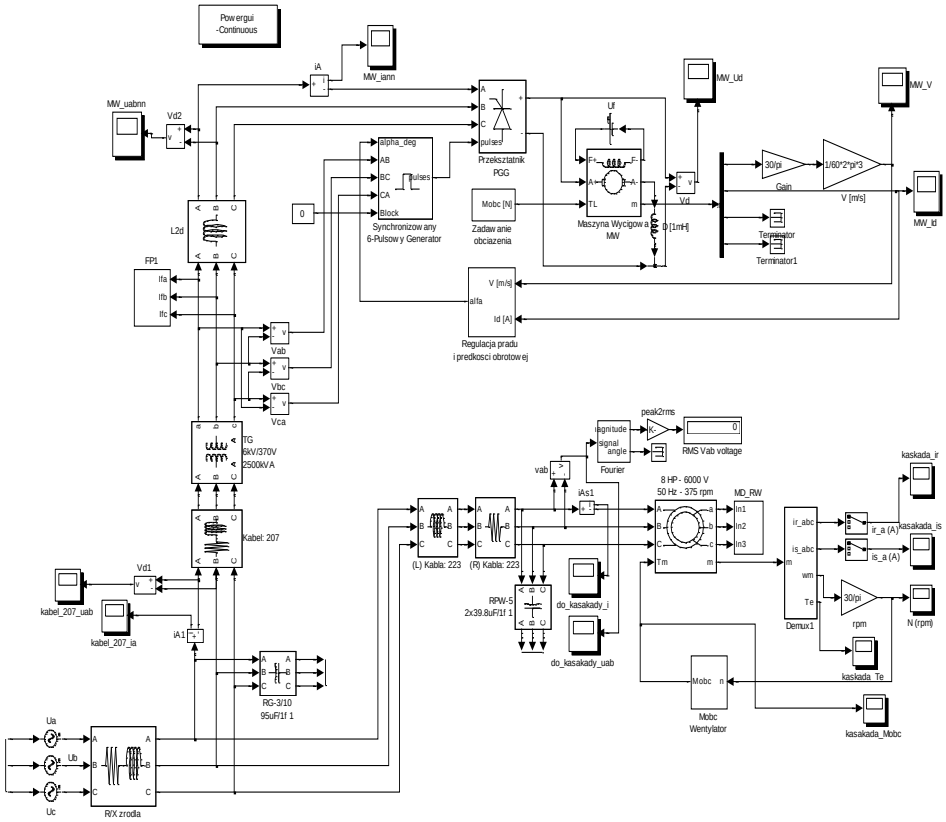
zapewni: energooszczędny sposób zasilania i sterowania pracą przenośników taśmowych oraz transportu szynowego, bieżącą kontrolę parametrów eksploatacyjnych, diagnostykę lokalną i globalną maszyn i systemów transportowych oraz sterowanie optymalne pracą maszyn transportowych.

5. Mikroprocesorowy układ sterowania maszyny transportowej z wykorzystaniem sterownika ACN

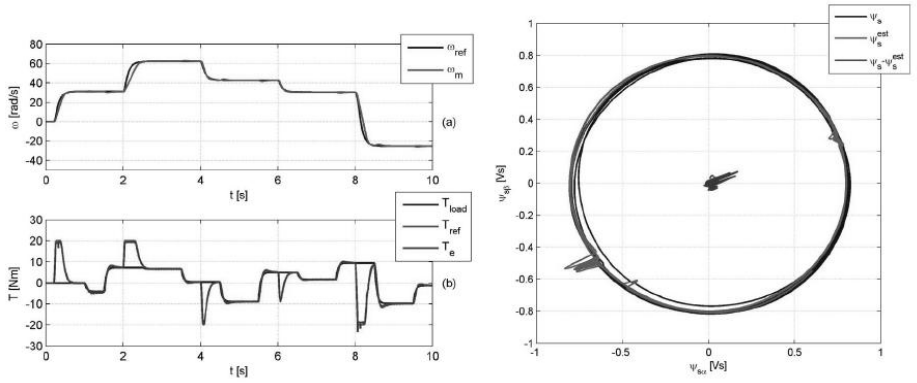
Sterowanie pracą maszyny wyciągowej zapewniające realizację określonych zadań przewozowych przy założonych czasach przejazdów i z jazdą ekonomiczną, sprowadza się do wyznaczenia zmian momentu elektromagnetycznego w funkcji drogi lub czasu cyklu oraz prędkości jazdy i przyspieszenia w funkcji drogi lub czasu trwania cyklu. Wielkości te nie powinny odbiegać od wartości zadanych, a straty energii występujące przy likwidacji odchyłek powinny być minimalne.



Rys.9. Schemat poglądowy regulatora fuzzy logic neuro set control



Rys.10. Schemat blokowy modelu symulacyjnego maszyny wyciągowej

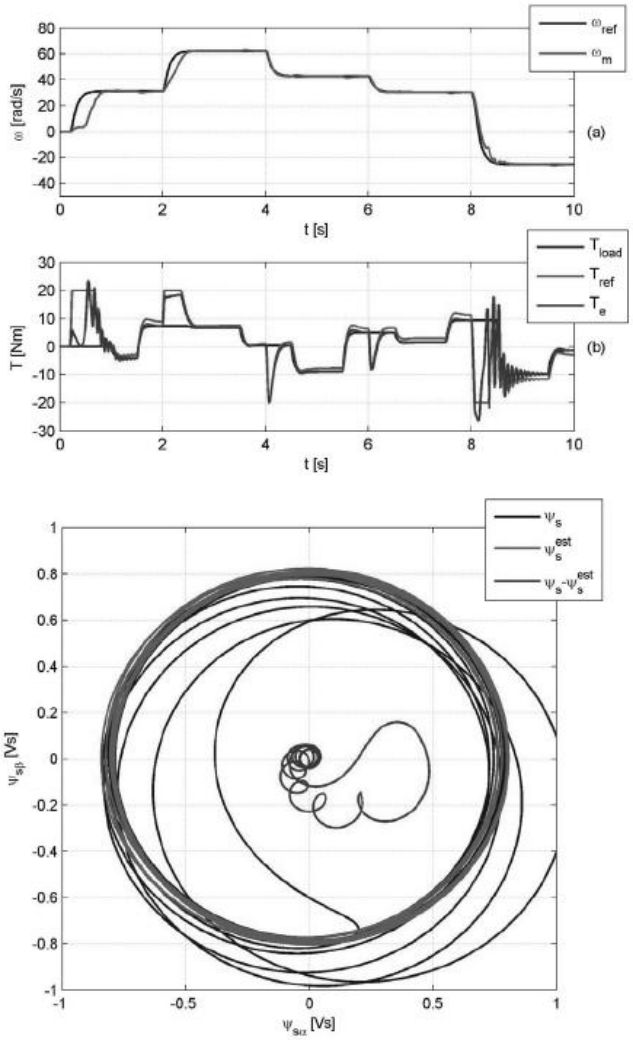


Rys.11. Przebiegi czasowe zmian prędkości obrotowej silnika oraz momentu napędowego przy prawidłowej pracy napędu maszyny wyciągowej

Cykl pracy maszyny wyciągowej zawiera okresy rozruchu, jazdy z prędkością ustaloną oraz hamowania zarówno elektrycznego, jak i mechanicznego. Zmiany czasowe wielkości decyzyjnych: moment napędowy, długość trasy,

prędkość jazdy, ciężar urobku, dają możliwość realizacji jazdy energo-oszczędnej przy zastosowaniu metod systemów ekspertowych oraz sterowania nadążnego silników napędowych maszyny.

Ze względu na złożoność procedur sterowania nadążnego [9, 10], zastosowano algorytm sterowania rozmytego z e sterownikiem sieci neuronowych II stopnia do wyznaczania wartości momentu elektromagnetycznego silnika napędowego maszyny. Schemat blokowy regulatora adaptacyjnego rozmytego opartego na modelu obiektu przedstawiono na rysunku 9. Przy opracowaniu werbalnego opisu zmiennych wejściowych i rozmytych reguł wnioskowania wykorzystuje się bazę wiedzy i bazę danych sterowania maszyn wyciągowych.



Rys.12. Przebiegi czasowe zmian prędkości obrotowej silnika oraz momentu napędowego przy awaryjnej pracy napędu maszyny wyciągowej

Obecnie stosowane są różne wersje regulatorów: regulator z komórkami TDLs (Time Delay Liner) na wejściu FFNN (Feed-Forward Neural Network), układ z powtarzaniem procesów, oraz sterowanie w czasie rzeczywistym. Można także zastosować układy z identyfikacją Wienera i aproksymacja liniową stanów dynamicznych oraz nieliniowa stanów statycznych. Na rysunku 10 przedstawiono schemat blokowy modelu matematycznego maszyny wyciągowej skipowej opracowany z wykorzystaniem programów: Matlab-Simulink i TCAD. Model symulacyjny wykorzystano do sprawdzenia poprawności nastaw regulatorów FLNS. Przykładowe wyniki obliczeń symulacyjnych przedstawiono na rysunkach 11 i 12. Wyniki obliczeń potwierdziły przydatność regulatorów ACN w układach sterowania maszyn wyciągowych.

6. Zakończenie

Zastosowanie systemów sterowania ekspertowego w układach sterowania, kontroli i diagnostyki maszyn wyciągowych wymaga wprowadzenia do poszczególnych obwodów dodatkowych czujników i przetworników pomiarowych, których sygnały wyjściowe umożliwią realizację sterowania optymalnego, bieżącą kontrolę stanu technicznego maszyny oraz wykrywanie ewentualnych stanów awaryjnych. Zastosowanie sterowania rozmytego pozwala uwzględnić w procesie sterowania maszyny wyciągowej sytuacje niejednoznaczne, w których trudno podjąć właściwą decyzję. Sterowanie rozmyte wymaga jednak wprowadzenia do układów sterowania układów mikroprocesorowych i specjalnego oprogramowania. Efekty ekonomiczne wprowadzenia metod sztucznej inteligencji bardzo korzystne dla normalnych warunków gospodarczych mogą jednak przynosić ograniczone korzyści w okresie transformacji.

Literatura

1. Dubois D., Guastavino C.: Cognitive evaluation of sound quality: Bridging the gap between acoustic measurements and meanings, Proceedings of 19th International Congress on Acoustics - ICA07, September 2-8 2007, Madrid, Spain.
2. Driankov D., Helledoom H., Reinfrank M.: Wprowadzenie do sterowania rozmytego WNT Warszawa 1996 r.
3. Głowacz Z., Zdrojewski A.: Analiza spektralna sygnałów silnika komutatorowego prądu stałego zasilanego ze źródła napięcia stałego, Przegląd Elektrotechniczny; 82 (2006) nr 11, 76–79.
4. Golden R. M.: Mathematical Methods for Neural Network analysis and Design, MIT Press, 1996.
5. Kowalski C. T.: Zastosowanie sztucznej inteligencji w diagnostyce silników indukcyjnych, Przegląd Elektrotechniczny; 82 (2006) nr 11, 53–58.

6. Pasko M., Walczak J.: Teoria Sygnałów, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2007.
7. Szklarski L, Zarudzki J.: Maszyny wyciągowe. PWN Warszawa. 2000 r.
8. Szymański Z.: Zastosowanie metod sztucznej inteligencji w układach sterowania maszyn wyciągowych. KOMTECH'2003, Szczyrk, listopad 2003 r.
9. Oleksy A., Szymański Z.: Nowoczesne metody sterowania i diagnostyki maszyn wyciągowych z wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji. Materiały Konferencyjne Transport Szybowy 2009r, Szczyrk, wrzesień, 2009 r.
10. Tadeusiewicz R.: Sieci Neuronowe, Akademicka Oficyna Wydawnicza, Warszawa 1993.
11. Żurada J. M.: Introduction to Artificial Neural Systems, PWS Publishing Company, 1992.
12. Yoshii K., Goto M., and Okuno H.G.: Drum Sound Recognition for Polyphonic Audio Signals by Adaptation and Matching of Spectrogram Templates With Harmonic Structure Suppression, IEEE Transactions on Audio, Speech, and Language Processing, Vol. 15, No. 1, January 2007, 333-345.

Hydrauliczne zespoły sterowniczo-zasilające tarczowych hamulców maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych – nowe rozwiązania techniczne

Mariusz Kiercz, Marek Szczygieł - Specjalistyczny Urząd Górniczy, Katowice

1. Wstęp

Górnicze wyciągi szybowe są jednymi z podstawowych obiektów zakładu górniczego, realizującymi funkcje transportu pionowego (jazda ludzi, ciągnienie urobku, transport materiałów, urządzeń, narzędzi, realizacja transportu pomocniczego).

W tabeli 1 zaprezentowano porównawcze zestawienie wartości charakterystycznych danych z roku 1996 oraz 2012.

Zestawienie danych z roku 1996 i 2010 (Źródło: opracowanie własne)

Tabela 1

Rok	*Masa transportowanej kopaliny [mln ton]*	*Liczba osób/dobę [tys.]*	*Łączna liczba górniczych wyciągów szybowych*	*Max głębokość szybów [m]*	*Max prędkość jazdy [m/s]*	*Max ładowność naczyń wyciągowych [Mg]*	*Grupa I – liczba/% górn. wyc. szybowych zbudowanych przed 1945 r.*	*Grupa II – liczba/% górn. wyc. szybowych zbudowanych w okresie 1945-1972*	*Grupa III – liczba/% górn. wyc. szybowych zbudowanych po 1972 r.*
1996	*200*	*200*	*570*	*1250*	*20*	*30*	*129* 23%	*328* 57%	*113* 20%
2012	*111*	*90*	*324*	*1250*	*20*	*40*	*32* 10%	*233* 72%	*59* 18%

Jednym z elementów niezbędnych dla prawidłowego funkcjonowania górniczego wyciągu szybowego jest maszyna wyciągowa, a wraz z nią układ hamulcowy, realizujący hamowanie manewrowe i hamowanie bezpieczeństwa [2, 3, 4]. W ostatnim okresie w sposób znaczący zmieniła się zarówno ich budowa, jak i realizowane przez nie funkcje. Możliwość stosowania przy ich konstruowaniu indywidualnych rozwiązań, dopuszczanych do stosowania w podziemnych zakładach górniczych, pozwoliło producentom na budowę zespołów ściśle dostosowanych do specyfiki wyciągu szybowego, w którym będą eksploatowane. Wykorzystanie przy budowie nowoczesnych rozwiązań opartych o technikę cyfrową z zastosowaniem swobodnie programowalnych sterowników PLC umożliwia postawienie przed wyciągiem szybowym nowych zadań w ruchu zakładu górniczego. Omówienie wymagań prawnych oraz technicznych dla hydraulicznych zespołów sterowniczo-zasilających tarczowych hamulców maszyn wyciągowych oraz prezentacja przykładowych rozwią-

zań wykonanych w ostatnich latach może być pomocna przy planowaniu w zakładach górniczych budowy tego typu urządzeń oraz przyczynić się do stosowania przy projektowaniu nowatorskich rozwiązań, a nie tylko na odtworzeniu dotychczasowych funkcji zrealizowanych w oparciu o nowe podzespoły.

2. Wymagania prawne

Załącznik nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.), w związku z art. 224 ustawy Prawo geologiczne i górnicze z dnia 9 czerwca 2011 r. (Dz. U. Nr 163, poz. 981 oraz z 2013 r. poz. 21) - „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia" [1], określa następujące wymagania odnośnie hydraulicznych zespołów sterowniczo-zasilających hamulców tarczowych maszyn wyciągowych:

1.1.6.3.14. Zespół sterowniczy powinien być tak zbudowany, aby zapewniał:

1) przygotowanie medium zasilającego o odpowiednich parametrach;
2) regulację siły hamowania w pełnym zakresie, z wyjątkiem przypadków, w których dozwolono stosowanie nieregulowanego momentu hamowania manewrowego;
3) niezawodność hamowania bezpieczeństwa równorzędną co najmniej niezawodności właściwej dla zastosowania dwóch niezależnych od siebie rozdzielaczy tak połączonych, aby w przypadku niezadziałania jednego z nich nie został zakłócony przebieg hamowania bezpieczeństwa;
4) zasygnalizowanie na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej niezadziałania któregokolwiek z rozdzielaczy i uniemożliwienie przywrócenia stanu gotowości hamulca;
5) kontrolę nastaw ciśnień medium zasilającego i kontrolę efektów sterowania.

Ponadto określono wymagania dla zrealizowania wariantowego (zróżnicowanego) hamowania bezpieczeństwa:

1.1.6.4.6. W przypadku stosowania zróżnicowanego momentu hamowania bezpieczeństwa, wybór wariantu hamowania bezpieczeństwa powinien być dokonywany w powiązaniu z odpowiednimi układami wyboru rodzaju pracy maszyny wyciągowej, a w maszynach wyciągowych jednokońcowych wybór wariantu hamowania bezpieczeństwa powinien następować także samoczynnie

w zależności od kierunku obrotów bębna nawojowego. Uszkodzenia układu wyboru momentu hamowania bezpieczeństwa powinny być wykrywane i powodować hamowanie bezpieczeństwa.

Jednocześnie przewidziano możliwość realizowania hamowania bezpieczeństwa regulowanym momentem hamowania (zmiennym lub narastającym):

1.1.6.4.7. W przypadku stosowania hamowania bezpieczeństwa momentem hamującym regulowanym powinien być kontrolowany przebieg opóźnienia hamowania. Uszkodzenia układu kontroli opóźnień hamowania powinny być wykrywane i powodować hamowanie bezpieczeństwa.

W dalszej części przedstawiono rozwój zespołów sterowniczo-zasilających i realizowanych funkcji sterowniczych oraz zabezpieczeń nadzorujących poprawność pracy hamulca maszyny wyciągowej.

3. Zespół sterowniczo-zasilający H-C MWM-3

Zespół wyposażony jest w dwie jednostki pompowe, pracujące zamiennie. Hamowanie bezpieczeństwa realizowane jest ze stałym momentem (1 wartość ciśnienia resztkowego) [5].

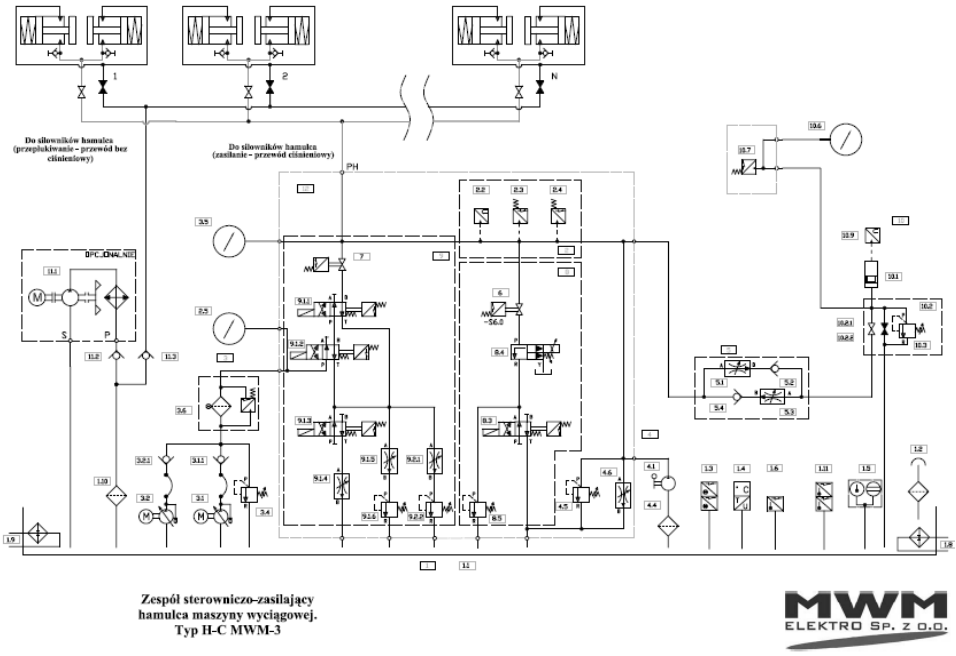
Na rysunku 1 przedstawiono schemat hydrauliczny zespołu. Realizując wymagania przepisów, zastosowano posobny układ rozdzielaczy w podzespole hamowania bezpieczeństwa.

Rozdzielacze ustawione w pozycji wymuszonej cewką, odcinają zawory przelewowe odpowiedzialne za utrzymanie ciśnienia resztkowego i dopełnienie do pełnej siły hamującej. Należy jednak podkreślić, iż to rozwiązanie obarczone jest mankamentem polegającym na fakcie, iż w przypadku prawidłowej pracy zespołu, olej spływa ciągle jedną drogą, stan drogi asekuracyjnej jest niewiadomy, o jej skuteczności można przekonać się dopiero w stanie awaryjnym lub w czasie symulowanych stanów awaryjnych. Ważną cechą jest utworzenie niezależnej drogi hamowania manewrowego, równoległa droga spływu jest ciągle czynna, z możliwością asekuracji hamowania bezpieczeństwa przez maszynistę wyciągowego.

Instalacja hydrauliczna może zostać wykonana w sposób umożliwiający przepłukiwanie siłowników, jednak wymagane jest w tym momencie wykonanie operacji udrożnienia dróg przepływu.

Układ sterowania i zabezpieczeń zbudowany został w oparciu o programowalne sterowniki przemysłowe (rys. 2). Oba sterowniki niezależnie od siebie dokonują analizy pobranych sygnałów, w tym inicjujących proces awaryjnego zatrzymania napędem lub powodujących blokadę maszyny. Zebrane dane porównywane są za pomocą komunikacji zrealizowanej za pomocą magistrali

dwukierunkowej. W przypadku wystąpienia niezgodności jednostki PLC generują sygnał błędu. Decyzja o zainicjowaniu zatrzymania awaryjnego lub o blokadzie maszyny jest podejmowana niezależnie przez każdy ze sterowników na podstawie jego własnych danych, a jej skutkiem jest odwzbudzenie przekaźnika wyjściowego, przynależnego do danego sterownika. Styki przekaźników pobudzonych przez obydwa sterowniki połączone są szeregowo, zatem decyzja o zainicjowaniu awaryjnego zatrzymania napędem lub blokadzie maszyny podjęta przez dowolny ze sterowników zostanie zrealizowana, a ewentualna niezgodność podjętych przez sterowniki decyzji zostanie wykryta dzięki kontroli stanów przekaźników wyjściowych, powodując blokadę maszyny wyciągowej od utraty redundancji.

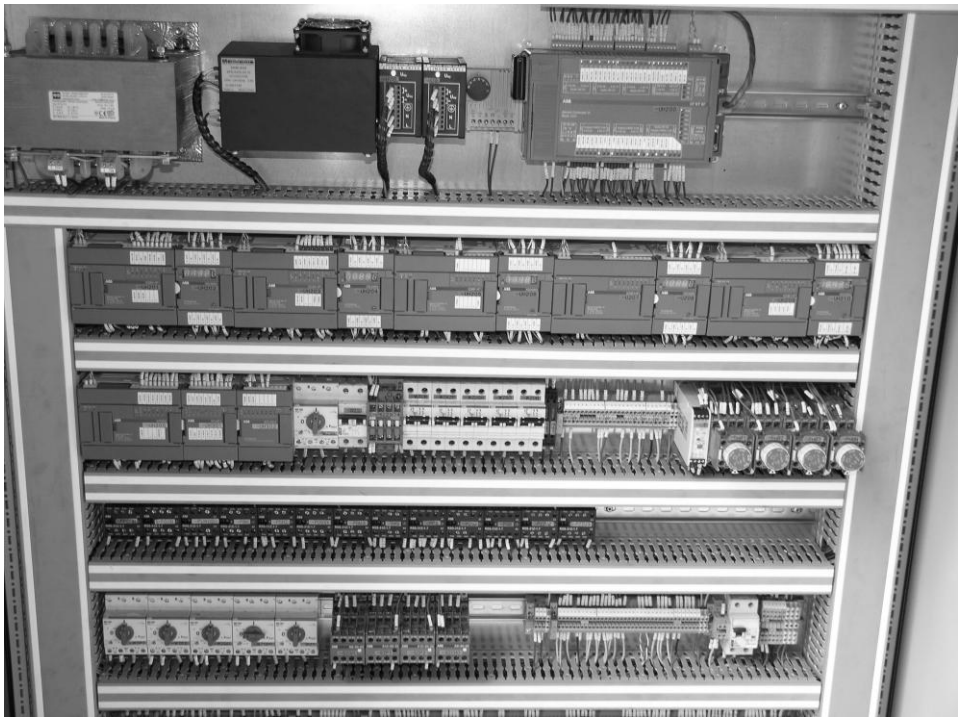


Rys.1. Schemat hydrauliczny zespołu H-C MWM-3

Dla zapewnienia bezpieczeństwa pracy zastosowanych magistrali teleinformatycznych, zrealizowano kontrolę zarówno ich ciągłości jak i jakości transmitowanych informacji. Kontrola ta przeprowadzana jest równocześnie na trzech poziomach:

– poziom sprzętowy – kontrola polegająca na wykorzystaniu słów statusowych generowanych samoczynnie przez system operacyjny nadzorujący moduły komunikacyjne, zawarte zarówno w jednostkach centralnych, jak i w samodzielnych modułach komunikacyjnych; programowe wykorzystanie tych słów lub ich poszczególnych bitów pozwala na wykrycie stanów niepoprawnych i zrealizowanie odpowiedniej reakcji,

- poziom programowy producenta sterowników – to bieżąca kontrola aktywności jednostek podrzędnych (slave), poprzez oczekiwanie na ich odpowiedzi na wysyłane przez jednostkę główną (master) żądania przesyłu danych,
- kontrola programowa, zrealizowana przez użytkownika jako podprogramy kontrolne; procedura polega na przesyłaniu magistralą określonego słowa kontrolnego i buforowaniu go w pamięci sterownika, słowo to jest kilka razy w ciągu sekundy „zerowane" przez sterownik; jeżeli w określonym czasie słowo kontrolne nie zostanie odświeżone przez aktywną transmisję i ustawione na poprawną wartość, będzie to oznaczało uszkodzenie magistrali komunikacyjnej.



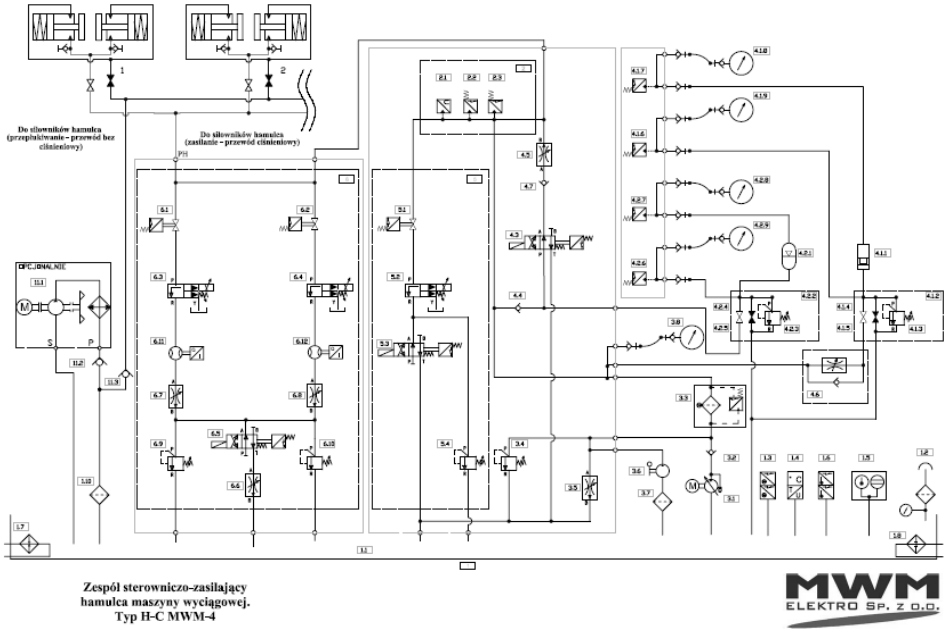
Rys.2. Wyposażenie elektryczne zespołu sterowniczo-zasilającego

Ponadto zrealizowano zabezpieczenie programowe poprzez zaprogramowanie w każdym z dwóch sterowników generatora fali prostokątnej o częstotliwości około 1 Hz i współczynniku wypełnienia 1:1. Tak uzyskany sygnał wyprowadzany jest na zewnątrz poprzez wyjście cyfrowe, a stamtąd przewodowo wprowadzany jest na wejście cyfrowe drugiego sterownika. W każdym ze sterowników przeprowadzane jest programowa analiza, stwierdzająca, czy wejście cyfrowe cyklicznie zmienia swój stan z wysokiego na niski i odwrotnie. Tolerancja czasowa układu kontrolnego jest o kilkanaście procent większa niż spodziewany cykl taktowania, w tym przypadku 500 ms.

Brak zmian (zawieszenie się stanu wejścia cyfrowego) świadczy o przerwie w pracy nadzorowanego sterownika lub drastycznym wydłużeniu się czasu obiegu pętli programowej i traktowany jest jako awaria.

4. Zespół sterowniczo-zasilający H-C MWM-4

Na rysunku 3 przedstawiono schemat hydrauliczny kolejnego rozwiązania technicznego zespołu sterowniczo-zasilającego. Zespół umożliwia zmienny (regulowany) moment hamujący, zapewniając hamowanie ze stałym opóźnieniem niezależnie od wielkości i kierunku działania nadwagi. Uzyskiwane wartości opóźnienia w czasie hamowania są mniejsze od wartości hamowania stałym momentem. Taki rodzaj zatrzymania awaryjnego hamulcem mechanicznym jest realizowany poza drogami zwalniania naczyń wyciągowych, wynikającymi z przyjętej krzywej jazdy. W czasie hamowania bezpieczeństwa jednostki pompowe pracują, zapewniając utrzymanie ciśnienia oleju hydraulicznego w układzie hamulcowym. W odróżnieniu od rozwiązań innych producentów, możliwe jest również zwiększenie ciśnienia medium hamulcowego w czasie hamowania bezpieczeństwa, dzięki czemu moment hamowania jest regulowany, a nie tylko zwiększany [5].

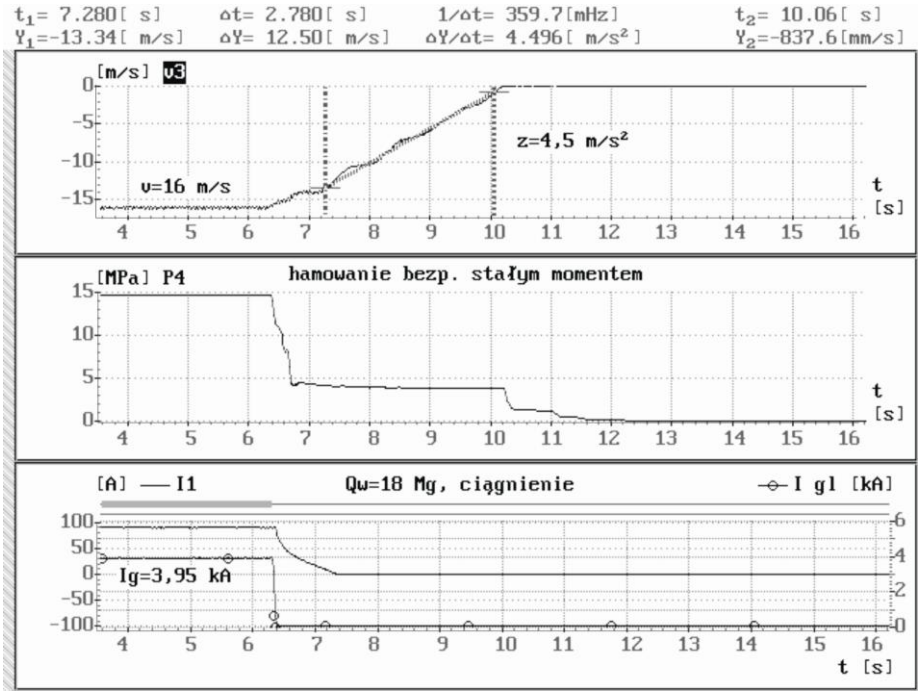


Rys.3. Schemat hydrauliczny zespołu H-C MWM-4

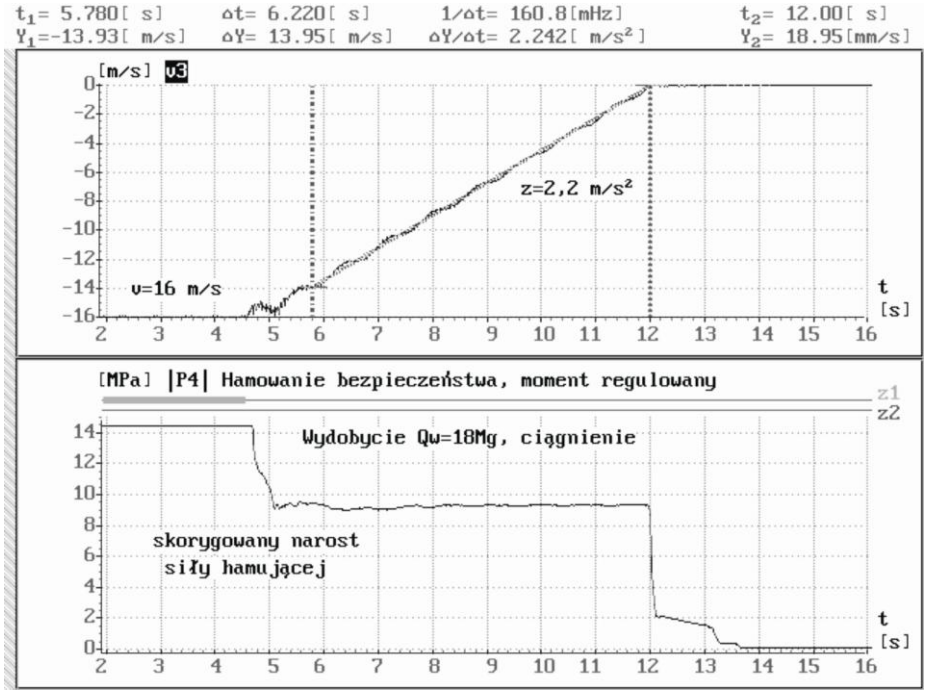
Zastosowanie dwóch równoległych dróg spływu oleju w podzespole hamowania bezpieczeństwa z wykorzystaniem zaworów proporcjonalnych, pozwala na płynną regulację ciśnienia oleju. Regulator PI zaimplementowany

w programie sterowników PLC, w oparciu o aktualną wartość opóźnienia, wyznacza napięcie dla zaworów proporcjonalnych dla wytworzenia ciśnienia oleju wymaganego dla zrealizowania opóźnienia hamowania bezpieczeństwa. Z uwagi na zastosowanie zaworów proporcjonalnych, a nie przestawianych rozdzielaczy, kontrolę przepływu oleju zrealizowano za pomocą przepływomierzy elektronicznych. Asekuracja hamowania bezpieczeństwa drogą manewrową możliwa jest ze stałym momentem hamującym.

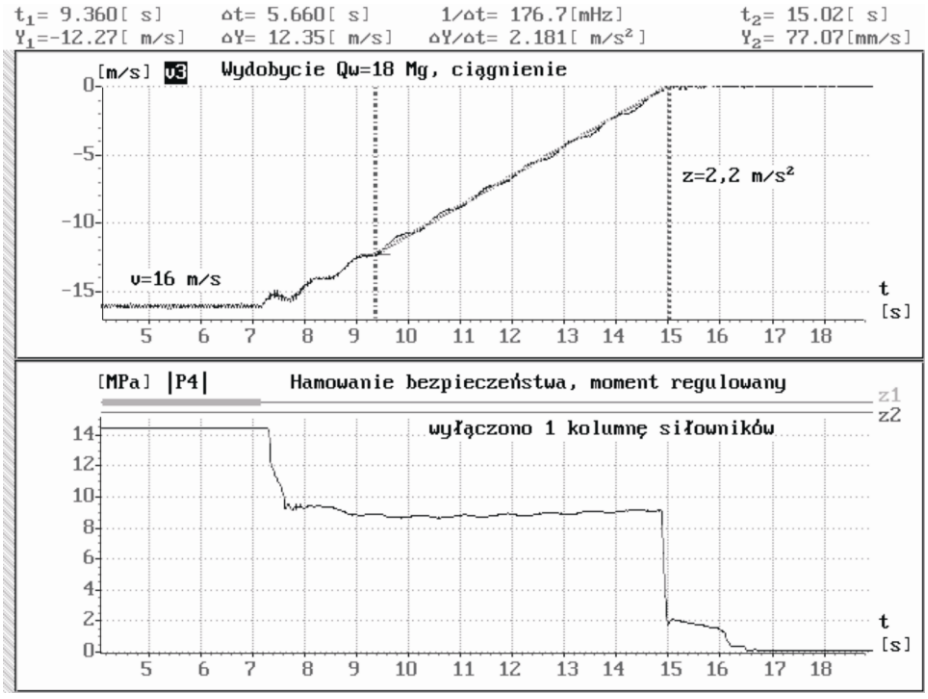
Na rysunkach 4 do 11 przedstawiono zarejestrowane przebiegi hamowania bezpieczeństwa w warunkach symulowanych stanów ruchowych i awaryjnych. Zespół zapewnia realizację hamowania ze stałym opóźnieniem, jednak moment osiągnięcia wymaganego opóźnienia jest różny dla poszczególnych zaprezentowanych przypadków. Uzyskiwanie zaprogramowanego opóźnienia może być również mylące dla obsługi wyciągu szybowego w warunkach zmieniającej się skuteczności działania elementów wykonawczych układu hamulcowego. Należy pamiętać, iż niewystarczające jest poprzestanie na określeniu opóźnienia hamowania bezpieczeństwa, lecz należy porównywać wartości ciśnienia oleju hydraulicznego, które wystąpiły w czasie hamowania bezpieczeństwa. Uzyskiwanie stałego opóźnienia niezależnie od wartości i kierunku działania nadwagi jest korzystne dla pracy lin wyciągowych, zawieszeń i naczyń wyciągowych, pozwala również na szybsze wznowienie ruchu wyciągu po awaryjnym zatrzymaniu ze względu na mniejsze zjawiska dynamiczne występujące przy hamowaniu zmniejszoną wartością momentu hamującego.



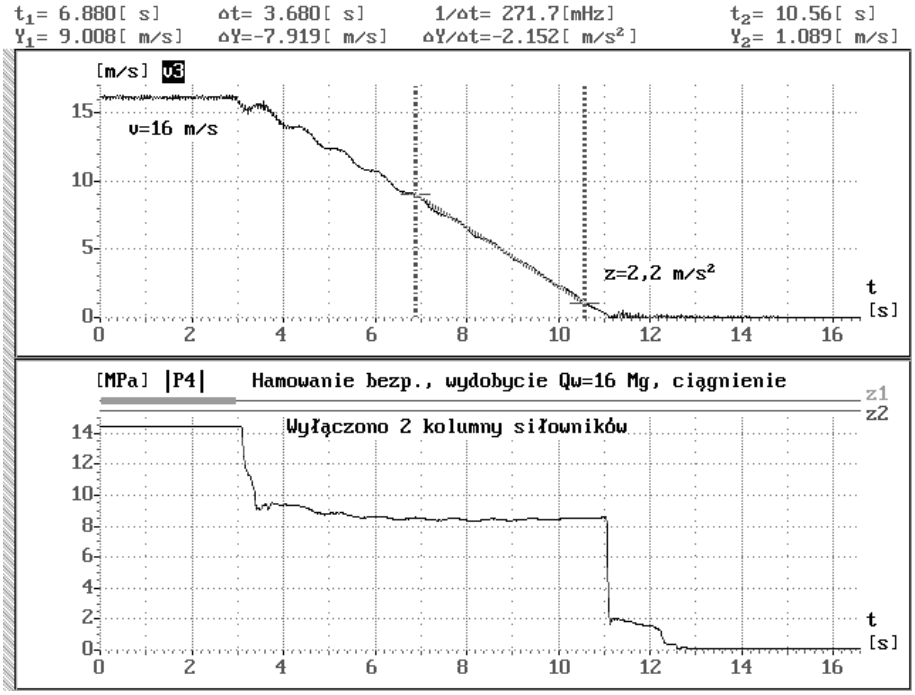
Rys.4. Hamowanie bezpieczeństwa zrealizowane stałym momentem



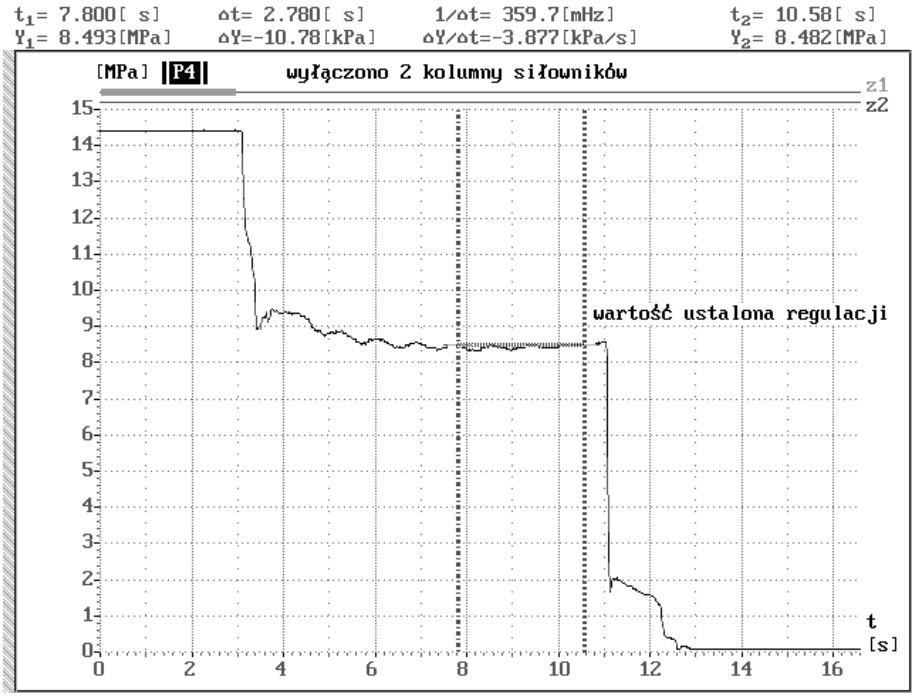
Rys.5. Hamowanie bezpieczeństwa – zmienny moment



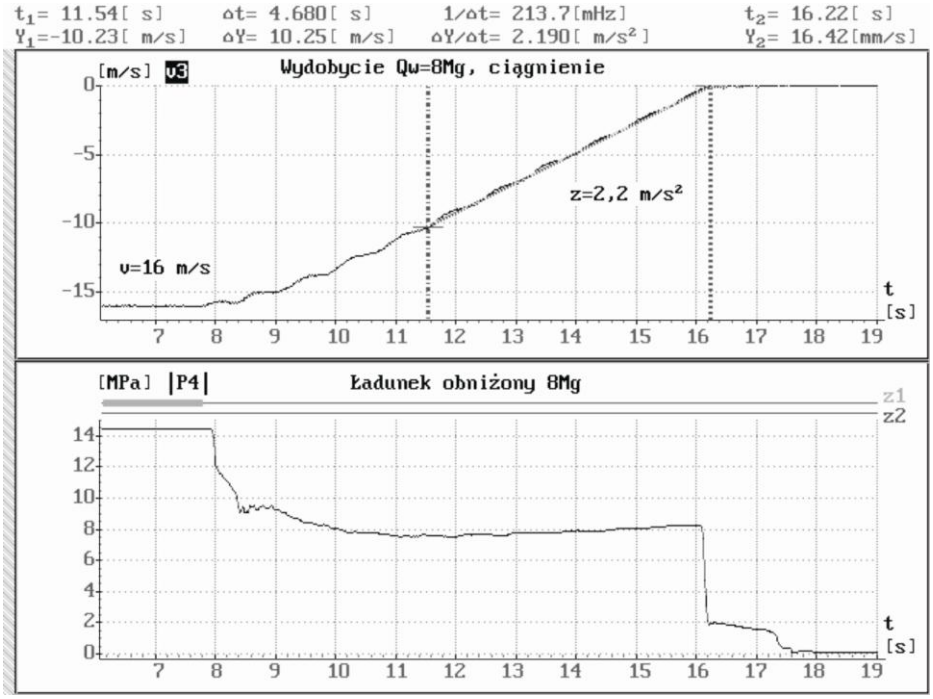
Rys.6. Hamowanie bezpieczeństwa w warunkach obniżonej skuteczności hamulca



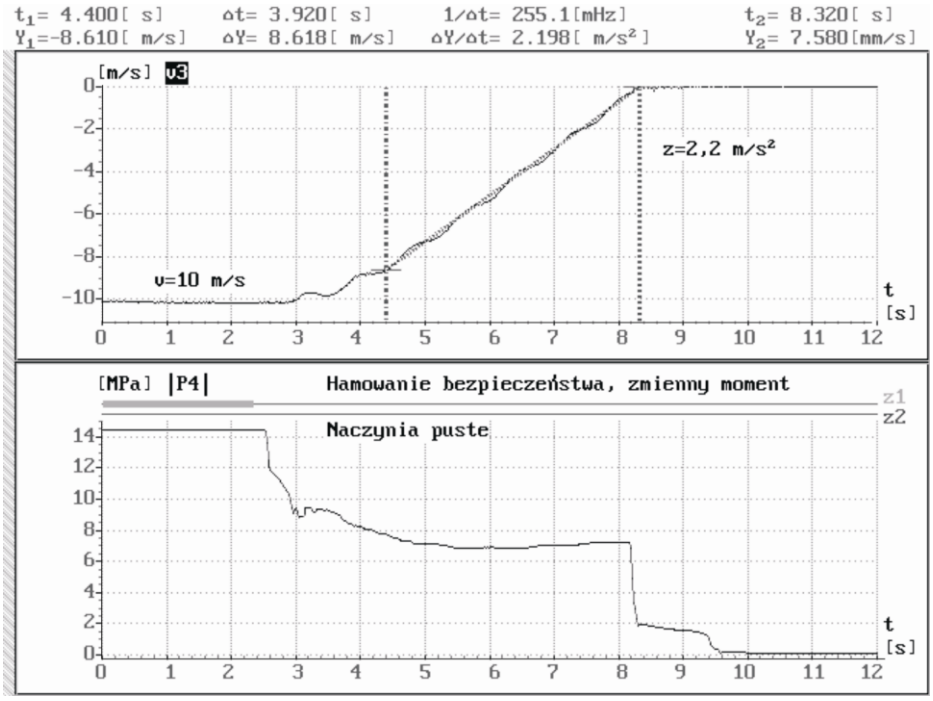
Rys.7. Hamowanie bezpieczeństwa w warunkach obniżonej skuteczności hamulca



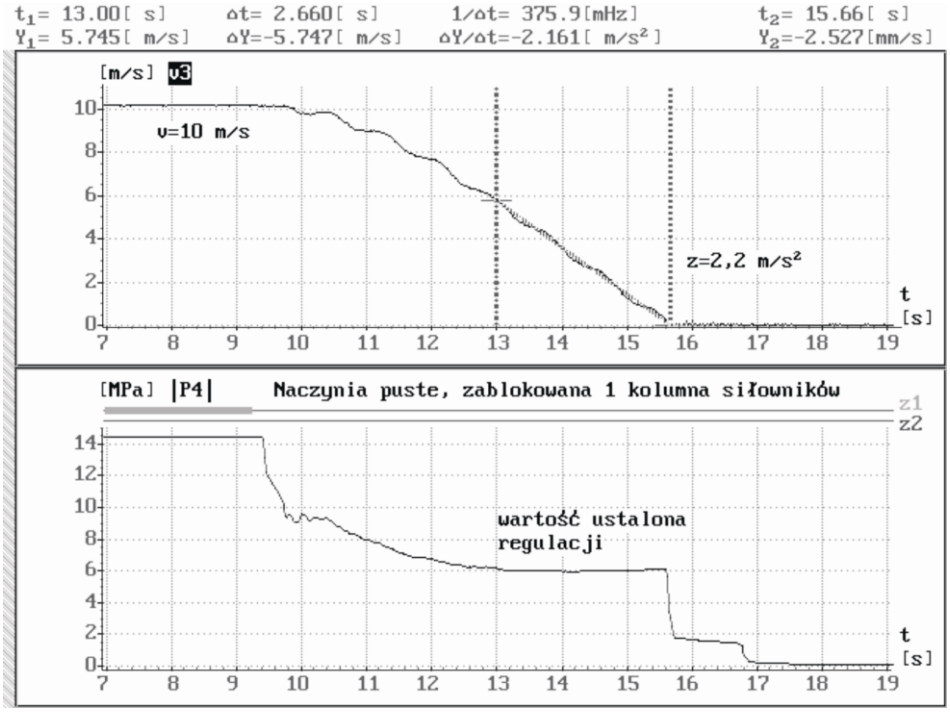
Rys.8. Ciśnienie oleju w instalacji hydraulicznej hamulca



Rys.9. Hamowanie bezpieczeństwa w przypadku obniżonego ładunku w skipie



Rys.10. Hamowanie bezpieczeństwa – jazda z pustymi naczyniami

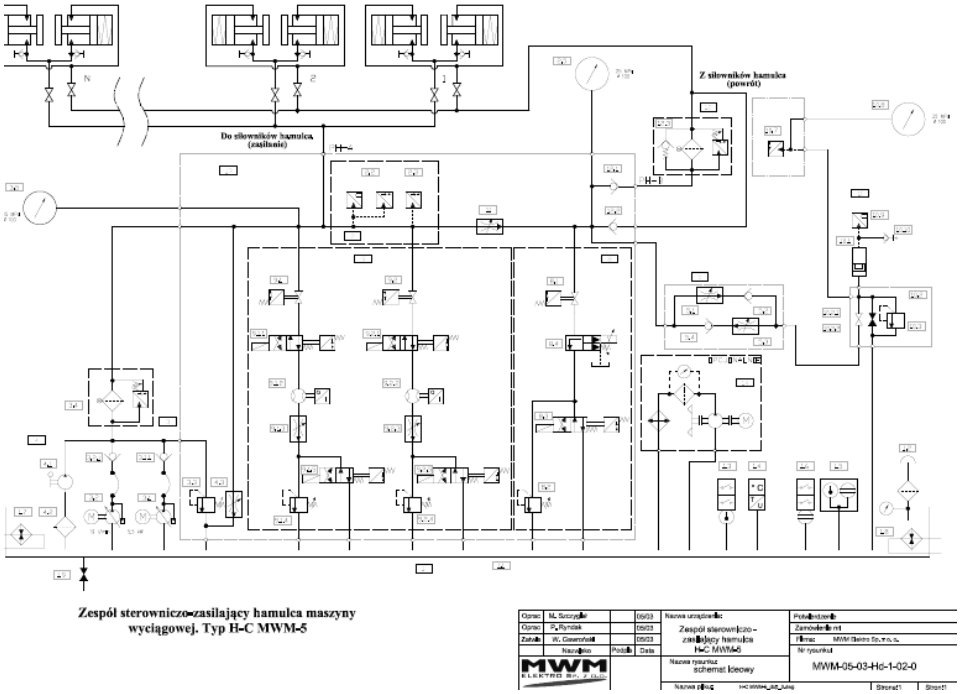


Rys.11. Hamowanie bezpieczeństwa – jazda z pustymi naczyniami w warunkach obniżonej skuteczności działania hamulca

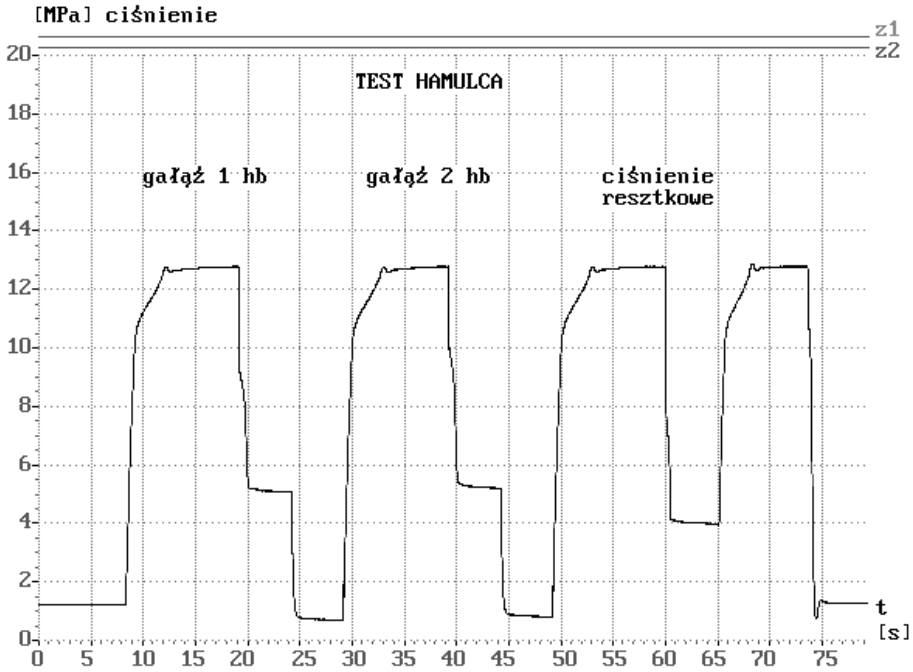
5. Zespół sterowniczo-zasilający H-C MWM-5

Na rysunku 12 przedstawiono schemat hydrauliczny rozwiązania technicznego zespołu sterowniczo-zasilającego realizującego hamowanie bezpieczeństwa stałym momentem. Stworzono dwie równoległe drogi spływu oleju w podzespole hamowania bezpieczeństwa [5].

Kontrola przepływu oleju (drożność dróg spływu) realizowana jest za pomocą przepływomierzy elektronicznych. Cechą szczególną jest możliwość obiegowego zasilania siłowników hydraulicznych wraz z dodatkową filtracją oleju powracającego z siłowników do zespołu. Instalacja hydrauliczna zapewnia rozprowadzenie oleju hydraulicznego przez wszystkie komory siłowników hydraulicznych, znacząco poprawiając warunki pracy elementów tworzących tarczowy hamulec maszyny wyciągowej. Powierzchnia rurek instalacji ciśnieniowej pozwala na skuteczne ochłodzenie oleju w okresie letnich upałów, z kolei zimą pozwala na uzyskanie odpowiedniej temperatury całej objętości oleju, a nie tylko zgromadzonego w zbiorniku agregatu hydraulicznego.



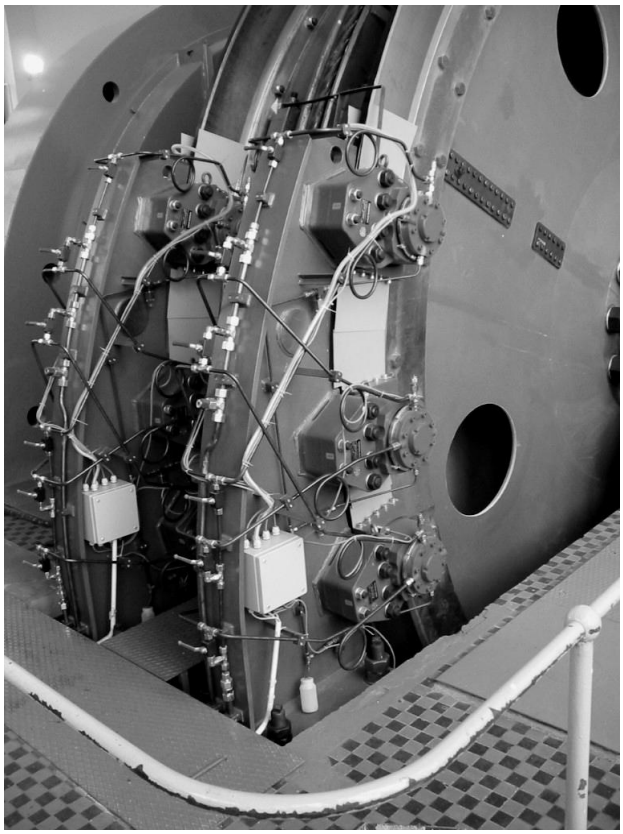
Rys.12. Schemat hydrauliczny zespołu H-C MWM-5



Rys.13. Przebieg programowego testu zespołu H-C MWM-5

System sterowania, również zrealizowany w oparciu o sterowniki programowalne PLC, przewiduje sekwencyjną kontrolę poprawności spływu oleju w podzespole hamowania bezpieczeństwa przy pracy w sterowaniu automatycznym maszyny wyciągowej. W tym celu, podczas dojazdu naczyń wyciągowych do stacji końcowej, naprzemiennie wysterowane są gałęzie hamowania bezpieczeństwa i kontrolowane jest uzyskane ciśnienie oraz występujący w tych warunkach przepływ oleju (kontrola drożności dróg spływu). Negatywna ocena skutkuje zablokowaniem odjazdu ze stacji końcowej. W ten sposób umożliwiono identyfikację ewentualnego uszkodzenia bez konieczności wykonywania dodatkowych czynności kontrolnych i stwarzania określonych warunków do ich przeprowadzenia.

Producent stworzył możliwość programowego testu hamulca, pozwalającego na szybką identyfikację uszkodzenia (rys. 13). Dla zobrazowania informacji o wypracowanych przez system sterowników PLC stanach logicznych, wykorzystano wizualizację zbudowaną w oparciu o platformę ASIX. Widok instalacji hydraulicznej z możliwością przepłukiwania siłowników przedstawiono na rysunku 14.



Rys.14. Instalacja hydrauliczna z możliwością przepłukiwania siłowników

6. Podsumowanie

Zaprezentowane rozwiązania techniczne zespołów sterowniczo-zasilających tarczowych hamulców maszyn wyciągowych są przykładem rozwoju zarówno konstrukcji zespołów agregatów hydraulicznych, jak i sposobu ich sterowania oraz realizowania zabezpieczeń. Zastosowanie swobodnie programowalnych sterowników PLC pozwala na modyfikację działania zespołów przy stosunkowo niskich nakładach inwestycyjnych. Aktualnie najbardziej rozpowszechnione są zespoły sterowniczo-zasilające umożliwiające dwuwariantowe hamowanie bezpieczeństwa (dwie wartości momentu hamującego, większa wartość występuje podczas opuszczania nadwagi większej niż przyjęty próg przełączania). Zespoły wyposaża się w możliwość programowej realizacji grawitacyjnego opuszczania nadwagi w celu umożliwienia ewakuacji ludzi z naczyń wyciągowych zatrzymanych w szybie wskutek awarii maszyny wyciągowej, bez konieczności zabudowy dodatkowego wyposażenia w maszynie wyciągowej.

W czasie działania procedury awaryjnego opuszczania nadwagi cały czas pozostaje w gotowości gałąź hamowania manewrowego, tak więc maszynista wyciągowy poprzez wychylenie dźwigni sterowania hamulcem, tak jak w czasie normalnej pracy, może w każdym momencie skutecznie zahamować maszynę. W tym trybie wychylenie dźwigni sterowania hamulca manewrowego do pozycji odhamowanej nie powoduje odhamowania maszyny wyciągowej, co przy braku momentu elektrycznego a przy istniejącym momencie obciążenia skutkowałoby niekontrolowanym ruchem linopędni. Przyjęto, że możliwa jest przez maszynistę tylko regulacja ciśnienia oleju poprzez jego zmniejszenie, a nie zwiększanie, powodujące odhamowanie maszyny wyciągowej. Nadrzędnym systemem regulacji ciśnienia jest wypracowany sygnał regulatora jazdy, skojarzony z pozycją wychylenia dźwigni sterowania prędkości (ster jazdy). Podczas grawitacyjnego opuszczania nadwagi do regulacji ciśnienia wykorzystywany jest regulator proporcjonalny. Sterowanie regulatora odbywa się z wykorzystaniem zamkniętej pętli regulacji prędkości, porównującej prędkość zadaną dźwignią steru jazdy z prędkością rzeczywistą wyznaczoną na podstawie sygnałów z impulsatora sprzężenia prędkościowego. W zamkniętej pętli regulacji prędkości realizowane jest takie wysterowanie ciśnienia oleju w instalacji, aby skutecznie zrealizować prędkość zadaną przez maszynistę wyciągowego za pomocą steru jazdy. Maszyna wyciągowa została w ten sposób „wyposażona" w „quasi-mechaniczny" regulator jazdy zrealizowany programowo, pozwalający na zrealizowanie założonej prędkości jazdy z opuszczaną nadwagą w sposób niezależny od maszynisty wyciągowego, ale jednocześnie w pełni przez niego kontrolowany. Płynne zadawanie prędkości opuszczania dźwignią steru jazdy, ciągła możliwość użycia hamowania manewrowego w celu dohamowania maszyny wyciągowej powodują, iż nawet w warunkach stresu wywołanego stanem awaryjnym związanym z zatrzymaniem jazdy ludzi,

maszynista wyciągowy jest w stanie zrealizować zadanie ewakuacji ludzi uwięzionych w szybie.

W celu zapewnienia możliwości przeprowadzenia procedury grawitacyjnego opuszczania nadwagi nawet w warunkach całkowitego zaniku zasilania maszyny wyciągowej, producenci zespołów rozbudowują instalację hydrauliczną o urządzenia, zasilane z lokalnych agregatów prądotwórczych, zdolne do wytworzenia ciśnienia oleju niezbędnego do odhamowania maszyny wyciągowej i zapewnienia kontrolowania procesu opuszczania nadwagi.

W przyszłych rozwiązaniach konstrukcyjnych wydaje się celowym doskonalenie zagadnienia określonego w cytowanym załączniku nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.) [1]:

1.1.4.5.3. Przebieg momentu elektrodynamicznego napędu maszyny wyciągowej, występujący w czasie jej hamowania bezpieczeństwa, powinien zapewnić:

1) w przypadku napędu z silnikiem elektrycznym prądu stałego, zasilanym z przekształtnika tyrystorowego - spadek momentu napędowego zbliżony w czasie do narastania mechanicznego momentu hamującego, z wyjątkiem przypadków, w których ze względu na możliwość uszkodzeń w układzie napędowym lub zakłóceń w układzie sterowania niezbędne jest odcięcie zasilania silnika;
2) w przypadku napędu z silnikiem elektrycznym prądu stałego zasilanym w układzie Leonarda z nierozwieranym obwodem głównym - maksymalnie szybki zanik momentu napędowego, z uwzględnieniem dostatecznej ochrony przepięciowej uzwojeń, a równoczesny spadek momentu napędowego i narastanie mechanicznego momentu hamującego powinny być rozciągnięte do granic przedziałów czasowych określonych w pkt. 1.1.6.2.18.

Dla zapewnienia optymalnego przebiegu procesu hamowania bezpieczeństwa, zanik momentu elektrodynamicznego silnika wyciągowego powinien być skojarzony z narostem momentu hamującego, a nie wynikać jedynie z przestawienia elementów wykonawczych obwodu bezpieczeństwa.

Literatura

1. Załącznik nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.), w związku z art. 224

ustawy Prawo geologiczne i górnicze z dnia 9 czerwca 2011 r. (Dz. U. Nr 163, poz. 981 oraz z 2013 r. poz. 21) - „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia".

2. Ocena maszyn wyciągowych na podstawie ich wyposażenia i zastosowanych rozwiązań technicznych – J. Cholewa, P. Hałupczok, J. Małecki, A. Oleksy - IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Linowy", Szczyrk 17-19.09.2007 r.
3. Monografia pod redakcją J. Hansela pt. „Metodyka kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich zakładach górniczych – rozdział 5.- Syntetyczna ocena poziomu technicznego i określenie kierunków modernizacji górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych w Polsce" – J. Hansel, J. Koczwara, J. Krajczok, A. Zygmunt – Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt 40.
4. Niezawodność i bezpieczeństwo systemów maszynowych transportu pionowego – wyniki wybranych prac naukowych Katedry Transportu Linowego AGH – J. Hansel - IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Linowy", Szczyrk 17-19.09.2007 r.
5. Dokumentacje techniczno-ruchowe zespołów sterowniczo-zasilających H-C MWM 3, 4 i 5.

Nowe rozwiązania techniczne w urządzeniach sygnalizacji szybowej

Adam Granieczny - OPA-ROW sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

Urządzenia sygnalizacji szybowej są jednymi z podstawowych urządzeń wchodzących w skład każdego wyciągu szybowego. Ich zadaniem jest zabezpieczenie i sterowanie pracą wyciągu szybowego traktowanego jako jedno urządzenie z rozproszonymi na poszczególnych stanowiskach i poziomach punktami sterowania.

Nowe rozwiązania urządzeń sygnalizacji szybowych wykorzystują wyłącznie sterowniki programowalne jako jednostki realizujące logikę sterowania urządzenia oraz sieci teleinformatyczne jako łącze pomiędzy sterownikiem a elementami sterującymi stanowisk w szybie. Poszczególne poziomy i stanowiska są łączone nowoczesnymi kablami szybowymi hybrydowymi zapewniającymi jednocześnie zasilanie, transmisję danych i łączność szybową pomiędzy maszyną a stanowiskami.

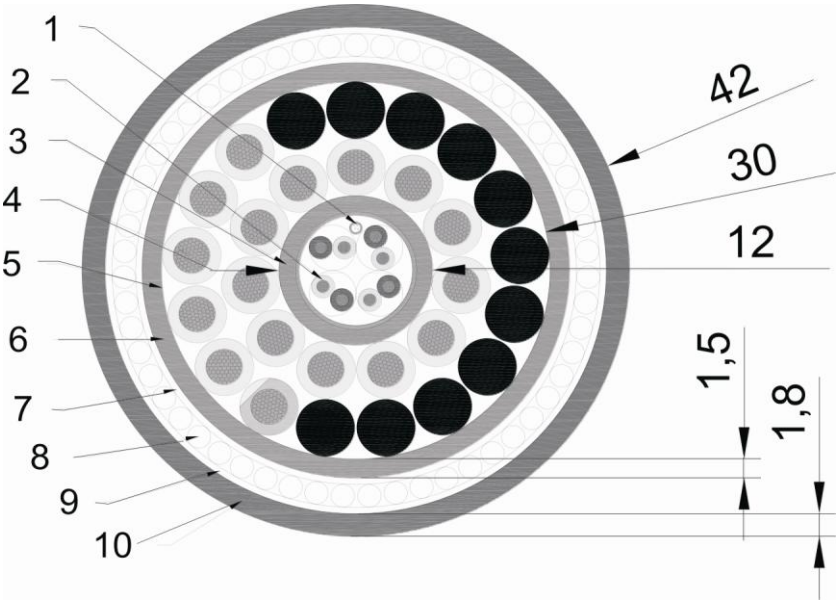
2. Kable szybowe hybrydowe

Urządzenia sygnalizacji szybowej z uwagi na rozmieszczone na całej długości szybu punkty sterowania, wymagają instalowania wzdłuż całego szybu kabli łączących je pomiędzy sobą z szafą sterowania umieszczoną z reguły na hali maszyny. Warunki w szybie kopalnianym powodują, że kable szybowe są często trudno dostępne z naczyń wyciągowych lub np. przedziału drabinowego a ich kontrola, jak i naprawa wymaga wykorzystania wyciągu szybowego a niekiedy także unieruchomienia wyciągu w sąsiednim przedziale. Trudność z instalowaniem nowych kabli wynika z kolei z obecności w szybach innych kabli telekomunikacyjnych i elektroenergetycznych oraz innych elementów, takich jak rurociągi itp. Przy dużej ilości tych elementów zainstalowanych w szybie problemem może być także zachowanie odpowiednich odstępów pomiędzy nimi a nowymi kablami sygnalizacji (np. 30 cm od kabli energetycznych), szczególnie w miejscach wejścia i wyjścia kabli do szybu. Stąd przy projektowaniu sygnalizacji szybowej konieczna jest minimalizacja ilości kabli szybowych.

W urządzeniach sygnalizacji szybowej kable szybowe spełniają trzy zasadnicze funkcje:

– zasilanie elementów na stanowiskach w szybie – z uwagi na stosowanie niskich napięć zasilania (do 24VDC) zasilanie stanowisk wymaga stosowania około kilkunastu żył o przekrojach 2,5÷10 mm^2 zależnie od rozwiązania w celu ograniczenia spadków napięć,

– transmisja danych z i do stanowiska w szybie, zazwyczaj realizowana światłowodem – w większości przypadków wystarczające są dwa włókna wielomodowe,
– łączność telefoniczna ze stanowiskami, realizowana parami skrętki telefonicznej indywidualnie do każdego aparatu telefonicznego,



Rys.1. Konstrukcja hybrydowego kabla górniczego

Zainstalowanie trzech tradycyjnych oddzielnych kabli, z których każdy realizuje tylko jedną funkcję, tj. zasilającego, telefonicznego i światłowodowego, jest rozwiązaniem mało efektywnym. Rozwiązaniem są kable hybrydowe łączące w sobie wszystkie wymagane funkcje i dopasowane konstrukcyjnie (co do ilości żył) do potrzeb danej sygnalizacji szybowej.

Kable szybowe hybrydowe (rys. 1) są skonstruowane podobnie do zwykłych kabli sterująco-zasilających, z tym, że w ich wewnętrznej wiązce prowadzone są miedziane pary telefoniczne oraz tuby (luźne) z włóknami światłowodowymi (zazwyczaj 6, 8 lub 12 na tubę). Wiązka wewnętrzna jest oddzielona od żył zasilających dodatkową otuliną. Każda z par telefonicznych posiada także indywidualny ekran i izolację. W przypadku kabli przewidzianych do stref zagrożonych wybuchem indywidualne ekrany są umieszczone także na każdej żyle zasilającej. Dodatkowe zalety kabli hybrydowych to:

– znacznie większa wytrzymałość mechaniczna w porównaniu do oddzielnych kabli telefonicznych czy światłowodowych,
– pary telefoniczne i włókna światłowodowe są znacznie lepiej chronione niż w kablach tradycyjnych z uwagi na to, że żyły zasilające tworzące warstwę zewnętrzną i ich powłoki stanowią dla nich dodatkowy „pancerz”,

- obecność pancerza i żył zasilających uniemożliwia zbyt duże zginanie kabla, zapewniając naturalne zachowanie bezpiecznych promieni gięcia dla włókien światłowodowych,
- ilość żył zasilających, par telefonicznych i tub światłowodowych może być dowolna i dostosowana ściśle do potrzeb, z uwagi na to, że obecnie tego typu kable są produkowane na zamówienie według specyfikacji klienta.

Konstrukcja kabli hybrydowych niesie za sobą także pewne trudności eksploatacyjne:

- wszystkie przyłącza kabla (zasilanie, telefony i światłowody) muszą być łączone w jednej i tej samej skrzynce zaciskowej,
- naprawa przerwanego kabla wymaga odtworzenia połączeń elektrycznych oraz spawania światłowodów, co zazwyczaj wymaga stosowania złożonej mufy.

Pomimo stosowania w nowych układach sygnalizacji zasilania iskrobezpiecznego niskimi napięciami 5VDC, 15VDC lub 24VDC, dostarczenie energii do stanowisk sygnałowych potrzebnej do zapalania lampek i pracy modułów wejść/wyjść wymaga stosowania kilku linii o większych niż normalnie przekrojach. Dla szybów o głębokościach od kilkuset metrów spadki napięcia na liniach zasilania mogą osiągać znaczące wartości powodujące zakłócenia pracy podzespołów. Średnio jedno stanowisko szybowe wymaga od 10 W do 20 W mocy zasilania podczas pracy, co wymusza stosowanie zwiększonej ilości żył równoległych lub żył o większych przekrojach. Zestawienie obliczonych spadków napięć dla zasilania przykładowego stanowiska sygnałowego o poborze prądu 500 mA poprzez kable szybowe o długości 1000 m przedstawiono w tabeli 1.

Zestawienie rezystancji i spadków napięć na przykładowej linii zasilania

Tabela 1

żyły	przekrój sumaryczny wszystkich żył czynnych	ciężar obliczeniowy	maksymalna rezystancja żyły dla 20°C	układ żył w linii zasilania (zasilanie + powrót)	rezystancja pętli linii zasilania	Szacowany spadek napięcia na linii dla obciążenia 500 mA
	[mm^2]	[kg/km]	[Ω/km]		[Ω/km]	[V]
23 x 1,5 +1,5	34,5	1905	12,1	6+6	4,03	2,02
13 x 2,5 + 2,5	32,5	1877	7,41	3+3	4,94	2,47
9 x 4 + 4	36	2022	4,61	2+2	4,61	2,31
6 x 6 + 6	36	1692	3,08	1+2	4,62	2,31
4 x 10 + 10	40	1875	1,83	1+1	3,66	1,83

dla kabla typu YHKGSYFoyn 0.6/1 kV (prod. Telefonika-Kable S.A.) o długości 1000 m (na podstawie [1]).

Z punktu widzenia optymalizacji kabli szybowych korzystniejsze jest stosowanie żył o większych przekrojach, gdyż kable takie są nieznacznie lżejsze, co wynika z mniejszej ilości stosowanych materiałów wypełniających i izolacji. W obwodach iskrobezpiecznych należy uwzględnić fakt, że równoległe łączenie żył powoduje wzrost wypadkowej pojemności linii i obniżenie indukcyjności. Zestawienie pojemności i indukcyjności linii zasilania z tabeli 1 przedstawiono w tabeli 2.

Zestawienie pojemności i indukcyjności przykładowej linii zasilania

Tabela 2

Linia	pojemność katalogowa żyła-żyła dla kabla	pojemność całkowita linii	indukcyjność katalogowa żyły kabla	indukcyjność całkowita linii
	[μF/km]	[μF]	[mH/km]	[mH]
23 x 1,5 +1,5	0,14	0,84	0,79	0,26
13 x 2,5 + 2,5	0,18	0,54	0,75	0,50
9 x 4 + 4	0,23	0,46	0,72	0,72
6 x 6 + 6	0,28	0,56	0,68	0,68
4 x 10 + 10	0,36	0,36	0,64	1,28

kabel typu YHKGSYFoyn 0.6/1 kV (prod. Telefonika-Kable S.A.) o długości 1000 m. Dane na podstawie [2]

Jak wynika z powyższej tabeli parametry pojemności i indukcyjności linii należy uwzględniać podczas projektowania systemu iskrobezpiecznego sygnalizacji szybowej, gdyż dobór kabla, ilości i przekrojów żył zasilających wpływa na parametry tych obwodów.

3. Sieci teleinformatyczne

Klasyczne rozwiązania sygnalizacji szybowej nie wymagały stosowania transmisji danych. Wszystkie wymagane sygnały były przesyłane wyłącznie na drodze elektrycznej. Dla zmniejszenia ilości potrzebnych żył sygnałowych tworzono złożone obwody rozpięte nierzadko na całej długości szybu. Utrudniało to bezpośrednią identyfikację pojedynczych łączników, czujników i elementów odpowiedzialnych np. za blokadę czy alarm oraz utrudniało lokalizację uszkodzeń. Dodatkowym utrudnieniem była znaczna ilość połączeń, listew zaciskowych i kabli pośrednich będących potencjalnym źródłem awarii.

Zastosowanie zdalnych modułów wejść i wyjść podłączonych siecią teleinformatyczną do sterowników sygnalizacji umożliwia uproszczenie struktury połączeń obwodów elektrycznych i bezpośredni dostęp do stanu każdego łącznika, czujnika i elementu sygnalizacji szybowej na dowolnym poziomie ze stanowiska sterowania maszyny. Połączenia elektryczne są zredukowane do

prostych dwuprzewodowych połączeń styk-wejście modułu lub wyjście modułu-lampka/buczek, nierzadko wykonywanych wprost bez połączeń i listew pośrednich.

Stosowane moduły wejść zdalnych są wyposażone w diagnostykę linii, która współpracując z zainstalowanymi na styku rezystorami lub diodami prostowniczymi pozwala na wykrycie zwarcia lub przerwy na linii i ich odróżnienie od stanu zamknięcia lub otwarcia odczytywanego styku. Najistotniejsze sygnały pod względem bezpieczeństwa wyciągu, takie jak nadajniki alarmu czy łączniki blokady, są wyposażone w dwa niezależne styki podłączane niezależnymi liniami do dwu oddzielnych modułów wejść, zapewniając redundancję tych sygnałów. Każdy z styków niezależnie może realizować funkcję zabezpieczającą, nawet w przypadku uszkodzenia drugiego styku.

Transmisja sieciowa jest transparentna dla sterownika i modułów wejść/wyjść. Wszystkie elementy podłączone do modułów zdalnych wejść i wyjść na stanowiskach w szybie są dla sterowników dostępne w programie tak samo jakby były podłączone bezpośrednio do jego wejść i wyjść lokalnych. Zarządzaniem i kontrolą transmisji zajmuje się specjalizowany moduł „mastera" sieci podłączony do sterownika, wyposażony w własny procesor odpowiedzialny wyłącznie za realizację i kontrolę transmisji. Sieć po jej uruchomieniu i sparametryzowaniu nie wymaga już żadnych ingerencji ze strony obsługi.

Transmisja sieciowa jest wysoce odporna na przekłamania danych wynikające z zakłóceń na łączach. Standardowe uszkodzenia takie zwarcie czy przerwa (zarówno pełne jak i przez oporność) powodują co najwyżej utratę transmisji. Układy kontrolne modułów zarządzających siecią oparte na cyklicznym przesyłaniu przez sieć do każdego z modułów pakietów kontrolnych i odbieraniu zwrotnych odpowiedzi z tych modułów są w stanie kilku milisekund wykryć zanik transmisji i wstrzymać pracę sygnalizacji szybowej (alarm).

Dane są przesyłane przez sieci w formie pakietów zawierających oprócz bezpośrednich danych także dane adresowe nadawcy i odbiorcy oraz dane pozwalające na weryfikację poprawności przesłanych danych – np. sumy kontrolne. Na podstawie tych danych procesory sieciowe są w stanie określić czy odbierane dane są przeznaczone dla nich, pochodzą od nadawcy uprawnionego do komunikowania się z nimi i czy są to dane poprawne. Analiza pakietów danych i weryfikacja ich poprawności jest realizowana automatycznie przez procesory sieciowe i zaimplementowane w nich algorytmy weryfikacji poprawności danych opracowane przez producentów sieci.

Stosowane sieci wykorzystują światłowodowe włókna wielomodowe 62,5 μm, co wynika z konstrukcji zastosowanych elementów końcowych

(repeaterów światłowodowych, nadajników i odbiorników). Przepustowości włókien wielomodowych są całkowicie wystarczające na potrzeby działania sygnalizacji szybowej, podobnie jak maksymalna długość pojedynczego odcinka linii wielomodowej wynosząca około 3 km. Włókna wielomodowe są także znacznie bardziej odporne na zabrudzenia i uszkodzenia mechaniczne oraz łatwiejsze w obróbce, konserwacji i naprawie (spawanie) niż włókna jednomodowe przeznaczone raczej do zastosowań w telekomunikacji dalekosiężnej.

Dla szybów niewymagających budowy przeciwwybuchowej stosowana jest sieć ControlNet opracowana przez firmę Allen-Bradley. W szybach kopalń węgla stosowana jest sieć ProfiBus współpracująca z modułami iskrobezpiecznymi mogącymi pracować w atmosferze wybuchowej.

4. Redundancja sieci teleinformatycznych

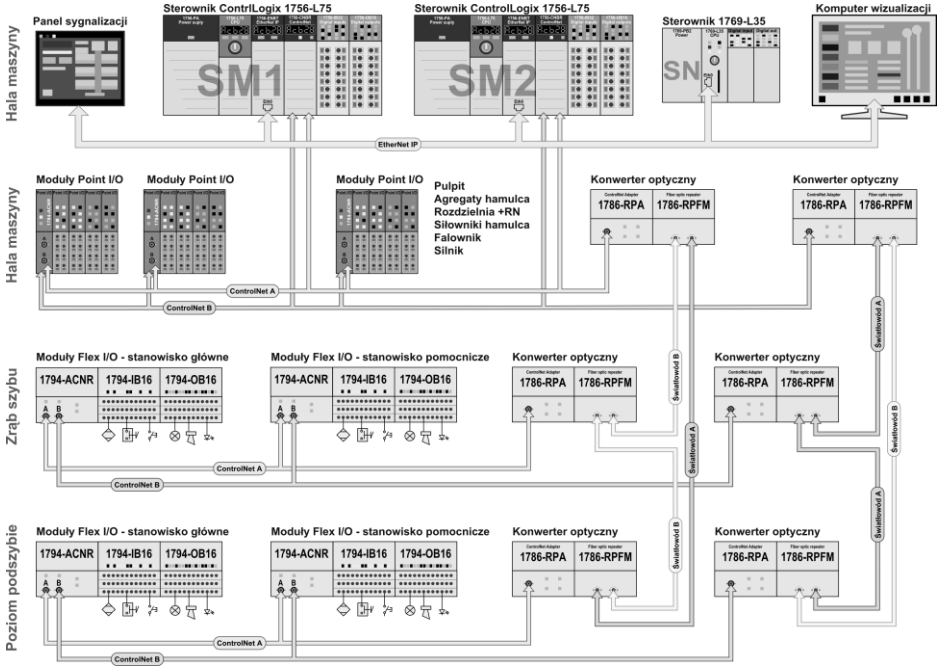
Do prawidłowego funkcjonowania sygnalizacji wystarczające jest jedno połączenie dupleksowe pomiędzy sterownikiem a modułami zdalnymi w szybie, złożone z dwu włókien światłowodowych jednego kabla. Dla zwiększenia pewności działania projektuje się jednak połączenie redundantne zapewniające utrzymanie połączenia sterownika z modułami w przypadku uszkodzenia jednego z kabli w topologii:

- pierścienia, w którym poszczególne moduły na poziomach są łączone od sterownika sygnalizacji kolejno jednym kablem szybowym aż do najniższego poziomu skąd wyprowadzony jest drugi, zamykający pierścień, kabel powrotny do sterownika,
- magistrali podwójnej, w której poszczególne moduły na poziomach są łączone od sterownika sygnalizacji kolejno dwoma niezależnymi kablami szybowymi aż do najniższego poziomu, gdzie oba kable są zakończone,

Sieci o topologii podwójnej redundantnej magistrali takie jak np. ControlNet, zastosowana w szybie P-V ZG „Polkowice-Sieroszowice" były historycznie pierwszymi sieciami redundantnymi. Wykorzystują one zasadę całkowitego zdwojenia zarówno torów transmisyjnych, jak i elementów pośredniczących, takich jak konwertery światłowodowe oraz adaptery sieciowe modułów zdalnych i sterowników. Sieć ta tworzy dwa całkowicie niezależne i w pełni samodzielne tory transmisyjne. Oznacza to, że sieć taka będzie nadal działać po uszkodzeniu kabla światłowodowego, jak i elementów pośrednich (konwertera). Sieć ta jest także odporna na zakłócenia pojawiające się na jednej magistrali. Odseparowane galwanicznie magistrale są także odporniejsze na przepięcia i wyładowania elektryczne, gdyż prawdopodobieństwo uszkodzenia elementów obu magistral jednocześnie jest niższe niż dla sieci pojedynczej. Zarządzanie i sterowanie rezerwowaniem dwu magistral redundantnych jest prostsze, gdyż działają one niezależnie i nie zakłócają wzajemnie swojej pracy,

co oznacza, że każda z magistral może pracować przez cały czas tak jakby była tylko siecią pojedynczą, a procesor sieciowy decyduje jedynie o wyborze tego, z której sieci dane przesyłać do sterownika jako dane wejściowe.

Topologia pierścieniowa została opracowana dla sieci rozległych obejmujących znaczne obszary, na których tworzenie dwu równoległych magistral nie było uzasadnione ekonomicznie (dwa kable zamiast jednego). Niemniej z uwagi na niemal liniowe rozmieszczenie stanowisk w szybie układ pierścienia i podwójnej magistrali są dla sygnalizacji szybowej równoważne. Topologia pierścienia wymaga stosowania bardziej zaawansowanych elementów, takich jak konwertery i skanery sieci, które są w stanie dynamicznie wykrywać uszkodzenia odcinków sieci i zmieniać kierunek transmisji danych. Zazwyczaj dane są transmitowane przez pierścień od sterownika w jednym kierunku jedną linia, a powrotna linia zamykająca pierścień jest nieaktywna (tylko kontrolowana). Przerwanie dowolnego odcinka na pierwszej linii powoduje, że znajdujące się za uszkodzonym odcinkiem elementy zaczynają się komunikować z sterownikiem poprzez drugą linię – zamykającą pierścień, co oznacza zmianę kierunku przepływu danych. W nowoczesnych układach sieci pierścieniowych przełączenie kierunku odbywa się w czasie kilku milisekund i często jest niezauważalne z punktu widzenia pracy sterownika. Podobnie jak w sieci magistralnej zarządzaniem i kontrolą sieci i sterowaniem redundancją zajmuje się procesor sieciowy bez udziału procesora sterownika.



Rys.2. Struktura sieci maszyny i sygnalizacji szybowej wyciągu szybu P-V ZG „Polkowice-Sieroszowice”

Niektóre sieci tak jak ControlNet umożliwiają łączenie zarówno topologii zdwojonej magistrali, jak i pierścienia. W szybie P-V ZG „Polkowice-Sieroszowice" sieć ControlNet (rys. 2) jest globalnie złożona z dwu niezależnych magistral A i B, doprowadzonych do każdego z modułów wejść/wyjść. Jednak dodatkowo szybowe łącza światłowodowe każdej z tych magistral są połączone w pierścień zapewniając dodatkową redundancję kabli szybowych.

Właściwości sieci magistralnych i pierścieniowych są tak zbliżone, że dla urządzeń sygnalizacji szybowej nie ma znaczenia jaką topologię się przyjmie. Nie wpływa to na pracę urządzenia, ilość połączeń i kabli oraz niezawodność. O wyborze topologii decyduje głownie rodzaj zastosowanych podzespołów.

Z wyjątkiem danych diagnostycznych przesyłanych z procesora sieciowego do procesora sterownika informujących o stanie sieci, modułów i redundancji cały proces rezerwowania odcinków sieci odbywa się automatycznie bez ingerencji programu sterownika czy obsługi. W większości testów prowadzonych w szybie P-V uszkodzenie jednej z magistral sieci nie wywoływało żadnych zakłóceń w pracy sygnalizacji szybowej oraz maszyny.

5. Sterowniki programowalne

W nowych urządzeniach sygnalizacji szybowej wyposażonych w sterowniki programowalne logiczna struktura sterowania realizowana tradycyjnie przez połączenia elektryczne poszczególnych obwodów została zastąpiona algorytmem sterowania w pamięci sterownika. Nierzadko skomplikowane i rozbudowane obwody sterowania, rozproszone często po kilku poziomach szybu zastąpiono prostymi połączeniami elektrycznymi w obrębie jednego poziomu i rozbudowanym algorytmem w pamięci sterownika. Algorytmy sterownika w odróżnieniu od obwodów elektrycznych nie są ograniczone ilością dostępnych styków (dowolny sygnał można wykorzystać dowolną ilość razy) i można w nich bez ograniczeń korzystać z zaawansowanych funkcji logicznych, takich jak detekcja zbocza, przerzutniki, czasówki, liczniki itp. Dzięki temu z realizowanych przez sterownik algorytmów wyeliminowano zjawiska hazardu styków oraz niezamierzone działania wynikające np. z sklejenia styków. Dodatkowo algorytmy pomimo swojej złożoności nie stanowią źródła awarii, gdyż reprezentowane w pamięci sterownika stany styków nie są obciążone wadami konstrukcyjnymi rzeczywistych styków, takimi jak możliwość ich mechanicznego uszkodzenia, przerwy lub zwarcia w obwodach itp.

Wieloletnie doświadczenia ze stosowania w maszynach wyciągowych sterowników programowalnych firmy Allen-Bradley (ponad 300 uruchomionych sterowników) wskazują, że są to jedne z najbardziej niezawodnych podzespołów automatyki. Głównymi przyczynami zaledwie kilku odnotowanych awarii sterowników były zewnętrzne przepięcia (wyładowania atmosferyczne) oraz mechaniczne zużycie przekaźników wyjściowych. W chwili

obecnej po wzmocnieniu stopnia ochrony przed przepięciami i zastąpieniu intensywnie wykorzystywanych wyjść przekaźnikowych wyjściami tranzystorowymi nie odnotowuje się sprzętowych uszkodzeń sterowników i ich modułów.

Błędy programowe prowadzące do wstrzymania pracy sterowników występujące czasem w starszych maszynach wyciągowych były wynikiem niewłaściwego zabezpieczenie procedur arytmetycznych i zostały wyeliminowane programowo. Dodatkowo programy sygnalizacji szybowej są algorytmami logicznymi nie zawierającymi procedur arytmetycznych.

Kolejną korzyścią wynikającą z zastosowania sterowników programowalnych jest ułatwiona diagnostyka uszkodzeń i przyczyn awarii. Oprócz pełnej diagnostyki na panelach operatorskich na stanowisku sterowania maszyn obsługa ma możliwość podłączenia do sterowników komputera diagnostycznego umożliwiającego w prosty sposób (w formie schematu drabinkowego) podgląd i śledzenie w formie wykresu czasowego wszystkich zmiennych oraz stanów wejść i wyjść. Dzięki sieciom możliwy jest także podgląd stanu elementów zabudowanych w szybie, co często bywa łatwiejszym i szybszym sposobem diagnozowania awarii niż pomiary w obwodach na wszystkich poziomach.

Do każdego urządzenia sygnalizacji szybowej dostarczany jest pełny (z komentarzami) program sterowników wraz z odpowiednim programem narzędziowym RSLogix5000 (produkt firmy Rockwell Software dla sterowników firmy Allen-Bradley), umożliwiającym podgląd algorytmów i stanu zmiennych w czasie rzeczywistym. Wbrew obiegowej opinii obsługa programu narzędziowego nie jest bardziej skomplikowana niż obsługa innych aplikacji na komputerach. Dzięki prostocie i intuicyjności programu RSLogix5000 osoby z obsługi posiadające ogólną wiedzę na temat komputera są w stanie poradzić sobie także z jego obsługą bez konieczności przyswajania specjalistycznej wiedzy informatycznej.

6. Redundancja sterowników programowalnych

Pomimo wspomnianej poprzednio niezawodności sterowników programowalnych w każdym układzie sygnalizacji szybowej przewiduje się możliwość uszkodzenia sterownika lub jego modułów uniemożliwiającą prowadzenie ruchu. Możliwe są trzy rozwiązania:

- brak sterownika rezerwowego lub redundantnego. W przypadku uszkodzenia wymienia się po prostu uszkodzony podzespół. Rozwiązanie stosowane w wyciągach tylko z doraźną jazdą ludzi,
- sterownik rezerwowy o identycznej konstrukcji i programie, w pełni sprawny i podłączony do tych samych obwodów co sterownik podstawowy,

który w czasie pracy sterownika podstawowego jest odłączony. W przypadku awarii sterownika podstawowego jest on odłączany do sieci, do sieci zostaje przyłączony sterownik rezerwowy i uruchomiony przejmując sterowanie urządzeniem,

– sterowniki redundantne o identycznej konstrukcji i programie, podłączone na stałe do sieci oraz połączone pomiędzy sobą łączem redundancyjnym. Sterownik redundantny jest załączony i działa równocześnie z sterownikiem podstawowym realizując ten sam program. Łącza redundancyjne odpowiadają za synchronizację działania programów w obu sterownikach (synchronizują ich czas i wartości zmiennych). W czasie normalnej pracy tylko sterownik podstawowy ma możliwość sterownia wyjściami modułów zdalnych. Sterownik redundantny, chociaż jest podłączony do sieci, nie może sterować wyjściami zdalnymi (odczytuje jednak stany zdalnych wejść). W przypadku awarii sterownika podstawowego zostaje on pozbawiony możliwości sterowania wyjściami zdalnymi. Sterowanie zdalnymi wyjściami przejmuje sterownik redundantny, który kontynuuje działanie programu od miejsca, w którym sterownik podstawowy uległ awarii (kontynuuje po prostu swoją pracę).

Pierwsze rozwiązanie jest rozwiązaniem najprostszym, zapewniającym mimo to krótki czas usuwania awarii. Wszystkie nowe urządzenia są wyposażane podczas rozruchu w komplet modułów wejść i wyjść oraz moduły sieciowe i procesory zapasowe. Programy sterowników są zapisywane na kartach CompactFlash przechowywanych w maszynie. Każdy moduł sterownika jest wyposażony w układ autodiagnostyczny i diody sygnalizujące jego sprawność umożliwiające szybką identyfikację uszkodzonego modułu. Modułowa budowa sterowników Allen-Bradley i ich rozłączalne w całości listwy zaciskowe powodują, że wymiana uszkodzonego modułu nie zajmuje więcej niż 5 minut. W przypadku wymiany procesora na nowy, do jego zaprogramowania wystarczy karta CompactFlash z programem. Po jej włożeniu w gniazdo na module procesora i załączeniu zasilania samoczynnie zostaje skopiowany do pamięci nieulotnej procesora i uruchomiony program zapisany na karcie, po czym kartę można usunąć. Wymiana dowolnego modułu sterownika nawet dla niedoświadczonego elektryka zajmuje zazwyczaj nie więcej niż 15 minut.

Rozwiązanie z sterownikiem rezerwowym jest znacznie szybsze, jeżeli chodzi o przywrócenie sprawności wyciągu, gdyż wymaga jedynie przełączenia wtyków sieciowych (ControlNet, Profibus) i załączenia jego zasilania. Cała operacja trwa nie więcej niż 2 minuty. Sterownik rezerwowy może zresztą pozostawać stale załączony (należy go i tak okresowo załączać, aby zachować podtrzymanie programu w sterowniku). Wadą tego rozwiązania jest to, że sterownik rezerwowy podejmie pracę od zera, tracąc informacje o załączonych rodzajach pracy i stanie wyciągu szybowego. Jednak przewidziane w programie procedury umożliwiają ręczne odtworzenie stanu sygnalizacji szybowej sprzed

awarii za pomocą panela operatorskiego. Niewątpliwą zaletą tego rozwiązania jest to, że sterownik rezerwowy może pozostawać odłączony od sieci teleinformatycznej i zasilania, co powoduje, że nie jest on narażony na uszkodzenia na przykład od wyładowań elektrycznych tak samo jak sterownik podstawowy. Dodatkowo sterownik rezerwowy jest niezależny od sterownika podstawowego i może pracować poprawnie nawet w przypadku np. uszkodzenia modułu sieciowego sterownika podstawowego powodującego zakłócenie pracy całej sieci.

Zastosowanie sterowników redundantnych jest rozwiązaniem najbardziej zaawansowanym, którego zaletą jest całkowicie bezobsługowe przejęcie sterowania sygnalizacją szybową przez sterownik redundantny w przypadku awarii lub wyłączenia sterownika podstawowego. Przejście na pracę sterownika redundantnego odbywa się zazwyczaj w ciągu kilku milisekund i nie zakłóca pracy wyciągu. Jako że sterownik redundantny kontynuuje wykonywanie programu sterownika podstawowego nie są też tracone informacje o załączonych rodzajach pracy a sygnalizacja nie zmienia swojego stanu. Jedynym efektem zmiany aktywnego sterownika jest informacja dla procesora.

Wadą stosowania sterowników redundantnych jest to, że przez cały czas oba sterowniki są załączone i przyłączone do sieci teleinformatycznej, co powoduje, że są one tak samo narażone na uszkodzenia pochodzące od wyładowań i przepięć. Układ sterowników redundantnych nie jest także odporny na uszkodzenia łączy synchronizujących i modułów sieciowych powodujących generowanie zakłóceń na sieci, która jest wspólna. Układ ten także jest czuły na błędy programowe, które są powielane przez oba sterowniki.

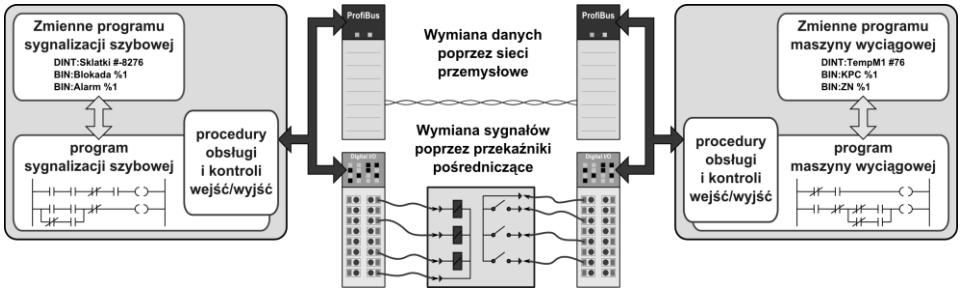
7. Integracja programów sygnalizacji szybowej i sterowania maszyny

W urządzeniu sygnalizacji szybowej wspomnianego już szybu P-V ZG „Polkowice-Sieroszowice” zastosowano wyłącznie dwa sterowniki odpowiedzialne jednocześnie za sterowanie maszyną wyciągową i sygnalizację szybową. Zastosowane wysoko wydajne i niezawodne sterowniki ControllLogix firmy Allen-Bradley umożliwiły jednoczesną implementację niezależnych programów dla maszyny i sygnalizacji pracujących w trybie wielozadaniowym. Oba sterowniki realizują jednocześnie redundantne sterowanie maszyną wyciągową z wzajemną kontrolą wyników działania swoich algorytmów oraz niezależne sterowanie sygnalizacją szybową.

Każdy program posiada własne procedury i zmienne lokalne niedostępne dla drugiego programu, co zapewnia wzajemną ochronę krytycznych zmiennych. Obszar pamięci ogólnodostępnej sterownika, zawiera zdefiniowane zmienne globalne i systemowe dostępne dla wszystkich podprogramów. Strukturę dostępu do pamięci i wymiany danych przedstawiono na rysunku 4.

Dzięki temu, pomimo że programy są realizowane przez ten sam sterownik, nie miały one możliwości wzajemnego wpływania na swoje działania (analogicznie jak w rozdzielonych sterownikach), ale mogły one wymieniać dane bezpośrednio tylko poprzez obszar pamięci współdzielonej.

Zintegrowanie programów sygnalizacji szybowej i maszyny wyciągowej w tych samych sterownikach pozwoliło na uproszczenie struktury połączeń i procedur sterowania obu urządzeń. Na rysunku 3 przedstawiającym tradycyjne sposoby łączenia tych urządzeń widać, że w odróżnieniu od rozwiązania zastosowanego w szybie P-V konieczne jest zastosowanie dwu sterowników, wyposażonych w dodatkowe moduły wejść/wyjść i przekaźniki pośredniczące a w nowszych rozwiązaniach w dodatkowe moduły sieciowe.



Rys.3. Tradycyjne połączenie urządzenia sygnalizacji szybowej i maszyny wyciągowej

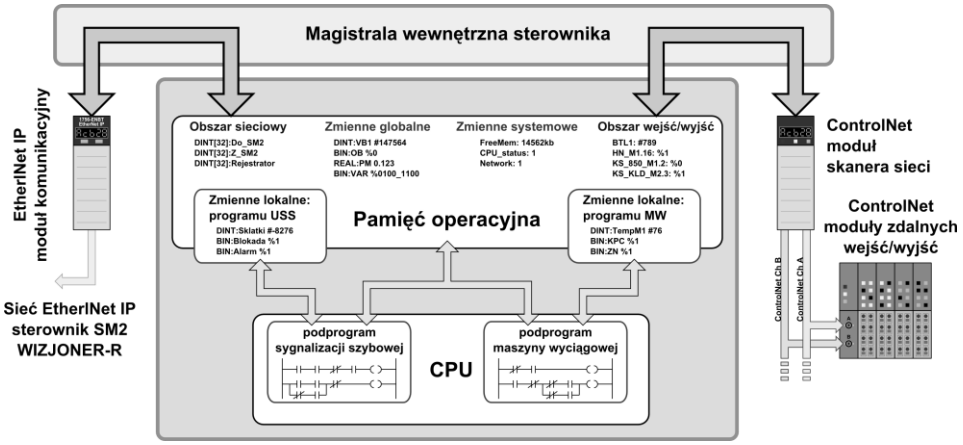
Dzięki integracji programów uzyskano:

- zmniejszenie ilości potrzebnych podzespołów i ich połączeń,
- uproszczenie struktury urządzeń,
- uproszczenie algorytmów obsługi wejść i wyjść,
- wyeliminowanie konieczności kontrolowania prawidłowego podłączenia sygnałów,
- pełny dostęp programów obu urządzeń do dowolnie wybranych zmiennych i funkcji drugiego urządzenia.

Zwiększenie niezawodności obu urządzeń jest wynikiem przede wszystkim eliminacji przekaźników pośredniczących, które jako elementy mechaniczne są częstą przyczyną awarii. Także wyeliminowanie dodatkowych modułów wejść i wyjść zwiększa niezawodność, gdyż moduły te, jako elementy połączone z obwodami zewnętrznymi są narażone na przepięcia i inne zakłócenia prowadzące do ich uszkodzeń.

Współpraca dwu oddzielnych sterowników o dużym znaczeniu dla bezpieczeństwa wymaga zastosowania ich wzajemnej kontroli, która pozwoli obu sterownikom na sprawdzenie czy drugi z nich działa poprawnie i czy najistotniejsze sygnały (np. blokada, alarm) są prawidłowo przesyłane pomiędzy nimi. W przypadku integracji programów w tym samym sterowniku kontrola taka jest

bezprzedmiotowa, gdyż programy po prostu korzystają z tych samych zmiennych globalnych bez ich wymiany.



Rys.4. Struktura podprogramów i ich dostępu do pamięci operacyjnej sterowników

8. Zdalne uruchamianie wyciągu szybowego dla wydobycia i jazdy ludzi

Oprócz wszystkich standardowych funkcji nowe urządzenia sygnalizacji szybowej realizują funkcję zdalnego uruchamiania dla wydobycia, jazdy ludzi i prac rewizyjnych. Umożliwia to sterowanie położeniem klatki bezpośrednio sygnaliście, który może:

- zadać odjazd klatki do wybranego przez siebie poziomu docelowego, gdzie samoczynnie się zatrzyma,
- zadać przestawienie pięter – maszyna ruszy w wybranym kierunku i sama zatrzyma się na wybranym piętrze,
- uruchomić ręczną korektę położenia klatki poprzez przytrzymania przycisku przestawienia pięter – maszyna będzie kontynuować jazdę w zadanym kierunku dopóki przycisk będzie naciśnięty a jego zwolnienie spowoduje zatrzymanie klatki w miejscu, w którym się aktualnie znajduje.

Dla zniwelowania błędów ustawienia klatek pochodzących od naciągu liny, zatrzymanie klatki na podszybiach jest korygowane przez pomiar nadwagi wiezionej w klatce realizowany przez maszynę wyciągową.

9. Podsumowanie

Nowoczesne układy sygnalizacji szybowej wprowadzają szereg nowych funkcji, które upraszczają korzystanie z wyciągu szybowego, zapewniając jednocześnie wysoki poziom bezpieczeństwa. Jednocześnie, pomimo znacznej złożoności technicznej sterowników programowalnych i sieci teleinformatycznych ich obecność nie wpływa na zwiększenie stopnia złożoności obsługi

urządzeń sygnalizacji szybowej, gdyż elementy te będąc jedynie realizatorami algorytmów sterowania nie wymagają obsługi, umożliwiając w zamian uproszczenie struktury połączeń elektrycznych.

Literatura

1. Katalog kabli górniczych TeleFonika S.A. rok 2012.
2. Granieczny A.: Dokumentacja Techniczno-Ruchowa nr OPA/ZMW-14-104/11.

The experience of dynamic apparatus control and estimation of exploitation system safety "vessel – reinforcement" of vertical mining shafts

Sergey R. Il'in, Boris S. Posled, Larisa G. Adorskaya – N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics NAS of Ukraine, **Vladimir K. Radchenko –** AGAT, **Inna S. Il'ina, Svetlana S. Il'ina –** National Mining University of Ukraine

1. Introduction

The mine winding plant (MWP) is an extensive, multiple-link, multi-oscillatory system with multiple degrees of freedom where links consist of a combination of assumed hard limits of operating parameters and stochastic variables with high variability. During operation their exists strong correlations between mutual influenced dynamic processes where non-localized hetero-geneous links influence each other.

The operational state of each link is sufficiently characterized by a set of diagnostic parameters with normative values that are both deterministic and stochastic in nature. The functioning deterministic state of the MWP links must work in the projects dynamic operation dampening the presence of the undue fluctuations influencing the dynamics of other system links.

2. Estimation of exploitation system safety "vessel – reinforcement" of vertical mining shafts

In the presence of local defects, the dynamic isolation of processes is disrupted by separate links distributing energy such that stochastic processes appears in temporal concentration in motion in links or within pairs of contiguous links. Such energy pumping corresponds to unforeseen resonance activation in the system of different types: external, internal including parametrical, «beating», auto-oscillations, etc.

The most dangerous behaviors are resonances which are revealed upon actual operation of the mine hoist and attempts to compensate are taken into account in an operating project documents. An array of other resonance effects is camouflaged from attention and only revealed indirectly via disturbances in the chain of dynamic links and operations of individual links. These defects appear as unexpected energy due to accumulation of system effects from the total influence of insignificant defects in the functioning of links. Such effects are not studied and not reflected in a normative documentation on servicing, adjusting, and diagnosing tests on the MWP equipment. This is especially true in the MWP shaft equipment where conditions of:

– intensive corrosive effects and mechanical wear are present,

- reinforcement with minimal permissible errors on amplitudes of oscillations of lifting vessels (20 - 30 mm) as compared to their overall sizes (10 - 20 m) exist,
- small deviations of guides from the vertical alignment (10 mm on contiguous tiers),
- large contact loading in a pair «vessel — guide» exist,
- transmissible on bunton and shaft's lining are present.

The main MWP working element and concentrator are subject to influences from different links within the plant while lifting the vessel where the links attempt to provide a safe and stable hoisting motion.

Objective information measuring the technical parameters of MWP equipment operational states experiencing long-term exploitation, consist of special inspections of apparatuses during dynamic tests of hoisting during operating and test conditions with subsequent system analysis. In Ukraine, such measurements are conducted in accordance with positions of normative documents [1, 2] and involve complex constructions described in articles [3 - 6]. In a number of countries, dynamic control of the systems «vessel - reinforcement» is obligatory along with traditional surveyor observation of guides' shape. For example, in Poland, it is an act of Minister of National Economy 06.28.2002, that «… accordance with the schedule, set by the chief of operating management of mining enterprise, depending on local terms and load of lifting vessels, but not rarer than one time in 5 years, research of the technical state of shaft's linking and control measurement must be produced:

- geometry of shaft, its reinforcement and elements of equipment,
- straightforwardness of guides,
- real forces of influence of lifting vessels on the shaft's equipment».

Project tiers of reinforcement are designed to work with identical terms of loading and, at one level, resist loading from the side of lifting vessels and rock massif. During the first decade of exploitation, because of influence of aggressive environment, dynamic loading, moving of rock, and repair works there appears sharply heterogeneous changes on the depth of the shaft picture dispensing levels of bearing strength and reinforcement elements - guides & buntons.

As a result of data analysis, greater than one hundred and fifty (150) inspections and dynamic tests of systems «vessel - reinforcement » must be conducted on mine shafts to determine their technical state and operating security level. These tests are conducted by Diagnostic Laboratory of the mining hoist of IGTM in the name of N.S. Polyakov NAS of Ukraine, that states during the life cycle of shaft's functioning values of technical state parameters of elements of reinforcement get substantially heterogeneous character on its depth. They can be unlike on different areas of shaft in 5 - 10 times.

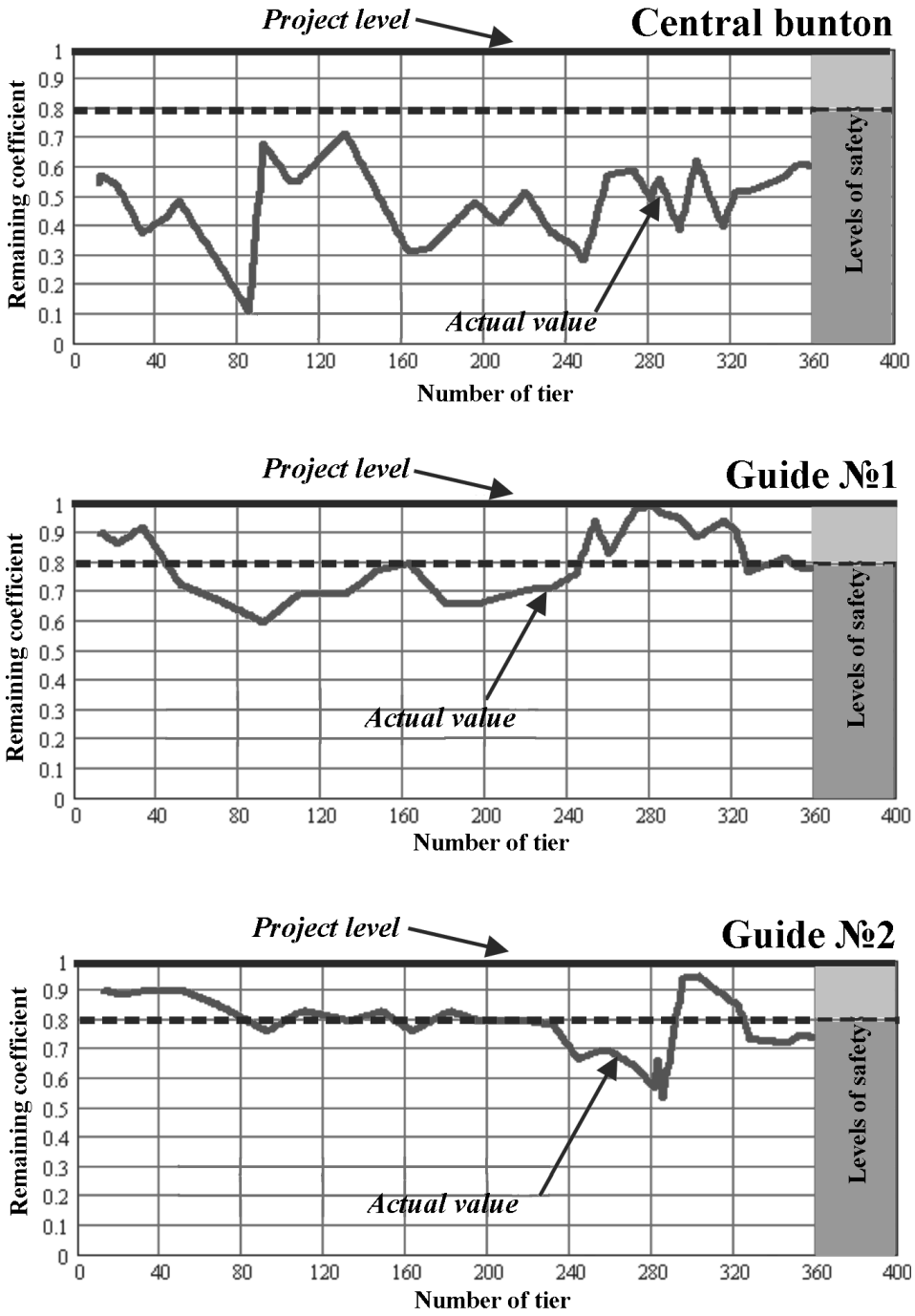


Fig.1. Diagram of levels of remaining section of reinforcement elements

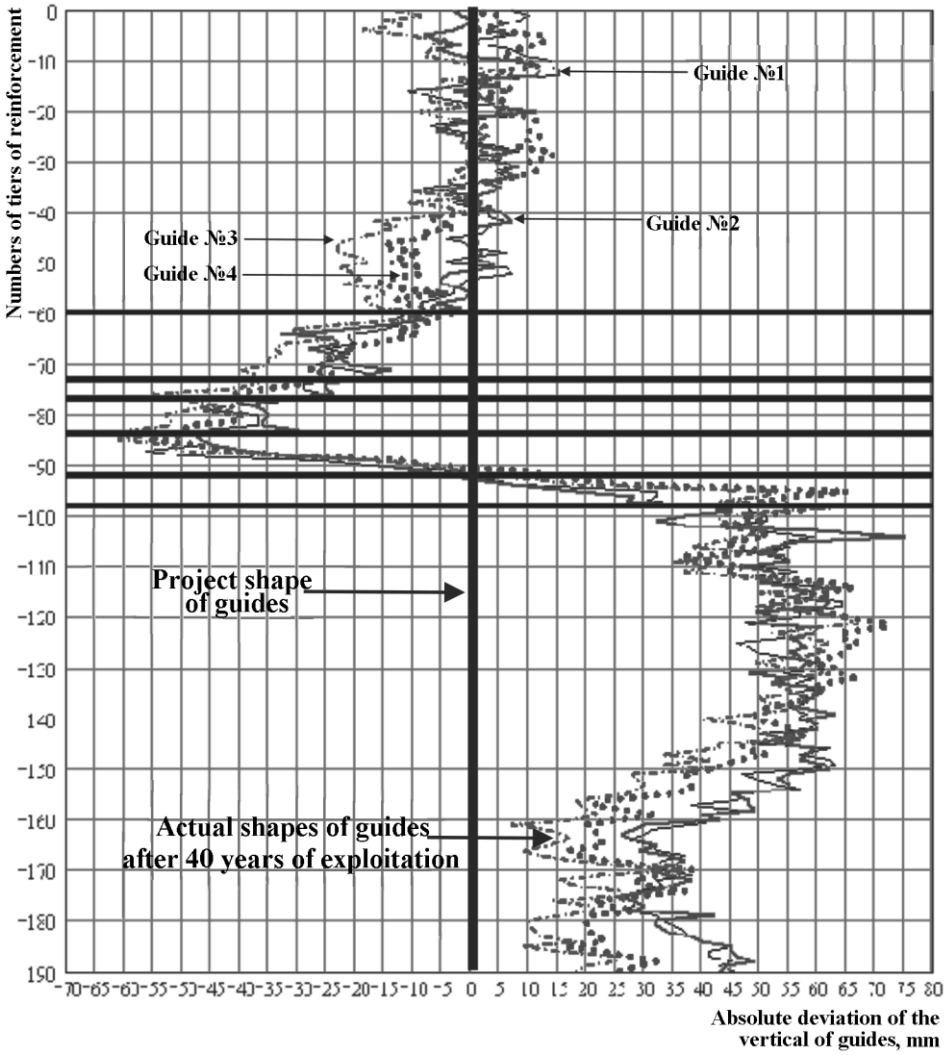


Fig.2. Diagram of rejections of guides from the vertical line of cage compartment in the area of the rock movement

The level diagrams for remaining sections of guides and buntons, was derived on the basis of instrumental measuring during mine shaft inspection and can serve as illustration of this statement (see Figure 1). An upper line shows a project level for new reinforcement (100%), and continuous curves show its value varies on the numbers of tiers. The dotted line represents the level of loss of section 20% where below it an object must be exposed to special inspections for estimation the operational technical state and security level of exploitation. As we see on the beams of the central bunton, there are anomalous areas of section loss up to 90% in the top part of shaft at tiers № 60 - 50 (with the proper

level of loss of load-carrying ability), while on average the section shaft loss consists of 50 - 60%.

The picture is different for guides, where the first guide lost up to 40% section in top part of shaft, and the second has an obvious local anomaly on the area of tiers № 270 - 280 with a loss 50% of section at a general level of section's saving to 80% in the shaft.

A similar process of homogeneity loss concerning properties takes place in the geometrical parameters of guide shapes which the lifting vessels move, thus geometrical heterogeneity concerning reinforcement on the depth of shaft appears.

Figure 2 shows the shape of guides in the cage compartment of shaft, where the area of rock movement shown. Between tiers № 70 - 150 one can observe geometrical anomalies of guide rejection from a vertical line. Clearly such areas of vessel cooperation will have unfavorable behavior especially in conditions of transition involving increased operating speed.

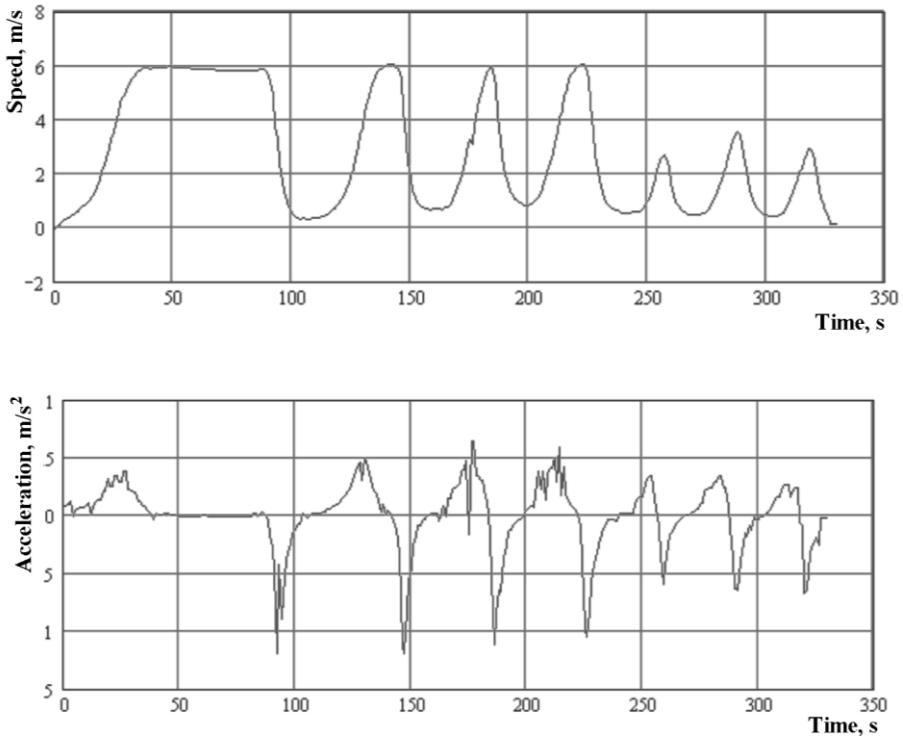


Fig.3. Diagram of circumferential speed and acceleration of drum of lifting machine in cage compartment of shaft

The mode of operations for the lifting machine is another type of heterogeneity on the depth of shaft. Figure 3 demonstrates the speed of rotation

for lifting machine in cage compartment as shown. There is deceleration of lifting vessel to 1 m/s according to the requirements of unified safety regulations on each working level. Thus the graphic below demonstrates differentiation of this diagram where differences are vertical accelerations of vessel lifting.

Our research indicates that along points in the shaft, there exist sharp changes in the speed of vessel lifting especially with action covering the preventive brake. There are horizontal impacts of vessels on guides that are four — five times higher than during motion with constant speed, this is due to the excitation of vertical speed oscillations along a resilient rope. Repeating from cycle to cycle, they are instrumental in accumulation of tireless damages in guides and buntons, formation of cracks on the welds, weakening of attachment points of guides, slacking of buntons in the places of lining attachment [6].

All these heterogeneous anomalies which are simultaneously, permanently and slowly changing - affect the process of dynamic cooperation of vessel with reinforcement which it takes place on each tier area. Original dynamic heterogeneity of loading reinforcement on the depth of shaft with the middle level and areas of dynamic anomalies appears as a result of such imposition (see Figure 4).

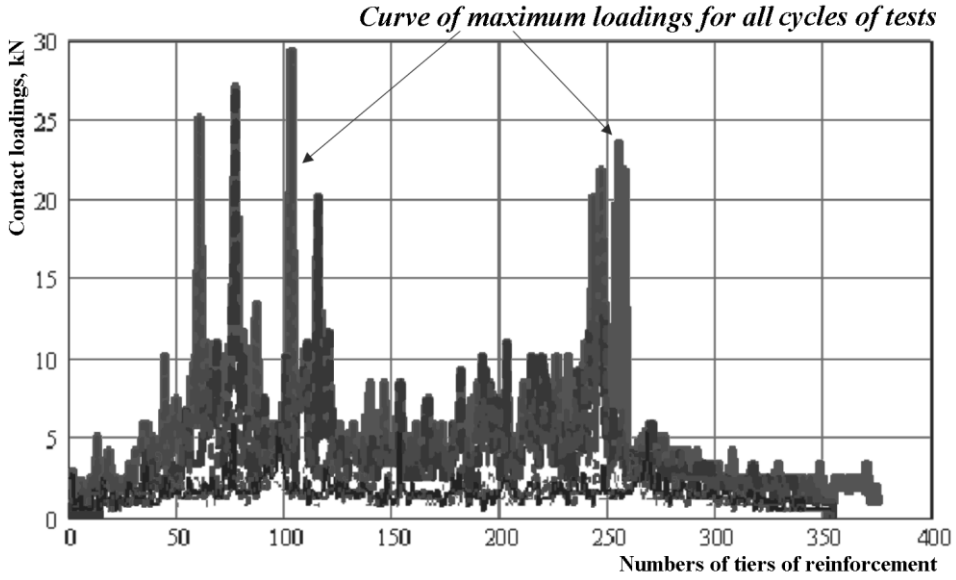


Fig.4. Diagrams of the dynamic loadings on guides during motion of lifting vessel

The primary factor determining the technical state of shaft's reinfo-rcement, is remaining assurance coefficients concerning elements (guides and buntons) which are defined on every tier. Destruction of any even along one tier, will inevitably result in a failure with drastic consequences.

Dynamic cooperation along vessels with reinforcement has an impact and cyclic causal character and this has been taken into consideration while estimating the technical guides and buntons states under effect during the actual operating loading cycles. It is necessary to adopt the minimal assurance coefficient (2.0) on the criterion to account for the accumulation of fatigue damages in metalware reinforcement. A combination of loading and remaining ruggedness for guides and buntons, provides an assurance coefficient (on the limited area of shaft) such that its technical state is considered safe. As assurance coefficient declines from 2.0 to 1.0 (on a local area or even on separate tiers) the state becomes potentially dangerous, requiring special supervision after appearance of fatigue cracks and another defects. Tiers (with an assurance coefficient less than 1.0) are considered on the limit of stretching strain, thus it is necessary to:

– considered them abnormal, dangerous and required immediate acceptance of measures or.
– decline of the contact loading (due to the decline of motion speed on an area) or on the renewal of ruggedness of the element of reinforcement.

There are three independent and basic processes affecting the remaining assurance coefficients concerning bearing elements of reinforcement:

1. wear of guides and buntons (corrosive and mechanical);
2. curvature of spatial shape of guides (under influencing of moving of rocks and violations at permanent repair of reinforcement, formation of ledges on the units of guides);
3. sharp change of altitude rate of lifting vessel.

Reinforcement wear causes a decline in the remaining load-carrying capability of its elements where the decline is due to the possible contact loading at the intended values of assurance coefficients. Curvature of guides' shape causes growth of the dynamic loading on the local areas of the shaft - on condition of absence of the resonance effect. Sharp changes in vessel altitude rater (emergency braking (EB), in particular) cause certain areas of instability along the shaft with growth in the horizontal dynamic loading on guides [6].

Indicated heterogeneities are the sources of potential danger during the long exploitation of lifting complexes.

Studying of the stochastic effects in the multiple-link system of MWP and exposure of the defective technical states, origin reasoning and terminology underlie the technology of management in the technical state of MWP during periods of long exploitation. For illustration of interconnection of dynamic characteristics and parameters of the technical state of MWP equipment we developed the base variant of the scaled-up graphic scheme (dynamic graph of the MWP), which describes power interconnection of mechanical processes between the links of the hoisting (see Figure 5).

– units of scheme (top of graph) represent dynamic processes and features of links,
– communications (one — sided and two — sided arrows) describe the physical mechanisms of energy transmission (transmission only in one side or periodic exchange in both sides) between links (the systems of differential or integral-differential equations, described these effects, mathematically correspond to them).

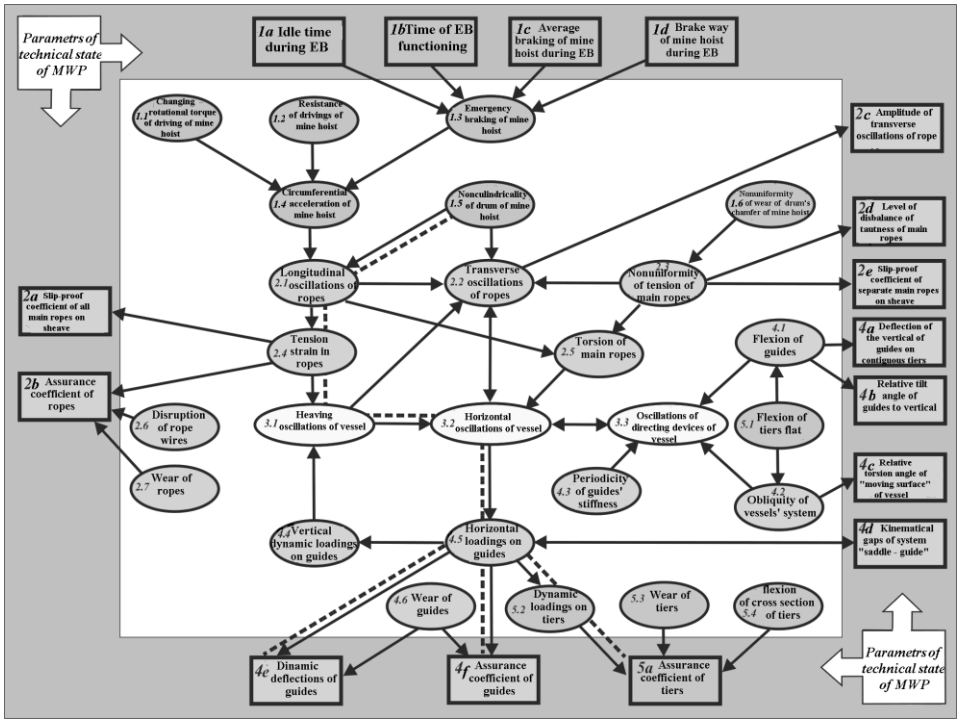


Fig.5. Graph of interconnection of dynamic characteristics and parameters of technical state of the MWP equipment with strong reinforcement of shaft

Breaking the units of this scheme on smaller blocks, it is possible to build the detailed atlas of power interaction processes with any level of detail.

On this scheme we observe possible channels of energy transition and dynamic processes during at work in every link of MWP through the successive chain of communications between links. We also observe what sources can affect certain MWP parameters and in what way the influence can be added from a few sources and localized in a separate link, forcing parameters outside permissible limits.

Building the local chain of channels (of influence) on the graph using graph theory terminology (routes); it is possible to develop a mathematical models approximating connections between processes and properties of links

bounded on the scheme and to define what channels & parameters of interaction are not studied or described yet in literature.

For example, the direct route of 3.1 → 3.2 is shown, describing the influence of vertical oscillations of lifting vessels on horizontal because of local dynamic process [6]. The «function of remaining kinematical gap» of the system "saddle - guide" is also entered, determined on the basis of experimental researches in every curtain weight lifting compartment (direct route 4.5 → 4d). Its use allows to forecast changing of parameters of technical state on the certain period of exploitation during implementation of diagnostic inspections.

As an example of application, the Figure 5 route depicting formulation of the problem is shown by the dotted line and described in works [7, 8]. It reveals an influence of disturbing of drum's cylindricality of lifting machine on the parameters of the technical state of shaft reinforcement.

The model is built on the basis that the given graph allows one to trace and explore complex mechanisms through influencing dynamic characteristics of equipment elements on surface-based MWP where output parameters of underground shaft equipment due to the slow change (degradation) of links' properties of the system during the long exploitation [9].

This is effective when task solving to build a proper route proper with the purpose of visualization its place & role in the general MWP dynamic process for convenience of analysis. Comparing the represented aggregation of parameters with the parameters rationed in an operating normative — technical document, it is possible to select, which have to be rationed for the increasing of safety of the MWP exploitation. This is especially true when taking into consideration degradation of equipment that has accumulated during its working lifetime.

As observed, the general process picture has a subdivided character where the local dynamic processes can have the sources of origin isolated from each other. Influence of sources can be passed through the chains of directly connected mechanical links, summed and, finally, affect the basic factors of the technical state and safety of work of all hoisting plant. Thus, lifting a vessel is a basic concentrator assuming and influencing all functional MWP links.

Ceteris Paribus – the main parameters determining the level of the dynamic loading on reinforcement are the parameters of shapes of the system of guides in weight lifting compartment. A system of differential mathematical data analysis concerning profiling was developed and allows one to effectively tie data of mine surveying guides with data of apparatus dynamic tests of the «vessel — reinforcement» systems. It determines (except for normative values of rejections on contiguous tiers and width of track) spatial geometrical parameters of shapes not only as separate guides but also as pairs belonging to

one vessel which are the most probable casuses of origin in the promoted shock loading. This allows one to calculate parameters of correction for guides' shapes, providing the required decline of the contact loading even at impossibility of return to the project level of verticality of their threads from moving of rocks or other technical reasons and to advance altitude rate to the necessary size while saving of possible loading level.

The «Diagrams of safety» developed are the graphic form of this system and presented with measurments and calculations (see Figure 6), which are built for each element of reinforcement. They include the results of mathematical data processing for instrumental measuring of guides' and buntons' wear, apparatus measuring of the contact loading, stress-strain analyses of reinforcement [10].

Curves of maximum possible contact loading from the side of lifting vessel for the assurance coefficient of n=1, n=1.5, n=2 are built on diagrams for each guide or bunton using the numbers of tiers of reinforcement. They take account of the actual remaining thickness of given section of the given element and curves of the actual maximal contact loading got for all test passways of vessel in a shaft according to the program of dynamic tests [1].

Diagrams depict:

- areas of assurance values/coefficients for each certain element of reinforcement on every tier in the moment once inspection is exploited (emergency dangerous, potential dangerous, safe);
- because of technical reasons an element enters a negative area of safety according to the assurance coefficients. Appearance of areas of failures on the curves of possible loading is caused by the increased wear of the given element of reinforcement. Therefore, even at the moderate dynamic loading an element can be exploited in an under abnormal condition dangerous area. Appearance of splashes of the increased values of the actual operating loading is caused by the presence of large local disturbing of straightness of guides' shapes or ledges on their units.

From the analysis of diagrams we observe what technical measures are necessary in order to choose primary metrics and plan for translation of element exploitation in areas with high assurance coefficient values. The decline in the level of the contact loading on the set area of shaft (above all things) can be provided with decline of altitude rate of vessel on an area, or with correction of parameters of guides' shapes or ledges in units. The increase of level of the possible loading on element without a correction of shape and altitude rate of vessel is achieved by replacing or measures on strengthening of load-carrying capability construction.

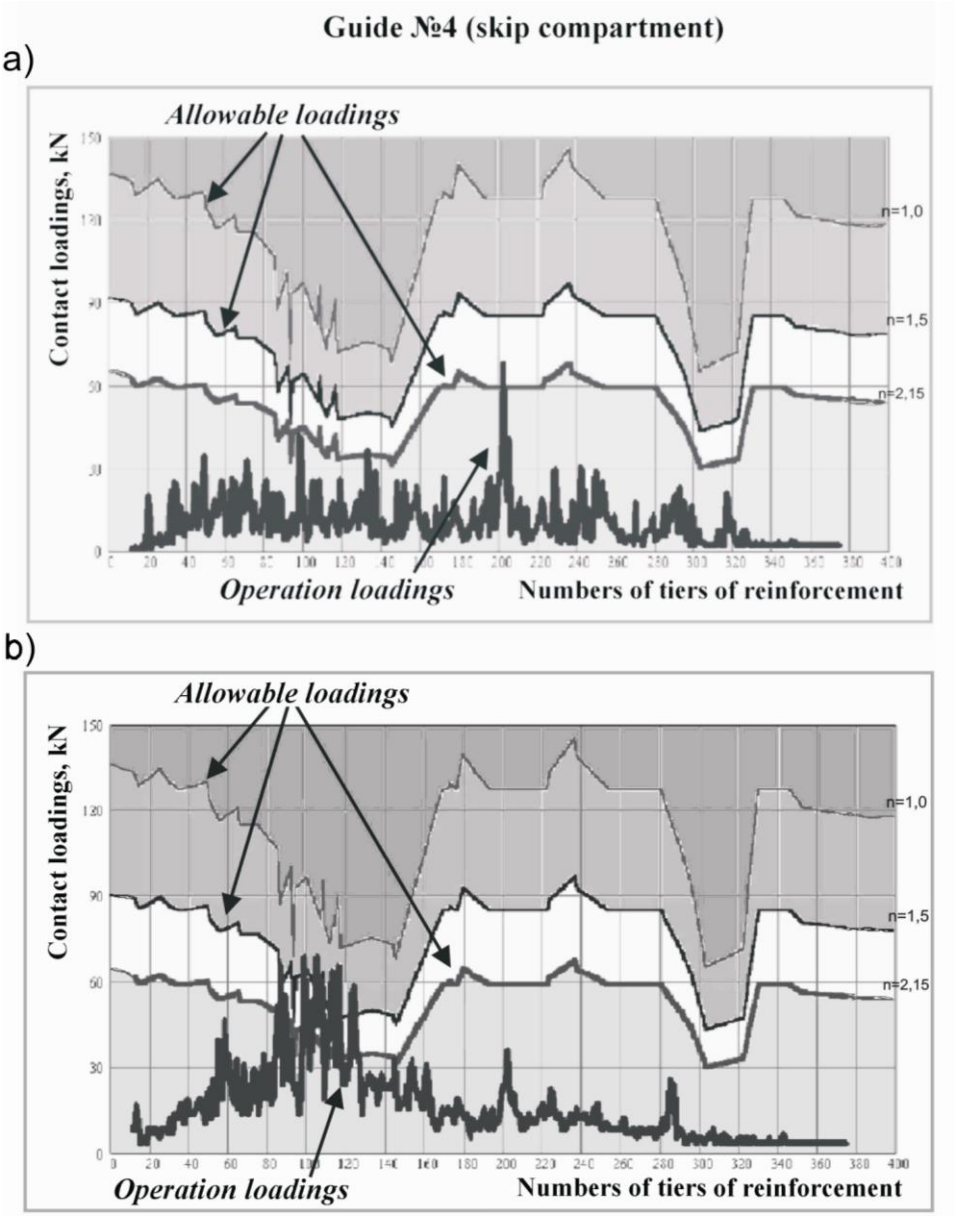


Fig.6. The diagrams of safety for the lateral boxlike guide of strong reinforcement in skip compartments of mine shaft in lateral *(a)* and frontal *(b)* loadings

Doing this work on the mines reveals that even in the hard technical conditions, the effective management by exploitation safety of shaft equipment and its maintenance is possible.

Literature

1. Диагностика состояния систем «крепь—массив» и «подъемный сосуд - жесткая армировка» шахтных стволов. Порядок и методика выполнения. Министерство промышленной политики Украины ГР З – 032 - 2004. Согласовано Госнадзорохрантруда Украины. ПБП „Экономика”. Днепропетровск. 2004. - 40с.
2. Организация контроля безопасного состояния оборудования вертикальных стволов и подъемных установок шахт. СОУ - Н МПП 73.100 - 079:2007. Министерство промышленной политики Украины, 2007 - 99с.
3. Ильин С.Р., Гавруцкий А.Е. Повышение безопасности работы шахтных подъемов путем применения компьютерных технологий и средств электронного контроля за состоянием оборудования стволов в Приднепровском регионе // Геотехническая механика: Межвед. науч. - техн. сб. - 1998., - Вып.6. - С. 169 - 173.
4. Чередниченко О.Л., Ильин С.Р., Радченко В.К. Мониторинг безопасности эксплуатации шахтных стволов. - //Технополис, Днепропетровск. - 2008. Вып. 12. - С. 30 - 31.
5. Ильин С.Р., Трифанов Г.Д., Воробель С.В. Динамический контроль состояния армировки шахтных стволов.//Рудник будущего. Пермь. - 2009. Вып. 5. С.130 - 132.
6. Ильина И.С. Разработка и обоснование метода диагностирования состояния систем «подъемный сосуд - армировка» при предохранительном торможении. Автореф. канд. дисс. Днепропетровск. - 2005. - 16 с.
7. Ильин С.Р. Диагностическая модель влияния нарушений цилиндричности канатоведущих шкивов на уровень динамического взаимодействия подъемных сосудов с армировкой шахтных стволов. - Геотехническая механика. Сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины. - Днепропетровск. - 2000. - Вып.22. - С.118 - 121.
8. Белобров В.И., Дзензерский В.А., Самуся В.И., Ильин С.Р. Динамика шахтных подъемных установок. Изд. Днепропетровского государственного университета. Днепропетровск - 2000. - 380 с.
9. [9] Ильин С.Р. Разработка и обоснование общей диагностической модели оборудования шахтных подъемных установок. Геотехническая механика. Сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины - Днепропетровск. - 2008.- Вып.76. - С.66 - 85.
10. Ильин С.Р., Дворников В.И., Кърцелин Е.Р. Программный комплекс «Армировка шахтного ствола» // Сборник научных трудов национальной горной академии Украины. №13, том 3. Изд. “Навчальна книга” Днепропетровск. 2002. - С.40 - 43.

Анализ развития, результаты и перспективы работ по динамической диагностике и мониторингу эксплуатационного состояния армировки шахтных стволов

Сергей Р. Ильин – Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины

1. Анализ развития работ по динамической диагностике армировки

Исторически работы по надзору за техническим состоянием систем «подъемный сосуд - жесткая армировка» шахтных стволов (диагностике) начали развиваться одновременно с появлением первых подъемных комплексов. Подъемные сосуды и армировка являются оборудованием, работающим в тяжелых динамических режимах в труднодоступных местах под землей в условиях высокой агрессивности шахтной среды и являются объектами повышенной опасности. Деградация, износ и разрушение его некоторых элементов начинают развиваться с первых же циклов эксплуатации и могут заканчиваться через очень короткое время. Например, срок работы вкладышей рабочих или предохранительных башмаков скольжения скипов при интенсивной работе может длиться не более 7-14 дней. Несвоевременная замена изношенного элемента может привести к потере зацепления скипа с проводниками и неожиданной аварии на подъеме с тяжелыми последствиями для всего предприятия.

К простейшему виду работ, относящихся к диагностическим, можно отнести осмотры армировки, проводимые с крыши подъемного сосуда на малой скорости порядка 0,3 м/с, а так же осмотры направляющих устройств, корпуса подъемного сосуда, размещенного на нем оборудования и др. На их проведение ежесуточно отводится полная рабочая смена, в течение которой бригада стволовых рабочих осматривает все яруса армировки, выявляя возможные нарушения стыков проводников, крепления проводников к расстрелам, заделки расстрелов в крепи, появление усталостных трещин на проводниках, определяя уровень коррозионных повреждений расстрелов и прочие дефекты. Работники механической службы определяют состояние направляющих скольжения и качения сосуда, кинематические зазоры в парах «башмак-проводник», зазоры между сосудами и расстрелами и состояние механизмов, размещенных на сосуде. Периодически проверяется вертикальность проводников, состояние головных и уравновешивающих канатов, подвесных и прицепных устройств.

С повышением скорости и грузоподъемности установок развивались и методы контроля их параметров. По мере накопления опыта эксплуатации ШПУ и расследования причин аварий стало понятно, что один

только периодический статический контроль ограниченной группы параметров не дает достаточно достоверной картины взаимодействия подъемного сосуда с армировкой во всех практически возможных ситуациях. Поэтому с 50-х годов 20-го века в европейских странах стали предприниматься попытки создания методов и средств аппаратурного динамического контроля систем «сосуд-армировка» на рабочих режимах движения – динамической диагностики армировки (ДДА-технология, терминология автора). В те годы в измерительной аппаратуре использовались бумажные самописцы или осциллографы с фотобумагой.

После серии крупных аварий, вызванных параметрическими резонансами в армировке стволов Донецкого угольного бассейна в 60-х годах, экспериментальными и теоретическими исследованиями в этой области вплотную занялись ученые Всесоюзного научно-исследовательского института горной механики и технической кибернетики им. М.М.Федорова под руководством профессоров Н.Г. Гаркуши и В.И. Дворникова [1].

На основании большого объема теоретических и экспериментальных исследований в НИИГМ им. М.М.Федорова был разработан и применяется в настоящее время в промышленном порядке на угольных шахтах вариант ДДА-технологии, включающий статические измерения геометрических параметров системы «сосуд-армировка» и последующий динамический расчет ее поведения в рабочих и аварийных режимах по самой общей динамический модели ШПУ, разработанной профессором В.И. Дворниковым и реализованной в специальном программном комплексе «АРМИРОВКА».

С 70-х годов институт НИГРИ в промышленном порядке на стволах Кривбасса применяет собственную тензометрическую аппаратуру контроля нагрузок на армировку (АКН) с регистрацией данных на светолучевой осциллограф и самопишущую аппаратуру (ИП) с бумажным самописцем для контроля параметров проводников. Это были первые в СССР систематические промышленные динамические испытания систем «сосуд - армировка» рудных стволов. При ручной обработке осциллограмм учитывались только пиковые показания датчиков на одном-двух проездах сосуда в статических моделях деформирования без математического моделирования динамики системы «подъемный сосуд-армировка» [2, 3].

В 1969-71 гг. экспериментальные аппаратурные измерения нагрузок на скипах ш. им. Ленина (Кривой Рог) выполнялись в ИГТМ НАНУ под руководством академика В.Н. Потураева [4, 5]. В них так же использовалась лучевая запись результатов измерений с последующей ручной оцифровкой коротких фрагментов осциллограмм и статистическим анализом на ЭВМ.

В Пермском политехническом институте в период 1968-74 гг. с использованием виброизмерительной аппаратуры ВИ-6ТН проводились экспериментальные исследования динамического воздействия скипа на крепь и выявления ярусов с наибольшими динамическими нагрузками. На последующем этапе исследований на выделенных ярусах устанавливалась тензометрическая аппаратура для измерения деформаций расстрелов в местах заделки в крепь, которая в течение смены находилась в стволе в режиме автономной работы. По ее показаниям определялись нагрузки, передающиеся на крепь при движении скипа. Регистрация велась на шлейфовый осциллограф [6].

В 70-х годах в Ленинградском горном институте под руководством проф. Е.С. Кричевского проводились эксперименты по измерению контактных нагрузок на рельсовые проводники и исследованию закономерностей их проявления в зависимости от скорости подъема на стволах СУБРа с фиксацией результатов на шлейфовый осциллограф [7].

Для проводимых в это же время 70-х - 80-х годов аппаратурных исследований подъемных установок в Европе характерно такое же использование лучевой фиксации данных измерений с последующей ручной оцифровкой выбранных фрагментов осциллограмм.

При этом зарубежные эксперименты характеризуются большим объемом используемой аппаратуры и числом одновременно фиксируемых параметров. Исследователи записывают не только нагрузки и ускорения в направляющих сосуда, но и напряжения в характерных точках его корпуса, крутящий момент на валу двигателя, колебания натяжений канатов, диаграмму скорости и пр. Их цель – получить как можно больше данных для верификации математических моделей, использование которых должно дать результаты, достаточные для адекватного прогноза поведения системы и выбора ее рациональных и безопасных параметров при проектировании, строительстве и эксплуатации [8 - 10].

Фрагменты осциллограмм, зафиксированных такими приборами, показаны на рис. 1.

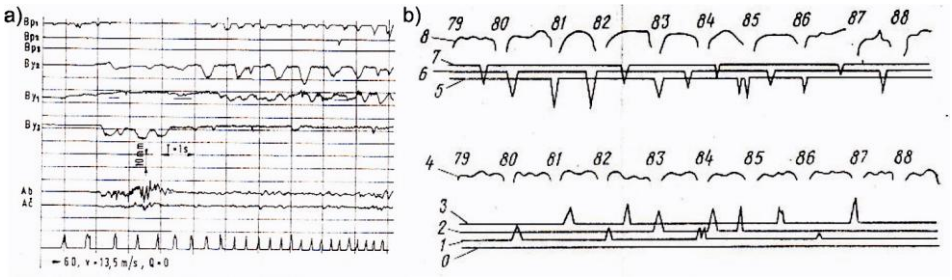


Рис.1. Осциллограммы динамических нагрузок на проводники:
*а) по материалам работы [*8]; *б) по материалам работы* [3]

Приведенные осциллограммы показывают, что полный перевод их ручным способом в цифровую форму практически не возможен, применение приборов преобразователей графиков (типа Ф-018) также не решало вопроса оцифровки больших объемов данных. При таких осциллограммах возможно только определение пиковых значений на некотором интервале времени, что делает непригодной такую форму записи для последующего использования в компьютерной обработке данных на протяжении больших серий испытательных циклов и полномасштабного моделирования всего цикла спуска или подъема. Например, обработка результатов измерений, описанных в работе [8], длилась целый 1980-й год.

Судя по публикациям того времени, первым опытом применения на движущемся в рабочем режиме подъемном сосуде виброизмерительной аппаратуры с высокоскоростным портативным цифровым регистратором в промышленных условиях, была работа, выполненная автором статьи на кафедре горных машин Мишкольцкого университета тяжелой промышленности и реализованная на многоканатном подъеме рудника Мечек (г. Печ, Венгрия) в 1978 году [11, 12]. Измерения вертикальных и горизонтальных ускорений при колебаниях клети и канатов проводились в течение 2-х рабочих смен, обработка и анализ результатов заняли около 10 дней. Следует отметить, что такие промышленные исследования с записью на портативный магнитограф данных измерений параметров нагрузок на проходческом комбайне и обработкой на персональном компьютере уже в те годы систематически проводились на кафедре [13]. Это позволило разработать вариант применения такой технологии для исследования динамики шахтного подъема.

Позднее эксперимент, описанный в работе [8], был проведен в Чехии (Острава) на руднике МИР-4 в мае 1988 года с цифровой записью динамических данных на магнитограф. Описанные эксперименты носили разовый исследовательский характер и их результаты были использованы для верификации математических моделей динамики ШПУ.

Уже первое применение цифровой записывающей аппаратуры, способной накапливать большой массив данных и передавать их стандартным способом для обработки в стационарный компьютер показало широкие возможности для разработки измерительно-аналитической математической модели динамики ШПУ, в которой часть данных будет с высоким разрешением по времени и квантования по уровню в течение серии циклов спуска/подъема одновременно записываться с различных взаимодействующих между собой узлов оборудования и в лабораторных условиях программным путем «встраиваться» в моделирующий вычислительный процесс, организованный в ПЭВМ на основании комплексной математической модели.

Этот принцип был положен в основу разработки в ИГТМ измерительно-аналитической технологии динамической диагностики армировки с 1994 года, когда стало возможным приобретение на рынке Украины подходящих по своим характеристикам промышленных блоков, необходимых для сбора электронной части комплекта портативной измерительной аппаратуры.

Экспериментальная отработка применения в промышленных условиях и развитие цифровой ДДА-технологии ИГТМ на рудниках Украины и России началось с 1995 года после проведения постановочных экспериментов на руднике Таймырский Норильского ГМК. Электронная часть аппаратуры была собрана по классической схеме, рис. 2 [14, 15].



Рис.2. Блок-схемы электронной части комплектов аппаратуры «МАК-1» и «МАК-2» 1997-2003 г.

Исторически работы по созданию мобильного варианта системы диагностики армировки в ИГТМ явились развитием работ по созданию стационарной системы диагностики консольной армировки для стволов Норильского ГМК и шахт Украины в конце 80-х начале 90-х годов. Их итогом была разработка Технического задания на АС «ТЕРАКОД», утвержденного в установленном порядке в системе Минуглепрома Украины в 1992 г.

Кроме самостоятельного назначения эта система была составной частью разрабатываемых компьютерных систем управления подъемными установками нового типа для работы с глубины 2300 м в Норильске и карьерах Якутии глубиной до 700 м в 1990-1994 гг., которые не

получили дальнейшего развития в силу технико-экономических условий того времени. Научные разработки, математическое и программное обеспечение систем контроля и диагностики во многом являются общими для стационарного и мобильного вариантов систем.

Для управления процессом измерений и записи данных в мобильной системе в разное время использовались ноутбуки типа AT-486: стандартный фирмы «Ambra» и планшетный фирмы «Compac», работающие под операционной системой DOS. Для связи с датчиками использовался 8-ми канальный контроллер фирмы DACpad-71B «Advantech» с аналого-цифровым преобразователем (АЦП), который подключался через порт PCMCIA к компьютеру, а через внешний блок разъемов к датчикам. В качестве динамических датчиков, использовались промышленные измерители линейного ускорения типа МП-95 (комплект «МАК-1»).

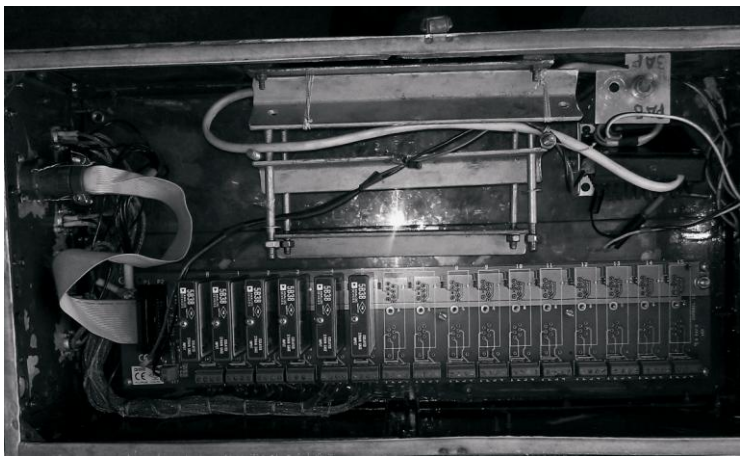


Рис.3. Блок тензоусилителей с модулями 5B38 в защитном корпусе

Для непосредственного измерения контактных усилий к ПЭВМ подключался второй контроллер DACpad-71A, комплект 6-ти тензоусилительных модулей типа 5B38 фирмы «Advantech», размещенных на 16-ти канальной плате (рис. 3) и комплект 6-ти тензодатчиков, разработанных и изготовленных по спецзаказу фирмой «Метриком», которые перед измерениями на стволе встраивались в специальные гнезда, выточенные в корпусах рабочих башмаков сосуда. Рабочее название комплекта с акселерометрами - МАК-1, а с блоком тензоусилителей и силоизмерительных датчиков - «МАК-2».

В качестве индикаторов расстрелов в разное время применялись промышленные механические датчики, магнитные датчики ДПУ-1-100, инфракрасные датчики, разработанные специалистами института НИИТМ, которые в последствии, в силу естественного износа, были заменены датчиками итальянской фирмы «Carlo Gadzoni».



Рис.4. Экспериментальный комплект аппаратуры МАК-2
в копре перед монтажом на подъемном сосуде (2003 год)

Следует отметить, что электронная часть цифровой аппаратуры (как и аналоговый осциллограф) с большим запасом по параметрам является универсальной по отношению к набору решаемых задач измерений и превращается в специализированный программно-аппаратный комплекс (ПАК) в зависимости от конкретного набора подключаемых к ней датчиков и управляющего программного обеспечения, которые определяются при разработке методики обработки данных и задаются методикой измерений.

Для использования данного комплекта в решении задач измерения динамических параметров систем «сосуд-армировка» было разработано специальное программное обеспечение (ПО), которое позволяло с клавиатуры компьютера и через выносной пульт на длинном кабеле в стволе управлять процессом записи показаний датчиков в бинарном коде на жесткий диск с заданной частотой опроса, программно регулировать эту частоту, визуализировать на мониторе осциллограммы сигналов с датчиков в развертке по времени (режим цифрового осциллографа) как непосредственно во время работы, так и с записанного при измерениях файла данных. В частности ПО позволяло производить управление остановкой работы с клавиатуры или сенсорной панели компьютера не вынимая его из защитного корпуса, что не было первоначально предусмотрено его конструкцией.

В связи с выходом в 2004 г постановления Кабинета Министров Украины № 687 «О порядке проведения обследований объектов повыше-

нной опасности», был приобретен и используется до настоящего времени при работах на рудниках промышленный образец цифровой аппаратуры для измерения вибраций, разработанный специализированной организацией, занимающейся изготовлением и обслуживанием аналогичной техники (электронная часть разработана и изготовлена НПП «Ракон», программное обеспечение разработано ИГТМ НАНУ).

В настоящее время современный вариант технологии реализован в программно-аппаратном комплексе «ТехноМак», включающим измерительную станцию 4-го поколения, с записывающим блоком на базе процессора IntelAtom, работающего под управлением системы Windows, и 16-ти канального аналого-цифрового преобразователя USB-4711 фирмы «Advantech». Станция имеет встроенную плату тензоусилителей и способна проводить высокоскоростную запись с различных комплектов датчиков (акселерометров, тензодатчиков и пр., частота опроса датчиков в обычном режиме 550-950 Гц). Вычислительные мощности встроенной ПЭВМ дают возможность в промышленных условиях при проведении испытаний оперативно проводить предварительную обработку данных вести контроль качества записи и др. [16].

В части управления работой электронной части аппаратуры и обработки данных оригинальной разработкой является программное обеспечение, которое управляет работой системы «ПЭВМ-АЦП» и обеспечивает опрос измерительных каналов, на которые приходят аналоговые сигналы с датчиков и пульта управления, запись данных на жесткий диск с заданной частотой и обработку сигналов управления, научно-методическое обеспечение, алгоритмы и программы системной обработки и анализа данных, специальных динамических и прочностных расчетов. Программное обеспечение непрерывно совершенствуется при переходе на более современные электронные модули и расширении состава решаемых задач.

В настоящее время в Украине и странах СНГ цифровая ДДА-технология стала использоваться и в других организациях при промышленных обследованиях стволов.

С 1999 года на шахтных стволах донецкого региона эксплуатируется цифровая маркшейдерская станция СИ-5М с записью данных на встроенный ноутбук [17]. Ее принципиальная схема была аналогична схеме аппаратуры ИГТМ, только в качестве первичных измерительных преобразователей использовались датчики угловых и линейных перемещений. Станция применяется для профилировки проводников жесткой арамировки стволов.

С 1995 года на угольных и рудных стволах стран СНГ и за рубежом применятся взрывобезопасная цифровая измерительная аппаратура

московской фирмы «ИНТРОН» для контроля проводниковых, головных и уравновешивающих канатов «ИНТРОС» в записью результатов измерений с показаний магнитных датчиков на встроенный контролллер и визуализацией на мониторе ПЭВМ [18].

Интересным фактом в истории создания аппаратуры для динамической диагностики армировки является то, что ее первые экземпляры изготавливались в Германии в середине прошлого века на базе штатных трехканальных регистраторов износа стальных канатов путем подключения к их входам акселерометров. С появлением портативных компьютеров и аналого-цифровых преобразователей записывающая техника стала универсальной.

В 2007 г ООО «Региональный канатный центр» (Пермь, Россия) применил собственные цифровые регистраторы «МАК-РКЦ» и «Ветлан» при совместном обследовании по методике ИГТМ рудоподъемного ствола ПО «Уралкалий» с высокоскоростной цифровой регистрацией показаний 6-ти акселерометров и 4-х тензоизмерительных узлов, установленных на корпусе скипа, диаграммы скорости, глубинной координаты сосуда, тока якоря и тока возбуждения электропривода [19].

С 2008 года институт БЕЛГОРХИМПРОМ на соляном руднике Беларуськалий (Белоруссия) начал применять собственный высокоскоростной цифровой измерительный комплекс АСКА1 с четырьмя акселерометрами и шестью датчиками зазоров [20].

С 2010 года цифровую регистрацию показаний динамических датчиков аппаратурой собственной разработки использует институт НИГРИ при диагностике армировок на рудниках Кривбасса.

Следует отметить, что во всех описанных случаях применяемая аппаратура компоновалась из промышленных приборов, смонтированных в одном или нескольких защитных корпусах. Задачи согласования между собой различных компонентов решались стандартными способами.

Оригинальными техническими разработками являлись, в основном, первичные разрабатываемые под конкретные условия применения силоизмерительные датчики, путевые датчики-отметчики ярусов, которые разрабатывались по заказам специализированными фирмами-разработчиками, пульты включения/выключения записи и конструкции их крепления на сосуде, защитные корпуса и кабельная сеть собственного изготовления.

Возможность использования стандартной цифровой электроники для нестандартных задач в условиях шахтных стволов объясняется опережающим развитием измерительно-регистрирующей техники, ориентированной на эксплуатацию в сходных условиях в других отраслях, и возможностью

применения в научных работах лучших образцов, имеющихся в наличии у исследователей-горняков в каждый конкретный отрезок времени в зависимости от их финансовых возможностей.

Многолетний опыт работы показал, что для условий шахтных стволов вполне достаточно использования имеющихся на современном рынке комплектов цифровых электронных приборов, стандартным образом подключенных к портативному компьютеру или контроллеру с достаточным объемом памяти, и оригинального управляющего программного обеспечения, которое разрабатывается и изготавливается на основе требований специальной научно-методической документации под конкретный объект исследования и комплекты навесных датчиков.

Основные проблемы, требующие появления новых научных разработок, до сих пор находятся в области создания методического, нормативного обеспечения, определяющего порядок и критерии интерпретации полученных данных измерений, их математической обработки, расчетов, необходимых для определения вида технического состояния систем «сосуд – армировка» и прогноза его изменения в заданных технологических условиях эксплуатации, алгоритмического и программного обеспечения для автоматизированного выполнения работ.

Промышленное применение цифровой многопараметрической регистрации на большом количестве разнообразных стволов, в частности, показало, что применение дискретных датчиков-отметчиков ярусов, которые использовались в начальной фазе исследований в качестве средства привязки показаний динамических датчиков к номерам ярусов армировки, при использовании программной обработки данных дает большую погрешность по адресу. Это вызвано тем, что в разных отделениях стволов трудно найти вертикальную плоскость, в которой бы количество горизонтальных балок, на которые реагирует датчик, в точности совпадало с числом основных расстрелов, отмеченных и пронумерованных в паспорте ствола, из-за наличия промежуточных вспомогательных расстрелов, конструкций отшивки скиповых и клетевых отделений в районах дозаторов и пр. Их учет и коррекция возможны только при ручной обработке одной - двух осциллограмм, примеры которых приведены на рис. 1.

Цифровая регистрация дала возможность одновременно с показаниями динамических датчиков вести синхронную запись диаграммы скорости подъема в развертке по времени в цикле. Это позволило нам разработать специальный математический алгоритм и создать программный модуль, который выполняет интегрирование диаграммы скорости, строит функцию зависимости глубиной координаты сосуда от времени, совмещает показания динамических датчиков и данные

маркшейдерской профилировки с глубинными отметками и «привязывает» их к номерам ярусов.

Такой подход позволил наглядно представить результат и выполнить математический анализ влияния геометрических параметров профилей системы проводников, расстояний между ярусами, формы диаграммы скорости подъема на фактические поярусные значения динамических параметров системы «сосуд-армировка» и др. и получить ряд новых качественных и количественных результатов, объясняющих сложное поведение систем «сосуд-армировка» в ударно-циклических режимах движения.

2. Некоторые результаты экспериментальных исследований

Все авторы аппаратурных измерений в стволах отмечали, что сосуд при разных проездах на одном и том же пролете может дать динамическую реакцию от нулевой амплитуды до пикового значения. При этом в стволе можно выделить участки, на которых в серии проездов пиковые нагрузки будет намного больше, чем на других. Процесс считался случайным, обладающим некоторыми вероятностными характеристиками. В некоторых работах он был квалифицирован как стационарный эргодический, для определения статистических характеристик которого, достаточно проведение одного испытания [3].

Использование цифровой измерительной техники позволило перейти к созданию имитационных цифровых вычислительных процессов (моделей) со «встроенными» функциями внешних воздействий. Анализ их результатов позволил полнее раскрыть физическую природу динамического взаимодействия сосудов с проводниками, играющими роль упругих ограничителей с искривленной поверхностью [21, 22].

Выбор конструкции и параметров шахтного скипа производится по специальной методике, исходя из критериев обеспечения заданной производительности подъема [23]. Согласно той же методике выбирается конструкция и параметры жесткой армировки по критерию динамической устойчивости по отношению к параметрическому возбуждению, вызванному периодичностью опорной жесткости проводников по глубине ствола.

Для одного и того же типа скипа различные конструкции армировки могут удовлетворять критериям устойчивости с различными коэффициентами запаса. Их жесткости (в пролетах и в ярусах) в разных стволах могут существенно различаться между собой в несколько раз. Кроме того, они могут существенно различаться для двух противостоящих проводников одного сосуда из-за наличия вспомогательных упоров

в конструкциях ярусов армировки. Для основных рудоподъемных стволов Украины эти жесткости лежат в пределах от $0{,}27x10^4$ до $1{,}89x10^4$ кН/м [24].

При длительной эксплуатации, превышающей 30-50 лет, профили проводников в результате большого количества ремонтов и сдвижения горных пород приобретают форму пространственно искривленной линии. Движение подъемных сосудов по паре таких упругих проводников носит ударный хаотический характер. Это обусловлено тем, что малые различия в углах наклона проводников на разных ярусах, параметрах диаграмм скорости подъема, загрузки, расстояний между ярусами армировки, опорной жесткости проводников приводят к непредсказуемо большим разбросам в контактных нагрузках и точках их приложения к проводникам на протяжении одних и тех же коротких участков ствола длиной в 2-3 высоты сосуда.

Такая реакция происходит из-за того, что в относительном движении рабочие поверхности проводников набегают на жесткие направляющие башмаки сосуда, горизонтально колеблющегося на упругих роликоопорах, с некоторой скоростью, а соударение может происходить по набегающей грани переднего фронта излома профиля или отклоняющейся грани заднего фронта в точке с неопределенной глубинной координатой. Даже на протяжении одного шага армировки соударение может происходить как в середине пролета, так и ближе к его концам в районах опорных ярусов.

На рисунке 5 представлена схема, позволяющая объяснить физическую природу появления большого разброса амплитуд контактных нагрузок на одних и тех же ярусах в системе «сосуд-армировка» в разных рабочих циклах спуска/подъема.

Приняты обозначения: V^-, V^+ - соответственно скорости башмака до и после ударного контакта, Vпр1, Vпр2 –скорости набегания на сосуд 1-го и 2-го проводников в пролете между ярусами относительно крепи ствола, α - угол наклона проводника в пролете к вертикали, Vпод – вертикальная скорость подъема сосуда.

Такая же картина взаимодействия происходит одновременно и на нижнем поясе сосуда. Кроме того, качественно идентично происходит взаимодействие башмаков с проводниками в боковой плоскости проводников. Отличие последнего случая только в том, что там набегающая и отклоняющаяся грани принадлежат одному и тому же проводнику.

Среди ярусов с набегающими передними фронтами наиболее «энергетичными» (добавляющими энергию сосуду при ударе), являются пролеты с наибольшим углом отклонения от вертикали. На участке движения с максимальной скоростью эти пролеты будут иметь наибольшую скорость набегания проводника на башмак. Параметром, характеризующим эту скорость, является кинетическая энергия возмущений [22].

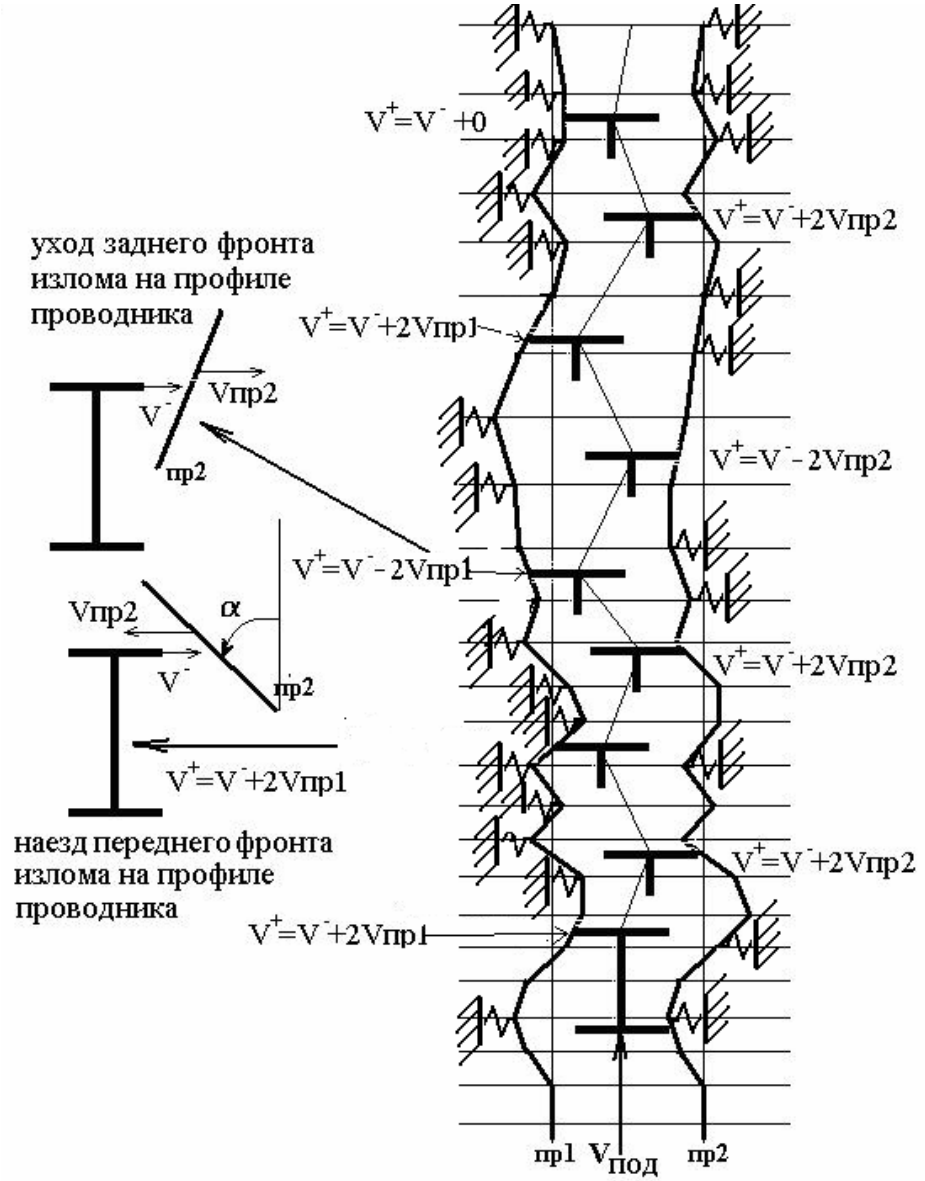


Рис.5. Кинематическая схема лобового взаимодействия жестких направляющих верхнего пояса подъемного сосуда с упругими проводниками на участках искривления профиля (случай абсолютно упругого соударения)

Если длина участка ствола с постоянным углом наклона проводника меньше длины пути, который сосуд проходит по вертикали за период между двумя последовательными соударениями (период горизонтальных колебаний в ударном режиме), то в зависимости от фазы колебаний, с которой сосуд попадает на участок с изломами профиля, этап сближения

и соударения башмака с проводником может попасть на любой из пролетов с набегающими или отходящими гранями проводников. Например, на участке с максимальной скоростью 10 м/с при шаге армировки 3 м и частоте колебаний 1 Гц базовый участок занимает 3,3 яруса.

В в середине пролета жесткость проводника минимальная, а в области крепления к расстрелам – максимальная [23], поэтому динамическая реакция ударного взаимодействия даже на протяжении одного пролета будет зависеть от локальной опорной жесткости проводника в точке контакта и может отличаться в несколько раз. Чем больше опорная жесткость проводников, тем большую энергию возмущения передает искривленный профиль сосуду.

Так как проводники являются для сосуда упругими ограничителями колебаний и одновременно их возбудителями, то при наличии упругих амортизаторов полное колебание будет являться суперпозицией собственного и вынужденного колебаний и, даже при постоянной на участке вынуждающей частоте, будет гармоническим только в случае кратного соотношения частот [25, 26]. Кратное сочетание частот на длительном интервале времени практически невозможно в силу переменности параметров профиля по глубине ствола и является еще одной физической причиной хаотичности характера динамического взаимодействия сосудов с проводниками жесткой армировки.

В том случае, когда сосуд попадает на участок длительной серии соударений с противолежащими набегающими гранями проводников, горизонтальная скорость его перемещения в колее возрастает от удара к удару. Так как кинематический зазор остается в одних и тех же пределах, то время между ударами по противолежащим граням проводников уменьшается, а частота ударов растет.

Обратный процесс происходит, когда сосуд выходит из участка с интенсивными соударениями и повышенной частотой колебаний. При переходе на участок со спрямленным профилем энергия колебаний за счет рассеивания уменьшается, что приводит к соответствующему уменьшению амплитуды усилий и частоты колебаний.

Таким образом, частота ударно-колебательного процесса является амплитудно-зависимой величиной. Она растет с ростом амплитуды контактных усилий и скорости перемещения сосуда в створе проводников (кинетической энергии горизонтального движения сосуда).

Было установлено, что малые изменения в функциях загрузки сосуда, характера диаграммы скорости (диаграмм, имеющих малые отклонения (до 5-7%) по амплитуде мгновенной скорости и ее глубинной координате,

отклонения центра тяжести от вертикальной оси подвеса сосуда на канате), приводят к отклонениям в дальнейшем горизонтальном поведении сосуда на одном пролете в несколько раз (нагрузки непредсказуемо могут меняться от 0 кН до 100-200 кН на разных циклах). При этом динамическая реакция башмака сосуда на *i*-м пролете определяется его фазой по относительной скорости к грани проводника на предыдущем пролете.

Такой процесс является хаотическим, и только серия длительных аппаратурных измерений может выявить наиболее «вероятные» изменения в выходной реакции сосуда в данных промышленных условиях. При этом всегда остается некоторый риск в том, что в какой-то момент времени на систему будут поданы не проявившиеся ранее воздействия, и ее реакция окажется сильнее по усилиям, чем на предыдущих испытаниях. Это подтверждается тем, что при динамических испытаниях нами многократно фиксировались случаи, в которых на одном и том же пролете какой-то один проезд на пониженной скорости давал в несколько раз большие динамические нагрузки, чем все остальные проезды на скорости в 1,5 - 2 раза большей.

Значения амплитуд пиковых реакций сосуда будут тем большими, чем больше углы наклона проводников в пролетах. При стабильной работе системы управления ШПМ и загрузки сосуда внешние воздействия на сосуд будут максимально идентичными на всех рабочих циклах, поэтому аппаратурная динамическая диагностика, в таких условиях, выявит наиболее вероятную серию откликов системы и выявит реализующиеся на них максимальные динамические перегрузки. Такую стабильность могут реализовать цифровые системы управления скоростью и контроля загрузки.

Измерения и расчеты показывают, что пиковые нагрузки хоть и с различной амплитудой, но концентрируются вокруг одного двух пролетов на серии однотипных проездов или на более протяженном участке в 5-10 ярусов. В некоторых стволах они распределены по глубине более-менее равномерно с близкими амплитудами, в других приурочены к одному или нескольким коротким участкам.

Амплитуды усилий могут быть близкими к предельно допустимым по критериям прочности армировки либо в боковой, либо в лобовой плоскости. Особенно это характерно для рельсовых проводников, у которых из-за большой разницы (в 5 раз) в лобовых и боковых моментах сопротивления, нагрузки одного уровня могут быть допустимыми в лобовой плоскости и запредельными в боковой, о чем писал еще проф. Е.С Кричевский, говоря о не целесообразности использования рельсового проката в качестве шахтных проводников [7].

Элементы контактирующей пары «башмак-проводник» можно квалифицировать по их роли в динамическом процессе следующим образом: проводник – это активное воздействующее звено (АЗ), башмак – пассивное возмущаемое звено (ПЗ). Как показано выше, активное звено при ударном контакте может накачивать энергию в движение системы «сосуд-башмак», в этом случае оно будет возмущающим звеном (АВЗ), а может и поглощать энергию этой системы, в этом случае оно будет поглощающим звеном (АПЗ). В случае контакта с нулевой горизонтальной скорость проводника (случай вертикального пролета) активное звено будет нейтральным по отношению к процессу изменения энергии сосуда (АНЗ).

Так как работа подъемной установки является циклическим процессом спуска/подъема по одной и той же трассе движения, то сосуд за время одного проезда совершает конечное число ударных взаимодействий с проводниками. Их число может изменяться от нуля, при реализации проектного безударного режима движения, до некоторого максимально возможного значения, которое определяется интенсивностью нарастания амплитуды контактных нагрузок. В свою очередь, эта интенсивность тем больше, чем большее число раз башмаки столкнутся с набегающими гранями проводников в режиме АВЗ.

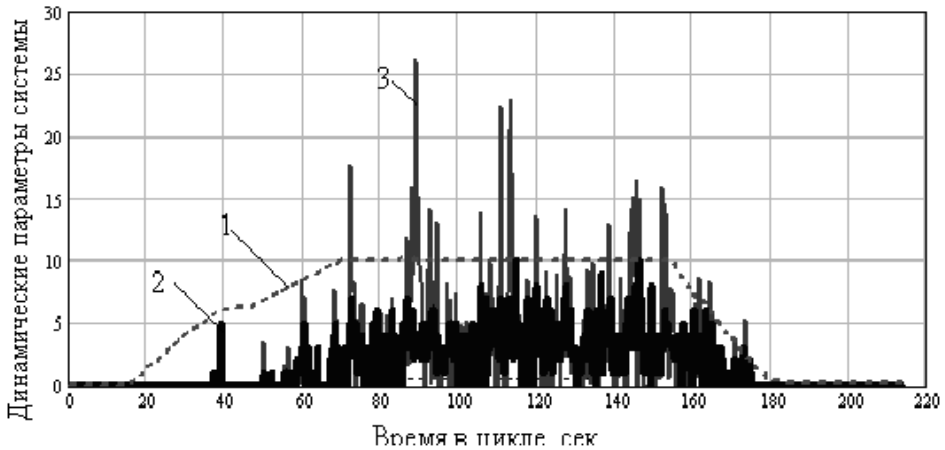


Рис.6. Сводный график динамических параметров системы «скип-армировка» ш. им. Фрунзе: *1- скорость подъема, м/с; 2 – число ударов на одном пролете армировки; 3- максимальная амплитуда ударных нагрузок, кН*

На рисунке 6 приведен сводный график скорости подъема груженого скипа, распределения числа ударов по паре противостоящих проводников двумя верхними башмаками, амплитуды ударных нагрузок на каждом пролете между ярусами армировки, полученный на основании обработки

данных аппаратурных динамических испытаний системы «скип-армировка» ш. им. Фрунзе ЗАО «Евраз Сухая Балка».

Очевидно, что максимально возможная накачка энергии будет соответствовать случаю, когда все рабочие грани башмаков, расположенные в одной плоскости (в лобовой - 4 грани, в боковой - 8 граней) будут при каждом полупериоде колебаний сосуда в зазоре по соответствующей степени свободы вступать в контакт с проводником в режимах АВЗ.

Из рисунка видно, что наибольшие значения частоты и амплитуды ударов приходятся на участок движения с максимальной скоростью. По кривой 2 видно, что максимальное число ударов по пролету проводников верхним поясом скипа находится в интервале от 5 до 10. По кривым 2 и 3 видно, что наибольшее число ударов (10) с максимальной амплитудой в данном подъеме испытывают пролеты проводников, которые скип проходит на интервале времени 115-128 сек. Такое же число ударов испытывают пролеты, которые скип проходит между 142 сек и 150 сек, но амплитуда нагрузок на них на 25% меньше.

Кроме того, видно, что на 40-й секунде подъема в результате излома на диаграмме скорости, вызванным неплавной работой подъемной машины, на соответствующем пролете армировки возбуждается ударный режим взаимодействия скипа с проводниками, в течение которого они испытывают 5 жестких ударов с незначительной амплитудой контактных нагрузок. Такое же явление видно и на участке замедления с изломом диаграммы скорости между 160 сек и 170 сек (число ударов 5-7, амплитуда нагрузок до 8 кН).

Это говорит о том, что разные пролеты ярусов за время одного проезда сосуда будут испытывать различные суммарные ударные воздействия, которые, главным образом, определяют их остаточный ресурс по усталостной долговечности металла и скорость их механического износа.

Для ранжирования динамического воздействия на армировку по данным аппаратурных испытаний удобно определить суммарную энергию ударных сил, которую сосуд передает проводникам в каждом пролете, как сумму потенциальных энергий упругого деформирования пролета во время каждого удара. Средняя жесткость пролета $C_{арм}$. В этом случае суммарная потенциальная энергия на *i*- м ярусе определяется по формуле:

$$P_i = \frac{1}{2 \cdot C_{арм}} \cdot \sum_{k=1}^{N_i} F_{k,i}^2$$

где P_i - суммарная потенциальная энергия упругого деформирования проводника на i-м пролете в течение N_i ударов с максимальным усилием $F_{к,i}$. ($к$- порядковый номер удара в пролете). На рис. 7 приведены графики скорости подъема скипа и суммарной энергии, полученной пролетами проводников армировки, в развертке по времени в цикле для того же ствола.

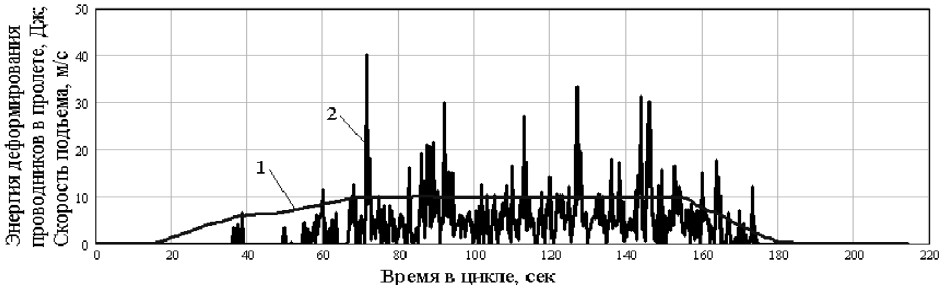


Рис.7. Графики распределения энергии деформирования проводников и скорости подъема в развертке по времени в цикле для скипа ш. им. Фрунзе: *1- скорость подъема, м/с; 2- энергия деформирования проводников в пролете, Дж*

Сравнение графиков на рисунках 6 и 7 показывает, что пролеты проводников, на которых реализуются максимальные амплитуды динамических нагрузок, не обязательно будут являться таковыми по количеству суммарной энергии, передаваемой сосудом проводникам во время одного цикла подъема. Это происходит потому, что число ударов на разных пролетах различно. В случае максимальных амплитуд нагрузок возможно снижение частоты ударов, что может привести к соответственному уменьшению полной энергии, передаваемой проводникам.

Параметр «полная энергия ударов» может являться самостоятельной характеристикой динамической нагруженности элементов армировки на каждом ярусе для прогноза их долговечности (наряду с максимальным значением ударной нагрузки в пролете, которое служит для определения минимального мгновенного остаточного запаса прочности элементов яруса).

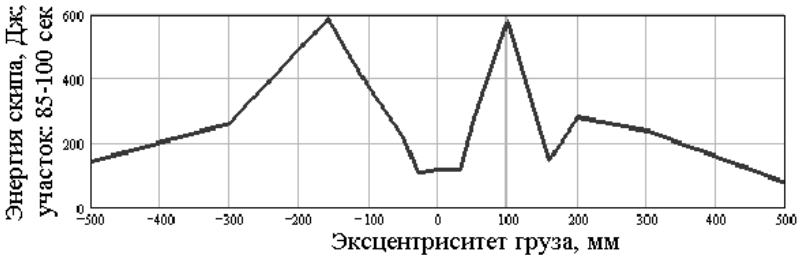
Экспериментальные исследования в промышленных условиях не всегда позволяют получить достаточно полный набор данных, для установления требуемых зависимостей, так как определение некоторых параметров представляет настолько большие технические и организационные трудности, что делает их экономически нецелесообразными. Одной из таких задач является изучение влияния эксцентриситета груза в скипе на динамические параметры системы «сосуд-армировка». В этом случае используется математическое моделирование со «встроенными» в дифференциальные уравнения движения табличными функциями изме-

нения требуемых параметров (диаграммы скорости, профилей провососуда, полученными путем аппаратурных измерений в промышленных условиях.

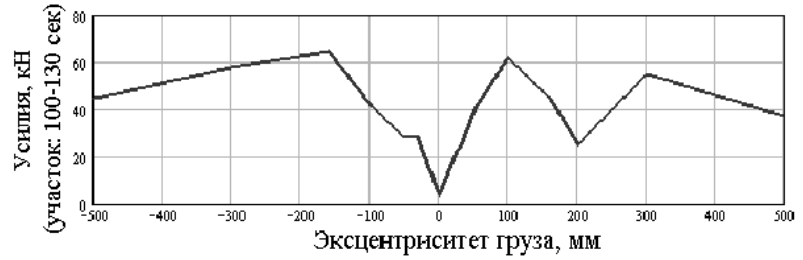
а)



б)



в)



г)

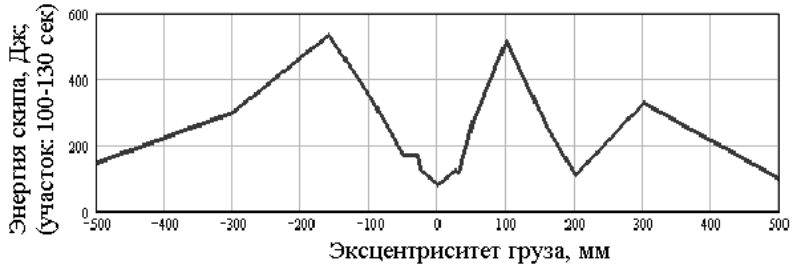


Рис.8. Графики зависимостей от эксцентриситета груза: (а) усилий на участке подъема 85-100 сек; (б) кинетической энергии скипа на участке 85-100 сек; (в) усилий на участке 100-130 сек; (г) кинетической энергии на участке 100-130 сек для скипа ствола ГС-1 ЗАО ЗЖРК

Проведенные путем математического моделирования исследования изменения кинетической энергии сосуда и контактных нагрузок на армировку в основной (лобовой) плоскости проводников в течение рабочего цикла с учетом эксцентриситета груза в сосуде для параметров породного скипа в стволе ГС-1 ЗАО ЗЖРК при максимальной скорости 11 м/с показали, что зависимости пиковых значений усилий и кинетической энергии от эксцентриситета груза качественно имеют одинаковый характер (рис. 8). Численные исследования показали, что зависимость между ними описывается функцией вида (рис. 9):

$$F(Ec) = a \cdot (Ec)^b + c$$

где F - максимальное на участке контактное усилие по всем 4-м башмакам скипа, кН; Ec - кинетическая энергия скипа, Дж, a, b, c – коэффициенты регрессии.

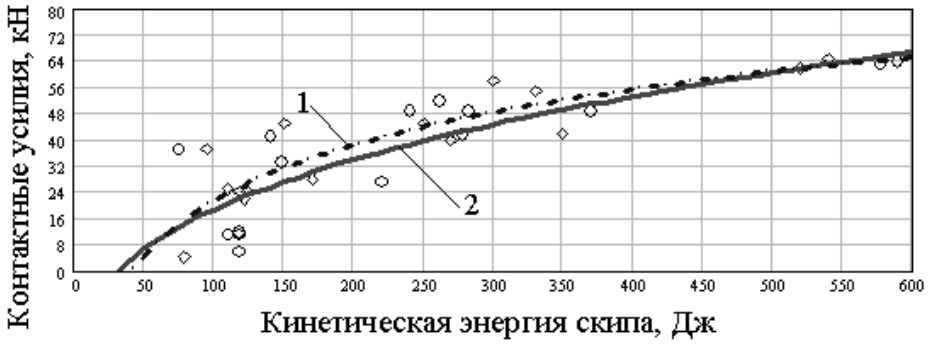


Рис.9. Регрессионные кривые зависимости контактных усилий от кинетической энергии скипа на участках ударно-циклического взаимодействия в лобовой плоскости проводников*1 - участок ударного взаимодействия 85-100 сек, 2 – участок ударного взаимодействия 100-130 сек*

3. Перспективы развития автоматизированной динамической диагностики и мониторинга состояния армировки стволов

Состояние стволового оборудования в состоянии сильного износа и повышенных нагрузок делает чрезвычайно актуальной задачу непрерывного мониторинга его технического состояния. В свою очередь, чтобы работа была выполнимой за рациональный промежуток времени, и позволяла непрерывно отслеживать изменение ключевых параметров, реализация такого мониторинга должна опираться на соответствующую технику, которая позволяет быстро и достоверно измерить необходимые параметры, научно-методическое и программное обеспечение, которые позволяют рассчитать требуемые параметры безопасности.

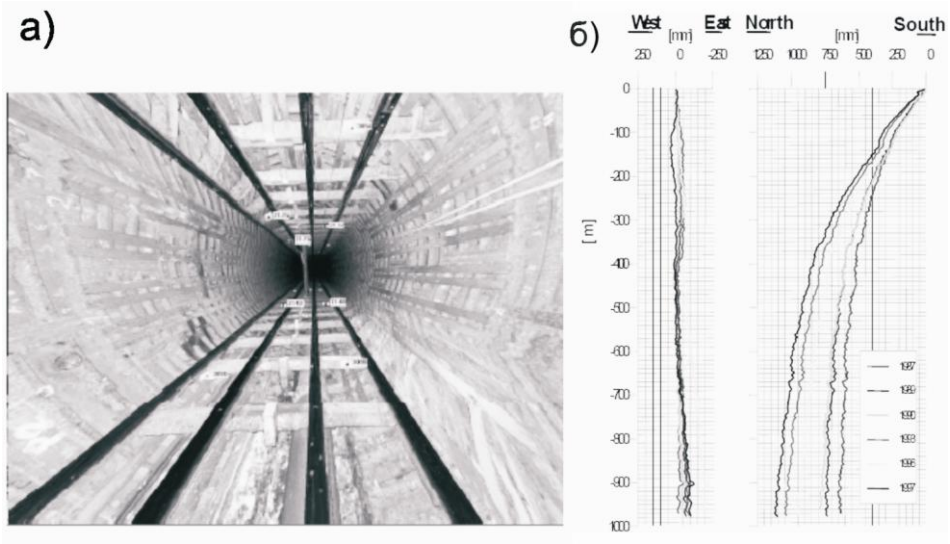


Рис.10. Результаты лазерного сканирования армировки ствола [28]: программный образ армировки и крепи (а), графики изменения профиля оси ствола за несколько лет по результатам лазерного сканирования (б)

На сегодняшний день существует и постоянно применяется комплекс динамического сканирования систем «подъемный сосуд - армировка» «ТехноМак» ИГТМ НАН Украины [27], за рубежом появились комплексы лазерного статического сканирования стволового оборудования (фирма «DMT» (Германия), фирма «Сайт Пауэр Украина» (ЮАР-Украина)) [28, 29]. Динамические и статические комплексы сканирования по своему назначению и функциональным свойствам органически дополняют друг друга. Базы данных таких комплексов могут быть логически и программно взаимосвязаны между собой.

На рис. 10 и рис. 11 показаны примеры результатов применения лазерного сканирования армировки шахтного ствола [28, 29] и пример построения твердотельной модели армировки ствола в процессе динамической диагностики комплексом «ТехноМак» ИГТМ НАНУ. Видно, что конечные результаты построения твердотельных моделей, необходимых для выполнения деформационно-прочностных расчетов, идентичны между собой, но несомненным достоинством включения метода лазерного сканирования в процесс измерения параметров армировки является то, что он позволяет по данным аппаратурных геометрических измерений автоматически, с минимальными затратами времени на остановку работы ствола, исключая человеческий фактор определять фактический набор (состав, координаты...) элементов металлоконструкций, которые непрерывно изменяются в процессе эксплуатации при ремонтах или реконструкции, строить твердотельные

модели армировки в системах AutoCAD, SolidWorks или им аналогичных. В настоящее время эта работа выполняется вручную на основании данных оптико-визуальных обследований и эксплуатационной документации.

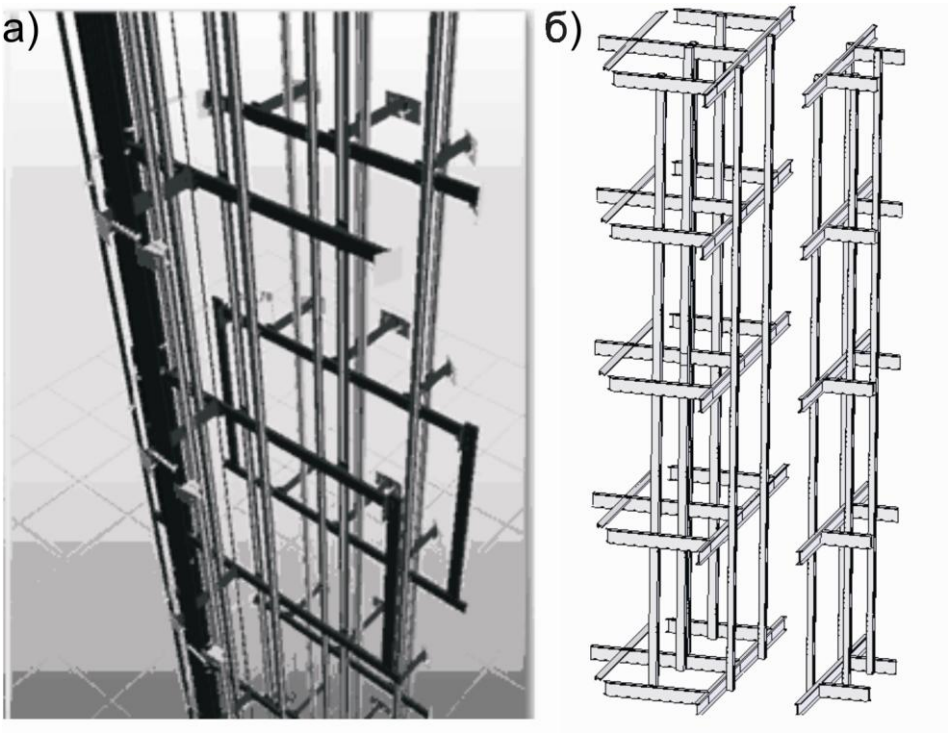


Рис.11. Твердотельные модели армировки шахтных стволов: *(а) - построенная по результатам лазерного сканирования [29], (б) - построенная по результатам оптико-визуального обследования и данных эксплуатационной документации в «ТехноМак» ИГТМ НАНУ*

Данные, полученные путем лазерного сканирования будут являться исходными для расчетов, выполняемых при динамической диагностике и оценке безопасности на основании данных динамического сканирования. Такой объединенный «Комплекс статодинамического сканирования» (КСДС) стволового оборудования позволит по результатам динамического сканирования оперативно выявлять аварийно опасные участки ствола, а с помощью данных статического сканирования оперативно определять изменения в их геометрических параметрах, выполнять программный расчет и более точно выявлять элементы оборудования или режимные параметры системы, «ответственные» за возникновения аварийно опасного состояния.

Это позволит более качественно вести динамическую и геометрическую паспортизацию стволового оборудования и мониторинг его безопасности в сложных горно-технических и горно-геологических

условиях. В таких условиях аппаратурные динамические испытания, проводимые по специальным методикам, в сочетании с «адаптированными» к конкретным подъемам имитационными вычислительными моделями, использующими «встроенные» функции внешних воздействий, определенные аппаратурными цифровыми измерениями, являются практически единственным средством выявления и локализации максимальных динамических реакций в системах «сосуд-армировка» действующих стволов, прогноза изменения их параметров безопасности.

Литература

1. Гаркуша Н.Г.: Об истории разрешения одной крупной проблемы горной механики XX века / Н.Г.Гаркуша // НГА України. Гірнича електромеханіка та автоматика. Зб. наук. праць. Вип. 2(61). Дніпропетровськ. – 1999. –С.5-8.
2. Временная инструкция по применению аппаратуры контроля загрузок на жесткую армировку шахтных стволов / А.Е.Гавруцкий, Г.Н. Мушинский, В.И. Костогрыз, Ю.М. Гречуха // Минчермет УССР, НИГРИ. Кривой рог. -1979. -21с.
3. Гавруцкий А.Е., Мусиенко В.Д., Осадчая Л.С.: Исследование горизонтальных нагрузок на армировку в скиповом стволе Запорожского железорудного комбината №1 // Шахтное строительство. №7. 1981. с.19-21.
4. Потураев В.Н.: Определение спектральных характеристик внешних горизонтальных нагрузок, действующих на шахтный подъемный сосуд. / В.Н. Потураев, А.Б. Полницкий, С.В. Карась, А.П. Мищенко, В.П. Ганжа // Киев «НАУКОВА ДУМКА». Сб. науч. тр. Вопросы подъема глубоких шахт. -1974. С.276-283.
5. Карась С.В.: О горизонтальных нагрузках на коробчатые проводники армировок вертикальных стволов шахт /С.В.Карась // Уголь Украины, вып.8, 1968.
6. Гоменюк В.И.: Методика и аппаратура для исследования воздействия динамических нагрузок на тюбинговую крепь / В.И. Гоменюк, В.Г. Буторин, Ю.М. Сидоренко // Научные труда аспирантов. Пермский политехнический институт. -1970. –С.94-97.
7. Кричевский Е.С., Керский Е.К.: Экспериментальные исследования динамического контроля армировки /Е.С. Кричевский, Е.К. Керский // Известия ВУЗов. Горный журнал №5. -1978. С.97-101.
8. Šebella Z.: Tenzometrickě měřeni dynamiky vicelanovych těžnich zařizeni /Uhli N 29.// Ostrava, 1981. – P. 453-461.

9. Wohlrab M:. Konzeption eines Geratekomlex zur Uberwachung der starren Schachteinbauten und der Ober-, Fuhrungs- und Reibseile von Schachtforderanlagen / Wohlrab Manfred, Jemlich Gunter, Nickau Lothar Neue // Neue Bergbautechn 5, №9. -1975. pp/ 697-702.
10. Hansel J., Kawka G., Plachno M.: An estimation of mine conveyance guiding / Mechanika. Tom 4, Zeszyt 2 // Wydawnictwo AGN. Krakow – 1985. –P.115-128.
11. Ильин С.Р.: Исследование динамики шахтной подъемной установки как упругой разветвленной механической системы. / С.Р. Ильин // М. Деп. ВИНИТИ. №2966-80. – 1980. – 170с.
12. Ильин С.Р.: Экспериментальные и теоретические исследования спектральных характеристик колебаний подъемных сосудов шахтных многоканатных установок в режиме предохранительного торможения / С.Р. Ильин // ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. Сб-к науч. тр. Вып. 50, Днепропетровск.- 2004, с.234-243.
13. Бочанци Я., Лоиш Л.: Исследования с целью повышения надежности и производительности горных машин // Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Ser. Górnictwo. Z. 143, Gliwice -1986. – P. 59-70.
14. Ильин С.Р.: Опыт использования акселерометров для контроля процесса динамического взаимодействия между коробчатыми проводниками и направляющими клети со ступенчатой функцией жесткости / С.Р. Ильин, В.В. Лопатин., Б.С. Послед. // Деп. в ГНТБ Украины 03.01.95 №40-Ук95 – 1995.- 22с.
15. Ильин С.Р.: Опыт исследования рабочих режимов взаимодействия при движении подъемных сосудов в проводниках жесткой армировки / С.Р. Ильин, В.В. Лопатин., Б.С Послед. // Геотехническая механика Межвед. Сб-к науч. тр. Вып. 32, Днепропетровск.-2002 - С. 161-166.
16. Ильин С.Р.: Измерительно-аналитическая компьютерная технология диагностики и управления состоянием оборудования шахтных подъемных комплексов / С.Р. Ильин, Б.С. Послед, Л.Г. Адорская, С.В. Самуся, И.С. Ильина, В.П. Чернетченко, В.А. Николаев // ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. Сб-к. науч. тр. Вып. 93, Днепропетровск. -2012, -с.28-38.
17. Шевченко Е.Н.: Разработка автоматизированной системы маркшейдерского контроля проводников вертикальных шахтных стволов / автореф. канд дис. // Донецкий гос. технический ун-т. – Донецк, – 2000. – 18с.
18. Электронный ресурс: http://www.intron.ru/ru/o-kompanii/istorija
19. Ильин С.Р.: Динамическая диагностика состояния систем «скип-армировка» рудоподъёмного ствола / С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов // «Проблемы рационального природопользования». Материалы между-

народной научно-технической конференции. - Пермь, -2008. -С.107-124.

20. Смычкин А.Д.: Совершенствование армировки вертикальных шахтных стволов для новых калийных рудников. / А.Д. Смычкин В.А. Сорокин // Рудник будущего: проекты, технологии, оборудование. Сб. тр. междунар. науч.-практ. конф. Под ред. А.Н.Земскова. Вып. 5. – Пермь. ООО «Проектное бюро «Рейкьявик», 2009. -64-70.
21. Ильин С.Р.: Влияние параметров диаграммы скорости подъема и эксцентриситета груза на динамику системы «сосуд-армировка» шахтных стволов / С.Р.Ильин // Геотехническая механика: Межвед. Сб-к. науч. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2012. № 98 – С. 322-349
22. Ильин С.Р.: Метод энергетической оценки влияния профиля проводников на системы «сосуд - армировка» шахтных стволов при динамической диагностике // Геотехническая механика: Межвед. Сб-к. науч. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2012. № 99 – С. 161-177.
23. Методика расчета производительности скиповых подъемных установок при определении производственной мощности действующих шахт. Минуглепром СССР / НИИЭИ уголь, ВНИИГМ им. М.М.Федорова. / - Москва, 1984. -С. 85.
24. Ильина С.С.: Влияние эксплуатационных параметров роликовых катков, жесткостных характеристик армировки вертикальных стволов на колебания шахтных подъемных сосудов / С.С. Ильина // Стальные канаты: Сб. науч. тр. / МАИСК. – Одесса: Астропринт, 2010. №8.– С. - 102.
25. Мун Ф.: Хаотические колебания / Ф. Мун // Москва. - «Мир». – 1990. - 154С.
26. Остапенко В.А.: Непрерывные колебания упруго подвешенной массы с ограничителем // Диференціальні рівняння та їх застосування: Зб. наук. пр. ДНУ. –Д., 2005. –С.21-28.
27. Iljin S.R.: The Experience Of Dynamic Apparatus Control And Estimation Of Exploitation System Safety “Vessel – Reinforcement” Of Vertical Mining Shafts // The International Journal of TRANSPORT & LOGISTICS. ISSN-1451-107X. Kosice. 2010. –pp.395-403.
28. Diagnosesysteme [Электронный ресурс] / - Режим доступа: http://www.dmt.de
29. SightPower Inc [Электронный ресурс] / - Режим доступа: http://www.sight.power.com.ua

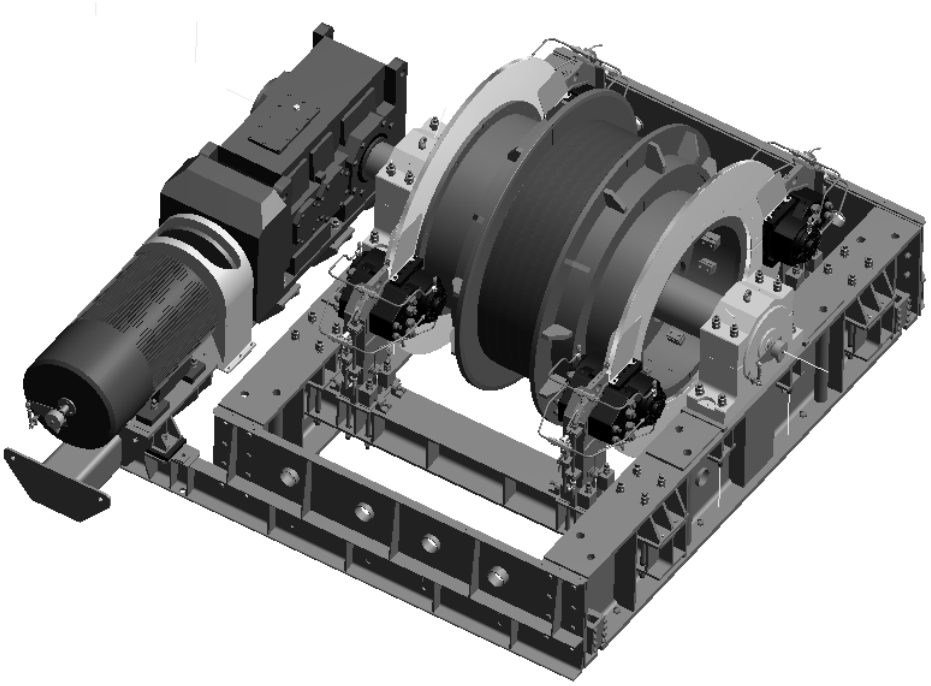
Nowa maszyna wyciągowa B-1500/EX/AC-2m/s przeznaczona do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem

Mariusz Madej, Roman Radowski - MWM Elektro Sp. z o.o., **Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz, Piotr Helmrich** - ITG KOMAG

1. Wstęp

W związku z rosnącą potrzebą wykonywania pogłębień szybów w polskim górnictwie, firma MWM Elektro Sp. z o.o. wspólnie z ITG KOMAG opracowała maszynę wyciągową, przewidzianą do stosowania zwłaszcza w wyrobiskach podziemnych, w pomieszczeniach „a", „b" i „c" zagrożenia wybuchem metanu i klasy „A" i „B" zagrożenia wybuchem pyłu węglowego. Maszyna może być również instalowana na powierzchni zakładów górniczych.

Na etapie projektowania szczególną uwagę zwrócono na zagadnienia związane z funkcjonalnością i niezawodnością maszyny wyciągowej oraz bezpieczeństwem prowadzenia ruchu górniczym wyciągiem szybowym, uwzględniając specyfikę pracy wyciągu podczas głębienia czy też pogłębiania szybu.



Rys.1. Model maszyny wyciągowej B-1500/Ex/AC-2 m/s [2]

Maszyna wyciągowa typu B-1500/Ex/AC-2 m/s (rys. 1) przeznaczona jest do napędu górniczych wyciągów szybowych jednokońcowych w szybach i szy-

bikach o głębokości do 400 m. Możliwe jest zwiększenie głębokości ciągnienia przy zastosowaniu liny o średnicy mniejszej niż 24 mm i zabudowie dopasowanej do liny wykładziny bębna nawojowego przy zachowaniu dopuszczalnych parametrów ruchowych – zwłaszcza maksymalnego ciśnienia wywieranego na płaszcz bębna. Maszyna B-1500/Ex/AC-2m/s jest elementem wyciągu przewidzianym przede wszystkim do głębienia, pogłębiania, zbrojenia i przezbrajania szybów. Ponadto może być stosowana w innych górniczych wyciągach szybowych i szybikowych.

Maszyna wyciągowa z bębnem nawojowym o średnicy 1500 mm napędzana jest poprzez przekładnię zębatą, silnikiem asynchronicznym o mocy 160 kW. Maszyna wyposażona jest w hamulec tarczowy z elektrohydraulicznym zespołem sterowniczo-zasilającym typu H-C MWM-7Ex. W układzie hamulcowym zastosowano urządzenie ZWDSO-Ex umożliwiające udrożnienie dodatkowej drogi spływu oleju i wywołanie spadku ciśnienia w instalacji hydraulicznej hamulca, powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu. Przedmiotowa maszyna przystosowana jest do zasilania z sieci 500 V z 2 niezależnych źródeł, celem zapewnienia niezawodności pracy. Silnik napędowy zasilany jest poprzez przemiennik częstotliwości.

W maszynie wyciągowej zastosowano cyfrowy regulator jazdy GRZ-13-A (w wersji wyciągów jednokońcowych), pełniący równocześnie funkcję kompletnego układu kontroli prędkości. Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano w oparciu o ognioszczelny zespół sterowników programowalnych MWM–OZSP. Wszystkie ważne funkcje odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej objęte są układem wizualizacji ekranowej typu SCADA.

2. Charakterystyka techniczna maszyny wyciągowej B-1500/Ex/AC-2 m/s

Maszyna przeznaczona jest do pracy w sterowaniu ręcznym lub w trybie zdalnego uruchamiania z regulacją prędkości.

Parametry maszyny wyciągowej:

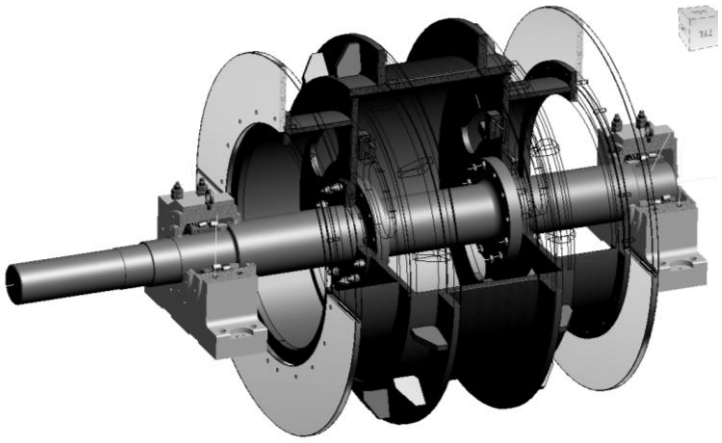
- typ maszyny B-1500/Ex/AC-2 m/s;
- usytuowanie maszyny na zrębie, na podszybiu, na poziomie,
- śr. nawojowa liny w 1 warstwie na bębnie 1500 mm,
- liczba lin nośnych 1,
- maksymalna siła w linie (warunki ruchowe): 50 kN,
- dopuszczalne ciśnienie wywierane przez linę nośną na płaszcz 7,5 MPa,
- maksymalna siła zrywająca linę nośną 440 kN,
- średnica liny nośnej 18-24 mm,
- maksymalna liczba warstw liny na bębnie 5 (dla liny o średnicy ø24 mm),

- głębokość ciągnienia ok. 400 m (dla liny o średnicy ø24 mm),
- hamulec tarczowy odwodzony hydraulicznie,
- liczba tarcz hamulcowych 2,
- siłowniki hamulcowe BSFG 405,
- liczba par siłowników 4 pary,
- zespół sterowniczo – zasilający hamulca H-C MWM-7ex (prod. MWM Elektro Sp. z o.o.),
- prędkości jazdy: 2,0 m/s,
- przyspieszenie ruchowe 0,4 m/s^2,
- opóźnienie ruchowe 0,4 m/s^2,
- zasilanie 500 V,
- napęd przekształtnikowy,
- silnik napędowy typu dSg 315M4,
- moc silnika P = 160 kW
- znamionowa prędkość obrotowa silnika n_n = 1480 obr/min,
- minimalna i maksymalna odległość usytuowania maszyny względem koła linowego w szybie A_{min} = 15 m - A_{max} = 30 m,
- gabaryty maszyny (szer.×dł.×wys.) 3100×4100×2100,
- całkowita masa maszyny 15500 kg.

3. Budowa części mechanicznej

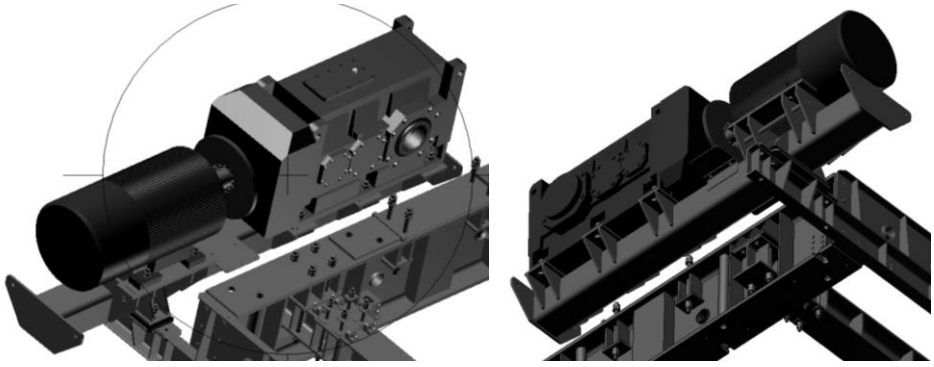
Głównymi elementami części mechanicznej są:

- zestaw wału głównego (rys. 2), w skład którego wchodzą:
  - linopędnia - bęben nawojowy,
  - wał główny,
  - łożyska główne – łożyska toczne,
- zespół napędowy w skład którego wchodzą:
  - silnik napędowy - asynchroniczny,
  - przekładnia,
  - sprzęgło elastyczne,
- hamulec, w skład którego wchodzą:
  - zespół napędowo roboczy – siłowniki hamulcowe,
  - elektrohydrauliczny zespół sterowniczo – zasilający,
  - instalacja hydrauliczna.



Rys.2. Model zestawu wału głównego [2]

Bęben nawojowy konstrukcji spawanej – dzielonej w strefie nawojowej liny o szerokości 450 mm wyłożony jest stalową wykładziną typu Lebus. Wykładzina z rowkami równoległymi i dwoma przejściami skośnymi gwarantuje prawidłowe wielowarstwowe nawijanie liny. Bęben nawojowy połączony jest śrubami pasowanymi z wałem głównym maszyny. Wał osadzony jest w łożyskach tocznych baryłkowych dwurzędowych firmy SKF. Jeden koniec wału ukształtowany jest w sposób umożliwiający bezpośrednie osadzenie na nim przekładni zębatej kątowej B3KH wielkość 13 o przełożeniu nominalnym 56 z wałem drążonym. Przeniesienie ruchu obrotowego z przekładni na wał główny odbywa się poprzez połączenie wielowypustowe. Przekładnia zębata połączona jest poprzez sprzęgło elastyczne RUPEX RWB 228 z wałem silnika napędowego. Przekładnia, wraz z silnikiem zamocowana jest na wspólnej ramie napędu połączonej z ramą główną maszyny (rys. 3).



Rys.3. Model zespołu napędowego [2]

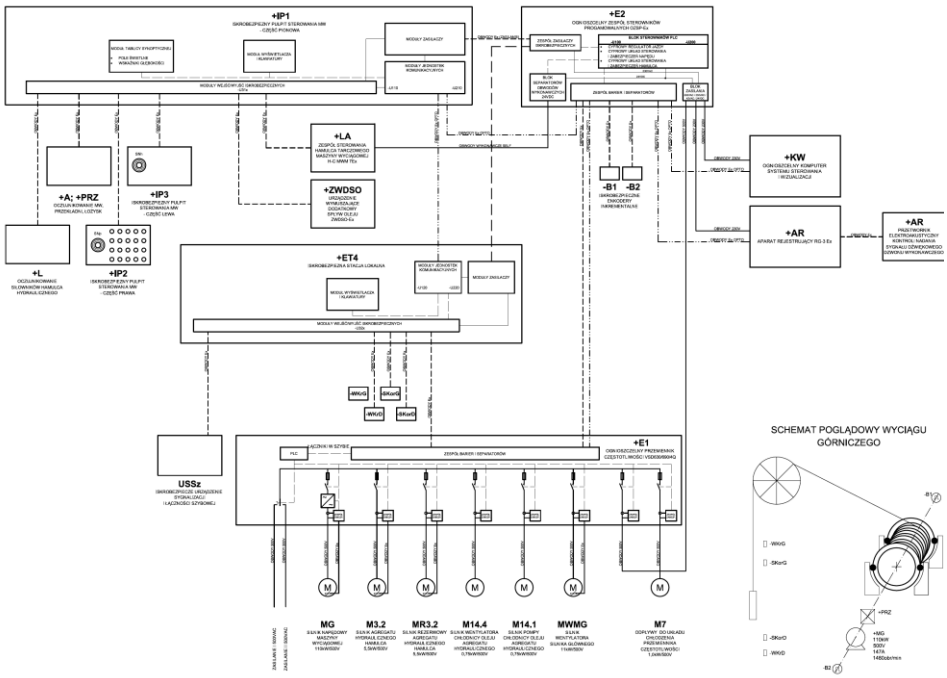
Maszyna wyposażona jest w 4 pary siłowników BSFG 405 zamocowanych na 4 stojakach hamulcowych współpracujących z 2 tarczami hamulcowymi.

4. Układ napędu, sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej

Głównymi członami części elektrycznej są:

- układ napędowy,
- układ sterowania i regulacji,
- układy zabezpieczeń,
- układ wizualizacji i sygnalizacji stanów pracy poszczególnych podzespołów maszyny.

Schemat blokowy układu sterowania i napędu maszyny wyciągowej B-1500/Ex/AC-2 m/s przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Schemat strukturalny napędu i układu sterowania maszyny wyciągowej B-1500/Ex/AC-2 m/s [1]

4.1. Ognioszczelny zespół przemiennika i zasilania (OZPiZ)

Do zasilania napędu oraz urządzeń pomocniczych zastosowano ognioszczelny przemiennik częstotliwości typu VSD-630/690/4Q. Urządzenie wyposażone jest w następujące odpływy 500 V:

- odpływ 160 kW z przemiennikiem częstotliwości,
- odpływy 5,5 kW dla silników pomp agregatu hydraulicznego zespołu sterowniczo-zasilającego (podstawowej i rezerwowej),
- odpływ 10 kW dla zasilania wentylatora silnika głównego,

- odpływy dla zasilania układu chłodzenia przemiennika częstotliwości,
- odpływ 1,1 kW dla zasilania wentylatora przemiennika,
- odpływ 1,6 KVA dla zasilania ognioszczelnego zespołu sterowników programowalnych.

Każdy z odpływów wyposażony jest w zabezpieczenia zwarciowe, przeciążeniowe, kontroli rezystancji izolacji, kontroli temperatury silnika, kontroli ciągłości żyły ochronnej.

Ognioszczelny przemiennik częstotliwości wyposażony jest w układ iskrobezpiecznych wejść/wyjść cyfrowych, licznikowych i analogowych oraz w magistrale komunikacyjne przeznaczone do sterowania, parametryzacji oraz wizualizacji pracy układu.

Przemiennik częstotliwości serii VSD-630/690/4Q jest urządzeniem zasilająco-rozdzielczym, przeznaczonym dla górnictwa podziemnego do zdalnego sterowania elektrycznych napędów maszyn i urządzeń górniczych o regulowanej prędkości obrotowej, zasilanych z sieci trójfazowej prądu przemiennego z izolowanym punktem gwiazdowym transformatora.

Wszystkie aparaty w przemienniku można dostosować do napięcia roboczego od 500 V do 690 V.

Przemiennik częstotliwości umożliwia hamowanie elektryczne zasilanego silnika, przy czym energia hamowanego silnika jest zwracana do sieci elektrycznej zasilającej przemiennik.

Podwyższony stopień bezpieczeństwa funkcjonalnego uzyskiwany jest poprzez odpowiedni ciąg połączeniowy zabezpieczeń przeciążeniowo-zwarciowych, kontroli rezystancji izolacji obwodów odpływowych z przemiennika, kontroli ciągłości żyły uziemiającej zasilanego odbioru (do wykorzystania przez użytkownika), temperatury zasilanych odbiorników, przekaźników pomiarowych i sterujących, odłączników oraz urządzeń do zdalnej komunikacji przewodowej.

Pokrywa komory głównej wyposażona została w czworokątny pulpit sterowniczy z wziernikiem umożliwiającym podgląd wszystkich parametrów pracy przemiennika na wewnętrznym monitorze oraz wszystkich odbiorników zasilanych z urządzenia.

Przemiennik częstotliwości posiada zintegrowany zewnętrzny wymiennik ciepła woda-powietrze z zamkniętym obiegiem cieczy chłodzącej.

Przemiennik częstotliwości umożliwia wektorowe sterowanie napędu w otwartej lub zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego oraz sterowanie napędów w trybie U/f.

Zasadnicze komponenty przemiennika to:

- przełącznik rozłącznikowy,
- bezpieczniki szybkie, umożliwiające identyczną konstrukcję mocującą i łączeniową do napięć roboczych od 500 V do 690 V oraz trzy ograniczniki prądu dla toru zasilania pozostałych urządzeń przyłączonych do przemiennika,
- elektroniczne zabezpieczenia pełniące funkcje:
  a) zabezpieczenia nadmiarowo-prądowego z członami chroniącymi od skutków zwarć i przeciążeń na odpływach (typu OSC3),
  b) zabezpieczenia upływowego blokującego (typu ER-100im),
  c) zabezpieczenia temperaturowego (typu TMA-100Am oraz D1072D),
  d) zabezpieczenia ciągłości żyły uziemiającej (typu PMS-*),
- maksymalnie siedem odpływów siłowych,
- karty sygnalizacji LED oraz ogólny monitor LCD dające pełną i przejrzystą informację o funkcjonowaniu przemiennika i zakłóceniach - informacje te można przesyłać w formie cyfrowej przewodowej lub optoelektronicznej na zewnątrz do dalszego wykorzystania np. do transmisji danych na powierzchnię,
- pulpit sterowniczy z indywidualnymi programowo przypisanymi funkcjami sterowniczymi,
- swobodnie programowalny sterownik PLC do realizacji zadanego algorytmu sterowania i uzależnień czasowych.

4.2. Ognioszczelny zespół sterowników programowalnych (OZSP)

Ognioszczelny zespół sterowników programowalnych wykonano w oparciu o urządzenie MWM-OZSP produkcji MWM Elektro Spółka z o.o.

Ognioszczelny zespół sterowników programowalnych MWM-OZSP wyposażony jest w następujące bloki funkcjonalne:

- blok zasilania 500VAC/230 VAC z wyłącznikiem głównym,
- blok zasilania, sterowania i zabezpieczeń odpływów 230 VAC,
- blok zasilania napięciem 24 VDC dla zasilania wewnętrznych obwodów sterowania,
- blok zasilania, sterowania i zabezpieczeń odpływów 24 VDC,
- blok separacji zewnętrznych obwodów iskrobezpiecznych,
- blok sterowników wyposażony w 2 sterowniki programowalne PLC serii S7-300,
- blok obwodu bezpieczeństwa.

Całość urządzenia zamknięta jest w obudowie ognioszczelnej składającej się z następujących komór:

- komora przyłączeniowa dopływowa,
- komora układów zasilania,
- komora przyłączeniowa odpływowa,
- komora główna.

OZSP realizuje funkcje sterownicze, zabezpieczeniowe i diagnostyczne maszyny wyciągowej.

4.3. Zespół sterowania hamulca tarczowego

Elektrohydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający H-C MWM-7ex (rys. 5) przeznaczony jest do stosowania w maszynach wyciągowych z hydraulicznie odwodzonym hamulcem tarczowym. W jego budowie można wyróżnić podstawowe elementy:

- agregat hydrauliczny,
- szafę wyposażenia elektrycznego,
- zespół elementów kontrolnych i pomiarowych rozmieszczonych na siłownikach hydraulicznych i stojakach hamulcowych oraz w ich pobliżu.

Na elementy wyposażenia elektrycznego składają się:

- silniki napędowe pomp agregatu hydraulicznego (podstawowy i rezerwowy) budowy ognioszczelnej,
- czujniki i przetworniki budowy iskrobezpiecznej,
- rozdzielacze elektrohydrauliczne i elektrozawory budowy przeciwwybuchowej.

Elektrohydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający H-C MWM-7ex realizuje sterowanie hydraulicznie odwodzonym hamulcem tarczowym maszyny wyciągowej. Zespół umożliwia sterowanie siłownikami hamulca tarczowego maszyny wyciągowej, służącymi do mechanicznego jej hamowania.

Zespół sterowniczo-zasilający poprzez zmianę wartości ciśnienia oleju umożliwia realizowanie następujących funkcji:

Hamowanie manewrowe:

- w sterowaniu ręcznym - wykonywane przez maszynistę wyciągowego poprzez manipulację dźwignią (nastawnikiem) hamulca,
- w trybie zdalnego uruchamiania - poprzez realizację hamowania zatrzymującego (STOP) po otrzymaniu decyzji o zatrzymaniu.
- po zakończeniu awaryjnego zatrzymania napędem - poprzez realizację hamowania zatrzymującego (STOP).

Maszynista wyciągowy mając do dyspozycji dźwignię hamulca w każdej chwili ma możliwość użycia manewrowej drogi spływu oleju. Podczas hamowania bezpieczeństwa stanowi ona asekuracyjną drogę spływu oleju.

Hamowanie bezpieczeństwa:

- wykonywane samoczynnie, z jedną wartością momentu hamującego hamowania bezpieczeństwa. Początkowa wartość momentu hamującego utrzymywana jest podczas wytracania prędkości w trakcie hamowania bezpieczeństwa, zapewniając bezpoślizgowe wyhamowanie wyciągu do prędkości mniejszej od Vd1 (Vd1 < 1,0 m/s,). Całkowita wartość momentu hamującego wysterowana jest przed zatrzymaniem wyciągu szybowego, poprzez spadek ciśnienia oleju do zera i wytworzenie tym samym pełnej siły sprężyn siłowników. Ma to na celu zapewnienie wymaganego statycznego współczynnika pewności trzymania nadwagi podczas postoju wyciągu. Niezależnie od przebiegu hamowania bezpieczeństwa, po przekroczeniu najdłuższego obliczeniowego czasu hamowania bezpieczeństwa następuje wysterowanie całkowitej wartości momentu hamującego.

W przypadku awaryjnego wyłączenia napięcia zasilania 500 VAC, zespół sterowniczo-zasilający zapewnia niezawodny przebieg hamowania bezpieczeństwa. Stan taki zapewnia struktura hydrauliczna urządzenia i sposób działania.

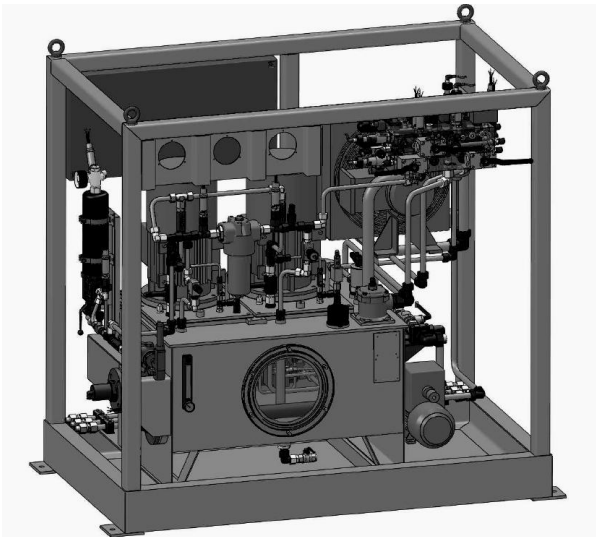
Elektrohydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający umożliwia dwustronne zasilanie siłowników hamulcowych z funkcją przepłukiwania komór siłowników na postoju.

W skład elektrohydraulicznego zespołu sterowniczo-zasilającego H-C MWM-7Ex wchodzą:

- agregat hydrauliczny typu LA H-C MWM-7Ex,
- szafy wyposażenia elektrycznego +LA, +E1, +E2, +IP1,
- zespół elementów kontrolnych i pomiarowych rozmieszczonych na siłownikach hydraulicznych.

Agregat hydrauliczny typu LA H-C MWM-7Ex składa się z:

- podzespołu zbiornika oleju,
- podzespołu kontroli ciśnienia,
- podzespołu zasilania hydraulicznego,
- podzespołu hamowania manewrowego,
- podzespołu hamowania bezpieczeństwa,
- podzespołu akumulatora hydraulicznego,
- zaworu dławiącego,
- podzespołu filtracji powrotnej,
- bocznikowego podzespołu chłodząco-filtrującego,
- instalacji elektrycznej.



Rys.5. Model elektrohydraulicznego zespołu sterowniczo-zasilającego H-C MWM-7Ex [1]

4.4. Pulpity sterownicze

Iskrobezpieczny pulpit sterowania maszyny wyciągowej – część pionowa (IP1).

Zastosowano stację lokalną iskrobezpiecznego systemu ET2000Ex. Stacja wyposażona jest w dwuadresowy zespół wejść/wyjść, wyświetlacz i klawiaturę dla konfiguracji i diagnostyki uszkodzeń stacji oraz tablicę synoptyczną diodową realizującą funkcje lampek sygnalizacyjnych i wskaźnika głębokości.

Iskrobezpieczny pulpit sterowania maszyny wyciągowej – część prawa (IP2) i lewa (IP3).

Zastosowano uniwersalne pulpity sterownicze typu PSU.

Pulpit IP2 wyposażony jest w przyciski i przełączniki związane z sterowaniem maszyny wyciągowej oraz w nastawnik prędkości.

Pulpit IP3 wyposażony jest w przyciski i przełączniki związane z urządzeniem sygnalizacji i łączności szybowej oraz w nastawnik hamulca.

4.5. Enkodery inkrementalne (B1, B2)

W maszynie zastosowano iskrobezpieczne enkodery inkrementalne IEI-1 1024 imp/obr. W maszynie zastosowano dwa enkodery: jeden zabudowany na wale silnika, drugi zabudowany na wale bębna nawojowego. Sygnały z enkoderów wprowadzone zostaną do OZSP oraz OZPiZ poprzez separatory i karty powielające sygnały.

4.6. Łączniki w szybie (SKorG, SKorD, WKrG, WKrD)

Jako łączniki korekcji SKorG, SKorD zastosowano iskrobezpieczne czujniki magnetyczne typu KFM. Łączniki korekcji zabudowane są poniżej poziomu głównego stanowiska sygnałowego oraz powyżej krańcowego dolnego położenia technologicznego.

Jako wyłączniki krańcowe zastosowano nadajniki sygnałów, wyłączniki krańcowe typu KFS. Łączniki krańcowe zabudowane są w skrajnym górnym i skrajnym dolnym położeniu technologicznym. W przypadku zmiennego położenia dolnego łącznika korekcji lub wyłącznika krańcowego dolnego (zmieniającego się wraz z postępem głębienia) stosuje się wirtualne łączniki cyfrowego regulatora jazdy GRZ-13-A, którego nastawa zmieniana jest z poziomu wizualizacji.

4.7. Ognioszczelny komputer systemu sterowania i wizualizacji (KW)

Jako komputer systemu sterowania i wizualizacji zastosowano ognioszczelny komputer górniczy z zainstalowanym pakietem oprogramowania wizualizacyjnego.

4.8. Aparat rejestrujący typu RG-3/Ex

Dodatkowo, jako niezależne urządzenie zastosowane w maszynie wyciągowej B-1500/Ex/AC-2 m/s firma MWM Elektro Sp. z o.o. zaprojektowała aparat rejestrujący.

Aparat rejestrujący typu RG-3/Ex w wykonaniu przeciwwybuchowym, w osłonie ognioszczelnej stanowi nową jakość w budowie aparatów rejestrujących dla przemysłu wydobywczego. Dzięki zastosowaniu osłony ognioszczelnej renomowanego producenta, zapewniono pełną ognioszczelność podzespołów zamontowanych we wnętrzu obudowy urządzenia. Aparat rejestrujący RG-3/Ex jest rozwiązaniem otwartym pod względem liczby i typu rejestrowanych sygnałów stanów pracy maszyny wyciągowej, lub wyciągu szybowego oraz ekonomicznym i prostym w obsłudze. Zastosowanie komunikacji opartej na protokole przemysłowym PROFIBUS-DP oraz przesyłanie tego protokołu po fizycznym łączu światłowodowym wielomodowym, zapewnia pełne bezpieczeństwo wymiany danych z zewnętrznymi systemami automatyki maszyn górniczych, szczególnie w strefach zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego.

Przy budowie aparatu rejestrującego typu RG-3/Ex specjaliści MWM Elektro skorzystali z własnych bogatych doświadczeń, które nabyli przy konstruowaniu aparatów rejestrujących typów RG-1, RG-2 oraz RG-3.

W przypadku zastosowania aparatu rejestrującego, w nowoczesnym wyciągu górniczym, możliwe jest podłączenie aparatu rejestrującego RG-3/Ex

do głównej magistrali transmisyjnej systemu sterowania. Połączenie aparatu rejestrującego RG-3/Ex z systemem sterowania odbywa się poprzez:

- iskrobezpieczne wejścia dwustanowe dla kontroli zewnętrznych, iskrobezpiecznych styków bezpotencjałowych,
- iskrobezpieczne przełączalne zestyki bezpotencjałowe dla zewnętrznych iskrobezpiecznych obwodów sterowniczych,
- łącza transmisji szeregowej w standardzie RS485 z protokołem PROFIBUS-DP przesyłanym po fizycznym łączu światłowodowym wielomodowym, do połączenia z zewnętrznymi systemami automatyki maszyn górniczych,
- komunikację w standardzie ETHERNET TCP/IP po fizycznym łączu światłowodowym jednomodowym, dla wymiany danych ze zewnętrznymi systemami teleinformatycznymi zakładów górniczych, na przykład z aplikacjami typu SCADA lub komputerem PC.

Aparat rejestrujący RG-3/Ex przystosowany jest do przesyłania danych do stanowiska komputerowego zlokalizowanego poza obrębem maszyny wyciągowej w celu uzyskania szczegółowych obrazów graficznych zarejestrowanych sygnałów oraz wykonania ewentualnego wydruku. Podstawowe cechy aparatu rejestrującego RG-3/Ex to:

- zasilanie napięciem 230 VAC, 50 Hz; przewidziano dwa niezależne źródła zasilania,
- przejrzysta struktura katalogów zawierających pliki danych pozwala na szybki dostęp za pomocą specjalizowanego programu do danych zarejestrowanych w interesującym użytkownika przedziale czasu,
- rejestrowanie sygnału potwierdzającego akustyczne nadanie sygnałów wykonawczych jednouderzeniowych,
- integracja poszczególnych elementów składowych urządzenia w osłonie ognioszczelnej zapewniająca pełną ochronę i bezpieczeństwo pracy w miejscu jego zainstalowania, szczególnie w strefach zagrożenia wybuchem pyłu węglowego i/lub metanu,
- wysoka jakość i wieloletni dostęp do części zamiennych dzięki zastosowaniu podzespołów składowych pochodzących z wielkoseryjnych produkcji uznanych producentów automatyki.

Aparat rejestrujący RG-3/Ex stanowi zintegrowany system mikrokomputerowy, który przeznaczony jest do rejestracji sygnałów wymaganych i określonych przepisami, oraz dodatkowych sygnałów wyznaczonych przez użytkownika górniczego wyciągu szybowego.

Aparat rejestrujący może być stosowany na powierzchni oraz w podziemiach zakładów górniczych, w polach nie metanowych i metanowych,

w wyrobiskach zaliczonych do stopnia „a", „b" lub „c" niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz w wyrobiskach zaliczonych do klasy „A" lub „B" zagrożenia wybuchem pyłu węglowego.

Aparat rejestrujący RG-3/Ex umożliwia rejestrowanie sygnałów z maszyny wyciągowej oraz urządzenia sterowniczo-sygnałowego, lub urządzenia sygnalizacji szybowej i spełnia wymagania zawarte w Rozporządzeniu Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczenia wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003, Dz. U. z 2005 r. Nr 80, poz. 695 oraz Dz. U. z 2007 r. Nr 249, poz.1853).

- typ rejestratora RG-3/Ex,
- napięcie zasilania 230VAC ± 10%, 50 Hz,
- pobór mocy 200 W,
- temperatura otoczenia w trakcie pracy 5°C ÷ +40° C,
- waga ~230 kg,
- wymiary 970x725x457 mm,
- stopień ochrony osłony IP54,
- częstotliwość rejestracji min. czas próbkowania: 20 ms,
- rodzaj budowy przeciwwybuchowej I M2 Ex d ia op is I Mb.

5. Podsumowanie

Projekt i budowa nowej, nowoczesnej maszyny wyciągowej przeznaczonej do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem były innowacyjnym wyzwaniem technicznym. Założono, że maszyna odpowiadać będzie technicznie pod względem bezpieczeństwa prowadzenia ruchu i niezawodności działania nowoczesnym maszynom wyciągowym stosowanym na powierzchni zakładów górniczych. Podczas realizacji projektu napotykano i rozwiązano szereg problemów, niespotykanych przy budowie maszyn wyciągowych stosowanych w przestrzeniach niezagrożonych wybuchem.

Szczególną uwagę zwrócono na sprawy związane z transportem i zabudową maszyny w ograniczonej przestrzeni wyrobisk podziemnych. Zoptymalizowano układ pod kątem modułowej budowy, gabarytów poszczególnych segmentów, zapewnienia nieprzerwanej pracy, uwzględniając spodziewane temperatury otoczenia oraz jakość powietrza zewnętrznego w wyrobiskach.

MWM Elektro Sp. z o.o. postawiła sobie za cel, by przy zachowaniu wszystkich aspektów związanych z bezpieczeństwem użytkowania maszyny wyciągowej była ona przede wszystkim funkcjonalnym narzędziem w wykonywaniu zadań, do których została przeznaczona.

Literatura

1. Dokumentacja techniczna maszyny wyciągowej B-1500/Ex/AC-2 m/s oraz zastosowanych podzespołów – MWM Elektro Sp. z o.o.
2. Dokumentacja techniczna maszyny wyciągowej B-1500/Ex/AC-2 m/s w zakresie części mechanicznej – ITG KOMAG.

Modernizacja części mechanicznej maszyny wyciągowej 4L-4000/2900 szybu SW-1 przedział klatkowy w KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Polkowice – Sieroszowice”

Piotr Ryndak, Bartłomiej Siwecki – MWM Elektro Sp. z o.o., **Jan Maraszkiewicz, Władysław Głowacki** – Proserw-Zgoda Sp. z o.o.

1. Wstęp

Podpisanie umowy dotyczącej wykonania modernizacji części mechanicznej maszyny wyciągowej nastąpiło w sierpniu 2012 r.

Realizacja umowy składała się z następujących etapów:

- wykonania projektu technicznego,
- produkcji elementów zespołu urządzeń maszyny wyciągowej (etapowe odbiory inwestorskie),
- demontażu istniejącej części mechanicznej maszyny wyciągowej,
- montażu zespołu urządzeń maszyny wyciągowej,
- uruchomienia zespołu urządzeń maszyny wyciągowej.

Projekt techniczny wykonany przez MWM Elektro Sp. z o.o i Proserw-Zgoda Sp. z o.o., został dostarczony inwestorowi z końcem 2012 roku. Dokumentacja została poddana ocenie i uzyskała pozytywną ocenę niezależnej jednostki certyfikującej. Prezes Wyższego Urzędu Górniczego wydał postanowienie na próby zespołu urządzeń maszyny wyciągowej w warunkach ruchu zakładu górniczego. Na tej podstawie rozpoczęto produkcję.

Główne założenia projektowe określone przez inwestora były następujące:

- zachowanie parametrów ruchowych oraz konstrukcyjnych zbliżonych do dotychczas eksploatowanej maszyny wyciągowej,
- zastosowanie łożysk tocznych baryłkowych dwurzędowych montowanych i demontowanych hydraulicznie,
- zastąpienie silnika napędowego typu PW-103 silnikiem typu PW-113 (w ramach modernizacji silnika PW-103),

Opis zespołu urządzeń maszyny wyciągowej 4L-4000/2900.

2. Podstawowe dane techniczne maszyny wyciągowej 4L-4000/2900

Podstawowe dane techniczne i eksploatacyjne maszyny wyciągowej:

Liczba lin nośnych	$in = 4$
Średnica nominalna lin nośnych	$dn = 46$ mm
Maksymalna siła zrywająca jedną linę nośną	$Rzr = 1530$ kN

Prędkość maksymalna	$Vmax$ = 12 m/s
Maksymalna nadwaga statyczna	$\Delta Qmax$ = 160 kN
Maksymalna siła statyczna w czterech linach nośnych	$Xmax$ = 939 kN

Parametry silnika prądu stałego:

producent:	DOLMEL – Wrocław
typ:	PW-113/222824
moc znamionowa:	Pn = 2900 kW
prąd znamionowy:	In = 3880 A
napięcie znamionowe:	Un = 800 V
obroty znamionowe:	n = 77 obr/min

Przeznaczenie maszyny:

Maszyna stanowi część składową górniczego wyciągu szybowego przeznaczonego do jazdy ludzi, transportu materiału, ciągnienia soli oraz rewizji szybu.

3. Opis zespołu urządzeń maszyny wyciągowej 4L-4000/2900

Podstawowe elementy zespołu urządzeń maszyny wyciągowej (rys. 1):

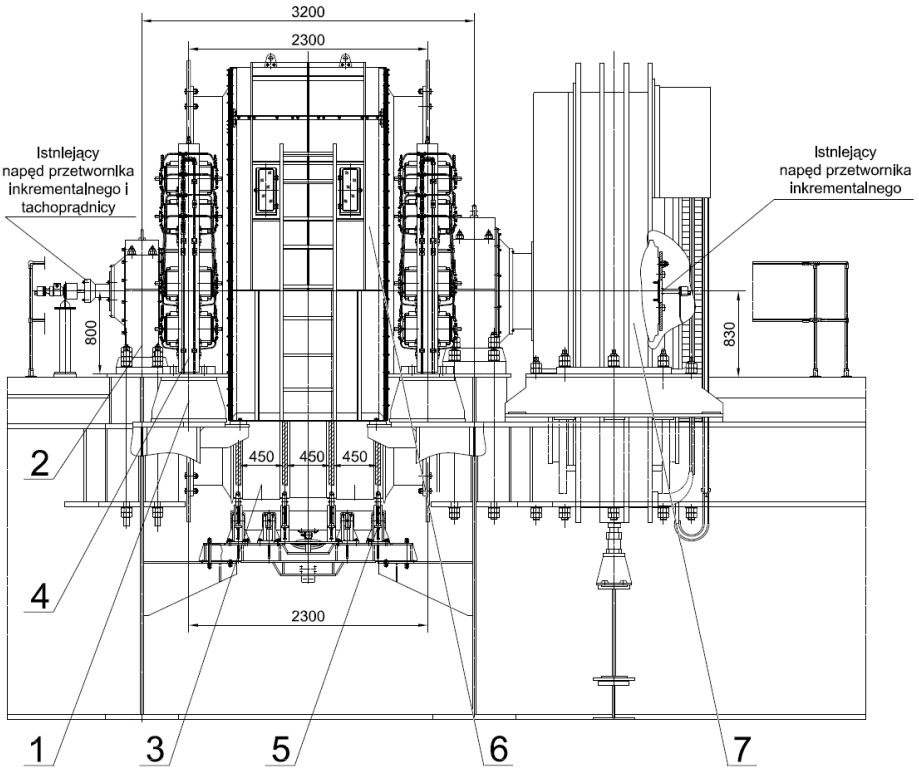
- posadowienie maszyny [1],
- wał główny z łożyskami [2],
- bęben pędny 4-linowy [3],
- stojaki hamulca [4],
- urządzenie do toczenia rowków linowych [5],
- osłona bębna pędnego [6],
- silnik napędowy [7].

Maszyna wyciągowa posadowiona jest na konstrukcji wieży szybowej. Elementem pośrednim między wieżą a maszyną, jest zespół ram [1] oraz śrub kotwiących stanowiących posadowienie maszyny. W związku z wymianą silnika napędowego, zastosowane zostały nowe podkładki poziomujące stojan tego silnika.

Zespół wału głównego ma za zadanie przeniesienie napędu z silnika na bęben pędny 4L-4000 maszyny wyciągowej oraz sił pochodzących od naciągu lin, ciężaru bębna [3] i samego wału poprzez łożyska toczne, korpusy łożysk i posadowienie łożysk na fundament maszyny.

Wał główny łożyskowany jest na dwóch łożyskach tocznych baryłkowych [2]. Łożysko o średnicy ø670 typ 231/710 CAK/W33 z tuleją wciąganą typu OH31/710H (producent SKF), zabudowane po prawej stronie (patrząc od strony

kabiny maszynisty), pełni rolę łożyska ustalającego, natomiast łożysko o średnicy ø400 typ 23284CAK/W33 z tuleją wciąganą typu OH3284H (producent SKF), zabudowane po lewej stronie, jest łożyskiem osiowo swobodnym. Łożyska są smarowane smarem stałym. Na prawym końcu wału osadzony jest za pomocą klinów stycznych wirnik silnika. Czoła wału ukształtowano tak, aby umożliwić zamocowanie istniejących napędów tachoprądnicy i pulsogeneratorów.



Rys.1. Maszyna wyciągowa 4L-4000/2900

Bęben pędny maszyny wyciągowej o średnicy nominalnej *Dn* = 4000 mm napędzany jest bezpośrednio silnikiem prądu stałego typu PW-113/222824 o mocy 2900 kW. Bęben pędny jest konstrukcją powłokową – spawaną. Płaszcz bębna wsparty jest na dwóch dyskach bocznych. Do zewnętrznych powierzchni płaszcza bębna pędnego przyspawane są pierścienie, do których przykręcone są tarcze hamulcowe. Na bębnie zabudowana została wykładzina typu MODAR R-3/Mz o kształcie trapezowym typu „T".

Maszyna wyposażona jest w hamulec, w skład którego wchodzą dwa stojaki hamulcowe z czterema parami siłowników odwodzonych hydraulicznie typ BSFG 408-A00-02-00 (producent SVENDBORG BRAKES A/S), stero-

wany istniejącym zespołem sterowniczo – zasilającym (producent: ABB Sp. z o.o.).

Stojaki hamulcowe [4] są sztywną konstrukcją spawaną przenoszącą siły występujące w czasie hamowania na konstrukcję wsporczą maszyny. Stojaki są jednocześnie ramą montażową elementów napędowo-roboczych hamulca, jakimi są siłowniki hydrauliczne oraz elementów pomocniczych i elementów instalacji hydraulicznej.

Urządzenie do przetaczania rowków [5] wykładziny maszyny wyciągowej zapewnia uzyskanie dostatecznego wyrównania średnic rowków nawojowych bębna pędnego. Urządzenie zostało zabudowane pod bębnem pędnym. Konstrukcja zapewnia równocześnie ciągłe oczyszczanie rowków wykładziny z wydzielającego się z liny smaru oraz innych zanieczyszczeń nanoszonych przez liny.

Osłona linopędni [6] ma za zadanie zabezpieczyć tarcze hamulca przed zanieczyszczeniami oraz stanowić zabezpieczenie części wirujących linopędni zgodnie z wymogami BHP. Ze względu na kształt i wymiar osłona stanowi konstrukcję trzysegmentową wykonaną z lekkich profili, pokrytych cienką, 2-milimetrową blachą stalową.

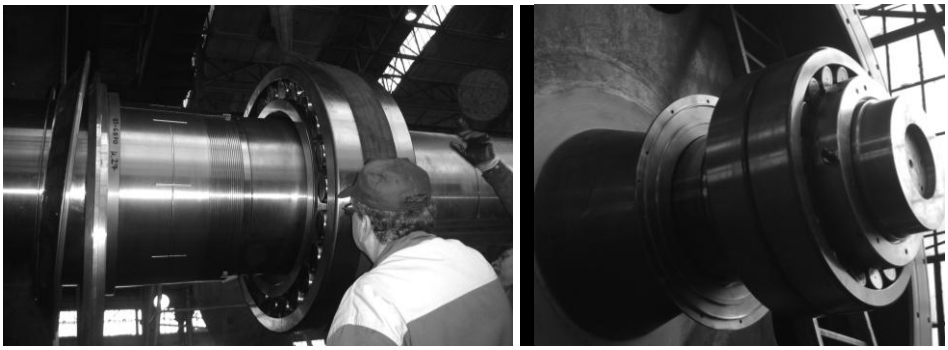
Napęd stanowi zmodernizowany silnik PW113/222824 [7]. Modernizacja silnika zrealizowana na bazie silnika PW-103 polegała głównie na zmianie sposobu mocowania pakietu żelaza czynnego wirnika do szkieletu (w silniku PW-103 był on mocowany za pomocą klinów, przykręconych do belek szkieletu, w silniku PW-113/222824 – za pomocą par klinów stycznych). Zmodernizowany silnik zastąpił dotychczas eksploatowany silnik PW-103. Parametry znamionowe silników różnią się tylko prądem i napięciem wzbudzenia. Dotychczasowe parametry wzbudzenia to 176/88V, 78/156A a w zmodernizowanym silniku wynoszą odpowiednio 160/80V, 87/174A. Jest to jednak zmiana niewpływająca na parametry pracy silnika. Pozostałe parametry silnika PW-113/222824 są identyczne jak w silniku PW-103. Układ połączeń elektrycznych wymienianego silnika napędowego maszyny wyciągowej nie ulega zmianie, w związku z czym dopuszcza się stosowanie zamienne silników PW-103 i PW-113/222824 w modernizowanej maszynie wyciągowej 4L-4000/2900.

4. Produkcja elementów zespołu urządzeń maszyny wyciągowej

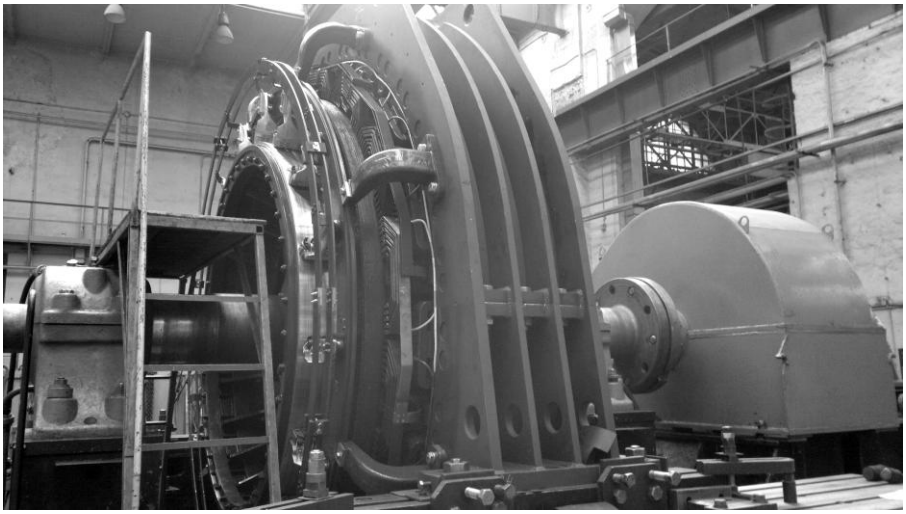
Produkcję elementów części mechanicznej maszyny wyciągowej 4L-4000/2900 rozpoczęto w styczniu 2013 r. i ukończono w kwietniu 2013 r. Prace prowadzono w halach produkcyjnych Huty Zabrze S.A. (rys. 2, 3). Równolegle w zakładach produkcyjnych DFME trwał remont (produkcja) silnika PW-113 (rys. 4).



Rys.2. Scalanie bębna pędnego z wałem maszyny na hali produkcyjnej



Rys.3. Montaż łożyska tocznego na wale maszyny wyciągowej



Rys. 4. Stanowisko prób silnika napędowego PW-113

Na rysunku 2 przedstawiono montaż bębna pędnego na wale w celu wykonania współosiowych otworów w kołnierzu wału i piaście bębna z otworami w pierścieniu pośrednim. Połączenie elementów wykonane jest za pomocą śrub pasowanych.

Łożyska toczne na wale osadzane są na tulei wciąganej (rys. 3). Prawidłowe osadzenie łożyska na tulei wciąganej, a tym samym odpowiedni luz promieniowy uzyskuje się z wykorzystaniem nakrętki hydraulicznej.

Przed dostarczeniem silnika napędowego na halę maszyny wyciągowej został on poddany szeregowi prób i testów. Na rysunku 4 przedstawiono silnik PW-113 podczas prób ruchowych na stanowisku prób w firmie DFME we Wrocławiu.

Po wyprodukowaniu poszczególnych elementów zespołu urządzeń maszyny wyciągowej zostały one przetransportowane na miejsce montażu.

5. Montaż zespołu urządzeń maszyny wyciągowej

Przed zatrzymaniem górniczego wyciągu szybowego na specjalnie wyznaczonym i przygotowanym do tego celu miejscu w ramach prac przygotowawczych został wstępnie zmontowany bęben pędny z wałem. W dniu 30 kwietnia 2013 został zatrzymany górniczy wyciąg szybowy. Liny nośne oraz naczynia zostały przygotowane i zabezpieczone przez inwestora do wymiany zespołu urządzeń maszyny wyciągowej. W trakcie demontażu istniejącej maszyny wyciągowej został rozpołowiony bęben pędny, zdjęty wirnik silnika napędowego z wału, zdemontowany wał wraz z łożyskami. Fundament został przygotowany do montażu nowej części mechanicznej maszyny wyciągowej.

Montaż nowej maszyny wyciągowej rozpoczął się od wstawienia na docelowe miejsce wcześniej połączonego bębna pędnego z wałem i kompletnymi łożyskami. Równolegle została zabudowana dolna połówka stojana. Następnie został osadzony wirnik na czopie wału, po czym zabudowano górną połówkę stojanu silnika. Równolegle zabudowane zostały trzysegmentowe tarcze hamulcowe. Po zabudowie wcześniej uzbrojonych w siłowniki i instalację stojaków hamulcowych została wykonana instalacja hydrauliczna łącząca istniejące agregaty hydrauliczne ze stojakami hamulca.

Montaż części mechanicznej maszyny wyciągowej zakończył się 4 maja 2013 r. W tym dniu rozpoczęło się badanie odbiorcze zespołu urządzeń maszyny wyciągowej.

Odbiór Specjalistycznego Urzędu Górniczego rozpoczął się 5 maja 2013 r. i zakończył przekazaniem do ruchu zespołu urządzeń maszyny wyciągowej.

6. Podsumowanie

W opracowaniu przedstawiono zakres prac oraz sposób realizacji inwestycji związanej z wymianą eksploatowanej w górniczym wyciągu szybowym maszyny wyciągowej na nową. Jest to kolejne zrealizowane w ostatnich latach przez firmę MWM Elektro Sp. z o.o. przedsięwzięcie o tak szerokim zakresie prac. Na podkreślenie zasługuje fakt, że czas zatrzymania górniczego wyciągu szybowego wynosił zaledwie 6 dni.

Literatura

1. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania w zakładzie górniczym zespołu urządzeń maszyny wyciągowej 4L-4000/2900 górniczego wyciągu szybowego szybu SW-1 przedział klatkowy KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Polkowice-Sieriszowice" nr MWM-15-12, MWM Elektro Sp z o. o., Trzebinia 2013 r.
2. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania maszyny wyciągowej 4L-4000/2900 górniczego wyciągu szybowego szybu SW-1 przedziału klatkowego KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Polkowice-Sieriszowice". Część Mechaniczna, nr 5459.00.000.2, Proserw-Zgoda, Świętochłowice 2013 r.
3. Postanowienie Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego GEM.4700.10.2013 z dnia 22 marca 2013 r.

Modernizacja górniczego wyciągu szybowego w przedziale zachodnim szybu „Piotr" KHW S.A. KWK „Mysłowice-Wesoła"

(wykonana przez firmę MWM Elektro Spółka z o.o. w zakresie projektowania, maszyny wyciągowej, urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej oraz układu sterowania urządzeniami przyszybowymi)

Tomasz Siekierski - MWM Elektro Spółka z o.o.

1. Wstęp

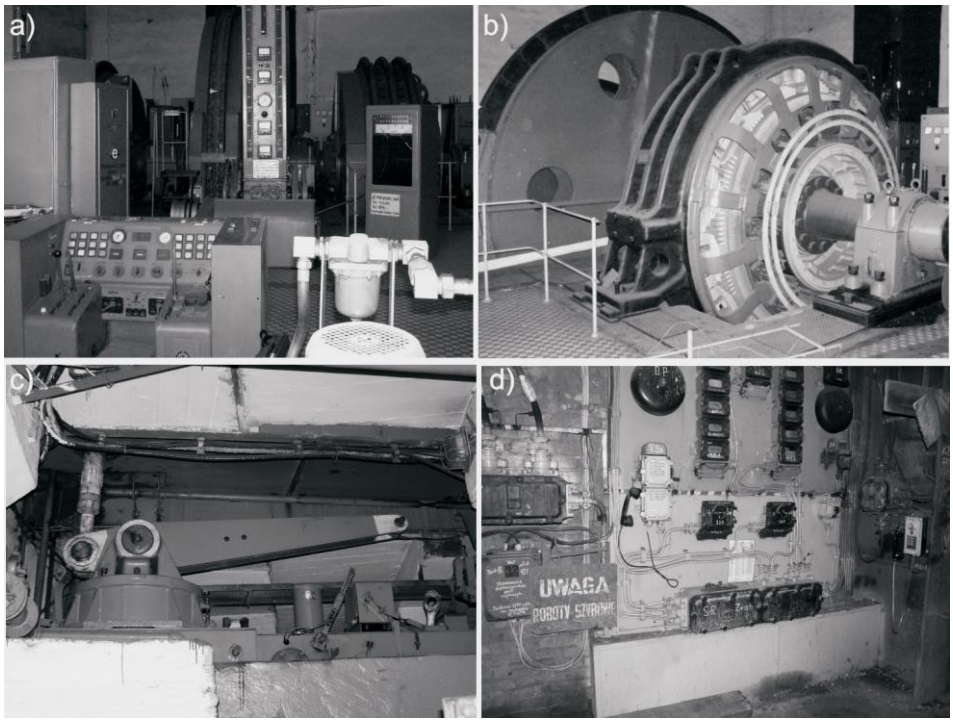
Szyb „Piotr" (obecnie KWK „Mysłowice-Wesoła") został w latach 1957-58 zgłębiony do poziomu 465 m, a w latach 1960-62 pogłębiony do poziomu 763 m. Ostateczną głębokość szyb uzyskał w latach 1996-2001, kiedy to został pogłębiony do głębokości 895 metrów. Do eksploatacji szyb został przekazany w 1962 roku i był wyposażony w górnicze wyciągi szybowe w przedziałach wschodnim i zachodnim, obsługując poziomy 230, 320, 465 i 665 metrów. Górniczy wyciąg szybowy zainstalowany w przedziale wschodnim do dnia dzisiejszego obsługuje poziomy 230, 320, 465 i 665 m. Wyciąg szybowy w przedziale zachodnim został zatrzymany w 1993 roku.

W 2009 roku ogłoszono przetarg na modernizację górniczego wyciągu szybowego w przedziale zachodnim, w zakresie górniczym, budowlanym i zbrojenia szybowego, które to roboty w wyniku rozstrzygnięcia procedury przetargowej powierzono Konsorcjum firm KOPEX/PBSz i PRINŻBUD-5.

Równolegle, w oparciu o rozstrzygnięcie przetargu publicznego firmie MWM Elektro Sp. z o.o. powierzono wykonanie, zabudowę i uruchomienie maszyny wyciągowej, urządzenia sygnalizacji szybowej oraz zasilania i sterowania urządzeń przyszybowych.

2. Ogólny opis zakresu wykonanych prac

Na skutek długoletniej eksploatacji, a następnie wieloletniego postoju urządzenia stanowiące wyposażenie przedziału zachodniego zużyły się technicznie i fizycznie (rys. 1). Jedynym ekonomicznie uzasadnionym wyjściem była wymiana urządzeń i elementów wyposażenia na nowe, dostosowane do obecnego poziomu technicznego i wymagań, które zostały określone przez Inwestora lub wynikały z obowiązujących przepisów. Na podstawie oceny technicznej, bieżącego stanu urządzeń i wyposażenia oraz zadań, które miał pełnić wyciąg szybowy w przedziale zachodnim po modernizacji, został opracowany technologiczny projekt koncepcyjny, określający podstawowe parametry górniczego wyciągu szybowego w przedziale zachodnim.



Rys.1. Stan zastany przed rozpoczęciem prac (wyciąg zatrzymany w 1993 r.);
a) pulpit sterowniczy i wskaźnik głębokości, b) silnik i linopędnia, c) napęd hamulca pneumatyczno-obciążnikowego, d) sygnalizacja szybowa

Konsorcjum firm KOPEX/PBSz i PRINŻBUD-5 przeprowadziło prace w następującym zakresie:

- zabudowa urządzeń przyszybowych na nadszybiu i zrębie oraz wszystkich czynnych poziomach tj . poz.230, poz. 465, poz. 665 oraz poz. 865,
- wymiana i uzupełnienie zbrojenia szybowego od zrębu do poz. 865 m oraz zabudowa krzesła szybowego,
- nałożenie lin, zawieszenie naczyń,
- demontaż starych i zabudowa nowych rurociągów p.poż., sprężonego powietrza i rurociągu odwadniania,
- zabudowa nowych kabli energetycznych i teletechnicznych w szybie.

Firmie MWM Elektro Spółka z o.o. powierzono wykonanie:

a) maszyny wyciągowej w zakresie tj.:
   - wał główny z układem łożysk ślizgowych umożliwiających regulację luzu poosiowego oraz wyposażonych w pełne oczujnikowanie,
   - koło pędne jednolinowe,
   - układ smarowania obiegowego łożysk głównych,

- układ hamulcowy składający się z dwóch agregatów hamulcowych, siłowników hamulcowych i kompletnego orurowania wraz z oczujnikowaniem układu,
- urządzenie do przetaczania rowka linowego,
- silnik główny z wykonaniem remontu kapitalnego,
- cyfrowy regulator jazdy,
- transformatory z przekształtnikowym układem zasilania obwodu silnika głównego maszyny wyciągowej,
- transformator z przekształtnikowym układem zasilania obwodu wzbudzenia silnika (pełna rezerwacja),
- mikroprocesorowy układ sterowania wraz z systemem sygnalizacji awaryjnej i informacyjnej,
- wyłącznik szybki zabezpieczający obwód główny silnika wyciągowego od przetężeń i zwarć,
- przełącznica w obwodzie głównym umożliwiająca pracę napędu w układzie 12-to i 6-cio pulsowym (praca rezerwowa),
- układ filtrów wyższych harmonicznych,
- cyfrowy aparat rejestrujący,
- stanowisko maszynisty maszyn wyciągowych wraz z ergonomiczną, klimatyzowaną i dźwiękochłonną kabiną i systemem komputerowej wizualizacji stanów pracy maszyny wyciągowej.

b) zasilania maszyny wyciągowej, urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej i urządzeń przyszybowych, a w tym:
   - rozdzielnię SN – 6 kV zasilaną z dwóch niezależnych źródeł wraz z kablowymi liniami zasilającymi,
   - rozdzielnię 500/400/230 V wraz z transformatorami zasilającymi i siecią odpływową.

c) urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej realizujące:
   - układ zasilania z dwóch niezależnych źródeł energii,
   - obsługę wszystkich dopuszczonych trybów pracy,
   - obsługę poziomów: 230, 465, 665 i 865 m oraz stanowisk na zrębie, na nadszybiu i na wieży szybowej,
   - prowadzenie rewizji ze stałych i ruchomych stanowisk rewizyjnych,
   - współpracę z maszyną wyciągową i cyfrowym aparatem rejestrującym,
   - współpracę z układem sterowania urządzeniami przyszybowymi,
   - układ transmisji danych zrealizowany za pomocą pętli światłowodowej,
   - układ transmisji danych pomiędzy urządzeniami sygnalizacji szybowej przedziału wschodniego i zachodniego,

- bezpieczeństwo przeciwwybuchowe poprzez zastosowanie obwodów iskrobezpiecznych w przestrzeniach poza halą maszyny wyciągowej.

d) układów sterowania urządzeniami przyszybowymi w przedziałach wschodnim i zachodnim szybu, a w szczególności:
   - rozdzielnicę zasilającą 500/400/230/24V,
   - rozdzielnie w wykonaniu przeciwwybuchowym dla poziomów 665 m i 865 m,
   - układy sterownia urządzeniami przyszybowymi na poziomie 665 m oraz na nadszybiu i na zrębie szybu dla przedziału wschodniego oraz na poziomie 865 m dla przedziału zachodniego,
   - pełne oczujnikowania układu oraz sieci umożliwiające transmisje danych do sterowników,
   - szafę sterowania urządzeniami przyszybowymi przedziału wschodniego i układ sterowania i nadzoru dla przedziału zachodniego,
   - układ transmisji danych z urządzenia sygnalizacji szybowej do urządzeń przyszybowych.

e) prac budowlanych i adaptacyjnych, które swoim zakresem obejmowały:
   - zmiany niezbędne dla zabudowy nowych lub modernizowanych urządzeń i instalacji w istniejącym budynku,
   - modernizację suwnicy,
   - modernizację układów oświetlenia, ogrzewania i wentylacji hali maszyny wyciągowej,
   - wymianę okien.

3. Opis szczegółowy wykonanych prac i zainstalowanych urządzeń

a) Rozdzielnia SN wraz z liniami zasilającymi

Urządzenia maszyny wyciągowej zasilane są poprzez rozdzielnicę RMWPZ z kopalnianej sieci 6 kV z dwóch niezależnych źródeł:

- z rozdzielni 6 kV R-00 p.7,
- z rozdzielni 6 kV R-01 p.27.

Rozdzielnica RMWPZ 6 kV wykonana jest, jako jednosystemowa, dwusekcyjna (sekcje połączone sprzęgłem podłużnym), 12-sto polowa, z centralną sygnalizacją. Rozdzielnia wykonana jest na bazie pól rozdzielczych MultiCell produkcji Firmy JM-Tronik. Rozdzielnica zasila transformatory przekształtnikowe napędu maszyny wyciągowej oraz transformatory potrzeb własnych 6/0,5 kV 250 kVA. Do rozdzielnicy włączone są również filtry wyższych harmonicznych.

Rozdzielnica 500 V wykonana na bazie rozdzielnicy RNM produkcji Elektromontaż Wrocław zestawiona jest, jako wolnostojąca, jednosystemowa, trzysekcyjna. Posiada trzy pola dopływowe, z których 1 stanowi rezerwę, dwa pola sprzęgłowe oraz 18 pól odpływowych 500 V w 3 szafach (po 1 w każdej sekcji) i 2 odpływy 230 V. Rozdzielnica składa się z 8 szaf rozdzielczych. Rozdzielnica posiada 2 zasilania prowadzone z transformatorów 6/0,5 kV 250 kVA T1 i T2 zasilanych bezpośrednio z rozdzielnicy RMWPZ 6 kV.

b) Napęd maszyny wyciągowej

Silnik napędowy (główny) maszyny wyciągowej przystosowany jest konstrukcyjnie do zasilania z przekształtników tyrystorowych.

W obwodzie głównym, twornik silnika napędowego zasilany jest z dwóch połączonych szeregowo przekształtników tyrystorowych DCS800-S01-3300-04 produkcji firmy ABB. Połączone szeregowo przekształtniki zasilane są z transformatorów przekształtnikowych o mocy pozornej 1600 kVA i napięciu 6/0.4 kV, o grupach połączeń przesuniętych o 30 stopni elektrycznych, co pozwala na zasilanie silnika w układzie 12-to pulsowym oraz realizację kolejnościowego lub równoczesnego sterowania pracą przekształtników. Po stronie prądu stałego zasilanie silnika realizowane jest przez przełącznicę, dzięki czemu, możliwe jest w sytuacjach awaryjnych przełączenie na zasilanie silnika tylko z jednego przekształtnika.

Obwód wzbudzenia silnika napędowego zasilany jest z nawrotnego przekształtnika tyrystorowego typu DCS800-S02-0350-04 produkcji firmy ABB. W układzie zastosowano konfigurację uwzględniającą zabudowę przekształtników: podstawowego i rezerwowego, przy czym wybór przekształtnika do pracy odbywa się dzięki przełącznicy wchodzącej w skład zespołu przekształtnika wzbudzenia. Zasilanie przekształtników obwodu wzbudzenia stanowią transformatory 500/300 VAC zasilane z sieci 3×500 VAC. Rozwiązanie takie, zapewnia niezbędny zapas napięcia dla uzyskania korzystnego współczynnika forsowania prądu wzbudzenia. Jednocześnie zastosowanie transformatora o powiększonym rozproszeniu pozwala na zmniejszenie negatywnego oddziaływania na sieć zasilającą 500 V.

Dla zapewnienia odpowiednich warunków pracy, silnik wyciągowy posiada zabudowane 4 czujniki temperatury uzwojenia stojana włączone w układ nadzoru. Wymagane odprowadzenie ciepła – chłodzenie powietrzna uzwojeń silnika zapewnia stacja wentylacyjna zabudowana w pomieszczeniach pod maszyną wyciągową.

Silnik napędowy maszyny wyciągowej pracuje przy regulacji momentu elektrycznego z zachowaniem zasady tzw. „prowadzonego wzbudzenia". Oznacza to, że dla małych wartości momentu zadanego wartość prądu wzbudzenia jest proporcjonalna do wartości prądu obwodu głównego (regulowane są

zarówno prąd obwodu głównego, jak i prąd wzbudzenia). Po przekroczeniu wartości odpowiadającej znamionowemu prądowi wzbudzenia, dalsza regulacja momentu elektrycznego odbywa się wyłącznie poprzez zmianę wartości prądu obwodu głównego.

Napędy pomocnicze zasilane są rezerwowanym napięciem 3x500 V z rozdzielni R500.

c) Maszyna wyciągowa

Maszyna wyciągowa K-6000/DC-16 m/s może być sterowana „ręcznie", przez maszynistę maszyn wyciągowych lub ze stanowisk zabudowanych w szybie „w trybie zdalnego uruchomienia". Zmiana rodzaju sterowania możliwa jest tylko przy zahamowanej maszynie. Sterowanie ręczne może zostać wybrane przy dowolnym położeniu naczyń w szybie, natomiast załączenie trybu zdalnego uruchomienia możliwe jest tylko w określonym położeniu naczyń wyciągowych charakterystycznym dla danego trybu pracy.

„Sterowanie ręczne" to stan sterowania maszyny wyciągowej, w którym maszynista może spowodować odhamowanie lub zahamowanie hamulca maszyny przy użyciu dźwigni hamulca oraz zadać prędkość i kierunek jazdy maszyny przy użyciu dźwigni sterowniczej. Zmiana położenia dźwigni sterowniczej powoduje odpowiednio wzrost prędkości maszyny, przy zwiększaniu wychylenia od położenia zerowego lub zmniejszanie prędkości przy zmniejszaniu wychylenia dźwigni sterowniczej.

Podczas „zdalnego uruchamiania" odhamowanie hamulca odbywa się w sposób skokowy po otrzymaniu z układu regulacyjnego sygnału gotowości do odhamowania oraz wykryciu odpowiedniej wartości momentu elektrycznego rozwijanego przez silnik. W trybie „zdalnego uruchamiania" możliwe jest zadawanie prędkości w określonych przedziałach od prędkości minimalnej rzędu 0,1 m/s do maksymalnej określonej dla danego rodzaju pracy.

Układ umożliwia zadawanie i regulację prędkości maszyny oraz ogranicza jej wartość w zależności od położenia naczyń wyciągowych w szybie.

Zadawanie, ograniczanie i kontrola prędkości realizowana jest poprzez cyfrowy regulator jazdy typu GRZ-08, będący rozwinięciem dotychczasowych rozwiązań firmy.

Ze względu na odpowiedzialność górniczego wyciągu szybowego podjęto kroki projektowo-wykonawcze pozwalające na pracę wyciągu również w warunkach ograniczonych uszkodzeń układu napędowego. Możliwe, więc są:

- praca normalna, tj. zasilanie silnika wyciągowego z dwóch przekształtników tyrystorowych,
- praca specjalna I (zasilanie awaryjne), zasilanie silnika wyciągowego z jednego, z przekształtników tyrystorowych - zadawanie prędkości realizo-

wane jest ręcznie za pomocą cyfrowego zadajnika prędkości sprzężonego z dźwignią steru, współpracującego z regulatorem jazdy. W trybie tym następuje ograniczenie prędkości wyciągu do połowy prędkości nominalnej, przy zachowaniu pełnego udźwigu,

- praca specjalna II (jazda bez regulatora jazdy) - zadawanie prędkości realizowane z pominięciem regulatora jazdy, w obwodzie bezpieczeństwa wyłączone są zabezpieczenia regulatora jazdy - prędkość jazdy ograniczona jest do wartości 1 m/s.

  Zastosowano 100% rezerwację w obwodzie wzbudzenia silnika wyciągowego, zarówno transformatorów, jak i przekształtników tyrystorowych.
- awaryjne grawitacyjne opuszczanie nadwagi do najbliższego poziomu. W przypadku awarii zasilania lub fragmentu układu napędowego możliwe jest kontrolowane opuszczenie nadwagi do najbliższego poziomu technologicznego celem ewakuacji ludzi z klatki. Zasilanie układu sterowania i zabezpieczeń odbywa się z zasilacza awaryjnego, a sterowanie hamulcem tarczowym realizowane jest przez urządzenie GRAVIT.

d) Zespół sterowniczo-zasilający hamulca i urządzenia dodatkowe z nim związane

W ramach modernizacji maszyny wyciągowej zabudowano hydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający hamulca H-C MWM-4/VER. II (rys. 2) wraz instalacją hydrauliczną. Zespół realizuje funkcję hydraulicznego odwodzenia siłowników współpracujących z tarczami hamulcowymi. W budowie zespołu można wyróżnić podstawowe elementy:

- dwa niezależne, w pełni samodzielne agregaty hydrauliczne LA i LB,
- przełącznicę hydrauliczną LP,
- szafy wyposażenia elektrycznego L1 i L2,
- zespół elementów kontrolnych i pomiarowych rozmieszczonych na siłownikach hydraulicznych i stojakach hamulcowych.

Hydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający hamulca umożliwia realizowanie hamowania bezpieczeństwa jedną z dwóch różnych wartości siły hamowania, w zależności od wartości i kierunku ruchu nadwagi. Początkowa wartość siły utrzymywana jest podczas wytracania prędkości w trakcie hamowania bezpieczeństwa, zapewniając bezpoślizgowe wyhamowanie wyciągu.

Instalacja hamulca hydraulicznego podczas zahamowania maszyny wyciągowej jest przepłukiwana olejem, co zapobiega zapowietrzaniu się instalacji oraz „zaleganiu" oleju w „ślepych" odcinkach instalacji (jak to ma miejsce w instalacjach hamulców hydraulicznych, w których zastosowano rozwiązanie bez możliwości przepłukiwania).



Rys.2. Zespół sterowniczo-zasilający hamulca hydraulicznego typu H-C MWM-4/VER.II

Zastosowanie H-C MWM-4/VER.II daje użytkownikowi dodatkowo możliwość skorzystania z zabudowanego agregatu filtracyjno-pompującego, chłodnicy oleju oraz szeregu funkcji kontrolnych uruchamianych z poziomu układu wizualizacji, takich jak test poprawności pracy zespołu sterowania, rejestracja charakterystyk tarciowo-ciśnieniowych, test czystości oleju itp.

Zespół H-C MWM-4/VER.II został zaprojektowany ze szczególnym uwzględnieniem pełnej redundancji, nie tylko na poziomie komponentów elektrohydraulicznych, ale również na poziomie elementów sterowania elektrycznego. Komponenty stanowiące o strukturze sterowania zostały tak pogrupowane, aby zapewnić niezależność pracujących agregatów LA i LB. Za funkcję sterowania i zabezpieczeń hamulca odpowiedzialne są dwa programowalne sterowniki logiczne. Sterownik podstawowy (U100), jako sterownik nadrzędny realizuje algorytmy sterowania i zabezpieczeń agregatów sterowniczo-zasilających (LA i LB), natomiast sterownik dodatkowy (U200) realizuje wyłącznie funkcje kontrolne.

Zespół ze względu na swoją kompaktową konstrukcję i cichą pracę został zainstalowany na poziomie maszyny wyciągowej, co w znaczący sposób ułatwia obserwację agregatów ze stanowiska maszynisty wyciągowego. Podczas pracy jeden agregat hydrauliczny zasila siłowniki hamulcowe, a drugi stanowi pełną rezerwę.

Do przełączania agregatów hydraulicznych służy przełącznica hydrauliczna. Po przestawieniu dźwigni do jednej ze skrajnych pozycji krańcowych

(wybór agregatu hydraulicznego) następuje hydrauliczne połączenie rurociągów zasilających siłowniki hamulcowe z wybranym agregatem hydraulicznym. Równocześnie zostaje włączona blokada elektryczna drugiego agregatu i zamknięcie połączeń hydraulicznych pomiędzy drugim agregatem, a siłownikami hamulcowymi.

Podczas hamowania bezpieczeństwa maszynista może poprzez użycie dźwigni hamulca manewrowego udrożnić asekuracyjnie manewrową drogę spływu oleju, która pozostaje cały czas czynna.

Zespół sterowniczo-zasilający umożliwia przeprowadzenie testu działania dróg spływu oleju (diagnostykę stanu hamulca i zaworów agregatu) przez maszynistę, bez konieczności przeprowadzania dodatkowych operacji przygotowawczych.

Zespół wyposażony jest w elementy kontrolujące na bieżąco stany zaworów hydraulicznych i wartości ciśnień hamulca.

Zespół sterowniczo-zasilający hamulca umożliwia wykonanie prób statycznych i dynamicznych hamulca bez konieczności ingerencji w układ sterowania hydraulicznego i elektrycznego.

Zgodnie z wymaganiami przepisów, w maszynie wyciągowej zabudowano podzespół hydrauliczno-mechaniczny UWDSO.

Podzespół UWDSO przeznaczony jest do udrożnienia dodatkowej drogi spływu oleju i wywołania spadku ciśnienia powodującego bezpieczne zatrzymanie się wyciągu górniczego w sytuacjach awaryjnych lub potencjalnego zagrożenia. UWDSO działa niezależnie od podstawowego układu hamulcowego, co znacząco zwiększa bezpieczeństwo eksploatacji maszyn wyciągowych z hamulcami tarczowymi odwodzonymi hydraulicznie.

Użycie elementów mechanicznych z wyposażeniem elektrycznym niezbędnym do wyłączenia napędu elektrycznego maszyny gwarantuje wysoką niezawodność działania oraz umożliwienie zarejestrowania użycia urządzenia UWDSO przez aparat rejestrujący.

Urządzenie do grawitacyjnego opuszczania nadwagi GRAVIT (rys. 3) stanowi dodatkowe wyposażenie maszyny wyciągowej, które nie jest wymagane przepisami. Umożliwia maszyniście wyciągowemu tzw. grawitacyjne opuszczanie nadwagi, czyli przemieszczanie naczyń wyciągowych bez udziału napędu maszyny wyciągowej z prędkością ograniczoną do 1 m/s. Grawitacyjne opuszczanie nadwagi jest możliwe w warunkach zaistnienia odpowiednio dużej różnicy sił występujących w linie nośnej pomiędzy stroną nadsiębierną i podsiębierną, która umożliwi samoczynny ruch górniczego wyciągu szybowego w jednym z kierunków.

Urządzenie GRAVIT przeznaczone jest do współpracy z agregatem hydraulicznym typu H-C MWM-4/VER.II.

Urządzenie posiada niezależne źródło zasilania w energię elektryczną, co zapewnia pewność działania w każdych warunkach zasilania maszyny wyciągowej.

Prędkość przemieszczania naczyń wyciągowych podczas grawitacyjnego opuszczania nadwagi jest regulowana (ograniczana) wychyleniem drążka steru jazdy na stanowisku sterowniczym, w tym przypadku służącym do zmniejszenia lub zwiększenia momentu hamującego, co skutkuje zwiększeniem lub zmniejszeniem prędkości ruchu wyciągu szybowego. Równocześnie prędkość jest kontrolowana przez układ w taki sposób, że przekroczenie prędkości 1 m/s powoduje przerwanie obwodu bezpieczeństwa, spadek ciśnienia oleju w układzie hamulcowym i bezpieczne zatrzymanie górniczego wyciągu szybowego.

Uruchomienie urządzenia GRAVIT odbywa się przełącznikiem umieszczonym na pulpicie stanowiska maszynisty wyciągowego.



Rys.3. Urządzenie GRAVIT wraz z przełącznicą hydrauliczną

e) Układ smarowania łożysk wału głównego

Instalacja smarowania łożysk głównych maszyny wyciągowej została wykonana jako obiegowa z agregatem smarnym. Agregat składa się z:

- zbiornika oleju o pojemności V = 630 dm^3,
- dwóch pionowych zespołów pompowych połączonych kolektorem ciśnieniowym zakończonym kulowym zaworem odcinającym,
- układu zaworów, stanowiących przełącznicę hydrauliczną, która umożliwia przełączanie pomiędzy zespołami pompowymi,
- ciśnieniowych filtrów olejowych,

– dwóch linii powrotnych z wizualnymi wskaźnikami przepływu.

Instalacji rurowa smarowania łożysk ślizgowych została wykonana, jako dwie niezależne linie zasilania i spływu oleju, dla każdego łożyska oddzielnie. Każde łożysko wyposażone zostało w czujniki kontrolujące temperaturę, ciśnienie i przepływ oleju.

f) Zespół chłodzenia przekształtników tyrystorowych i silnika głównego

W celu zapewnienia optymalnych warunków pracy układu przekształtników tyrystorowych i silnika głównego oraz odbioru wytwarzanego w czasie pracy ciepła, zaprojektowano, zabudowano i uruchomiono układy chłodzenia:

– instalacja chłodzenia silnika głównego - V_n = 32.000 m³/h.

Dla chłodzenia silnika głównego w przyziemiu budynku maszyny wyciągowej zabudowano centralę wentylacyjną nawiewną typu CSK-75-E-W-P/12-6/-/-/S o wydajności V_n=32.000 m³/h z komorą mieszania i filtrem klasy G4. Ilość powietrza wynika z konieczności odprowadzenia zysków ciepła i została określona przez producenta silnika.

Zadaniem komory mieszania jest utrzymanie odpowiedniej temperatury nawiewu. Przepustnica powietrza zewnętrznego jest otwierana, a przepustnica recyrkulacji przymykana powyżej nastawionej temperatury nawiewu. Natomiast poniżej nastawionej temperatury, przepustnica powietrza zewnętrznego jest zamykana, a przepustnica recyrkulacji otwierana. Minimalna temperatura nawiewu t_{min} = +50ºC. Powietrze zewnętrzne pobierane jest z komory kurzowej, do której doprowadzane jest przez czerpnię usytuowaną w ścianie zewnętrznej.

W zespole nawiewnym powietrze zewnętrzne jest filtrowane i następnie tłoczone za pomocą prostokątnych ocynkowanych kanałów do komór silnika głównego.

– instalacja chłodzenia przekształtników tyrystorowych – Vn = 8.000 m³/h.

Do chłodzenia szaf z przekształtnikami tyrystorowymi zabudowano centralę wentylacyjną nawiewną typ CSK-20-S-W-P/12-2/-/-/S o wydajności V_n=8.000 m³/h z komorą mieszania i filtrem klasy G4. Ilość powietrza wynika z konieczności odprowadzenia wydzielanego ciepła i została określona dla pracy przekształtników przy parametrach znamionowych.

Zasada działania i funkcje stacji nawiewnej zostały omówione powyżej dla stacji nawiewnej silnika.

– instalacja wywiewna z hali maszyny wyciągowej o wydajności V_w = 31.400 m³/h.

Dla zbilansowania ilości powietrza wtłaczanego do hali maszyny wyciągowej i odbieranego oraz dla poprawy cyrkulacji powietrza w hali zabudowano instalację wywiewną.

Dla wywiewu powietrza z hali maszyny wyciągowej zabudowano dwa zespoły wentylatorów osiowych z napędem pasowym typ HIB 800 NP każdy o wydajności V_n = 15.700 m³/h z osiatkowanym wlotem powietrza oraz z samoczynną żaluzją na wylocie, która zabezpiecza przed wnikaniem zimnego powietrza w czasie postoju wentylatora. Wentylatory zostały zabudowane w zewnętrznej ścianie budynku maszyny wyciągowej.

g) Urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej

W przedziale zachodnim szybu „Piotr" zabudowane zostało całkowicie nowe urządzenie iskrobezpiecznej sygnalizacji i łączności szybowej USSz (rys. 4).

Urządzenie to realizuje następujące funkcje:

- wybierane przełącznikiem PD rodzaje pracy:
  - uprawnienie nadszybia,
  - uprawnienie zrębu,
  - transport materiałów długich,
  - jazdy z urządzeniem ECHO-S:
  - jazda osobista,
  - rewizja szybu,
  - prace szybowe, jazda brygad szybowych.
- wybierane przełącznikiem rodzaje prac szybowych PPrSz:
  - rewizja kół linowych,
  - rewizja naczyń,
  - rewizja liny nośnej,
  - rewizja liny wyrównawczej.

Zgodnie z potrzebami zabudowano poniższe stanowiska sygnałowe:

- maszynownia – stanowisko maszynisty wyciągowego,
- KL – Wieża; poz. (+40,5 m) – stanowisko do rewizji kół linowych,
- NN – Nadszybie; poz. (+15 m) – strona północna szybu – stanowisko główne do wydobycia, jazdy ludzi i jazdy osobistej klatką wschodnią i zachodnią,
- NS – Nadszybie; poz. (+15 m) – strona południowa szybu – stanowisko pomocnicze do wydobycia, transportu materiałów i jazdy ludzi klatką wschodnią i zachodnią,
- NPN – Nadszybie; (+19 m) – pomost jazdy ludzi – strona północna szybu – stanowisko pomocnicze do jazdy ludzi,
- NPS – Nadszybie; (+19 m) – pomost jazdy ludzi – strona południowa szybu – stanowisko pomocnicze do jazdy ludzi,

- ZN – Zrąb; (0,00 m) strona północna szybu – główne stanowisko do transportu materiałów klatką wschodnią i zachodnią, rozpoczynanie i kończenie rewizji szybu, rewizji lin nośnych i naczyń,
- ZS – Zrąb; (0,00 m) strona południowa szybu – stanowisko pomocnicze do transportu materiałów klatką wschodnią i zachodnią, główne stanowisko do transportu materiałów długich klatką wschodnią,
- 1S - Poziom 1; (230 m) – stanowisko po stronie południowej szybu do jazdy ludzi i transportu materiałów klatką wschodnią, rozpoczynania i kończenia rewizji szybu i jazdy osobistej klatką wschodnią,
- 2N - Poziom 2; (465 m) – stanowisko po północnej stronie szybu do jazdy ludzi oraz transportu materiałów klatką wschodnią, rozpoczynania i kończenia rewizji szybu i jazdy osobistej klatką wschodnią,
- 3N - Poziom 3; (665 m) – stanowisko główne po północnej stronie szybu do jazdy ludzi oraz transportu materiałów klatką wschodnią, rozpoczynanie i kończenie rewizji szybu i jazdy osobistej klatką wschodnią,
- 3S - Poziom 3; (665 m) – strona południowa szybu – stanowisko główne do transportu materiałów długich, klatką wschodnią,
- 4N - Poziom 4; (865 m) – strona północna szybu – stanowisko główne do wydobycia, transportu materiałów, jazdy ludzi klatką wschodnią i zachodnią, rozpoczynania i kończenia rewizji szybu i jazdy osobistej klatką wschodnią i zachodnią,
- 4S - Poziom 4; (865 m) – strona południowa szybu – stanowisko pomocnicze do jazdy ludzi, wydobycia klatką wschodnią i zachodnią, stanowisko główne do transportu materiałów długich klatką wschodnią,
- 4PN - Poziom 4; (869 m) – pomost jazdy ludzi – strona północna szybu – stanowisko pomocnicze do jazdy ludzi,
- 4PS - Poziom 4; (869 m) – pomost jazdy ludzi – strona południowa szybu – stanowisko pomocnicze do jazdy ludzi,
- Rz - Rząpie – stanowisko do rewizji lin wyrównawczych,
- naczynia – ruchome stanowiska sygnałowe do jazdy osobistej i rewizji szybu.

Urządzenie sygnalizacji szybowej umożliwia:

- uprawnienie przez maszynistę wyciągowego głównego stanowiska sygnałowego na nadszybiu i zrębie,
- załączenie przez maszynistę wyciągowego wydobycia, po uprzednim jego zapowiedzeniu przez sygnalistę nadszybia,
- załączenie przez maszynistę wyciągowego jazdy ludzi, po uprzednim jej zapowiedzeniu przez sygnalistę nadszybia,
- załączenie przez maszynistę wyciągowego rodzaju pracy: transport materiałów długich,

- uprawnienie przez maszynistę wyciągowego stałych stanowisk rewizyjnych: na wieży szybowej, na zrębie lub w rząpiu,
- prowadzenie jazdy osobistej za pomocą urządzenia ECHO-S,
- prowadzenie rewizji szybu za pomocą urządzenia ECHO- S,
- uprawnienie przez sygnalistę nadszybia stanowisk sygnałowych na poszczególnych poziomach,
- uprawnienie przez sygnalistę zrębu stanowisk sygnałowych na poszczególnych poziomach,
- zablokowanie maszyny wyciągowej za pomocą ręcznego łącznika blokującego z poszczególnych stanowisk sygnałowych,
- nadawanie sygnałów wykonawczych z uprawnionego głównego stanowiska sygnałowego do maszynisty wyciągowego,
- nadawanie sygnałów wykonawczych z uprawnionego stanowiska do maszynisty wyciągowego w czasie transportu materiałów długich,
- nadawanie sygnałów wykonawczych z uprawnionego stanowiska rewizyjnego do maszynisty wyciągowego,
- nadawanie sygnałów porozumiewawczych z uprawnionego stanowiska na poziomie do uprawnionego głównego stanowiska sygnałowego,
- prowadzenie prac szybowych na stałych stanowiskach rewizyjnych oraz z ruchomego stanowiska w naczyniu przy zastosowaniu trybu zdalnego uruchomienia maszyny wyciągowej,
- nadawanie sygnałów alarmowych z każdego stałego stanowiska sygnałowego oraz ze stanowiska ruchomego w naczyniu,
- prowadzenie wydobycia i jazdy ludzi przy zastosowaniu sygnalizacji pośpiesznej „gotów”,
- foniczne porozumiewanie się maszynisty wyciągowego z obsługą poszczególnych stanowisk sygnałowych oraz obsługi stanowisk między sobą,
- przesyłanie wybranych sygnałów szybowych do aparatu rejestrującego parametry pracy górniczego wyciągu szybowego,
- współpracę z układem napędowym maszyny wyciągowej i układem sterowania urządzeniami przyszybowymi,
- przesyłanie za pośrednictwem układu napędowego sygnałów do rejestratora,
- w szczególnych przypadkach ruch wyciągu szybowego z pominięciem blokad szybowych.

Dla realizacji funkcji sterowniczych sygnalizacji w czasie prowadzenia jazdy osobistej i rewizji szybu zastosowano system łączności i sygnalizacji

szybowej ECHO-S, korzystający z liny nośnej i wyrównawczej do elektromagnetycznego powiązania stanowiska mobilnego w naczyniu wyciągowym ze stanowiskiem stałym na stanowisku maszynisty wyciągowego.

Układy zewnętrzne, z którymi powiązane jest urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej to:

- układ sterownia napędem,
- układy sterowania urządzeniami przyszybowymi,
- cyfrowy aparat rejestrujący,
- urządzenie sygnalizacji szybowej przedziału sąsiedniego – wschodniego.

Urządzenie sygnalizacji szybowej w przedziale zachodnim zbudowane zostało w oparciu o dwa sterowniki programowalne firmy ABB typu AC800M:

- sterownik MASTER 1 - podstawowy sterownik urządzenia sygnalizacji szybowej realizujący funkcje sterowania i zabezpieczeń dla układu USSz (pełny program USSz) oraz funkcje kontrolne w stosunku do sterownika dodatkowego,
- sterownik MASTER 2 - sterownik dodatkowy urządzenia sygnalizacji szybowej, realizujący funkcje alarmu i blokady USSz oraz funkcje kontrolne w stosunku do sterownika podstawowego.

Sterowniki; podstawowy i dodatkowy, urządzenia sygnalizacji szybowej komunikują się ze sterownikiem podstawowym układu sterownia i zabezpieczeń układu napędowego. Wszystkie sterowniki PLC połączone są siecią Ethernet, zgodnie z protokołem TCP/IP.

Komunikacja sterowników USSz podstawowego i dodatkowego z modułami iskrobezpiecznymi stacji lokalnych zabudowanych poza pomieszczeniem maszyny wyciągowej oraz modułami sieciowymi IDPR odbywa się przez dwie niezależne sieci oparte na protokole PROFIBUS-DP.

Sterownik podstawowy realizuje pełny program urządzenia sygnalizacji szybowej, to znaczy odczytuje stany wejść i na ich podstawie generuje odpowiednie stany wyjść, oraz generuje stany wyjść modułów wyjściowych grupy I i modułów wyjściowych sygnalizacji optyczno-akustycznej przez magistralę PROFIBUS-DP-1.

Sterownik dodatkowy (MASTER 2) jest jedynie uprawniony do odczytywania informacji o stanie wejść obu grup modułów wejściowych oraz modułów ET2000Ex przez magistralę PROFIBUS-DP2. Sterownik dodatkowy generuje stany wyjść alarmów i blokady modułu wyjściowego grupy II. Funkcje alarmów i blokady realizowane są dwukrotnie: raz w sterowniku podstawowym i drugi raz w sterowniku dodatkowym.

W jednostce centralnej sterownika podstawowego rezyduje program realizujący wszystkie funkcje urządzenia sygnalizacji szybowej. Stany sygna-

łów wejściowych odczytywane są za pośrednictwem modułów zdalnych zabudowanych w szafie sterowniczej lub w pulpicie maszyny wyciągowej oraz z modułów wejściowych w stacjach lokalnych typu ET2000Ex, zabudowanych na poszczególnych poziomach. Sygnały wyjściowe w postaci przekaźników, lampek sygnalizacyjnych, sygnalizatorów akustycznych, sygnalizatorów optycznych, separatorów itp. wysterowywane są przez moduły wyjściowe zabudowane w szafie sterowniczej, pulpicie maszyny wyciągowej oraz stacjach lokalnych na stanowiskach/poziomach na podstawie sygnałów otrzymywanych z jednostek centralnych.

Program realizujący sterowanie USSz pobiera niezbędne informacje o stanie układu napędowego bezpośrednio z pamięci danych jednostki centralnej układu napędowego lub za pomocą sygnałów elektrycznych wprowadzonych na wejścia modułów zabudowanych w szafie sterowania napędu, pulpicie oraz modułów wejściowych zabudowanych w szafie USSz.

Sterowniki urządzenia sygnalizacji szybowej komunikują się ze zdalnymi modułami ET2000Ex przez pętlę światłowodową określaną, jako REDUNDANT-RING, a zrealizowaną za pomocą dwóch linii światłowodowych prowadzonych oddzielnymi trasami w szybie.

Komunikacja nadzorowana jest zarówno w sterowniku podstawowym, jak i w sterowniku dodatkowym. Wykrywane są stany utraty transmisji z poszczególnymi jednostkami zdalnymi sieci, zawieszenie komunikacji z nimi, utraty danych i braku ich odświeżania w wymaganym, założonym czasie (pętla czasowa dla komunikacji).

W celu zapewnienia wykrywania wszystkich stanów awaryjnych sterowników, zastosowano sprzętowe „watchdogi" oraz układ programowego „watchdoga". „Watchdogi" sprzętowe, w zakresie przewidzianym przez producenta, kontrolują pracę podstawowych podzespołów i pracę magistrali systemowej. „Watchdog" programowy zastosowano w celu sprawdzania poprawności przebiegu pętli czasowej, stanów komunikacji oraz stanów diagnostycznych sprzętu.

Do współpracy ze sterownikami zastosowano iskrobezpieczne stacje typu ET2000Ex stanowiące oddalone moduły wejść i wyjść sterowników. Stacje lokalne ET2000Ex umożliwiają transmisję sygnałów dwustanowych do i z nieiskrobezpiecznego sterownika zlokalizowanego w strefie niezagrożonej wybuchem (pomieszczenie maszyny wyciągowej) do strefy zagrożonej, zapewniając separację galwaniczną realizowaną za pomocą światłowodu. Wszystkie wejścia i wyjścia stacji lokalnej ET 2000Ex są iskrobezpieczne.

W obudowie lub na elewacji, oprócz opcjonalnego wyposażenia w moduły wejść i wyjść, zasilaczy oraz modułów odpowiedzialnych za transmisję danych, są zabudowane:

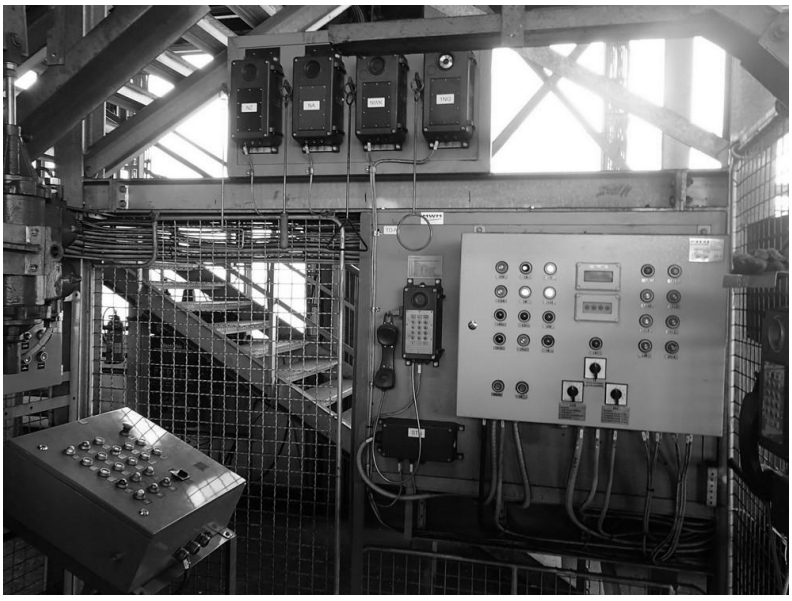
- przełącznica światłowodowa,
- sygnalizatory akustyczne,
- elementy manipulacyjne i lampki sygnalizacyjne,
- wyświetlacz ciekłokrystaliczny do bieżącego przeglądu stanu pracy stacji,
- sygnalizacja stanu transmisji,
- listwy dodatkowe do podłączenia urządzeń współpracujących.

Do rejestracji sygnałów zastosowano cyfrowy aparat rejestrujący typu RG3 produkcji firmy MWM Elektro Spółka z o.o., który rejestruje wybrane sygnały z urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej oraz maszyny wyciągowej.

Łączność telefoniczna stanowiskowa umożliwia porozumiewanie się obsługi stałych stanowisk sygnałowych z maszynistą wyciągowym i między sobą w celu przekazywania dyspozycji dotyczących pracy wyciągu szybowego.

Zastosowano iskrobezpieczny system łączności telefonicznej typu ITS firmy TELVIS z lokalną centralką telefoniczną, który umożliwia prowadzenie w ruchu automatycznym rozmów między wszystkimi abonentami systemu, a także bezpośrednie (przyciskiem MW) wywoływanie maszynisty z dowolnego stanowiska oraz natychmiastowe, bezpośrednie połączenie maszynisty z dowolnym stanowiskiem sygnałowym.

System ITS nie jest połączony w żaden sposób z innymi systemami łączności kopalnianej.



Rys.4. Stanowisko sygnalizacji szybowej i sterowania urządzeniami przyszybowymi na nadszybiu

h) Układy zasilania i sterowania urządzeniami przyszybowymi

Całość układu sterowania i nadzoru nad pracą urządzeń przyszybowych przedziału zachodniego jest realizowana przez sterownik dodatkowy urządzenia sygnalizacji szybowej przedziału zachodniego – sterownik ten pełni rolę sterownika podstawowego dla układu sterowania urządzeniami przyszybowymi przedziału zachodniego. Rolę sterownika pomocniczego dla układu sterowania urządzeniami przyszybowymi przedziału zachodniego pełni sterownik zabudowany w szafie EP-1, usytuowanej w hali maszyny wyciągowej szybu „Piotr" przedział wschodni.

W obydwu sterownikach zaimplementowane są programy stanowiące odzwierciedlenie algorytmu sterowania i nadzoru nad pracą urządzeń przyszybowych. Na podstawie sygnałów wejściowych w oparciu o zaimplementowany algorytm sterownik wypracowuje sygnały wyjściowe, które wysterowują urządzenia wykonawcze oraz urządzenia sygnalizacyjne.

Sygnały wejściowe z oczujnikowania i elementów manipulacyjnych są zbierane poprzez moduły wejściowe stacji lokalnych. Sygnały wyjściowe do elementów wykonawczych oraz elementów sygnalizacyjnych są generowane w modułach wyjściowych stacji lokalnych. Stacje lokalne stanowią zespoły oddalonych modułów wejść i wyjść sterownika podstawowego oraz dodatkowego.

Sieć łącząca stacje lokalne z sterownikiem centralnym jest realizowana poprzez transmisję światłowodową w oparciu o protokół PROFIBUS-DP. Instalacja połączeń optycznych pomiędzy stacjami lokalnymi sterowania urządzeń przyszybowych przedziału zachodniego na poszczególnych poziomach i połączenie ze sterownikiem centralnym zabudowanym w szafie USSz przedziału zachodniego oraz ze sterownikiem dodatkowym w szafie EP-1 jest zrealizowana w oparciu o wyłożoną i uruchomioną sieć światłowodową.

Na stanowisku maszynisty wyciągowego przedziału zachodniego zabudowane jest stanowisko operatorskie systemu wizualizacji wyposażone w komputer przemysłowy z ekranem dotykowym. System wizualizacji obrazuje stan układu napędowego, urządzenia sygnalizacji szybowej oraz układu sterowania urządzeniami przyszybowymi.

Urządzenia przyszybowe realizują następujące zadania technologiczne:

– wydobycie – transport urobku i materiałów (klatką zachodnią i wschodnią) w wozach do/z poziomów z/do nadszybia i zrębu; zapychanie odbywa się po stronie północnej szybu, a wypychanie po stronie południowej. Sterowanie urządzeniami przyszybowymi, w tym trybie pracy odbywa się z pulpitu usytuowanego obok głównego stanowiska sygnałowego; po stronie północnej szybu,

- jazda ludzi bez pomocniczych stanowisk sygnałowych – (klatką wschodnią i zachodnią) wsiadanie i wysiadanie załogi odbywa się po stronie północnej szybu. Sterowanie urządzeniami przyszybowymi w tym trybie pracy odbywa się z pulpitu usytuowanego obok głównego stanowiska sygnałowego po stronie północnej szybu. Układ sterowania urządzeniami przyszybowymi zapewnia blokadę urządzeń zapychających i zabezpieczających szyb od strony północnej oraz wrót szybowych po stronie południowej,
- jazda ludzi z pomocniczymi stanowiskami sygnałowymi – (klatką wschodnią i zachodnią tylko dla nadszybia i poz. 865 m) wsiadanie i wysiadanie załogi odbywa się po stronie północnej szybu, a wysiadanie po stronie południowej. Sterowanie urządzeniami przyszybowymi w tym trybie pracy odbywa się z pulpitu usytuowanego obok głównego stanowiska sygnałowego po stronie północnej szybu – wrota szybowe i pomosty po stronie północnej oraz z pomocniczego stanowiska po stronie południowej – wrota i pomosty po stronie południowej szybu. Układ sterowania urządzeniami przyszybowymi zapewnia blokadę urządzeń zapychających i zabezpieczających szyb od strony północnej,
- jazda osobista i rewizja szybu – wsiadanie i wysiadanie odbywa się jednostronnie, po stronie północnej szybu. Sterowanie urządzeniami przyszybowymi, wrotami po stronie północnej, odbywa się z pulpitu usytuowanego obok głównego stanowiska sygnałowego; po stronie północnej szybu. Sterowanie wrotami i pomostem jest również możliwe z pulpitu dostępnego od strony naczynia. Układ sterowania urządzeniami przyszybowymi zapewnia blokadę urządzeń zapychających i zabezpieczających szyb zabudowanych po stronie północnej oraz wrót szybowych po stronie południowej,
- transport materiałów długich – załadunek i wyładunek materiałów długich odbywa się po stronie południowej szybu klatką wschodnią. Zamykanie i otwieranie wrót szybowych południowych oraz opuszczanie i podnoszenie pomostu wahadłowego południowego odbywa się z pulpitu umieszczonego po stronie południowej szybu,
- blokowanie wrót szybowych (ryglowanie).

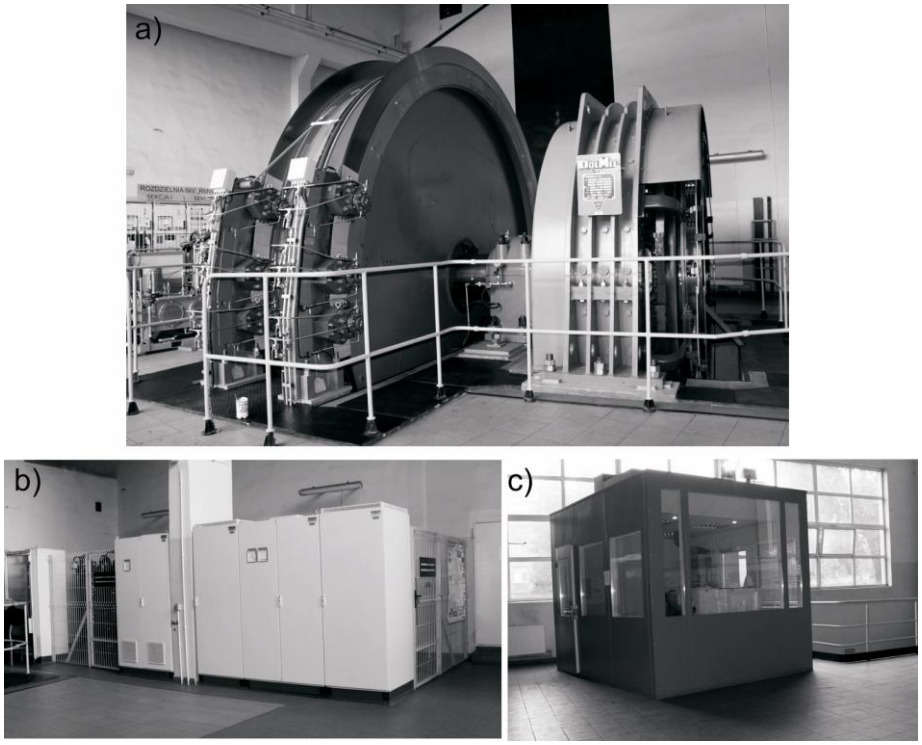
Ryglowanie wrót zrealizowane jest za pomocą zamków z napędem pneumatycznym sterowanych elektrozaworami lub zamków z odblokowywaniem elektrycznym. Odryglowanie jest możliwe jedynie w przypadku obecności klatki w strefie poziomu (określonej dla danego trybu pracy i zahamowanej maszynie wyciągowej).

4. Podsumowanie

Po przeprowadzonej modernizacji uzyskano następujące parametry pracy górniczego wyciągu szybowego przedziału zachodniego:

- maszyna wyciągowa – usytuowana na poziomie zrębu szybu (rys. 5),
- sterowanie maszyny – ręczne lub w trybie zdalnego uruchamiania przy:
  - rewizji szybu,
  - pracach rewizyjnych ze stałych stanowisk,
  - robotach szybowych – jazda brygad,
- maksymalne prędkości jazdy podczas:
  - wydobycia i transportu materiałów 12 m/s,
  - jazdy ludzi i jazdy osobistej 12 m/s,
  - jazdy brygad szybowych 4 m/s,
  - rewizji szybu 1 m/s,
  - rewizji kół linowych, liny wyrównawczej 0,5 m/s,
  - rewizja liny nośnej 1 m/s,
  - rewizji naczyń 0,3 m/s,
  - transportu materiałów długich pod klatką 0,5 m/s,
  - grawitacyjnego opuszczania nadwagi 1 m/s,
  - jazdy bez regulatora jazdy 1 m/s,
  - jazdy manewrowej 1 m/s,
- przyspieszenie / opóźnienie:
  - przyspieszenie ruchowe: 0,7 m/s^2,
  - opóźnienie ruchowe: 0,8 m/s^2,
- zasilanie główne 6 kV,
- zasilanie pomocnicze 500 V,
- parametry ruchowe maszyny wyciągowej:
  - nadwaga statyczna 120 kN,
  - siła statyczna w linie nośnej 420 kN,
  - siła w obu gałęziach liny nośnej 720 kN,
  - siła zrywająca linę nośną 2800 kN,
- dane nominalne silnika wyciągowego:
  - typ PW-114,
  - moc P_n = 2000 kW,
  - prąd obwodu głównego I_n = 2720 A,
  - napięcie obwodu głównego U_n = 800 V,
  - obroty n_n = 51 obr /min,
  - napięcie obwodu wzbudzenia U_{wn} = 160/80 V,
- średnica nominalna koła pędnego D_n = 6000 mm,

- łożyska wału głównego: dwa łożyska ślizgowe, ustalające ϕ600 i swobodne ϕ600
- smarowanie łożysk ślizgowych: obiegowe olejem,
- hamulec:
  - tarczowy odwodzony hydraulicznie, współpracujący z dwoma tarczami hamulcowymi poprzez dwa stojaki z siłownikami hamulcowymi,
  - ilość siłowników: po 3 pary na każdym stojaku = 6 par,
  - siłowniki hamulcowe: typu BSFG 408-A00-02-00-S,
  - średni promień hamowania siłowników hamulcowych: Rt = 3095 mm,
- zespół sterowniczo - zasilający hamulca: H-C MWM-4/VER.II,
- ilość lin nośnych: i = 1,
- średnica liny nośnej: d_n = 60 mm.



Rys.5. Maszyna wyciągowa K-6000/DC-16 m/s górniczego wyciągu szybowego szybu „Piotr" przedział zachodni po modernizacji; *a) maszyna wyciągowa K-6000/DC-16 m/s, b) szafy układu sterowania napędem, c) kabina maszynisty*

Wszystkie prace modernizacyjne prowadzone w ramach modernizacji górniczego wyciągu szybowego szybu „Piotr", określone w zadaniach umownych dla firmy MWM Elektro zostały zrealizowane:

- w ustalonym terminie,
- z zastosowaniem najnowocześniejszych rozwiązań technicznych i technologicznych, przy czym niektóre rozwiązania wyprzedzają uwarunkowania przepisowe,
- w taki sposób, aby w znaczącym stopniu ułatwić eksploatację górniczego wyciągu szybowego i zmniejszyć jej koszty,
- na poziomie sprzętowym i wykonawczym gwarantującym Inwestorowi wieloletnią bezawaryjną eksploatację,
- w formule umożliwiającej rozbudowę układów i optymalizację parametrów (np. maszyna wyciągowa może pracować z prędkością do 16 m/s).

Literatura

1. Dokumentacja górniczego wyciągu szybowego szybu „Piotr" – przedział zachodni KWK "Mysłowice – Wesoła".
2. Dokumentacja techniczna maszyny wyciągowej K-6000/DC-16 m/s w zakresie części mechanicznej - ITG KOMAG.
3. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania maszyny wyciągowej K-6000/DC-16m/s górniczego wyciągu szybowego przedziału zachodniego szybu „Piotr" KHW S.A. Oddział KWK „Mysłowice – Wesoła" – nr dokumentacji MWM-13-09.
4. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego przedziału zachodniego szybu „Piotr" KHW S.A. Oddział KWK „Mysłowice – Wesoła" – nr dokumentacji PRO-10-09.
5. Dokumentacja techniczna rozdzielni 6kV „RMWPZ" zasilającej maszynę wyciągową górniczego wyciągu szybowego szybu „Piotr" przedział zachodni KHW S.A. KWK „Mysłowice – Wesoła" – nr dokumentacji MWM-13-09-R6-1.
6. Projekt techniczny: Zasilanie i sterowanie urządzeń przyszybowych i obiegu wozów przedziału zachodniego szybu „Piotr" KWK „Mysłowice – Wesoła" – nr dokumentacji MWM-16-10-Up.
7. Projekt techniczny: Zasilanie i sterowanie urządzeń przyszybowych i obiegu wozów przedziału wschodniego szybu „Piotr" KWK „Mysłowice – Wesoła" – nr dokumentacji MWM-15-10-Up.
8. Projekt techniczny: Centralne sterowanie urządzeń przyszybowych i obiegu wozów przedziału zachodniego. Połączenia światłowodowe – numer dokumentacji MWM-16-10-Up-6-0.

Modernizacja urządzenia wyciągowego szybu Nr 2 PG „Silesia”

Karol Nyga - Siemag Tecberg Polska Sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

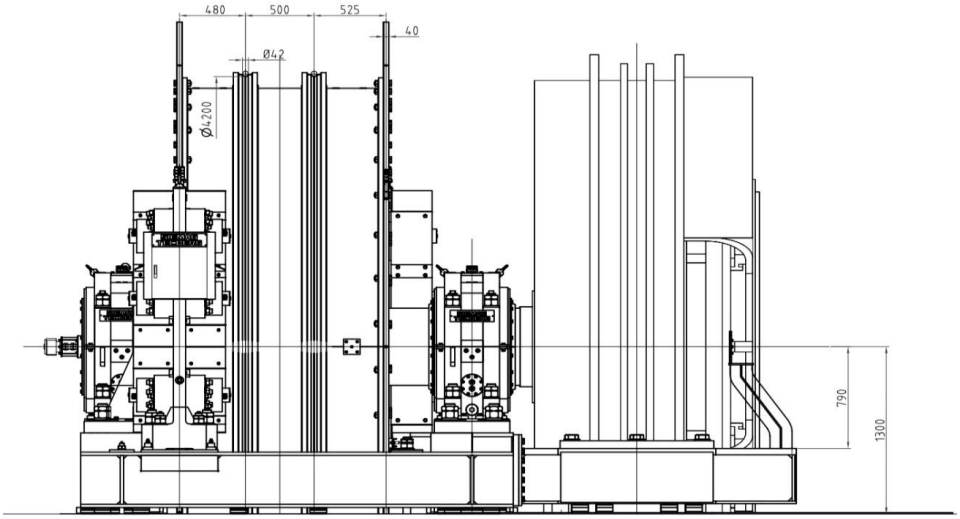
Przedmiotem opracowania jest opis modernizacji górniczego wyciągu szybu nr 2 PG Silesia. Celem zadania było zwiększenie możliwości wydobywczych szybu do 3 mln ton rocznie. Modernizacji podlegały praktycznie wszystkie elementy wyciągu szybowego, nie spełniające wymagań dla zwiększonych obciążeń. Szyb Nr 2 o średnicy 4,6 m jest szybem wdechowym, jedno przedziałowym, w którym zabudowany jest dwulinowy wyciąg skipoklatkowy z jednostronnym za i wyładunkiem naczynia, w układzie „Z”. Odstawa urobku w nadszybiu do zakładu przeróbczego zlokalizowana jest po stronie południowej szybu. Po modernizacji wyciąg wyposażony został w skipoklatki o ładowności 12,5 Mg, prowadzonymi w szybie czołowo po stalowych prowadnikach o szerokości 140 mm, wysokości 180 mm w odległości między osiami naczyń 1500 mm. Długość wolnych dróg przejazdu w wieży i w rząpiu, dostosowana została do nowych zadań górniczego wyciągu szybowego. Na wolnych drogach przejazdu w wieży urządzenia hamujące usytuowane są nad głowicą skipoklatek, natomiast w rząpiu, zgrubione prowadniki drewniane, zabudowane są w przedłużeniu ciągów prowadniczych [6].

Dla zmienionych parametrów ruchowych wyciągu szybowego postanowiono zmienić średnicę koła pędnego z 5,0 m na średnicę 4,2 m. Zmiana taka pociągnęła za sobą konieczność zmiany pozycji wału nowej maszyny wyciągowej. Brak dokładnych informacji na temat sztywności fundamentu wymusił na konstruktorach zastosowanie ram pośrednich pozwalających na zapewnienie maszynie odpowiedniej sztywności, jak i zmianę pozycji wału maszyny wyciągowej, która była konieczna dla zachowania przybliżonych kątów nabiegu liny na koło pędne. Wyciąg szybowy został zaprojektowany, jako w pełni zrównoważony układ.

Podstawowe zadania maszyny wyciągowej to ciągnienie urobku o nadwadze 12,5 Mg, transport materiałów 3,0 Mg oraz jazda ludzi 1,35 Mg. Dla możliwości zmiany parametrów ruchowych w przyszłości w obu skipoklatkach uwzględniono ruchome masy, czyli 40 szt. płyt balastowych o łącznej masie 1,766 Mg. Skipoklatki podwieszone są na zawieszeniach realizujących pomiar sił w linach po stronie podsiębiernej oraz pozwalających na kompensacje długości po stronie nasiębiernej. Sumaryczna wartość rzeczywistej siły zrywającej dla dwóch lin nośnych wynosi max. 260000 daN dla średnicy nominalnej Ø42 mm firmy Bridon. W związku ze znaczna zmianą wartości siły zrywającej konieczne było wymienienie wszystkich elementów ruchowych wieży szybowej, jak i wzmocnienie istniejącej konstrukcji.

2. Maszyna wyciągowa

Maszyna wyciągowa z napędem bezpośrednim została wyposażona w koło pędne, które jest konstrukcją spawaną wykonaną z dwuczęściowych arkuszy blachy stalowej ze stali: S355J2+N. Obie połówki koła pędnego są skręcone za pomocą śrub o wysokiej wytrzymałości typu HV. Po obu stronach na zewnętrznym obwodzie koła są zamontowane dwie tarcze hamulcowe w wykonaniu trzyczęściowym ze stali w gatunku S355J2+N. Koło pędne jest wyłożone walcowym płaszczem ze stali, na którym przyspawane są gniazda wykładziny. Rowki linowe wyłożono wykładziną TEC-BE-PLAST, zapewniającego optymalne warunki sprzężenia ciernego. W celu zapewnienia prawidłowego sprzężenia liny z kołem pędnym podczas wymiany podzespołów maszyny wyciągowej, liny, naczyń, zawieszeń itp., zastosowano zaciski linowe montowane bezpośrednio do gniazda wykładziny. Zewnętrzną powierzchnię gniazd wykonano tak, aby nie było konieczności wykonywania dodatkowych otworów montażowych w płaszczu koła pędnego.



Rys.1. Maszyna wyciągowa 2L-4200/2200

Wał główny maszyny osadzony jest w dwóch łożyskach ślizgowych, dzielonych składających się z: korpusów dolnego i górnego, panwi oraz pokryw bocznych łożyska. Łożysko pomiędzy silnikiem a kołem pędnym jest łożyskiem ustalającym wał, w kierunku wzdłużnym (z możliwością kasacji luzów osiowych). Korpus dolny łożyska jest konstrukcją spawaną. W dolnej części korpusu znajduje się misa olejowa i cztery otwory spływowe oleju znajdujące się w jej dolnej części po obu stronach łożyska. Korpus górny łożyska wykonany jest jako konstrukcja spawana. Panewki łożysk składają się z 2 półpanewek będących odlewami kompozytowymi. Powierzchnie wewnętrzne panewek współpracujące z czopem wału pokryte są stopem łożyskowym. Do

powierzchni bocznych panewek łożyska ustalającego przykręcone są pierścienie dystansowe służące do kasacji nadmiernych luzów na wale (luzy osiowe). Łożyska smarowane są olejem pod niskim ciśnieniem w systemie obiegowym z agregatu smarnego [3].

Zespół smarowania wysokociśnieniowego dostarcza niewielką ilość oleju pod wysokim ciśnieniem (maks. 140 bar) do obszarów panewek ślizgowych w celu wytworzenia warstewki oleju pomiędzy panwią a wałem dla zapobieżenia tarciu mieszanemu podczas niskich obrotów wyciągu. Jako rezerwę przewidziano drugi zespół pompowy, który należy jednak okresowo włączać do pracy. W przypadku awarii pompy aktywnej podczas pracy wyciągu następuje natychmiastowe przełączenie na drugi zespół pompowy w celu kontynuowania cyklu pracy wyciągu bez zrzucenia obwodu bezpieczeństwa.

Maszyna wyciągowa 2L-4200/2200 (rys. 1) wyposażona jest w hamulec tarczowy. Podstawowymi elementami są: zespół roboczy i napędowy, który stanowi 6 par siłowników typu BE – 100 firmy Siemag Tecberg zamocowanych na 2 stojakach hamulcowych (po 3 pary na każdym stojaku) mocowanych do ramy, która mocowana jest do fundamentu maszyny. Siłowniki współpracują z tarczami hamulcowymi przykręconymi do flanszy bocznych koła pędnego maszyny. Do kontroli pracy siłownika i zużycia okładzin hamulcowych zastosowano czujniki indukcyjne oraz temperaturowe. Wszystkie elementy pomiarowe pracują w systemie redundantnym. Siłowniki hydrauliczne wyposażone są w bezazbestowe okładziny hamulcowe typu MICKE 1203.

Hamulec sterowany jest hydraulicznym zespołem sterowniczo zasilającym typu SB1, który składa się z dwóch agregatów hydraulicznych, przełącznicy hydraulicznej oraz elektrycznej szafy sterowniczej połączonej z każdym agregatem. Przewody hydrauliczne wyjściowe z agregatu połączone są z przewodami zasilającymi zabudowanymi na stojakach hamulcowych, łącząc poszczególne siłowniki hamulcowe. Na stojakach zabudowane są bloki zaworowe odcinające poszczególne pary siłowników. Układ hamulcowy wyposażony został w zespół awaryjnego zatrzymania maszyny wyciągowej typu STP100.

Agregat hydrauliczny układu sterowania hamulca hydraulicznego SB1 filtruje, reguluje temperaturę i kontroluje parametry oleju hydraulicznego, którym są zasilane siłowniki hamulcowe. Obwód sterowania hamulca manewrowego w sterowaniu ręcznym umożliwia regulację siły hamowania w pełnym zakresie. Zespół sterowania hamulcem posiada zabezpieczenie przed niezamierzonym hamowaniem pełną siłą, gdy prędkość wyciągu przekracza 0,5 m/s, wtedy po przestawieniu dźwigni hamulca z pozycji pełne odhamowanie następuje wyzwolenie hamulca bezpieczeństwa i ciśnienie oleju pozostaje na poziomie ciśnienia resztkowego hamowania bezpieczeństwa nie powodując zagrożenia poślizgiem liny dla wyciągów ze sprzężeniem ciernym liny.

W sterowaniu automatycznym hamulec manewrowy realizuje funkcje hamowania zatrzymującego typu STOP.

Układ sterowania hamulcem bezpieczeństwa stosuje regulowany moment – siłę hamowania bezpieczeństwa, która jest wyliczana z aktualnego opóźnienia wyciągu i siły hamującej niezależnie od kierunku ruchu wyciągu, kierunku ruchu nadwagi oraz niezależnie od wahań siły hamowania uwarunkowanej wartością współczynnika tarcia pomiędzy tarczą a okładzinami szczęk siłowników hamulcowych. Hamowanie bezpieczeństwa posiada trzy drogi spływu oleju. Regulację siły hamowania hamulca bezpieczeństwa realizują dwa identyczne tory hydrauliczne, jeden z nich pełni funkcje rezerwową. Oba tory regulacyjne, jak i pozostałe elementy zespołu sterowania hamulca hydraulicznego SB1 są stale kontrolowane, a przełączenie z pierwszego kanału regulacji na drugi kanał odbywa się bez zakłóceń ciśnienia, dzięki zastosowaniu odpowiednich sekwencji sterowania oraz zabezpieczenia każdego kanału regulacji oddzielnym hydroakumulatorem. Wszystkie kanały regulujące spływem oleju dla hamulca manewrowego i bezpieczeństwa pracują w zespołach zdwojonych, dodatkowo praca zaworów jest odpowiednio kontrolowana i testowana przez aktywne procedury kontrolne.

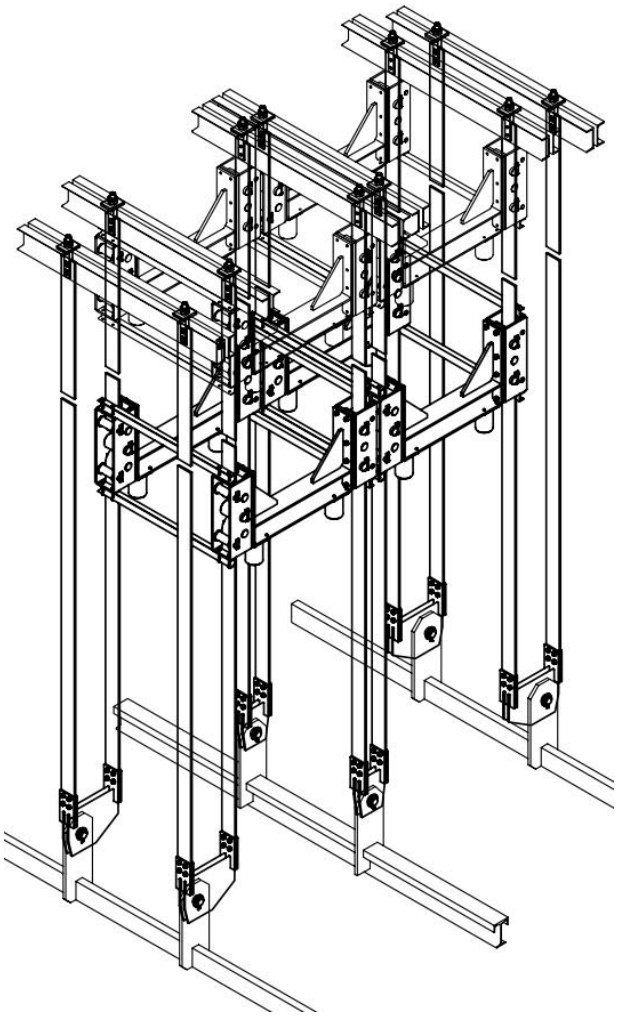
3. Zespół kół linowych

Na wieży zabudowano dwa zespoły dwulinowego koła linowego, w skład których wchodzą: dwa koła linowe kierujące, oś z łożyskami i korpusami, wymienną wykładzinę, płyty podłożyskowe, oraz wyposażenie dodatkowe. Cała konstrukcja została zaprojektowana w taki sposób, aby możliwe było zastosowanie istniejącej konstrukcji wieży szybowej z jak najmniejszą ingerencją w jej budowę. Oś oparta jest na łożyskach baryłkowych dwurzędowych z tuleją wciąganą. Łożyska osadzone są w obudowach dzielonych wykonanych w formie korpusów spawanych ze stali S355J2+N. Ustalenie osi zapewnia obudowa łożyska stałego, natomiast obudowa łożyska swobodnego pozwala na osiowe przesunięcie osi. Zestaw koła linowego na poziomie 39,07 m wyposażony został w impulsator pozwalający kontrolować prędkość obrotową koła linowego, czujniki temperatury pozwalające na stałą kontrolę temperatury pracy łożysk, jak i przyłącze pozwalające na wpięcie czujnika drgań pozwalającego określić ewentualne nieprawidłowości pracy. Wszystkie sygnały posiadają wizualizację na pulpicie maszynisty [2].

4. Urządzenie hamujące na wolnych drogach przejazdu SELDA

Urządzenie hamujące SELDA (rys. 2) (Strain Energy Linear Ductile Arrestor), jest unikalnym rozwiązaniem systemu bezpieczeństwa zaprojektowanym w celu zapewnienia łagodnego i bezpiecznego zatrzymania naczynia na wolnej drodze

przejazdu. Podstawą działania SELDY jest zasada rozproszenia energii poprzez odkształcenie na dużej powierzchni ciągliwej taśmy materiału przez zespół krążków. Energia kinetyczna jest w tym procesie zamieniana na energię odkształcenia, która jest bezpiecznie uwalniania w formie niewielkiej ilości ciepła. Urządzenie hamujące SELDA składa się z dwóch lub więcej taśm stalowych podwieszonych na konstrukcji stalowej szybu, które przeciągane są pomiędzy krążkami zamocowanymi na ramie urządzenia hamującego.



Rys.2. SELDA

W trakcie modernizacji górniczego wyciągu szybowego opisane wyżej urządzenie zastąpiło aktualnie zabudowane cierne urządzenie hamujące typu HS2W-2. W rząpiu awaryjne hamowanie skipu występuje w jednej parze drewnianych prowadników zgrubionych. Urządzenie hamujące w rząpiu wytraca

tylko część energii, pozostała część energii wytracona jest przez urządzenia SELDA zabudowane w trzonie wieży. W przypadku przejechania skipoklatki poza dopuszczalny zakres ruchu ciągnienia, uderza ona w ramę (ruchomą belkę), co powoduje, ruch zestawów krążnikowych po elastycznej taśmie stalowej, w kontrolowany sposób obniżając prędkość naczynia wyciągowego. Dla zapewnienia całkowitego bezpieczeństwa proponuje się, aby urządzenie SELDA zainstalować na obydwu końcach wyciągu szybowego i w każdym przedziale jazdy. Pozwala to na całkowitą kontrolę siły hamowania na obydwóch końcach wyciągu [5].

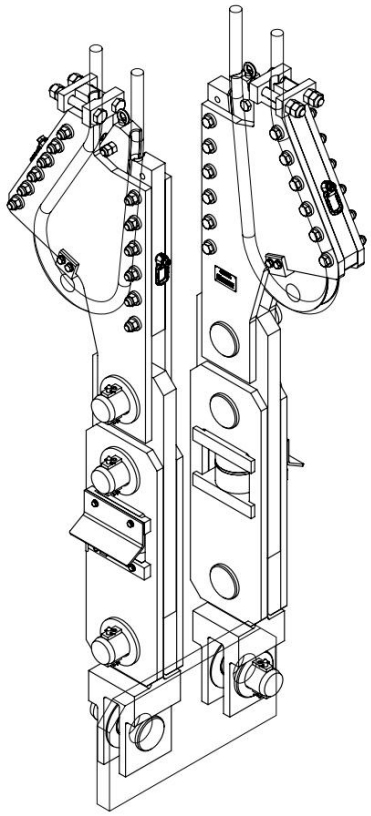
W celu zredukowania siły uderzenia, ramy hamujące wyposażone są w elementy odbojowe. Elementy wytłumiające są w taki sposób zamocowane na ramie urządzenia hamującego, aby siły hamowania z ramy urządzenia hamującego były przenoszone na podstawowe elementy naczynia wyciągowego. W ramie urządzenia hamującego cztery zestawy kaset hamujących zostały symetrycznie zainstalowane w sposób, który zapewnia równomierne rozłożenie obciążenia. Taśmy stalowe umieszczone w ramie prowadzącej są sztywno zamocowane u dołu i prowadzone są do góry. Taki sposób prowadzenia został zaprojektowany w płaszczyźnie pionowej z uwagi na wydłużenia liniowe powstałe w wyniku plastycznego odkształcenia taśm stalowych.

W związku z bardzo prostą budową urządzenia, nie ma konieczności wykonywania specjalnych prac konserwacyjnych dla urządzenia SELDA, znajdującego się w trzonie wieży szybowej.

5. Zawieszenia nośne naczyń wyciągowych

Konstrukcja systemów zawieszeń nośnych dla wyciągów szybowych jedno i wielolinowych opracowanych przez Siemag Tecberg zapewnia zarówno sprostanie potrzebom technicznym, jak i umożliwia dostateczną kompensację sił działających w linach. Użycie samoczynnych urządzeń do wyrównywania obciążeń w linach (takich jak: dźwignia kątowa) nie może być użyte dla dwupunktowego zawieszenia, gdyż z mechanicznego punktu widzenia, wyrównanie sił w linach wyciągowych nie jest możliwe w rozsądnym zakresie kosztów i prac, jakich te elementy wymagają. Z tego względu siły w linach muszą być kontrolowane podczas operacji ciągnienia, aby wykryć konieczność podjęcia działań w celu wyrównania sił działających w linach. W tym celu urządzenie wyciągowe z linami splotkowymi w celu wyrównywania sił działających w linach zawsze wymaga urządzeń dodatkowych, w skład których muszą wejść:

- urządzenie do pomiaru siły w linie (SME–SA),
- urządzenie do zmiany długości liny,
- urządzenie do ponownego ukształtowania (przetaczania) rowków linowych na kole pędnym maszyny wyciągowej.



Rys.3. Zawieszenie nośne z SME-SA

Zawieszenia nośne naczyń wyciągowych zostały zabudowane w taki sposób aby po stronie nasiębiernej było zawieszenie z możliwością kompensacji długości, a po stronie podsiębiernej zawieszenie z pomiarem siły w linie (rys. 3). Urządzenie do pomiaru siły w linie służy do bezpośredniego pomiaru sił w linach nośnych górniczych wyciągów szybowych. Elementem pomiarowym urządzenia jest elektroniczny czujnik tensometryczny typu KMD/1/F2/320 z przetwornikiem ciśnienia typu MAS-P1. Układ w sposób ciągły umożliwia pomiary sił w linach nośnych za pomocą cyfrowego wyświetlacza typu DAG/F. Wyświetlacz zabudowany jest w piętrze naczynia wyciągowego. Opcjonalnie sygnał może być wysyłany do pulpitu maszynisty za pomocą urządzeń łączności szybowej.

Zawieszenia nośne naczyń wyciągowych z urządzeniem do kompensacji długości liny wyposażone jest na stałe w magazynek bloczków dystansowych oraz czasowo w siłownik współpracujący z ręczną pompą pozwalającą na przestawienie bloczków w odpowiedniej pozycji. Dokładną długość kompensacji odczytać można z programu dostarczanego wraz z zawieszeniami będącego na wyposażeniu służb kopalnianych. Proces skracania lin nośnych

odbywa się na zrębie szybu po ówczesnym ustaleniu wartości kompensacji. Dla całego procesu nie jest wymagane podwieszanie naczyń wyciągowych.

Dla wszystkich rodzajów zawieszeń stosowane są tuleje wykonane z tworzywa poliamidowego PA6G pozwalającego na znaczne skrócenie czasu prac konserwacyjnych związanych z wybijaniem sworzni pasowanych na tulejach brązowych. Użycie poliamidowej tulei pozwala na zachowanie pasowania luźnego na połączeniu sworzeń tuleja.

6. Dane górniczego wyciągu szybowego po modernizacji:

Typ maszyny	Koepe 2L-4200/2200
Typ wyciągu	skipowy, dwunaczyniowy-skipoklatki

droga jazdy:

- Transport urobku 489,06 [m]
- Jazda ludzi 468,53 [m]
- Transport materiałów 459,22 [m]

masa użyteczna:

- Transport urobku 12,5 [Mg]
- Jazda ludzi 1,35 [Mg]
- Transport materiałów 3,0 [Mg]

Typ nośnika liny	koło pędne dwulinowe,
Średnica nośnika liny	4200 [mm]
Rodzaj napędu	elektryczny, prądu stałego, bezpośredni
Znamionowa moc silnika napędowego	2200 [kW]
Znamionowe obroty silnika	54,57 [1/min]
Znamionowe napięcie silnika (obwód główny)	853 [V]
Znamionowy prąd silnika (obwód główny)	2810 [A]
Typ hamulca	SB1 hydrauliczny, tarczowy
Typ siłowników	BE100
Typ regulatora jazdy	cyfrowy

Prędkość jazdy:

- transport urobku 12 [m/s]
- jazda ludzi 10 [m/s]
- transport materiałów 10 [m/s]
- jazdy rewizyjne do 1 [m/s]

7. Podsumowanie

Wszystkie opisane powyżej urządzenia zostały zabudowane w wyciągu szybu Nr 2 kopalni PG „Silesia". Są to rozwiązania bazujące na najnowszych trendach panujących na świecie w budowie wyciągów szybowych, jak i jednocześnie sprawdzone konstrukcje wielokrotnie testowane na różnych kopalniach świata.

Większa część z tych urządzeń to urządzenia rozwijane od kilkudziesięciu lat, co zapewnia doskonały poziom bezpieczeństwa dostarczany do klienta.

Literatura

1. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania do zawieszeń nośnych naczyń wyciągowych ST 320/39-45/600/KG/ISST 320/39-45/SME/KG/IS, Siemag Tecberg Sp. z o.o. Katowice 2013.
2. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania dwulinowych kół linowych, Siemag Tecberg Sp. z o.o. Katowice 2013.
3. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania maszyny wyciągowej 2L-4200/2200, Siemag Tecberg Sp. z o.o. Katowice 2013.
4. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania układu sterowania hamulca SB1, Siemag Tecberg Sp. z o.o. Katowice 2013.
5. Dokumentacja techniczna urządzenia hamujące na wolnych drogach przejazdu, Siemag Tecberg Sp. z o.o. Katowice 2013.
6. Projekt koncepcyjny górniczego wyciągu szybowego szybu numer 2, Cuprum-Projekt Sp. z o.o., Wrocław 2012.

Wybrane modernizacje maszyn wyciągowych i sygnalizacji szybowych górniczych wyciągów szybowych wykonane przez ELCAM Sp. z o.o. w latach 2011-2013

Józef Grzyśka, Marek Kiszka, Jarosław Szymik – ELCAM Sp. z o.o.

1. Maszyna wyciągowa z napędem prądu stałego w układzie Leonarda

W latach 2011 – 2013 firma ELCAM Sp. z o.o. zrealizowała modernizacje maszyn wyciągowych z napędem prądu stałego pracujących w układzie Leonarda.

Przykładem takich modernizacji są:

- JSW. S.A. KWK „Budryk" szyb III południowy,
- PKW S.A. ZG „Janina" szyb Janina IV,
- KW S.A. KWK „Jankowice" szyb VII przedział wschodni.

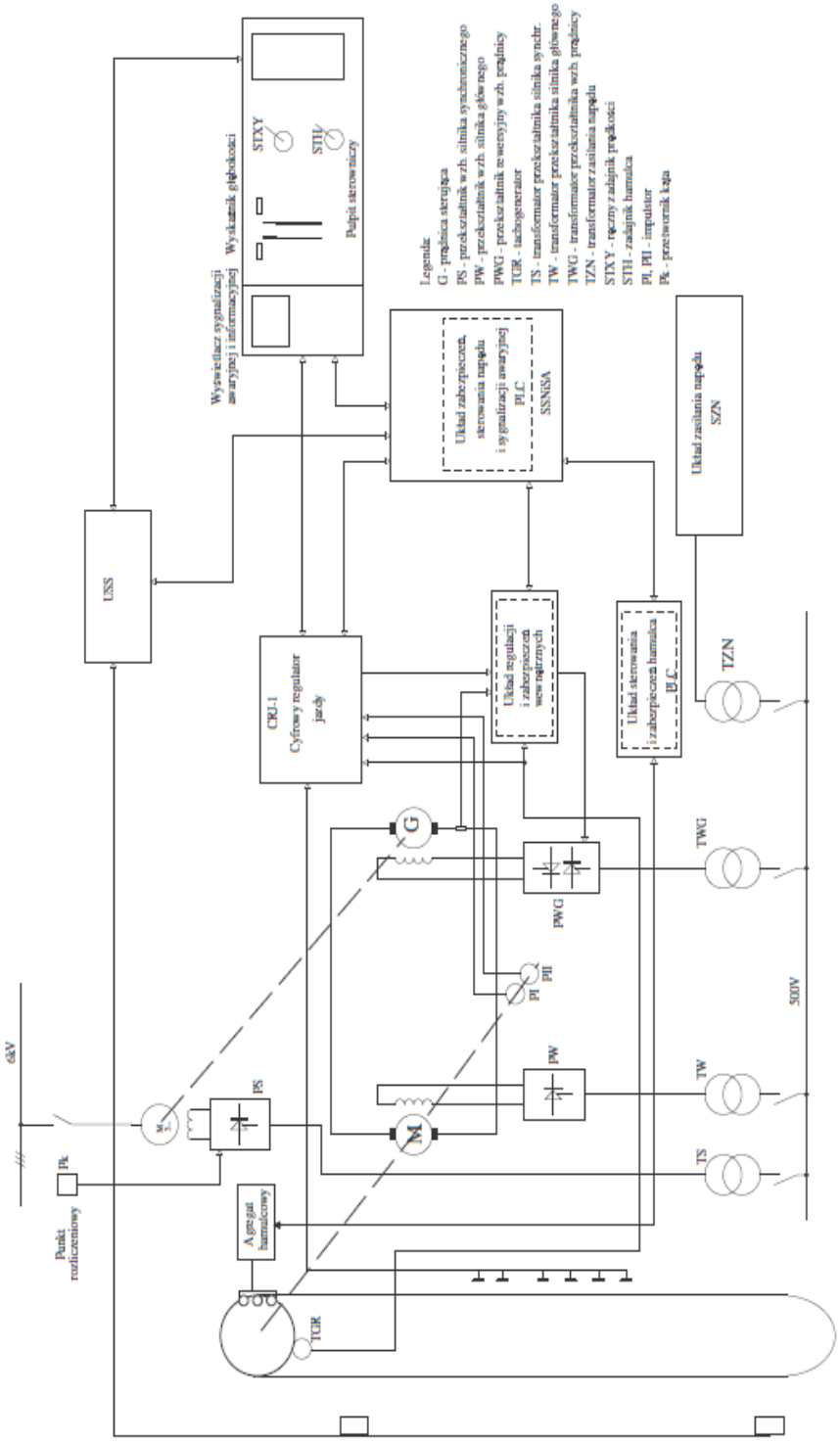
Ogólną ideę modernizacji maszyny prądu stałego pracującej w układzie Leonarda wykonaną przez ELCAM Sp. z o.o. przedstawiono na schemacie blokowym (rys. 1).

Silnik wyciągowy M zasilany jest z prądnicy sterującej G. Napięcie obwodu głównego zmieniane jest przez zmianę prądu wzbudzenia prądnicy. Do regulacji prądu wzbudzenia prądnic sterujących zastosowano cyfrową rewersyjną wzbudnicę tyrystorową PWG zasilaną z rozdzielni 500 V poprzez transformator TWG. Wzbudzeniem prądnic steruje kaskadowy regulator prądu na podstawie sprzężenia prądowego z obwodu głównego oraz sygnału wielkości zadanej momentu z regulatora prędkości.

Sygnałami wejściowymi regulatora prędkości są:

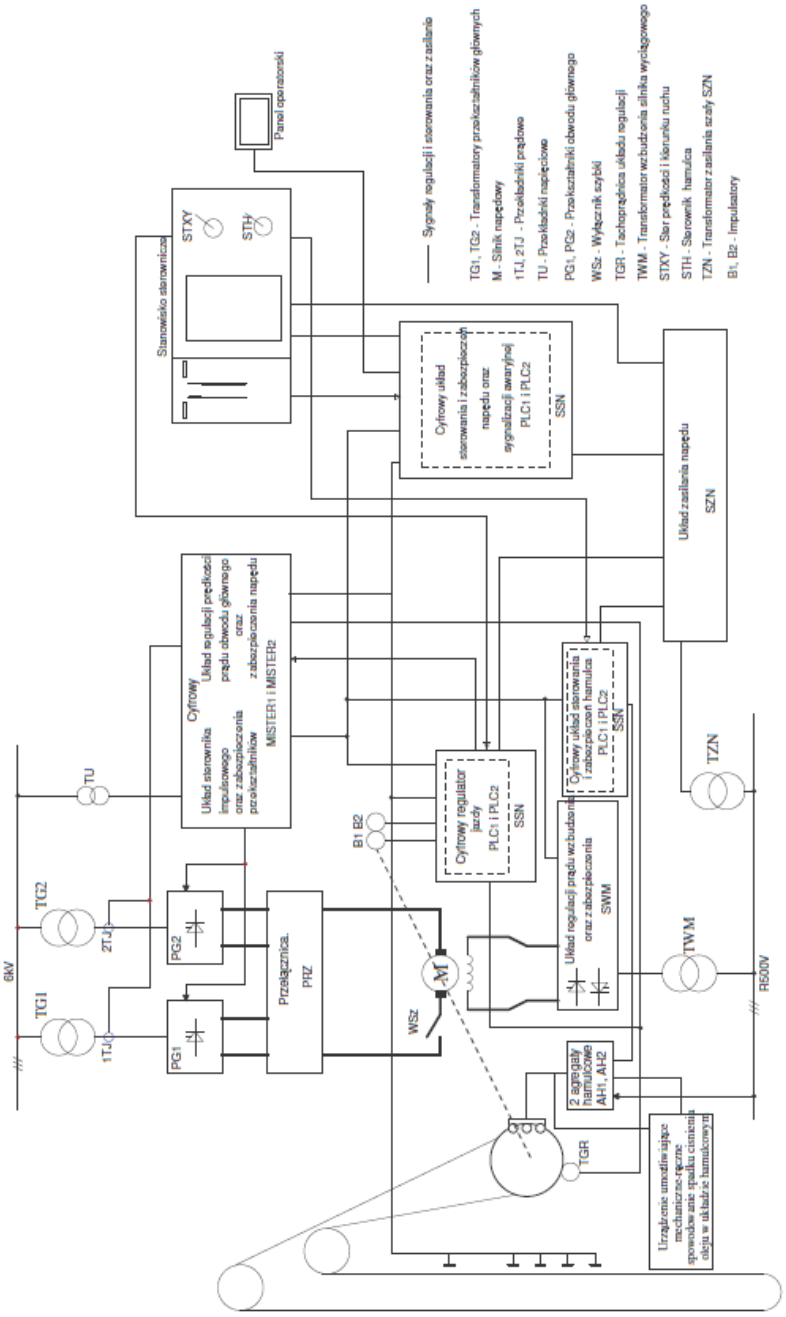
- sygnał prędkości zadanej z cyfrowego regulatora jazdy,
- sygnał prędkości rzeczywistej z tachoprądnicy napędzanej ciernie od koła pędnego.

Zasilanie wzbudzenia silnika wyciągowego oraz silnika synchronicznego napędzającego prądnicę odbywa się odpowiednio cyfrowymi nierewersyjnymi wzbudnicami PW oraz PS zasilanymi przez transformatory z rozdzielni 500 V. Stosujemy cyfrowo sterowane przekształtniki tyrystorowe Mentor MP produkcji firmy Emerson.



Rys.1. Schemat blokowy maszyny wyciągowej z napędem prądu stałego pracującej w układzie Leonarda

2. Maszyna wyciągowa z napędem prądu stałego zasilana z przekształtnika tyrystorowego



Rys.2. Schemat blokowy maszyny wyciągowej z napędem prądu stałego zasilanej z przekształtnika tyrystorowego

W przeciągu ostatniego roku firma ELCAM Sp. z o.o. zrealizowała modernizację maszyny wyciągowej z napędem prądu stałego zasilanej z przekształtnika tyrystorowego. Modernizację taką wykonano w KW S.A. KWK „Sośnica-Makoszowy" Ruch Sośnica szyb IV przedział północny.

Ogólną ideę modernizacji maszyny prądu stałego zasilanej z przekształtnika tyrystorowego wykonaną przez ELCAM Sp. z o.o. przedstawiono na schemacie blokowym (rys. 2).

Wirnik silnika wyciągowego M zasilany jest z dwóch przekształtników tyrystorowych PG11, PG12 zasilanych z transformatorów przekształtnikowych TG1, TG2. Zastosowano cyfrowo sterowane przekształtniki produkcji EMAG.

Obwód główny przed skutkami zwarć chroniony jest za pomocą wyłącznika szybkiego WSz.

Uzwojenie wzbudzenia silnika wyciągowego zasilane jest z rewersyjnego przekształtnika tyrystorowego SWM.

Cyfrowy układ regulacyjny pracuje ze sprzężeniem prądowym z przekładników prądowych 1TJ, 2TJ oraz sprzężeniem prędkościowym z tachoprądnicy TGR, napędzanej od koła pędnego lub sprzężeniem prędkościowym z impulsatora zabudowanego na przedłużeniu wału silnika. Wielkościami zadającymi są sygnały pochodzące z cyfrowego regulatora jazdy CRJ-1 oraz układu sterowania napędu zlokalizowanego w szafie SSN.

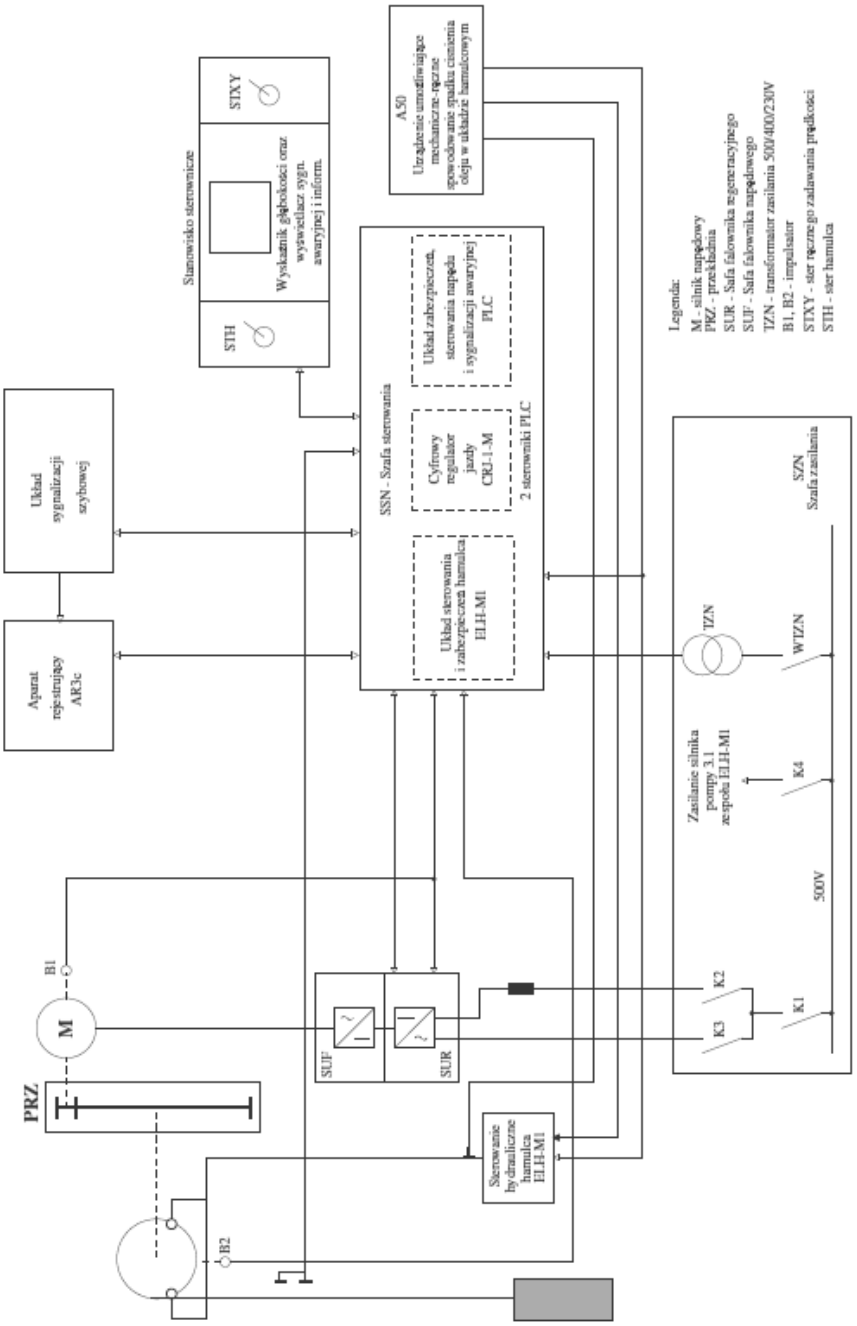
Nawrót napędu odbywa się przez zmianę kierunku prądu wzbudzenia przy stałym kierunku prądu w obwodzie głównym.

3. Maszyna wyciągowa z napędem prądu zmiennego zasilana z przemiennika częstotliwości

W latach 2011 – 2013 firma ELCAM Sp. z o.o. zrealizowała modernizacje maszyn wyciągowych z napędem prądu zmiennego zasilanych z przemiennika częstotliwości.

Przykładem takich modernizacji są maszyny szybu „Marklowice II" oraz szybu „Podsadzkowy" KW S.A. KWK „Marcel".

Ogólną ideę modernizacji maszyny prądu zmiennego zasilanej z przemiennika częstotliwości wykonaną przez ELCAM Sp. z o.o. przedstawiono na schemacie blokowym (rys. 3).



Rys.3. Schemat blokowy maszyny wyciągowej z napędem prądu zmiennego zasilanej z przemiennika częstotliwości

W skład maszyny wchodzą następujące elementy:

- silnik indukcyjny klatkowy M,
- przemiennik częstotliwości UF (część falownikowa),
- przemiennik częstotliwości UR (część regeneracyjna),
- przetworniki inkrementalne B1, B2,
- dławik regeneracyjny, filtr częstotliwości nośnej oraz filtr przeciwzakłóceniowy RFI,
- układ styczników zasilania i wstępnego ładowania szyny DC K1, K2, K3,
- warystorowy układ przeciwprzepięciowy,
- szafa zasilania napędu SZN,
- szafa sterowania napędu SSN,
- szafa sterowania szafa sterowania hydraulicznego hamulca +ELH-M1,
- stanowisko sterownicze.

Rozwój energoelektroniki i techniki mikroprocesorowej, wraz z zastosowaniem metod sterowania polowo zorientowanych, pozwoliły na uzyskanie przez napędy prądu przemiennego właściwości napędów z silnikami prądu stałego, takich jak dokładność sterowania momentu i prędkości kątowej oraz możliwość osiągnięcia pełnego momentu elektromagnetycznego przy zerowej prędkości kątowej wału. Prosta konstrukcja silnika indukcyjnego klatkowego pozwala na zwiększenie niezawodności, przy jednoczesnym obniżeniu kosztów eksploatacji w stosunku do silników prądu stałego, wymagających przeprowadzania regularnych prac serwisowych, wynikających ze zużywania się szczotek i komutatora. Zalety układu regeneracyjnego, takie jak: większa sprawność napędu, bliski sinusoidalnemu przebieg prądu wejściowego układu, wartość współczynnika mocy bliska jedności sprawiają, że rozwiązanie to jest atrakcyjną alternatywą dla układu z rezystorem hamowania, zwłaszcza w aplikacjach, takich jak górnicze maszyny wyciągowe i urządzenia dźwignicowe.

4. Wciągarka przewoźna

W roku 2013 firma ELCAM Sp. z o.o. zrealizowała na potrzeby firmy KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. modernizację wciągarki przewoźnej HTVE-1,25.

Modernizacja wciągarki przewoźnej HTVE-1,25 obejmowała między innymi:

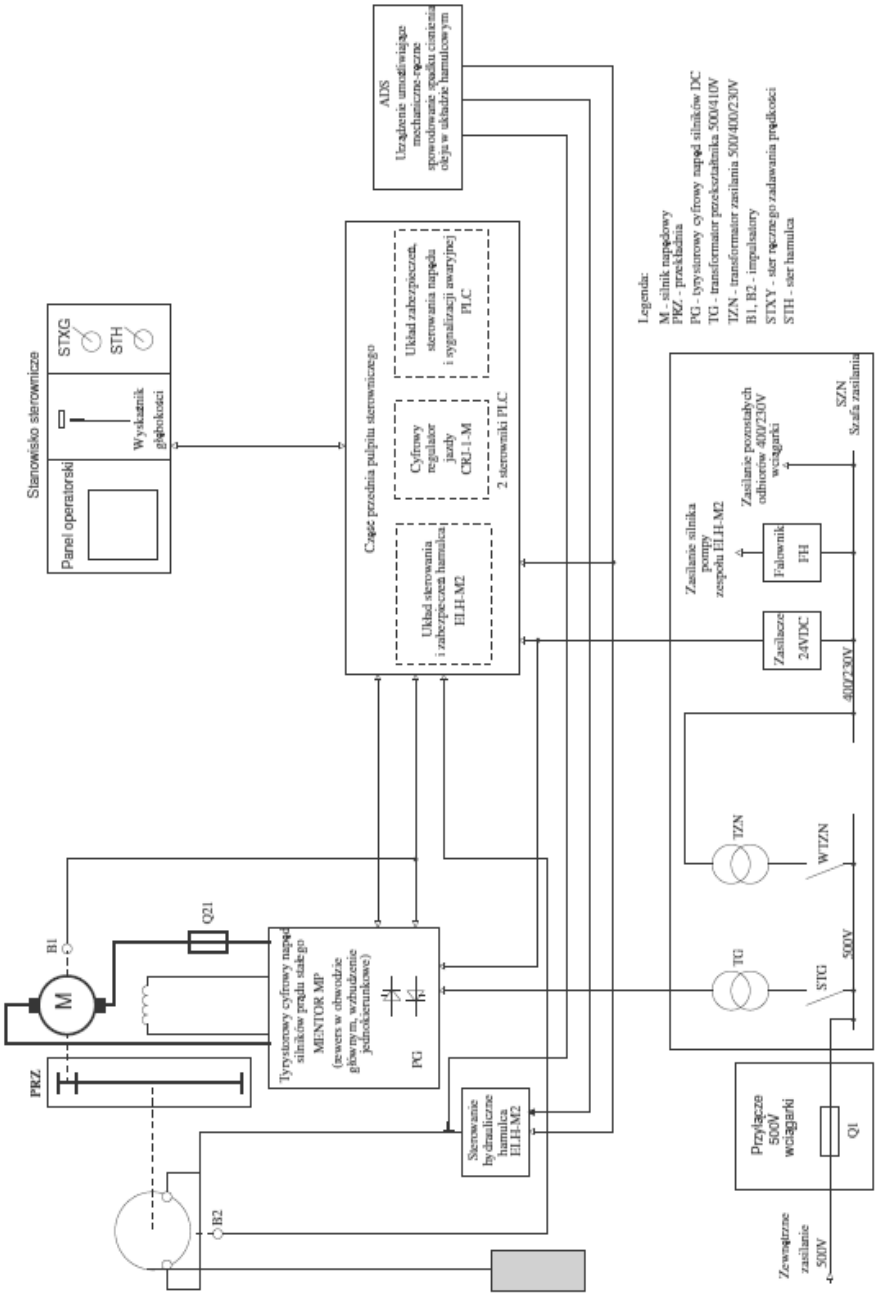
a) zabudowę nowego układu zasilania i sterowania elektrycznego wciągarki opartego o tyrystorowy cyfrowy napęd silników prądu stałego MENTOR MP produkcji firmy Emerson,
b) zabudowę układu sterowania i zabezpieczeń napędu i hamulca oraz sygnalizacji awaryjnej i informacyjnej opartych o dwa sterowniki programowalne firmy Schneider Electric,

c) zabudowę zespołu sterowania hamulców hydraulicznych ELH-M2 firmy ELCAM Sp. z o.o.,
d) zabudowę siłowników hamulcowych BSFG 408-A00-02 firmy Svendborg Brakes A/S zamocowanych na dwóch stojakach, po 1-parze na każdym stojaku,
e) wykonanie instalacji zasilającej siłowniki hamulcowe oraz instalacji spływowej,
f) wymianę drewnianej wykładziny bębna nawojowego na stalową firmy LeBus,
g) zabudowę urządzenia ADS umożliwiającego mechaniczne-ręczne spowodowanie spadku ciśnienia oleju w układzie hamulcowym firmy ELCAM Sp. z o.o.,
h) zabudowę impulsatora B1 podłączonego do wału silnika napędowego,
i) zabudowę impulsatora B2 podłączonego do wału głównego wciągarki,
j) wymianę stanowiska sterowniczego na nowe. Nowe stanowisko sterownicze wykonane jest w sposób spełniający wymagania ergonomiczne. Umieszczono je w wydzielonej części wciągarki. Te pomieszczenie wciągarki jest klimatyzowane. Takie rozwiązanie stanowiska sterowniczego pozwala na ograniczenie niekorzystnych czynników zewnętrznych takich jak hałas, zapylenie, temperatura itd.

Wciągarka przewoźna HTVE-1,25 po modernizacji wykonanej przez ELCAM Sp. z o.o. posiada napęd zrealizowany za pomocą techniki tyrystorowej, której elementem wykonawczym jest obcowzbudny silnik prądu stałego. Silnik zasilany jest z sieci prądu przemiennego przez układy przekształtników tyrystorowych. Przekształtniki tyrystorowe przetwarzają energię prądu przemiennego na energię prądu stałego i zasilają obwód twornika oraz wzbudzenia silnika. Zmianę kierunku wirowania, jak i pracę z hamowaniem odzyskowym układu, realizuje się poprzez zmianę kierunku przepływu prądu twornika silnika. W obwodzie głównym silnika napędowego zastosowano bezpiecznik szybki, który przerywa obwód prądu stałego w przypadku wystąpienia przetężenia w tym obwodzie. Układ sterowniczo-regulacyjny zbudowany jest w oparciu o swobodnie programowalne sterowniki PLC oraz cyfrowo sterowane przekształtniki tyrystorowe zasilające obwód główny i obwód wzbudzenia.

Podstawowe dane wciągarki przewoźnej HTVE-1,25 po modernizacji:

- maksymalna siła działająca w linie 5000 kg
- maksymalna głębokość 1320 m
- prędkość ciągnienia 2 m/s.



Rys.4. Schemat blokowy wyciągarki przewoźnej

5. Tyrystorowa przetwornica przewoźna

Ze względu na wiele zapytań ofertowych kierowanych do firmy ELCAM Sp. z o.o. nasi inżynierowie opracowali tyrystorową przetwornicę przewoźną.

Wyrób ten znajduje się obecnie w ofercie firmy.

Statyczna przetwornica przewoźna zabudowana jest w kontenerze o wymiarach (szer., dł., wys.) 2435 mm, 6055 mm, 2970 mm.

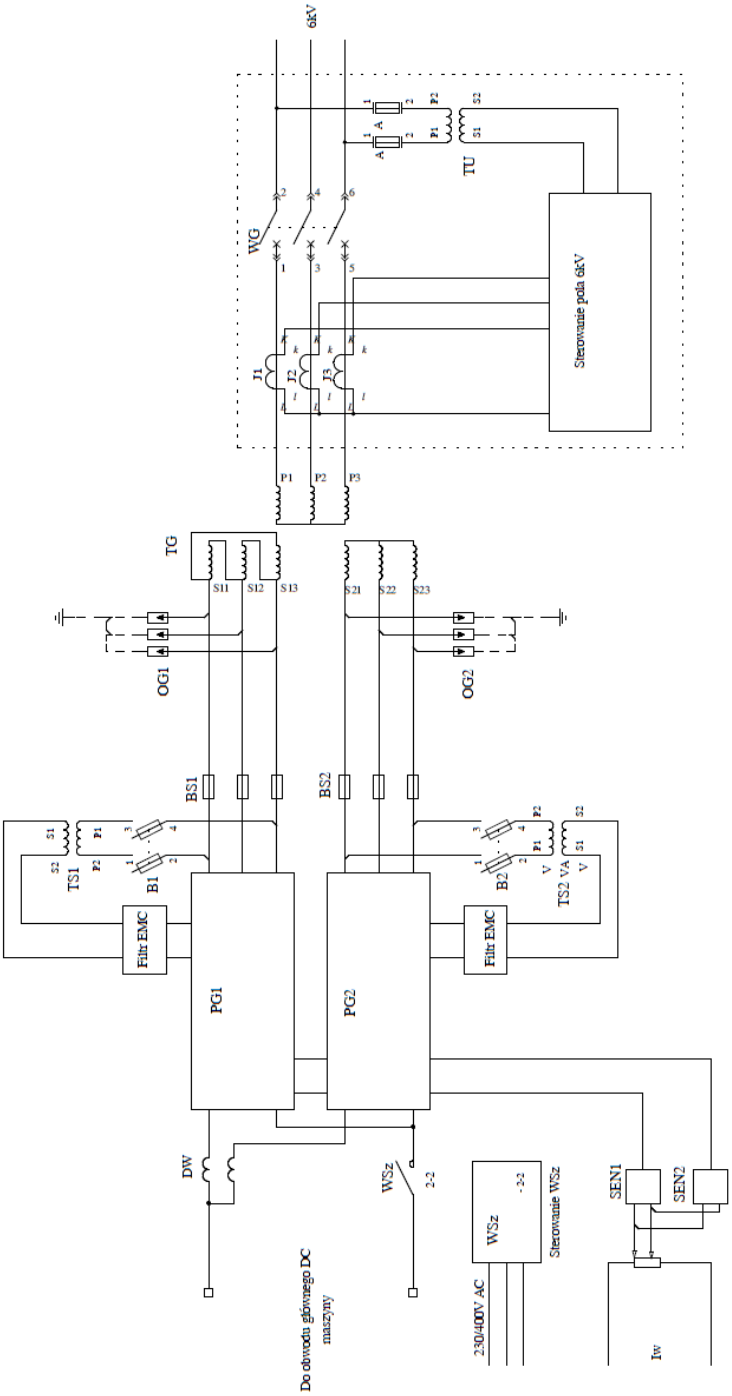
Podstawowe parametry przetwornicy:

- maksymalne napięcie wyjściowe 650 V
- prąd wyjściowy ciągły 2400 A
- przeciążalność prądowa 2 przez 30 sek.

Przetwornica statyczna składa się z niżej podanych podzespołów:

1. Dwóch rewersyjnych cyfrowo sterowanych przekształtników tyrystorowych.
2. Trójuzwojeniowego transformatora przekształtnikowego.
3. Wyłącznika szybkiego.
4. Dławików wyrównawczych.
5. Bezpieczników szybkich.
6. Ograniczników przepięć.
7. Filtrów EMC.
8. Separatorów napięcia z układem dopasowującym
9. Szafki sterowniczej.
10. Pola 6 kV.
11. Przyłącza 6 kV.
12. Przyłącza obwodu głównego.
13. Przyłącza sterowniczego.
14. Przyłącza 3 x 400 V.
15. Oświetlenia i ogrzewania.
16. Urządzeń wentylacyjnych.

Dwa rewersyjne przekształtniki podłączone są od strony zasilania za pośrednictwem bezpieczników szybkich do wtórnej strony transformatora trójuzwojeniowego o odpowiednich grupach połączeń. Obwody wyjściowe przekształtników połączone są równolegle przez dławiki wyrównawcze. Taki sposób połączenia powoduje 12-to pulsowe oddziaływanie na sieć zasilającą przekształtnika oraz znaczne wygładzenie prądu obwodu głównego. Zaproponowany sposób zasilania silników starej generacji zalecany jest przez specjalistę w tej dziedzinie, prof. dr. hab. inż. Tadeusza Glinkę.



Rys.5. Schemat blokowy przetwornicy przewoźnej

Obwód sterowania przekształtników odseparowany jest od obwodu wzbudzenia prądnicy stacjonarnej, skąd pobierany jest sygnał sterujący przez redundantne separatory napięcia.

Wyłącznik szybki chroni przekształtniki tyrystorowe przed przetężeniami w obwodzie głównym.

Filtry EMC służą do filtracji napięcia synchronizującego przekształtnik z siecią zasilającą.

Ograniczniki przepięć chronią przekształtniki przed ewentualnym przerzutem napięcia strony pierwotnej transformatora na stronę wtórną.

Sposób podłączenia przetwornicy do sterowania i zasilania konkretnej maszyny wyciągowej jest przedstawiony w indywidualnej dokumentacji technicznej.

6. Iskrobezpieczne sygnalizacje szybowe i iskrobezpieczne urządzenia sterowniczo-sygnałowe

Firma ELCAM Sp. z o.o. jest od wielu lat uznanym producentem iskrobezpiecznych sygnalizacji szybowych i iskrobezpiecznych urządzeń sterowniczo-sygnałowych.

Urządzenia te pracują na wielu polskich kopalniach, jak i za granicą np. w Rosji, w Czechach.

W latach 2011 – 2013 firma ELCAM Sp. z o.o. wykonała kolejne iskrobezpieczne sygnalizacje szybowe i iskrobezpieczne urządzenia sterowniczo-sygnałowe.

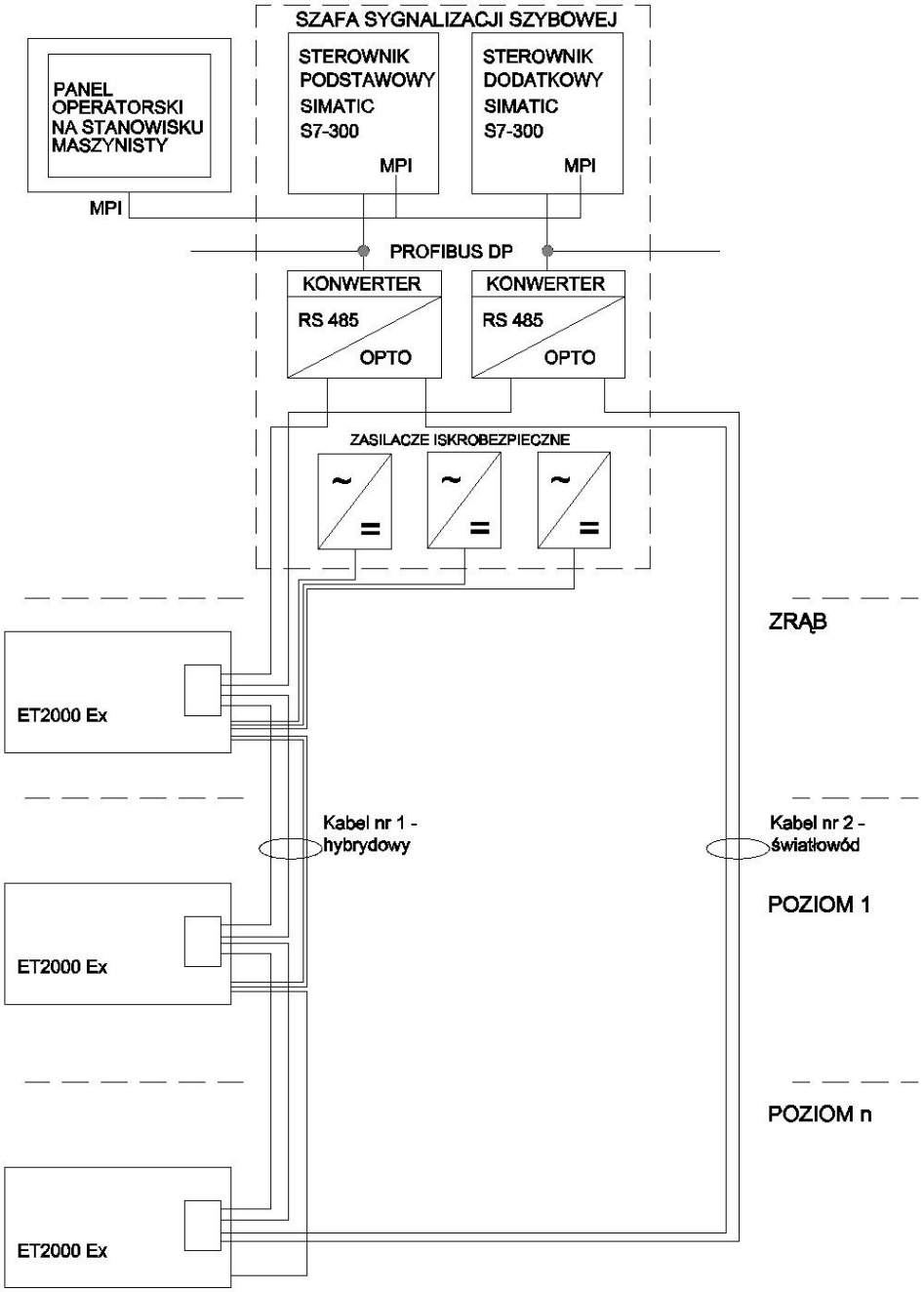
Przykładowe realizacje na rynku polskim to:

- Iskrobezpieczne urządzenie sterowniczo-sygnałowe i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego przedziału zachodniego szybu VII KW S.A. Odział KWK „JANKOWICE”.
- Iskrobezpieczne urządzenie sterowniczo-sygnałowe i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego przedziału północnego szybu IV KW S.A. Odział KWK „ SOŚNICA-MAKOSZOWY” RUCH SOŚNICA.
- Iskrobezpieczne urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego przedziału zachodniego szybu III JSW S.A. KWK „Pniówek”.
- Iskrobezpieczne urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego przedziału południowego szybu III JSW S.A. KWK „Budryk”.

- Iskrobezpieczne urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu „GRUNWALD IV" KW S.A. Odział KWK „HALEMBA-WIREK" RUCH HALEMBA.
- Iskrobezpieczne urządzenie sterowniczo-sygnałowe i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego przedziału południowego szybu „LUDWIK" JSW S.A. KWK „PNIÓWEK".
- Iskrobezpieczne urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego przedziału wschodniego szybu II JSW S.A. KWK „Pniówek".
- Iskrobezpieczne urządzenie sterowniczo-sygnałowe i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego przedziału zachodniego szybu „ANDRZEJ V" KW S.A. Odział KWK „BRZESZCZE".
- Iskrobezpieczne urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu „ANTONI" KW S.A. Odział KWK „MARCEL" i wiele innych.

Układ sterowania iskrobezpiecznego urządzenia sygnalizacji szybowej jest układem rozproszonym opartym o sterowniki SIMATIC S7 firmy SIEMENS i sieć PROFIBUS DP z światłowodową transmisją danych. Sterownik podstawowy i dodatkowy umieszczony jest w pomieszczeniu maszyny wyciągowej a więc w strefie niezagrożonej wybuchem. Iskrobezpieczne moduły wejścia/wyjścia ET2000Ex, pracujące jako DP SLAVE umieszczone są na nadszybiu, zrębie i podszybiach a więc w pomieszczeniach zagrożonych wybuchem metanu. Do Modułów ET2000Ex doprowadzone są sygnały dwustanowe z nadajników, łączników, przycisków, przełączników itp. Są one następnie transmitowane do sterowników a ze sterownika podstawowego otrzymywane są dane sterujące załączające lampki, sygnalizatory świetlne i akustyczne oraz przekaźniki pracujące w układach sterowania urządzeń przyszybowych. Wszystkie urządzenia sygnalizacji szybowej pracujące w pomieszczeniach zagrożonych wybuchem zasilane są z zasilaczy z wyjściem iskrobezpiecznym, umieszczonych w szafie sterowniczej w pomieszczeniu maszyny wyciągowej. W pulpit maszynisty wyciągowego wbudowany jest graficzny panel operatorski, na którym monitorowana jest praca szybu i wyświetlane są komunikaty alarmowe, awaryjne i diagnostyczne.

Sieć światłowodowa pozwala na bardzo szybką komunikację pomiędzy sterownikami a Modułami ET2000Ex. Odbywa się ona z prędkością min. 1,5 Mbit/s. Stosujemy układ sieci REDUNDANT RING, co zapewnia niewrażliwość na uszkodzenie jednego z dwóch kabli światłowodowych.



Rys.6. Schemat blokowy iskrobezpiecznego urządzenia sygnalizacji szybowej

Modernizowane obecnie układy sygnalizacji szybowej oparte są o nowoczesne kable hybrydowe, zawierające w jednym kablu szybowym zasilające

żyły miedziane o przekroju 2,5 mm^2, sterownicze włókna światłowodowe oraz żyły telefoniczne. Takie rozwiązanie pozwala nam na zastosowanie tylko dwóch kabli (hybrydowego i światłowodowego), w miejsce dotychczasowych czterech, przez co uzyskuje się więcej miejsca na konsolach szybowych, a tym samym zmniejsza się prawdopodobieństwo uszkodzenia kabli w szybie. Daje nam to także możliwość zbudowania sygnalizacji z pełną rezerwacją połączeń szybowych przy zastosowaniu dwóch kabli hybrydowych, więc nie tylko redundancja włókien światłowodowych, ale również żył zasilających i telefonicznych.

Produkowane przez nas iskrobezpieczne pulpity sygnalizacji szybowej typu ISRE zostały dodatkowo wyposażone w nadajniki dźwiękowe, umożliwiające powielenie generowanych w stacjach lokalnych sygnałów dźwiękowych również na stanowiskach rewizyjnych i pomocniczych, co niewątpliwie wpływa na bezpieczeństwo pracy.

Zarówno pulpity sygnalizacyjne typu ISRE, jak i sygnalizatory świetlne typu ISE wytwarzane przez nas ze stali nierdzewnej zostały przekonstruowane w celu uzyskania stopnia ochrony IP65, co zostało potwierdzone certyfikatem badania typu WE.

Zarówno układy iskrobezpiecznych sygnalizacji szybowych, jak i urządzeń sterowniczo-sygnałowych realizowane są we współpracy z firmą MDJ Electronic.

7. Urządzenia przyszybowe i załadowcze

Dopełnieniem oferty firmy ELCAM w transporcie pionowym są wytwarzane układy zasilania i sterowania urządzeń przyszybowych i załadowczych. Układy te realizowane są w oparciu o sterowniki programowalne z możliwością pełnej wizualizacji, zarówno na stanowiskach dołowych, jak i powierzchni.

8. Prace koncepcyjne

Firma ELCAM Sp. z o.o. zatrudnia kadrę inżynieryjno-techniczną z bogatym doświadczeniem w zakresie maszyn wyciągowych, jak i sygnalizacji szybowych.

Pracownicy ci opracowują różnorodne projekty koncepcyjne na zamówienia kopalń oraz innych podmiotów gospodarczych.

Dotyczą one między innymi:

- aspektów technicznych i ekonomicznych modernizacji maszyn wyciągowych, jak i sygnalizacji szybowych,
- możliwości technicznych zmian parametrów górniczych wyciągów szybowych wraz z oszacowaniem kosztów takich zmian,

- kompensacji mocy biernej i filtrów wyższych harmonicznych,
- innej problematyki w zakresie maszyn wyciągowych, jak i sygnalizacji szybowych.

9. Zakończenie

Dekapitalizacja techniczna maszyn i urządzeń oraz wzrost wymagań w zakresie bezpieczeństwa pracy wymuszają modernizacje maszyn wyciągowych, sygnalizacji szybowych, urządzeń przyszybowych i załadowczych, uwzględniające w maksymalnym stopniu osiągnięcia nowoczesnej techniki.

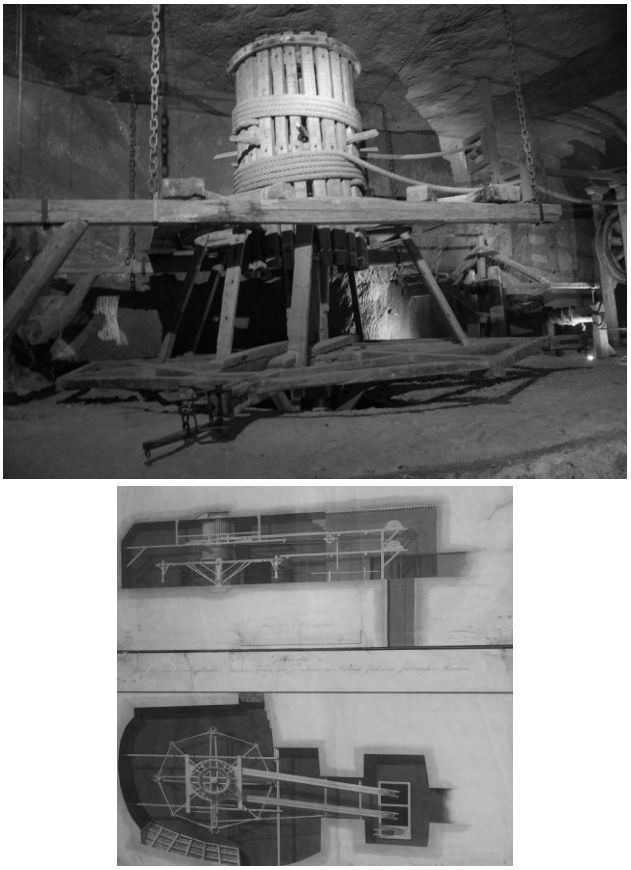
Rozwiązania techniczne tych urządzeń oferowane przez firmę ELCAM Sp. z o.o. spełniają oczekiwania inwestorów.

Modernizacja górniczych wyciągów szybowych Kopalni Soli Wieliczka S.A.

Jerzy Czyżowski, Zbigniew Zuski – Kopalnia Soli „Wieliczka" S.A.

1. Wstęp

Kopalnia Soli „Wieliczka" jest zakładem górniczym czynnym nieprzerwanie od ponad 700 lat. W chwili obecnej prowadzi tylko określone roboty podziemne z zastosowaniem techniki górniczej. W związku z podziemną eksploatacją górotworu konieczne było stosowanie urządzeń transportowych łączących wyrobiska górnicze między sobą oraz z powierzchnią. Urządzenia transportowe w okresie stosowania ulegały ciągłym zmianom. Pierwsze urządzenia wyciągowe, napędzane były siłą pociągową ludzi (kozły, wały z kołami szczeblowymi), a następnie zwierząt – koni. Urządzenia te, nazywane się kieratami, stosowane były od XV w. (rys. 1).



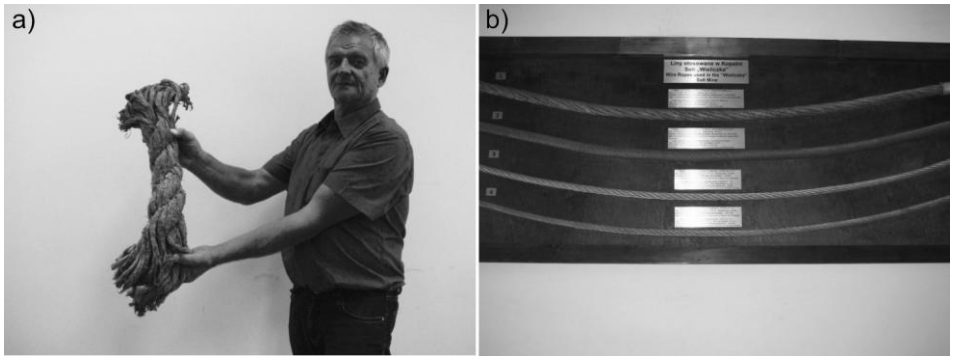
Rys.1. Widok oraz schemat jednego z kieratów

Jako element nośny w urządzeniach wyciągowych stosowane były początkowo liny z łyka lipowego do XV wieku, a następnie konopne do XIX wieku (rys. 2 i 3a).

Wraz z rozwojem techniki, w kopalni wprowadzono do stosowania początkowo maszyny wyciągowe parowe a następnie z napędem elektrycznym oraz od połowy XIX w liny stalowe rys. 3b). Z uwagi na stosunkowo niewielkie głębokości eksploatacyjne w kopalni stosowane były maszyny bębnowe.



Rys.2. Widok liny w szybie wraz ze zjazdem załogi



Rys.3. Liny stosowane w kopalni

2. Modernizacja górniczych wyciągów szybowych [1]

W chwili obecnej kopalnia posiada dwa czynne górnicze wyciągi szybowe zlokalizowane w szybach Kinga oraz Daniłowicz.

Bezpieczeństwo pracy górniczych wyciągów szybowych zależy od stanu technicznego poszczególnych jego elementów: szybu, maszyny wyciągowej, sygnalizacji, urządzeń przyszybowych, lin nośnych, naczyń wyciągowych, wieży szybowej, kół linowych.

Poziom bezpieczeństwa eksploatowanych urządzeń jest taki jak poziom techniki oraz wymagania przepisów w okresie, w którym były wykonane lub zmodernizowane.

Urządzenia eksploatowane do początku XXI w. w górniczych wyciągach szybowych wielickiej kopalni dawno uległy dekapitalizacji.

Z uwagi na zwiększenie obciążenia eksploatacyjnego wyciągów szybowych podyktowane zwiększeniem prac zabezpieczających w kopalni oraz dynamicznym rozwojem ruchu turystycznego, jak i zmianą przepisów górniczych zaistniała konieczność modernizacji górniczych wyciągów szybowych.

Jednakże brak środków finansowych na jednorazową wymianę urządzeń wymógł decyzję o etapowaniu procesu modernizacji.

Każda modernizacja dokonywana nawet w najmniejszym zakresie podnosi poziom bezpieczeństwa pracy całego górniczego wyciągu szybowego.

Obecny postęp technologiczny, powszechne stosowanie elektroniki, nowe podejście do projektowania, pozwala na wdrożenie nowszych i bardziej niezawodnych w eksploatacji rozwiązań technicznych w urządzeniach wyciągowych.

2.1. Górniczy wyciąg szybowy szybu Kinga

W wyciągu zabudowana była maszyna wyciągowa typu BB-3200 (rys. 4) wyprodukowana przez Polskie Zakłady Siemensa w Katowicach w 1938 r. Posiadała silnik napędowy prądu stałego, zasilany z układu tyrystorowego z wbudowanym układem regulacyjno-sterowniczym systemu JANTAR 80, zabudowanym w 1992 r. wraz z typowym regulatorem jazdy typu SK-3S (pierwsza modernizacja). Maszyna posiadała dwuosiowy hamulec szczękowy, powietrzno ciężarowy systemu SSW z regulatorem typu IVERSEN.

Kolejny etap modernizacji rozpoczęto od:

- zabudowy iskrobezpiecznego urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej,
- wymiany aparatu rejestrującego AR-2c na aparat rejestrujący RG-3,
- wymiany, na wszystkich poziomach, wrót szybowych wraz z ognioszczelnymi elektromagnetycznymi zamkami typu OEZWS-2 (rys. 5).



Rys.4. Widok maszyny wyciągowej szybu Kinga

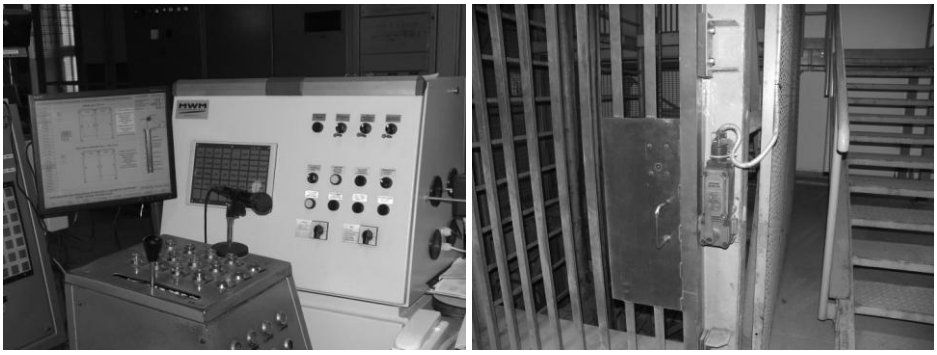
Układ sygnalizacji i łączności szybowej został zaprojektowany i wykonany zgodnie z obowiązującymi przepisami. Zrealizowany jest w wykonaniu iskrobezpiecznym oparty o sterowniki programowalne w wersji z łączem światłowodowym okrężnym (dwa niezależne tory światłowodowe), wymienione zostały wszystkie wrota szybowe oraz tablice stanowiskowe wraz z ich wyposażeniem.



Rys.5. Widok podszybia

Zmodernizowane zostało stanowisko maszynisty wyciągowego dla potrzeb zabudowy elementów wykonawczych i sterowniczych, a także systemu wizualizacji i diagnostyki pracy całości USSz (rys. 6), zabudowane zostało

urządzenie ECHO do bezprzewodowej łączności i sygnalizacji z naczynia wyciągowego, które opcjonalnie dla potrzeb dalszej modernizacji umożliwiało zdalne uruchamianie i płynną regulację prędkości maszyny wyciągowej z naczynia. Prace zakończone zostały w kwietniu 2011 r.



Rys.6. Zmodernizowany USSz

Kolejny etap modernizacji to (rys. 7, 8):

- wymiana maszyny wyciągowej wraz z układami zasilania i sterowania, zabudowano maszynę wyciągową typu BB-2500/AC-4 m/s,
- zastosowanie napędu dodatkowego, który stosowany będzie podczas ewakuacji ludzi z wyrobisk podziemnych i naczyń wyciągowych unieruchomionych w szybie, w przypadku niesprawności napędu głównego maszyny wyciągowej,
- zabudowa autonomicznego agregatu prądotwórczego rezerwującego zasilanie silnika napędu dodatkowego,
- zmiana warunków prowadzenia ruchu w związku ze zmianą obciążenia użytecznego przy jeździe ludzi z 1,62 Mg na 1,8 Mg,
- wymiana kół linowych kierujących na wieży szybowej,
- zastosowanie lin nośnych Ø28 mm,
- wymiana zawieszeń linowych nośnych.

Prace zakończone zostały w kwietniu 2012 r.



Rys.7. Widok maszyny wyciągowej typu BB-2500/AC-4 m/s



Rys.8. Zmodernizowane elementy wyciągu

2.2. Górniczy wyciąg szybowy szybu Daniłowicz

W wyciągu zabudowana była maszyna wyciągowa typu BB-3000 wyprodukowana przez ZUT ZGODA-Świętochłowice w 1958 r. (rys. 9). Posiadała napęd elektryczny z przekładnią, silnikiem prądu zmiennego. Maszyna posiadała dwuosiowy hamulec szczękowy, powietrzno-ciężarowy systemu SSW.

Modernizację maszyny zapoczątkowano w 1998 r. Prace polegały na (rys. 10):

- wymianie silnika napędowego,
- wymianie kabli prądowych i sterowniczych,
- wymianie całej aparatury elektrycznej w szafach 500 V,
- zabudowie impulsatora inkrementalnego oraz wyłącznika odśrodkowego,
- zabudowie dodatkowej szafy sterowniczej, która umożliwiła sygnalizację stanu pracy oraz zadziałania zabezpieczeń.

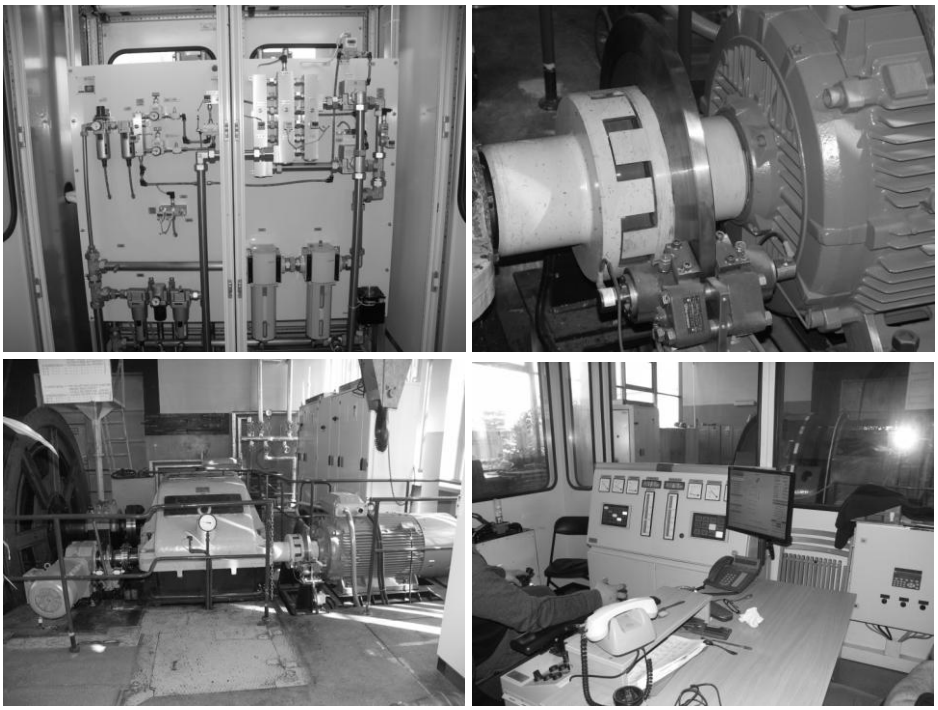


Rys.9. Widok maszyny maszyny wyciągowej BB-3000

Następny etap modernizacji polegał na kolejnych zmianach w zakresie napędu, układu sterowania oraz sterowania hamulcem:

- napęd:
  - zmiana rodzaju napędu elektrycznego – zastąpienie asynchronicznego silnika nowym silnikiem prądu przemiennego przystosowanym do współpracy z przemiennikiem częstotliwości,
  - zabudowa nowego napędu dodatkowego, który stosowany będzie podczas ewakuacji ludzi z wyrobisk podziemnych i naczyń wyciągowych unieruchomionych w szybie, w przypadku niesprawności napędu głównego maszyny wyciągowej,
  - zabudowa autonomicznego agregatu prądotwórczego o mocy 400 kVA rezerwującego zasilanie rozdzielnicy 500V maszyny wyciągowej,

- sterowanie:
  - zabudowa cyfrowego układu sterowania, regulacji i zabezpieczeń,
  - zastosowanie rejestratora do rejestracji parametrów pracy maszyny z zapisem sygnałów sygnalizacji szybowej oraz zastosowanie systemu wizualizacji stanów pracy maszyny wyciągowej, umożliwiającego diagnostykę stanów awaryjnych,
  - wyposażenie maszyny w pulpit sterowniczy odpowiedni do realizacji sterowania, kontroli i sygnalizacji maszyny w nowym układzie sterowania,
  - wyposażenie stanowiska sterowniczego w klimatyzowaną, dźwiękoszczelną kabinę operatorską wraz z ergonomicznym fotelem dla maszynisty,
- układ hamulcowy:
  - zabudowa elektropneumatycznego zespołu sterowania hamulcem,
  - zabudowa 2 szt. sprężarek śrubowych,
  - zabudowa dodatkowego urządzenia hamulcowego dla potrzeb hamowania awaryjnego.



Rys.10. Układy po modernizacji

Prace zakończone zostały w listopadzie 2010 r.



Rys.11. Widoki maszyny wyciągowej BB-2500/AC-4 m/s
z hamulcami tarczowymi po kolejnej modernizacji



Rys.12. Koła linowe wyciągu po modernizacji

Dalszy etap modernizacji polegał na (rys. 11, 12):

- wymianie maszyny wyciągowej wraz z układami zasilania i sterowania hamulców,
- zabudowie urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej,
- wymianie wrót szybowych wraz z ognioszczelnymi elektromagnetycznymi zamkami,
- zmianie układu zasilania i sterowania zamków wrót na wszystkich poziomach,
- wymianie kół linowych kierujących na wieży,
- remoncie hali maszyny wyciągowej.

Prace zakończone zostały w marcu 2013 r.

3. Podsumowanie

Kolejne etapy modernizacji podnosiły poziom bezpieczeństwa pracy i eksploatacji górniczych wyciągów szybowych, dostosowały je do zgodności w aspekcie współczesnych standardów i wymagań przepisów.

Umożliwiły szybką lokalizację uszkodzeń, zmniejszyły zużycie energii. Zwiększyły komfort pracy osób je obsługujących.

Ponadto dzięki wprowadzonym zmianom w wyciągu szybowym szybu Kinga zastosowano dwupoziomowe wsiadanie i wysiadanie na nadszybiu, umożliwiono dostęp szybem do istniejącego poziomu, zwiększono przepustowość przy transporcie ludzi o około 10%.

Dzięki przeprowadzonym modernizacjom kopalnia posiada najnowocześniejsze urządzenia wyciągowe, które dzięki zastosowaniu autonomicznych agregatów prądotwórczych mogą pracować w przypadku braku zasilania zewnętrznego.

Po modernizacji zakład posiada w dwóch wyciągach szybowych identyczne maszyny wyciągowe z takimi samymi silnikami, układami hamulcowymi, linami, zawieszeniami, kołami kierującymi na wieżach, również w układach sygnalizacji łączności szybowej zastosowane są takie same rozwiązania.

Dzięki zastosowaniu w wyciągach innego typu lin obserwuje się wydłużenie okresu ich pracy przy zwiększonej ilości cykli.

Literatura

1. Materiały własne Kopalni Soli „Wieliczka” S.A.

Poprawa bezpieczeństwa pracy podczas transportu pionowego pomocniczego na przykładzie zmodernizowanej wciągarki wolnobieżnej

Grażyna Król – KAZ Sp. z o.o.

1. Wstęp

Zmiany norm oraz przepisów prawnych dotyczących bezpieczeństwa maszyn i urządzeń stosowanych w zakładach górniczych stawiają ich producentom coraz wyższe wymagania. Ze względu na obecną sytuację ekonomiczną w zakładach górniczych nie zawsze istnieje możliwość zastąpienia urządzeń nie spełniających obecnych przepisów urządzeniami nowymi. W związku z tym wiele z tych urządzeń poddaje się modernizacji w celu poprawy bezpieczeństwa obsługujących je pracowników.

Modernizacji poddano powszechnie znane i stosowane w górnictwie, przy prowadzeniu robót szybowych, urządzenia typu KUBA 5 oraz KUBA 10, w celu dostosowania do wymogów prawnych, głównie do normy:

- PN-G-50053:1997 - Ochrona pracy w górnictwie. Wciągarki bębnowe wolnobieżne. Wymagania bezpieczeństwa i ergonomii,

oraz przepisów, dyrektyw i norm związanych:

- Załącznik nr 2 do Rozporządzenia Rady Ministrów z dn. 30.04.2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99 Poz.1003 wraz z późniejszymi zmianami),
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dn. 28.06.2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych wraz z załącznikami (Dz. U. Nr 139 Poz.1169 wraz z późniejszymi zmianami),
- Norma PN-G-50000:2002 - Ochrona pracy w górnictwie. Maszyny górnicze. Ogólne wymagania bezpieczeństwa i ergonomii,
- Norma PN-G-50001:2002 - Ochrona pracy w górnictwie - Wyposażenie elektryczne maszyn górniczych - Wymagania ogólne,
- Normy PN-G-50003:2003 - Ochrona pracy w górnictwie - Urządzenia elektryczne górnicze - Wymagania i badania,
- Dyrektywa niskonapięciowa (LVD) 2006/95WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 12 grudnia 2006 r. oraz Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 21 sierpnia 2007 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla sprzętu elektrycznego (Dz. U. z dnia 28 sierpnia 2007 r. wraz z późniejszymi zmianami).

Zgodnie z obecnie obowiązującymi przepisami urządzenia zakwalifikowano jako wciągarki wolnobieżne bębnowe. Zmodernizowane przez firmę „KAZ" Sp. z o.o. maszyny po przebudowie w zakresie części mechanicznej i całej części elektrycznej, nazwane wciągarkami wolnobieżnymi typu KAZ-KUBA 50 oraz KAZ-KUBA 100 przeznaczone są do stosowania w podziemnych zakładach górniczych w wyrobiskach ze stopniem „a" zagrożenia wybuchem metanu oraz klasy „A" zagrożenia wybuchem pyłu węglowego, lub w pomieszczeniach nie zagrożonych wybuchem. Natomiast do stosowania w wyrobiskach zaliczanych do stopnia „a", „b" lub „c" niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klasy A i B zagrożenia wybuchem pyłu węglowego dopuszczona została wciągarka wolnobieżna typu KAZ-KUBA 50-Ex. Wciągarka ta (kołowrót) dodatkowo spełnia wymagania norm:

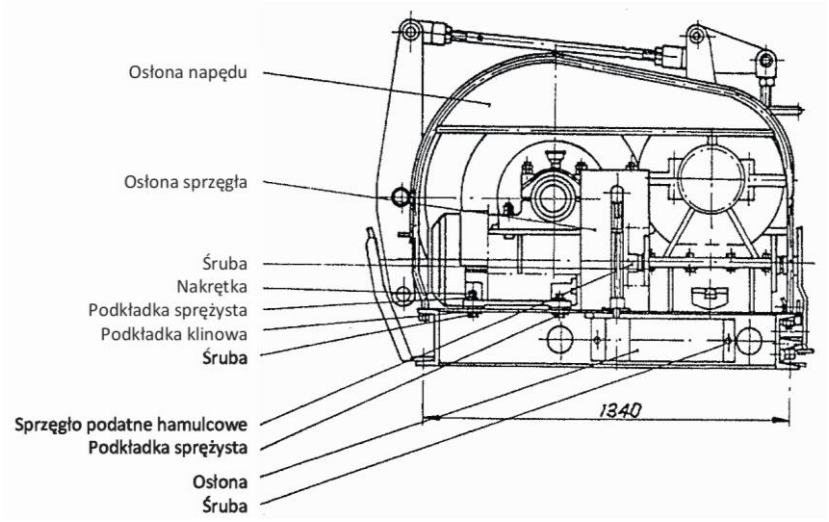
- PN-EN 60079-0:2009 - Urządzenia elektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem gazów. Część 0: Wymagania ogólne.,
- PN-EN 60079-11:2010 - Atmosfery wybuchowe – Część 11: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą iskrobezpieczeństwa "i".,
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz.U. z 2005 r. nr 263, poz. 2203),
- PN-EN 13463-1:2010 - Urządzenia nieelektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 1: Podstawowe założenia i wymagania,
- PN-EN 13463-5:2012 - Urządzenia nieelektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 5: Ochrona za pomocą bezpieczeństwa konstrukcyjnego "c".

2. Charakterystyka kołowrotu KUBA 5

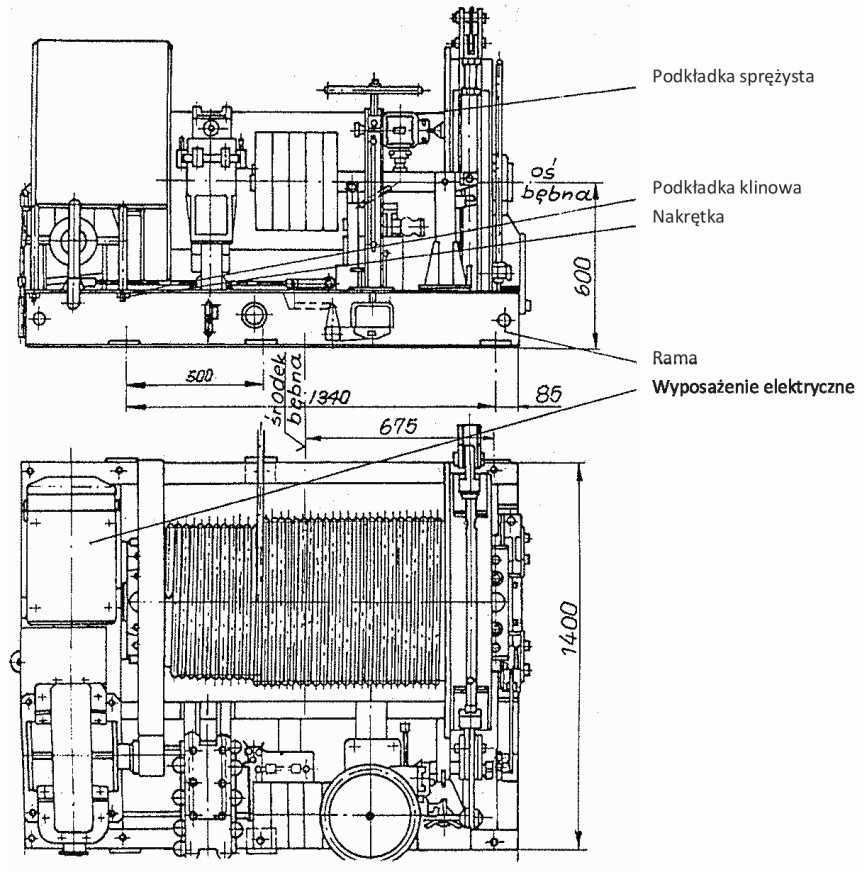
Kołowrót KUBA 5 składa się z następujących zespołów (rys.1 i 2):

1. ramy,
2. przekładni ślimakowej,
3. zespołu bębna,
4. hamulca na sprzęgle,
5. hamulca na bębnie,
6. mechanizmu zapadkowego,
7. zespołu blokady napędu,
8. wyposażenia elektrycznego.

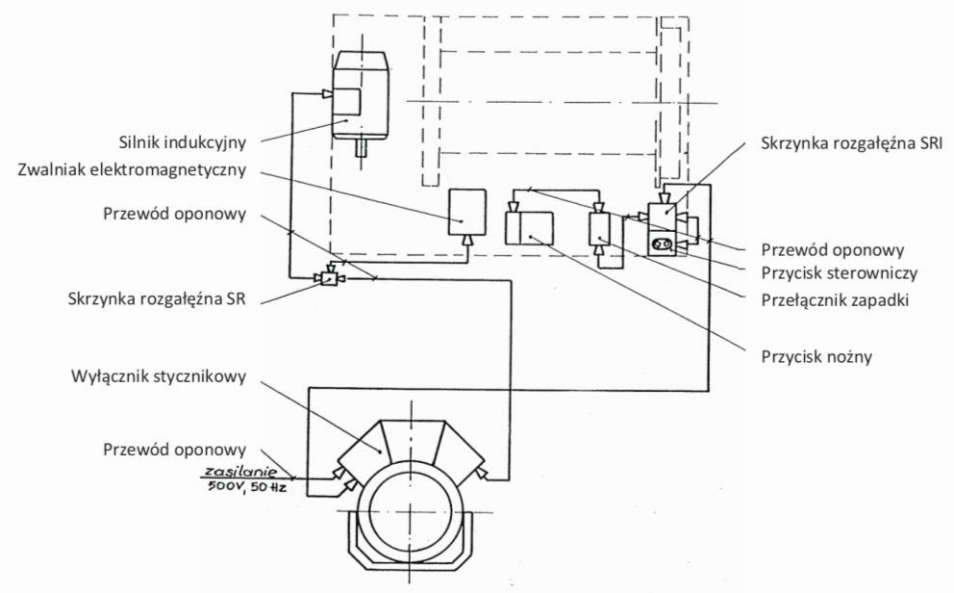
Wyposażenie elektryczne kołowrotu KUBA 5 (rys. 3) stanowi znajdujący się na kołowrocie przycisk nożny, przełącznik zapadki, przycisk sterowniczy, silnik, zwalniak elektromagnetyczny oraz skrzynki rozgałęźne. Poza kołowrotem znajduje się kopalniany wyłącznik stycznikowy służący do zabezpieczenia i sterowania silnika kołowrotu.



Rys.1. Budowa kołowrotu typu KUBA 5



Rys.2. Budowa kołowrotu typu KUBA 5



Rys.3. Wyposażenie elektryczne kołowrotu typu KUBA 5

Kołowrót KUBA 5 jest zasilany z sieci kopalnianej napięciem 500 V, 50 Hz. Obwód sterowania zasilany jest napięciem iskrobezpiecznym 24 V z transformatora znajdującego się w wyłączniku stycznikowym.

Kołowrót może pracować tylko wtedy, gdy jest wciśnięty przycisk nożny, który spełnia również rolę blokady napędu ręcznego i hamulca. Układ dźwigniowy zapadki kołowrotu jest sprzężony z przełącznikiem, który umożliwia włączenie napędu tylko w kierunku zgodnym z aktualnym położeniem rączki przełącznika kierunku obrotów na wyłączniku stycznikowym.

Zwalniak elektromagnetyczny jest połączony równolegle z silnikiem, równocześnie z rozruchem silnika nastepuje rozwarcie szczęk hamulca manewrowego.

Skrzynka rozgałęźna SR służy do wykonania połączeń obwodów siłowych, natomiast skrzynka rozgałęźna SRI do wykonania połączeń obwodu sterowania.

Kołowrót jest sterowany przyciskami ZAŁ i WYŁ na wyłączniku oraz przyciskiem nożnym.

3. Charakterystyka wciągarek wolnobieżnych typu KAZ-KUBA

Firma KAZ Sp. z o.o. przeprowadziła przebudowę wciągarek polegającą na zabudowaniu następujących dodatkowych układów z zachowaniem jednak układu kinematycznego [1, 2]:

- elektrycznego agregatu hydraulicznego z hydroakumulatorem oraz zapasową pompą ręczną,
- układu elektrohydraulicznego do sterowania hamulcami: postojowym, manewrowym i zapadką,
- układu zabezpieczenia pozostawienia pięciu zwojów na bębnie,
- kontroli położenia zapadki, odhamowania hamulca manewrowego i blokady napędu ręcznego,
- wyłączników awaryjnych: elektrycznych i hydraulicznego,
- szafy zasilajaco-sterujacej,
- pulpitu sterowniczego z elementami manipulującymi i sygnalizacyjnymi.

Wciągarki KAZ-KUBA mogą być zasilane zarówno napięciem 400/230 V AC (TN), jak i napięciem 500 V AC (IT), w zależności od zastosowanego wyposażenia elektrycznego w wykonaniu do stref niezagrożonych oraz do stref zaliczanych do stopnia „a", „b" lub „c" niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klasy A i B zagrożenia wybuchem pyłu węglowego.

Wciągarka wolnobieżna bębnowa KAZ-KUBA 100 (rys. 4) składa się z następujących podzespołów:

- ramy,
- zespołu bębna z mechanizmem zapadki,
- zespołu napędowego:
  - silnika elektrycznego,
  - sprzęgła tarczowego,
  - przekładni,
  - zespołu wału pośredniego,
  - hamulca manewrowego i postojowego,
- agregatu hydraulicznego,
- wyposażenia elektrycznego.



Rys.4. Wciągarka wolnobieżna bębnowa KAZ-KUBA 100

Wciągarkę należy ustawić we wcześniej przygotowanym miejscu pracy. Powinien to być lany fundament lub inna konstrukcja wsporcza, która spełni wymagania warunków zakotwienia wciągarki. Alternatywnie wciągarkę można posadowić na trzech fundamentach blokowych dostarczanych razem z wciągarką.

Agregat hydrauliczny zabudowany na ramie wciągarki, ma za zadanie sterowanie elementami hydraulicznymi hamulców i zapadki. Pod względem budowy składa się ze zbiornika oleju wraz dwiema pompami przeznaczonymi do wytwarzania ciśnienia oleju, napędzanymi silnikiem elektrycznym, bloków zaworów sterowanych elektrycznie przeznaczonych do sterowania hamulcem manewrowym i postojowym oraz siłownikiem zapadki, przyrządów kontrolno-pomiarowych oraz zaworów awaryjnych.

Agregat hydrauliczny wyposażony jest w dwa akumulatory hydrauliczne napełnione azotem o ciśnieniu 8 MPa i 16 MPa.

Do przyrządów kontrolno-pomiarowych mających za zadanie kontrolę stanów należą: wskaźnik poziomu oleju, czujnik temperatury oleju, przetworniki ciśnienia oleju w poszczególnych obwodach układu hydraulicznego oraz manometry. W obwodzie hydraulicznym zasilającym hamulce zabudowane są czujniki ciśnienia.

Ważnymi elementami są zawory awaryjne przeznaczone do ręcznego zatrzymania wciągarki w trybie awaryjnym, tzn. w przypadku niesprawności układów sterowniczych wciągarki.

Po wytworzeniu w obwodzie ciśnienia 19 MPa jest możliwe przesterowanie elektrozaworów, co powoduje podanie ciśnienia oleju na cylindry hamulców czego wynikiem jest odhamowanie. Odłączenie napięcia z cewek elektrozaworów powoduje zahamowanie hamulca. W przypadku braku napięcia zasilania lub ciśnienia oleju (np. nieszczelność połączeń), suwaki elektrozaworów za przyczyną sprężyny samoczynnie powracają do pozycji wyjściowej powodując zahamowanie i zatrzymanie wciągarki.

Jednym z warunków uruchomienia agregatu hydraulicznego jest:

- właściwy poziom oleju kontrolowany przez wskaźnik poziomu,
- właściwa temperatura (poniżej 70^{o}C) oleju kontrolowana przez czujnik temperatury.

Maksymalne ciśnienie w obwodzie hydraulicznym ograniczają zawory przelewowe, które są nastawiony na 9 MPa i 19 MPa.

W zależności od wybranego kierunku ruchu lina na bębnie jest nawijana lub odwijana. Minimalna ilość (5 zwojów) kontroluje **układ zabezpieczenia pozostawienia pięciu zwojów na bębnie**.

Zabezpieczenie to jest realizowane przez zbliżeniowy czujnik indukcyjny współpracujący z licznikiem impulsów. Układ zlicza zęby (impulsy) z wieńca na kołnierzu bębna i w zależności od wybranego kierunki obrotu bębna sumuje je lub odejmuje. Zerowanie licznika jest realizowane w momencie odwijania 6-go zwoju. Osiągnięcie tego stanu powoduje zatrzymanie wciągarki. Ponowne uruchomienie wciągarki możliwe będzie tylko w kierunki nawijania liny. Nastawy licznika są zabezpieczone hasłem przed dostępem nieupoważnionych osób.

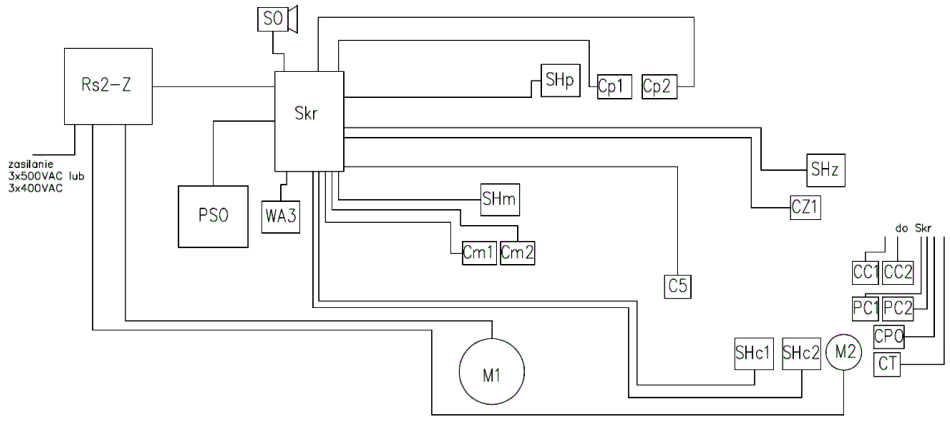
W skład **wyposażenia elektrycznego** wciągarki (rys. 5) wchodzą następujące podzespoły:

- rozdzielnica sterująco-zasilająca Rs2-z o stopniu ochrony IP54,
- pulpit sterowniczy PSO,
- skrzynka rozgałęźna Skr zabudowanej na wciągarce,
- grzybkowy przycisk wyłącznika awaryjnego WA1 umieszczony na elewacji pulpitu sterowniczego PSO, wyłącznika WA2 na elewacji rozdzielnicy Rs2-z, wyłącznika awaryjnego zatrzymania WA 3 zabudowanego na skrzynce rozgałęźnej Skr na konstrukcji bocznej wciągarki,
- sygnalizator akustyczny SO,
- indukcyjny czujnik zbliżeniowe: kontroli położenia zapadki CZ1, kontroli piątego zwoju C5, odhamowania i zużycia okładzin hamulca manewrowego Cm1 i Cm2 oraz odhamowania i zużycia okładzin hamulca postojowego Cp1 i Cp2,
- elektrozawory hydrauliczne sterowania hamulcami manewrowym SHm i postojowym SHp, mechanizmem zapadki SHz oraz elektrozawory SHc1 i SHc2 zabudowane na bloku odciążającym pompę,
- przetworniki ciśnienia układu hydraulicznego PC1, PC2,
- czujnik temperatury CT i czujnik poziomu oleju CPO,
- czujniki zerowego poziomu ciśnienia przy hamulcach manewrowym i postojowym CC1, CC2,
- silniki elektryczne napędu bębna M1 i pompy podwójnej hydraulicznej M2.

Aparatura elektryczna związana mechanicznie z wciągarką podłączona jest do skrzynki rozgałęźnej Skr umieszczonej na konstrukcji urządzenia.

Do podstawowych funkcji rozdzielnicy Rs2-z należy:

- sterowanie i zabezpieczenie silników elektrycznych napędu wciągarki oraz agregatu hydraulicznego,
- współpraca z pulpitem operatora,
- kontrola pracy wciągarki za pomocą zabudowanych na niej czujników.



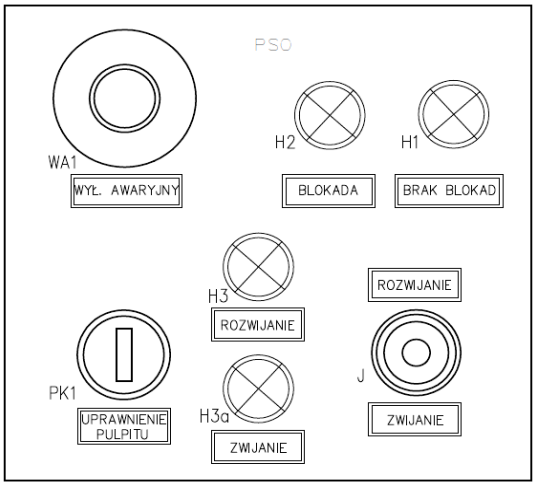
Rys.5. Wyposażenie elektryczne – schemat blokowy

Jako czujnik odwiedzenia zapadki CZ1, kontroli pozostawienia pięciu zwojów C5, hamulca manewrowego Cm1 i Cm2 oraz postojowego Cp1 i Cp2 zastosowano indukcyjne czujniki zbliżeniowe. Umożliwiają one bezkontaktową kontrolę położenia elementów mechanicznych reagując na metal elementu przesuwającego się przed czołem czujnika.

Układem realizującym algorytm sterowania wciągarką jest sterownik przemysłowy.

W celu umożliwienia oświetlenia stanowiska operatora rozdzielnica Rs2-z może być wyposażona w gniazdo umożliwiające podłączenie zewnętrznej instalacji oświetleniowej o mocy zapotrzebowanej nie większej niż 200 VA.

Sterowanie wciągarki odbywa się z pulpitu sterowniczego PSO (rys. 6) zamocowanego do konstrukcji stanowiska sterowniczego.



Rys.6. Widok elewacji pulpitu PSO

Na pulpicie wciągarki znajduje się wyłącznik kluczykowy PK1 służący do uprawnienia pulpitu, dwupozycyjny manipulator z samopowrotem J (joystick) przeznaczony do uruchomienia wciągarki, grzybkowy wyłącznik awaryjnego zatrzymania WA1 oraz lampki sygnalizujące kierunek ruchu bębna H3, H3a i stanu wystąpienia blokady lub awarii układu sterowania – H1 i H2. Wychylenie dźwigni manipulatora (joysticka) od siebie powoduje odwijanie liny, natomiast wychylenie do siebie powoduje nawijanie liny. Puszczenie manipulatora (joysticka) powoduje jego powrót do pozycji spoczynkowej z czym wiąże się zatrzymanie wciągarki. Tym sposobem manipulator (joystick) pełni również funkcję obecności operatora.

Agregat powinien wytworzyć ciśnienie o wartości 19 MPa w obwodzie zasilającym hamulce oraz ciśnienie o wartości 9 MPa w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki. Wartość ciśnienia w każdym obwodzie jest kontrolowana przy pomocy przetworników ciśnienia PC1, PC2. Wielkość ciśnienia oleju w każdym obwodzie pokazują bezpośrednio manometry. Zawory przelewowe ZP1 i ZP2 zabezpieczają układ przed niekontrolowanym wzrostem ciśnienia.

Sygnał ostrzegawczy przed uruchomieniem wciągarki jest emitowany przez czas min. 5 sekund lub do czasu osiągnięcia odpowiedniego ciśnienia w obwodach hydraulicznych. Jeżeli do czasu 30 sekund w obwodach hydraulicznych zostanie wytworzone odpowiednie ciśnienie nastąpi wyłączenie sygnału ostrzegawczego oraz rozpoczęcie procedury uruchomienia wciągarki. Jeżeli po czasie 30 sekund od wychylenia dźwigni manipulatora J nie wytworzy się odpowiednie ciśnienie w obwodach hydraulicznych, sygnał ostrzegawczy zostanie wyłączony, zablokowana zostanie możliwość uruchomienia wciągarki, a na wyświetlaczu PO zostanie wyświetlony komunikat „AL01 Agregat nie uzyskał ciśnienia pracy”.

Procedura uruchomienia wciągarki przebiega następująco:

- po podaniu napięcia na przekaźnik zasilający cewkę elektrozaworu zapadki następuje wyzębienie zapadki,
- po potwierdzeniu sygnału z czujnika CZ1 potwierdzającego wyzębienie zapadki, po czasie 1 sekundy następuje podanie napięcia na przekaźnik zasilający cewkę elektrozaworu hamulca postojowego, zostaje odhamowany hamulec postojowy,
- po czasie 2 sekund od sygnału potwierdzającego wyzębienie zapadki następuje podanie napięcia na przekaźnik zasilający cewkę elektrozaworu hamulca manewrowego, zostaje odhamowany hamulec manewrowy,
- jeżeli sygnał z czujnika Cm1 potwierdza odhamowanie hamulca manewrowego oraz sygnał z czujnika Cp1 potwierdza odhamowanie hamulca postojowego, następuje podanie napięcia na przekaźnik załączający silnik wciągarki M1,

- jeżeli do czasu 1 sekundy do sterownika nie dotrze sygnał potwierdzający załączenie silnika M1 (z przekładników kontrolujących prąd w każdej fazie silnika M1) nastąpi zahamowanie hamulca manewrowego oraz postojowego, wciągarka się zatrzyma a na wyświetlaczu pojawi się komunikat („AL11 Brak odczytu prądu silnika na jednej z faz"). Natomiast jeśli do czasu 2 sekund do sterownika nie dotrze sygnał potwierdzający (nawijanie/odwijanie) ze stycznika głównego, wciągarka się zatrzyma a na wyświetlaczu pojawi się komunikat „AL02 Brak potwierdzenia załącz. nawijania" lub „AL03 Brak potwierdzenia załącz. rozwijania",
- lampki H3 („Rozwijanie") oraz H3a („Zwijanie") na pulpicie PSO informują o wybranym kierunku pracy.

Pracujący agregat hydrauliczny utrzymuje wymagane ciśnienie oleju potrzebnego do sterowania zaciskami hamulcowymi i siłownikiem mechanizmu zapadki. Obniżenie ciśnienia poniżej 17,5 MPa w układzie zasilającym hamulce lub 7 MPa w układzie zasilającym mechanizm zapadki powoduje załączenie agregatu hydraulicznego, na czas min. 15 sekund. Po osiągnięciu ciśnienia 19 MPa w obwodzie zasilającym hamulce oraz 9 MPa w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki agregat zostaje wyłączony. Obniżenie ciśnienia poniżej 14 MPa w układzie zasilającym hamulce lub 5 MPa w układzie zasilającym mechanizm zapadki powoduje zatrzymanie wciągarki oraz wyświetlenie komunikatu „AL08 Ciśnienie poniżej poziomu minimalnego".

W celu zatrzymania wciągarki należy puścić dźwignię manipulatora J na pulpicie PSO. Manipulator J posiada funkcję samopowrotu do położenia spoczynkowego. Konstrukcja taka wymusza obecność operatora przy pulpicie sterowniczym w trakcie pracy wciągarki. Opuszczenie stanowiska przez operatora spowoduje zatrzymanie urządzenia. Rozwiązanie takie spełnia funkcję czujnika obecności operatora wciągarki.

W przypadku zadziałania czujnika piątego zwoju C5 (na wciągarce zostało 5 zwojów liny) wciągarka zostanie zatrzymana, na wyświetlaczu pojawi się komunikat „AL05 Czujnik piątego zwoju". Ponowne uruchomienie wciągarki możliwe będzie jedynie w kierunku nawijania liny.

Wystąpienie awarii w układzie sterowania lub zadziałanie jednego z czujników:

- odhamowania hamulca manewrowego i/lub postojowego,
- czujnika poziomu oleju CPO,
- czujnika temperatury oleju CT,
- czujnika piątego zwoju C5,
- spadku ciśnienia w układzie hydraulicznym (sygnalizowanym przez przetworniki ciśnienia PC1 oraz PC2),
- sygnału z przekładnika o wystąpieniu przeciążenia mechanicznego,

- braku potwierdzenia załączenia silnika napędu bębna M1,
- naciśnięcie przycisku awaryjnego zatrzymania WA1 lub WA2 lub WA3,
- przekręcenie przełącznika kluczykowego PK1 - zdjęcie uprawnienie sterowania,
- doziemienia w obwodzie silnika napędu bębna M1 lub silnika pompy hydraulicznej M2,
- braku jednej z faz lub złej kolejności wirowania faz,
- nastąpi uruchomienie cyklu zatrzymania awaryjnego wciągarki:
- wyłączenie napięcia zasilania - zahamowanie hamulca manewrowego ZH1, wyłączenie silnika napędu bębna M1, zahamowanie hamulca postojowego ZH2,
- po czasie dwóch sekund nastąpi zazębienie zapadki.

Ponowne uruchomienie wciągarki możliwe będzie jedynie po wcześniejszym usunięciu przyczyny awarii.

Uruchomienie cyklu zatrzymania awaryjnego spowoduje zaświecenie na pulpicie PSO czerwonej lampki H2 „Blokada", jednocześnie sterownik na wyświetlaczu przedstawi opis stanu awaryjnego.

Kasowanie awarii odbywa się poprzez chwilowe wychylenie dźwigni manipulatora J (do siebie – kierunek nawijanie). Jeżeli awaria została usunięta możliwe będzie ponowne uruchomienie wciągarki.

4. Badania wciągarek KAZ-KUBA 100

Pierwszy egzemplarz wciągarki KAZ-KUBA 100 został poddany badaniom stanowiskowym w Laboratorium Badań Stosowanych ITG KOMAG.

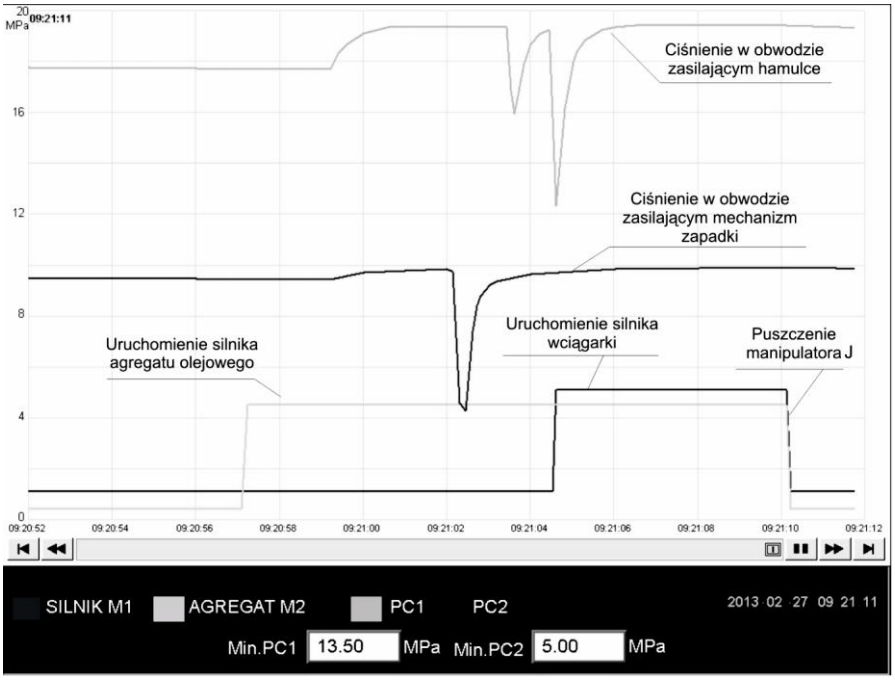
Podczas badania sprawdzono czy [3, 4, 5]:

- jest możliwość awaryjnego wyłączenia wciągarki – poprzez naciśnięcie wyłączników awaryjnych,
- prawidłowego działania sterowania napędem – poprzez sprawdzenie działania zasterowania łącznikiem kluczykowym załączającym układ sterowania, a następnie za pomocą manipulatora samopowrotnego (joysticka): rozwijanie-stop-zwijanie-stop,
- prawidłowo są zamontowane i działają: hamulec manewrowy, postojowy, zapadka,
- każdy z hamulców utrzymuje maksymalne obciążenie statyczne, z co najmniej 2-krotnym współczynnikiem bezpieczeństwa,
- zachowany jest stosunek minimum 20 średnic liny nośnej do średnicy bębna nawojowego wciągarki,
- prędkość obwodowa bębna nawojwego nie przekracza 0,25 m/s,

- brak obecności ostatnich 5 zwojów liny na bębnie w przypadku całkowitego odwinięcia liny z bębna nawojowego powoduje wyłączenie wciągarki i jest sygnalizowany,
- w razie zaniku energii napędowej, nastąpi samoczynne zadziałanie co najmniej jednego z hamulców wciągarki – bezzwłocznie działają obydwa,
- prawidłowo działają zabezpieczenia obwodów zasilania napędu wciągarki,
- działa kontrola obecności operatora wciągarki na stanowisku sterowania,
- działa kontrola położenia mechanizmu zapadki wciągarki,
- działa zabezpieczenie przed przeciążeniem mechanicznym, wyłączające napęd wciągarki przy 1,5 krotnym wzroście obciążenia w ruchu ustalonym,
- jest sprawne zabezpieczenie przed samozałączeniem w razie zaniku napięcia a następnie jego powrotu.

Większość z tych badań jest przeprowadzana dla każdego zmodernizowanego egzemplarza na stanowisku badań w siedzibie firmy. Przed oddaniem do odbiorcy każda modernizowana przez firmę KAZ Sp. z o. o. wciągarka wolnobieżna zostaje poddana kontroli, badaniom sprawdzającym poprawność działania poszczególnych elementów poprzez symulację możliwych stanów awaryjnych.

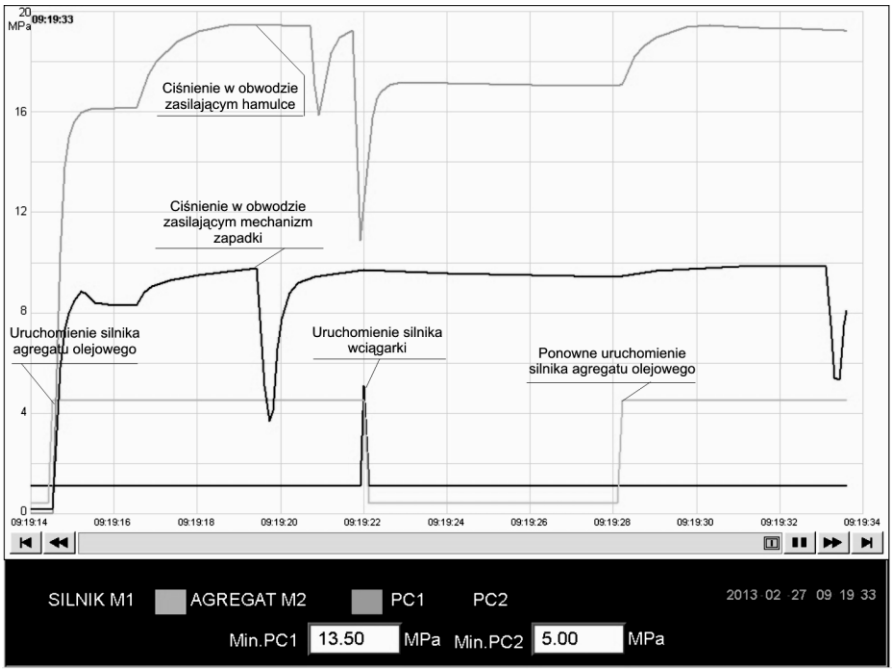
Przykładowe wyniki badań zarówno normalnej pracy jak i poprawnego działania podczas stanów awaryjnych przedstawiono na wykresach (rys. 7-14).



Rys.7. Wyłączenie wciągarki poprzez puszczenie manipulatora J przez operatora

Wychylenie manipulatora J powoduje rozpoczęcie emisji sygnału ostrzegawczego oraz załączenie silnika M2 agregatu hydraulicznego. Uruchomienie silnika agregatu powoduje wzrost ciśnienia oleju w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki (9 MPa) oraz w obwodzie zasilającym hamulce (19 MPa). Po osiągnięciu odpowiedniego ciśnienia możliwe jest przesterowanie elektrozaworów, co powoduje podanie ciśnienia oleju na cylindry hamulców, czego wynikiem jest odhamowanie i uruchomienie urządzenia.

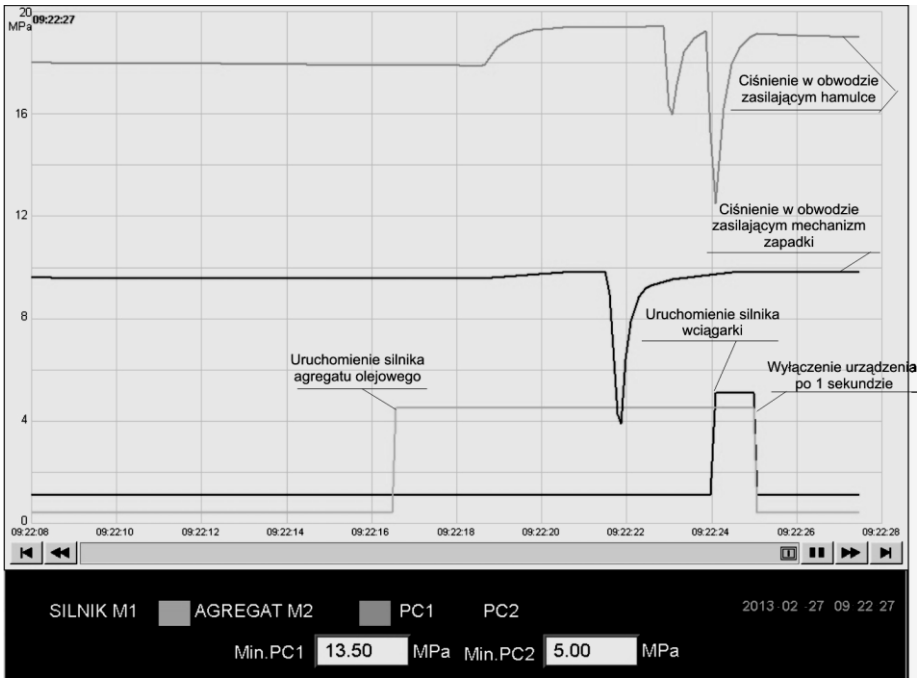
Puszczenie przez operatora wciągarki dźwigni manipulatora J (joysticka) na pulpicie PSO powoduje wyłączenie silników M1 i M2 i zatrzymanie urządzenia.



Rys.8. Symulacja braku potwierdzenia załączenia silnika M1

Uruchomienie silnika agregatu powoduje wzrost ciśnienia oleju w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki (9 MPa) oraz w obwodzie zasilającym hamulce (19 MPa). Po osiągnięciu odpowiedniego ciśnienia możliwe jest przesterowanie elektrozaworów, co powoduje podanie ciśnienia oleju na cylindry hamulców, czego wynikiem jest odhamowanie i próba uruchomienia urządzenia.

Jeżeli do czasu 1 sekundy do sterownika nie dotrze sygnał potwierdzający załączenie silnika M1 (ze stycznika głównego bądź przekładników kontrolujących prąd w każdej fazie silnika M1) nastąpi zahamowanie hamulca manewrowego oraz postojowego, a na wyświetlaczu pojawi się komunikat („AL11 Brak odczytu prądu silnika na jednej z faz”).



Rys.9. Symulacja braku odczytu prądu na jednej z faz zasilania silnika

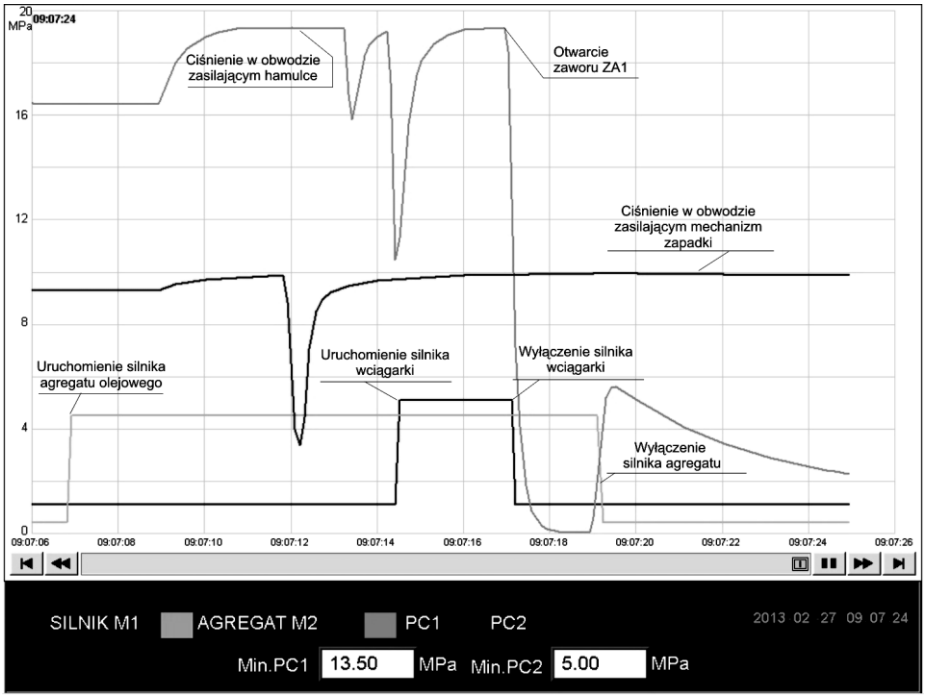
Uruchomienie silnika agregatu powoduje wzrost ciśnienia oleju w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki (9 MPa) oraz w obwodzie zasilającym hamulce (19 MPa). Po osiągnięciu odpowiedniego ciśnienia możliwe jest przesterowanie elektrozaworów, co powoduje podanie ciśnienia oleju na cylindry hamulców, czego wynikiem jest odhamowanie i próba uruchomienia urządzenia.

Jeżeli do czasu 1 sekundy do sterownika nie dotrze sygnał potwierdzający załączenie silnika M1 (ze stycznika głównego bądź przekładników kontrolujących prąd w każdej fazie silnika M1) nastąpi zahamowanie hamulca manewrowego oraz postojowego, a na wyświetlaczu pojawi się komunikat („AL11 Brak odczytu prądu silnika na jednej z faz").

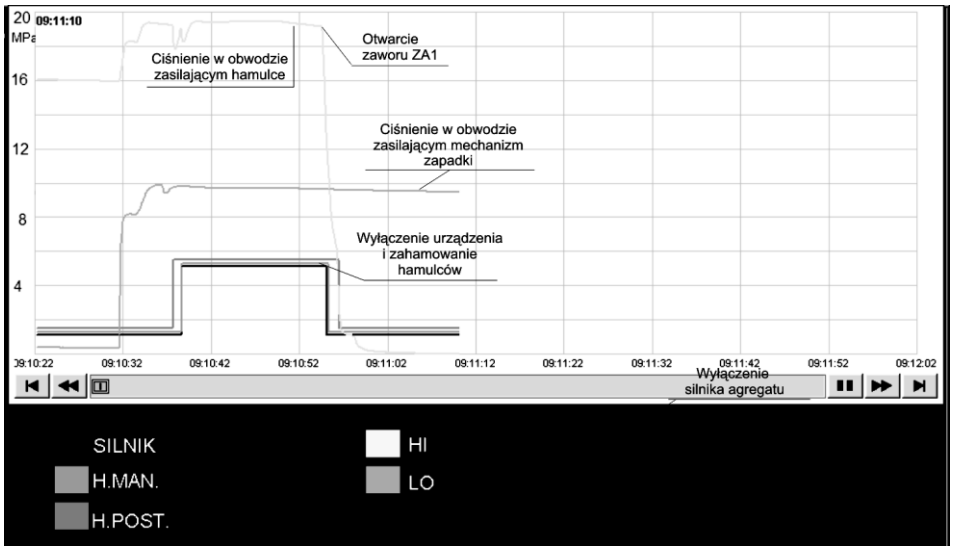
Uruchomienie silnika agregatu powoduje wzrost ciśnienia oleju w obwodzie zasilającym hamulce (19 MPa) oraz w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki (9 MPa). Po osiągnięciu odpowiedniego ciśnienia możliwe jest przesterowanie elektrozaworów, co powoduje podanie ciśnienia oleju na cylindry hamulców, czego wynikiem jest odhamowanie i uruchomienie urządzenia.

Otwarcie zaworu kulowego ZA1 spowoduje spuszczenie oleju do zbiornika z obwodu hydraulicznego zasilającego hamulce, zanik ciśnienia w cylindrach i natychmiastowe zahamowanie obu hamulców. Nagły zanik ciśnienia w obwodzie układu hydraulicznego monitorowany za pomocą przetwornika ciśnienia PC1 spowoduje wygenerowanie odpowiedniego sygnału na wejście sterownika. Sterownik swoimi wyjściami odłączy napięcie zasilania silników

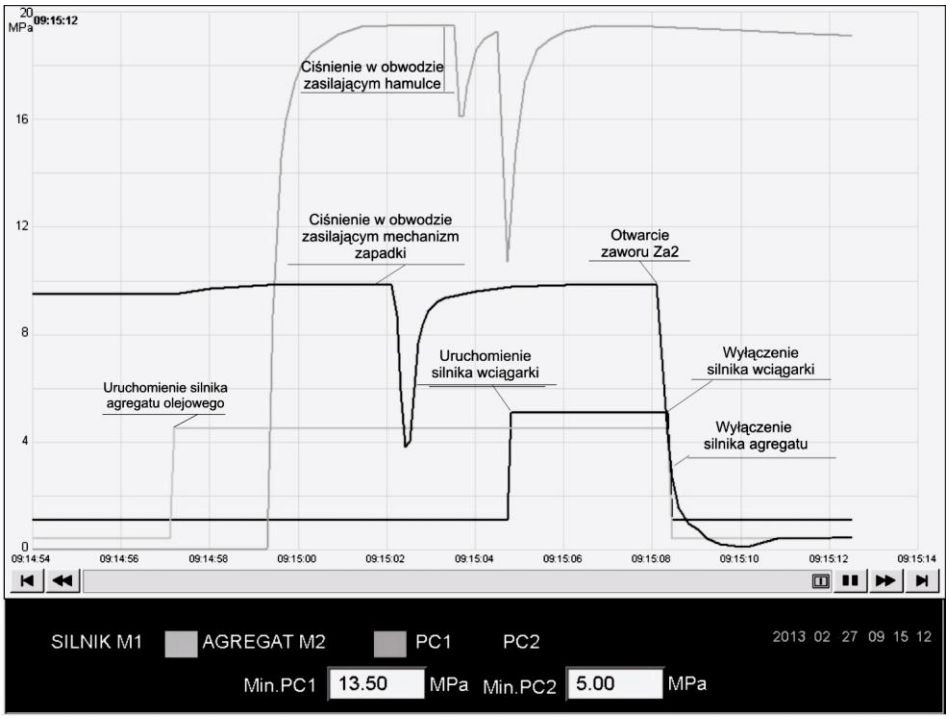
elektrycznych M1, M2 oraz odłączy napięcie zasilania przekaźników powodując wyłączenie zasilania i zahamowanie hamulca manewrowego, zahamowanie hamulca postojowego, zazębienie zapadki.



Rys.10. Symulacja braku minimalnego ciśnienia w układzie hamulców (otwarcie zaworu ZA1 – ciśnienie w obwodzie zasilającym hamulce)



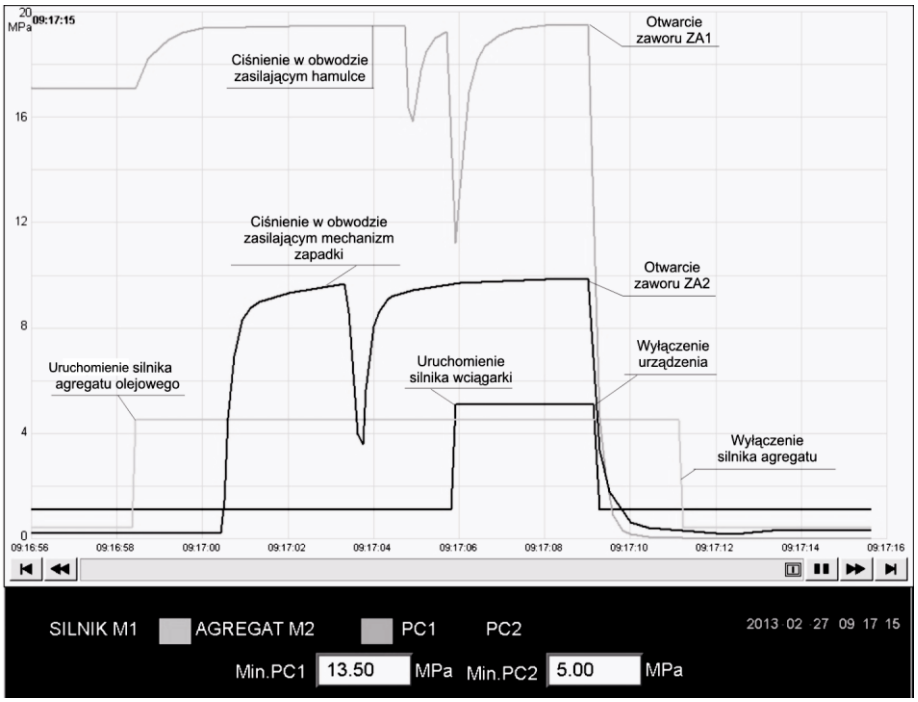
Rys.11. Symulacja zahamowania kołowrotu



Rys.12. Symulacja braku minimalnego ciśnienia w układzie hamulców (otwarcie zaworu ZA2 – ciśnienie w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki)

Uruchomienie silnika agregatu powoduje wzrost ciśnienia oleju w obwodzie zasilającym hamulce (19 MPa) oraz w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki (9 MPa). Po osiągnięciu odpowiedniego ciśnienia możliwe jest przesterowanie elektrozaworów, co powoduje podanie ciśnienia oleju na cylindry hamulców, czego wynikiem jest odhamowanie i uruchomienie urządzenia.

Otwarcie zaworu kulowego ZA2 spowoduje spuszczenie oleju do zbiornika z obwodu zasilającego mechanizm zapadki, zanik ciśnienia w siłowniku i zazębienie zapadki. Nagły zanik ciśnienia w obwodzie układu hydraulicznego monitorowany za pomocą przetwornika ciśnienia PC2 spowoduje wygenerowanie odpowiedniego sygnału na wejście sterownika. Sterownik swoimi wyjściami odłączy napięcie zasilania silników elektrycznych M1, M2 oraz odłączy napięcie zasilania przekaźników powodując wyłączenie zasilania i zahamowanie hamulca manewrowego, zahamowanie hamulca postojowego, zazębienie zapadki.

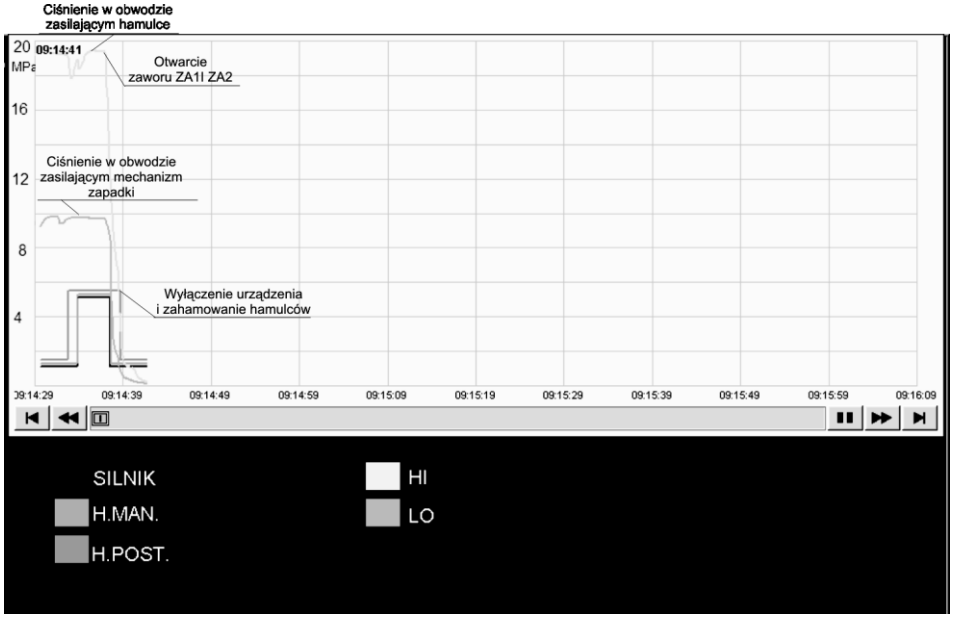


Rys.13. Symulacja braku minimalnego ciśnienia w układzie hamulców (otwarcie zaworu ZA1– ciśnienie w obwodzie zasilającym hamulce i ZA2 - ciśnienie w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki)

Uruchomienie silnika agregatu powoduje wzrost ciśnienia oleju w obwodzie zasilającym hamulce (19 MPa) oraz w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki (9 MPa). Po osiągnięciu odpowiedniego ciśnienia możliwe jest przesterowanie elektrozaworów, co powoduje podanie ciśnienia oleju na cylindry hamulców, czego wynikiem jest odhamowanie i uruchomienie urządzenia.

Ważnymi elementami sterującymi są ręczne zawory awaryjne [ZA1], [ZA2] przeznaczone do zatrzymania wciągarki w trybie awaryjnym, tzn. w przypadku niesprawności układów sterowniczych wciągarki. Przesterowanie zaworu kulowego ZA1 spowoduje spuszczenie oleju do zbiornika z obwodu hydraulicznego zasilającego hamulce, zanik ciśnienia w cylindrach i natychmiastowe zahamowanie obu hamulców. Przesterowanie zaworu ZA2 spowoduje spuszczenie oleju do zbiornika z obwodu zasilającego mechanizm zapadki, zanik ciśnienia w siłowniku i zazębienie zapadki. Nagły zanik ciśnienia, w którymkolwiek obwodzie układu hydraulicznego będzie monitorowany za pomocą przetworników ciśnienia PC1 oraz PC2, które spowodują wygenerowanie odpowiedniego sygnału na wejście sterownika. Sterownik swoimi wyjściami odłączy napięcie zasilania silników elektrycznych M1, M2 oraz odłączy napięcie zasilania przekaźników powodując wyłączenie zasilania

i zahamowanie hamulca manewrowego, zahamowanie hamulca postojowego, zazębienie zapadki.



Rys.14. Symulacja braku minimalnego ciśnienia w układzie hamulców (otwarcie zaworu ZA1– ciśnienie w obwodzie zasilającym hamulce i ZA2 - ciśnienie w obwodzie zasilającym mechanizm zapadki) – cd.

5. Podsumowanie

a) Firmie KAZ Sp. z o.o. udało się zmodernizować popularne i powszechnie używane od wielu lat w górnictwie wciągarki w sposób łączący sprawdzone w eksploatacji rozwiązania mechaniczne z nowoczesnym układem sterowania.

b) Dzięki wykorzystaniu sterownika przemysłowego oraz nowoczesnych indukcyjnych czujników zbliżeniowych doprowadzono do dostosowania wciągarek do obowiązujących przepisów oraz uzyskano wyższą niezawodność działania.

c) Zwiększono bezpieczeństwo i higienę pracy na stanowisku obsługi wciągarki poprzez:
   - zastosowanie nowoczesnych, bezawaryjnych podzespołów,
   - wyeliminowanie z układu sterowania awaryjnych czujników stykowych i zastąpienie ich indukcyjnymi czujnikami zbliżeniowymi,
   - zautomatyzowanie procesów podnoszenia i opuszczania materiałów, co wyeliminowało możliwości popełnienia błędów podczas obsługi wciągarki,

- uniemożliwienie pracy wciągarki przy niesprawnych podzespołach dzięki ciągłej kontroli parametrów pracy.

d) Proponowana modernizacja wciągarek to ekonomicznie uzasadniona alternatywa dla zakupu nowych maszyn.

Literatura

1. Kołowrót: Kuba-5. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa. – FMG PIOMA.
2. Wciągarka wolnobieżna bębnowa KAZ-KUBA 100. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa. – KAZ Sp. z o.o.
3. Sprawozdanie nr 227/BT/2012. Badanie wciągarki wolnobieżnej bębnowej KAZ-KUBA 100. – Laboratorium Badań Stosowanych ITG KOMAG.
4. Wyniki Badań nr 301/AW/2012. Wciągarka wolnobieżna bębnowa KAZ-KUBA 100 do eksploatacji poza strefą zagrożenia wybuchem. – Zakład Badań Atestacyjnych Jednostka Certyfikująca ITG KOMAG.
5. Sprawozdania z badań wciągarek wolnobieżnych bębnowych KAZ-KUBA 100. – Materiały własne KAZ Sp. z o.o.

Dane techniczne kołowrotów ciernych dwubębnowych typu Ivanova produkcji bułgarskiej;
1 – według danych bułgarskich, 2 – według katalogu polskiego

Tabela 1

Wyszczególnienie	Typ kołowrotu						
	MZP-30	MZP-40	MZP-50	MZP-60	MZP-75	MZP-90	MZP-110
Siła ciągnąca kołowrotu, kN	294	392	490	589	736	883	1080
Prędkość liny, m/s	0,1-0,2	0,1-0,2	0,1-0,2	0,1-0,2	0,1-0,2	0,1-0,2	0,1-0,2
Średnica liny, mm	do 60	do 64	do 65	do 86	do 86	do 86	do 86
Wymiary lin płaskich, mm	160x29	197x35	204x35	269x35	269x35	269x35	269x35
Liczba zakładanych lin okrągłych, szt.	4-6-8	4-6-8	4-6-8 10-12	4-6-8 10-12	4-6-8	4-6-8	4-6-8
Liczba zakładanych lin płaskich, szt.	2-6	2-6	2-6	2-6	2-6	2-6	2-6
Długość liny opasanej na bębnach kołowrotu, m	-	-	18	-	-	20	-
Średnica bębnów, mm	-	-	1340	1760	-	1400	-
Moc silników elektrycznych, kW	-	-	2x55	2x75	-	2x100	-
Masa kołowrotu, kg	18000	20000	21000	25000	28000	30000	35000
Masa kołowrotu z wózkami i bez, kg	-	-	47000 [1] 40000 [2]	-	-	68000 [1] 60000 [2]	-
Wymiary kołowrotu, mm długość	2180	5300	5470	5550	5620	5700	5810
szerokość	2500	2580	2620	2750	2800	2850	2900
wysokość	2150	2290	2320	2420	2510	2530	2560

Modernizacja kołowrotu ciernego dwubębnowego IVANOVA do zakładania i wymiany lin wyciągowych

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz - Politechnika Śląska, **Władysław Głowacki, Jan Maraszkiewicz** – Przedsiębiorstwo Serwisowo-Projektowe Proserw-Zgoda Sp. z o.o.

1. Wstęp

Zakładanie i wymiana lin wyciągowych jest bardzo ważną operacją technologiczną, jaka występuje podczas eksploatacji górniczych wyciągów szybowych. Technologii tych jest wiele. Jedna z nich polega na wykorzystaniu kołowrotu bębnowego, gąsienicowego lub ciernego dwubębnowego [1 - 6]. W górnictwie krajowym stosowane są dwa rodzaje kołowrotów ciernych dwubębnowych [2, 22]:

- kołowroty cierne dwubębnowe typu EPR (obecnie Siemag-Tecberg) produkcji niemieckiej,
- kołowroty cierne dwubębnowe typu Ivanova produkcji bułgarskiej.

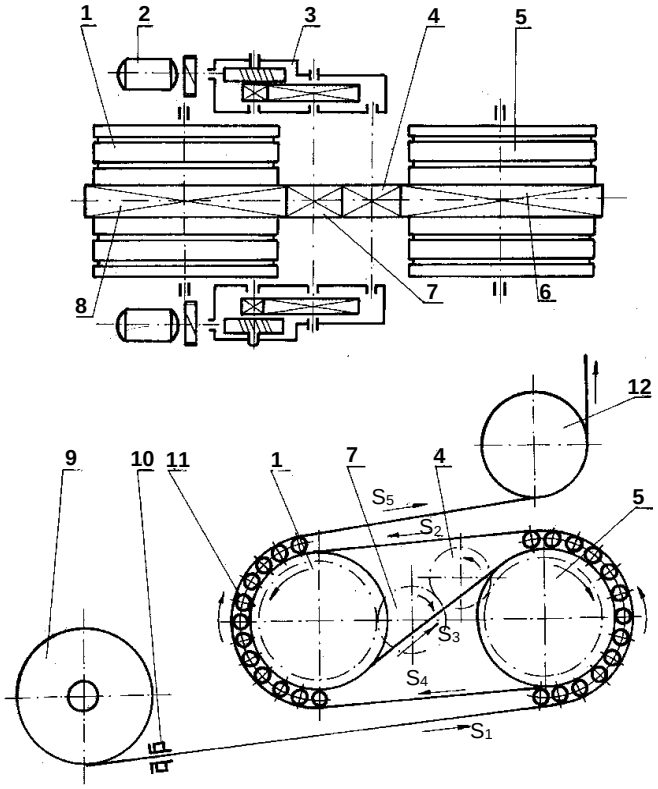
Kołowroty cierne dwubębnowe Ivanova produkowane były w Bułgarii w latach 60-tych ubiegłego wieku z przeznaczeniem do stosowania w wyciągach wielolinowych [7, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 19].

Pierwszy kołowrót miał udźwig 50 kN, następny wyprodukowany wspólnie z niemiecką kopalnią węgla kamiennego „Martin Hoop" (dawne NRD) miał już udźwig 500 kN [7, 9, 10]. W Bułgarii kołowroty te oznaczano symbolem MZP. Poza granicami Bułgarii noszą one nazwę kołowrotów Ivanova od nazwiska ich współtwórcy profesora I. D. Ivanova. Kołowroty te były stosowane w wielu krajach dawnego RWPG. W Polsce w latach 60-tych ubiegłego wieku zakupiono trzy kołowroty dla kopalń węgla kamiennego (KWK „Czerwone Zagłębie" – Ivanov 50, KWK „Bobrek" – Ivanov 50 i KWK „Moszczenica" – Ivanov 90) oraz jeden Ivanov 60 dla kopalń rud miedzi. Aktualnie po modernizacji eksploatowane są dwa kołowroty Ivanov 90 na kopalni „Borynia-Zofiówka-Jastrzębie" oraz Ivanov 60 w KGHM „Polska Miedź". W kopalniach rud miedzi KGHM Polska Miedź SA, w Lubinie w 1967 roku zakupiono kołowrót cierny typu Ivanov 60 produkcji bułgarskiej. Po około 30 latach eksploatacji tego kołowrotu niemiecka firma SIEMAG Transplan GmbH przeprowadziła w 1996 roku jego modernizację w zakresie części elektrycznej [20] a mechanicznej w 2009 r. wykonała polska firma PSP - Proserw-Zgoda Sp. z o.o. [22].

2. Kołowroty cierne dwubębnowe typu Ivanova

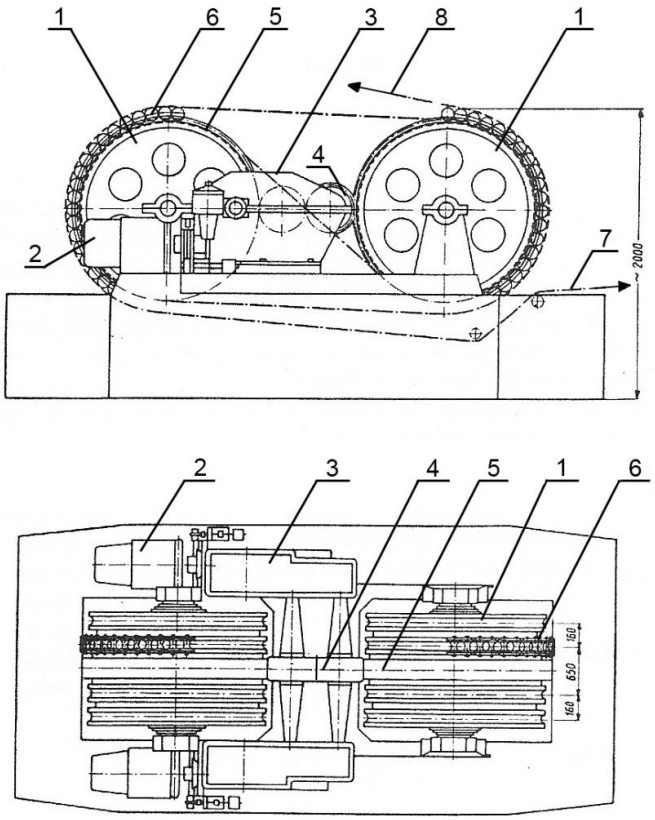
Kołowrót cierny dwubębnowy do zakładania lin w wyciągach wielolinowych skonstruowano w Bułgarii [9, 10, 11, 13]. Jego schemat oraz zasadę działania przedstawiono na rysunku 1, patent bułgarski No 10431/1964 [19]. Kołowrót składa się z dwu bębnów ciernych napędzanych poprzez przekładnie zębate przez wspólny napęd z dwoma silnikami elektrycznymi. Bębny posiadają rowki (siedziska) z wykładziną o liczbie odpowiadającej liczbie jednocześnie zakładanych lin. Kołowroty te w swoim działaniu różnią się zasadniczo od kołowrotów EPR. Szczególną uwagę w ich konstruowaniu zwrócono na samohamowność liny podczas jej przewijania przez dwa bębny. Samohamowność osiągnięto dzięki specyficznemu sposobowi przewijania liny przez bębny rysunek 1b oraz zastosowanie łańcuchów dociskowych z rolkami na każdym rowku bębna. Kąt opasania jednego bębna przez linę wynosi 1,25π. Liny odwijane z bębnów magazynujących 9 pod naciągiem S_1 kierowane są na rolki łańcucha dociskowego 11 bębna II a następnie kierowane są pod rolki łańcucha dociskowego bębna I pod naciągiem S_2. Dociśnięte łańcuchem rolkowym liny opasują bęben I i przechodzą pod rolki łańcuch dociskowego bębna II pod naciągiem S_3. Po opasaniu bębna II liny pod naciągiem S_4 wchodzą ponownie na rolki łańcucha dociskowego bębna I i schodzą z niego pod naciągiem S_5. Następnie poprzez koła kierujące 12 kierowane są do szybu. Obciążenie S_5 odpowiada obciążeniu gałęzi lin kierowanych do szybu.

Z powyższego wynika, że każda z zakładanych lin prowadzona jest tylko w jednej płaszczyźnie, co upraszcza technologię opuszczania lin do szybu szczególnie lin płaskich. W miarę schodzenia lin do szybu naciąg S_5 w linie rośnie w wyniku czego wzrasta również siła docisku łańcuchów, a tym samym następuje wzrost sprzężenia ciernego pomiędzy linami a wykładziną bębnów. Tym sposobem siła dociskająca liny do bębnów zależy od nacisku, który wywołują leżące wyżej gałęzie tych samych lin na rolkach, nacisk ten z kolei zależy od naciągów w gałęziach lin leżących na rolkach łańcuchów. W wyniku takiego rozwiązania konstrukcyjnego poślizg lin teoretycznie w kołowrocie jest niemożliwy, nawet w przypadku, gdy siła S_1 w linach spadnie do zera. Konstrukcja kołowrotu dzięki zastosowaniu uniwersalnych profili wykładzin na bębnach i rolek w łańcuchach dociskowych pozwala na zakładanie lin okrągłych i płaskich bez przebudowywania kołowrotu. Obsługa kołowrotu jest prosta. Konstrukcję pierwszego kołowrotu Ivanova 50 przedstawiono na rysunku 2. Następne kołowroty produkowane już seryjnie miały postać przedstawioną na rysunku 3.

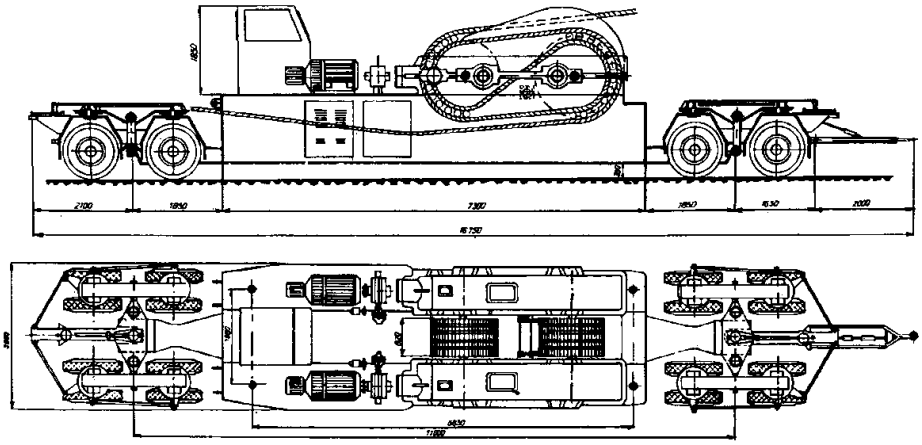


Rys.1. Schemat: *a – kołowrotu ciernego dwubębnowego typu Ivanova, b – przewijania liny, 1, 5 – bębny, 2 – silniki elektryczne, 3 – przekładnie, 4, 7 – koła zębate, 6, 8 – wieńce zębate na bębnach, 9 – bęben magazynujący linę zakładaną, 10 – mechanizm prowadzący, 11 – łańcuch rolkowy dociskający, 12 – koło kierujące linę do szybu*

Do zalet kołowrotu zaliczyć można: samohamowność to znaczy zdolność utrzymania liny przy sile w gałęzi nabiegającej na bębny kołowrotu $S_1 = 0$, która jest wynikiem tego, że lina opasuje bębny dwa razy w tej samej płaszczyźnie, przez co powstaje układ, w którym zachodzi samoczynna regulacja sprzężenia ciernego, zależność sprzężenia ciernego lin z bębnami od naciągu S_5 w zbiegających z kołowrotu gałęziach lin, automatyczna regulacja naciągu w dociskających łańcuchach rolkowych oraz brak deformacji lin płaskich w kierunku poprzecznym. Do podstawowych wad tego kołowrotu zaliczyć można to, że silne dociskanie rolek łańcucha może spowodować wyciśnięcie smaru z lin a przy mniej zwartych konstrukcjach lin o dwu lub trzech warstwach splotek ich deformacje. Przypadki takie wystąpiły w kraju podczas zakładania lin wyrównawczych okrągłych nieodkrętnych wielosplotkowych. Na przestrzeni wielu lat kołowroty Ivanova poddawano modernizacji. Szkic kołowrotu przedstawiciela ostatnich jego konstrukcji stosowanych w kraju przedstawiono na rysunku 3. Dane techniczne kołowrotów przedstawiono w tabeli 1.



Rys.2. Schemat: Kołowrót cierny typu Iwanov, pierwsza konstrukcja: *1 - bębny cierne wielorowkowe, 2 - silnik elektryczny, 3 - przekładnia, 4 - koła zębate, 5 - koło zębate na bębnach ciernych, 6 - łańcuch z rolkami, 7 - lina z bębna magazynującego, 8 - lina do szybu*



Rys.3. Kołowrót cierny typu Ivanova 90 o udźwigu 900 kN stosowany w kraju

Do oceny sprzężenia ciernego pomiędzy przewijaną liną a wykładzinami bębnów I. D. Ivanov z zespołem wyprowadził zależność na współczynnik samohamowności Δ, który odpowiada współczynnikowi sprzężenia ciernego [10]:

$$\Delta = \frac{\gamma - \alpha''}{n-1} \cdot \frac{q^n(q-1)}{q-1-p(q^n-1)} \cdot \frac{e^{\mu\nu}-1}{e^{n\beta}-1} \cdot e^{\mu(\gamma+\alpha'')} > 1 \qquad (1)$$

gdzie:

γ – kąt opasania bębna przez linę [deg],

α” – kąt pomiędzy ostatnią rolką a punktem zejścia liny z bębna [deg],

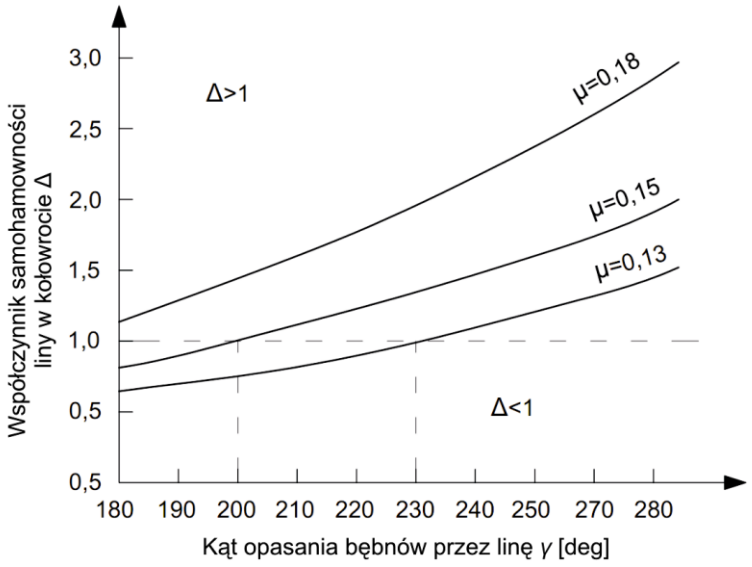
β – kąt rozwarcia pomiędzy rolkami łańcucha [deg]

n – liczba rolek w łańcuchu,

μ – współczynnik tarcia pomiędzy liną a wykładziną bębnów,

q – parametr konstrukcyjny kołowrotu.

Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Zależności (1) w układzie współrzędnych Δ-γ dla różnych wartości μ; γ – kąt opasania bębna ciernego kołowrotu przez linę, μ - współczynnik tarcia między liną a wykładziną [10]

Lina pozioma do osi odciętej, która przechodzi przez punkt Δ = 1 dzieli płaszczyznę Δ - γ na dwie części. Nad tą linią a więc Δ > 1 zachodzi samohamowność, poniżej tej linii (Δ < 1) samohamowność nie zachodzi.

Dla n = 18 rolek w łańcuchu na bębnie samohamowność jest już spełniona przy $\gamma = 230^o$ i μ = 0,13. Zaleca się 18-20 rolek.

3. Modernizacja kołowrotu dwubębnowego Ivanova

Maksymalna siła ciągnąca kołowrotu Ivanov 60 wynosi 600 kN, w przypadku stosowania jednej lub dwóch lin jest ona ograniczona do maksymalnie 300 kN na jedną linę. Wynika z tego, że maksymalne siły ciągnące kołowrotu wynoszą [22]:

- praca z 1 liną 1×300 kN = 300 kN,
- praca z 2 linami 2×300 kN = 600 kN,
- praca z 3 linami 3×200 kN = 600 kN,
- praca z 4 linami 4×150 kN = 600 kN.

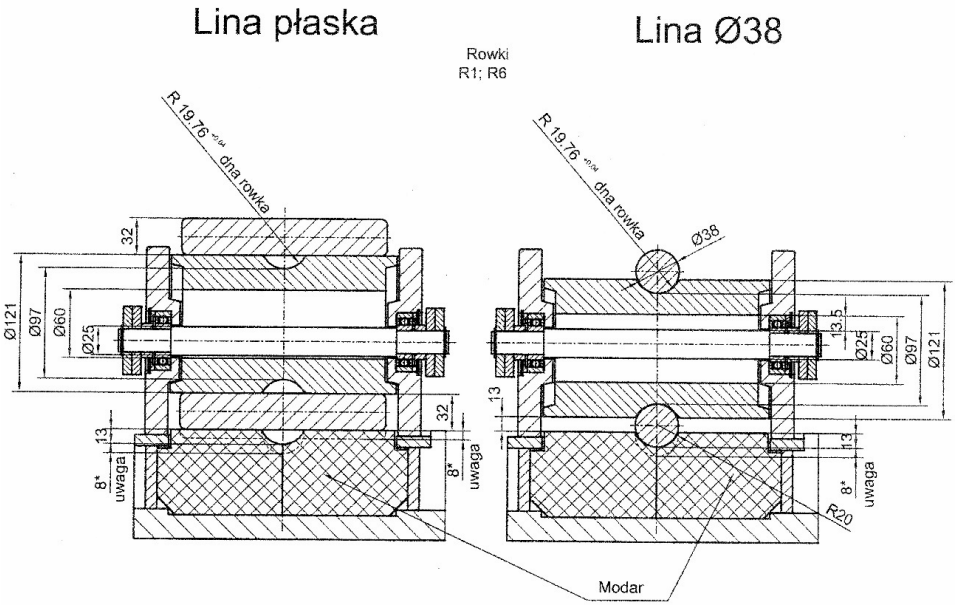
Parametry napędu:

- silnik klatkowy prądu zmiennego, moc – P = 2×75 kW,
- prędkość obrotowa silnika z regulowaną częstotliwością, n = 100 ÷ 1000 obr/min,
- napięcie zasilania, U = DS 500V,
- całkowite przełożenie silnik – bęben cierny, i = 447,
- prędkość liny, v = 1,23 ÷ 12,3 m/min,
- średnica prowadzenia lin na bębnach ciernych, D = 1760 mm.

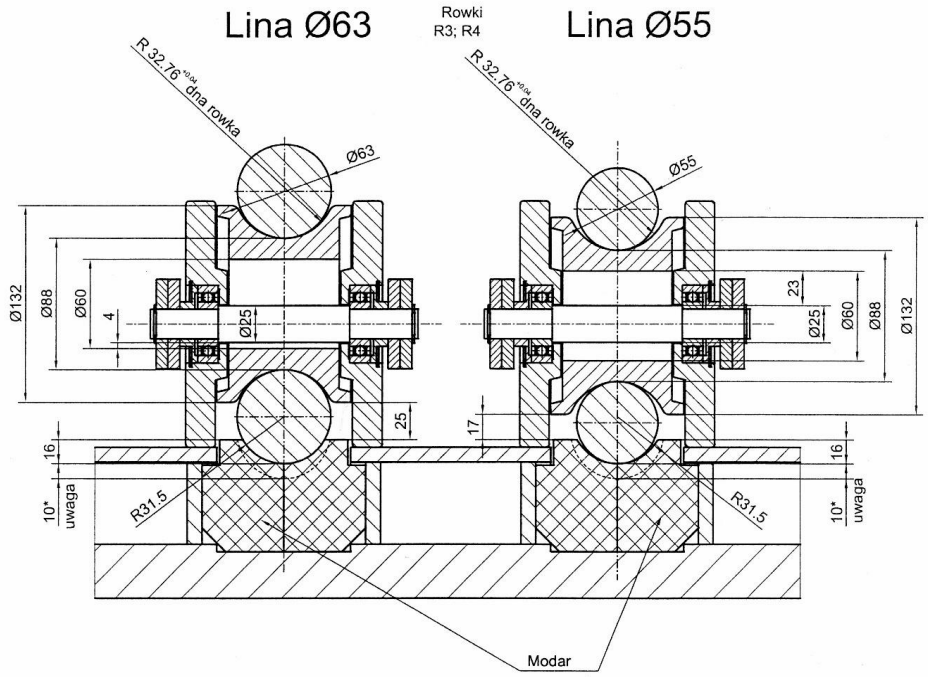
3.1. Wykładziny bębnów ciernych i łańcuchy dociskowe

Jako wykładziny rowków bębnów kołowrotu Ivanova stosowano poprzednio wykładziny z taśm przenośnikowych (gumowo-tekstylne). Wykładziny powinny charakteryzować się odpowiednim współczynnikiem tarcia oraz twardością, a tym samym dużą odpornością na naciski poprzeczne liny wywołane przez rolki łańcuchów. W kołowrocie Ivanova występuje specyficzna współpraca rolek łańcucha dociskowego z zakładaną liną oraz wykładziną (o ile taka jest zastosowana) rolek łańcucha dociskowego z zakładaną liną i wykładziną rowka bębna. Schemat wzajemnego usytuowania liny, rolki i wykładziny dla różnych konstrukcji liny w nowych łańcuchach przedstawiono na rysunkach 5 i 6. Schemat przewijania liny przez bębny oraz sposób ich ułożenia na rolkach bębnów przedstawiono na rysunku 7.

Zestawienie przewidzianych do zakładania średnic i liczbę jednocześnie zakładanych lin przy wykorzystaniu rowków bębnów kołowrotu przedstawiono w tabeli 2.



Rys.5. Schemat położenia rolek łańcucha dociskowego dla łańcucha I i lin Ø36; Ø38; 180×32 mm. Projekt P.S.P. Proserw – Zgoda Sp. z o.o.



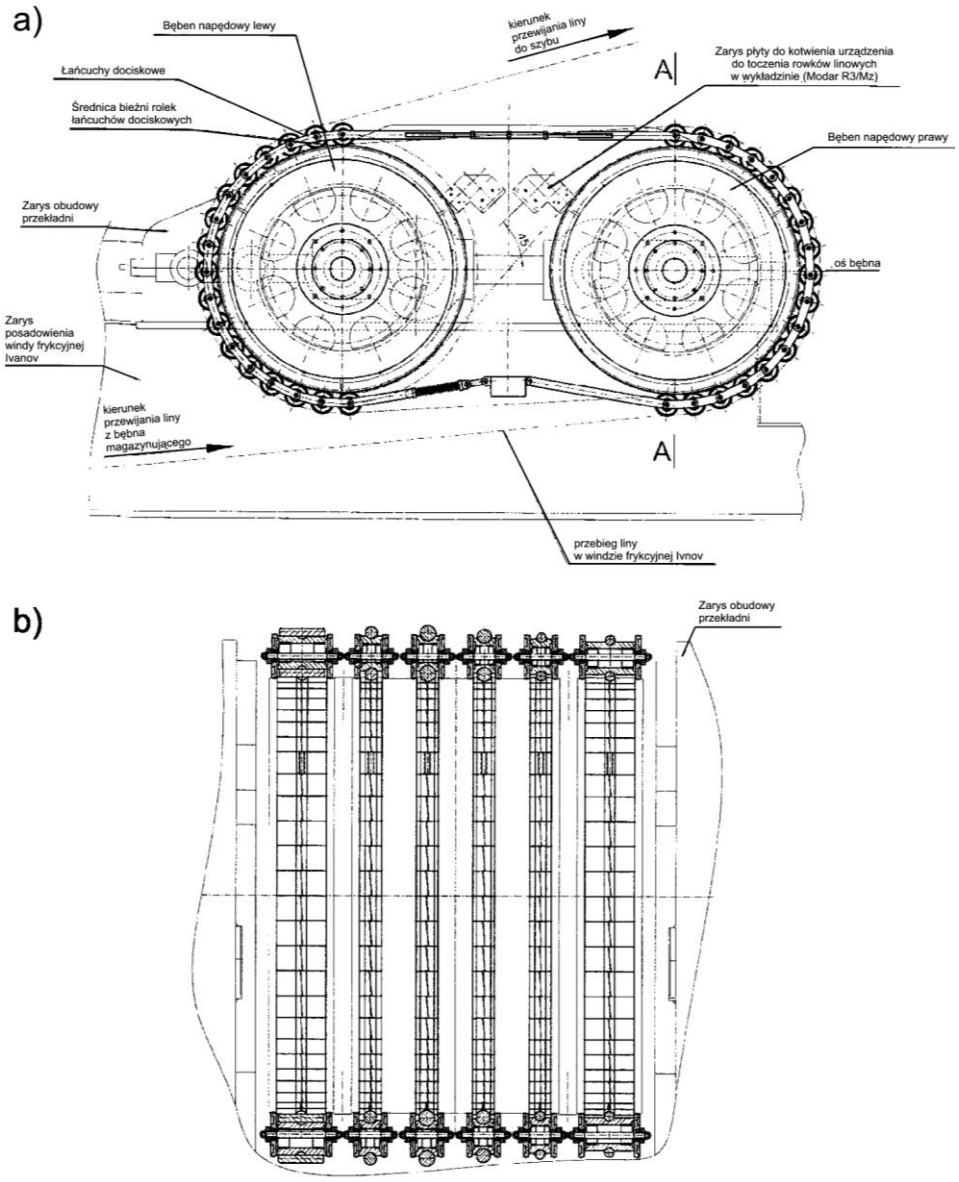
Rys.6. Schemat położenia rolek łańcucha dociskowego dla łańcucha II dla lin ø55÷63 mm. Projekt P.S.P. Proserw – Zgoda Sp. z o.o.

Zestawienie lin zakładanych kołowrotem Ivanov 60, według danych kopalni

Tabela 2

Lp.	Zakres średnic lin, mm	Liczba rowków na bębnie kołowrotu	Typ liny, konstrukcja, producent	Masa jedn. liny, kg/m	Ilość lin na bębnie (kole) maszyny lub lin wyrównawczych	Ilość jednocześnie zakładanych lin	Największe obciążenie (suma sił w linach) występujące podczas zakładania lin, kg	Maksymalna długość liny w szybie podczas nakładania lin, m	Obciążenie przyjęte do obliczeń, kg
1	ø50	2	**wyrównawcza** NRHD 24 24x17SL Trefileurope Ispat International N.V (obecnie Arcelor Mittal Wire France)	10,9	2	2	7300 kg/1 linę	670	7300
2	ø55	2	**wyrównawcza** Wg BN-69/1727-04 T-6x16+12x16+Ao-Z/s-n-N-II-G-1180 FALIND Sosnowiec	10,9	2	2	9842,7 kg/1 linę	903	10000
3	180x32	1	**wyrównawcza płaska** 8x4x14x2,10 Bridon International Limited	15,6	1	1	12000 kg 14500 kg	930	12000 14500
4	ø59	1	NRHD 24 24x17SL Trefileurope Ispat International N.V (obecnie Arcelor Mittal Wire France)	15,2	1	1	11600 kg	762	11600
5	ø62	1	**nośna** 6x28 TS+FC 6x36 WS+FC DYFORM Bridon International Limited	16,5 15,94	1	1	26900 kg	740	26900
6	ø62	2	**nośna** Trójkątnosplotkowa wg PN-66/G-46602 (6/6+12+14+20/+Ao Z/z g l 1670) FALIND Sosnowiec	16,5	2	2	27805 kg/1 linę	760	27805
7	ø63	1	**nośna** Owalnosplotkowa 5x(8x2.05+PA)+6x(19x1,92+14x2,29+PA)++8x(12x2,26+16x2,59+PA) 1670 Bridon International Limited	16,5	1	1	11000 kg	890	11000
8	ø44	2	**nośna** 6x28 TS Bridon International Limited	8,3	2	2	12400 kg/1 linę	740	12400
9	ø38	4	**nośna** WS6x36+FC Bridon International Limited	5,21	4	4	9675 kg/1 linę	930	10000
10	ø45	1	**prowadnicza** 1x9,20+6x8,20+7x9,53x4,46/7x9,20	11,16	1	1	18653,36 kg	721	18653
11	ø36	4	**nośna** 6x36 WS wg PN-70/M-80299	5,21	4	4	9675 kg/1 linę	930	10000

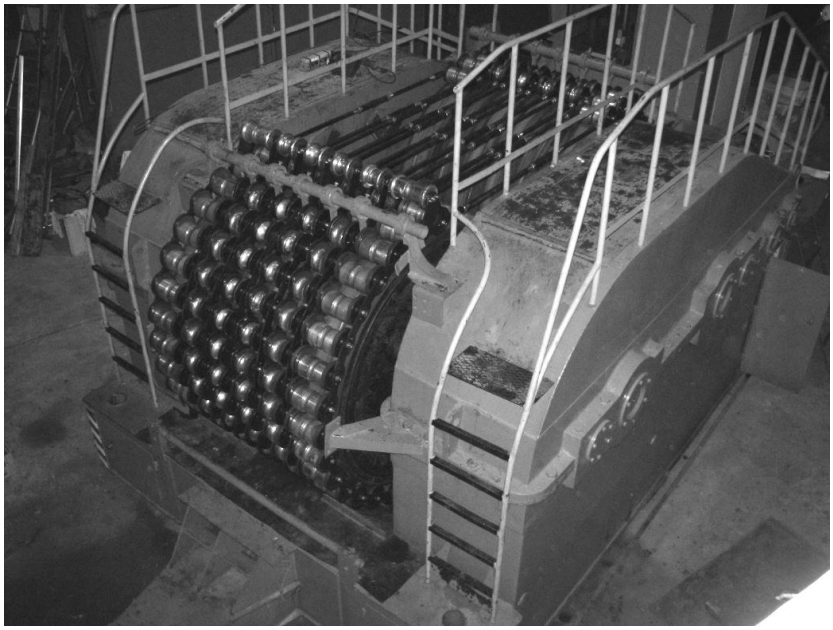
Uwaga: obciążenie podane w kolumnie 8 nie zawsze wynika z ciężaru zakładanej liny, w niektórych przypadkach uwzględniono ciężar naczynia wyciągowego.



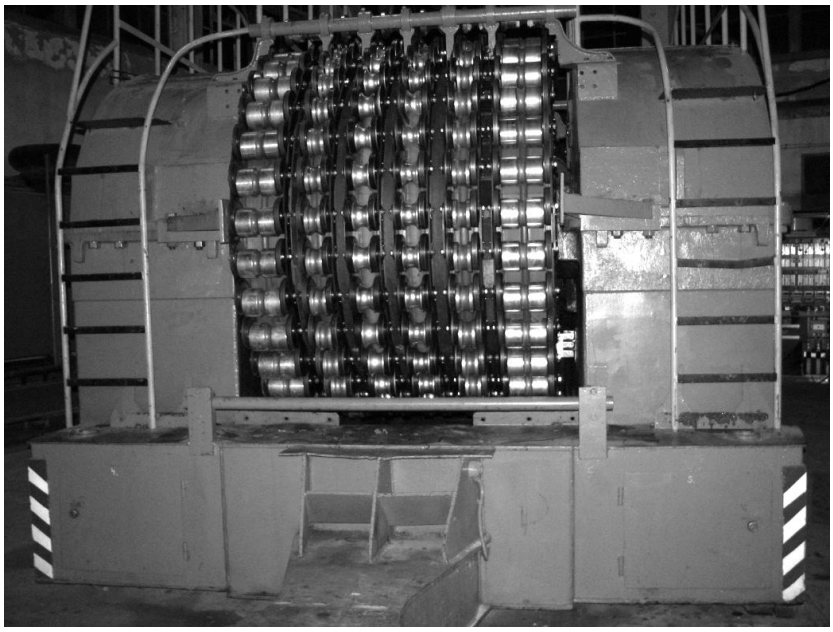
Rys.7. Schemat: *a – przewijania liny w kołowrocie ciernym Ivanov 60, b – ułożenia łańcuchów na bębnie. Projekt PSP Proserw – Zgoda Sp. z o.o.*

Jako wykładzinę bębnów zastosowano wykładzinę Modar R-3/Mz stosowaną obecnie, jako wykładzinę kół i bębnów pędnych górniczych maszyn wyciągowych [8]. W ramach modernizacji kołowrotu firma PSP Proserw-Zgoda Sp. z o.o. opracowała nowe trzy komplety łańcuchów dociskowych a mianowicie:

- łańcuch I dla lin ø36, ø38 i liny płaskiej 180×32 mm,
- łańcuch II dla lin ø36÷50 mm (ø36, ø38, ø44, ø45 i ø50 mm),
- łańcuch III dla lin ø55÷63 mm (ø55, ø59, ø62 i ø63 mm).



Rys.8. Widok ogólny kołowrotu Ivanov 60 po modernizacji [22]



Rys.9. Widok łańcuchów dociskowych kołowrotu Ivanov 60 po modernizacji [22]



Rys.10. Widok bębna kołowrotu Ivanov 60 po modernizacji [22]



Rys.11. Widok rowka kołowrotu Ivanov 60 po modernizacji [22]

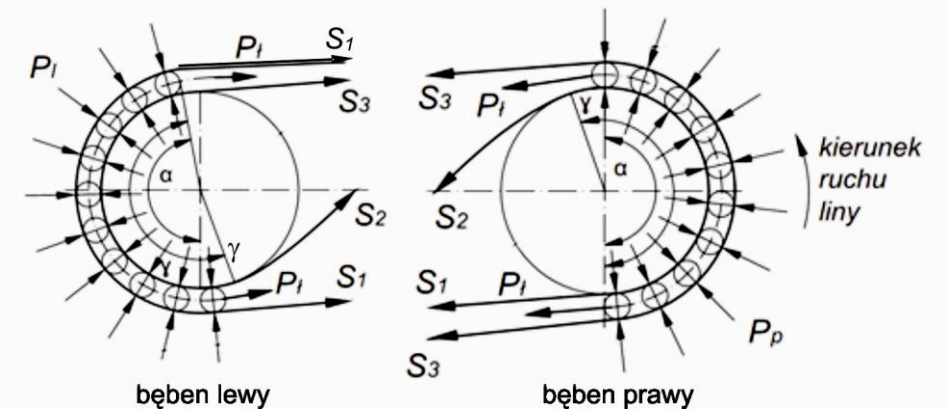
Schemat przewijania liny w kołowrocie oraz ich ułożenie na bębnach przedstawiono na rysunku 7. W celu zapewnienia siły ciągnącej kołowrotu wymagane jest, aby określona długość liny pozostawała ciągle na kołowrocie. Długość ta wynosi około 30 m. Należy ją uwzględnić przy zamawianiu liny. Kołowrotem można zakładać lub wymieniać równocześnie od 1 ÷ 4 lin okrągłych lub 2 liny płaskie.

Łańcuchy napinająco – dociskowe z rolkami są tak wykonane, że możliwe jest zakładanie zarówno lin okrągłych jak i płaskich. Są to łańcuchy przegubowe z luźnymi rolkami dociskowymi. Łańcuchy są zamocowane w dolnej części ramy i mogą być wzajemnie napinane w górnej części. Rolki wykonane są ze stali.

Widoki kołowrotu Ivanov 60 po modernizacji przedstawiono na rysunkach 8 do 11.

4. Obliczenia naprężeń zginających w drutach lin, nacisków liny na wykładzinę bębnów, nacisków rolek łańcucha

Do obliczeń przyjęto model obciążeń liny przedstawiony na rysunku 12.



Rys.12. Siły działające na poszczególne bębny kołowrotu ciernego

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że w przypadku lin nośnych i wyrównawczych okrągłosplotkowych oraz wyrównawczych płaskich wymagany parametr D/d spełnia zalecenia podawane w literaturze $D/d \geq 25\text{-}30$. W przypadku lin prowadniczych półzamkniętych parametr ten jest mniejszy od wielkości zalecanej $D/d \geq 45$. Występujące naprężenia zginające w drutach liny w przypadku lin okrągłosplotkowych są rzędu 14÷20% wytrzymałości drutów tych lin. W przypadku liny prowadniczej naprężenia te są znaczne i osiągają 70% wytrzymałości materiału drutów [5].

Z analizy podanej w pracy [5] wynika, że większe naciski występują na bębnie lewym niż na bębnie prawym. Naciski osiągają 6,1 MPa. Dopuszczalny

nacisk jednostkowy dla wykładziny Modar R-3/Mz wynosi do 3 MPa dla dużych górniczych urządzeń wyciągowych oraz 6 MPa dla małych wyciągów kopalnianych [8]. Kołowrót cierny dwubębnowy należy traktować jako mały wyciąg kopalniany w dodatku o pracy nieciągłej lecz sporadycznej. Pod względem nacisków odpowiadałaby również wykładzina Modar R-5/Kk o dopuszczalnych naciskach do 8 MPa. Należy jednak zaznaczyć, że wykładzina Modar R-5/Kk charakteryzuje się mniejszym współczynnikiem tarcia $\mu = 0{,}12 \div 0{,}2$ w porównaniu z wykładziną Modar R-3/Mz [8].

Podczas badań próbnych kołowrotu przed dopuszczeniem do eksploatacji stwierdzono, że istotne dla bezpiecznej eksploatacji kołowrotu ugięcie wykładziny Modar R-3/Mz jest nieznaczne (do 2mm – znacznie mniejsze jak podano to w pracy [5]) co jest korzystne dla współpracy łańcucha dociskowego z wykładziną [23].

Na bębnie lewym występują duże naciski stykowe rolek łańcucha przy maksymalnym obciążeniu gałęzi liny zbiegającej do szybu. Naciski obliczano za pomocą zmodyfikowanych wzorów Hertza [15, 17]. Z przeprowadzonych obliczeń dla rolek stalowych wynika, że naciski stykowe są bardzo wysokie od $1520 \div 2377$ MPa w zależności od maksymalnego obciążenia zbiegającej do szybu gałęzi liny S_1 [5]. Z dotychczasowej praktyki zakładania lin kołowrotem ciernym Ivanova wynika, że nie występowały uszkodzenia drutów liny i liny, dlatego można przyjąć, że te naciski, jako chwilowe nie szkodzą konstrukcji liny. Naciski stykowe rolki na linę można zmniejszyć przez zastosowanie rolek aluminiowych lub wykonanych z odpowiedniego tworzywa czy rolek stalowych z wykładziną. Przykładowo przyjmując rolkę aluminiową, dla której moduł sprężystości E_{al} = 60 GPa otrzymano dla liny ø63 mm naciski stykowe 777 MPa, które są o 56% mniejsze niż dla rolki stalowej.

5. Obliczenia sił w gałęziach liny na kołowrocie ciernym

Zasada działania kołowrotu ciernego dwubębnowego Ivanov oparta jest na podstawowym równaniu Eulera:

$$S_{max} = S_{min} \cdot e^{\mu\gamma} \tag{2}$$

gdzie:

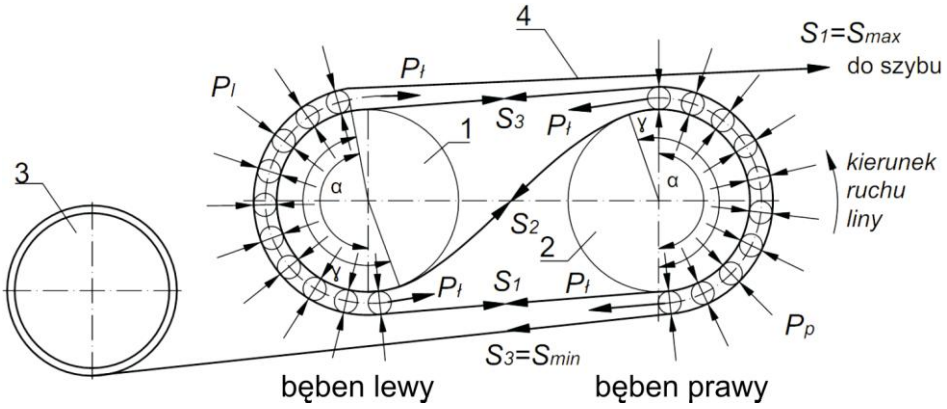
S_{max}, S_{min} – siły w gałęziach liny po stronie maksymalnego jej obciążenia i stronie minimalnego obciążenia w zależności od kierunku kołowrotu,

μ – współczynnik tarcia pomiędzy liną a wykładziną rowków bębnów pędnych,

γ – kąt opasania bębna przez linę,

α – kąt opasania bębna przez rolki łańcucha,

e – podstawa logarytmu naturalnego.



Rys.13. Schemat przewijania liny w kołowrocie Ivanova: *1 i 2 – bębny napędowe, 3 – bęben magazynujący, 4 – zakładana lina*

Duża siła obwodowa na bębnach napędowych $W = S_{max} - S_{min}$ zapewniona jest przez duży kąt opasania na obu bębnach, siły dociskające linę do wykładziny pochodzące od siły rozciągającej liny (ogólnie S) oraz wykładzinę o określonym współczynniku tarcia. W obliczeniach do schematu przewijania liny, jak na rysunku 13 przyjęto następujące uproszczenia:

- pominięto wpływ oporu zginania lin na rolkach,
- pominięto wpływ oporu toczenia się rolek pomiędzy gałęziami lin górnej i dolnej,
- pominięto brak naciągu w łańcuchu dociskowym $P_\tau = 0$.

Kołowrót podzielono na dwa bębny: bęben prawy i lewy. Dla każdego bębna napisano oddzielne układy równań z których w fazie końcowej otrzymano zależności końcowe [5].

Obliczenia przeprowadzono dla:

- współczynnika tarcia pomiędzy liną a wykładziną μ = 0,1; 0,13; 0,15; 0,2; 0,25,
- siły minimalnej w linie zbiegającej z bębna magazynującego $S_3 = 3$ kN,
- kąt $\gamma = 220^o$ (w rzeczywistości jest 225^o),
- kąt $\alpha = 180^o$,
- liczba rolek w łańcuchu 18 sztuk,
- kąt między rolkami $\alpha_i = 10^o$ dla $n = 18$ rolek, i = od 1 do n.

Poszczególne siły obliczono z zależności:

bęben prawy	bęben lewy	
$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha_1} + S_{dp}$	$S_2 = S_3 \cdot e^{\mu\alpha_1} + S_{dl}$	(3)
$S_{dp} = \mu \cdot P_p \cdot \sum_{\alpha_1}^{\alpha_n} e^{\mu\alpha_n} =$	$S_{dl} = \mu \cdot P_1 \cdot \sum_{\alpha_1}^{\alpha_n} e^{\mu\alpha_n} =$	(4)
$= \mu 2 S_3 \cdot \sin\frac{\alpha}{2} \cdot \sum_{\alpha_1}^{\alpha_n} e^{\mu\alpha_n}$	$= \mu 2 S_1 \cdot \sin\frac{\alpha}{2} \cdot \sum_{\alpha_1}^{\alpha_n} e^{\mu\alpha_n}$	

Wyniki obliczeń dla różnych wielkości współczynnika tarcia μ przedstawiono w tabelach opracowania [5] a przykładowo wykreślnie na rysunku 14.

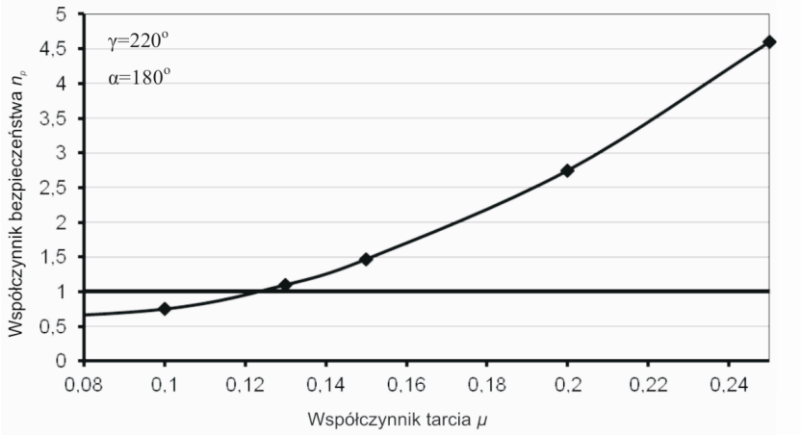
Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że:

- przy kącie opasania bębna przez linę 220° współczynnik tarcia musi wynosić $\mu \geq 0{,}13$ aby współczynnik bezpieczeństwa n_p był większy od 1,
- zwiększając kąt opasania do 230° poprawiamy sprzężenie cierne.

Wprowadzając pojęcie współczynnika bezpieczeństwa n_p (pewności trzymania liny przez kołowrót), jako stosunek możliwie maksymalnego obciążenia w linie schodzącej do szybu obliczonego teoretycznie S_1 do rzeczywistego maksymalnego obciążenia $S_1 = S_{max}$ możemy zapisać, że:

$$n_p = \frac{S_1}{S_{max}} > 1 \tag{5}$$

W praktyce przyjmuje się, że ten współczynnik powinien być większy od 1. W przepisach górniczych krajowych brak jest informacji co do wymaganej wartości współczynnika n_p.



Rys.14. Zależność współczynnika bezpieczeństwa (pewności trzymania liny w kołowrocie ciernym Ivanov 60) n_p od współczynnika tarcia pomiędzy liną a wykładziną μ dla kąta opasania bębna przez linę $\gamma = 220°$ i bębna przez łańcuch z rolkami $\alpha = 180°$. Liczba rolek w łańcuchu $n = 18$ sztuk

W przypadku np. wymaganego współczynnika bezpieczeństwa n_p = 1,4 współczynnik ten możliwy jest do osiągnięcia już przy μ = 0,15, a dla μ = 0,25 wynosi on n_p = 4,5.

6. Zakończenie

Z przeprowadzonej analizy wynikają następujące spostrzeżenia i wnioski:

1. Kołowroty cierne Ivanov są nadal stosowane do zakładania i wymiany lin oraz naczyń wyciągowych w górniczych urządzeniach wyciągowych stosowanych w kopalniach węgla i rud miedzi w kraju.
2. Samohamowność układu w czasie zakładania i wymiany lin oraz naczyń zależy od wartości konstrukcyjnych tego urządzenia oraz szczególnie od współczynnika tarcia między liną a wykładziną bębna kołowrotu, od kąta opasania jednego bębna przez linę oraz kąta opasania bębna przez łańcuch z rolkami. Wartości minimalne to μ = 0,15, $\gamma = 220^o$, $\alpha = 180^o$. Ze wzrostem parametrów μ, γ, α wzrasta współczynnik bezpieczeństwa n_p.
3. Z obliczeń sprzężenia ciernego pomiędzy liną a wykładziną kołowrotu wynika, że na bębnie lewym, z którego lina biegnie do szybu (rys. 13) decydujący wpływ na sprzężenie cierne ma docisk rolek łańcucha do liny zależny od siły w gałęzi liny schodzącej do szybu a mniejszy sprzężenie cierne wywołane siłą S_3 w gałęzi liny wchodzącej na kołowrót (naciąg wstępny w linie zbiegającej z bębna magazynującego kołowrotu). Na bębnie prawym (na który nabiega lina z bębna magazynującego) sprzężenie cierne wywołane dociskiem rolek jest małe natomiast decydujące jest sprzężenie cierne wywołane siłą $S_1 = S_{max}$ w gałęzi liny schodzącej z tego bębna.
4. Z obu metod obliczeń sprzężenia ciernego (teoria Ivanova) i sposobu obliczeń podanego w pracy [5] wynika identyczny wniosek, że współczynnik tarcia μ powinien być większy od 0,13 aby współczynnik bezpieczeństwa $n_p > 1$. Przy μ = 0,15 współczynnik n_p = 1,4.
5. Należy zachować specjalne środki ostrożności podczas zakładania lin wyrównawczych płaskich stalowych z uwagi na sposób ich smarowania przez producenta, co wpływa na obniżenie współczynnika tarcia pomiędzy liną a wykładziną.
6. Dla prawidłowej pracy kołowrotu jest zapewniony odpowiedni luz pomiędzy otworem rolki a jej osią taki, który zapewnia ciągły docisk rolek łańcucha do gałęzi liny leżącej pod tymi rolkami.
7. Jako wykładziny bębnów kołowrotu powinno się stosować wykładziny o odpowiedniej sztywności z uwagi na ugięcie i o dużym współczynniku tarcia μ = 0,25 co spełnia np. polska wykładzina Modar R-3/Mz. Ugięcie tej wykładziny podczas pracy kołowrotu powinno być kontrolowane. Wykładzina powinna być sztywno osadzona w rowkach bębnów.

8. Z obliczeń wynika, że naciski stykowe pomiędzy rowkiem rolki a stalową liną są znaczne. Można je zmniejszyć przez zastosowanie innych materiałów zamiast stali na rolki lub zastosowanie rolek stalowych z wykładzinami. Zastosowanie innych typów rolek wymagałoby jednak przeprowadzenia badań wytrzymałościowych.
9. Naciski sumaryczne liny na rowek wykładziny są większe na bębnie lewym (dochodzą do 6,1 MPa) niż na bębnie prawym (dochodzą do 3,5 MPa) stąd można przypuszczać, że na bębnie lewym wystąpi szybsze zużycie wykładzin.
10. Podczas eksploatacji bardzo ważne jest ustawienie kołowrotu względem płaszczyzny pionowej koła lub kół kierujących do szybu. Kąt odchylenia powinien wynosić 0^o w przeciwnym wypadku nastąpią trudności w schodzeniu lin z bębna kołowrotu do szybu.
11. Z informacji uzyskanych z kopalń dotyczących stosowania kołowrotu Ivanov wynika, że należy szczególnie kontrolować zakładanie lin okrągłych wielowarstwowych z uwagi na możliwość naruszenia konstrukcji liny przez wzajemne przesuwanie się warstw splotek w linie, co może prowadzić do miejscowych jej deformacji.

Literatura

1. Carbogno A., Dvornikov V.: Kołowroty cierne gąsienicowe do zakładania i wymiany lin wyciągowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria górnictwa Nr 209, Gliwice 1993.
2. Carbogno A., Dvornikov V.: Rozwój konstrukcji kołowrotów ciernych do zakładania i wymiany lin wyciągowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa Nr 12(261), Katowice 1991.
3. Carbogno A.: Kołowroty do zakładania i wymiany lin w urządzeniach transportu linowego. XV Konferencja Naukowo-Techniczna „Koleje linowe i wyciągi narciarskie", ZG SI i TK Warszawa. Szczyrk 7-8 maja 2002.
4. Carbogno A., Adamecki D.: Szczególne przypadki zakładania i wymiany lin nośnych za pomocą kołowrotu ciernego dwubębnowego. Transport Szybowy T II, CMG – KOMAG, Gliwice. Zakopane 2005.
5. Carbogno A., Żołnierz M.: Zespół cierno-dociskowy ZCD-IV60 dla windy frykcyjnej Ivanov 60. Obliczenia mechaniki przewijania liny. Przedsiębiorstwo Serwisowo-Projektowe Proserw-Zgoda Sp. z o.o. w Świętochłowicach. 8 maja, 2009.
6. Gromnicki A.: Windy frykcyjne wymiany lin w urządzeniach wyciągowych. Rudy i metale, Nr 7, 1977.
7. Guntermann F., Müller H.: Seilanflegewinde System „Iwanoff" ertmalig eingesetzt. Bergakademie. 19Jg. Heft 5, Mai 1967.

8. Hansel J.: Wykładziny kół i bębnów linowych. Maszyny Górnicze. Nr 3, 2006.
9. Iwanoff I. D.: Entwicklung und Erprobung einer neuartigen Seilanflegewinde für Ein-und Mehrseilfürderanlagen. Freiberger Forschungscheft A 428 s. 123÷134, 1967.
10. Iwanoff I. D., Pissareeff A. M., Raynoff N. D.: Eine neuartige Förderseilanflegevorrichtung für Ein-und Mehrseil-Schachtförderungen. Bergakademie, 16Jg. Heft 1, Januar 1964.
11. Ivanov I. D.: Mnogovzienitie podiemni mašini i podmienjanieto na vžietata. Rudodobiv Nr 4 1972.
12. Kawecki Z., Waligóra Z.: Zakładanie i wymiana lin urządzeń wyciągowych wielolinowych według koncepcji Iwanova bez zastosowania dodatkowego kołowrotu frykcyjnego. BBPW – Projekty problemy 1970.
13. Klitzsch R: Erfahrungen beim Ein-und Mehrseilauflegen mit der neuartigen Seilanflegewinde „System Iwanoff". Bergakademie, 21Jg. Heft 2, Februar 1969.
14. Karge A.: Nowoczesne urządzenia wyciągowe. Wydawnictwo Śląsk. Katowice 1977.
15. Kovalienko N. J.:Uvieličenije stojkosti stalnych kanatov. Izd. Mietallurgija. Moskwa 1964.
16. Kuhnert G.: Neuratiges Rollenband für den Seilwechselbei Mehrseil-Treibscheibenfödermaschinen. Glückauf-Forschungschefte 53, Nr 2 1992.
17. Nazarov J. J.: Kontaktnyje napriazienija w niesuščem kanatie podviesnoj dorogi. Podjemno-transpotnoje oborudovanije. Vyp. 17. Idz Tiechnika. Kiev 1986.
18. Rastarasov N. I., Konstantinov M. Ju., Słomienciev A. J., Tiemienko V. A.: Sposoby smieny i navieski kanatov na mnogokanatnych pod'emnych ustanovkach. Šachtnye stacjonarnye ustanovki. Vyp. 26. IGM iTK im M. M. Fiedorova. Izd. Niedra. Moskva 1972.
19. Stojanova Ant.: Otnosno načimitie za okalanie i smienjavanije na vžietata na mnogovžienitie podiemni uriedbi. Minno dieło, Nr 4 1989.
20. Dokumentacja kołowrotu ciernego dwubębnowego Ivanov 60. 282/A196. Dopuszczenie windy frykcyjnej typu „Ivanov" zmodernizowanej przez firmę SIEMAG Transplan GmbH (RFN). Znak dopuszczenia GM – 348/96. WUG, Katowice 1996.09.30.
21. Album kołowrotów i wind frykcyjnych do zakładania i wymiany lin oraz naczyń wyciągowych. Wydanie III. GBS i PG, Biuro Projektów Górniczych Katowice. Katowice, listopad 1981.
22. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa. Zespół cierno-dociskowy ZCD-IV60 windy frykcyjnej Ivanov 60 wg dokumentacji Nr 5199.27.000.1. Przedsiębiorstwo Serwisowo-Projektowe „PROSERW-ZGODA" Sp. z o.o.

w Świętochłowicach oraz dopuszczenie o znaku GM-222/10. WUG. Katowice, 31.12.2010.

23. Zespół cierno-dociskowy ZCD-IV60 winy frykcyjnej typu Ivanov 60 po przeprowadzeniu prób w ruchu zakładu górniczego. Wyniki badań i ocena Nr 402/AW/2010. ZBA Jednostka Certyfikacyjna ITG KOMAG, Gliwice, listopad 2010.

Pomost wiszący do interwencyjnych robót szybowych

Marek Pypno, Jacek Mika, Krystian Ratuszny – KOPEX - Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A.

1. Przeznaczenie pomostu wiszącego do prac interwencyjnych w szybie

Konstrukcja pomostu interwencyjnego umożliwia prowadzenie wszelkich robót szybowych związanych z naprawą obmurza, zabudową zbrojenia i infrastruktury szybowej w szybach kopalnianych (wdechowych lub wydechowych) nie posiadających własnych urządzeń wyciągowych.

Pomost wiszący jest elementem górniczych wyciągów szybowych do wykonywania robót szybowych.

Aktualnie pomost wiszący interwencyjny zastosowany jest przy pracach związanych z :

a) naprawą obudowy szybu IV KW S.A. KWK „Knurów-Szczygłowice" ruch Szczygłowice,
b) zabezpieczeniem obudowy i demontażem wyposażenia szybu VII KW S.A. KWK „Chwałowice".

2. Opis techniczny pomostu wiszącego

- Rozwiązania techniczne konstrukcji nośnej oraz podestów uchylnych pomostu wiszącego dopasowane zostały w taki sposób, aby możliwy był przejazd opuszczanej konstrukcji przez pomost zrębowy.
- Pomost wiszący zaprojektowany jest jako dwupodestowy, z ramą mocującą liny kładek uchylnych.
- Podesty i rama mocowane są do czterech słupów nośnych za pomocą połączeń sworzniowych.
- Pomost wiszący zawieszony jest na dwóch linach nośnych Ø32 mm poprzez dwa zawiesia dwucięgnowe mocowane do słupów za pomocą sworzni.
- Liny nośne nawijane są na bębny dwóch wciągarek wolnobieżnych przez koła linowe zabudowane na wieży szybowej.

Na podeście górnym i dolnym zabudowanych jest po 8 kładek uchylnych podwieszanych oraz po 8 kładek pośrednich. Kładki uchylne jednym końcem mocowane są do konstrukcji podestu, drugi koniec kładki podwieszony jest na linach do ramy mocującej. Ramę zawieszeń dla kładek uchylnych podestu dolnego stanowi podest górny.

Na czterech kładkach uchylnych podwieszonych rozmieszczone są symetrycznie cztery rozpieracze – ślizgi w celu stabilizacji i centrowania pomostu wiszącego w szybie.

Podest górny pomostu wiszącego jest odwzorowaniem podestu dolnego.

Wszystkie kładki uchylne pomostu wiszącego są za pomocą wciągnika łańcuchowego ręcznego opuszczane do pozycji poziomej lub podnoszone do położenia pionowego. Komunikację pomiędzy podestem górnym i dolnym zapewnia drabina z kabłąkami.

Nad górnym podestem umieszczona jest rama zawieszeń kładek uchylnych podestu górnego stanowiąca jednocześnie daszek ochronny. Ponadto na kładkach uchylnych podestu górnego i dolnego zabudowane jest po osiem daszków ochronnych stanowiących zabezpieczenie dla pracowników znajdujących się bezpośrednio przy obmurzu szybu. Pomost zaopatrzony jest w instalację oświetleniową zasilaną kablem z transformatora. Konstrukcje wykonane są z profili walcowanych. Główne profile to [240 i [140 spawane w elementy składowe wygodne w transporcie i montażu. Pokrycie podestu górnego, dolnego i kładek uchylnych wykonane jest z kraty pomostowej SP typ AA 30/4 połączonej za pomocą połączeń śrubowych.

Pokrycie ramy zawieszeń wykonane jest z blachy żeberkowej BR 5+1,2 przyspawanej do dźwigarów podestów.

Podesty, kładki oraz rama zawieszeń zaopatrzone są w progi i barierki ochronne.

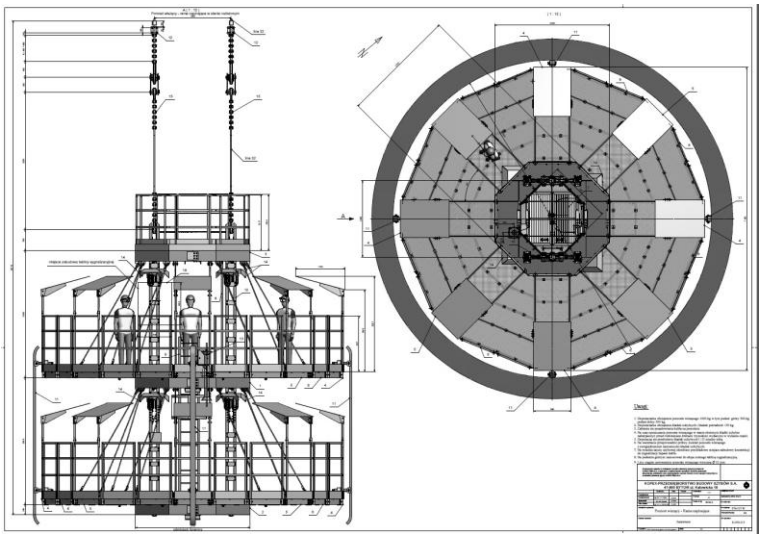
Oprawy oświetleniowe oświetlające górny i dolny podest umieszczone są na słupach nośnych pomostu wiszącego.

Dla robót w szybie IV wykorzystano istniejącą wieżę murowaną, zespół wciągarek 2 x Kuba-10 z pomostem wiszącym oraz kołowrót kablowy ESW 5T z kablem samonośnym dla sygnalizacji szybowej i oświetlenia.

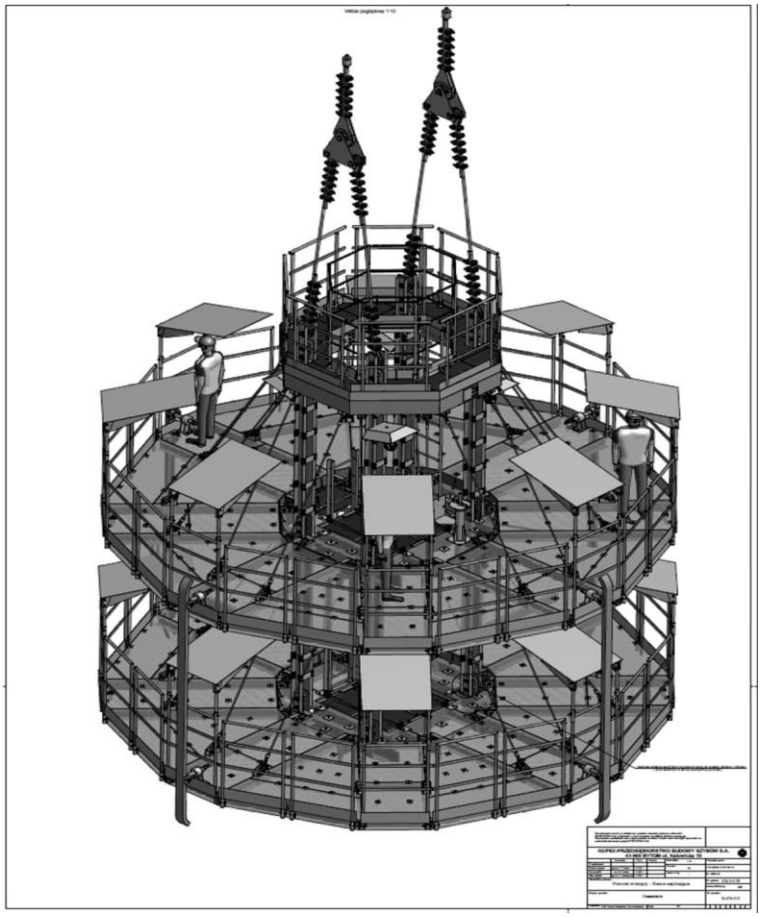
Pomost wiszący przemieszcza się z prędkością do 0,1 m/s.

Obciążenie użyteczne pomostu wynosi 1000 kg oraz 5 pracowników.

3. Pomost wiszący



Rys.1. Pomost wiszący do prac interwencyjnych w rzucie pionowym i poziomym



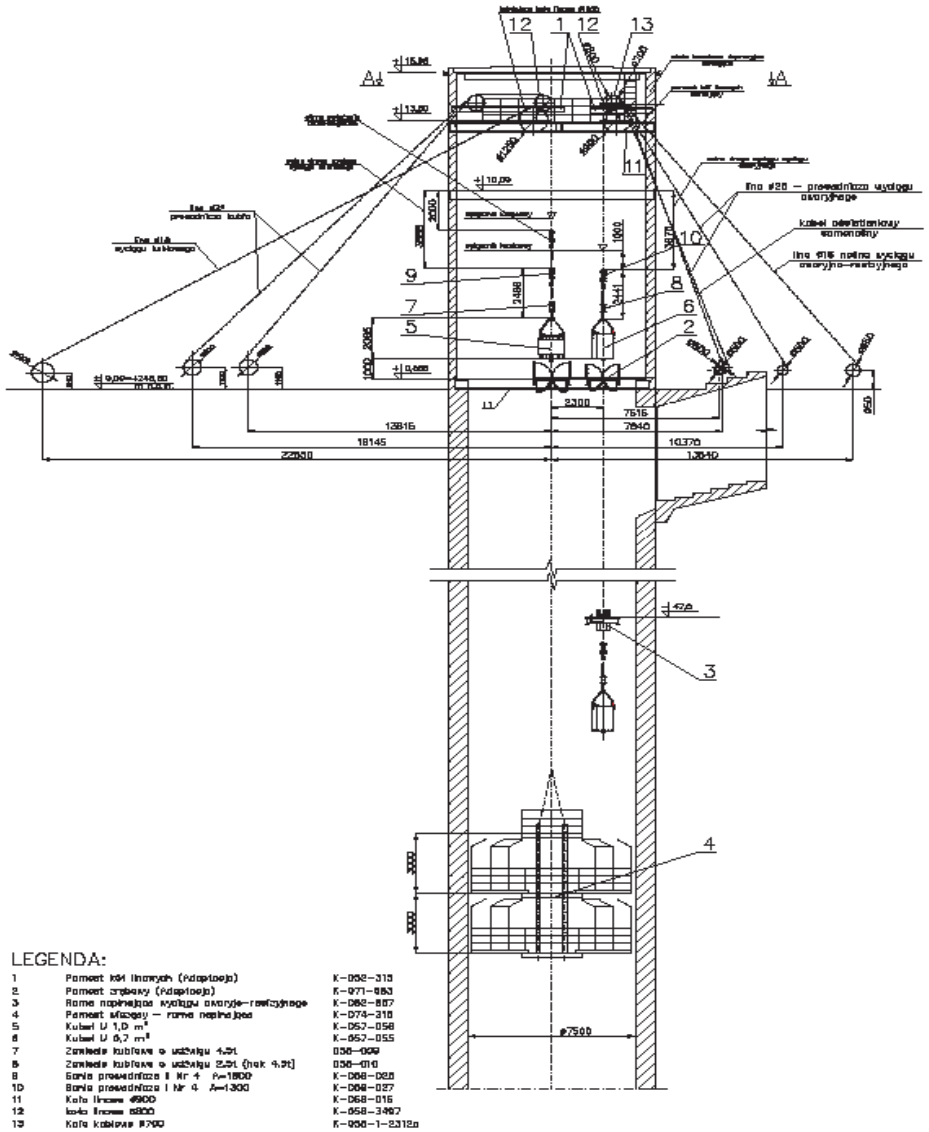
Rys.2. Pomost wiszący do prac interwencyjnych w rzucie perspektywicznym

4. Górnicze wyciągi szybowe, w którym elementem jest interwencyjny pomost wiszący

Dla omawianego przykładu zastosowania pomostu interwencyjnego dla zapewnienia ewakuacji załogi z szybu zastosowano wyciąg awaryjny kubłowy z wciągarką B- 650.

W wyciągu awaryjnym zastosowano kubły urobkowe o pojemności 0,7 m^3 umożliwiające ewakuację 3 pracowników.

Dojazd załogi do pomostu oraz dostawę materiałów i niezbędnych konstrukcji zapewnia górniczy wyciąg szybowy kubłowy z wciągarką B-1000. Zastosowano tu kubły urobkowe o pojemności 1,0 m^3 umożliwiające transport 4 pracowników. W trakcie prac wykonuje się z pomostu interwencyjnego roboty związane z naprawą obudowy szybu, wykonanie dylatacji oraz podsadzanie wyrobisk przyszybowych. Rzut pionowy urządzeń przedstawiono na rysunku 3.



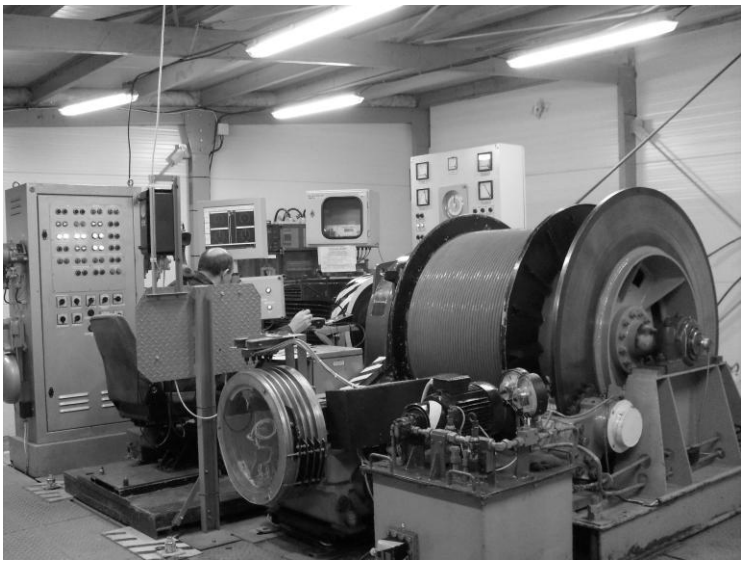
Rys.3. Górniczy wyciąg szybowy z interwencyjnym pomostem wiszącym w rzucie pionowym

5. Maszyny wyciągowe i wciągarki pomostu wiszącego interwencyjnego

Parametry techniczne maszyny wyciągowej B-1000:

- Maks. siła statyczna w linie: 30 kN
- Maks. siła zrywająca linę 290 kN
- Średnica płaszcza bębna 880 mm

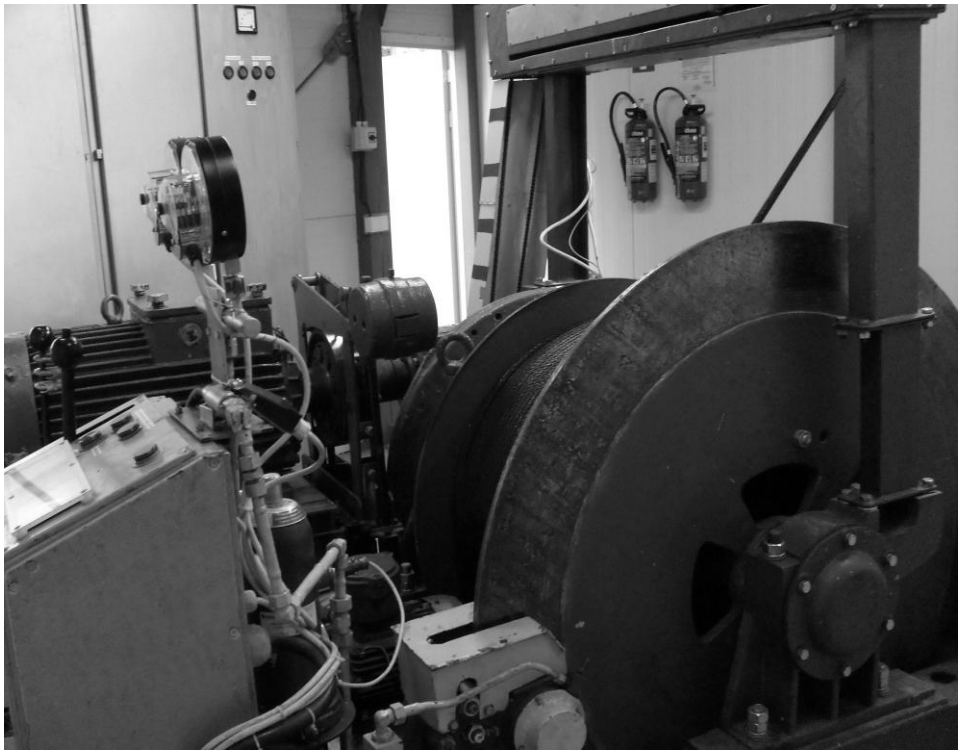
- Średnica nawojowa bębna 1000 mm
- Szerokość bębna 780 mm
- Wysokość obrzeży bębna 205 mm
- Maks. głębokość ciągnienia 800 m
- Prędkość ciągnienia 2 m/s
- Obroty silnika napędowego 735 min^{-1}
- Moc silnika napędowego 47 kW
- Napięcie silnika napędowego 500 V
- Masa wciągarki części mechanicznej 6120 kg
- Masa wciągarki części elektrycznej 2200 kg



Rys.4. Maszyna wyciągowa B-1000 wyciągu głównego

Parametry techniczne maszyny wyciągowej B-650:

- Maks. obciążenie statyczne w linie 1800 kG
- Prędkość ciągnienia 0,5 m/s, 0,75 m/s
- Pojemność bębna dla liny ϕ 16 – 6 warstw 450 mb
- Średnica bębna 650 mm
- Maks. średnica liny 16 mm
- Maks. siła zrywająca linę 18000 kG
- Moc silnika 17 kW, 22 kW
- Prędkość obrotowa silnika 960 min^{-1}, 1460 min^{-1}
- Napięcie główne 500 V
- Przełożenie przekładni i_c = 75,8



Rys.5. Maszyna wyciągowa B-650 wyciągu awaryjnego



Rys.6. Wciągarka wolnobieżna pomostu wiszącego interwencyjnego Kuba-10

Parametry techniczne wciągarki wolnobieżnej Kuba-10:

- Udźwig maksymalny: 100 kN
- Prędkość ruchu: 0,1 m/s
- Średnica bębna: 800 mm
- Maks. średnica liny: 32 mm
- Maks. długość liny: 1200 m
- Moc silnika: 11 kW



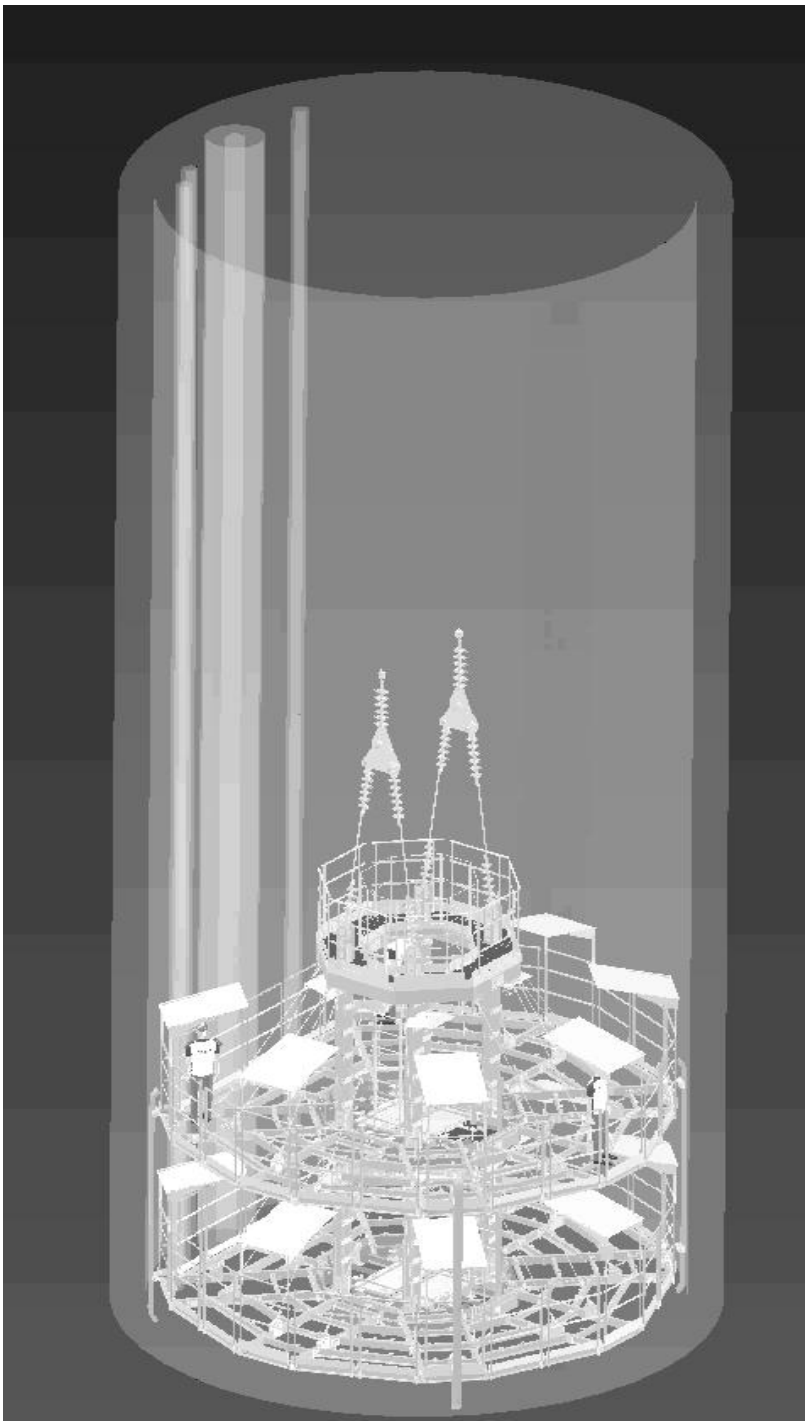
Rys.7. Kołowrót kablowy pomostu wiszącego

Parametry techniczne kołowrotu kablowego ESW – 5T:

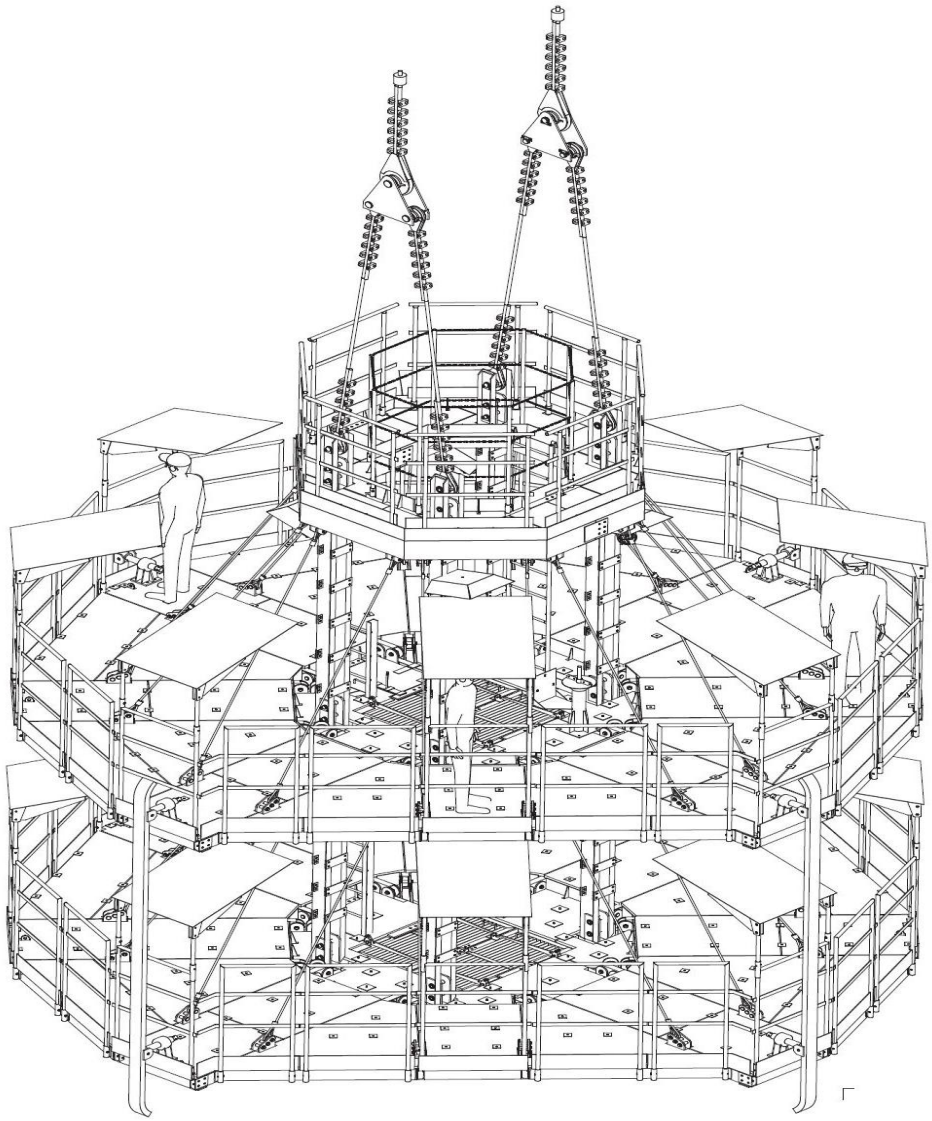
- Udźwig maksymalny 50 kN
- Prędkość nawijania kabla: 0,2 m/s
- Średnica bębna: 600 mm
- Maks. średnica kabla: 40 mm
- Maks. długość kabla: 1400 m
- Moc silnika: 11 kW

6. Przykład adaptacji pomostu do interwencyjnych robót szybowych

Na rysunku 8 przedstawiono w perspektywie widok zaadaptowanego pomostu interwencyjnego do robót związanych z montażem rurociągów, wpisanego w rurę szybową.



Rys.8. Wizualizacja adaptacji pomostu interwencyjnego
do montażu rurociągów w szybie



Rys.9. Przykład konstrukcji pomostu interwencyjnego
po adaptacji do montażu rur w szybie

7. Podsumowanie

Pomost wiszący do interwencyjnych robót szybowych dzięki kompaktowej konstrukcji nośnej oraz zastosowaniu uchylnych podestów umożliwia montaż w bardzo krótkim czasie na powierzchni, a następnie przejazd konstrukcji przez pomost zrębowy do miejsca przewidywanych robót. Pozwala to nie tylko na skrócenie czasu montażu, ale przede wszystkim na znaczącą poprawę bezpie-

czeństwa pracy poprzez wyeliminowanie najniebezpieczniejszych robót szybowych związanych z jego montażem i demontażem w szybie. Niepotrzebne jest przebywanie ludzi w szybie podczas budowy dodatkowych pomostów roboczych i transportu elementów pomostu, co przy braku zabezpieczeń w postaci zadaszeń na tym etapie powoduje narażenie brygady szybowej na bardzo dużą ekspozycję.

Literatura

1. Dokumentacja fotograficzna przebiegu robót na szybie IV KWK „Szczygłowice", KOPEX – PBSz S.A.
2. Dokumentacja pomostu wiszącego w szybie IV KWK „Szczygłowice", KOPEX – PBSz S.A.
3. Dokumentacja pomostu wiszącego w szybie VII KWK „Chwałowice", KOPEX – PBSz S.A.

Kierunki rozwoju w maszynach wyciągowych produkowanych i modernizowanych przez OPA-ROW sp. z o.o.

Lech Gościniak, Andrzej Manczyk - OPA-ROW sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

Firma OPA-ROW sp. z o.o. od ponad 15-tu lat zajmuje się budową i modernizowaniem istniejących maszyn wyciągowych w zakresie projektowania, jak i realizacji projektów.

W sumie zrealizowano ponad 80 projektów, gdzie zastosowano ponad 300 sterowników programowalnych.

Zebrane doświadczenia pozwalają na ciągłe udoskonalanie stosowanych rozwiązań i przedstawienie kierunków rozwoju w zakresie poszczególnych układów maszyn wyciągowych.

2. Sterowniki programowalne i sieci teleinformatyczne

Zastosowanie sterowników programowalnych w układach sterowania maszyn wyciągowych i sygnalizacji szybowej stanowiło jedną z najbardziej znaczących zmian jakościowych. Działanie tradycyjnych stykowo-analogowych układów sterowania wynikało z struktury ich połączeń. Oprócz podstawowych funkcji koniecznych z uwagi na działanie maszyny, każda dodana funkcja pomocnicza czy diagnostyczna powodowała rozbudowę układu obwodów i zwiększała stopień ich skomplikowania. Dlatego tradycyjne układy sterowania stanowiły kompromis pomiędzy ilością pomocnych w obsłudze funkcji kontrolno-diagnostycznych a złożonością obwodów.

Zastosowanie sterowników programowalnych całkowicie zmieniło ten schemat. Obwody elektryczne przestały mieć znaczący udział w realizacji funkcji sterowniczych i diagnostycznych. Ich podstawową i jedyną funkcją stało się dostarczanie sygnałów z czujników do wejść sterowników oraz przekazywanie sygnałów wyjściowych z wyjść sterownika do elementów wykonawczych. Całkowitą realizację funkcji sterowania przejęły procesory sterowników, które na podstawie sygnałów wejściowych i algorytmów sterownia wypracowywały wszystkie sygnały wyjściowe potrzebne do funkcjonowania maszyny. Obwody elektryczne zostały zredukowane do prostych połączeń styk-wejście sterownika lub wyjście sterownika-element wykonawczy. Połączenia takie są znacznie łatwiejsze do analizy i diagnozowania uszkodzeń.

Realizowane przez procesory sterowników algorytmy sterowania mają nieograniczone możliwości przetwarzania sygnałów wejściowych i są pozba-

wione wad obwodów stykowych. Każdy stan wejścia dwustanowego typu styk może być dowolnie przetworzony i analizowany z wykorzystaniem funkcji detekcji zbocza, funkcji czasowych (opóźnione załączanie lub wyłączanie), przerzutników, sekwencerów szeregowych itp. Odczytane wartości wejść analogowych można dowolnie skalować, poddawać przekształceniom nieliniowym i analizować w dowolnych przedziałach wartości z wykorzystaniem np. zmiennej histerezy. Jednocześnie żadna z tych procedur nie powoduje zwiększenia złożoności układu elektrycznego, ilości styków, połączeń, przekaźników progowych itp. Ponadto w pamięci sterownika każda z zmiennych (dwustanowa-bit czy analogowa) może być przetwarzana i wykorzystywana dowolną ilość razy w zależności od potrzeb. Zaimplementowane w procesorach sterowników algorytmy sterowania są także wolne od tradycyjnych wad obwodów sterowania przekaźnikowego. Program sterownika jest albo wykonywany w całości poprawnie, albo jego praca zostaje wstrzymana całkowicie, np. w wyniku błędnej operacji arytmetycznej (dzielenie przez zero). Nie ma natomiast sytuacji, w której błędnie działa tylko jedna procedura, jeden bit czy wartość analogowa. Nie ma zjawiska sklejania styków, przerw w obwodach itp. Dzięki możliwości dowolnej rozbudowy algorytmów sterowania i zabezpieczeń możliwa jest dokładna kontrola działania i precyzyjna diagnostyka każdego podzespołu maszyny oraz wzajemna kontrola pracy sterowników programowalnych. Funkcje te z jednej strony ułatwiają diagnostykę uszkodzeń poprzez precyzyjne wskazanie uszkodzonego elementu lub podzespołu a z drugiej strony zwiększają bezpieczeństwo wyciągu poprzez zdublowanie najistotniejszych funkcji bezpieczeństwa wyciągu. Warto dodać, że dzięki możliwości podglądu napisanego w języku drabinkowym (stykowym) programu sterownika w trybie „online” w czasie rzeczywistym (przedstawiane są rzeczywiste wartości wejść, zmiennych, bitów itd.) możliwa jest precyzyjna analiza i diagnostyka działania algorytmów sterownika.

Nie bez znaczenia jest także fakt, iż sterowniki programowalne pozwalają na dowolną zmianę algorytmów funkcji sterowania i zabezpieczeń także w czasie eksploatacji bez konieczności zmian w połączeniach elektrycznych. Umożliwia to prostą rozbudowę procedur diagnostycznych i kontrolnych oraz dodawanie nowych funkcji w trakcie eksploatacji. To z kolei umożliwia proste korygowanie zauważonych nieprawidłowości w działaniu maszyny i korygowanie algorytmów sterowania w celu ich dopasowania do aktualnych potrzeb wyciągu. Dzięki temu układ sterowania maszyny wyciągowej może w prosty sposób ewoluować jednocześnie z całym wyciągiem szybowym i być zawsze aktualny.

W początkowym okresie stosowania sterowników jedną z głównych obaw użytkowników była możliwość tzw. „zawieszenia” się sterownika. Zjawisko to znane z komputerów osobistych oznacza pozorne wstrzymanie pracy procesora

(brak reakcji na zmiany sygnałów wejściowych) bez możliwości jej przywrócenia inaczej niż poprzez twardy reset procesora (wyłączenie zasilania). Drugim budzącym obawy zjawiskiem było „zgłupienie" sterownika, oznaczające generowanie przez niego stanów całkowicie niezgodnych z zaprogramowanymi algorytmami sterowania. Po kilkunastu latach doświadczeń i po uruchomieniu w samych tylko maszynach wyciągowych kilkuset sterowników programowalnych firmy Allen-Bradley, jako producent maszyn możemy jednak stwierdzić, że te pierwotne obawy nie znalazły potwierdzenia w rzeczywistości. Wręcz przeciwnie, stanowczo możemy stwierdzić, że sterowniki programowalne są najbardziej niezawodnymi podzespołami maszyn wyciągowych. Projektując maszyny wyciągowe, układy sterowania hamulca czy sygnalizacji szybowej zawsze przewidujemy możliwość wstrzymania pracy dowolnego sterownika. Układy te są zawsze wyposażone w minimum dwa sterowniki wzajemnie kontrolujące przebieg i efekty swojego działania. Jednocześnie każdy ze sterowników samodzielnie ma możliwość doprowadzenia wyciągu do stabilnego stanu bezpiecznego mając możliwość zainicjowania hamowania bezpieczeństwa. Wstrzymanie pracy dowolnego sterownika lub błędne wykonanie przez niego algorytmu (niewłaściwe dane wyjściowe) powodują, że drugi sterownik natychmiast wykrywa ten stan i zatrzymuje wyciąg. Stosowane przez naszą firmę układy wzajemnej kontroli jednocześnie działających sterowników kontrolują więc nie tylko to czy drugi sterownik działa (układ watchdog, kontrola transmisji), ale także czy działa on poprawnie a wyniki działania obu sterowników są zgodne. Przykładem może być zaimplementowany w sterowaniu maszyny cyfrowy regulator jazdy realizowany na podstawie sygnałów z dwu niezależnych impulsatorów w dwu sterownikach jednocześnie. Każdy sterownik określa niezależnie położenie naczyń w szybie a następnie odczytuje to samo położenie z drugiego sterownika. Jeżeli dowolny sterownik stwierdzi, że położenia naczyń wyznaczone przez niego i przez drugi sterownik nie są zgodne (dopuszczalne tolerancja wynosi 2 m) to inicjuje on hamowanie bezpieczeństwa i uruchamia procedurę synchronizacji położenia naczyń w obu sterownikach.

Zastosowane rozwiązania zapewniają pełną odporność maszyny na niezamierzone wstrzymanie pracy dowolnego z sterowników. Maszyna zawsze w takim przypadku zostanie bezpiecznie zatrzymana. Doświadczenie wskazuje, że główną przyczyną wstrzymania pracy sterowników są błędy arytmetyczne w czasie realizacji algorytmów sterowania. Na przestrzeni wielu lat, dzięki stosowaniu w kolejnych modernizowanych maszynach tych samych, ciągle ulepszanych i korygowanych procedur sterowania, udało się wyeliminować błędy arytmetyczne. Sporadycznie pojawiające się tego typu błędy są obecnie głównie wynikiem uszkodzeń czujników zewnętrznych lub błędów obsługi. Natomiast ich wystąpienie nie stanowi zagrożenia dla wyciągu szybowego, gdyż pomimo pozornego wstrzymania pracy sterownika nadal steruje on

wyjściami, wymuszając zadany dla trybu błędu stan bezpieczny wszystkich podległych sobie wyjść.

Drugą możliwą przyczyną wstrzymania pracy sterownika jest jego fizyczne uszkodzenie. Warto podkreślić, że w ponad 300 uruchomionych sterownikach w ciągu 13 lat zanotowaliśmy tylko cztery przypadki fizycznych uszkodzeń. W dwu przypadkach doszło do wypalenia styków przekaźnikowych modułów wyjściowych zasilających cewki styczników bez wstrzymania pracy sterowników. W dwu innych przypadkach sterowniki uszkodziły się po wyładowaniach atmosferycznych. Obecnie stosowane przez nas warystorowe ochrony przepięciowe na cewkach styczników i ochrony szaf sterujących wyeliminowały te źródła awarii. Warto podkreślić, że zastosowane sterowniki nie ulegają awariom wynikającym z ich konstrukcji, takim jak np. rozładowanie baterii podtrzymania pamięci sterownika.

W przypadku każdej awarii sterownika zachodzi jednak konieczność przywrócenia sprawności i kontynuowania jazdy wyciągu szybowego. W przypadku błędów arytmetycznych wystarcza reset sterownika z klucza (przejście w tryb programowania i z powrotem w tryb pracy) lub chwilowe wyłączenie zasilania sterownika. Po włączeniu zasilania i uruchomieniu programu maszyna jest gotowa do pracy. Czynności te nie wiążą się jednocześnie z koniecznością czasochłonnego rektyfikowania położenia naczyń przez regulator jazdy. W przypadku uszkodzeń fizycznych ich diagnostykę wspomagają systemy autodiagnostyczne procesorów i modułów wejść/wyjść, identyfikujące uszkodzony podzespół. Z kolei dzięki modułowej budowie sterowników i odłączalnym listwom zaciskowym wymiana uszkodzonego modułu zajmuje niedoświadczonemu elektrykowi nie więcej niż 10 minut, wliczając czas potrzebny na znalezienie modułu zapasowego.

Pierwsze zastosowane przez naszą firmę sterowniki programowalne były sterownikami jednozadaniowymi bez połączeń sieciowych typu MicroLogix1500. Rozwiązanie to było doskonale dopasowane do rozpowszechnionych wtedy zespołów sterowania hamulca pneumatycznego typu ZSHP, czy regulatorów jazdy DiReg 2000, które występowały najczęściej jako oddzielne podzespoły maszyn, często sterowane jeszcze przez tradycyjne obwody analogowo-przekaźnikowe. Kiedy zaczęto realizować coraz więcej aplikacji obejmujących całe układy sterowania maszyny, stosowanie oddzielnych sterowników do sterownia hamulca, regulatora jazdy i sterownia elementów pomocniczych stało się nieefektywne, powodując nieuzasadnione zwiększenie ilości sterowników programowalnych i komplikujące układ sterowania maszyny. Opracowano wtedy koncepcję kompleksowego sterowania maszyny za pomocą tylko dwu wydajniejszych sterowników typu CompactLogix, wykorzystujących sieć przemysłową DeviceNet do zdalnego gromadzenia danych z wejść i sterowania wyjściami. Integracja sterowania całości maszyny w dwu sterownikach i zasto-

sowanie sieci pozwoliło na ograniczenie układu sterowania maszyny do jednej szafy o prostych połączeniach (tylko sterowniki i zasilanie) oraz rozmieszczonych na całej maszynie skrzynek z sieciowymi wejściami i wyjściami zdalnymi. Ograniczenie ilości sterowników pozwoliło ponownie na ograniczenie ilości połączeń i ich uproszczenie. Z kolei zastosowanie zdalnych wejść/wyjść sieciowych pozwoliło na kolejne uproszczenie struktury połączeń elektrycznych, które ponownie stały się połączeniami styk-wejście zdalne lub wyjście-element wykonawczy z tym, że tym razem połączenia te obejmowały wyłącznie jeden podzespół, np. agregat hamulcowy. Przykładowo – w poprzedniej generacji urządzeń szafa sterowania elektrycznego hamulca typu ZSHP łączyła się z szafą pneumatyczną kablem o kilkudziesięciu żyłach, z których każda łączyła styk czujnika lub cewkę elektrozaworu z pojedynczym wejściem lub wyjściem lokalnym jednego z sterowników w tej szafie. Nowe rozwiązanie wymagało jedynie połączenia dwu torów zasilania (4 żyły) oraz sieci DeviceNet (2 żyły). Pomimo to dzięki zastosowaniu sieci teleinformatycznej stany wejść z czujników szafy pneumatycznej hamulca oraz wyjścia sterujące elektrozaworami dla algorytmów sterowników nadal były reprezentowane w jego pamięci tak jak wejścia lokalne.

Kolejnym krokiem do uproszczenia struktury sterowania wyciągu szybowego było zastosowanie w maszynie wyciągowej szybu P-V ZG „Polkowice-Sieroszowice" zaawansowanych sterowników serii ControllLogix. Oprócz takiej jak poprzednio sieciowej struktury sterowania maszyną wyciągową wydajność i wielozadaniowość tych sterowników pozwoliła na zintegrowanie w nich także algorytmów sterowania urządzenia sygnalizacji szybowej. Dzięki wielozadaniowym procesorom procedury sterowania maszyny i sygnalizacji zachowały swoją autonomię, ale dzięki możliwości wymiany danych poprzez współdzielony obszar pamięci uniknięto konieczności sprzętowego rozdzielania tych układów. Poza tym wymiana danych bezpośrednio poprzez pamięć sterownika jest znacznie bardziej pewna ruchowo niż stosowanie wejść i wyjść zdalnych lub lokalnych wraz z koniecznymi nieraz przekaźnikami pośredniczącymi, listwami zaciskowymi i kablami.

Dla układów sterowania maszyny nie bez znaczenia jest także uproszczenie diagnostyki i lokalizacji uszkodzeń, wynikające z integracji układu sterowania maszyny w zaledwie dwu sterownikach. Stosowane sterowniki firmy Allen-Bradley są programowane przy użyciu programu narzędziowego RSLogix5000. Pomimo dostępnych innych opcji procedury sterowania maszyną są tradycyjnie tworzone w języku drabinkowym, będącym formą najbardziej zbliżoną do schematów elektrycznych, przez co są one łatwo czytelne, także dla osób nie posiadających doświadczenia w programowaniu. Od początku modernizacji maszyn polityką firmy było także dostarczanie użytkownikowi nie zabezpieczonych i pełnych wraz z komentarzami programów sterowników w myśl zasady, że program i urządzenie jako jedno są

własnością kopalni. Dzięki temu obsługa może zawsze podłączyć się do sterowników i w trybie on-line śledzić pracę programu. Jest to szczególnie użyteczne przy lokalizacji nietypowych i rzadkich awarii.

Postępująca integracja układów sterowania wyciągu szybowego wydaje się logiczną konsekwencją rozwoju wyciągów szybowych wyposażanych w sterowniki programowalne. Centralizacja algorytmów sterowania przy jednoczesnym stosowaniu sieci rozproszonych wejść/wyjść wpływa na uproszczenie połączeń elektrycznych i eliminację zbędnych elementów pośrednich przy jednoczesnej rozbudowie diagnostyki i utrzymaniu wysokiego poziomu bezpieczeństwa wyciągu.

3. Przekształtniki tyrystorowe

Przekształtniki tyrystorowe są szeroko stosowane przez firmę OPA-ROW sp. z o.o. do zasilania wirników i uzwojeń wzbudzenia silników wyciągowych, czy wzbudzenia prądnic sterujących maszyn wyciągowych w układzie Leonarda.

Rozwój technologii produkcji tyrystorów pozwala obecnie na produkowanie przekształtników tyrystorowych o bardzo dużych prądach znamionowych, do kilku kA, bez konieczności stosowania połączeń równoległych tyrystorów. Jednoczesne zastosowanie mikroprocesorowych układów sterowania impulsowego daje nowe możliwości w dziedzinie konstruowania przekształtników. Przy współudziale firmy OPA-ROW został zaprojektowany przekształtnik tyrystorowy o znamionowym prądzie ciągłym 7000 A i sterowaniu mikroprocesorowym, stosowany obecnie do zasilania dużych skipowych, dwusilnikowych maszyn wyciągowych.

Przekształtniki główne są przekształtnikami nienawrotnymi połączonymi szeregowo w celu uzyskania 12-pulsowego zasilania silników wyciągowych. Połączenie przekształtników poprzez przełącznicę główną umożliwia pracę indywidualną każdego z przekształtników z mniejszą prędkością i pełnym obciążeniem. Każdy z przekształtników obwodu głównego wyposażony jest w kompletny mikroprocesorowy układ sterowniczy. Podczas pracy w pełnym układzie z dwoma przekształtnikami obwodu głównego, jeden z przekształtników jest traktowany jako nadrzędny „master", natomiast drugi jako podrzędny „slave". W układzie sterowania przekształtnika „master" realizowany jest układ regulacji prądu obwodu głównego. Na podstawie wartości prądu zadanego obwodu głównego z regulatora prędkości zrealizowanego w układzie zadawania oraz rzeczywistej wartości prądu obwodu głównego zmierzonego poprzez przekładniki prądowe układ wypracowuje kąty wyste-

rowania impulsów sterujących do tyrystorów przekształtnika „master" i „slave". Algorytmy programowe sterowników przekształtników umożliwiają w zależności od potrzeb użytkownika ich pracę w sterowaniu równoczesnym lub kolejnościowym. Praca równoczesna przekształtnika polega na sterowaniu impulsów tyrystorowych o takiej samej wartości kąta wysterowania zarówno dla przekształtnika „master" jak i „slave". Praca w sterowaniu kolejnościowym polega na takim wysterowaniu impulsów tyrystorowych przekształtników „master" i „slave", aby uzyskać maksymalną redukcję poboru mocy biernej. Sygnał zadanego kąta wysterowania impulsów przesyłany jest do przekształtnika „slave" magistralą RS-485. W przypadku pracy awaryjnej jednym przekształtnikiem, układ regulacji prądu jest realizowany w układzie sterowniczym pracującego przekształtnika.

Przekształtniki zabezpieczone są poprzez układ ochron przepięciowych oraz posiadają zabezpieczenia od przepięć komutacyjnych. Ponadto z każdego przekształtnika do układu sterowania przesyłane są następujące sygnały kontrolne:

- awaria przekształtnika,
- kontrola temperatury tyrystorów przekształtnika,
- kontrola bezpieczników przekształtnika,
- kontrola bezpieczników ochron przepięciowych,
- kontrola poprawności pracy układu przygotowania powietrza chłodzącego dla przekształtników,
- awaria przekształtnika (zabezpieczenie nadprądowe) działająca na wyłączenie pola zasilającego.

Ponieważ sygnał awarii jest sygnałem zbiorczym, informacja o rodzaju awarii przesyłana jest z każdego przekształtnika do układu sterowania i systemu wizualizacji za pośrednictwem sieci DeviceNet, do której włączony jest każdy z przekształtników. Są to następujące zabezpieczenia:

- przekroczenie maksymalnej wartości prądu wyjściowego przekształtnika,
- przekroczenie dopuszczalnego czasu procesora,
- awaria pamięci EEPROM,
- brak impulsu bramkowego,
- brak napięcia fazowego,
- kontrola przetworników prądu.

Wszystkie obecnie stosowane przez OPA-ROW sp. z o.o. przekształtniki tyrystorowe posiadają jednakowe mikroprocesorowe układy sterowania impulsowego, co upraszcza ich obsługę i eksploatację.

4. Wykorzystanie przemienników częstotliwości do zasilania silników głównych maszyn wyciągowych

Alternatywą dla napędów prądu stałego maszyn wyciągowych jest wykorzystanie silników asynchronicznych do napędów maszyn wyciągowych. W tej konfiguracji możliwe jest zastosowanie silnika na niskie lub średnie napięcie.

Do tej pory firma OPA-ROW sp. z o.o. zmodernizowała trzy maszyny wyciągowe z wykorzystaniem przemienników częstotliwości na napięcie 6 kV oraz w jednym przypadku zastosowano falownik na napięcie 690 V. Zastosowanie przemienników częstotliwości daje możliwość modernizacji napędu maszyny wyciągowej polegającej na zastosowaniu bezstopniowej regulacji prędkości jazdy i wyeliminowaniu oporów wirnikowych bez konieczności wymiany silnika napędowego.

Wszystkie zastosowane przemienniki częstotliwości serii są w pełni regeneratywnymi falownikami, których stopień wejściowy (prostownik) i wyjściowy (falownik) są wykonane w oparciu o elementy sterowane IGBT i pracują w trybie PWM. Regeneratywna praca przemienników umożliwia swobodną zmianę kierunku przepływającej energii w zależności od aktualnego obciążenia silnika. Energia potencjalna opuszczania nadwagi jest zwracana do sieci zasilającej niezależnie od prędkości jazdy. Przy regulacji oporowej duże ilości energii były wytracane na oporach dla prędkości mniejszych od znamionowej.

Praca prostownika i falownika w trybie PWM pozwala na wektorowe sterowanie momentem silnika, uzyskanie współczynnika mocy na poziomie 0,95 oraz zawartości harmonicznych nieprzekraczającej 4% przy sprawności przemiennika wynoszącej 97%.

Przemiennik realizuje także funkcję regulatora prędkości maszyny w zamkniętej pętli sprzężenia prędkościowego, wykorzystując enkoder inkrementalny zainstalowany na wale silnika głównego jako źródło sygnału proporcjonalnego do rzeczywistej prędkości maszyny.

5. System wizualizacji i rejestracji

Do współpracy pomiędzy układami sterowania, regulacji i zabezpieczeń maszyny a obsługą służy system wizualizacji i rejestracji. Podstawowym elementem tego systemu jest komputer przemysłowy z monitorem wyposażonym w nakładkę dotykową oraz sterownik pomocniczy PLC. Wizualizowane i rejestrowane sygnały są pobierane z pamięci sterowników i przedstawiane na monitorze lub zapisywane na dyskach typu flash komputera. Komunikacja ze sterownikami odbywa się za pośrednictwem sieci Ethernet. System ten jest całkowicie niezależny od układu sterowania, regulacji i zabezpieczeń.

System wizualizacji z punktu widzenia użytkownika jest najistotniejszą częścią układu sterowania zapewniającym wysokie walory użytkowe. System wizualizacji zapewnia prezentacje wszystkich parametrów, zarówno analogowych, jak i dwustanowych, a także umożliwia zmianę pewnych parametrów (np. ograniczenie prędkości maksymalnej) z poziomu wizualizacji. System ten odpowiedzialny jest za wyświetlenie informacji o pobudzonych zabezpieczeniach i sposobie usunięcia ewentualnych awarii. Na monitorze komputera jest wyświetlona szczegółowa informacja na podstawie sygnałów, z których czujników i przetworników sterowniki wygenerowały sygnał awarii. System identyfikuje także linie programu w sterownikach, w których nastąpiło wytworzenie sygnału awaryjnego wyłączenia czy blokady.

System wizualizacji umożliwia również i ułatwia przeprowadzenie kontroli i testów poprawności działania maszyny wyciągowej. Sterowniki dodatkowo wyposażono w karty wyjściowe z rezerwowymi wyjściami analogowymi i dwustanowymi, na które za pomocą układu wizualizacji mogą być przesłane wybrane zmienne programu (np. prąd, napięcie, wzorce kontroli prędkości itp.) celem rejestracji na rejestratorze kontrolnym. Układ wizualizacji umożliwia także uruchomienie funkcji „oscyloskopu" wizualizowanych zmiennych sterowników. Z ekranów systemu wizualizacji dzięki możliwości ingerencji w programy sterowników możliwa jest kontrola poprawności działania zabezpieczeń. Opisane powyżej dodatkowe wyjścia pomiarowe, funkcja „oscyloskop", czy możliwość zmiany niektórych parametrów są efektem ciągłego ulepszania systemu.

Poza sygnałami dwustanowymi i analogowymi system wizualizacji i rejestracji ma możliwość rejestrowania sygnałów akustycznych. Za pośrednictwem mikrofonu rejestrowany jest sygnał akustyczny dzwonu wykonawczego sygnalizacji szybowej, który jest zapisywany na dysku komputera w postaci pliku audio.

Przeglądanie zarejestrowanych sygnałów możliwe jest dzięki przeglądarce wykresów zainstalowanej na komputerze systemu wizualizacji i rejestracji. Program ten umożliwia odczyt zarejestrowanych wcześniej danych w postaci wykresów, jak również pozwala na ich wydrukowanie. Przeglądarka ta posiada również funkcję wyszukiwanie zdarzeń polegającą na wyszukiwaniu sygnałów dwustanowych, które w danym przedziale czasowym zmieniły swój stan. Pozwala to na szybkie znalezienie, które zabezpieczenie maszyny wyciągowej zadziała w określonym czasie. Ułatwia to diagnozę usterki w sytuacjach awaryjnych. Aplikacja przeglądania plików zarejestrowanych w układzie wizualizacji może być również zainstalowana na dowolnie innym komputerze i umożliwiać przegląd, edycję i wydruk dowolnych z zarejestrowanych danych.

6. Układ sterowania hamulców

6.1. Zespół sterowania hamulca pneumatycznego

Firma OPA-ROW sp. z o.o. wspólnie z ITG KOMAG zaprojektowała i wdrożyła zespół sterowania hamulca pneumatycznego. Obecnie produkowany Zespół Sterowania Hamulca Pneumatycznego typu ZSHP-A2 w wersji z dwuwariantowym hamowaniem bezpieczeństwa został zaprojektowany na bazie stosowanego dotychczas zespołu ZSHP-A1 o tym samym przeznaczeniu, który powstał jako poprawiona wersja wcześniejszego zespołu ZSHP-A. W obecnej wersji zespołu uwzględniono doświadczenia z eksploatacji uruchomionych egzemplarzy zespołu ZSHP-A1.

Zespół Sterowania Hamulca Pneumatycznego ZSHP-A2 przeznaczony jest do sterowania hamulcami pneumatycznymi maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych wyposażonych w dwa nie sumujące się źródła siły hamowania, z których jedno wytwarza siłę hamującą w wyniku zasilenia cylindra sprężonym powietrzem (cylinder manewrowy) a drugie w wyniku odpowietrzenia cylindra podtrzymującego obciążnik (cylinder bezpieczeństwa - siła wytwarzana grawitacyjnie przez obciążnik). Podstawowymi typami napędów hamulcowych, z którymi współpracuje zespół są napędy jednoosiowe typu HOP i pochodne oraz napędy dwuosiowe typu Skoda, SSW i ich pochodne. Zespół może współpracować także z innymi typami napędów hamulcowych o identycznej zasadzie działania. Dla współpracy z napędami typu HOP lub pochodnymi zespół zapewnia zasilanie także cylindrów odwodzenia. Zespół może współpracować z napędami hamulcowymi o maksymalnej, łącznej roboczej pojemności skokowej cylindrów manewrowych do 0,08 m^3.

Zespół ZSHP-A2 może współpracować z napędami pojedynczymi i zdwojonymi połączonymi z dowolnym układem dźwigniowym hamulca. Sterowanie zespołu może współpracować z dowolnym układem sterowania maszyny wyciągowej i sygnalizacji szybowej, zrealizowanym tradycyjnie przekaźnikowo lub w oparciu o sterowniki programowalne. Jako wyodrębniony zespół maszyny wyciągowej zespół ZSHP-A2 może służyć do częściowej modernizacji układu sterowania maszyny wyciągowej w zakresie obejmującym sterowanie i zabezpieczenia hamulca maszyny wyciągowej.

Zespół ZSHP-A2 umożliwia:

- hamowanie manewrowe regulowaną wartością siły hamującej - w wyniku zasilania cylindrów manewrowych sprężonym powietrzem o regulowanej wartości ciśnienia zadawanej położeniem dźwigni sterowniczej hamulca lub programowo w sterowaniu automatycznym – hamowanie zatrzymujące STOP,
- hamowanie bezpieczeństwa stałą wartością siły hamującej - w wyniku zasilania cylindrów manewrowych napędów hamulcowych ciśnieniem wyprzedzenia pneumatycznego o jednej z dwóch ustalonych wartości,

- hamowanie bezpieczeństwa stałą wartością siły hamującej, w wyniku upuszczania sprężonego powietrza z cylindrów bezpieczeństwa napędów hamulcowych z zachowaniem jednej z dwóch ustalonych wartości ciśnień resztkowych zgodnych z odpowiednią wartością ciśnienia wyprzedzenia pneumatycznego,
- wysterowanie pełnej siły hamowania pneumatycznego napędu hamulcowego poprzez zasilanie cylindrów manewrowych pełną wartością ciśnienia zasilania,
- wysterowanie pełnej siły hamowania obciążnikowego napędu hamulcowego poprzez całkowite upuszczenie powietrza z cylindrów bezpieczeństwa,
- zasilanie cylindrów bezpieczeństwa napędów hamulcowych powietrzem o ustalonej wartości ciśnienia,
- wykonanie prób statycznych i dynamicznych pneumatycznego i obciążnikowego źródła siły hamowania bez konieczności ingerencji w układy sterowania pneumatycznego i elektrycznego,
- wykonanie testu funkcji hamulca,
- kontrolę sprawności zespołu i hamulca,
- obliczanie wartości i określenie kierunku jazdy aktualnej nadwagi statycznej dla napędów prądu stałego, asynchronicznych pierścieniowych i zasilanych falownikami oraz wybór na jej podstawie wartości ciśnień wyprzedzenia pneumatycznego i resztkowego,
- wybór siły hamowania bezpieczeństwa na podstawie kierunku jazdy dla napędów jednokońcowych,
- samoczynną regulację prędkości dojazdu za pomocą hamulca manewrowego dla maszyn nie wyposażonych w samoczynne ograniczenie prędkości na drodze elektrycznej,
- realizację funkcji „wolnego koła” dla prac związanych z wymianą lin,
- realizację funkcji „awaryjnego grawitacyjnego przemieszczania naczyń” służącą do ewakuacji ludzi uwięzionych w naczyniach w przypadku awarii napędu maszyny wyciągowej z samoczynnie regulowaną prędkością przemieszczania.

6.2. Agregaty sterowania hamulca hydraulicznego

Najnowszym rozwiązaniem technicznym przeznaczonym do sterowania hamulca hydraulicznego maszyn wyciągowych są agregaty hamulcowe wyposażone w dwie niezależne drogi spływu oleju dla hamowania bezpieczeństwa ze stałym momentem hamowania, jedną sterowalną drogę spływu dla hamowania bezpieczeństwa z ograniczonym momentem hamowania (stałe opóźnienie) oraz drogę spływu manewrową służącą do sterowania ciśnieniem w siłownikach podczas hamowania manewrowego. Drogi spływu dla stałego

momentu hamowania aktywowane są wyłączeniem obwodu bezpieczeństwa maszyny poprzez wyłączenie zasilania cewek zaworów dwupołożeniowych z kontrolowanym położeniem tłoczka, a ciśnienie resztkowe jest ustalane oddzielnym dla każdej z dróg zaworem przelewowym. Drogi te są wyposażone w dodatkowe zawory rozdzielające, które pozwalają na wybór jednej z dwu nastawionych na stałe sił hamowania bezpieczeństwa. Ciśnienie w czasie wysterowania regulowanego momentu hamowania bezpieczeństwa regulowane jest zaworem proporcjonalnym niezależnym od części manewrowej. Wszystkie drogi spływu oleju dla hamowania bezpieczeństwa są uruchamiane przez wyłączenie obwodu bezpieczeństwa przynajmniej jednego sterownika układu sterowania maszyny. Zarówno wybór jednej z dwu wielkości siły hamowania stałym momentem, jak i dobór siły hamowania zmiennym momentem jest realizowany przez sterowniki układu sterowania maszyny na podstawie kierunku jazdy i wielkości nadwagi. Większa siła hamowania bezpieczeństwa dla dróg o stałym momencie hamowania jest wybierana tylko, gdy sterownik stwierdza opuszczanie w dół nadwagi większej od granicznej. Dla drogi o zmiennym momencie hamowania wielkość zadawanego podczas hamowania bezpieczeństwa ciśnienia resztkowego jest obliczana na podstawie wielkości nadwagi tak, aby nadawane opóźnienie hamowania było w przybliżeniu stałe i niezależne od wielkości nadwagi. Działanie tego układu jest kontrolowane przez sterowniki zarówno pod względem zgodności z zadanym ciśnieniem wysterowanym w siłownikach, jak i nadawanego opóźnienia hamowania bezpieczeństwa. Wykrycie niezgodności powoduje aktywowanie dróg hamowania stałym momentem, których wydajność jest tak dobrana, że każda z nich niezależnie jest w stanie prawidłowo zahamować maszynę.

Cewki elektrozaworów każdego z agregatów są zasilane napięciem 24VDC z oddzielnego zasilacza odizolowanego od innych obwodów sterowania maszyny. Rozwiązanie to pozwala na uniezależnienie obu agregatów od siebie i uniknąć wpływu przepięć łączeniowych wywołanych przez indukcyjność cewek elektrozaworów na pozostałe obwody sterowania maszyny. Każdy z zasilaczy agregatów hamulca posiada dodatkowo własne podtrzymanie bateryjne UPS pozwalające na bezpieczne przeprowadzenie procesu hamowania nawet po zaniku napięć zasilających. Cewki są sterowane za pośrednictwem styczników pomocniczych przez moduły zdalnych wyjść sieci obiektowej maszyny DeviceNet lub ControlNet. Zarówno moduły, jak i styczniki pomocnicze są umieszczone w skrzynkach aparatowych bezpośrednio na agregatach hamulcowych, co znacznie zmniejszyło ilość połączeń kablowych.

Agregat zbudowany jest klasycznie w postaci umieszczonej na zbiorniku oleju płyty z zamontowanymi na jej froncie zaworami i połączeniami z rur stalowych z tyłu płyty. Pompa zębata zasilająca każdy agregat umieszczona jest bezpośrednio w zbiorniku oleju. Oba agregaty są podłączone rurociągami stalowymi do głównych pionów siłowników hamulcowych (zasilającego i po-

wrotnego). Wybór aktywnego agregatu następuje poprzez odpowiednie przestawienie dwóch ręcznych zaworów trójdrożnych o kontrolowanych elektrycznie położeniach dźwigni przełączającej. Zastosowanie dwu dźwigni ma na celu uniemożliwienie przypadkowego odcięcia instalacji hamulca od układów spływu oleju. Każda para siłowników zasilana jest indywidualnymi rurociągami połączonymi z głównymi pionami (zasilającym i powrotnym). Rurociągi zasilające pary siłowników wyposażono w ręczne zawory odcinające umożliwiające pozostawienie siłowników dla celów serwisowych w stanie odhamowanym lub zahamowanym niezależnie od ciśnienia w głównych pionach zasilającym i powrotnym.

Każdy z siłowników jest wyposażony w analogowy indukcyjny czujnik położenia tłoka służący zarówno do kontroli odhamowania i zahamowania siłownika, wytarcia okładzin szczeki oraz kontroli sprężyn siłownika. Dodatkowo układ hamulcowy jest wyposażony w indukcyjne czujniki wyboczenia tarcz oraz pirometryczne czujniki temperatury tarcz hamulcowych. Układ sterowania w sterownikach maszyny zapewnia pełną i szczegółową diagnostykę poszczególnych podzespołów agregatów hamulcowych, siłowników i tarcz. Algorytmy prowadzenia prób pozwalają na pełne, bezpieczne i bezingerencyjne skontrolowanie wszystkich funkcji hamulca, takich jak wielkości ciśnień resztkowych, działanie zaworów bezpieczeństwa, nastawy wszystkich zaworów przelewowych, działanie zaworów proporcjonalnych, wykonanie automatycznego testu hamulca itd.

W celu zmniejszenia ciepła wydzielanego podczas pracy pompy, a tym samym zmniejszenia nagrzewania się oleju silnik pompy jest zasilany falownikiem, który zmniejsza prędkość obrotową pompy w przypadku, gdy nie jest wymagana maksymalna wydajność pompy, czyli podczas postoju oraz po odhamowaniu.

Agregaty hydrauliczne realizują następujące funkcje:

- odhamowanie i zahamowanie manewrowe podczas pracy wyciągu – realizowane poprzez maszynistę wyciągowego w sterowaniu ręcznym lub poprzez układ sterowania hamulca w sterowaniu automatycznym lub zdalnym,
- hamowanie bezpieczeństwa w przypadku wykrycia nieprawidłowości stwarzających potencjalne zagrożenie dla bezpieczeństwa pracy wyciągu (wymagających natychmiastowego jego zatrzymania), realizowane niezależnie od woli maszynisty wyciągowego, przy czym hamowanie to następuje ze ściśle określoną siłą hamująca zapobiegającą poślizgowi lin na kole pędnym.

Pod względem funkcjonalnym każdy z agregatów wyposażono w:

- układ zasilania hydraulicznego podczas odhamowania manewrowego wyposażony w pompę zębatą o falownikowo regulowanej wydajności,

- nie wymagający zasilania elektrycznego układ zasilania hydraulicznego podczas hamowania bezpieczeństwa wyposażony w dwa hydroakumulatory pęcherzowe,
- układ regulacji ciśnienia oleju w czasie odhamowania manewrowego,
- dwa niezależne, wzajemnie zastępujące się układy regulacji ciśnienia w czasie hamowania bezpieczeństwa, każdy umożliwiający wybór jednego z dwóch poziomów ciśnień resztkowych, których wartość jest ustalana mechanicznie na zaworach przelewowych bezpośredniego działania,
- układ regulacji ciśnienia w czasie hamowania bezpieczeństwa umożliwiający wysterowanie takiego poziomu ciśnienia (obliczanego przez układ sterowania w zależności od nadwagi wyciągu), że hamowanie to odbywa się z założonym opóźnieniem,
- układ szybkiego obniżenia ciśnienia w siłownikach hamulcowym (szybkiego dojścia siłowników do tarczy hamulcowej).

Zastosowane agregaty hydrauliczne wyróżniają się:

- zdwojonym układem sterowania hamulca w czasie hamowania bezpieczeństwa zarówno w części hydraulicznej, jak i elektrycznej umożliwiającym bezpieczne działanie zespołu przy awarii 50% układu,
- możliwością hamowania bezpieczeństwa z płynnym wyborem momentu hamującego w celu uzyskania zadanego opóźnienia, według następujących zasad:
  - moment hamujący wyznaczany na podstawie zmierzonej wartości nadwagi podczas jazdy z prędkością poniżej 1 m/s bez konieczności jazdy z prędkością ustaloną,
  - wartość nadwagi określana przez wykorzystanie sprzętowo-programowego modułu pomiaru nadwagi,
  - w czasie wyżej wymienionego hamowania bezpieczeństwa stałe ciśnienie resztkowe odpowiadające wyznaczonemu momentowi hamującemu regulowane poprzez proporcjonalny regulator ciśnienia,
  - kontrola poprawności przebiegu wyżej wymienionego hamowania bezpieczeństwa poprzez pomiar ciśnienia i osiągniętych opóźnień,
- możliwością hamowania bezpieczeństwa z wykorzystaniem zdwojonego układu wyboru dwuwariantowego momentu hamującego z kontrolą jego wartości podczas odhamowania maszyny niezależnie w każdej z dwóch odrębnych dróg spływu,
- wyborem momentu hamowania określanego na podstawie kierunku ruchu maszyny oraz zmierzonej wartości nadwagi,
- płynnie regulowaną wydajnością pompy poprzez regulację obrotów silnika napędowego za pomocą zmiany częstotliwości zasilania (zastosowanie falownika), umożliwiającą ograniczenie strat mocy, grzanie oleju oraz możliwość oceny zużycia pompy.

7. Podsumowanie

Rozwiązania techniczne stosowane w układach maszyn wyciągowych projektowanych i modernizowanych przez OPA-ROW sp. z o.o. zmieniają się na bazie doświadczeń projektantów i użytkowników. Jednocześnie z wdrożeniem nowych funkcji i możliwości nastąpiło znacznie uproszczenie budowy maszyn wynikające z integracji układów sterowania. Nowoczesne systemy wizualizacji i rejestracji pozwalają na możliwie prostą obsługę i identyfikację ewentualnych awarii, co decyduje o wysokim poziomie bezpieczeństwa i niezawodności.

Literatura

1. Granieczny A.: Dokumentacja Techniczno-Ruchowa nr OPA/ZMW-14-86/09.
2. Manczyk A., Grzegorzek Ł.: Dokumentacja Techniczno-Ruchowa nr OPA/ZMW-14-30/12.
3. Manczyk A.: Dokumentacja Techniczno-Ruchowa nr OPA/ZMW-14-96/12.

Działalność MWM Elektro Sp. z o.o. na przestrzeni 15 lat

Jarosław Długaj, Ryszard Roehrich - MWM Elektro Sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

Firma MWM Elektro Sp. z o.o. specjalizuje się w zakresie budowy oraz kompleksowej modernizacji maszyn wyciągowych, urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej, wciągarek wolnobieżnych, urządzeń przyszybowych oraz przebudowy elementów górniczych wyciągów szybowych w systemie „projektu pod klucz".

Realizacja projektów obejmuje następujące etapy:

- opracowanie kompletnej dokumentacji projektowej, do wniosku o dopuszczenie do stosowania oraz dokumentacji powykonawczej,
- uzyskanie wyników badań lub certyfikatów dla swoich wyrobów,
- uzyskanie decyzji dopuszczającej do stosowania w zakładach górniczych, wydawanej przez Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego,
- przygotowanie dokumentacji niezbędnej do uzyskania stosownych zezwoleń Dyrektora Specjalistycznego Urzędu Górniczego,
- dobór i kompletne dostawy wszystkich elementów składowych wyrobu,
- opracowanie technologii demontażu, montażu i uruchomienia urządzeń,
- oprogramowanie, rozruch, prowadzenie prób ruchowych i optymalizacja pracy dostarczanych urządzeń,
- szkolenie obsługi maszyn i urządzeń u klienta,
- serwis gwarancyjny i pogwarancyjny.

Maszyny wyciągowe oferowane przez firmę mogą być:

- stosowane w górniczych wyciągach szybowych dużych, średnich, małych i pomocniczych,
- stosowane w górniczych wyciągach szybowych zainstalowanych w szybach głębionych, pogłębianych lub remontowanych,
- usytuowane na wieży szybowej, na poziomie zbliżonym do zrębu szybu i w wyrobiskach podziemnych zakładów górniczych,
- napędzane silnikami elektrycznymi prądu stałego z napędem bezpośrednim na wał maszyny wyciągowe lub pośrednim (poprzez sprzęgła i przekładnię zębatą),
- napędzane silnikami elektrycznymi prądu przemiennego z napędem pośrednim (poprzez sprzęgła i przekładnię),
- wyposażone w linopędnie w formie koła pędnego napędzającego jedną linę nośną wyciągu szybowego, bębna pędnego napędzającego dwie lub cztery liny nośne wyciągu szybowego, jednego bębna nawojowego oraz dwóch bębnów nawojowych.

2. Wdrożenia MWM Elektro Sp. z o.o. w latach 1998 – 2013

W latach 1998 - 2013 zrealizowano 84 projekty i zadania inwestycyjne, w tym:

- 41 maszyn wyciągowych,
- 25 urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej oraz urządzeń sterowniczo-sygnałowych,
- 8 wciągarek bębnowych wolnobieżnych WBW 45T o udźwigu 450 [kN] z napędem prądu przemiennego o mocy 90 kW,
- 2 wciągarki bębnowe wolnobieżne WBW 35T o udźwigu 350 [kN] z napędem prądu przemiennego o mocy 75 kW,
- 6 układów sterowania urządzeń przyszybowych,
- 3 stacje wentylatorowe,
- 2 pompownie,
- 5 inne realizacje (kołowroty, zasilanie, magistrale).

Zakres podstawowych parametrów zbudowanych i zmodernizowanych przez firmę maszyn wyciągowych przedstawia się następująco:

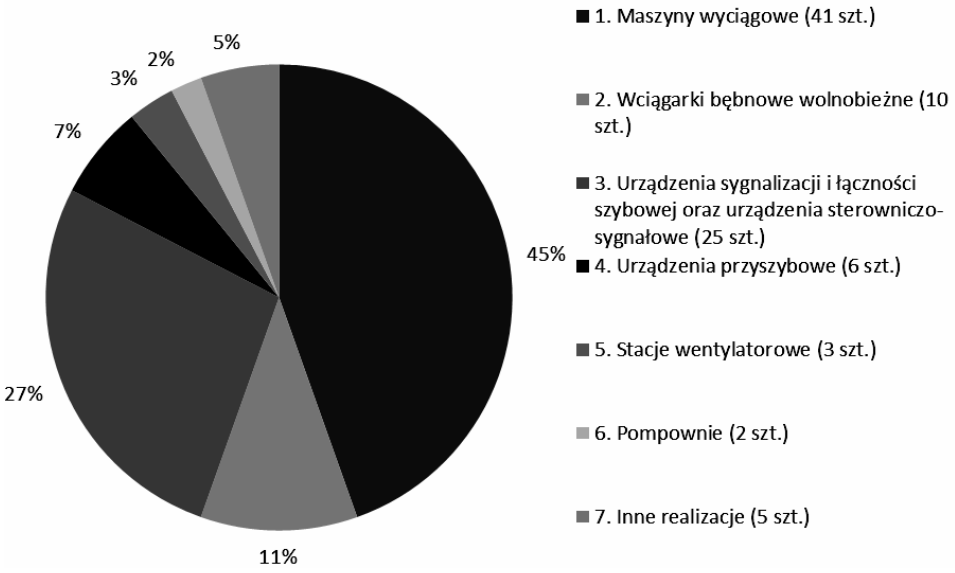
Dla maszyn wyciągowych z napędem prądu stałego:

- bęben nawojowy:
  - średnice bębnów: 1800 – 5000 [mm],
  - ilość silników: 1 – 2,
  - moc silnika: 340 – 1043 [kW],
  - udźwig: 160 – 240 [kN],
- bęben pędny 2-linowy:
  - średnica: 4000 – 6000 [mm],
  - ilość silników: 1 – 2,
  - moc silnika: 669 – 2400 [kW],
  - udźwig: 10,1 – 98,1 [kN],
- bęben pędny 4-linowy:
  - średnica: 4000 – 5000 [mm],
  - ilość silników: 1 – 2,
  - moc silnika: 1600 – 3600 [kW],
  - udźwig: 98,1 – 400 [kN],
- 2-bębnowy:
  - średnice bębnów: 1800 – 3500 [mm],
  - ilość silników: 1,

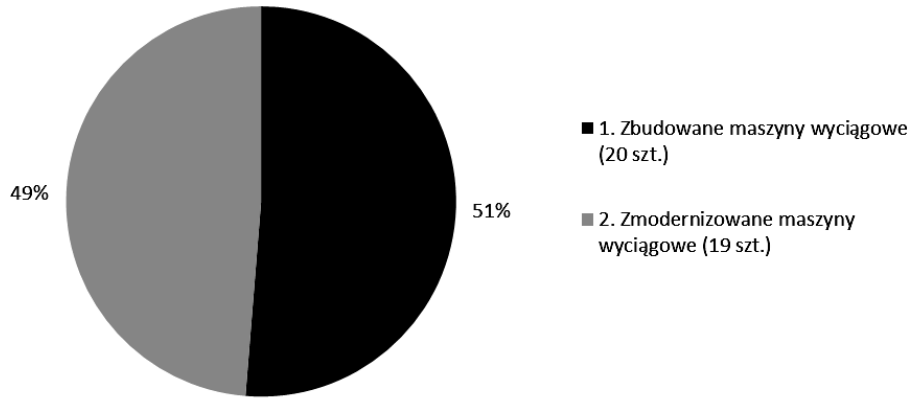
  - moc silnika: 59,6 – 290 [kW],
  - udźwig: 22 – 67 [kN],
- koło pędne jednolinowe:
  - średnica koła: 5000 – 6500 [mm],
  - ilość silników: 1,
  - moc silnika: 428,2 – 2400 [kW],
  - udźwig: 40 – 121 [kN],

Dla maszyn wyciągowych z napędem prądu przemiennego:

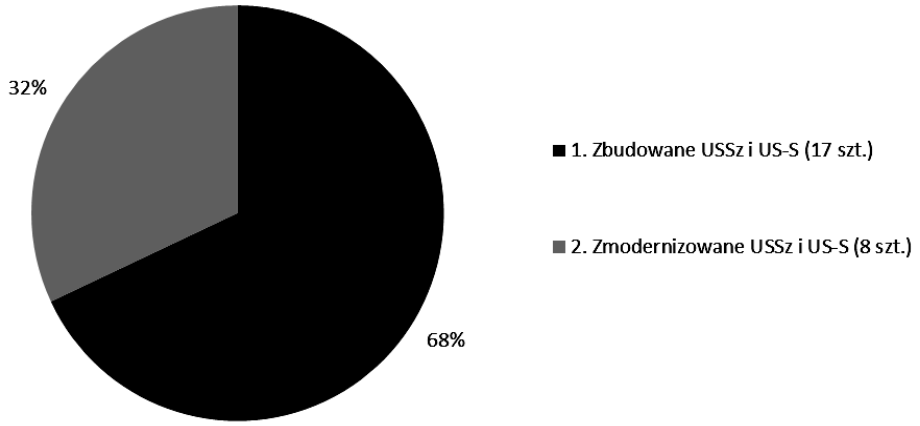
- bęben nawojowy:
  - średnice bębnów: 1200 – 5000 [mm],
  - ilość silników: 1 – 2,
  - moc silnika: 55 – 2x1000 [kW],
  - udźwig: 30 – 140 [kN],
- 2-bębnowy:
  - średnice bębnów: 2500 – 3000 [mm],
  - ilość silników: 1,
  - moc silnika: 160 [kW],
  - udźwig: 22 – 29,5 [kN],



Rys.1. Zadania inwestycyjne wykonane w latach 1998 - 2013



Rys.2. Zadania inwestycyjne w zakresie maszyn wyciągowych wykonane w latach 1998 - 2013



Rys.3. Zadania inwestycyjne w zakresie urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej oraz urządzeń sterowniczo-sygnałowych wykonane w latach 1998 – 2013

3. Rozwiązania techniczne

W swoich maszynach i urządzeniach firma MWM Elektro Sp. z o.o. stosuje szereg własnych rozwiązań technicznych. W ciągu 15 lat działalności opracowano m.in. rozwiązania w zakresie:

- systemów zasilania, sterowania i zabezpieczeń budowanych urządzeń,
- cyfrowych regulatorów jazdy maszyn wyciągowych,
- zespołów sterowania hamulców,
- instalacji i urządzeń związanych z hamulcami,
- agregatów smarowniczych,
- aparatów rejestrujących parametry pracy górniczych wyciągów szybowych,
- systemów wizualizacji parametrów pracy górniczych wyciągów szybowych.

4. Wybrane przykłady realizowanych projektów

Budowa maszyny wyciągowej oraz urządzenia sygnalizacji i łączności w szybie L-III dla KGHM Polska Miedź O/ZG „Lubin".

Zadanie zostało zrealizowane w 2000 r. i obejmowało - zabudowę maszyny wyciągowej 2L-4000/DC-6m/s oraz zabudowę urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej.

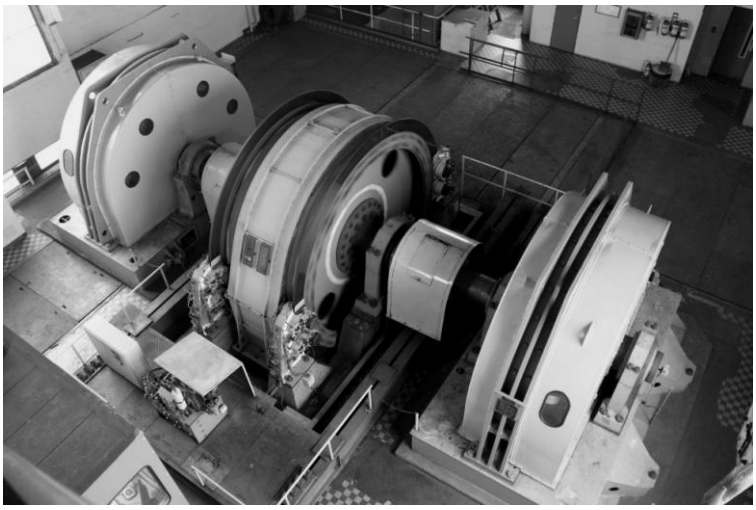


Rys.4. Widok maszyny wyciągowej 2L-4000/DC-6m/s

Budowa maszyn wyciągowych oraz urządzeń sterowniczo-sygnałowych w przedziałach wschodnim i zachodnim szybu Jan (III) dla KW S.A. KWK „Knurów-Szczygłowice" Ruch „Knurów".

Zadania zostały zrealizowane w latach 2003-2005 i obejmowały dostawę oraz uruchomienie:

- maszyny wyciągowej 4L-4000/DC-14 m/s,
- maszyny wyciągowej 4L-4000/DCP-14 m/s,
- dwóch urządzeń sterowniczo-sygnałowych,
- rozdzielnic 6 kV,
- układów zasilania i sterowania przetwornic generatorowych maszyny wyciągowej w przedziale zachodnim.

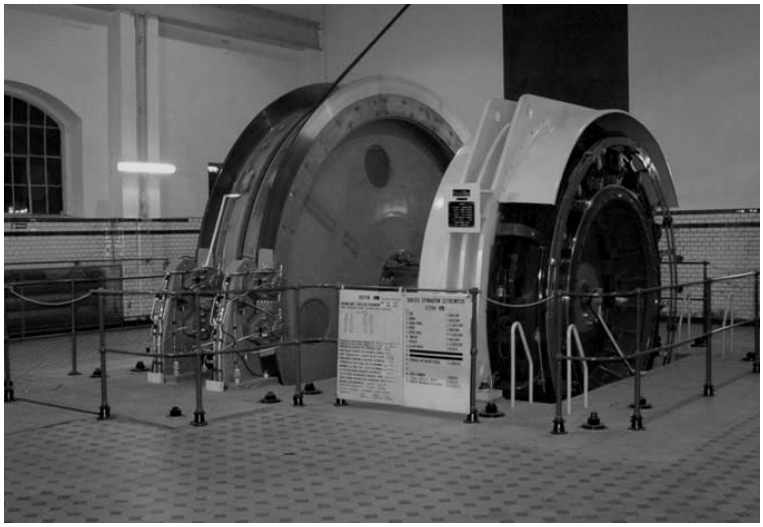


Rys.5. Widok maszyny wyciągowej 4L-4000/DC-14 m/s górniczego wyciągu szybowego szybu Jan (III) przedział wschodni

Budowa maszyny wyciągowej K-5000/DC-10m/s oraz urządzenia sygnalizacji i łączności w przedziale A szybu I dla KW S.A. KWK „Sośnica-Makoszowy" Ruch „Makoszowy" (2008 r.).

Zadanie zostało zakończone w 2008 r. i obejmowało:

- zabudowę maszyny wyciągowej K-5000/DC-10m/s,
- zabudowę urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej,
- zabudowę rozdzielnicy 6 kV,
- wykonanie prac budowlanych związanych z budynkiem maszyny wyciągowej.



Rys.6. Widok maszyny wyciągowej K-5000/DC-10 m/s

Budowa maszyn wyciągowych oraz urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej dla Kopalni Soli Wieliczka S.A.

Zadania realizowane zostały w latach 2010-2013 i obejmowały:

- zabudowę 2 maszyn wyciągowych typu BB-2500/AC-4m/s,
- zabudowę 2 urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej,
- wymianę kół linowych na wieżach,
- dostawę agregatów prądotwórczych oraz dostosowanie maszyn i urządzeń zabudowanych w obrębie szybów „Kinga" i „Daniłowicz" do zasilania z agregatów,
- przeprowadzenie prac budowlanych związanych z renowacją budynków maszyn wyciągowych.



Rys.7. Widok maszyny wyciągowej BB-2500/AC-4 m/s górniczego wyciągu szybowego szybu „Kinga"

Budowa maszyny wyciągowej, urządzenia sygnalizacji szybowej oraz wciągarek bębnowych wolnobieżnych do pogłębienia szybu VI dla JSW S.A. KWK Budryk.

Zadanie polegające na wykonaniu urządzeń potrzebnych do wykonania pogłębienia i zazbrojenia szybu VI zostało ukończone w 2011 r. Obejmowało dostawę i uruchomienie:

- maszyny wyciągowej B-4300/DC-8 m/s wraz z budynkiem,
- urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej,
- zespołu dwóch wciągarek bębnowych wolnobieżnych WBW-35T,
- stacji transformatorowej i elektroenergetycznej.



Rys.8. Widok zabudowy zespołu urządzeń: budynek maszyny wyciągowej wraz wiatami wciągarek i kontenerami stacji elektroenergetycznej

Budowa maszyny wyciągowej oraz urządzenia sterowniczo-sygnałowego szybu 2.1 dla LW „Bogdanka" S.A.

Zadanie zrealizowano w 2011 r. i obejmowało dostawę części elektrycznej oraz uruchomienie maszyny wyciągowej 4L-5000/2x3600 oraz urządzenia sterowniczo-sygnałowego.

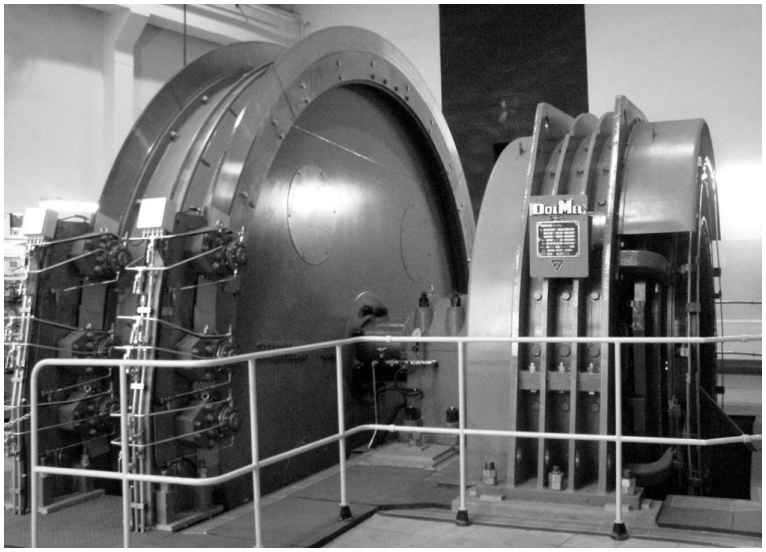


Rys.9. Widok wnętrza kabiny maszynisty wyciągowego

Budowa maszyny wyciągowej K-6000/DC-16 m/s oraz urządzenia sygnalizacji i łączności w przedziale zachodnim szybu Piotr dla KHW S.A. KWK „Mysłowice-Wesoła" Ruch „Wesoła"

Zadanie obejmowało dostawę i uruchomienie:

- maszyny wyciągowej K-6000/DC-16 m/s,
- urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej,
- rozdzielnicy 6 kV,
- układów zasilania i sterowania urządzeń przyszybowych,
- wykonanie prac budowlanych związanych z renowacją budynku maszyny wyciągowej.



Rys.10. Ogólny widok maszyny wyciągowej K-6000/DC-16 m/s

Budowa maszyn wyciągowych oraz wciągarek bębnowych wolnobieżnych do głębienia szybu GG-1 KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Polkowice-Sieroszowice" dla Przedsiębiorstwa Budowy Kopalń Pebeka S.A.



Rys.11. Ogólny widok maszyny wyciągowej do głębienia szybu B-4300/DC-8 m/s

Zadanie obejmowało dostawę i uruchomienie:

- dwóch maszyn wyciągowych B-4300/DC-8 m/s,
- zespołu trzech wciągarek bębnowych wolnobieżnych WBW-45T,
- zespołu czterech wciągarek bębnowych wolnobieżnych WBW-45T.



Rys.12. Widok wciągarek bębnowych wolnobieżnych WBW-45T

Przykłady innych projektów budowy lub modernizacji urządzeń instalowanych w górniczych wyciągach szybowych, zrealizowanych przez MWM Elektro Sp. z o.o:

- maszyny wyciągowe B-1200/AC-2 m/s KZ „Guido”,
- maszyny wyciągowe z napędami przekształtnikowymi „Jantar”,
- maszyna wyciągowa z możliwością realizacji zmiany kierunku obrotów silnika wyciągowego w obwodzie głównym i wzbudzenia,
- maszyny wyciągowe B-5000/2x1000 zasilane z przemienników częstotliwości ACS800,
- urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej z urządzeniem UWS-10,
- przewoźna maszyna wyciągowa obsługująca szyby L-VI i L-VII,
- maszyna wyciągowa do zastosowania w atmosferze zagrożonej wybuchem B-1500/Ex/AC-2 m/s – w trakcie realizacji.

5. Podsumowanie

Na przestrzeni 15 lat działalności spółka MWM Elektro Sp. z o.o. osiągnęła status liczącego się na polskim rynku dostawcy wyrobów i usług w zakresie szerokiej gamy maszyn wyciągowych oraz urządzeń sygnalizacji szybowych i urządzeń sterowniczo-sygnałowych. Zrealizowała 84 projekty.

W 1998 r. Spółka rozpoczęła swoją działalność na rynku lokalnym. Obecnie działa i jest rozpoznawalna na rynku krajowym. Jutro ma ambicje zostać spółką globalną. W dziedzinie techniki i technologii budowy maszyn wyciągowych MWM Elektro Sp. z o.o. jest spółką innowacyjną. Firma zaprojektowała i wyprodukowała nowe w skali kraju urządzenia dedykowane dla firm wykonujących głębienie, pogłębianie i zbrojenie szybów oraz inne prace szybowe. Aktualnie w wysokim stopniu zaawansowania znajduje się projekt opracowania i wyprodukowania maszyny wyciągowej do zabudowy w wyrobiskach podziemnych zagrożonych wybuchem. Większość pracowników spółki to pasjonaci maszyn wyciągowych i sygnalizacji szybowych. Budowanie przez nich nowoczesnych, bezpiecznych i niezawodnych urządzeń jest środkiem do dostarczania klientom spółki oczekiwanej wartości biznesowej.

System Diagnostyczny LRM® - XXI – postęp w bezpiecznej i niezawodnej diagnostyce lin górniczych

Roman Martyna, Maciej Martyna - Laboratorium LRM

1. Wstęp

Wiek XXI przyniósł nowy polski chroniony w urzędzie patentowym **System Diagnostyczny LRM®- XXI** będący twórczym połączeniem ponad trzydziestu lat pracy i doświadczeń autora z możliwościami współczesnej elektroniki i informatyki, w której specjalizuje się młode pokolenie. Te innowacyjne osiągnięcia zostały wdrożone do badania lin w Polskich kopalniach, przez prawie wszystkie ośrodki badające liny i znacznie poprawiły bezpieczeństwo i możliwości metody MFL.

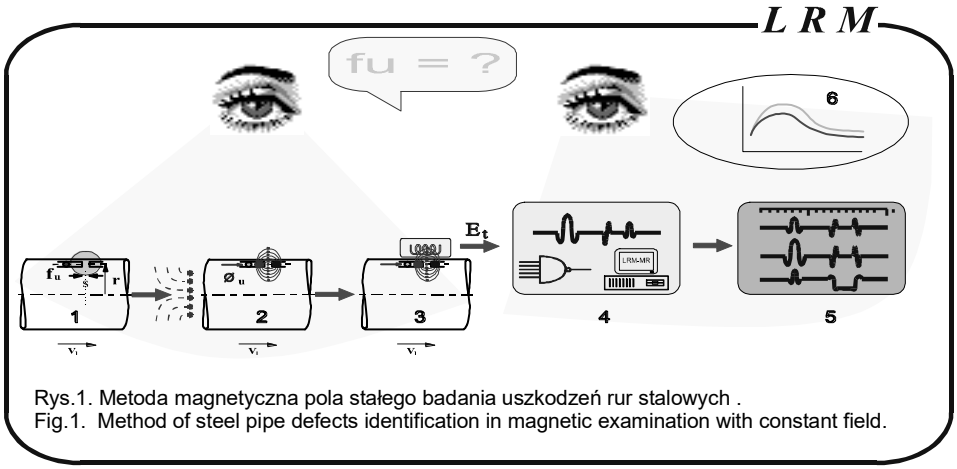
Najważniejsze osiągnięcia autora w pracy nad rozwojem magnetycznej metody pola rozproszenia (MFL) badania uszkodzeń lin stalowych to:

- opracowanie modelu matematycznego przetwarzania dowolnie położonego w linie uszkodzenia na pole magnetyczne rozproszenia,
- wynalazek czujników hallotronowych (LMA) do mierzenia długich uszkodzeń lin stalowych (skutków korozji, starć itp. uszkodzeń lin),
- określenie wpływu naprężeń na wskazania czujników LMA,
- opracowanie magnetycznych głowic pomiarowych serii LRM®-MH lekkich, rozwiązujących problemy z badaniem lin w trudnych warunkach środowiskowych – lin wyrównawczych, prowadniczych, odbojowych i lin pracujących w gospodarce morskiej,
- opracowanie Systemu Diagnostycznego LRM® -XXI wraz z programem LRMRope-11, uznawanego przez największych ekspertów ze świata za najnowocześniejszy i najlepszy,
- opracowanie czujnika LRM® Slow do badania lin z bardzo małą prędkością np. 0,001 m/s,
- opracowanie czujnika LRM® Compact zwiększającego rozdzielczość metody LRM-MFL-NDE badania lin,
- opracowanie urządzenia LRM® - Radiolink pozwalającego na zdalny pomiar uszkodzeń lin trudno dostępnych np. lin prowadniczych,
- opracowanie metod i środków wyznaczania wpływu uszkodzeń na osłabienie liny,
- opracowanie urządzenia LRM® - ROBOT do bezpiecznego badania lin trudno dostępnych np. lin prowadniczych w okolicy ich zamocowania.

Wszystkie te oryginalne osiągnięcia są wdrożone i wzbogaciły metodę magnetyczną badania lin stalowych na całym świecie a szczególnie lin górniczych wyciągów szybowych.

2. Metoda MFL realizowana przez System Diagnostyczny LRM® - XXI

Badana lina z uszkodzeniem (1), magnesowana jest stałym polem magnetycznym (2) przez magnesy trwałe głowicy magnetycznej. W miejscu uszkodzenia następuje rozproszenie pola magnetycznego, które zamieniane jest na impulsy elektryczne przez czujniki (3). W urządzeniu analizująco-rejestrującym **LRM®-XXI** (4) na sygnały diagnostyczne (5), które wraz z zależnościami kalibracyjnymi systemu pomiarowego umożliwiają identyfikację uszkodzeń lin (rys.1).



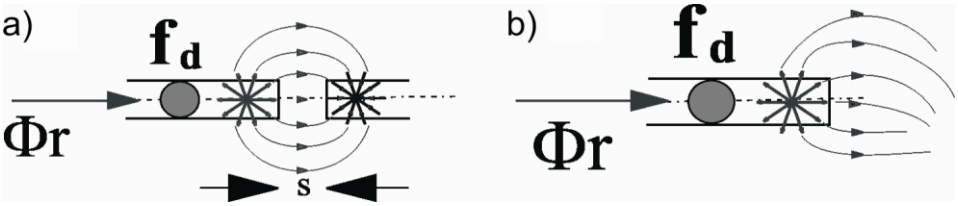
Rys.1. Metoda magnetyczna pola stałego badania uszkodzeń rur stalowych .
Fig.1. Method of steel pipe defects identification in magnetic examination with constant field.

Rys.1. Zasada działania metody MFL badania lin stalowych

2.1. Model fizyczny przetwarzania uszkodzenia lin na sygnały diagnostyczne

Głowica pomiarowa magnesuje badaną linę stałym polem wytworzonym przez magnesy trwałe zaaplikowane w głowicy. Materiał magnetyczny liny o przekroju F1 magnesowany jest polem o indukcji B1, natomiast zmniejszony do F2 przekrój metaliczny liny do indukcji B2.

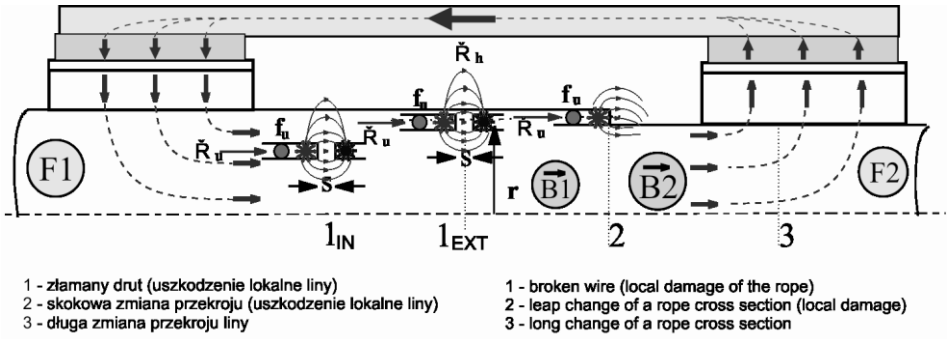
W miejscu uszkodzeń: pęknięcie drutu 1 i skokowa zmiana przekroju 2 następuje w biegunach rozproszenie strumienia Φ_r.



Rys.2. Biegunowy model fizyczny pola rozproszenia, *a – dla złamanego drutu; b – dla skokowej zmiany przekroju liny*

Przyjęcie biegunowego modelu (rys. 2) nie narusza zasady bezźródłowości pola magnetycznego, gdyż strumień rozproszenia Φ_r emitowany przez biegun jest równy strumieniowi wpływającemu doń w miejsca uszkodzenia (1).

$$\Phi_r - B_1 \times f_d = 0 \tag{1}$$



Rys.3. Podstawowe zjawiska fizyczne opisujące metodę MFL badania lin stalowych

Przyjęty model fizyczny pozwolił efektywnie wyliczyć [4] rozkład pola magnetycznego nad typowymi uszkodzeniami lin dowolnie położonymi względem osi liny

2.2. Model matematyczny przetwarzania dowolnie położonego uszkodzenia lin na pole magnetyczne rozproszenia

Autorowi udało się jako pierwszemu na świecie opracować model matematyczny opisujący wartość składowych rozproszonego pola magnetycznego nad typowymi uszkodzeniami lin w dowolnej odległości od dowolnie położonego względem osi liny uszkodzenia.

Dla efektywnego rozwiązania problemu (rys. 4) założono że:

- analizowane aktualnie uszkodzenie leży zawsze na osi MX w początku układu współrzędnych (w biegunie M),
- lina stoi, a głowica pomiarowa z czujnikami porusza się,
- oś liny leży zawsze w płaszczyźnie XY i jest przesunięta równolegle względem osi liny MX o *r* (środkowość położenia uszkodzenia),
- biegun magnetyczny M emituje pole środkowe o strumieniu Φ_r.

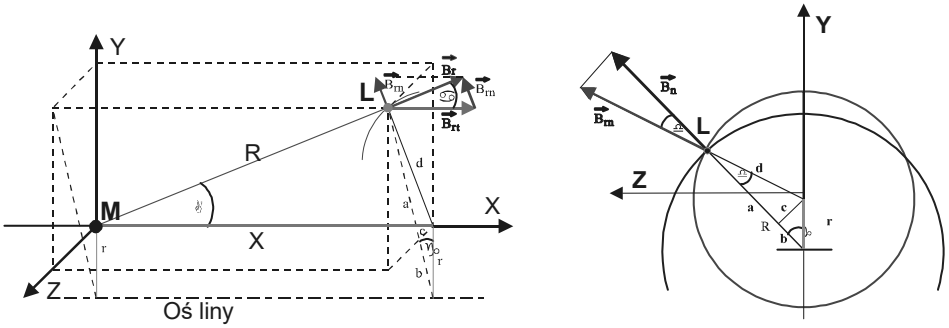
Te założenia nie wniosły żadnych ograniczeń fizycznych a pozwoliły rozwiązać zagadnienie w sposób efektywny.

Wartość składowych normalnej B_n i stycznej B_t indukcji w dowolnym punkcie *L* oddalonym o *R* od bieguna *M* dowolnie położonego uszkodzenia w linie opisują wzory (2 i 3). Wzory te wyprowadzone zostały w pracy [4].

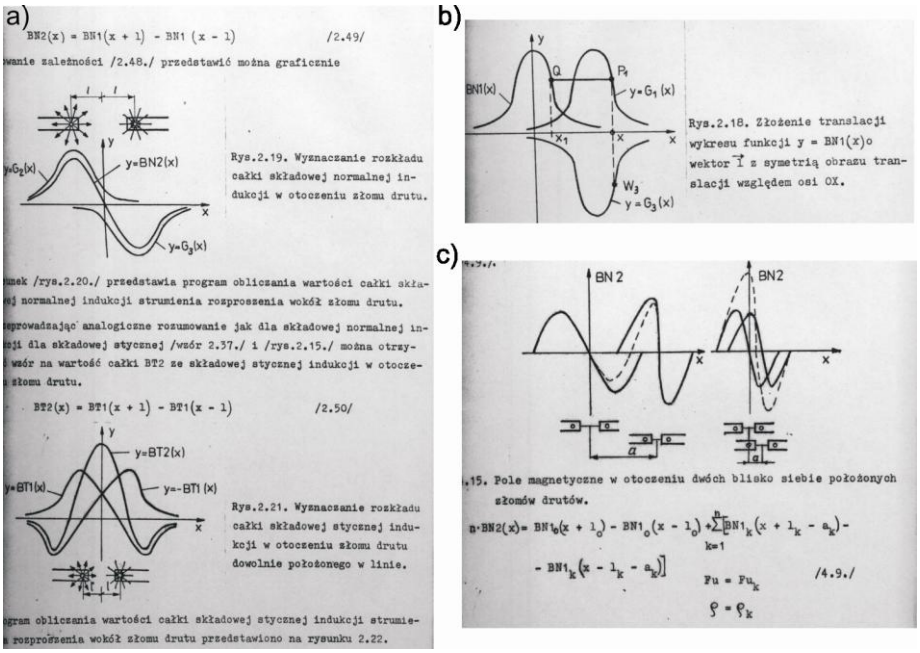
$$B_n = \frac{B_l}{4\Pi} * F_u * \frac{R - r \cdot \cos\gamma}{\sqrt{\left(R - r \cdot \cos\gamma\right)^2 + \left(r \cdot \sin\gamma\right)^2 + x^2}^3} \tag{2}$$

$$B_t = \frac{B_l}{4\Pi} * F_u * \frac{x}{\sqrt{\left(R - r \cdot \cos\gamma\right)^2 + \left(r \cdot \sin\gamma\right)^2 + x^2}^3} \tag{3}$$

Wzory (2) i (3) po całkowaniu po okręgu tworzonym przez czujnik pozwoliły na efektywne wyliczenie wartości strumienia sygnału wpływającego do czujnika.



Rys.4. Indukcja strumienia rozproszenia w dowolnym punkcie *L* oddalonym o *R* od bieguna *M* dla dowolnie położonego uszkodzenia w linie

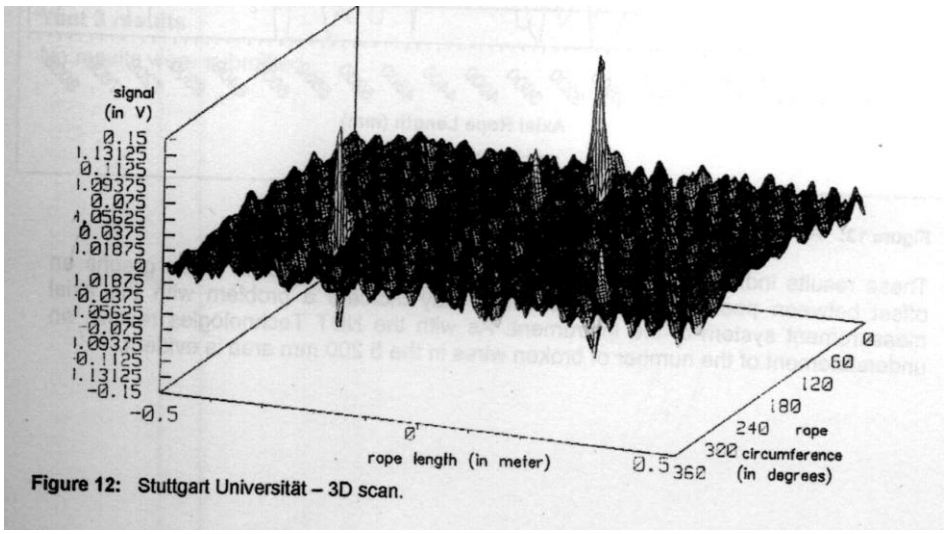


Rys.5. Teoretyczne wyznaczanie przebiegu impulsów dla różnych typów uszkodzeń liny i ich zagęszczeń (Kopia oryginału pierwszej publikacji z 1980 r.)

W pracy [4] opublikowanej przez autora w1980 roku (rys. 5) zastosowano złożenie translacji wykresu funkcji opisującej rozkład składowych B_n i B_m pola rozproszenia wpływającego do czujnika nad uszkodzeniem o wektor $\underline{l}$ z symetrią obrazu translacji względem osi *MX*.

Ten aparat matematyczny pozwolił na ścisłe opisywanie zjawisk i dał możliwość liczenia przebiegów impulsów z różnych czujników dla dowolnie położonych względem osi liny uszkodzeń, zarówno typu skokowa zmiana przekroju liny, jak i pęknięty drut i ich złożeń w różnych kombinacjach, pozwala badać wpływ zagęszczenia uszkodzeń lin na wskazania.

Model matematyczny został pozytywnie zweryfikowany na Uniwersytecie w Reading w Anglii, wykorzystywany jest w aktualnie prowadzonych pracach na Uniwersytecie w Sztutgardzie w Niemczech i stał się podstawą opracowania **Systemu Diagnostycznego LRM®-XXI** (rys. 6).



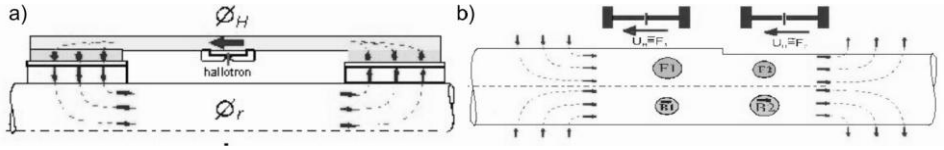
Rys.6. Trójwymiarowe obrazowanie wyników badań magnetycznych lin, w którym wykorzystano model matematyczny autora

2.3. Czujniki LMA do mierzenia długich uszkodzeń lin stalowych (skutków korozji, starć itp. uszkodzeń lin)

Efektem ubocznym poszukiwań przez autora przetwornika dla czujników magnetycznych głowic pomiarowych dających wskazania niezależne od prędkości badania był wynalazek tzw. „czujników hallotronowych" – LMA (Los Metallic Area). Czujniki LMA rozszerzyły metodę magnetyczną pola stałego o możliwość mierzenia długich uszkodzeń lin i rur stalowych.

Zasadę pomiaru czujników LMA przedstawił autor w 1979 roku w pierwszej polskiej publikacji na ten temat [15]. Czujniki LMA mierzą zmianę

indukcji w linie (rys. 7a lub strumień magnetyczny w obwodzie magnetycznym głowicy (rys. 7b) przy długiej zmianie przekroju badanej liny.



Rys.7. Dwa techniczne rozwiązania czujników LMA (wynalazki autora)

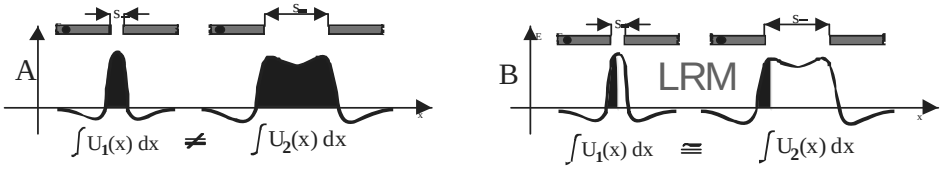
Czujniki LMA wniosły do metody MFL bardzo istotny sygnał diagnostyczny, szczególnie przy badaniu lin z długimi uszkodzeniami, co widać z porównania wskazań dotychczas stosowanych czujników indukcyjnych INN i OUT ze wskazaniem czujnika LMA na rysunku (rys. 9). Czujnik LMA są szczególnie przydatne w mierzeniu skutków starć i korozji lin.

Wynalazki te są stosowane w Polsce we wszystkich głowicach pomiarowych którymi bada się liny stalowe.

2.4. Metoda LRM® wyznaczania wpływu uszkodzeń na osłabienie liny

W przypadku występowania dużej ilości blisko siebie położonych uszkodzeń liny szybka analiza wyników badania jest utrudniona i wymaga dużego doświadczenia i uwagi badającego. System Diagnostyczny LRM®-XXI pozwala na analizę wyników w czasie badania liny, gdyż wyniki badania można oglądać z rozdzielczością od 5 mm do 50 m liny na działkę bez utraty informacji o najpoważniejszych uszkodzeniach liny.

Dotychczas zagadnienie szybkiej oceny zagęszczonych uszkodzeń próbowano rozwiązać stosując całkowanie impulsu z czujnika indukcyjnego według zasady jak na rysunku (rys. 8A).

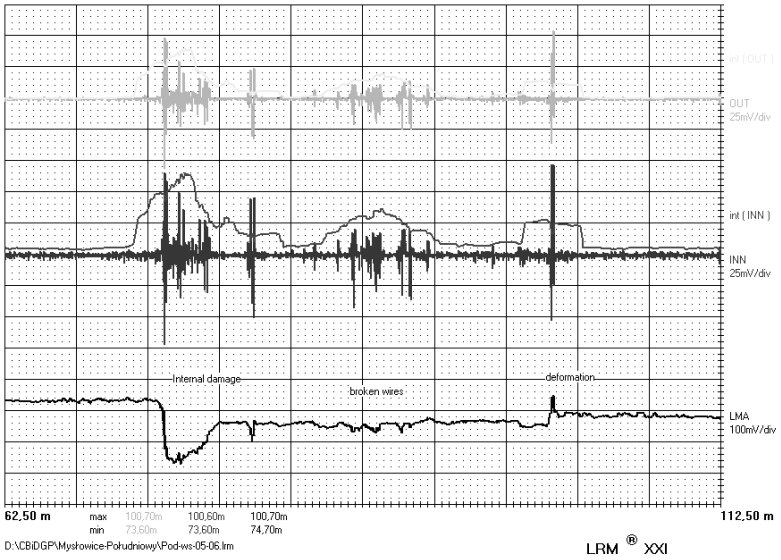


Rys.8. Porównanie dotychczas stosowanego i nowego "**LRM®**" sposobu całkowania sygnałów z czujników indukcyjnych LF; *a) dotychczasowy sposób całkowania sygnałów z czujników LF, b) całka LRM sygnałów z czujników LF*

Z porównania rysunków (rys. 8a) i (rys. 8b) łatwo zauważyć, że nowy LRM® sposób całkowania sygnałów w znacznym stopniu eliminuje błędy dotychczasowego całkowania impulsów z czujników LF. Z punktu widzenia osłabienia liny oba uszkodzenia przedstawione na rysunku (rys. 8) są równoważne, gdyż reprezentują jeden złamany drut: przed i po wyłamaniu końców.

Nowy sposób w znacznym stopniu zmniejsza błąd wynikający z całkowania, który w dotychczasowym rozwiązaniu mógł dochodzić do kilkuset procent.

Dodatkowo, zastosowany w Systemie Diagnostycznym LRM®-XXI oryginalny sposób prezentacji wyników całkowania impulsów precyzyjnie pokazuje miejsce największego osłabienia liny, gdzie suma wykrytych przez oba czujniki LF uszkodzeń znajdujących się w zadeklarowanej w czasie badania (lub po badaniu), strefie wpływu uszkodzenia na osłabienie liny jest największa.



Rys.9. Nowy LRM® oryginalny polski sposób prezentowania przez System Diagnostyczny LRM®-XXI wpływu uszkodzeń na osłabienie liny na odcinku 40d (30d)

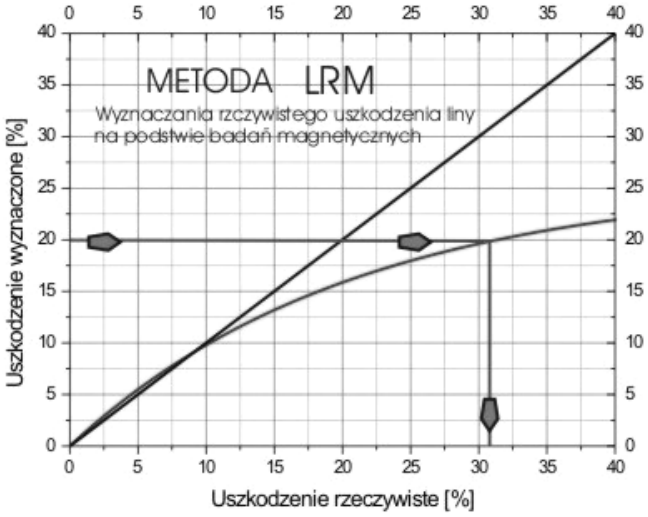
System Diagnostyczny LRM® -XXI pozwala też na szybkie wyszukanie miejsc o największych lokalnych uszkodzeniach. Nawet przy znacznej kumulacji.

Takich możliwości nie daje żadne stosowane na świecie urządzenie do badania lin.

2.4.1. Metoda LRM wyznaczania na podstawie badań magnetycznych wpływu uszkodzeń na osłabienie liny

Autor w pracach [23, 24] określił wpływ zagęszczenia uszkodzeń na wyniki badań magnetycznych lin. Zaproponowano tam też sposób eliminowania błędu pomiaru uszkodzeń lin metodą MFL. Interferencja pól magnetycznych od blisko siebie położonych uszkodzeń drutów lin w strefie wpływu szkodzenia na osłabienie lin. Zjawisko to analizowała autor w pracy doktorskiej [4].

Metoda **LRM®** (rys. 10**)** zaprezentowana została na konferencjach [23, 24] eliminuje błędy wynikające ze stosowania normy PN-92 G-46603 „Liny stalowe okrągłe. Oznaczenie stopnia zużycia metodą magnetyczną" do wyznaczania osłabienia lin górniczych urządzeń wyciągowych.



Rys.10. Metoda **LRM®** wyznaczania rzeczywistego osłabienia lin o dużym zagęszczeniu uszkodzeń na podstawie badań magnetycznych

2.5. System Diagnostyczny LRM® -XXI do badania lin stalowych





Rys.11. Aparatura Systemu Diagnostycznego LRM-XXI do badania lin stalowych o średnicach 4-250[mm], płaskich lin i taśm stalowo-gumowych w pełnym zakresie. I złoty medal otrzymany na Salonie wynalazków w Brukseli EUREKA 1993

System Diagnostyczny LRM® -XXI składa się z cyfrowego rejestratora **LRM®-XXI** zbierającego i opracowującego sygnały diagnostyczne, oprogramowania LRMRope, głowic pomiarowych, przetworników przemieszczenia, procedur badania i komputera (rys. 11).

System Diagnostyczny LRM® -XXI pracuje w oparciu o oryginalne polskie programy **LRMRope-11** w środowisku Windows 98/2000/XP, Windows Vista, oraz Windows 8.

Głowice pomiarowe typu LRM® - MH

Innowacyjne wykonane z najnowszych materiałów magnetyczne głowice pomiarowe typu **LRM® - MH** przystosowane są do niezawodnej pracy w najcięższych warunkach środowiskowych. Przy ich konstrukcji wykorzystano doświadczenia LRM z badania lin w warunkach morskich. Warunki środowiskowe badania lin wyrównawczych wyciągów szybowych bywają gorsze niż warunki morskie, gdyż głowice zalewane są słonymi wodami szybowymi, bywają pokryte błotem i osadami szybowymi.

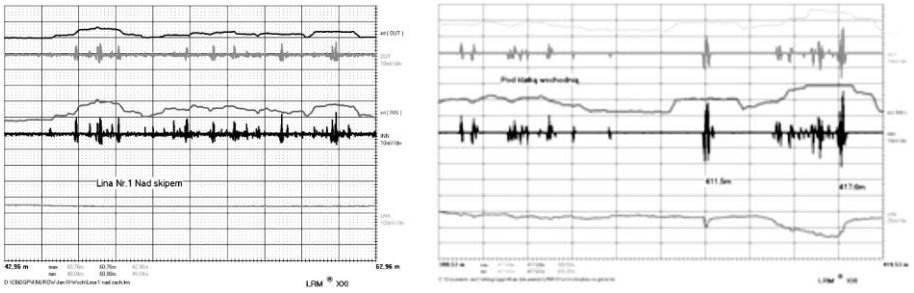
Głowice pomiarowe wyposażone są w przetwornik przemieszczenia **LRM® - RI** również odporne na zalewanie wodami szybowymi. Głowice pomiarowe **LRM® - MH** łączone są z Systemem Diagnostycznym **LRM® - XXI** jednym długim kablem, co poprawia komfort badania lin lub złączem radiowym **LRM® - Radiolink**, co eliminuje kabel. Badanie trudno dostępnych zakończeń lin, oraz lin trudnodostępnych wspomaga **LRM® - Robot**.

Elementy **Systemu Diagnostycznego LRM® - MH** były testowane przez Germanisher Lloyd i DET NORSKE VERITAS.

System Diagnostyczny LRM®-XXI zapewnia:

- bezpieczeństwo pracy – może pracować z wewnętrznej baterii przez 6 godzin co jest szczególnie ważne przy badaniu lin wyrównawczych na podszybiu, gdyż nie trzeba naruszać przepisów BHP w czasie badań,
- możliwość zdalnego badania uszkodzeń lin trudno dostępnych,
- zapisywanie wyników badań w wewnętrznej pamięci rejestrator (10 000 m) i w pamięci komputera bez ograniczeń długości,
- wizualizację wyników badania w czasie rzeczywistym na ekranie komputera i opcjonalnie taśmie papierowej,
- możliwość przesyłania wyników badań przez pocztę internetową, również przez telefon komórkowy,
- porównywanie wyników aktualnych badań z wynikami badań poprzednich,
- automatyczne wyznacza wpływu uszkodzenia na osłabienie liny zarówno na odcinku 40d jak i lokalnie,
- możliwość dowolnego edytowania wyników badania i wprowadzania opisów,
- setki innych możliwości wynikające z programów LRMRope i Windows.

Jeden ze sposobów przedstawienia wyników badania lin Systemem Diagnostycznym LRM-XXI przedstawiono na rysunku 12.

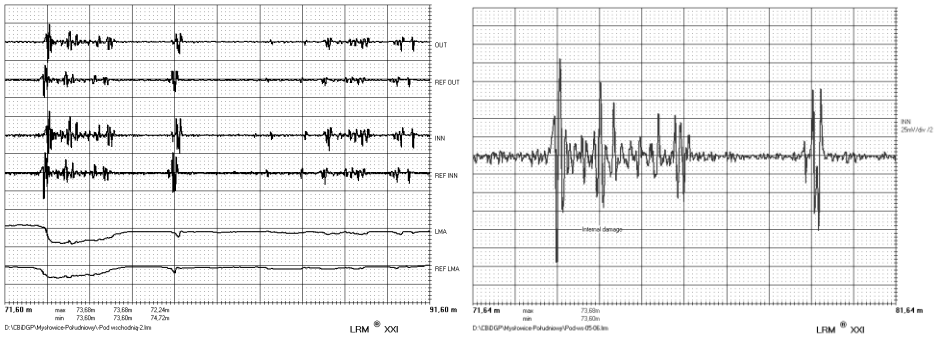


Rys.12. Wynik badania uszkodzeń liny Systemem Diagnostycznym LRM®-XXI

System Diagnostyczny LRM-XXI daje możliwość obróbki cyfrowej wyników badań.

Oryginalne wyniki badania nie mogą być zmieniane, są dokumentem i mogą być przechowywane u klienta i u rzeczoznawcy, przesyłane przez Internet, mogą służyć kopalni do lokalizacji i identyfikacji uszkodzeń (rys. 13).

Program LRMRope – 11 pozwala oglądać na ekranie w czasie rzeczywistym przebieg badania, cofać się do przebadanych wcześniej odcinków liny co nie przerywa procesu zbierania wyników badań. System Diagnostyczny LRM®- XXI pozwala na porównywanie wyników aktualnych i poprzednich badań również w czasie rzeczywistym.



Rys.13. Porównanie wyników kolejnych badań tej samej liny i szczegółowa analiza wybranych uszkodzeń liny

W czasie badania można do wykresu wprowadzać dowolne komentarze, które będą wyświetlane zawsze w zadeklarowanym miejscu prezentacji wyników badania.

Głowice pomiarowe LRM-SAG-2 (rys. 14) skutecznie rozwiązały problem badania wyrównawczych lin stalowo-gumowych i taśmociągów często zalewanych słonymi wodami szybowymi.

Nowa Głowica pomiarowa **LRM® - SG** (rys. 15) rozwiązała problem badania indywidualnych linek lin stalowo-gumowych w miejscach uszkodzeń, naprawy i zawieszeń [3].

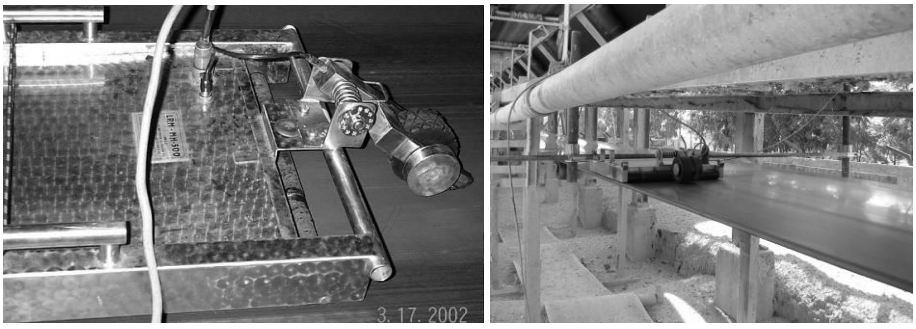


Rys.14. Głowica pomiarowa LRM-SAG do badania wyrównawczych lin stalowo-gumowych i przystosowana do pracy w najcięższych warunkach



Rys.15. Głowica pomiarowa LRM® -SG do badania poszczególnych linek uszkodzonej lub w liny stalowo-gumowej

System Diagnostyczny LRM®-XXI z głowicą pomiarową LRM-MH-500 (rys. 16) służy do wykrywania i mierzenia uszkodzeń linek taśm taśmociągów. Precyzja badania taśm Systemem Diagnostycznym LRM®-XXI została wysoko ocenione w kraju, jak i w świecie też u klientów znających inne rozwiązania światowe w tym zakresie.



Rys.16. Przykładowe obiekty badane taśm metodą i aparaturą **LRM®**

System Diagnostyczny LRM®-XXI został uznany przez Komisję Europejską Unii Europejskiej za najbardziej innowacyjny polski produkt na lata 2012/2013 roku.

Literatura

1. Martyna R., Martyna M.: Czujnik kompaktowy defektografu magnetycznego. Zgłoszenie patentowe P.404-98 Urząd Patentowy RP. Maj 2013.
2. Martyna R.: Method of steel ropes magnetic testing potential, conditions and problems, Crane Korea Volume 1 & 2 Seoul 2013.
3. Martyna R.: System diagnostyczny LRM®-XXI – postęp w diagnostyce lin stalowych. Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie. Ustroń listopad 2012. Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie ISBN 978-83-929335-9-5.
4. Martyna R.: Wyznaczanie osłabienia lin metodą magnetyczną z zastosowaniem defektoskopu cyfrowego. Praca doktorska AGH 1980 r.
5. Martyna R.: Polish Method for Magnetic Tests Used in Diagnosis of Ropes of Untypical Machines. Szczyrk 2005; ISBN 83-922183-0-2.
6. Martyna R., Pypłacz J., Szulc P.: "Magnetic Testing of The Technical Condition of Steel Cables Damaged Steel-Rubber Balance Ropes" Szczyrk 2005; ISBN 83-922183-0-2.
7. Bergander M., Martyna R.: Safe Over the Bridge, Proc. Of 2000 – ASNT Annual Fall Conference, Indianapolis, IN, USA, November 2002.
8. Bergander M., Martyna R.: Preventative Maintenance and Testing of Mining Ropes, Proc. of International Mining Expo, Las Vegas, NV, USA, October 2000.
9. Martyna R.: Method of Steel Ropes Magnetic Testing Potential, Conditions and Problems", Round Table – O.I.P.E.E.C. London 1998.
10. Martyna R.: Electronic system for a sensor of long changes in a rope cross-section, Polish Patent No. 152781.
11. Martyna R.: Sensor of a Magnetic Defect graph for determination of Long section variations, European Patent No. 86102741.5.
12. Martyna R.: A Mathematical Model of the transformation of a Rope Defect into a Magnetic Stray Field, Round Table O.I.P.E.E.C. How Safe is a Rope? Cracow, 1981.
13. Martyna R.: Determination of steel ropes weakening with an application of a magnetic method and a digital defectoscope, Dissertation AGH – Cracow, 1980.
14. Martyna R.: An application of Hall generator sensors for determination of defects in steel ropes, Materials IX KKBN – Frombork 1979.
15. Martyna R.: Magnetic testing of steel ropes, Materials XXIV KKBN, Poznań-Kielce, 1995.

16. Martyna R.: Magnetic measurement head for testing of ropes in difficult environmental conditions, Modernization of Hoisting Machines, Reliability and Safety ’95, Gliwice, 1995.
17. Martyna R.: Problem of rope damage measurement accuracy in magnetic tests of steel ropes magnetized by permanent field, Mine hoisting 96, Gliwice, 1996.
18. Stachurski J., Martyna R.: Sensor of magnetic defectograph, Polish Patent No. 215521.
19. Martyna R., Wincewicz J.: Praktyczne aspekty badan lin, prowadniczych I odbojowych, International Scientific and Technical conference: Shaft hoisting installations on the verge of the twenty first century, 1999, 1-7.
20. Tytko A.: Eksploatacja lin stalowych, Sląsk 2003; ISABN 83-7164-392-6.
21. Batko W., Mikulski A.: Nowe metody badawcze w rozpoznawaniu uszkodzeń lin stalowych Monografie nr.10 AGH Kraków 2002; ISDN: 83=916516-8-1.
22. Martyna R.: Metoda magnetickych zskusek dratenych lan, moznosti, stav a problemy. NDT Bulletin 1997 Praha, Czech Republic.
23. Martyna R.: Zagęszczenie uszkodzeń. Podstawowy problem defektoskopii magnetycznej lin stalowych. Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie Nr. III Listopad 2007.
24. Martyna R. Raszka W.: Increasing of Flaw Density the Fundamental Problem of Magnetic Flaw Detection In Steel Ropes. Podbanskie. Slowakia. Wrzesień 2008.
25. Martyna R.: Układ diagnostyczny do badania elementów ferromagnetycznych. Patent RP P-373997 wrzesień 2010.

Współczesne metody oceny stanu technicznego lin pracujących w górnictwie

Grzegorz Olszyna, Andrzej Tytko, **Andrzej Sioma** - Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

W wielu gałęziach przemysłu, a zwłaszcza w górnictwie do transportu materiałów i przewozu osób dużą grupę środków transportu stanowią urządzenia transportu linowego. W polskich kopalniach węgla kamiennego, rud metali i surowców mineralnych pracuje kilkaset różnych rodzajów linowych górniczych wyciągów szybowych służących do transportu zarówno materiałów, jak i ludzi. Maszyny i urządzenia transportu linowego są niezbędnym i newralgicznym elementem przemysłu górniczego. Liny pracujące w tych urządzeniach w łańcuchu niezawodnościowym są głównymi elementami odpowiedzialnymi za przenoszenie obciążeń. Należą w związku z tym do grupy najważniejszych elementów bezpieczeństwa. W celu zapewnienia możliwie najwyższego poziomu bezpieczeństwa są zaprojektowane z wysokimi współczynnikami bezpieczeństwa określonymi przepisami prawnymi.

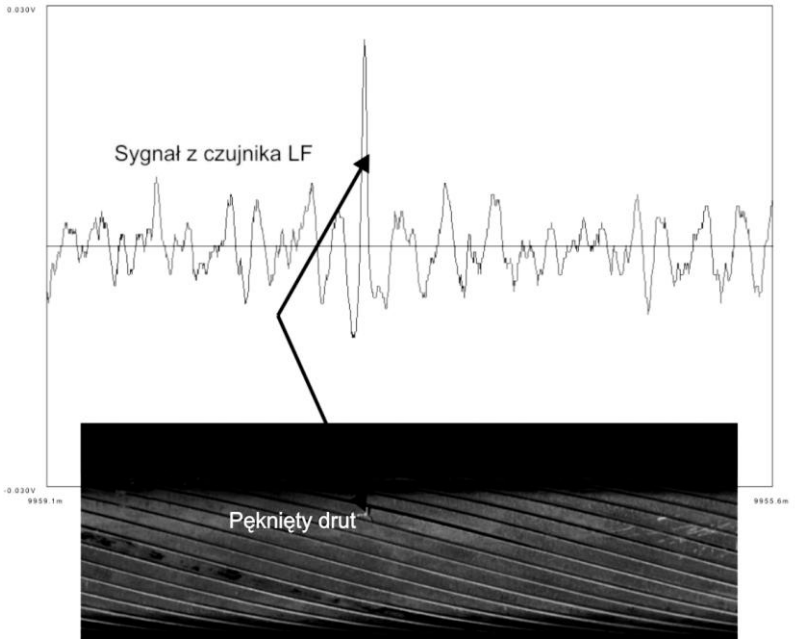
Liny są praktycznie nienaprawialne, a w trakcie eksploatacji zużywają się. Po przekroczeniu określonego w odpowiednich przepisach prawnych poziomu zużycia wyznaczonego na podstawie wybranych symptomów zużycia (np. starcia, pęknięcia drutów, korozja itp.) muszą być odkładane i wymieniane na nowe. W przepisach prawnych [15] dla lin pracujących w górniczych wyciągach szybowych określone są terminy kontroli lin stalowych i kryteria oceny ich stanu na podstawie badań wizualnych (VT) oraz magnetycznych (MRT). Kryteria te bazują na wartościach ubytku przekroju metalicznego objawiającego się w postaci pękniętych drutów, korozji i starć. Oprócz tego w linach mogą pojawić się inne formy zużycia, które mają wpływ na trwałość. Dotyczy to lin stalowych pracujących zarówno w górniczych wyciągach szybowych, jak i w urządzeniach podstawowych górnictwa odkrywkowego (koparki, zwałowarki). Do tych czynników należą deformacje lin, nadmierne wydłużenia oraz zmiany parametrów geometrycznych [9]. Wszystkie te czynniki traktowane łącznie mają zasadniczy wpływ na wybór właściwych kryteriów odkładania, a przez to na decyzje dotyczące wymiany lin na nowe. Należy tutaj zauważyć, że współcześnie stosowane konstrukcje lin stalowych nie wykazują typowych symptomów zużycia zmęczeniowego. Udokumentowany nadzór nad linami w urządzeniach transportu linowego dostarcza wielu informacji w czasie rutynowych badań i kontroli. Obecnie, zwłaszcza w pierwszej fazie pracy, najczęściej obserwowanymi symptomami zużycia są zmiany geometrii liny [8] oraz deformacje splotek.

W wielu przypadkach liny odłożone po wymianie na nowe są źródłem dodatkowych informacji o rzeczywistym osłabieniu, gdyż na ich próbkach wykonywane są badania niszczące. Dostarczają one informacji o rzeczywistym poziomie zużycia. Badania te to klasyczne badania wytrzymałościowe, na które składają się próby rozciągania, skręcania i przeginania drutów lin stalowych [13]. Próbuje się też zastosować nowe niekonwencjonalne metody diagnostyczne z wykorzystaniem metody magnetyczna pamięć metalu MPM (PN-ISO 24497) [3]. W dłuższym horyzoncie czasowym wyniki tych prac mogą być podstawą do dokładniejszego wyznaczenia czasu bezpiecznej eksploatacji lin stalowych. Może to mieć również wpływ na ekonomiczne efekty związane z długością czasu pracy oraz na zwiększenie poziomu bezpieczeństwa użytkowanych obiektów technicznych. Ten cel można osiągnąć poprzez integrację metod diagnostycznych, wprowadzenie nowych metod badawczych, nowych rozwiązań technicznych aparatury badawczej oraz nowych kryteriów oceny lin. W urządzeniach transportu linowego są stosowane liny stalowe, dla których oceny najbardziej rozpowszechnione to badania wizualne i magnetyczne. W tych metodach określone są procedury badawcze oraz obligatoryjnie wymagana jest certyfikacja personelu badań nieniszczących, a okresy badań i kryteria odkładania są uregulowane prawnie. W nowych rozwiązaniach urządzeń linowych stosuje się w produkcji lin nie tylko stal, ale również wykonywane są liny z nowych materiałów (materiały syntetyczne oparte o tworzywa polimerowe). Do oceny stanu technicznego takich konstrukcji lin obecnie pozostaje tylko metoda wizualna. Pozwala na wykrywanie wad i uszkodzeń na powierzchni liny za pomocą wzroku lub przyrządów wspomagających (kamery, skanery, systemy wizyjne, itp.). Pozwala to na określenie stopnia zużycia na podstawie badań wizualnych, ale jest czasochłonna, mało precyzyjna i z natury subiektywna. Jest to wyzwanie do poszukiwania nowych rozwiązań technicznych do oceny stanu technicznego lin, zwłaszcza wykonanych z tworzyw sztucznych.

2. Metody stosowane do oceny stanu technicznego lin stalowych

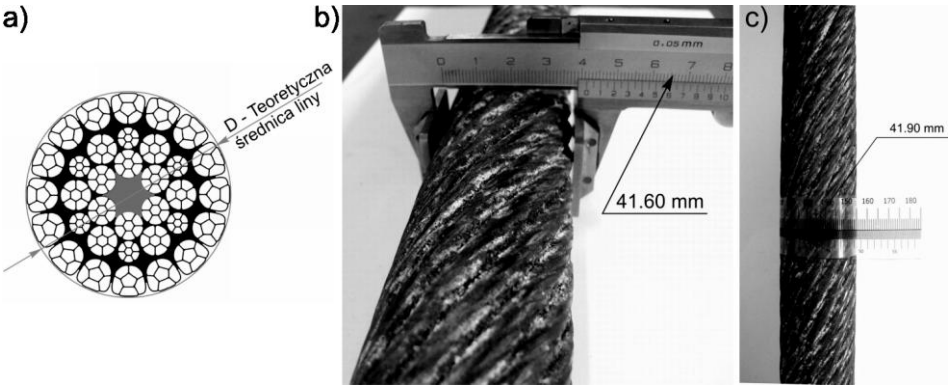
Opracowana w Polsce w latach czterdziestych ubiegłego stulecia przez profesorów AGH w Krakowie metoda magnetyczna służy do oceny stanu technicznego lin stalowych. Aparatura, sposób przeprowadzenia pomiarów oraz interpretacja wyników są powszechnie stosowane w wielu krajach na całym świecie. Wykonane pierwsze badania magnetyczne lin nośnych kolei linowej na Kasprowy Wierch w roku 1947 na obiekcie rzeczywistym zapoczątkowały późniejszy rozwój tej metody. Badania magnetyczne stały się działem diagnostyki technicznej do oceny stopnia zużycia lin stalowych [4]. W wielu gałęziach przemysłu zostały wprowadzone przez jednostki dozorowe nadzorujące bezpieczeństwo urządzeń transportu linowego jako obowiązkowe. Stopień osłabienia lin wyznaczany jest na podstawie zapisu sygnałów uzys-

kanych w wyniku badania magnetycznego. Obliczany jest ubytek przekroju metalicznego na odcinku odniesienia spowodowany pękniętymi drutami starciami i/lub korozją. Ocena stanu lin na podstawie badań magnetycznych wymaga dużego doświadczenia badacza, ponieważ na wartość sygnałów ma wpływ wiele czynników do których można zaliczyć: rodzaj liny, sposób pracy, rodzaj użytych czujników pomiarowych itp. W metodzie badań magnetycznych najcenniejszą cechą jest możliwość wykrywania uszkodzeń w warstwach wewnętrznych badanych lin. Ma to szczególne znaczenie dla lin wielowarstwowych wykorzystywanych obecnie jako liny nośne czy czasem jako liny wyrównawcze w górniczych wyciągach szybowych. Zastosowanie dwóch różnych typów czujników w polskiej aparaturze do badań magnetycznych pozwala na obliczenie stopnia zużycia liny zarówno w miejscu uszkodzenia poprzez zastosowanie czujników indukcyjnych typu LF, jak również na długości z zastosowaniem czujników hallotronowych LMA. Czujniki typu LF służą do wykrywania typowych uszkodzeń w postaci złomów zmęczeniowych drutów, natomiast czujniki typu LMA mogą służyć do wyznaczenia zużycia korozyjnego, starć czy braków drutów na dłuższym odcinku. Tej unikatowej metodzie poświecono wiele prac [1, 2], w których przeanalizowano wiele rodzajów form zużywania się lin stalowych dla typowych konstrukcji wykorzystywanych w urządzeniach transportu linowego. Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy sygnał z badania magnetycznego liny z miejscem występowania uszkodzenia lokalnego w postaci pękniętego drutu.



Rys.1. Sygnał z badania magnetycznego oraz obraz pękniętego drutu [opracowanie własne]

Metoda badań wizualnych jest nierozłącznym elementem badań magnetycznych. Stosowana jest również jako niezależna metoda do oceny stanu powierzchni, prawidłowości połączeń, do wykrycia zmian geometrii na podstawie pomiarów itp. Wykryte wady i nieciągłości w linach na podstawie badań wizualnych mogą być pomocne do oceny ich stanu technicznego w czasie eksploatacji w wielu urządzeniach transportu linowego. Geometria lin (zmiana średnicy i długości skoku liny) ma zasadniczy wpływ na trwałość lin w czasie ich pracy. Pomiary tych parametrów zawsze wykonywane są w trakcie odbioru lin od producentów. Liny górnicze dopuszczane są do eksploatacji na podstawie oceny rzeczoznawców. Pomiary nie należą do skomplikowanych, ale wymagają doświadczenia i umiejętności interpretacji rzeczywistej (mierzonej) i teoretycznej (nominalnej) średnicy liny. Na rysunku 2 przedstawiono geometryczną interpretację średnicy liny oraz sposoby jej pomiaru z wykorzystaniem różnych technik pomiarowych.



Rys.2. Definicja średnicy liny dwuzwitej (a), pomiary średnicy lin różnymi technikami (b, c) [opracowanie własne]

Rysunek 2a przedstawia tzw. teoretyczną średnicę liny. Jest to średnica okręgu opisanego na jednym z porzecznych przekrojów liny. Na rysunku 2b przedstawiono pomiar średnicy liny za pomocą suwmiarki z poszerzonymi szczękami zamiast zwykłej suwmiarki. Pomiar ten jako wynik daje wymiar średnicy największy na odcinku równym szerokości szczęk. Zaletą tego typu suwmiarki jest bezpośrednie przyleganie szczęk suwmiarki do splotek leżących naprzeciw siebie. Inna metoda pomiaru średnicy liny została opracowana przez prof. Bittnera z Uniwersytetu Technicznego w Wiedniu. Jest to pomiar obwodu liny za pomocą specjalnego liniału owijanego wokół liny i zastosowanie na nim podziałki w jednostce długości przemnożonej przez π. Można w ten sposób wyznaczyć bezpośrednio średnicę liny, jednak jest to średnica uśredniona, jeżeli w danym przekroju ma ona przekrój owalny. Liniał musi być mocno napięty, aby objął linę. Ten niestosowany już, ale bardzo oryginalny sposób pomiaru średnicy liny przedstawiono na rysunku 2c. Pomiary średnicy liny są bardzo powszechną metodą do oceny tego parametru geometrycznego, ale żadna

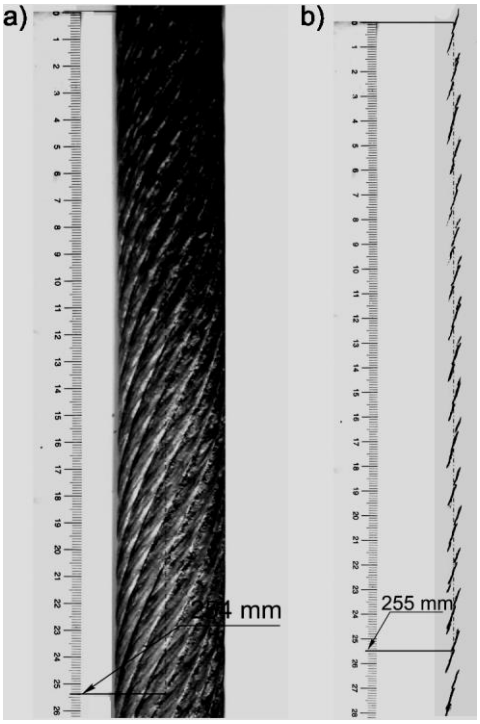
z obecnie stosowanych metod nie pozwala na wykrycie na linie miejsc o najmniejszej, bądź największej średnicy, które to wymiary mogą świadczyć o uszkodzeniu np. rdzenia. Pomiary te nie mogą też być realizowane w sposób ciągły.

Podczas rutynowych oględzin i badań lin splotkowych pracujących w urządzeniach ważny jest także pomiar drugiego parametru geometrycznego jakim jest długość skoku liny. Z eksploatacyjnego punktu widzenia zmiana długości skoku układu splotek lub drutów w warstwach zewnętrznych liny jest bardzo ważnym parametrem geometrycznym liny, gdyż pośrednio informuje o wydłużaniu się i tzw. kręceniu się liny. Długość skoku wpływa na parametry konstrukcyjne liny. Zmiany geometrii układu drutów w splotce w związku z jej wydłużaniem się mają wpływ na rozkład stanu naprężeń jaki występuje w trakcie pracy. Ma to też zasadniczy wpływ na tzw. sprawność mechaniczną, na wartość modułu sprężystości, momentu odkrętu itp. Moment odkrętu lin odpowiada za kręcenie się lin podczas pracy wokół własnej osi i powoduje zmianę geometrii. Zjawiska te mogą być powodem rozwijania się wad i anomalii na linie w trakcie eksploatacji [7]. Różnicowanie się długości skoku obniża trwałość zmęczeniową liny w czasie ich pracy w urządzeniach transportu linowego [6]. W linach stalowych o styku liniowym drutów w splotkach parametr ten musi być ściśle zachowany, gdyż powoduje przyspieszone zużycie zmęczeniowe lin. Wraz ze zmianą długości skoku dochodzi do zmiany kątów pochylenia drutów w poszczególnych warstwach. Wywołuje to nierównomierne obciążenie drutów w splotkach w wyniku poluzowania drutów oraz wpływa bezpośrednio na obniżenie trwałość zmęczeniowej.

W linach splotkowych pomiar długości skoku nie należy do łatwych czynności ze względu na czasochłonność i trudności wynikające z wielu czynników m.in. z budowy liny. Parametr ten mierzony jest najczęściej za pomocą przymiaru liniowego, obrazu na papierze uzyskiwanego za pomocą kredy, smaru lub grafitu lub innych materiałów wspomagających. Pomiar długości skoku wykonuje się najczęściej w wybranych miejscach na linie. Kilka technik pomiaru długości skoku lin splotkowych przedstawiono na rysunku 3.

Według wytycznych jakie podają przepisy dla lin pracujących w górniczych wyciągach szybowych powinien być wykonywany w odstępach co 50 m na całej długości liny. Dokonywany jest na co najmniej trzykrotnej długości skoku liny i w rezultacie długość skoku jest wynikiem podzielenia uzyskanej wartości przez wielokrotność długości skoku liny.

Pomiary parametrów geometrycznych są pomiarami lokalnymi i dają wyniki tylko wyrywkowe na całej długości liny. Nowe metody ciągłego pomiaru cech geometrycznych lin stwarzają praktyczne możliwości do wykrywania miejsc potencjalnych uszkodzeń. W takich miejscach często mamy do czynienia z uszkodzeniami w wewnętrznej warstwie liny np. pęknięcie rdzenia.



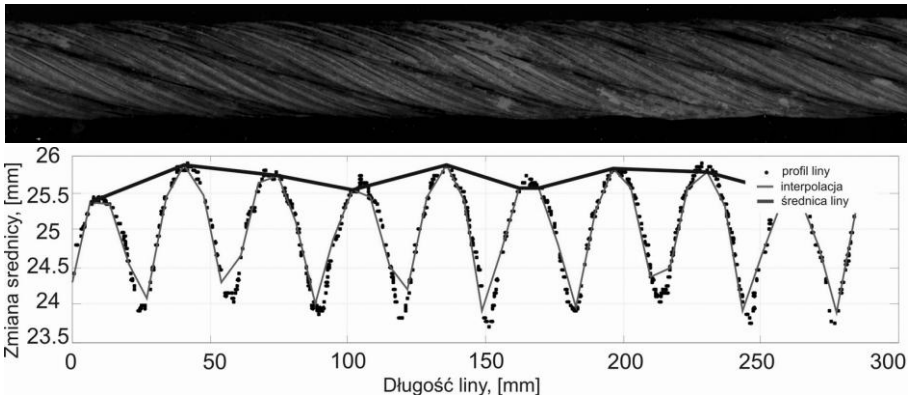
Rys.3. Przykłady pomiaru długości skoku liny splotkowej, gdzie: *a) pomiar za pomocą liniału, b) pomiar przy użyciu odbitego obrazu powierzchni na papierze z zastosowaniem grafitu* [opracowanie własne]

3. Wyznaczanie parametrów geometrycznych w sposób ciągły

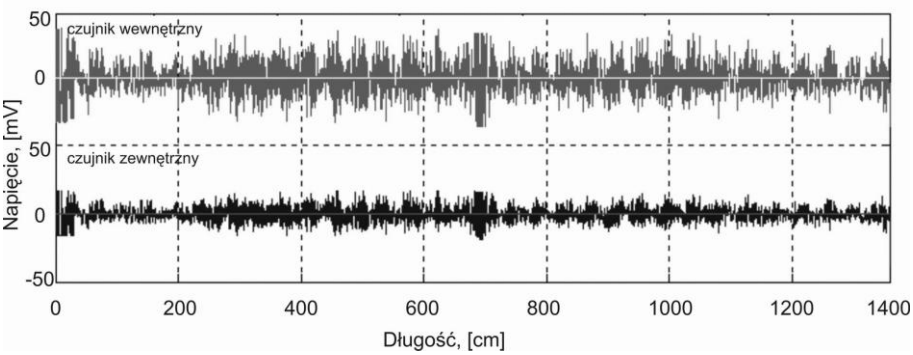
Średnicę liny można wyznaczać za pomocą dostępnych systemów wizyjnych poprzez komputerową analizę obrazu zarejestrowanego w sposób ciągły. Wykorzystuje się różne techniki informatyczne z zakresu pozyskania obrazu, jak również analizy obrazu. Najczęściej wykorzystuje się algorytmy do rozpoznawania krawędzi, w tym przypadku obrazu liny. Na rysunku 4 przedstawiono obraz liny wykonany w technologii skanowania dwuwymiarowego 2D i otrzymany w wyniku działania odpowiedniego algorytmu przebieg funkcji obrazującej zmianę średnicy liny wzdłuż jej długości.

Zupełnie inną metodą komputerową do wyznaczenia długości skoku jest analiza widmowa zapisu cyfrowego sygnału czujnika indukcyjnego typu LF stosowanego w badaniach magnetycznych. Dobre rezultaty uzyskuje się z analizy składnika szumowego tego sygnału. Przykładowy zapis sygnału szumowego czujnika indukcyjnego uzyskany w badaniach magnetycznych został przedstawiony na rysunku 5, a poniżej na rysunku 6 przedstawiono widmo częstotliwości tego sygnału niosące informację o zmianie długości skoku. Zmiana długości skoku liny powoduje zmianę pasma częstotliwości

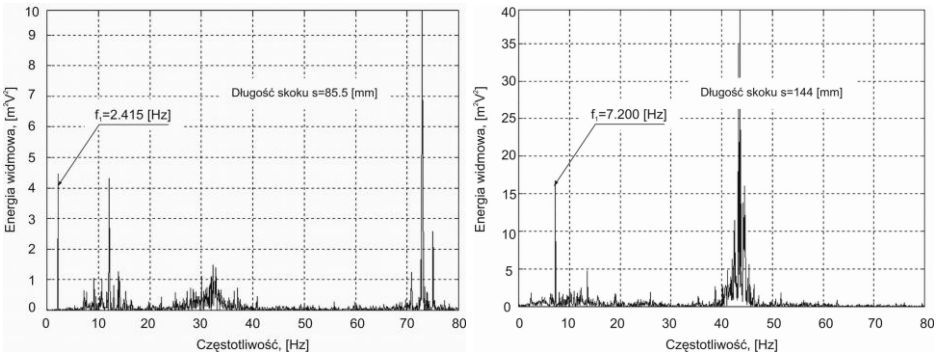
dominujących w widmie sygnału czujnika indukcyjnego LF. Metoda ta nie jest skuteczna dla lin wykazujących znaczne zużycie zmęczeniowe i korozyjne, gdyż składnik szumowy sygnału zostaje zakłócony przez niestacjonarne składniki wywołane uszkodzeniami.



Rys.4. Obraz powierzchni liny oraz uzyskana zmiana średnicy liny wzdłuż jej długości [opracowanie własne]



Rys.5. Zapis sygnału z czujnika indukcyjnego LF uzyskany z badań magnetycznych [opracowanie własne]



Rys.6. Widmo sygnału z czujnika indukcyjnego obrazujące zmianę pasma częstotliwości dla zmiennej długości skoku [opracowanie własne]

Jak wynika z przeprowadzonej analizy wprowadzenie do diagnostyki technicznej lin ciągłych metod pomiaru średnicy i długości skoku wymaga opracowywania nowych technik i procedur pomiarowych do wyznaczania tych cech geometrycznych na całej badanej długości liny. Wnioskowanie diagnostyczne o stanie technicznym lin na podstawie ciągłych pomiarów średnicy i długości skoku będzie miarodajne i pomocne przy ocenie stopnia zużycia. Zastosowanie aparaturowych technik pomiarowych nie powinno budzić wątpliwości, jak to ma obecnie miejsce przy klasycznych pomiarach, które nie są miarodajne ze względu na ich lokalny charakter i dość przypadkowy wybór miejsca pomiaru. Opracowana przez autorów niniejszego artykułu w AGH metoda do wyznaczania cech geometrycznych jest obiektywna i znacznie zmniejsza błąd pomiarowy jaki może występować przy pomiarach wykonywanych przez człowieka. Nadaje się zarówno do lin stalowych, jak i lin z innych materiałów obecnie wykorzystywanych do produkcji lin, dla których metoda wizualna i pomiary geometryczne są praktycznie jedynymi technikami do oceny ich stanu.

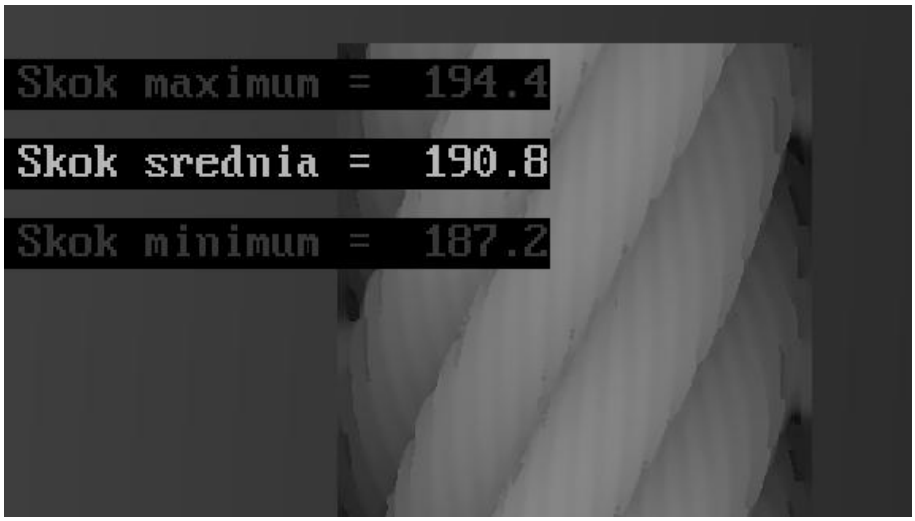
Opracowana nowa metoda pomiarowa ma także na celu umożliwienie ciągłej rejestracji wartości parametrów geometrycznych lin w trakcie prowadzonych badań magnetycznych [11]. Zapewnienie ciągłego pomiaru długości skoku i średnicy pozwoliłoby na zwiększenie dokładności oceny stanu lin, a tym samym podniosłoby poziom bezpieczeństwa ich eksploatacji. Metoda posiada możliwość wykrywania także innych wad i uszkodzeń, które także mają wpływ na dalszą bezpieczną pracę lin. Do pewnych niedogodności w stosowaniu metody należy zaliczyć konieczność ustawiania (kalibracji) średnicy liny przed przystąpieniem do pomiaru oraz wpływ poślizgu rolki enkodera na dokładność wyznaczania długości skoku. Ten mankament został wyeliminowany poprzez zastosowanie tzw. rolki bezpoślizgowej do napędu enkodera od ruchu liny [10].

4. System wizyjny do oceny lin

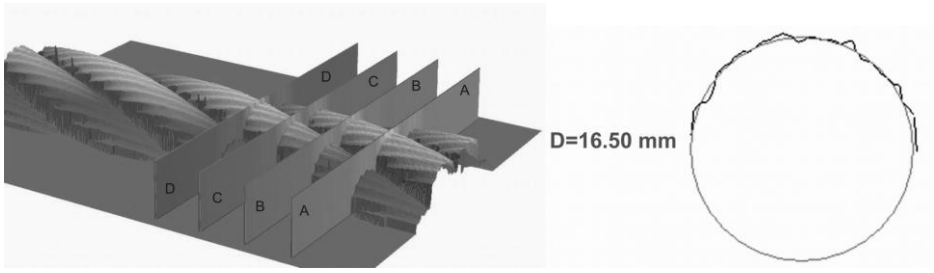
Przedstawiona powyżej metoda oparta jest na systemach wizyjnych. Wykorzystuje techniki laserowe do wyznaczenia trójwymiarowego obrazu powierzchni liny metodą triangulacji laserowej. Metoda ta jest ciągle rozwijana [14]. Do głównych zalet tej techniki pomiarowej należy możliwość pomiaru cech geometrycznych bezpośrednio na tworzonym obrazie co w przypadku pomiaru długości skoku liny przedstawiono na rysunku 7.

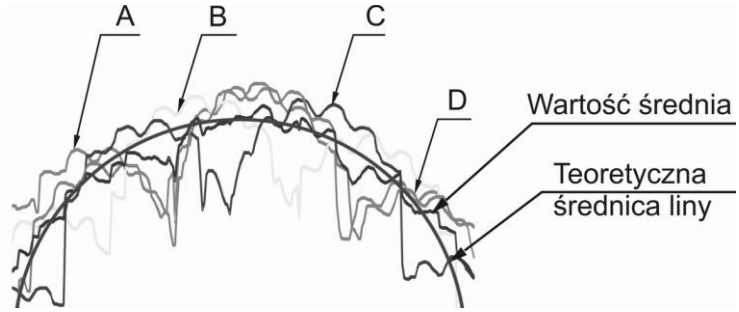
Drugim parametrem geometrycznym jest średnica liny. Wyznaczana jest na trójwymiarowym obrazie powierzchni liny w przekrojach poprzecznych. W tej metodzie za średnicę liny przyjmuje się średnicę okręgu opisanego na uśrednionym profilu liny. Można też średnicę liny wyznaczyć jako wartość średnią dla danego profilu. Na obrazie przedstawionym na rysunku 8

przedstawiono kolejne przekroje liny. Na widocznym obrazie zaprezentowany jest kształt splotek oraz okręgi reprezentujące wyznaczoną średnią wartość średnicy liny.



Rys.7. Obraz powierzchni liny i uzyskany na podstawie pomiaru techniką laserową oraz wynik pomiarów długości skoku [14]





Rys.8. Obraz 3D profilu liny i wyznaczona średnia wartość średnicy liny na kilku i jednym wybranym profilu [opracowanie własne]

Metoda wizyjna do oceny lin daje także możliwość oceny stanu powierzchni liny [14]. Diagnostyka lin z wykorzystaniem systemów wizyjnych

daje szerokie możliwości do zadań kontrolno-pomiarowych [5]. Pomiary i inspekcje lin mogą być wykonywane z prędkościami do kilku metrów na sekundę. Wyniki pomiarów mogą być podawane on-line, czyli metoda pozwala na monitorowanie stanu lin na podstawie tych dwóch parametrów w sposób ciągły. Ocena parametrów geometrycznych opracowana dla lin stalowych jest także skuteczna dla wyznaczania parametrów geometrycznych lin włókiennych, gdzie pomiar i ocena może być realizowana w sposób ciągły na całej długości liny.

5. Podsumowanie

1. Przedstawiony powyżej przegląd metod oceny stanu lin poprzez pomiar długości skoku i średnicy wskazuje, że najbardziej zaawansowana obecnie jest metoda wizyjna 3D z zastosowaniem triangulacji laserowej.
2. Metoda ta może być stosowa jako samodzielna, a także w przypadku diagnostyki lin stalowych jako uzupełnienie metody magnetycznej.
3. Pomiar długości skoku i średnicy opracowaną metodą wizyjną 3D z zastosowaniem triangulacji laserowej może być stosowany w diagnostyce lin wykonanych z tworzyw sztucznych i materiałów nie ferromagnetycznych.
4. Pomiar długości skoku i średnicy opracowaną metodą wizyjną 3D z zastosowaniem triangulacji laserowej może być stosowany do ciągłego monitoringu stanu lin.

Literatura

1. Chaplin C.R., Ridge I.M.L, Tytko A.: Interpretation of indicated magnetic area loss. OIPEEC Bulletin No 78, England 2000.
2. Golosinski T.S., Tytko A.: Condition assessment of wire ropes subject to external wire wear. OIPEEC Bulletin No 79, England 2000.
3. Hankus J., Hankus Ł.: Nowa metoda badań diagnostycznych lin stalowych z wykorzystaniem magnetycznej pamięci metalu, Prace Naukowe GIG nr 2, 2006.
4. Hansel J.: Badania magnetyczne lin stalowych - 60 lat rozwoju metody w AGH. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt nr 35, Kraków, 2006.
5. Kowal J., Blok S., Sioma A.: Determining the orientation of a body in space using the Kalman filter. 13th International Carpathian Control Conference (ICCC), Podbanskie,2012.
6. Kowalski J., Nowacki J., Tytko A.: Discard criteria for modern ropes in some applications. OIPEEC Conference, Stuttgart, 2011.
7. Nowacki J., Tytko A.: Pomiar długości skoku lin nośnych wyciągów szybowych, The measurement of mine hoisting wire rope lay length, Transport szybowy, ITG KOMAG, Gliwice, 2009.

8. Olszyna G., Tytko A.: Ocena stanu lin stalowych na podstawie pomiaru średnicy i długości skoku, Wire ropes evaluation on the basis of diameter and length stroke measurement, Dozór Techniczny nr 1/2009, Warszawa, 2009.
9. Olszyna G. Tytko A.: Ocena stanu lin stalowych przy braku istotnych symptomów zużycia, On assessment of technical condition of steel ropes when essential symptoms of wear and tear are not visible, Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie, CBiDGP, Lędziny, 2012.
10. Olszyna G., Sioma A. Tytko A.: Zgłoszenie patentowe P-396413A1: Rolka do przyrządów pomiarowych prędkości i przemieszczenia elementów o właściwościach ferromagnetycznych, Roller for speed measuring instruments and displacement of ferromagnetic elements, Biuletyn Urzędu Patentowego nr 7, 2013.
11. Olszyna G., Sioma A. Tytko A., Wójcik M.: Zgłoszenie projektu wynalazczego pt „Zintegrowany zespół pomiarowo-rejestrujący do badań wizyjno-magnetycznych lin stalowych" zarejestrowane w CTT AGH pod nr 1/118/2013/53 w dniu 19.02.2013 r.
12. Tytko A.: Eksploatacja lin stalowych. Wydawnictwo Naukowe „Śląsk", Katowice, 2003.
13. Tytko A.: Strength testing of retired main hoist ropes of multi-bucket wheel excavators, OIPEEC Conference, Texas, 2011.
14. Tytko A., Sioma A.: Evaluation of the operational parameters of ropes, Solid State Phenomena, Control engineering in materials processing, vol.177, 2011.
15. Załącznik nr 4: „Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych" (Dz. U. z 2006 r. Nr 124, poz. 863).

Analiza źródeł niepewności pomiarowej w defektoskopii magnetycznej lin stalowych

Jerzy Kwaśniewski, **Szymon Molski, Hubert Ruta** – Akademia Górniczo-Hutnicza, **Józef Grzybowski –** Politechnika Rzeszowska

1. Wprowadzenie

W Laboratorium Badawczym Technicznych Środków Transportu i Materiałów Katedry Transportu Linowego AGH opracowano procedurę obliczania niepewności pomiaru w metodzie badań magnetycznych lin stalowych MTR.

Niepewność wyniku pomiaru obliczana jest w oparciu o model matematyczny procedury pomiarowej i prawa propagacji niepewności. Stosowany w tej metodzie model matematyczny narzuca konieczność obliczania złożonej niepewności standardowej przy użyciu metody typu A wyrażonej w formie odchylenia standardowego eksperymentalnego. Stosowany model matematyczny przedstawiono w normie PN – 92/G – 46603 – „Oznaczanie stopnia zużycia metodą magnetyczną".

Ważną definicją w tej materii przy określania niepewności przez producenta aparatury jest powtarzalność, czyli stopień zgodności wyników kolejnych pomiarów oznaczeń tej samej wielkości wykonywanych w tych samych warunkach. Warunki te nazywane są warunkami powtarzalności i obejmują:

- te samą procedurę,
- tego samego operatora,
- to samo wyposażenie badawcze i pomiarowe, stosowane w tych samych warunkach,
- to samo laboratorium,
- krótkie odstępy czasu pomiędzy powtórzeniami. Miarą powtarzalności jest odchylenie standardowe powtarzalności.

Należałoby także zdefiniować pojęcie precyzja (rys. 5) jako stopień zgodności pomiędzy niezależnymi wynikami badania otrzymanymi w ustalonych warunkach.

Precyzja zależy tylko od rozkładu błędów losowych i nie ma odniesienia do rzeczywistej lub innej określonej wartości. Miara precyzji zwykle jest obliczana jako odchylenie standardowe wyników badania. Mniejsza precyzja jest odzwierciedlana przez większe odchylenie standardowe.

W klasycznej teorii błędów przyjmuje się, iż wartość błędu systematycznego jest wartością stałą. Używa się tu również często słowa błąd w znaczeniu „niepewność" (dotyczy to szczególnie starszej literatury). Teoria nie-

pewności opiera się na założeniu, iż błąd systematyczny wcale nie jest wartością stałą. Zmienia się on tak samo jak błąd przypadkowy i jest zmienną losową o ustalonym rozkładzie.

Podczas szacowania niepewności według teorii niepewności używa się dwóch metod [1, 2].

- metoda typu A polega na tylko statystycznej ocenie serii pojedynczych obserwacji i dotyczy przeważnie błędów przypadkowych (choć czasem także systematycznych np. takich jakie popełniamy przy opracowywaniu krzywych kalibracyjnych),
- metoda typu B polega na wyznaczaniu niepewności przy wykorzystaniu innych danych niż dane statystyczne (np. karta katalogowa przyrządu, doświadczenie w podobnych pomiarach, znajomość zjawisk fizycznych które mają wpływ na mierzoną wielkość itp.). Metoda typu B odnosi się do błędów systematycznych.

Przy szacowaniu niepewności pomiarowej w odniesieniu do metody wskazana jest współpraca kilku laboratoriów. Porównania międzylaboratoryjne polegają na wykonaniu badań takiego samego obiektu (liny) przez wiele laboratoriów (w uzgodniony sposób). W ten sposób otrzymamy wyniki pomiarów tej samej wartości wielkości mierzonej, ale różniące się na wskutek faktu iż uzyskane zostały [3, 4]:

- za pomocą różnych zestawów pomiarowych – niekoniecznie posiadających identyczne właściwości metrologiczne;
- przy użyciu różnych stanowisk kalibracyjnych;
- przez różne osoby o zmiennych stanach psycho - fizycznych;
- przy zastosowaniu różnych technik wykonywania pomiaru;
- w różnych miejscach (nie zawsze w tych samych warunkach środowiskowych jak np.: temperatura, wilgotność, itp.).

Wymienione wyżej źródła zmienności są źródłami niepewności dlatego analiza statystyczna wyników badań międzylaboratoryjnych pozwala na oszacowanie niepewności pomiaru.

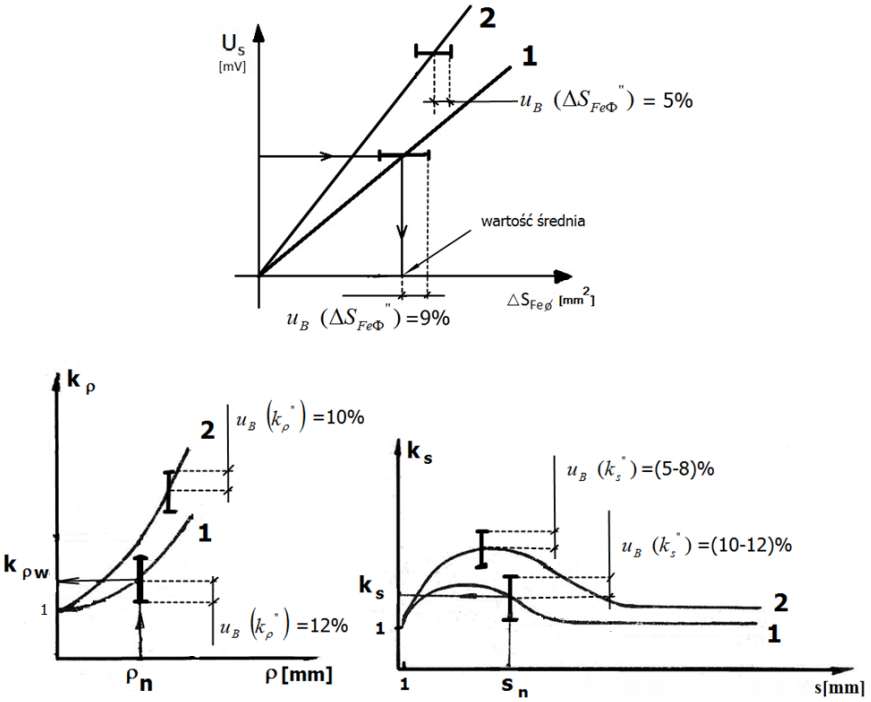
2. Analiza źródeł niepewności w metodzie MTR

Podstawowymi źródłami błędów w procesie diagnostycznym lin stalowych, składających się na niepewność pomiaru są [3, 6, 7, 8]:

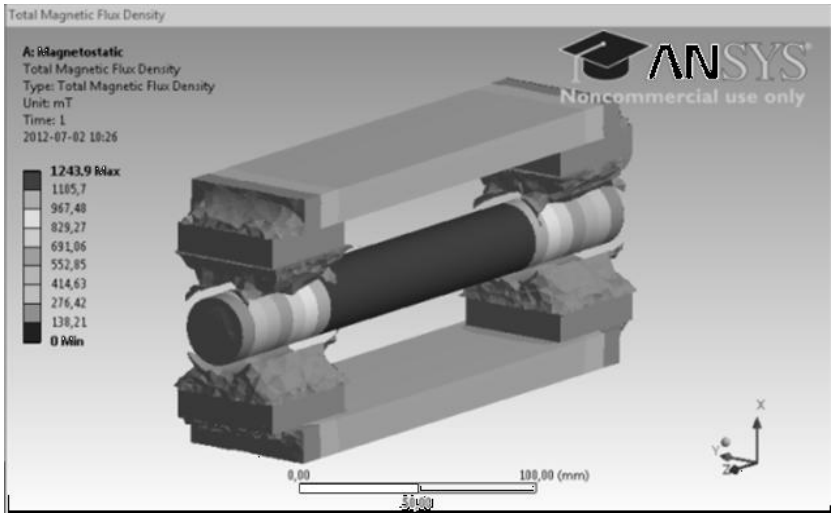
– Nieprecyzyjne określenie wielkości mierzonej

Istotne jest precyzyjne określenie wielkości mierzonej i w metodzie MTR są nimi: średnica liny, długość szczeliny, amplituda zarejestrowanego sygnału, prędkość badania, wiedza o parametrach konstrukcyjnych liny. Każda nieścisłość w jej określeniu może być przyczyną błędów.

– **Niedokładność zastosowanej aparatury pomiarowej**



Rys.1. Wpływ namagnesowania na przebieg krzywych kalibracyjnych: 1- zależność dla głowicy z wartością indukcji w linie 0,9 T, 2 - zależność dla głowicy z wartością indukcji w linie 1,4 T (zaznaczona niepewność standardowa wielkości wejściowych $\Delta S_{Fe\Phi}$, k_s, k_ρ związana z kalibrowanymi wzorcami (certyfikowany materiał odniesienia)) [źródło: opracowanie własne]

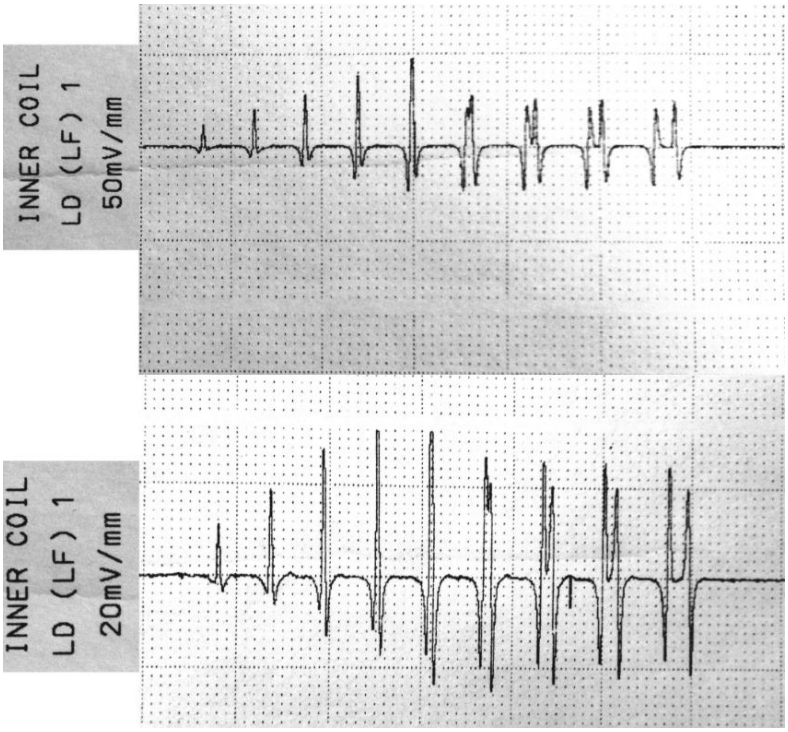


Rys.2. Analiza MES układu magnesowania liny [źródło: opracowanie własne]

Wyposażenie pomiarowe jest podstawowym źródłem błędów. Niezmiernie istotne są właściwości metrologiczne aparatury (namagnesowanie liny), zależności kalibracyjne (niepewności standardowe wzorcowania rys. 1.), elektronika.

– **Kwalifikacje i stan psychofizyczny diagnostyka z uwzględnieniem czułości przyrządu**

Niedoskonałość zmysłów ludzkich, jak również niewłaściwe rozmieszczenie aparatury na badanym obiekcie mogą być przyczynami błędów odczytania wskazań rejestratora. Ważne są także parametry pomiaru (ustalenie czułości rejestracji – rys. 3.).



Rys.3. Przykładowe defektogramy wykonane przy różnej czułości (nastawie)
[źródło: opracowanie własne]

– **Błędy metody pomiarowej** (np. przybliżenia i założenia upraszczające tkwiące w metodzie i procedurze pomiarowej). Przykładem może być zastosowanie jednego kanału rejestrującego.

Warunki otoczenia

Warunki środowiskowe, tj. temperatura, ciśnienie, wilgotność, są czynnikami oddziałującymi na system pomiarowy, a tym samym na wynik pomiaru. Zewnętrzne czynniki, takie jak pola elektryczne i magnetyczne, drgania,

zapylenie, uderzenia, promieniowanie jądrowe, mogą mieć znaczący wpływ na wynik pomiaru. Czynniki środowiskowe oddziałują zarówno na system pomiarowy, jak i na wielkość mierzoną.

– **Błędy obliczeniowe** wynikające np. z zaokrąglania wyników obliczeń, inerpolacja.

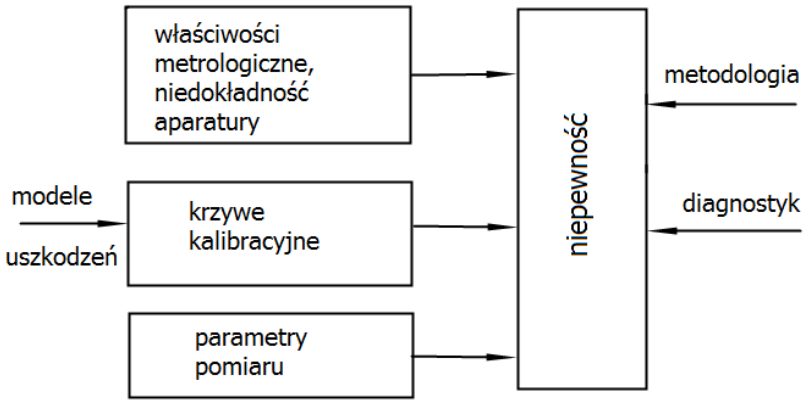
– **Niedokładnie znane wartości stałych i innych parametrów otrzymanych ze źródeł zewnętrznych i stosowanych w procedurach przetwarzania danych**

Występuje przy braku kompensacji prędkości.

– **Rozrzut wartości wielkości mierzonej uzyskany podczas badania**

Jest spowodowany tym, że powtarzanie badania odbywa się w warunkach pozornie identycznych. Istotny wpływ namagnesowania (np. przy pierwszym badaniu).

Na rysunku 4 wyszczególniono podstawowe czynniki wpływające na niepewność pomiaru.



Rys.4. Podstawowe czynniki wpływające na niepewność pomiarową [źródło: opracowanie własne]

3. Procedura określania niepewności pomiarowej

W skład procedury wchodzą następujące elementy:

– **Określenie modelu pomiaru**

Do badania należy wytypować specjalnie wykonaną próbkę na linie o znanej średnicy, ze znaną długością szczeliny s i znanym położeniu ρ uszkodzenia oraz jego przekroju metalicznego.

– **Sposób wykonania badania**

Zgodny z procedurą PB-03 [5] oraz normą PN-EN 12927-8: Wymagania bezpieczeństwa dla osobowych kolei linowych. Liny Część 8: Badania magnetyczne lin (MRT)

– **Wybranie operatorów**

Badania przeprowadza się przez kilka osób w możliwie krótkich odstępach czasu według szczegółowego programu badań.

Badanie wykonuje się za pomocą urządzeń opisanych w odpowiednich procedurach, posiadających aktualne świadectwo badania defektografu do badań lin stalowych.

Do oceny niepewności standardowej typu A wielkości wejściowych zrealizuje się serię co najmniej 10 badań przez każdą z osób (min. 30 pomiarów tabela 1). Niepewność standardową poszczególnych wielkości wejściowych wyznaczono obliczając odchylenie standardowe dla danej serii pomiarów.

Przyjęty zgodnie z normą PN – 92/G – 46603 – „Oznaczanie stopnia zużycia metodą magnetyczną" model matematyczny (zależność na obliczanie rzeczywistego ubytku przekroju) ma postać:

$$\Delta S_{Fe} = \frac{\Delta S_{Fe\Phi}}{k_s \cdot k_\rho} \tag{1}$$

czyli w uproszczeniu:

$$y = \frac{A}{B \cdot C} \tag{2}$$

Złożona niepewność standardowa $u_c(y)$ dla tego modelu przyjmuje postać wariancji złożonej:

$$u_c^{\,2}(y) = \left(\frac{\partial y}{\partial A}\right)^2 u^2(A) + \left(\frac{\partial y}{\partial B}\right)^2 u^2(B) + \left(\frac{\partial y}{\partial C}\right)^2 u^2(C) \tag{3}$$

gdzie:

$$c_1 = \left(\frac{\partial y}{\partial A}\right) = \frac{1}{k_s k_\rho} = \frac{\Delta S_{Fe}}{\Delta S_{Fe\Phi}}$$

$$c_2 = \left(\frac{\partial y}{\partial B}\right) = -\frac{\Delta S_{Fe\Phi}}{k_s^2 \cdot k_\rho} = -\frac{\Delta S_{Fe}}{k_s}$$

$$c_3 = \left(\frac{\partial y}{\partial C}\right) = -\frac{\Delta S_{Fe\Phi}}{k_s \cdot k_\rho^2} = -\frac{\Delta S_{Fe}}{k_\rho}$$

– **Obliczenie niepewności złożonej**

Złożona niepewność standardowa u_c

$$u_c^2(\Delta S_{Fe}) = c_1^2 \cdot u^2(\Delta S_{Fe\Phi}) + c_2^2 \cdot u^2(k_s) + c_3^2 \cdot u^2\left(k_\rho\right) \tag{4}$$

Zbiór wielkości wejściowych można podzielić na:

– wielkości, których wartości i niepewności u_A (rys.5) są bezpośrednio określone przez aktualny pomiar (w naszym przypadku oznaczone jako prim ‘);

– wielkości, których wartości i niepewności u_B (rys. 5) zostały wniesione do pomiaru z zewnętrznych źródeł np. krzywych kalibracyjnych (w naszym przypadku oznaczone jako bis ” – rys. 1). Wartości te określone są według metody B obliczania niepewności. Jest to tzw. niepewność eksperymentatora określana przez osobę wykonującą pomiary w procesie kalibracji. Wartość jej jest szacowana na podstawie umiejętności i sposobu wykonywania pomiarów. Jeżeli niepewność wielkości wejściowej nie może być wyznaczona na podstawie serii pomiarów, stosuje się metodę typu B, tzn. wyznacza się niepewność standardową na podstawie informacji o możliwym zakresie zmienności tej wielkości. Niepewność standardową typu B oblicza się na podstawie rozkładu prawdopodobieństwa przyjętego przez obserwatora. Dokładność wykonania modeli kalibracyjnych wpływa na tą niepewność standardową. Zatem w obliczaniu niepewności złożonej przyjmuje się:

$$u\ (\Delta S_{Fe\Phi}) = u_A\ (\Delta S_{Fe\Phi}^{'}) + u_B\ (\Delta S_{Fe\Phi}^{''})$$

$$u\ (k_s) = u_A\ (k_s^{'})\ + u_B\ (k_s^{''})$$

$$u\ \left(k_\rho\right) = u_A\ \left(k_\rho^{'}\right) + u_B\ \left(k_\rho^{''}\right)$$

gdzie:

$u_A(\Delta S_{Fe\Phi}^{'})$, $u_A(k_s^{'})$, $u_A(k_\rho^{'})$ – niepewności typu A odpowiednio wielkości $\Delta S_{Fe\Phi}$, k_s, k_ρ uwzględnianych w zależności (1),

$u_B(\Delta S_{Fe\Phi}^{''})$ – niepewność typu B wielkości wejściowej $\Delta S_{Fe\Phi}$ związana z kalibrowanymi wzorcami (certyfikowany materiał odniesienia) 9% (według wiedzy autorów – rys. 1) z wartości średniej 16 mm^2 z tabeli 1 pomiarów co stanowi 1,44 mm^2,

$u_B(k_s^{''})$ – niepewność typu B wielkości wejściowej k_s związana z kalibrowanymi wzorcami (certyfikowany materiał odniesienia) 12% (według wiedzy autorów – rys. 1) z wartości średniej z tabeli pomiarów,

$u_B(k_\rho^{''})$ – niepewność typu B wielkości wejściowej k_ρ związana z kalibrowanymi wzorcami (certyfikowany materiał odniesienia) 12% (wg wiedzy autorów - rys. 1) z wartości średniej z tabeli pomiarów.

– **Wyznaczenie niepewności wielkości wejściowych i obliczenie standardowych niepewności składowych**

Przykładowe wyniki badania niepewności typu A $u_A(\Delta S_{Fe\Phi}')$ wielkości wejściowej $\Delta S_{Fe\Phi}$ przedstawiono w tabeli 1.

Wyniki serii badań (źródło: opracowanie własne)

Tabela 1

Osoba wykonująca badanie	Termin badania	Wartość odczytana (mm^2)										Średnia	Odchyl. standard.	Odchylenie standardowe średniej
J.Kwaśniewski	4.01.12	16	17	16	15	16	16	17	15	16	16	16	0,67	0,21
		16,5	17	16	16	15,5	16	16	17	16	16	16,2	0,483	0,15
		16	16	16	15	15	16	16,5	16	17	16	15,95	0,598	0,189
		16	16	15,5	16	16,5	16	16	16	16	16	16	0,236	0,075
		15	16	15	15	15,5	16	16,5	17	16	16	15,8	0,675	0,213
		16	16	16,5	16	17	16	16,5	17	15,5	16	16,25	0,486	0,154
		15,5	16	16	16	16,5	16	16,5	17	15	16	16,05	0,55	0,174
		16,5	16	16,5	16	15,5	16	16	16	16	15	15,95	0,438	0,138
		15,5	16	17	16	16	16	16	16	16,5	16	16,1	0,394	0,125
		16	16	17	17	16	16	16,5	17	16	16	16,35	0,474	0,15
S. Molski	5.01.12	16	15	15	15	16	16	16	17	17	16	15,9	0,738	0,233
		15,5	16	16	16	16,5	16	16	16	16	16	16	0,236	0,075
		16,5	16	16,5	16	16,5	17	16,5	16	16	16	16,3	0,35	0,11
		16,5	16	16,5	17	15,5	16,5	16,5	16	16,5	17	16,4	0,459	0,145
		15	15	15,5	16	17	16,5	16,5	17	16,5	16	16,1	0,738	0,233
		16	16	15,5	16	17	16,5	16,5	16	17	16	16,25	0,486	0,154
		16	16	15,5	17	16	17	16	17	17	16	16,35	0,58	0,183
		16	16	15,5	16	17	17	16	16	16,5	16	16,2	0,483	0,153
		15,5	16	15,5	16	16	17	16	17	16	16	16,1	0,516	0,163
		15,5	16	16	16	16	16	17	17	16	17	16,25	0,54	0,171
H.Ruta	17.01.12	16	17	16	15	15	15	17	15	16	16	15,8	0,789	0,249
		17	16	15	15	16	15	15	15	15	16	15,6	0,699	0,221
		16	15	15	16	15	14	14	15	14	15	14,9	0,738	0,233
		15	15	15	15	16	16	14	15	14	14	14,9	0,738	0,233
		17	15	17	16	17	16	16	15	15	14	15,8	1,033	0,327
		14	14	14	15	14	16	15	16	14	15	14,7	0,823	0,26
		14	15	15	16	16	14	15	15	15	14	14,9	0,738	0,233
		16	16	16	16	17	15	16	14	15	15	15,6	0,843	0,267
		15	15	15	16	16	15	17	16	16	16	15,7	0,675	0,213
		16	16	15	16	15	16	16	15	16	16	15,7	0,483	0,153
$u_A(\Delta S_{Fe\Phi}')$													**0,59**	

Podobne tabele wyników uzyskano przy:

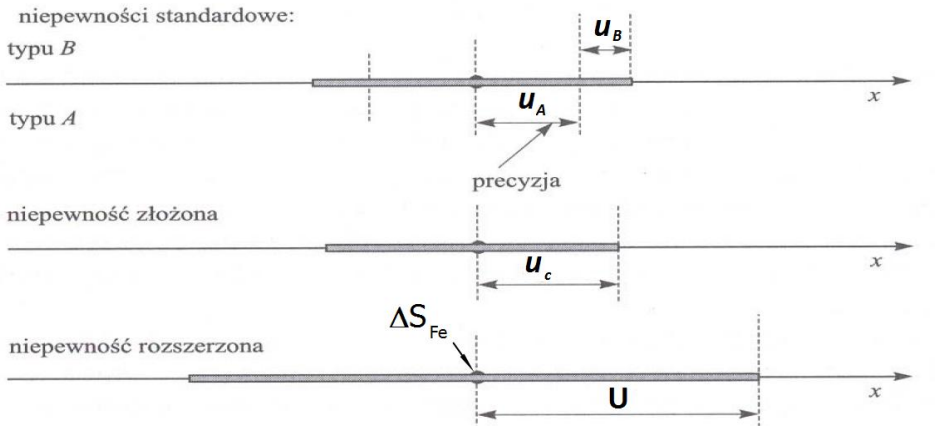
- badaniu niepewności typu A $u_A(k_s')$ wielkości wejściowej k_s,
- badaniu niepewności typu A $u_A\left(k_\rho'\right)$ wielkości wejściowej k_ρ.

– **Obliczenie niepewności rozszerzonej**

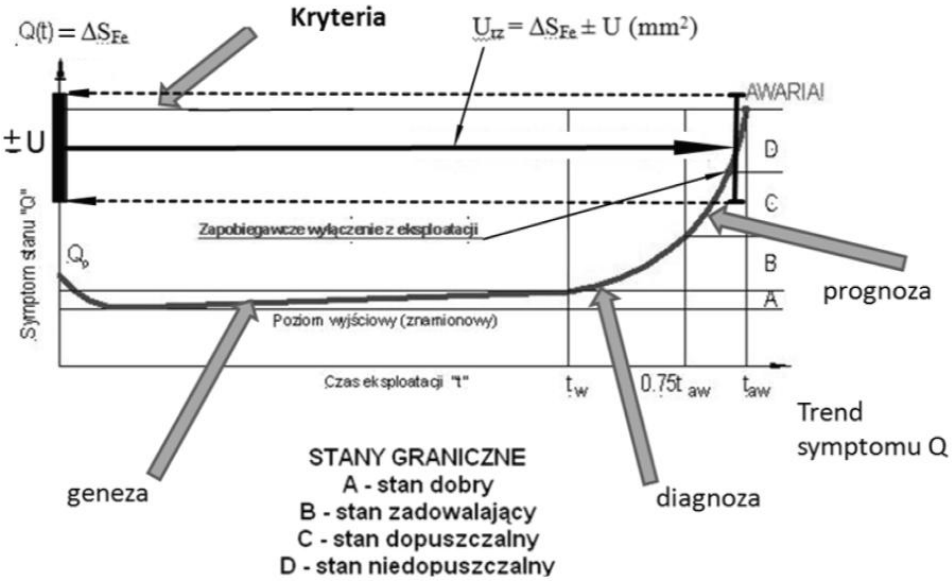
Przyjęto współczynnik ***k* = 2**, co odpowiada poziomowi ufności około 95% przy założeniu, że rozkład wielkości mierzonej jest w przybliżeniu normalny.

$$U = k\ u_c(\Delta S_{Fe})$$

– **Zapis niepewności**



Rys.5. Obrazowe przedstawienie procedury szacowania niepewności wyniku pomiaru wybranej wielkości mierzonej [źródło: opracowanie własne na podstawie 2]



Rys.6. Wpływ niepewności pomiarowej na podejmowanie decyzji o odłożeniu liny [źródło: opracowanie własne]

W przeprowadzonych próbach uzyskiwano wartości o dużym stopniu zgodności pomiędzy wynikami w warunkach powtarzalności.

Wynik pomiaru z niepewnością rozszerzoną jest określony jako (rys. 5):

$$U_{rz} = \Delta S_{Fe} \pm U \ (\mathrm{mm}^2)$$

Uzyskane wartości określonej niepewności pozwalają uznać, że wyniki pomiaru niepewności są precyzyjne przy zachowaniu warunków powtarzalności. Proponuje się objęciem programem badań wszystkich pracowników zajmujących się wykonywaniem ekspertyz.

Rzeczywiste szacowanie niepewności $\pm U$ ma istotne znaczenie przy podejmowaniu decyzji o dopuszczeniu obiektu do dalszej eksploatacji (rys. 6).

4. Podsumowanie

Na personelu wykonującym badania nieniszczące spoczywa duża odpowiedzialność - nie tylko wobec pracodawców lub zleceniodawców, lecz także wobec zasad dobrej praktyki. Personel wykonujący badanie powinien być świadomy znaczenia swego podpisu oraz konsekwencji nieprawidłowych wyników badania dla bezpieczeństwa, zdrowia publicznego i środowiska. Dlatego tak istotny jest problem niepewności pomiarowej, zwłaszcza przy badaniu magnetycznym lin stalowych. Znajomość tych zagadnień przyczynia się do stałego rozwoju badań nieniszczących z korzyścią dla bezpieczeństwa eksploatacji urządzeń transportu linowego.

Literatura

1. Jaworski J.M.: Wyrażanie niepewności pomiaru – Przewodnik, Główny Urząd Miar, W-wa, 1999.
2. Lisiecki J., Kłysz S.: Szacowanie niepewności pomiaru. Prace Naukowe ITWL Zeszyt 22, 2007.
3. Piotrowski J., Kostyrko K.: Wzorcowanie aparatury pomiarowej. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2000.
4. Przewodnik ISO/IEC 43: 1997 Badania biegłości poprzez porównania międzylaboratoryjne.
5. Procedura ogólna PO/15 AGH KTL Kraków 2008.
6. Dokument EA-4/02: Wyrażanie niepewności pomiaru przy wzorcowaniu. 1999.
7. PN-EN ISO 9000:2001 Systemy zarządzania jakością. Podstawy i terminologia.
8. www.eti.pg.gda.pl/katedry/kose/dydaktyka

Parametry techniczne lin wyciągowych kompaktowanych stosowanych w Zakładach Górniczych KGHM Polska Miedź S.A. [20]

Tabela 7

Lp.	Zakład Górniczy	Konstrukcja liny	Średnica liny d, mm	R_m MPa	Q kg/m	F mm^2	Rdzeń liny	Smar	Powłoka ochronna	Kierunek zwicia	Producent	Przekrój liny rysunek 7
1	Lubin L-I p.z.	WS6x36+A_o	62	1570	15,94	1765,6	sizal	Nyrosten N113	cynk „g”	prawy przeciw-zwity	Bridon	b
2	Rudna R-XI	NRHD24CS 24x15	36	2010 2160	5,93	660,38	polipro-pylen	Ovoline	cynk „g”	prawy	Arcelor Mittal	a
3	Polkowice-Sieroszowice	WS6x36+A_o	62	1570	16,0	1763,6	sizal	Nyrosten N113	cynk „g”		Bridon	b
4	Polkowice-Sieroszowice	WS6xK36+A_o	62	1570	15,8	1745,9	sizal	Nyrosten N113	cynk „g”	prawy przeciw-zwity	ŽDBGroup	c
5	PeBeKa Lubin	NRHD24CS 24x15	41	1910 1960 2160	7,84	874,36	sizal	Elaskon II Star	galfan	prawy współ-zwity	Arcelor Mittal	a

Firma VEROPE. Parametry techniczne lin kompaktowanych, liczba drutów w linie oraz kryteria odkładania, *f* – średni współczynnik wypełnienia przekroju metalicznego liny, *η* – średni współczynnik zwicia, *γ* – średni współczynnik ciężaru, *lina niekompaktowana [10]

Tabela 15

Lp.	Typ liny	Przekrój liny rys. 11	Średnica liny *d*, mm	Liczba drutów w linie	Liczba drutów w splotkach zewnętrznych	Współczynniki			Moduł sprężystości liny *E*, MPa	Wydłużenie liny przy 3% Pmin	Dopuszczalna liczba pęknięć drutów			
											Lina przeciwzwita		Lina współzwita	
						f	*η*	*γ*			6d	30d	6d	30d
1	verotop P	a	16-48	259	126	0,73	0,81	0,91	129000	0,146	-	-	6	11
2	verotop	b	8-52	245	112	0,74	0,81	0,88	116100	0,150	-	-	5	10
3	verotop E	c	8-40	251	112	0,70	0,81	0,89	118000	0,150	-	-	5	10
4	vero 4	d	8-36	144	144	03,63	0,87	0,85	135600	0,190	13	26	-	-
5	verostar 8	e*	8-42	327	208	0,61	0,89	0,92	122500	0,290	18	35	9	18
			43-48	367	248						21	42	10	21
			49-60	407	288						24	48	12	24
6	veropro 8	f	8-42	327	208	0,67	0,87	0,88	129000	0,276	18	35	9	18
			43-48	367	248						21	42	10	21
			49-60	407	288						24	48	12	24
7	veropower 6	g	20-23	229	156	0,74	0,83	0,85	145000	0,176	13	26	-	-
			34-38	259	186						16	32	-	-
			39-50	289	216						18	35	-	-
8	veropower 8	h	12-40	299	208	0,75	0,87	0,85	133800	0,072	18	35	-	-
			41-46	339	248						21	42	-	-
			47-54	376	288						24	48	-	-
9	verosteel 8	i	8-42	425	208	0,71	0,82	0,89	115000	0,330	18	35	9	18
			43-48	465	248						21	42	10	21
			49-60	505	288						24	48	12	24

Eksploatacja lin nośnych kompaktowanych w górniczych wyciągach szybowych

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz – Politechnika Śląska, **Piotr Bulenda, Rafał Jachowski** – Kopalnia Węgla Kamiennego „Rydułtowy-Anna", **Jerzy Tobys** – Zespół Rzeczoznawców Urządzeń Technicznych „AUTORYTET" Spółka z o.o., Polkowice

1. Wstęp

Liny o powierzchniowym styku drutów w splotkach powstały w 1953 r. w Wielkiej Brytanii pod nazwą liny dyform a w 1954 r. w Japonii pod nazwą SRAF, która jako pierwsza rozpoczęła ich produkcję. Liny te w różnych krajach miały różną nazwę. Obecnie przyjęto określenie liny kompaktowane z wyjątkiem Wielkiej Brytanii gdzie używa się nazwy liny dyform [5]. Sposób ich produkcji, zalety i wady, badania zmęczeniowe, początki zastosowania oraz obszerny wykaz tematycznej literatury przedstawiono w pracach [2, 3, 4, 5, 6, 11, 21].

Liny kompaktowane stosowane są w różnych urządzeniach transportowych, od niedawna również w górniczych wyciągach szybowych. W monografii przedstawiono dotychczasową eksploatację tych lin w krajowych górniczych wyciągach szybowych. Podano również przykłady zastosowań tych lin za granicą.

2. Liny nośne kompaktowane w górniczych wyciągach krajowych kopalń węgla kamiennego

W Polsce pierwszą linę wyciągową nośną kompaktowaną założono w dniu 17.07.1993 r. w urządzeniu wyciągowym dwubębnowym szybu Stalmach Kopalni Węgla Kamiennego „Rozbark". Była to lin nasiębierna. Linę podsiębierną tej samej konstrukcji w tym samym urządzeniu wyciągowym założono 02.10.1993 r. Obie liny identycznej konstrukcji ø46 mm Dyform WS6x36+A_o były produkcji angielskiej firmy BRIDON ROPES Ltd. Liny zostały odłożone, nasiębierna po 108 miesiącach pracy (9 lat) a podsiębierna po 89 miesiącach (około 7,4 lat). Poprzednio eksploatowane w tym urządzeniu liny nośne trójkątnosplotkowe ø46 mm produkcji krajowej charakteryzowały się niezadawalającą trwałością. Trwałość lin podsiębiernych wynosiła 8,5-18,5 miesięcy, a lin nasiębiernych 14,5-20 miesięcy. Trwałość lin kompaktowanych była 4,6-6,4 razy większa od lin poprzednio stosowanych [11]. Po 17-letniej przerwie zastosowano w dużym wyciągu linę wyciągową kompaktowaną o średnicy 65 mm w 2010 r. w szybie Leon II przedział północny KWK „Rydułtowy-Anna" [12, 16]. Przed zastosowaniem pierwszej liny typu dyform

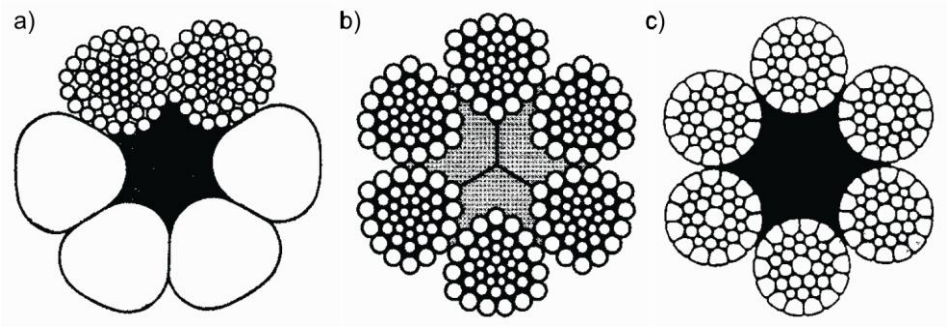
WS6x36+FC produkcji firmy Bridon International GmbH eksploatowano w tym wyciągu liny nośne trójkątnosplotkowe firmy Bridon oraz firmy „Polskie Liny" Sp. z o.o. w Sosnowcu. Przekroje konstrukcji tych lin przedstawiono na rysunku 1, a parametry techniczne lin w tabeli 1.

Parametry techniczne lin eksploatowanych w górniczym wyciągu skipowym szybu Leon II p. p.

Tabela 1

Lp.	Wyszczególnienie	Konstrukcja liny			
		Trójkątnosplotkowa	Trójkątnosplotkowa	Lina dyform	Lina kompaktowana
1.	Producent	Polskie Liny	Bridon	Bridon	Haggie
2.	Średnica liny d, mm	65	65	65	65
3.	Konstrukcja liny	6x52+A_o	6x28T+FC	WS6x36+FC	WS6x36C+F
4.	Kierunek zwicia	prawa, współzwita z/z	prawa, współzwita z/z	prawa, przeciwzwita z/s	prawa, przeciwzwita z/s
5.	Długość skoku zwicia h, mm	480	510	441	450
6.	Wytrzymałość drutów liny R_m, N/mm^2	1770	1770	1770	1770
7.	Obliczeniowa siła zrywająca, P_o, kN	3380,7	3330	3335	2960
8.	Wyznaczona sumaryczna siła zrywająca P_w, kN	-	3397,43	-	3472
9.	Rzeczywista siła zrywająca P_c, kN	3474,22	2830	3044	3020
10.	Przekrój porzeczny metaliczny F, mm^2	1910	1948	1884	1960
11.	Masa 1mb, kg/m	17,3	17,3	17,04	17,86
12.	Materiał rdzenia	sizal	sizal	sizal	sizal
13.	Współczynnik bezpieczeństwa liny	6,84>6,1	6,61>6,1	6,84>6,1	6,5>6,1
14.	Smar w linie	Nyrosten N113	Nyrosten N113	Nyrosten N113	Nyrosten N113
15.	Natężenie pracy wyciągu wyc./dobę	367	438	437	689

Podczas eksploatacji lin dokonywano pomiarów zmiany średnic i skoków lin, które przedstawiono w tabeli 2, a czas pracy liny podano w tabeli 3 [12]. Wykresy narastania pęknięć drutów w linach przedstawiono na rysunku 2, liczbę wykonanych cykli przez poszczególne liny na rysunku 3. Rozkład pęknięć drutów wzdłuż całej długości liny Dyform pokazano na rysunku 4, a dla liny Haggie na rysunku 5 oraz przebieg wydłużania się lin podczas eksploatacji na rysunku 6 [12, 18].



Rys.1. Przekroje poprzeczne lin wyciągowych o średnicy 65 mm eksploatowanych w wyciągu skipowym szybu Leon II p.N.: *a – lina trójkątnosplotkowa produkcji polskiej, b – lina trójkątnosplotkowa firmy Bridon, c – lina dyform WS6x36+A_o firmy Bridon*

Zestawienie parametrów eksploatowanych lin w górniczym wyciągu szybowym szybu Leon II przedział północny. Średnica liny ø65 mm. Siły zrywające liny: P_o – obliczeniowa, P_c – rzeczywista, F – przekrój poprzeczny metaliczny liny, d – średnica liny, h – skok zwicia liny, R_m – wytrzymałość drutów liny [12]

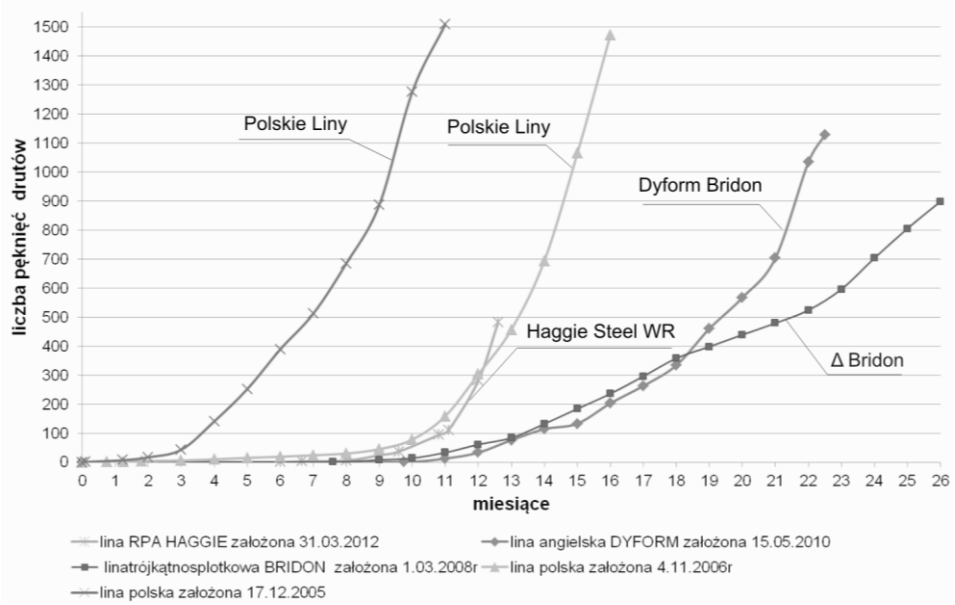
Tabela 2

Lp.	Liny pracujące w wyciągu szybu LII/N	R_m	P_o	P_c	F	d	skok zwicia, h
	-	N/mm^2	kN	kN	mm^2	mm	mm
1.	DYF6x36(14/7&7/7/1)FC Wytwórca BRIDON International Limited, Wilington Quay	1770	3335	3044	1884	62,4-64,6 Δ = 2,2	420-450 Δ = 30
2.	Trójkątnosplotkowa ø65 mm 6x28TS+FC-MBL 282.8T Wytwórca BRIDON International GmbH	1770	3330	2982	1948	62,1-65,5 Δ = 3,4	490-560 Δ = 70
3.	Trójkątnosplotkowa ø65 mm ZBB6V6(20+14+12+6)+A_o-Z/z-I-g-1770 Wytwórca „Polskie Liny” w Sosnowcu	1770	3380,7	3474,22	1910	63,6-65,3 Δ = 1,9	490-560 Δ = 70
4.	Kompaktowana, WS6x36C+F Firmy Haggie Steel Wire Rope	1770	2960	3020	1960	65,3-68,0 Δ = 2,7	430-480 Δ = 50

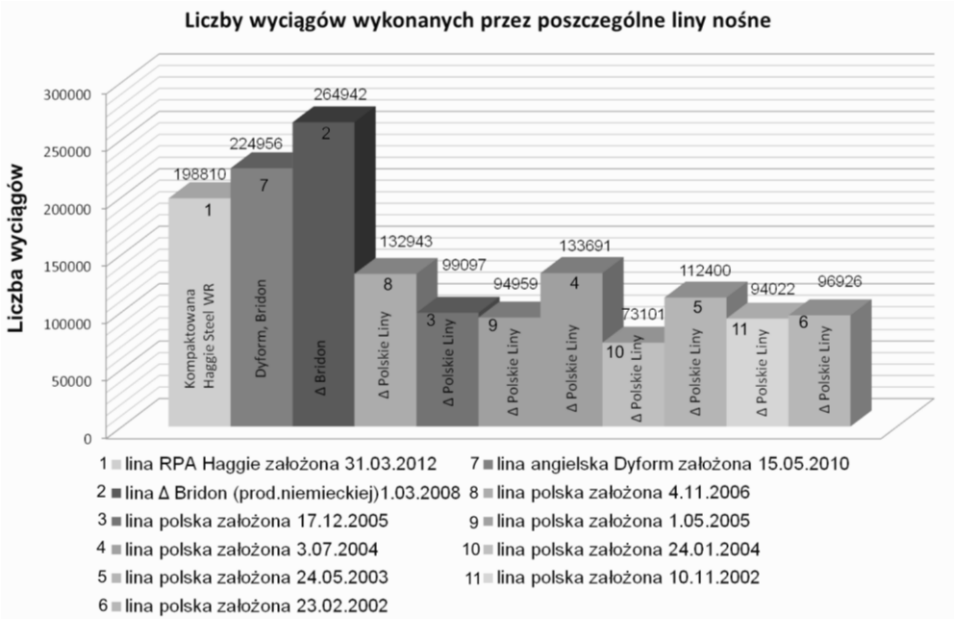
Zestawienie czasu pracy lin nośnych w górniczym wyciągu skipowym szybu Leon II przedział północny (od 23.02.2002 r. do 06.06.2013 r.) [12]

Tabela 3

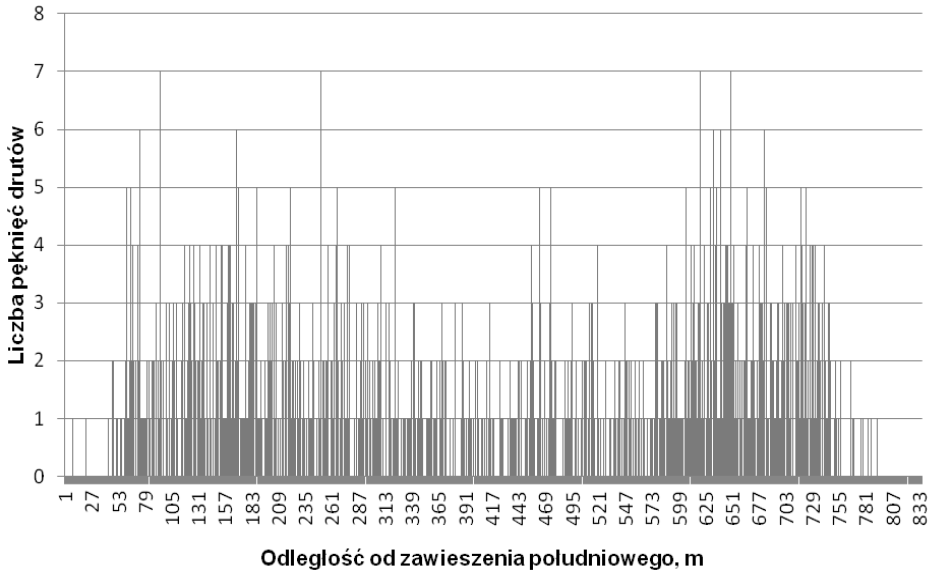
Lp.	Średnica i długość liny	Producent	Data założenia	Data zdjęcia	Czas pracy, miesiące	Liczba wyciągów	Udźwig użyteczny skipu, Mg	Powód zdjęcia	Liczba pęknięć drutów
1.	ø65 996 m	Polskie Liny	23.02.2002	10.11.2002	9	96926	15,5	pęknięcia drutów	1124
2.		Polskie Liny	10.11.2002	24.05.2003	6	94022			1237
3.		Polskie Liny	24.05.2003	24.01.2004	8	112400			1366
4.		Polskie Liny	24.01.2004	3.07.2004	5	73101			1084
5.		Polskie Liny	3.07.2004	1.05.2005	10	133691			1506
6.		Polskie Liny	1.05.2005	17.12.2005	7	94959			1090
7.		Polskie Liny	17.12.2005	4.11.2006	11	99077			1509
8.		Polskie Liny	4.11.2006	1.03.2008	16	132943			1472
9.		Lina trójkątno-splotkowa BRIDON	1.03.2008	15.05.2010	26	264942			942
10.		lina dyform (DYFORM) firmy BRIDON	15.05.2010	31.03.2012	22	224956			1127
11.	ø65	Lina kompakto-wana firma Haggie Steel WR	31.03.2012	20.04.2013	12	198810			482
12.	ø65	Polskie Liny	20.04.2013						



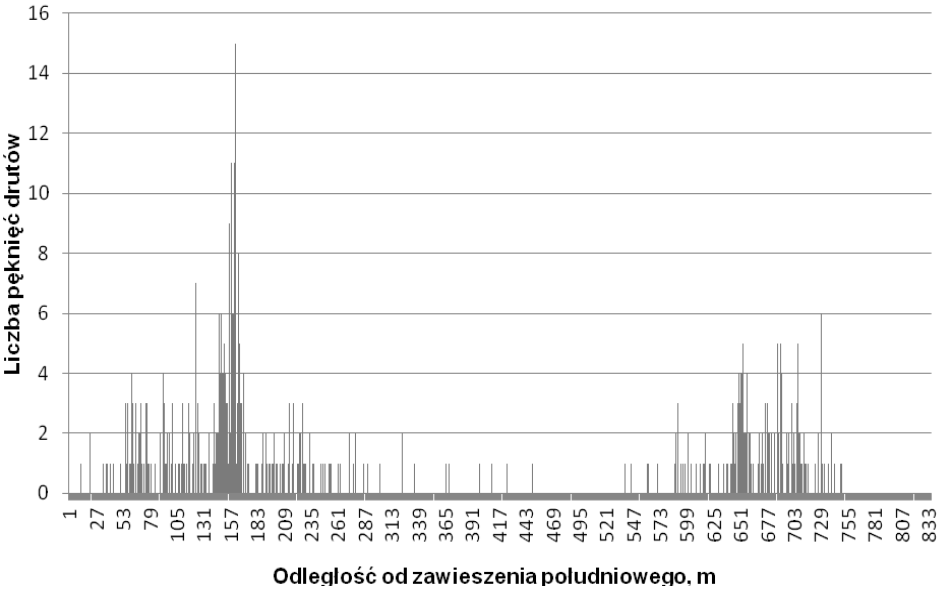
Rys.2. Wykres narastania pęknięć drutów dla poszczególnych lin nośnych ø65 mm do czasu ich odłożenia [12]



Rys.3. Wykres liczby wyciągów wykonanych przez poszczególne liny nośne do czasu ich odłożenia [12]



Rys.4. Rozkład pęknięć drutów wzdłuż całej długości liny ø65 mm Dyform [12]



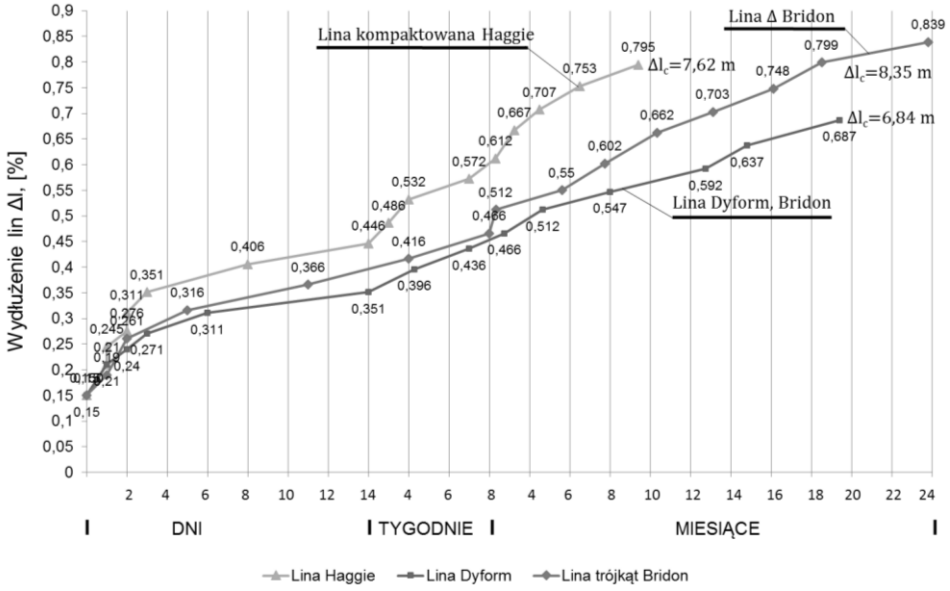
Rys.5. Rozkład pęknięć drutów wzdłuż całej długości liny kompaktowanej ø65 mm Haggie [12]

Zestawienie krajowych kopalń węgla kamiennego w których zastosowano lub stosuje się liny kompaktowane. *Liny już odłożone

Tabela 4

Lp.	Użytkownik	Rodzaj wyciągu	Szyb	ø liny d, mm	Konstrukcja liny	Producent liny
1	KWK Rozbark *	stacjonarny dwubębnowy	Stalmach *	46	DYF6x36+FC	Bridon RopesLtd
2	KWK Rydułtowy-Anna	stacjonarny 1 linowy koło pędne Koepe	Leon II*	65	DYF6x36+FC	Bridon Int. Well. Quay
3	KWK Pniówek	stacjonarny 2 linowy koło pędne Koepe	II przedz. W	52	6xK36WS+FC	Teufelberger
4	SRK C.A. CZOK Ruch Siemianowice	stacjonarny 1 linowy koło pędne Koepe	Kolejowy I	56	6xK36WS+FC	Teufelberger
5	Kopex-PBSz KWK Budryk	jednobębnowy czyszczenie rząpia	II	24	34(W)xK7	Bridon
6	Kopex-PBSz KWK Zofiówka	jednobębnowy głębienie szybu	I Bzie	42	34(W)xK7	Bridon
7	PRG ROW-JAS KWK Budryk	jednobębnowy pogłębianie szybu	IV	41	16xK7-EPIWRC(K) 1960BzZ	Teufelberger
8	PRG ROW-JAS	jednobębnowy pogłębianie szybu	VI	40	16xK7	Teufelberger
9	KWK Bielszowice	stacjonarny 1 linowy koło pędne Koepe	Pawłów Górny Skip	44	6xK36BzZ 1570	Teufelberger
10	KWK Chwałowice Kopex-PBSz	jednobębnowy przewoźny	VII	18	Dyform 34LR zZ 1960	Bridon International Ltd
11	KWK Rydułtowy-Anna	stacjonarny 1 linowy koło pędne Koepe	Leon II	65*	6xK36C	HAGGIE Steel WireRopes
12	KWK Piast	stacjonarny 1 bębnowy awaryjny	III	20	34(W)xK WSC zZ 1570	Bridon International Ltd
13	SRK C.A. CZOK Ruch Szombierki	Stacjonarny 2 lin. Koepe	Ewa	52	6xK36WS+FC	Teufelberger

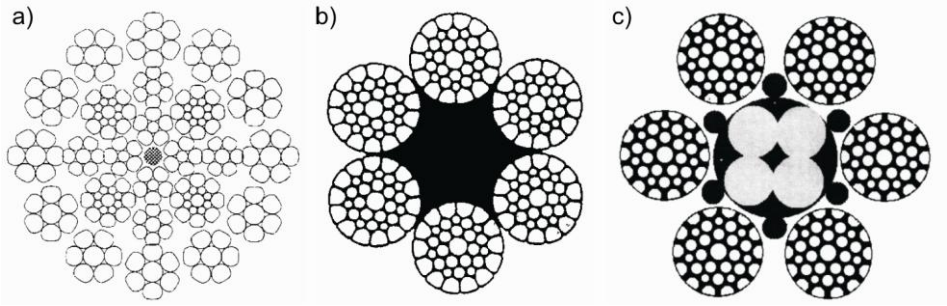
Oprócz wymienionych kopalń, liny kompaktowane zastosowano również w innych wyciągach oraz w wyciągach do głębienia szybów tabeli 4.



Rys.6. Wykres wydłużania się lin wyciągowych ø65 mm podczas eksploatacji w odniesieniu do ich długości od skipu do skipu 996 m, Δl_c – wydłużenie całkowite liny

3. Liny wyciągowe kompaktowane stosowane w krajowych kopalniach rud miedzi

W krajowych kopalniach rud miedzi pierwszą linę kompaktowaną założono 08.06.2007 r. Zakładzie Górniczym „Rudna" w górniczym wyciągu szybu R-XI. Jest to wyciąg pomocniczy z maszyną wyciągową jednobębnową. Jako linę nośną zastosowano linę kompaktowaną nieodkrętną NRHD24CS o średnicy 36 mm produkcji Arcelor Mittal Bourg-en-BresseWire France. Przekrój liny przedstawiono na rysunku 7 a parametry techniczne wyciągu w tabelach 5 i 6 oraz liny w tabeli 7 [20].



Rys.7. Przekrój poprzeczny liny nośnej: *a- ø36 mm NRHD24CS, b - ø62 mm WS6x36+A$_o$ typu „Dyform 6", c - ø62 mm produkcji ŽDB GROUP A.s. – Bohumin Czechy*

Konstrukcje lin wyciągowych kompaktowanych stosowane w Zakładach Górniczych KGHM Polska Miedź S.A. *liny zakupione [20]

Tabela 5

Lp.	Zakład Górniczy	Rodzaj wyciągu	Szyb	ø liny *d*, mm	Konstrukcja liny	Producent liny
1	Lubin	jednolinowy Koepe	L-I p.z.	62	Dyform WS6x36+A_o	Bridon, Anglia
2	Rudna	jednobębnowy 6 warstw lin na bębnie	R-XI	36	NRHD24CS 24x15	Arcelor Mittal Bourg-en-Bresse Wire Francja
3	Polkowice-Sieroszowice *	dwulinowy Koepe 2L5600/1200	P-VII	62	Dyform WS6x36+A_o	Bridon, Anglia
4	Polkowice-Sieroszowice *	jednolinowy Koepe	P-I	62	Kompaktowana WS6xK36+A_o	ŽDBGroup, Czechy
5	PeBeKa Lubin *	do głębienia szybu wyciąg bębnowy	GG-1	41	NRHD24CS 24x15	Arcelor Mittal Bourg-en-Bresse Wire, Francja

Wybrane dane techniczne górniczych wyciągów szybowych Zakładów Górniczych KGHM Polska Miedź S.A. w których zastosowano liny wyciągowe kompaktowane [20]

Tabela 6

Lp.	Nazwa	ZG „Lubin" L-I p.z.	ZG „Rudna" R-XI	ZG „Polkowice-Sieroszowice" P-VII	ZG „Polkowice-Sieroszowice" P-I	PeBeKa Lubin GG-1
1	maszyna wyciągowa	jednolin Koepe	B2500/DC-315 na zrębie	Koło Koepe 2L5600/1200	jednolin Koepe K6000	jedno-bębnowa
2	średnica koła pędnego lub bębna nawojowego	5,0 m	2,5 m	5,6 m	6,0 m	4,3 m
3	średnica kół linowych	6,39 m	3,0 m	6,3 m	6,5 m	4,0 m
4	wykładzina koła pędnego	Modar R3/Mz	-	Modar R3/Mz	Modar R3/Mz	-
5	wykładzina kół linowych	Becoplast	-	Modar R3/Mz	brak	-
6	naczynie wyciągowe	klatka 2 piętrowa i przeciwciężar	klatka jednopiętrowa	klatka wielkogabarytowa z przeciwciężarem	klatka 2 piętrowa i przeciwciężar	kubeł max 24000daN
7	prędkość jazdy	10 m/s	2 m/s	4 m/s	12 m/s	-
8	liczba warstw liny na bębnie	-	6	-	-	4
9	natężenie ruchu	do 100 wyc/dobę	kilkanaście jazd w m-cu	do 100 wyc/dobę	do 100 wyc/dobę	-
10	wykładzina bębna	-	LeBus	-	-	-
11	głębokość szybu	647,7 m	1241,7 m	755,9 m	882 m	1340 m
12	prowadzenie naczyń	sztywne stalowe	linowe			
13	szyb	wdechowy suchy	wdechowy mokry	wdechowy mokry wody agresywne	wdechowy suchy	
14	rodzaj wyciągu	zjazdowo-materiałowy	pomocniczy			do głębienia szybu

Lina eksploatowana jest już 6 lat a jej stan techniczny ocenia się na „bez uwag". Podczas dotychczasowej eksploatacji liny nie stwierdzono deformacji, korozji, starć drutów zewnętrznych, złomów drutów zewnętrznych i nieciągłości wewnętrznych (zapis magnetyczny – „bez uwag") [20].

Drugą linę kompaktowaną założono 29.09.2008 w wyciągu szybu L-I przedział zachodni Zakładów Górniczych „Lubin". Jest to lina o średnicy 62 mm typu „DYFORM 6" konstrukcji WS6x36+Ao produkcji firmy BRIDON (rys. 5) a parametry techniczne wyciągu w tabelach 5, 6 i 7.

Lina eksploatowana jest 4, 5 lat, stan techniczny liny bez istotnych uwag. Nie stwierdzono deformacji, korozji, starć i złomów drutów zewnętrznych, nieciągłości wewnętrznych (zapis magnetyczny bez uwag). Powyższe dane podano na podstawie ekspertyz ZRUT „AUTORYTET" oraz doświadczeń zakładu górniczego.

Zakład Górniczy „Polkowice-Sieroszowice" zakupił 2 liny nośne typu DYFORM firmy Bridon o średnicy 62 mm dla szybu P-VII tab. 5, 6, 7. Zakupiono również linę nośną kompaktowaną również o średnicy 62 mm produkcji ŽDB GROUP A.s. – Bohumin Czechy z przeznaczeniem dla szybu P-I. Dane wyciągu i liny podano w tabelach 5, 6, 7 a przekrój poprzeczny liny na rysunku 7c.

Liny konstrukcji WS6xK36+A_o wykonane są jako: okrągłe, okrągło-splotkowe, dwuzwite, sześciosplotkowe. Splotki składają się z trzech warstw drutów o liniowym styku drutów Warrington-Seale (WS). Po skręceniu splotki jest ona poddawana operacji walcowania „kompaktowania". Splotki są „kompaktowane" metodą podwójnego walcowania. Następnie 6 splotek jest skręcanych w linę na rdzeniu sizalowym. Rdzeń liny A_o (cztero-splotkowy) jest wykonany jako włóknisty roślinny (sizal). Rdzeń jest wykonany bez połączeń na całej długości i skręcony przeciwnie do kierunku zwicia liny. Dodatkowe 6 sizalowych splotek o średnicy 5 mm zastosowane w rdzeniu:

- podpiera i ustala główne splotki,
- zmniejsza zjawisko powstawania karbów na styku splotek,
- wypełnia „puste" przestrzenie,
- uszczelnia wnętrze liny.

Liny wykonywane są jako:

- liny współzwite lub przeciwzwite prawe lub lewe,
- liny są odprężone (n),
- liny są wykonane z drutów stalowych ocynkowanych warstwą g lub G,
- liny są wykonane według Normy EN 12385-6 oraz odpowiednich ZWT producenta.

Według informacji od producenta, liny są składane na nowej maszynie liniarskiej (maksymalna średnica wykonania lin – do 65 mm).

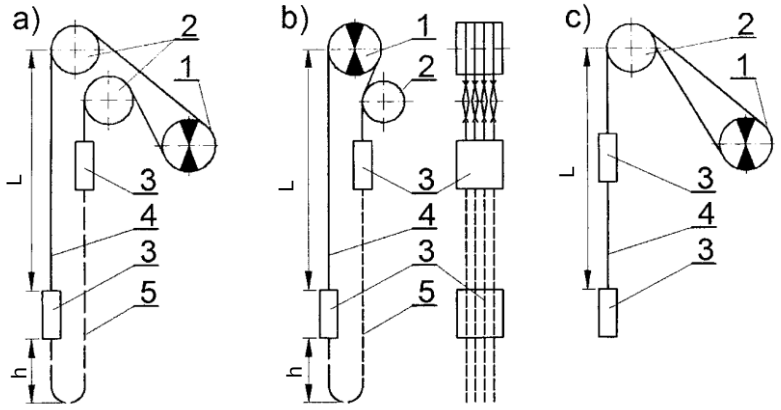
Dobór parametrów konstrukcyjno-technologicznych lin konstrukcji WS6xK36+A_o oparty jest na normie EN 12385-6 oraz programie komputerowym stosowanym przez ŽDB Bohumin pod nazwą „Ocelove lana". Program opracowała fabryka ŽDB Bohumin [8].

Przedsiębiorstwo Budowy Kopalń Lubin (PeBeKa) zakupiło również 09. 2012 dwie liny nośne typu NRHDCS24x15 z przeznaczeniem do głębienia szybu GG-1. Dane techniczne wyciągu i liny podano również w tabelach 5, 6, 7 [20].

4. Liny nośne kompaktowane stosowane za granicą

Schematy pionowych wyciągów szybowych przedstawiono na rysunku 8, a przekroje lin kompaktowanych na rysunku 9.

W dostępnej literaturze zagranicznej od niedawna pojawiły się publikacje na temat stosowania lin kompaktowanych w górniczych wyciągach szybowych. Liny te stosowane są głównie w wyciągach z maszynami wyciągowymi bębnowymi [1, 19]. O ile w literaturze podana jest informacja o zastosowaniu liny kompaktowanej wyciągu jednolinowym z kołem pędnym Koepe, o tyle brak jest informacji o ich zastosowaniu w wyciągach wielolinowych z napędem ciernym. W tabeli 8 przedstawiono zestawienie lin kompaktowanych i ich trwałości [1, 19]. Z tabeli 8 wynika, że liny kompaktowane wykazują zdecydowanie większą trwałość w porównaniu z linami konstrukcji wcześniej stosowanych. Przekroje zastosowanych lin kompaktowanych podanych w tabeli 8 konstrukcji i produkcji niemieckiej firmy Casar przedstawiono na rysunku 9 [13].



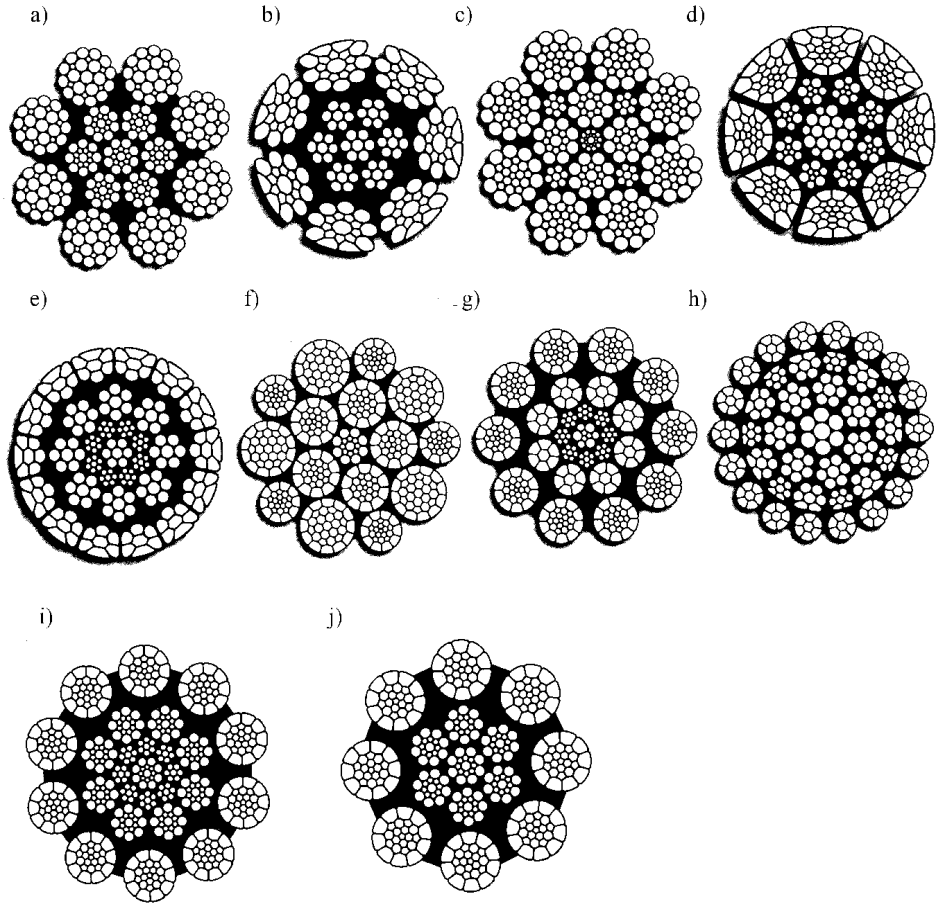
Rys.8. Schematy wyciągów z napędem ciernym lub bębnowym stosowanych w górniczych urządzeniach wyciągowych: *a) maszyna wyciągowa usytuowana na zrębie, b) maszyna wyciągowa usytuowana na wieży, c)maszyna wyciągowa bębnowa; 1 – koło lub bęben pędny, 2 – koła linowe lub odciskowe, 3 – naczynie wyciągowe, 4 – lina (liny) nośna, 5 – lina (liny) wyrównawcze*

Liczba cykli pracy lin konstrukcji standardowej i kompaktowanej w wyciągach szybowych za granicą. *F* – masa klatki, *Q* – ładowność klatki, D_p, *D* – średnica koła pędnego, bębna nawojowego i koła linowego, *d* – średnica liny, *H* – droga jazdy [1, 19]

Tabela 8

Lp.	Rodzaj wyciągu górniczego	Dane techniczne wyciągu		Konstrukcja liny	Liczba cykli	
					rzeczywista	obliczona teoretycznie
1	Jednolinowe koło pędne na zrębie	*F* = 14000 kg *Q* = 15000 kg *Dp* = 8 m, *D* = 7 m *d* = 68 mm, *H* = 688 m	117,6 103	Dotychczas stosowana	122000	265000
2				Dotychczas stosowana	228000	265000
3				*Douzeplast	320000	265000
4	Jednobębnowy	*F* = 15000 kg *Q* = 9200 kg *Dp* = 3,5 m, *D* = 3,5 m *d* = 58 mm, *H* = 240 m	60,3	*Stratoplast	655000	592000
5				*Stratoplast	745000	592000
6				*Stratoplast	828000	592000
7	Dwubębnowy	*F* = 10590 kg *Q* = 13900 kg *Dp* = 4,8 m, *D* = 4,8 m *d* = 48 mm, *H* = 1176 m	100	Dotychczas stosowana	90000	135000
8				Dotychczas stosowana	140000	135000
9				*Duroplast	260000	249000
10	Dwubębnowy	*F* = 6500 kg *Q* = 9500 kg *Dp* = 3,66 m, *D* = 3,66 m *d* = 36 mm, *H* = 480 m	101	Dotychczas stosowana	88000	140000
11				Dotychczas stosowana	122000	140000
12				*Turboplast	164000	330000
13				*Turboplast	323000	330000
14				*Turboplast	430000	330000
15	Dwubębnowy	*F* = 5000 kg *Q* = 9000 kg *Dp* = 3,66 m, *D* = 3,66 m *d* = 36 mm, *H* = 550 m	101	*Turboplast	240000	171000

**liny konstrukcji firmy Casar rys. 9*

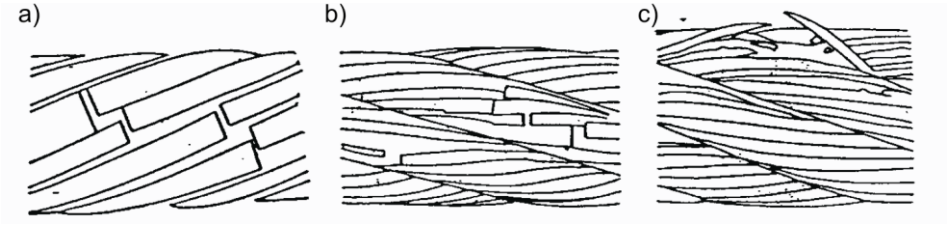


Rys.9. Przekroje konstrukcji lin kompaktowanych produkcji niemieckiej firmy Casar [13] *a) Stratoplast, b) Ultrafit, c) Starlift, d) Paralift, e) Starfit, f) Superlif, g) Superplast 8, h) Eurolif, i) Douzeplast, j) Turboplast, k) Quadrolift*

5. Kryteria odkładania lin kompaktowanych

W linach wyciągowych kompaktowanych występuje odmienny sposób pękania drutów i narastania ich pęknięć podczas eksploatacji.

W linach kompaktowanych pęknięte druty nie zawsze lub niewiele wychodzą ze splotek (rys. 10a). Pęknięte końce drutów w tych linach przemieszczają się jeden względem drugiego nieznacznie, nie wykazując tendencji do wyjścia z konstrukcji splotki. Podczas pracy na kołach linowych niektóre z końców drutów zajmują miejsce pomiędzy splotkami (rys. 10b) i do narastania dostatecznie dużej ilości pęknięć drutów nie przeszkadzają w pracy liny.



Rys.10. Szkice usytuowania pękniętych drutów: *a) w splotce o powierzchniowym styku drutów, b) w linie o powierzchniowym styku drutów, c) w linie konstrukcji standardowej*

W górnictwie krajowym mamy małe doświadczenie w zakresie oceny stanu lin kompaktowanych podczas eksploatacji z uwagi na niewielkie ich stosowanie, dlatego poniżej przedstawiono przegląd zaleceń w tym zakresie opracowanych przez różnych producentów lin kompaktowanych.

Firma Teufelberger [15]

Firma Teulferberger do oceny stanu technicznego liny kwalifikującej ją do wymiany zaleca korzystanie z normy [15]. Poniżej wyciąg z normy. W przypadku badań metodą magnetyczną zalecenia podano w tabeli 9.

Maksymalny dopuszczalny ubytek poprzecznego przekroju metalicznego liny [15]

Tabela 9

Klasa liny	Maksymalny dopuszczalny ubytek przekroju metalicznego	Długość odniesienia d – średnica liny
Liny konstrukcji zamkniętej jednozwite	10%	$200^{x}d$
	8%	$30^{x}d$
	5%	$6^{x}d$
Liny splotkowe (w tym kompaktowane)	25%	$500^{x}d$
	10%	$30^{x}d$
	6%	$6^{x}d$

Podczas badań wizualnych między dwoma następującymi kolejno po sobie badaniami magnetycznymi obowiązują następujące zasady.

Jeżeli strata całkowita przekroju metalicznego z powodu pękniętych drutów zewnętrznych wynosi dwie trzecie maksymalnej dopuszczalnej straty przekroju metalicznego zgodnie z tabelą 9 dla długości $30^{x}d$, wówczas należy wykonać najpierw badanie magnetyczne (MRT) w celu uzyskania wyników pomocnych w ostatecznej ocenie stanu liny.

Liny poddane jedynie kontroli wizualnej

W przypadku braku krytycznych zewnętrznych uszkodzeń liny na skutek zużycia, korozji oraz innych nadzwyczajnych oddziaływań, podstawę kryteriów kwalifikacji liny do wymiany stanowi liczba pęknięć zewnętrznych drutów i muszą one być zgodne z wartościami podanymi w tabeli 10.

Maksymalna liczba widocznych pęknięć drutów zewnętrznych [15]

Tabela 10

Klasa liny	Długość odniesienia, d – średnica liny			
	Liny przeciwzwite		Liny współzwite	
	$6^{\times}d$	$30^{\times}d$	$6^{\times}d$	$30^{\times}d$
6x19	3	6	3	4
6x36 6xK36	7	14	4	7

Jeżeli nie występują żadne krytyczne zewnętrzne uszkodzenia rzeczoznawca podejmuje decyzję, czy można zmniejszyć wartości podane w tabeli 10 z uwagi na takie czynniki jak korozja, zużycie i/lub inne nadzwyczajne zdarzenia.

Miejscowo ograniczone pogorszenie stanu

Za kryterium wymiany liny należy przyjąć również, wykrycie, że 50% ułożonych na zewnątrz drutów splotki liny w obrębie jednej długości skoku zwicia jest zerwane.

Firma Teufelberger zaleca korzystanie z normy ISO4309-2004.

W przypadku lin kompaktowanych nieodkrętnych typu Evolution TK16 można zastosować normę ISO 4309 (lina kategorii 23-2) w której dla lin poddawanych jedynie kontroli wizualnej przy braku krytycznych zewnętrznych uszkodzeń liny z powodu zużycia, korozji oraz innych nadzwyczajnych oddziaływań, podstawą kryteriów kwalifikujących linę do wymiany stanowi liczba pęknięć drutów zewnętrznych zgodnie z wartościami podanymi w tabeli 13.

Jeżeli nie występują żadne krytyczne zewnętrzne uszkodzenia, rzeczoznawca musi podjąć decyzję, czy można zmniejszyć wartości podane w tabeli 13 z uwagi na czynniki takie jak korozja, zużycie i/lub nadzwyczajne zdarzenia.

Wyciąg z normy ISO4309-2004 AMD. 1:2008, *d* – średnica liny

Tabela 11

Typ liny	Numer kategorii liny RCN	Liczba drutów nośnych w splotkach zewnętrznych n	Liczba widocznych pękniętych drutów zastosowanie rolek stalowych i/lub nawijania jednowarstwowego na bębnie rowkowanym (pęknięcia drutów rozłożone przypadkowo grupa zespołu napędowego klasa M1 do M4 lub klasa nieznana				Nawijanie wielowarstwowe na bębnie rowkowanym	
							Wszystkie klasy	
			Lina przeciwzwita		Lina współzwita		Liny przeciwzwite i współzwite na długości	
			Na długości 6*d*	Na długości 30*d*	Na długości 6*d*	Na długości 30*d*	Na długości 6*d*	Na długości 30*d*
Liny odkrętne	02	51≤ *n* ≤75	3	6	2	3	6	12
	03	76≤ *n* ≤100	4	8	2	4	8	16
	04	101≤ *n* ≤120	5	10	2	5	10	20
	05	121≤ *n* ≤140	6	11	3	6	12	22
	06	141≤ *n* ≤160	6	13	3	6	12	26
	09	201≤ *n* ≤220	9	18	4	9	18	36
	11	241≤ *n* ≤260	10	21	5	10	20	42
	13	281≤ *n* ≤300	12	24	6	12	24	48

Liny odkrętne			Liczba widocznych pęknięć drutów			
			Zastosowanie rolek stalowych i/lub nawijania jednowarstwowego na bębnie rowkowanym		Nawijanie wielowarstwowe na bębnie rowkowanym	
			Na długości 6*d*	Na długości 30*d*	Na długości 6*d*	Na długości 30*d*
	23-1	76≤ *n* ≤100	2	4	4	8
	23-2	101≤ *n* ≤120	2	4	5	10
	23-3	121≤ *n* ≤140	2	4	6	11
	30	261≤ *n* ≤280	6	11	11	22

Numer RCN kategorii lin firmy Teufelberger [15]

Tabela 12

Liny odkrętne			Liny nieodkrętne		
Typ konstrukcji	Zakres średnic d, mm	RCN	Typ konstrukcji	Zakres średnic d, mm	RCN
612W	7-10	04	Perfection TK15	8-22	23-2
PS 610	26-40	04	Evolution TK16	8-30	23-1
OS 609S	18-26	02	Evolution TK16	31-42	23-2
OS 610V	10-16	06	Evolution TK17	8-30	23-1
O 812F	15-46	06	Evolution TK17	31-42	23-2
Evolution 05	24-48	05	Evolution TK18	42-70	30
OS B14V	44-50	13			
OS B16V	10-50	09			
OS 816V Protect	32-48	11			
OS 808S	10	03			
OS 909S	11	05			

Maksymalna liczba widocznych pęknięć drutów zewnętrznych (podstawa ISO 4309 wraz z uzupełnieniami firmy Teufelberger) [15]

Tabela 13

Klasa liny	Długość odniesienia, d – średnica liny			
	Przy zastosowaniu na gładkim bębnie i/lub przy nawijaniu jednowarstwowym na bęben rowkowany		Przy nawijaniu wielowarstwowym na bębnie rowkowanym	
	$6^{x}d$	$30^{x}d$	$6^{x}d$	$30^{x}d$
EVOLUTION TK16	2	4	5	10

Firma Arcelor Mittal Bourg-en-Bresse Wire France [7]

Firma Arcelor Mittal zaleca wymieniać liny wyciągowe nośne typu Notorplast lub NRHD24CS jeżeli:

- całkowite wydłużenie eksploatacyjne liny od daty jej założenia zawiera się pomiędzy 0,9%-1,1% jej długości,
- ubytek poprzecznego przekroju metalicznego liny wykazany przez badanie magnetyczne wyniesie 10%.

Firma Bridon [9]

Warunki kontroli I badań eksploatacyjnych według zaleceń firmy Bridon International LTD

Liny powinny być sprawdzane okresowo w trakcie normalnej eksploatacji zgodnie z przepisami obowiązującymi w danym kraju dla podziemnych zakładów górniczych. Zalecana okresowa kontrola wizualna, badania magnetyczne w razie potrzeby zgodnie z wymaganiami WUG.

Eksploatacja liny nośnej nie powinna być kontynuowana, jeżeli:

- jej osłabienie na skutek starcia, korozji, pęknięć, uszkodzeń drutów itp., spowoduje obniżenie współczynnika bezpieczeństwa o ponad 20% w porównaniu do współczynnika wyznaczonego dla nowej liny,
- wystąpiła liczba pęknięć drutów zewnętrznych większa od 10% na odcinku liny o długości równej jej 40 średnicom dla oceny ogólnego osłabienia lub 5% na odcinku liny równego jej 8 średnicom dla oceny osłabienia miejscowego. Maksymalnie 8 pęknięć drutów na długości 1 skoku zwicia liny,
- wystąpił gwałtowny/lawinowy/ przyrost pęknięć drutów,
- wystąpiło miejscowe wydłużenie lub inne nienormalne odkształcenie liny.
- W trakcie badań eksploatacyjnych należy również zwrócić uwagę na występowanie takich deformacji jak korkociągi, zaciągnięte pętle, przewężenia, zmiany w układzie splotek.

Fabryka Lin i Drutów ŽDB GROUP A.s. [8]

Lina z pękniętymi drutami zewnętrznymi może pracować w konkretnym urządzeniu wyciągowym (transportowym). W ramach obowiązujących rewizji pęknięte druty należy na bieżąco dokładnie wyłamywać i ewidencjonować.

Linę nośną należy wymienić jeżeli:

- jej osłabienie spowodowane starciami, korozją, rozluźnieniami i innymi uszkodzeniami drutów określone na podstawie badań wszystkimi możliwymi dostępnymi metodami spowoduje obniżenie jej współczynnika bezpieczeństwa o ponad 20% w stosunku do wartości tego współczynnika wyznaczonego dla liny nowej,
- wystąpiło miejscowe wydłużenie lub nienormalne odkształcenie liny,
- wystąpiło awaryjne przeciążenie liny a wynik badania liny przez rzeczoznawcę jest negatywny,
- w urządzeniach wyciągowych bębnowych liczba zwojów nieczynnych przy najniższym położeniu naczyń w szybie nie jest mniejsza niż 2 przy nawijaniu jednowarstwowym i 3 przy nawijaniu wielowarstwowym,
- wystąpi gwałtowny przyrost pęknięć drutów zewnętrznych,
- liczba pękniętych drutów zewnętrznych na odcinku 8d i 40d przekroczy wartości podane w tabeli 14.

Maksymalna liczba widocznych pęknięć drutów zewnętrznych

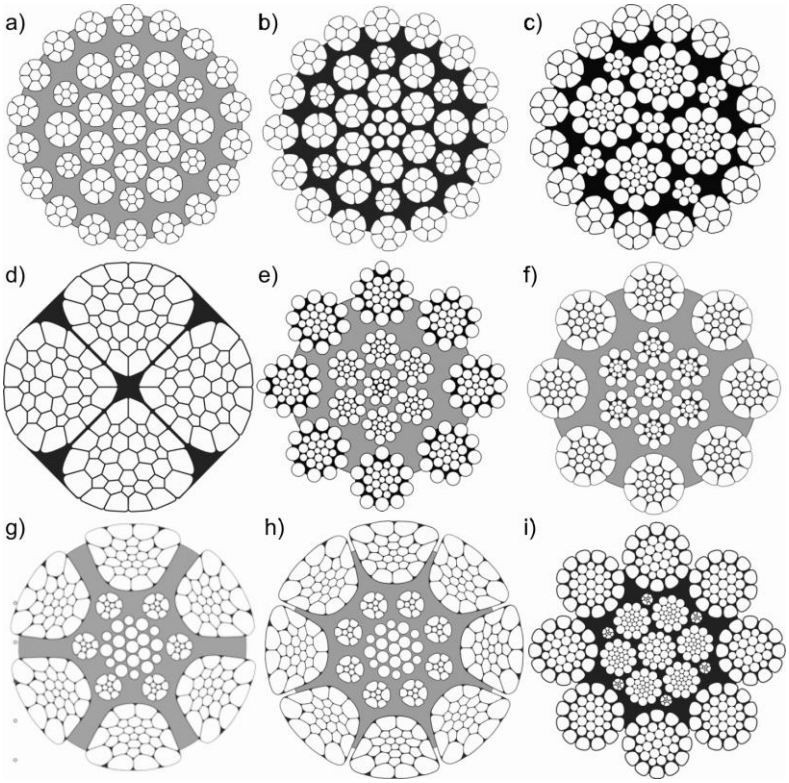
Tabela 14

Typ liny	Lina współzwita		Lina przeciwzwita	
	8*d*	40*d*	8*d*	40*d*
WS6xK36	8	16	12	22
WS6xK31	7	14	10	18
WS6xK26	6	12	9	17
S6xK19	4	8	6	12

Ponieważ pęknięć drutów zewnętrznych na splotkach kompaktowanych można nie zauważyć dlatego w ramach obowiązujących rewizji należy dokładnie zbadać pęknięcia drutów, wyłamywać je i ewidencjonować.

Firma VEROPE [10]

Najbardziej dokładnie kryteria odkładania oprócz firmy Teufelberger dla lin kompaktowanych swojej produkcji podała firma VEROPE (Szwajcaria). Na podstawie katalogu tej firmy kryteria odkładania lin kompaktowanych przedstawionych na rysunku 11 zestawiono w tabeli 15.



Rys.11. Przekroje poprzeczne lin kompaktowanych konstrukcji i produkcji firmy VEROPE: *a) verotop P, b) verotop, c) verotop E, d) vero 4, e) verostar 8 (lina niekompaktowana), f) veropro 8, g) veropower 6, h) veropower 8, i) verosteel 8* [10]

6. Zakończenie

W kraju eksploatowano lub eksploatuje się około 21 sztuk lin wyciągowych kompaktowanych (w kopalniach węgla 16 szt., miedzi 5 szt.). Tylko jedno urządzenie wyciągowe eksploatowane w kopalni „Rydułtowy-Anna" w szybie Leon II można zaliczyć do wyciągu wydobywczego o natężeniu ruchu do 689 wyc./dobę, masie użytecznej skipów Q = 16 Mg, droga jazdy H = 824 m, prędkość jazdy v = 15,5 m/s. Pozostałe wyciągi szybowe służą do transportu ludzi, materiałów lub są wyciągami pomocniczymi i do głębienia szybów. Liczba wyciągów na dobę w tych wyciągach nie przekracza 100. Podsumowanie dotyczy więc spostrzeżeń wynikających z doświadczeń kopalni „Rydułtowy-Anna". Z przeprowadzonej analizy pracy lin wyciągowych w szybie Leon II wynikają następujące spostrzeżenia.

1. Największą liczbę wyciągów wykonała lina trókątnosplotkowa firmy BRIDON-264942 cykli pracy, następnie Dyform Bridona – 224956 oraz kompaktowana firmy HAGGIE 198810, tabela 16.

Zestawienie trwałości lin wyciągowych Ø65 mm eksploatowanych w szybie Leon II kopalni „Rydułtowy-Anna"

Tabela 16

Lp.	Konstrukcja liny producent	Liczba wyciągów	Wskaźnik pracy liny A, MNm/kg liny	Nacisk jednostkowy liny na wykładzinę p, MPa	
				Koła pędnego	Koła linowego
1	Trójkątnosplotkowa 6x28T+FC, Bridon	264942	6857,6	1,58	2,11
2	okrągłosplotkowa, Dyform WS 6x36+FC, Bridon	224956	5886,6	1,58	2,11
3	okragłosplotkowa, kompaktowana WS 6x36C+F, Haggie	198810	5146	1,58	2,11
4	Trójkątnosplotkowa 6x52+FC, Polskie Liny	133691	3460	1,58	2,11

2. Zmiana średnicy d i skoku zwicia liny h podczas eksploatacji wynosiła: Dyform d = 65,3 - 68,0 mm, h = 430 - 480 mm, trókątnosplotkowa Bridon d = 62,1 - 65,5 mm, h = 490 - 560 mm, trójkątnosplotkowa polska d = 63,6 - 65,3 mm, h = 490 - 560 mm. Zmiany są tego samego rzędu.
3. Z wykresów narastania pęknięć drutów lin (rys. 2) wynika, że ich przebiegi dla liny Dyform i trójkątnosplotkowej firmy Bridon są podobne, natomiast inny jest przebieg narastania pęknięć drutów w linie kompaktowanej firmy Haggie i jest on zdecydowanie inny – gwałtowne i krótkie narastanie pęknięć.

4. Stwierdzono, że w linach kompaktowanych końce pękniętych drutów rozsuwają się nieznacznie i nie tak wyraźnie jak w linach o punktowym lub liniowym styku drutów. Same szczeliny w linach Dyform były mniejsze niż w linach kompaktowanych firmy Haggie. Stwarza to problemy w czasie kontroli wizualnej i badań magnetycznych lin. Bardzo pomocną w ocenie stanu technicznego lin kompaktowanych jest metoda magnetyczna, co wynika z pracy [14].

Literatura

1. Briem U.: Correlation between predicted and actual service life of ropes in mining installations. Mine Hoistings 2000. Fifth International Conference, 6-8 September 2000, Johannesburg, South Africa.
2. Carbogno A., Mateja S., Wieczorek T.: Nośne liny wyciągowe o powierzchniowym styku drutów. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa. Nr 6 (300) czerwiec 1995.
3. Carbogno A., Fundalewicz Z., Mateja S.: Liny do podziemnych kolei szynowo-linowych. Kierunki Mechanizacji Górnictwa do 2010 roku. Biblioteka Komtech 2002, Komag – Gliwice 2002.
4. Carbogno A., Żołnierz M., Mateja S.: Badania współczynnika tarcia liny o powierzchniowym styku drutów. Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie. Monografia CBiDGP Sp. z o.o., Lędziny 2011.
5. Carbogno A., Żołnierz M., Mateja S.: Liny o powierzchniowym styku drutów stosowane w górniczych urządzeniach transportowych. Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie. Monografia CBiDGP Sp. z o.o., Lędziny 2011.
6. Carbogno A., Pypłacz J., Nowacki J.: Liny kompaktowane w górniczych wyciągach szybowych. Hutnik, nr 1, 2013.
7. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa. Liny nośne Notorplast, liny nośne NRHD24CS, liny wyrównawcze i liny prowadnicze. Firma Arcelor Mittal, kwiecień 2012.
8. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa lin stalowych nośnych okrągłosplotkowych, kompaktowanych konstrukcji WS6xK36, WS6xK31, WS6xK26, S6xK19 wykonanych wg EN12385-6 i WT. Fabryka Lin i Drutów ŽDB GROUP A.s. Bohumin, Czechy 02.07.2012.
9. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa lin szybowych nośnych konstrukcji DYFORM 6. BRIDON International Limited, Willington Quay Wallsend United Kingdom.
10. General Catalogue Special Wire Ropes. Edition 11/2009. Firma Verope, Switzerland.
11. Hankus J.: Liny wyciągowe nośne o powierzchniowym styku drutów. Wyd. GIG, - Katowice 2003.

12. Jachowski R.: Analiza pracy liny wyciągowej kompaktowanej w szybie Leon II KWK „Rydułtowy-Anna”. Praca podyplomowa. Studium Podyplomowe „Transport Szybowy”. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Gliwice, luty 2013.
13. Katalogi lin stalowych firm: Fatzer, Teufelberger, Bridon, SFE (Hiszpania), Casar.
14. Kwaśniewski J., Molski Sz., Ruta H., Krakowski T.: Wymagania techniczne i metrologiczne aparatury do badania lin o powierzchniowym styku drutów. Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie. Monografia. Praca Zbiorowa. CBiDGP Sp. z o.o., Lędziny 2013.
15. Liny dla szybowych urządzeń wyciągowych w górnictwie. Firma Teufelberger Seil GmbH, Austria.
16. Nowak M.: Pierwsze doświadczenia z eksploatacji lin nośnych kompaktowanych w krajowych wyciągach szybowych. VIII Międzynarodowa Konferencja Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie. CBiDGP Sp. z o.o. Ustroń 7-9.11.2012.
17. Nowak M., Bulenda P., Stęchły A., Grabowski M.: Wpływ zmiany wielkości przyśpieszeń i opóźnień naczyń górniczego urządzenia wyciągowego na trwałość eksploatacyjną lin nośnych. Praca zbiorowa. CBiDGP Sp. z o.o., Lędziny 2011.
18. Opracowanie dotyczące czasu pracy liny wyciągowych górniczego wyciągu szybowego szybu Leon II wykonane przez oddział szybowy MPSZ 1 KWK „Rydułtowy-Anna”. 2013.
19. Rebel G., Verreet R., Schmitz B.: Degradation mechanisms of wire ropes operating on multi-layer crane and mine hoisting drums. OIPEEC Conference – College Station – March 2011.
20. Tobys J.: Eksploatacja lin kompaktowanych w KGHM Polska Miedź S.A. ZRUT “Autorytet” Sp. z o.o. Polkowice 2013.
21. Tytko A.: Eksploatacja lin stalowych. Wyd. Śląsk, Katowice-Warszawa 2003.

Doświadczenia produkcyjne i eksploatacyjne 4 lin nośnych ø38 35(M) x7 2160 B sZ/zS pracujących w górniczym wyciągu szybowym skipowym JSW S.A. KWK „Borynia-Zofiówka-Jastrzębie" Ruch „Zofiówka”

Andrzej Pojnar - Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o. w Lędzinach, Ośrodek Rzeczoznawstwa i Dozoru Urządzeń Górniczych, **Roman Glik** - Polskie Liny Sp. z o.o. w Katowicach

1. Pierwsze zastosowanie liny stalowej wielowarstwowej 35(m)x7 jako wyciągowej nośnej

Na VII Międzynarodowej Konferencji „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie” w Ustroniu w listopadzie 2011 roku, został zaprezentowany referat autorstwa Romana Glika i Tomasza Bąkiewicza – pracowników firmy Polskie Liny Sp. z o.o. pt. „Pierwsze zastosowanie w krajowym górnictwie liny stalowej wielowarstwowej 35(M)x7 jako wyciągowej nośnej”.

Praca prezentowała konstrukcję lin oraz krótkie informacje z początkowego 5 miesięcznego okresu ich eksploatacji.

Liny o średnicy 38 mm typu 35(M)x7 jako pierwsze zostały zastosowane w górniczym wyciągu szybowym szybu „Iz” KWK „Borynia-Zofiówka-Jastrzębie” Ruch „Zofiówka” JSW S.A. w Jastrzębiu-Zdroju. Szyb „Iz” jest to szyb wydobywczy, dwu-przedziałowy z maszyną wyciągową z bębnem pędnym Koepe posadowionym na wieży. Jako naczynia wyciągowe zastosowano 2 skipy o ładowności 24 Mg. Liny nośne pracują w układzie 4-linowym.

Wynikiem zastosowania ww. lin była modernizacja urządzenia polegająca na zwiększeniu wydajności przez zmianę masy użytecznej z 20 Mg na 24 Mg. W celu osiągnięcia tego założenia należało zmniejszyć masę lin przy zachowaniu nie zmienionej ich siły zrywającej.

Wskutek przeprowadzonej modernizacji zamieniono stosowane do tej pory liny o średnicy 44 mm typu 6x36WS-NFC na przedmiotowe liny o średnicy 38 mm. Zmiana polegała nie tylko na zmianie średnicy i konstrukcji, co bezpośrednio przyczyniło się do zmniejszenia masy lin, ale również na zwiększeniu wytrzymałości nominalnej drutów z 1670 MPa na 2160 MPa.

Zastosowane druty o wytrzymałości 2160 MPa (import - Drahtwerk Köln) charakteryzują się większą odpornością na naciski powierzchniowe występujące na styku drutów i splotek. Dodatkową zaletą było zastosowanie na drutach powłoki galfanowej klasy B, co zwiększyło odporność lin na działanie korozji, która również wpływała na czas pracy poprzednio stosowanych lin.

Szyb „Iz" jest szybem głębokim. Do takich szybów zaleca się stosowanie lin nieodkrętnych. Lina typu 35(M)x7 jest liną wielowarstwową nieodkrętną. Teoretyczny, obliczeniowy współczynnik nieodkrętności φ = 0,18.

Zastosowany komplet lin składał się z lin o jednakowych własnościach geometrycznych (średnicach i skokach) i takich samych własnościach sprężystych. Druty wszystkich lin miały jednakowe własności, a wszystkie splotki lin oraz całe liny wykonane były na tych samych maszynach liniarskich.

Producent lin - Polskie Liny Sp. z o.o. udzielił użytkownikowi 30 miesięcznej gwarancji eksploatacyjnej na liny przy dużym ryzyku - eksperymencie eksploatacyjnym [1, 2].

2. Eksploatacja lin

Do JSW S.A. KWK „Zofiówka" poprzez ZLM JSW S.A. na przełomie miesięcy luty/marzec 2009 r. zostały dostarczone 4 liny o średnicy 38 mm typu 35(M)x7. Długość lin wynosiła po 1080 m każda. W dniu 22 maja 2011 r. liny zostały założone w układzie czterolinowym w urządzeniu wyciągowym szybu wydobywczego „Iz" przedziału północno-wschodniego JSW S.A. KWK „Borynia-Zofiówka-Jastrzębie" Ruch „Zofiówka".

Podstawowe parametry urządzenia wyciągowego szybu „Iz" przedziału północno-wschodniego (po modernizacji) przy zastosowaniu 4 lin o średnicy 38 mm typu 35(M)x7 2160 są następujące:

- rodzaj szybu – wdechowy,
- rodzaj wyciągu – wydobywczy,
- maszyna wyciągowa – bęben pędny Koepe na wieży,
- głębokość ciągnienia – 969,64 m,
- naczynia wyciągowe – 2 skipy o ładowności 24 Mg,
- natężenie pracy – ok. 400 wyc./dobę,
- prędkość jazdy naczyniami w szybie – V = 16 m/s,
- czas pracy lin – 26 miesięcy i pracują nadal,
- liczba wyciągniętych skipów – ok. 230000 po 26 miesiącach pracy.

Podstawowe parametry urządzenia wyciągowego szybu „Iz" przedziału północno-wschodniego przed modernizacją przy zastosowaniu 4 lin o średnicy 44,0 mm typu 6x36WS-NFC 1670 były następujące:

- rodzaj szybu – wdechowy,
- rodzaj wyciągu – wydobywczy,
- maszyna wyciągowa – z tarczą pędną Koepe (basztowa),
- głębokość ciągnienia – 969,64 m,

– naczynia wyciągowe – 2 skipy 20 Mg,
– natężenie pracy – ok. 400 wyc./dobę,
– prędkość jazdy naczyniami w szybie – V = 16 m/s,
– czas pracy lin – ok. 18 miesięcy,
– liczba wyciągniętych skipów – do 150000.

3. Wyniki badań prowadzonych w czasie eksploatacji

Liny zgodnie z przepisami poddawane były regularnym badaniom magnetycznym oraz kontrolom prowadzonym przez osoby dozoru. Pierwsze badanie magnetyczne przeprowadzono w dniu 11 czerwca 2011 r.

Poniżej zamieszczono kilka przykładowych zapisów z badań magnetycznych, przedstawiających zmiany w zapisie powstające w kolejnych odstępach czasu.

Przyczyną zużycia lin typu 35(M)x7 są zmiany powstałe na styku drutów w poszczególnych warstwach lin oraz na styku splotek, widoczne w postaci zwiększonej amplitudy. Zaznaczone elipsą pole przedstawia wadę fabryczną, która podczas eksploatacyjnego zużycia liny staje się mniej widoczna (rys. 1). Pierwsze 3 zdjęcia nie wykazują istotnych zmian. Dopiero po 12 miesiącach pracy zaczynają być widoczne pierwsze zauważalne zmiany w zapisie magnetycznym (rys. 1d). Jako przykład zapisu magnetycznego wybrano fragment liny Nr 1.

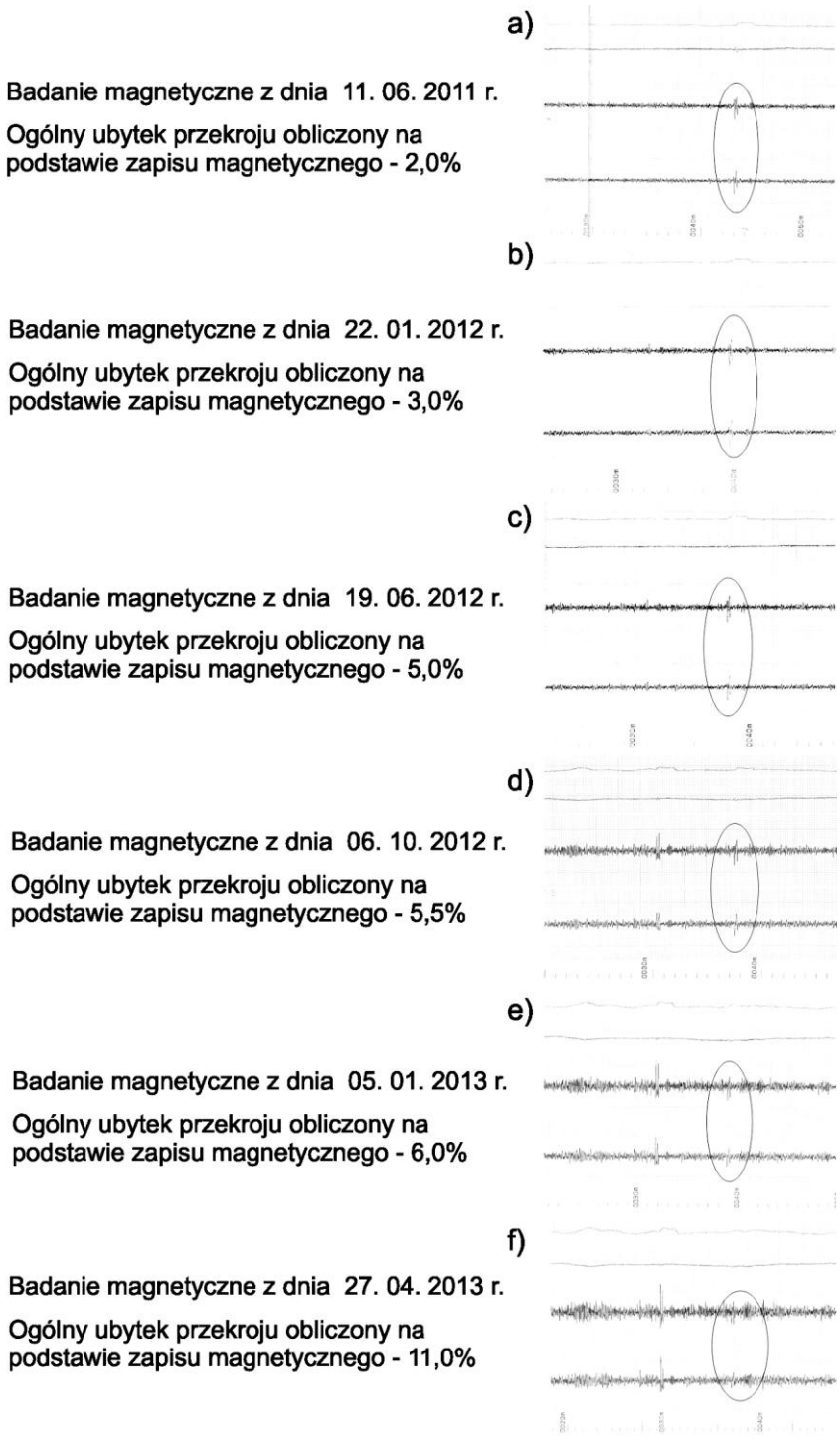
Przedstawione powyżej wartości ubytku przekroju, odwzorowują jedynie teoretyczne jego zmiany, co nie jest równoznaczne z całkowitym osłabieniem liny na skutek np. spadku własności plastycznych, których na tym poziomie oceny nie można określić [2].

Ponadto podczas eksploatacji zmierzono następujące parametry geometryczne lin:

– liny nowe: średnica (38,4÷40,1) mm, skok (255÷275) mm,
– po 12 miesiącach: średnica (36,4÷38,0) mm, skok (285÷295) mm,
– po 24 miesiącach: średnica (36,0÷38,0) mm, skok (285÷300) mm.

Poziom zapisu magnetycznego pokrywa się ze zmniejszeniem średnicy lin i wydłużeniem skoku.

Od początku eksploatacji poszczególne liny skracano w następującej kolejności, podanej w tabeli 1. Podczas zakładania liny zostały skrócone wstępnie o ok. 1000 mm.



Rys.1. Fragmenty zapisów badań magnetycznych liny Nr 1

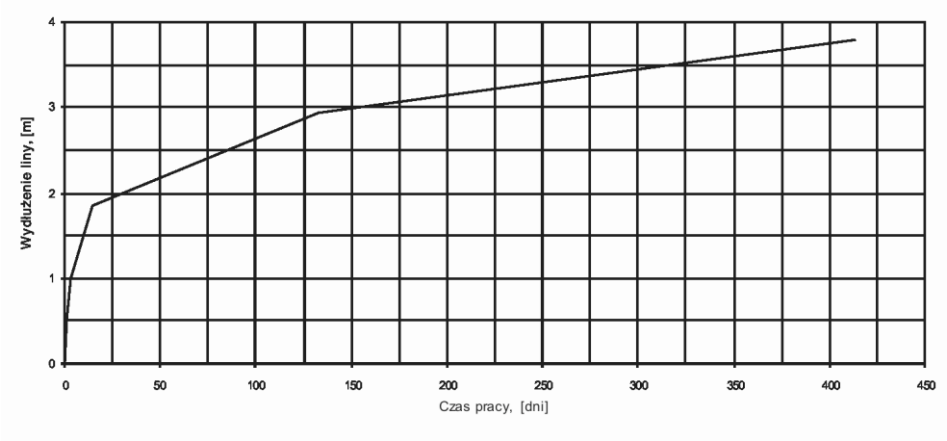
Wielkości skracania lin

Tabela 1

Data skracania	Nr liny			
	1	2	3	4
23.05.2011	500 mm	500 mm	500 mm	500 mm
25.05.2011	500 mm	500 mm	500 mm	500 mm
02.06.2011	750 mm	840 mm	800 mm	800 mm
28.09.2011	1100 mm	1100 mm	1100 mm	1100 mm
07.07.2012	850 mm	850 mm	850 mm	850 mm
SUMA	3700 mm	3790 mm	3750 mm	3750 mm

Z tabeli 1 można wywnioskować, że liny wydłużają się w sposób równomierny i zbliżony do siebie, co jest wynikiem zachowania jednakowych własności sprężystych dla wszystkich lin. Proces wydłużenia nie był też znacznie zwiększony w początkowym okresie eksploatacji, czego obawiano się przy ich zakładaniu.

Na wykresie (rys. 2) przedstawiono przykładowy przebieg wydłużenia liny Nr 2, która wydłużyła się najwięcej.



Rys.2. Wydłużanie się liny podczas eksploatacji

3. Wnioski końcowe

- Dobór właściwej konstrukcji liny do danego typu urządzenia wyciągowego, warunków eksploatacyjnych oraz środowiskowych jest zawsze zagadnieniem trudnym.
- Dobrze dobrana lina, to również niższe koszty eksploatacji oraz większe bezpieczeństwo pracy urządzenia transportu linowego.

- Brak możliwości sprawdzenia zachowania się nowej konstrukcji liny w ruchowych warunkach eksploatacyjnych sprawia, że założenie takiej liny, to zawsze eksperyment eksploatacyjny. Doświadczenia można jedynie uzyskać z eksploatacji lin o zbliżonej konstrukcji oferowanych przez innych producentów.
- Producent lin stalowych - Polskie Liny Sp. z o.o. zaproponował zastosowanie nowych lin typu 35(M)x7 w zamian oczekiwanych lin typu Notorplast, które posiadają również budowę wielowarstwową i są nieodkrętne.
- Zalety polskich lin typu 35(M)x7 to duży i stały w czasie eksploatacji moduł sprężystości, małe wydłużenie oraz nieodkrętność. Cechy te predysponują do stosowania ww. lin jako lin nośnych w szybach głębokich w układzie wielolinowym.
- Dotychczasowy okres 26 miesięcznej eksploatacji lin pozwala już na wyciągnięcie praktycznych wniosków eksploatacyjnych i przełożenia ich na trafność doboru lin oraz pozytywnej oceny ich własności konstrukcyjno-technologicznych.
- Wyniki badań i analiza czasu pracy lin pozwala stwierdzić, że liny typu 35(M)x7 znacznie przekroczyły czas eksploatacji lin stosowanych poprzednio i spełniły oczekiwania założone przez producenta i użytkownika.

Literatura

1. Glik R., Bąkiewicz T.: VII Międzynarodowa Konferencja CBiDGP „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie” w Ustroniu 2011 r. Referat „Pierwsze zastosowanie w krajowym górnictwie liny stalowej wielowarstwowej 35(M)x7 jako wyciągowej nośnej”.
2. Pojnar A.: CBiDGP – Ekspertyzy i materiały z przeprowadzonych badań.

Liny SAG w górniczych wyciągach szybowych

Elżbieta Mazany – SAG Spółka z o.o. w Katowicach

1. Wprowadzenie

Płaskie liny wyrównawcze stalowo-gumowe typu SAG zwane w dalszej części monografii linami SAG funkcjonują na rynku liniarskim już od 24 lat. Na dzień dzisiejszy znajdują się liny SAG w eksploatacji sięgającej ponad 20 lat, jak i liny SAG stanowiące zapas i składowane już 18 lat. Nasuwają się więc pytania: jak długo bezpiecznie mogą być eksploatowane liny SAG i jak długo mogą być te liny składowane. Przybliżoną odpowiedź na powyższe pytania można uzyskać wyłącznie poprzez analizę danych o dotychczasowej eksploatacji lin.

2. Eksploatacja lin SAG

Na 30.06.2013 r. w eksploatacji na rynku polskim znajdują się 224 liny SAG z czego 105 lin pracuje 10 i więcej lat (tabela 1).

Zestawienie ilości lin SAG na 30.06.2013 r. znajdujących się w eksploatacji 10 i więcej lat (źródło: opracowanie własne)

Tabela 1

Ilość lat w eksploatacji	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Ilość lin SAG	7	16	10	7	10	17	8	10	8	7	2	2	1

22 lata pracuje lina w szybie wentylacyjnym – ilość wyciągów nie przekracza 100 tys. – ilość napraw - 0

21 lat pracują 2 liny – urządzenie wyciągowe klatkowe – ilość wyciągów nie przekracza 800 tys. – ilość napraw – w obu przypadkach po 5 .

20 lat pracują 2 liny - urządzenie wyciągowe klatkowe – przy czym ilość napraw na jednej linie 28, na drugiej 22 - ilość wyciągów nie przekracza 1 mln.

19 lat pracują 4 liny – urządzenie wyciągowe skipowe - ilość napraw 10-15-21-9 oraz 3 liny urządzenie wyciągowe – klatka – ilość napraw 6-20-3 – ilość wyciągów nie przekracza 1 mln

18 lat pracują 3 liny –urządzenie wyciągowe skipowe - ilość napraw 27-12-14 oraz 5 lin –urządzenie wyciągowe klatkowe - ilość napraw 6-23-3-14-35 – ilość wyciągów nie przekracza 1 mln.

Z powyższego zestawienia wynika, że o czasie eksploatacji decydowała ilość wykonanych wyciągów i rodzaj wyciągu a nie ilość uszkodzeń liny

w trakcie eksploatacji – ten sam okres pracuje lina z 3 uszkodzeniami co z 35 uszkodzeniami. Na dzień dzisiejszy zostały odłożone liny, które miały 2 uszkodzenia, jak i liny, które miały 42 uszkodzenia i to liny pracujące zarówno na urządzeniu wyciągowym – klatka jak i skip. Uszkodzenia liny w trakcie eksploatacji to zdarzenia losowe. Z analizy dotychczasowych uszkodzeń wynika ,że ponad 60 % uszkodzeń znajduje się w nawrocie liny, a ok. 30% poniżej zawieszeń liny. Powodami tych uszkodzeń z reguły są:

- przepady urobku,
- transport materiałów,
- roboty remontowe w szybie szczególnie przez firmy obce.

W gestii użytkownika liny jest analiza powyższych uszkodzeń i wprowadzanie w miarę możliwości działań zapobiegawczych.

Jeśli o żywotności liny oprócz uszkodzeń zewnętrznych decyduje ilość wykonanych wyciągów – a więc zmęczenie materiału, to jaka jest właściwie ta bezpieczna ilość? Aktualne metody badań nieniszczących lin stalowo-gumowych podczas eksploatacji (badania magnetyczne i wizualne) nie dają możliwości pełnego dokonania oceny stanu wytężenia zmęczeniowego badanej liny. Jeżeli nie nastąpią skutki spadku własności mechanicznych drutów w postaci pęknięć, badanie magnetyczne nie daje pełnego obrazu stanu osłabienia liny [1]. Producent lin SAG zdając sobie sprawę z powyższego zlecił wykonanie np. badań zmęczeniowych :

- badanie zmęczeniowe liny stalowej ø18
- badanie zmęczeniowe liny SAG zbudowanej z lin stalowych ø18

Zestawienie wyników badań zmęczeniowych liny ø18 W7x25 i lin SAG zbudowanych z lin ø 18 W7x25 (źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Tabela 2

Badana lina	Liczba cykli do pęknięcia pierwszych drutów	Liczba cykli do zniszczenia liny	Nazwa dokumentu
Lina stalowa ø18	2 920 000	Nie sprawdzono	Sprawozdanie Nr 39/MN/95 z 27.09.1995 r CBiDGP
Lina SAG 9,3-123x29/4x18-1570 Próbka nr 1	2 460 000	2 540 000	Praca badawcza Nr 122/T/CBiDGP/05 Badania zmęczeniowe lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych typu SAG, CBiDGP Sp. z o.o., listopad 2005
Lina SAG 9,3-123x29/4x18-1570 Próbka nr 2	1 730 000	1 810 000	
Lina SAG 9,3-123x29/4x18-1570 Próbka nr 3	1 557 000	2 093 000	

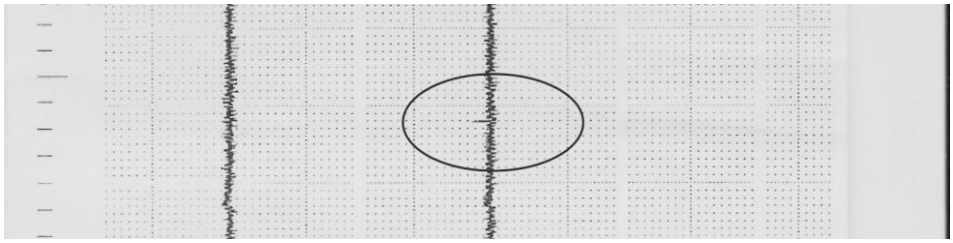
Wybrano badania na linach stalowych o średnicy ø18 mm, z uwagi na fakt, że stanowią one element budowy ponad 40% wyprodukowanych lin SAG. Wyniki badan przedstawiono w tabeli 2.

Podane wyniki osiągnięto na nowych odcinkach lin. Powyższe wyniki badań laboratoryjnych zostały potwierdzone wynikami badań liny SAG po odłożeniu w wyniku zaobserwowania rozpoczęcia procesu pękania drutów spowodowanego zmęczeniem materiału – lina w trakcie eksploatacji nie miała uszkodzeń zewnętrznych. Dane liny [1]:

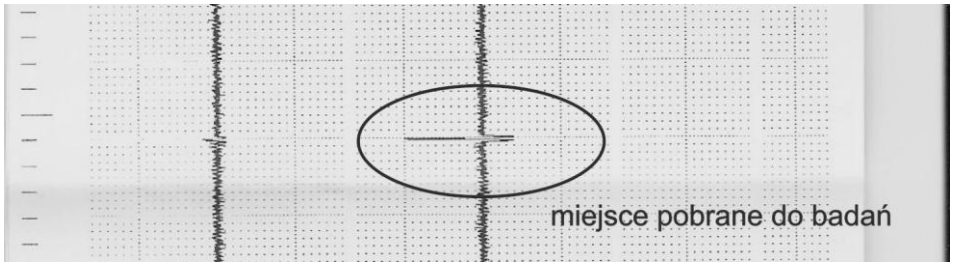
Konstrukcja liny -	SAG 12,5-188x35/4x16 -1570
Rodzaj szybu -	wdechowy
Rodzaj wyciągu -	wydobywczy
Głębokość ciągnienia -	321 m
Natężenie pracy -	600÷800 wyc./dobę
Prędkość jazdy naczyniami w szybie:	przy jeździe ludzi - V_L = nie dotyczy
	przy ciągnieniu urobku - V_U = 14 m/s
Data założenia liny –	22.06.1996 r.
Data odłożenia liny –	wrzesień 2012 r.
Liczba wyciągniętych skipów -	ok. 3200000

Ilość uszkodzeń liny w trakcie eksploatacji - 0

Pierwsze zmiany pojawiły się na zapisie z badania magnetycznego po wykonaniu przez linę ponad 2 mln wyciągów (rys. 1).



Rys.1. Zapis magnetyczny zmian zmęczeniowych po wykonaniu ponad 2 mln wyciągów (źródło: opracowanie własne na podstawie [1])



Rys.2. Zapis magnetyczny zmian zmęczeniowych po wykonaniu ponad 3 mln wyciągów (źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Od tego momentu została zwiększona częstotliwość badania liny i po stwierdzeniu postępującego procesu ubytku przekroju nośnego – wynik badania magnetycznego rysunek 2 - zdecydowano o odłożeniu liny.

Z zaznaczonego na wykresie (rys. 2) badania magnetycznego liny pobrano próbkę liny i poddano badaniom sprawdzającym własności mechaniczne (tabela 3).

Badanie własności drutów z odłożonej liny SAG (źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Tabela 3

Średnica drutu [mm]	Średnia siła zrywająca [daN]	Liczba skręceń		Liczba przegięć	
		wymagana min. ilość	średnia z badań	wymagana min. ilość	średnia z badań
1,75	382,17	30	36	12	13
1,05	161,34	31	39	19	26
1,00	143,17	31	61	12	26
0,75	78,52	56	56	50% Fm (34,5)	63,7% Fm (50,06)

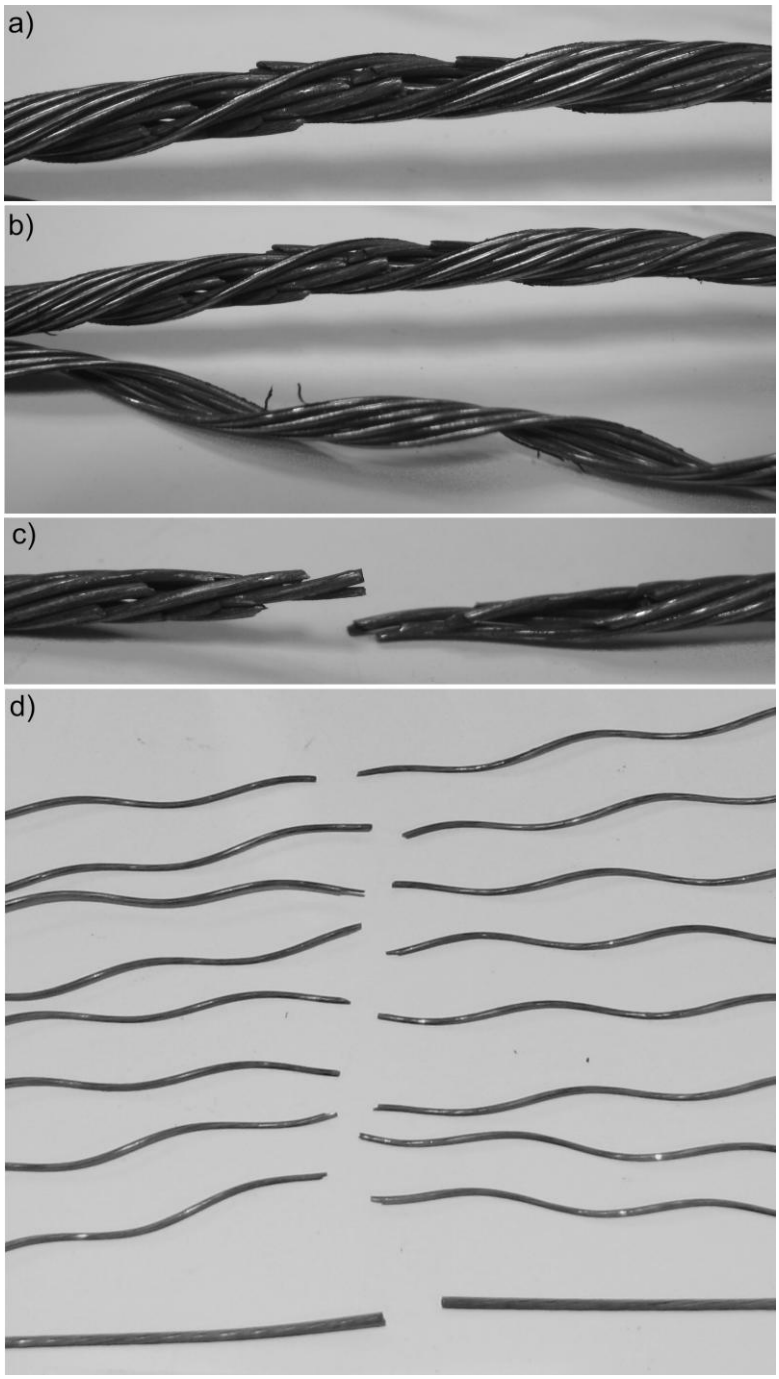
Średnie wyniki badań wytrzymałościowych drutów spełniają wymagane własności mechaniczne. Pęknięciom uległo 9 drutów splotki rdzeniowej (rys. 3).

Ilość pękniętych drutów z punktu widzenia obniżenia współczynnika bezpieczeństwa nie dyskwalifikowała liny, natomiast dała sygnał, że rozpoczął się proces zużycia zmęczeniowego liny, który po przekroczeniu 3 mln wyciągów nabrał tempa - stąd decyzja o odłożeniu liny.

Na podstawie powyższych badań producent lin SAG zaleca, aby w trakcie eksploatacji lin podczas oceny stanu liny uwzględnić informację dotyczącą badań zmęczeniowych lin i przyjąć jako dopuszczalną ilość wyciągów nie większą niż 1 800 000 skorygowaną o wpływ takich czynników jak:

- współczynnik bezpieczeństwa liny,
- natężenie pracy,
- warunki pracy,
- ilość uszkodzonych drutów w linie,
- czas pracy z określonymi uszkodzeniami drutów.

Wymaga to indywidualnego podejścia do oceny stanu każdej liny, jak i wymaga dużego doświadczenia osób oceniających stan liny.



Rys.3. Pęknięte druty w splotce rdzeniowej liny SAG 12,5-188x35/4x16 -1570 odłożonej po wykonaniu ok. 3,2 mln wyciągów (źródło : opracowanie własne na podstawie [1])

3. Składowanie lin SAG

Zastosowanie w górniczych wyciągach szybowych w miejsce stalowych lin wyrównawczych, lin stalowo-gumowych, znacznie wydłużyło okres eksploatacji tychże lin. Przy stosowanej praktyce utrzymywania zapasu dla eksploatowanych lin należy zakładać, że liny stanowiące zapas będą przez długi okres składowane. Na dzień dzisiejszy spośród lin SAG, stanowiących zapas u użytkownika, 13 lin składowanych jest ponad 10 lat (w tym 3 liny 18 lat), a 38 lin ponad 5 lat.

Elementem składowym budowy lin stalowo-gumowych jest guma. Guma podlega procesom starzeniowym. Dodatkowo składowanie liny nawiniętej na bęben utrzymuje gumę w stanie naprężenia. SAG Sp. z o.o. w dostarczanej odbiorcy dokumentacji DTR określa warunki składowania lin. Jednocześnie SAG Sp. z o.o. prowadzi obserwacje i badania kontrolne lin kierowanych do eksploatacji po długim okresie składowani (tabela 4, tabela 5)

Wyniki badań lin przed założeniem po okresie 8, 10 i 16 lat składowania (źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Tabela 4

Konstrukcja	Czas składowania	Wymagana min wielkość siły przyczepności wg WT-SAG	Wynik badania wielkości siły przyczepności L-próbka lewa P-próbka prawa	Nr sprawozdania CBiDGP Sp. z o.o.
SAG11,3-153x29/6x16	8 lat	680 N/cm	L=2141 N/cm P=2260 N/cm	MB/22/05 z 04.03.2005
SAG 12,5-153x35/6x16	10 lat	680 N/cm	L=2140 N/cm P=2100 N/cm	MB/70/04 z 07.10.2004
SAG 11,5-153x29/6x16	16 lat*	680 N/cm	L=2340 N/cm P=2320 N/cm	MB/94/07 z 28.12.2007

** stwierdzono miejscowe pęknięcia powłoki gumowej*

Liny SAG w eksploatacji po okresie od 6 do 18 lat składowania (źródło: opracowanie własne)

Tabela 5

Ilość lat składowania	Ilość lat eksploatacji do nadal po okresie składowania	Ilość lin- ilość napraw na linie w czasie eksploatacji
6	11	jedna lina -2
8	9	trzy liny - 9-2-19
16	6	dwie liny -4 - 4
17	1	jedna lina -0
18	1	sześć lin -0-0-0-0-0-0

Z powyższych danych wynika, że składowanie lin SAG w dłuższym okresie czasu w przypadku przechowywania lin zgodnie z wymogami DTR nie powoduje widocznego pogorszenia parametrów mających wpływ na późniejszą eksploatację. Ewentualne miejscowe pęknięcia powłoki gumowej można uzupełnić klejem. W powyższym stwierdzeniu użyto sformułowania jeśli liny przechowywane są w warunkach określonych w DTR. Tymczasem nie zawsze warunki te są dotrzymywane. Oto przykład (rys. 4) składowania liny w skrajnie niedogodnych warunkach – lina niezabezpieczona, ustawiona w nasłonecznionym miejscu.



Rys.4. Przykład skrajnie negatywnych warunków składowania liny (źródło: opracowanie własne)

Promieniowanie słoneczne i ciepło działające na powłokę gumową lin stalowo-gumowych mogą powodować :

a) spękanie powłoki gumowej, które w skrajnym przypadku może dojść do lin stalowych, co z kolei może doprowadzić do korozji lin,

b) zmniejszenie współczynnika tarcia poprzez migrację pod wpływem temperatury na powierzchnię gumy między innymi składników mających wpływ na tenże współczynnik tj. naftalen, parafina, stearyna,
c) spadek twardości związany z rewersją wiązań sieci, objawami której mogą być: zmniejszenie wytrzymałości na rozciąganie, wzrost wydłużenia, pęcznienie, pojawienie się kleistości.

Dla przykładu: próbka liny wystawiona na działanie promieni słonecznych przy temperaturze powietrza 25^{o}C po godzinie osiągnęła na powierzchni temperaturę 60^{o}C tj. powyżej temperatury zachowania własności wytrzymałościowych gumy.



Rys.5. Uszkodzenie powłoki gumowej liny SAG spowodowane niewłaściwym nawinięciem liny na bęben składowy i niewłaściwym składowaniem (źródło: opracowanie własne)

Drugim, ważnym czynnikiem oprócz zapewnienia linie odpowiednich warunków składowania jest sposób przewinięcia liny z bębna transportowego na bęben do składowania. Z reguły stosowane są bębny z żebrowanymi poboczami. Przy przewijaniu liny na taki bęben nie wolno dociskać kolejnych zwoi do użebrowania. Należy zachować co najmniej 10 mm odległość (zależne od ciężaru liny) ponieważ lina po przewinięciu pod wpływem własnego ciężaru przez pewien okres będzie osiadała. Brak luzu spowoduje wgniecenie żebra

pobocza w linę i rozpoczęcie procesu pękania powłoki gumowej. Dodatkowe wystawienie liny na działanie słońca przyśpieszy degradację gumy. Na zdjęciu powyżej (rys. 5) mamy tego przykład. Przy przewijaniu liny po 18 latach składowania stwierdzono, że zwoje, które były dociśnięte do użebrowania uległy destrukcji. Miejsca te wymagały przed założeniem liny wymiany powłoki gumowej poprzez wulkanizację. Z uwagi na niezgodne z DTR warunki przechowywania liny nastąpiła też znaczna ilość spękań powłoki gumowej. Spękania te wypełniono klejem. W trakcie badania losowo wybranej splotki nie stwierdzono pogorszenia wyników badań wytrzymałościowych w stosunku do wyników pokazanych w świadectwach lin stalowych jak i wyników badań losowo wybranej splotki przed produkcją liny tj. w 1995 r.

4. Zakładanie lin stalowo-gumowych

Zakładanie lin SAG powinno się odbywać na warunkach określonych w DTR. W przypadku lin o długim okresie składowania, szczególnie w warunkach niezgodnych z DTR celowym jest zarezerwowanie czasu na ewentualne korekty powłoki gumowej.

5. Serwis lin SAG

Bezpieczny okres eksploatacji lin stalowo-gumowy uwarunkowany jest zachowaniem ciągłości powłoki gumowej. W przypadku uszkodzeń powłoki powinna być ona naprawiona w możliwie najkrótszym czasie. Z uwagi na fakt, że kopalnie często nie z własnej winy (priorytet wydobycia, długotrwałe procedury przetargowe itp.) nie mają możliwości szybkiego udostępnienia liny do naprawy powłoki gumowej wskazanym jest, aby czasowo same zabezpieczyły miejsca uszkodzenia klejem bądź smarem. Wprawdzie smar „szkodzi" gumie, ale zabezpieczy element nośny liny jakim są liny stalowe. Serwis lin w trakcie naprawy usunie uszkodzoną smarem gumę.

6. Podsumowanie

1. Zastosowanie w górniczych wyciągach szybowych płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG, co najmniej 3-krotnie (a w niektórych przypadkach nawet 7-krotnie) zwiększyło żywotność przedmiotowych lin w stosunku do wcześniej stosowanych lin stalowych.
2. Badania laboratoryjne lin odłożonych potwierdziły wskazania producenta lin SAG dotyczące bezpiecznej ich eksploatacji z uwagi na parametr zmęczenia wynikający z ilości wykonanych wyciągów.
3. Zachowanie walorów eksploatacyjnych lin SAG uzależnione jest od prawidłowych warunków składowania lin stanowiących zapas, jak i szybkiej reakcji na wszelkie uszkodzenia powłoki gumowej w trakcie eksploatacji.

Literatura

1. Mazany E., Pojnar A.: Laboratoryjne badania zmęczeniowe lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG, a wyniki otrzymane po zakończeniu eksploatacji. CBiDGP Sp. z o.o. VIII Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie". Ustroń 2012 r.

INDEKS AUTORÓW

Adorskaya, L. 163
Bulenda, P. 395
Carbogno, A. 301, 395
Czyżowski, J. 271
Długaj, J. 347
Glik, R. 419
Głowacki, W. 215, 301
Gościniak, L. 331
Granieczny, A. 149
Grzybowski, J. 385
Grzyśka, J. 255
Hansel, J. 73
Helmrich, P. 201
Il'in S. 163, 175
Il'ina I. 163
Il'ina S. 163
Jachowski, R. 395
Kehle, Z. 33
Kiercz, M. 133
Kiszka, M. 255
Kopey, B. 61
Kowal, L. 45, 201
Król, G. 281
Kwaśniewski, J. 385
Lopatin, V. 61
Łowkis, Z. 33
Madej, M. 201
Manczyk, A. 331
Maraszkiewicz, J. 215, 301
Martyna, M. 359
Martyna, R. 359
Mazany, E. 425
Mika, J. 321
Molski, Sz. 385
Nyga, K. 245
Olszyna, G. 373
Płachno, M. 19
Pojnar, A. 419
Posled, B. 163
Pypno, M. 321
Radchenko, V. 163
Radowski, R. 201
Ratuszny, K. 321
Roehrich, R. 347
Rokita, T. 7
Ruta, H. 385
Ryndak, P. 215
Siekierski, T. 223
Sioma, A. 373
Siwecki, B. 215
Stepanov, A. 95
Szczygieł, M. 133
Szymański, Z. 117
Szymik, J. 255
Tobys, J. 395
Turewicz, K. 45, 201
Tytko, A. 373
Wolny, S. 33
Wójcik, M. 7
Zuski, Z. 271
Żołnierz, M. 301, 395

STRESZCZENIA

Badania maszyn wyciągowych w procesie dopuszczania do eksploatacji

Tomasz Rokita, Marian Wójcik

Monografia zawiera propozycje przeprowadzania dodatkowych badań maszyn wyciągowych o znaczeniu podstawowym dla zakładów górniczych w trakcie trwania procesu dopuszczania do eksploatacji. Autorzy pracy na podstawie własnych doświadczeń uzasadniają pogląd o konieczności takich badań w trakcie tzw. ruchu próbnego maszyny. Badania te oparte na metodach tensometrycznych i technice termowizyjnej służą do oceny stanu naprężeń i odkształceń podstawowych zespołów maszyny wyciągowej. Wyniki tych badań stanowiąc potwierdzenie prac projektowych mogą być bardzo pomocne przy sporządzaniu opinii z badań maszyny celem uzyskania stałego dopuszczenia do eksploatacji.

Doświadczenia poznawcze wynikające z badań sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybów górniczych

Marek Płachno

Specjaliści z Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH, który jest upoważnionym przez Prezesa WUG rzeczoznawcą do spraw ruchu zakładu górniczego, prowadzą od 2006 r. przemysłowe badania przedmiotowych sił, wykorzystując do tego celu opracowaną przez siebie autorską technologię badawczą, w pełni oryginalną. W jej zakres wchodzi specjalna aparatura pomiarowa, specjalne programy komputerowe do obróbki i przetwarzania sygnałów pomiarowych na przebiegi pomiarowe badanych sił oraz procedura fizycznej weryfikacji zmierzonych sił. Jest to weryfikacja, która, oprócz zapewnienia wynikom pomiaru badanych sił zadowalającej

SUMMARY

Hoist testing in the commissioning process

Tomasz Rokita, Marian Wójcik

This monograph contains proposals for additional testing of hoists that are of fundamental importance for mines during the commissioning process. The authors, based on their own experience, justify the idea of such testing during the test run the machine. The testing is based on strain gauge methods and thermal imaging technology, and is designed to assess the levels of stress and deformation in the primary components of a hoist. The results of such testing, as a confirmation of design work, can be very helpful in the preparation of a test report in order to obtain a permanent use permit.

Identifiable experiences coming from inspection of real forces in conveyances impact on mine shaft steelwork

Marek Płachno

Specialists from the Faculty of Mechanical Engineering and Robotics AGH-UST, which is an expert in running of mining institutions authorized by the chairman of WUG State Mining Authority, have been performing - since 2006 - industrial inspections of real forces in conveyances impact on mine shaft steelwork, using entirely original inspection method, developed by themselves. This method contains specialist measuring apparatus, specialist computer software to managing data gathered by the apparatus and transforming it into models of real impact forces present during measurement, and procedure of physical verification of obtained results. This verification not only allows to assure satisfactory credibility of results of the

wiarygodności, służy także do zdobywania doświadczeń poznawczych na temat rzeczywistych czynników tych sił. Takie doświadczenia przedstawiono w monografii.

Ocena stanu wytężenia w elementach nośnych konstrukcji naczyń wydobywczych

Stanisław Wolny, Zbigniew Łowkis, Zbigniew Kehle

Dokonano oceny wytężenia w elementach nośnych konstrukcji naczynia wydobywczego. Wykorzystując określone według zaproponowanej metody obliczeniowe wartości obciążeń konkretnych elementów nośnych naczynia wydobywczego, metodą elementów skończonych MES, wyznaczono (w formie graficznej) stan naprężenia panujący w tych elementach. Efektem końcowym tych analiz, będzie opracowanie wytycznych do projektowania elementów nośnych konstrukcji naczyń wydobywczych ze względu na minimalizację ich masy.

Analiza numeryczna zjawisk cieplnych zachodzących w hamulcu maszyny wyciągowej na wybranym przykładzie obliczeniowym

Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz

Przeprowadzono obliczenia numeryczne i analizę zjawisk cieplnych zachodzących w hamulcach tarczowych maszyn wyciągowych na podstawie metody strumienia kroczącego opartej na analizach MES, opracowanej w ITG KOMAG. Przedstawiono wyniki obliczeń przeprowadzonych w odniesieniu do określonych parametrów hamowania maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego. Zaprezentowano możliwości stosowania analizy MES w projektowaniu hamulców tarczowych maszyn wyciągowych z uwzględnieniem zachodzących w nich zjawisk cieplnych.

measurement, but also is useful to gaining new identifiable experiences of real factors of the impact forces. These experiences are presented in the monograph.

Assessment of strain in bearing components of mining conveyances

Stanisław Wolny, Zbigniew Łowkis, Zbigniew Kehle

The strain in bearing components of mining conveyances was assessed. Basing on calculations of loads to the specified components of the mining conveyance made by Finite Elements Method, strain conditions in those components were determined graphically. Development of guidelines to designing of bearing components of mining conveyances will be the result of the analyses.

Numerical analyses of thermal phenomena in a brake of hoisting machine on selected calculations example

Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz

Numerical calculations and analysis of thermal phenomena in a brake of hoisting machine using the method of moving stream based on FEM analyses, developed at KOMAG, were made. The results of calculations made in relation to the specified braking parameters of hoisting machine of the shaft hoist are given. Possibility of using the FEM analyses in designing disk brakes of hoisting machines considering thermal phenomena, which occurs, are presented.

Niektóre eksperymenty ukraińskich ośrodków badawczych w zakresie monitorowania bezpieczeństwa zbrojenia szybów górniczych

Bogdan Kopey, Valery Lopatin

Kopalniane systemy wyciągowe (MHS) są jedynym połączeniem podziemia kopalni z jej powierzchnią, dlatego są one na Ukrainie pod stałym nadzorem Państwowego Departamentu Bezpieczeństwa Przemysłowego, Ochrony Pracy i Nadzoru Górniczego. Państwowy nadzór obejmuje także sztywne zbrojenie szybów górniczych (RS), mające w wielu przypadkach ukraińskich szybów wiek techniczny nie mniejszy niż 45 lat. Na Ukrainie, dotychczasowe prace nad metodami i aparaturą do eksploatacyjnej kontroli RS nie doprowadziły jeszcze do użytecznych rozwiązań, czego powodem - zdaniem autorów pracy - są zarówno trudne warunki takiej kontroli, jak i brak rodzimych rozwiązań w zakresie metodologicznych i technicznych podstaw. Z tego powodu, ukraiński Instytut Mechaniki Geotechnicznej (NAS) prowadzi aktualnie teoretyczne i eksperymentalne prace dotyczące mechaniki wzajemnego oddziaływania naczynia wyciągowego i zbrojenia szybu, które są realizowane zarówno w laboratoriach Instytutu NAS, jak i w przemyśle. W zagłębiu Krzywy Róg od 1998 r. są prowadzone przez NAS badania naukowe nad eksperymentalnymi projektami mobilnego systemu kontrolnego (MCS), umożliwiającego instrumentalną kontrolę RS. W monografii pokazano, że wyniki takiej kontroli dotyczące maksymalnych przyspieszeń naczyń wyciągowych różnią się w stosunku do wyników obliczeń teoretycznych nie więcej niż 15%.

Some experiments of Ukrainian research centers within the range of monitoring safety of mining shaft steelworks

Bogdan Kopey, Valery Lopatin

Mine hoisting systems (MHS) are a sole connection underground of mine with the surface, and that's why they are in Ukraine under the constant supervision of the State Department of Industrial Safety, Labour Protection and Mining Supervision. State supervision cover also rigid shaft steelworks (RS), which in Ukrainian mines are not less 45 years. In Ukraine, development of methods and instrumentation operational control RS still has not driven into a useful solution due to - in opinion of coauthors article - the difficult conditions of this control and lack native solution within the range of methodological and technical support. Therefore Ukrainian Institute of Geotechnical Mechanics (NAS) conducts nowadays additional theoretical and experimental studies of the mechanism of interaction conveyance with shaft steelwork in laboratory and industrial conditions. In Kriviy Rig basin since 1998 were by NAS conducted the scientific research and the experimental designs mobile control system (MCS), through which instrumental control of RS was performed. Comparing the data of industrial instrumental control for maximum acceleration of conveyances by developed methods with theoretical dependencies one can see, that the differences between them do not exceed 15%.

Analiza i ocena wyników badań i ryzyka związanego ze stosowaniem wykładzin „modar®

Józef Hansel

W grudniu 2012 roku Prezes Wyższego

Analysis and assessment of the test results and risk connected with application of modar® linings

Józef Hansel

In December 2012 the President of the

Urzędu Górniczego wydał decyzje dopuszczające wykładziny Modar R-3/Mz i Modar R-5/Kk, oznaczone wspólnym znakiem towarowym – modar®, do stosowania w podziemnych zakładach górniczych. Dopuszczenia te zostały wydane na okresy: w przypadku wykładzin Modar R-3/Mz – od 24 września 2013 oraz wykładzin Modar R-5/Kk – od 10 lipca 2013 roku, na czas nieokreślony. Celem tego rozdziału jest zapoznanie czytelników z istotnymi ocenami wyników badań oraz warunkami stosowania i bezpiecznej eksploatacji wykładzin Modar R-3/Mz i Modar R-5/Kk w szybach górniczych.

State Mining Authority issued the decision on admission of linings Modar R-3/Mz and Modar R-5/Kk, designated by the common trade mark – modar®, for application in underground mines. These admissions were issued for periods as follows: lining Modar R-3/Mz – since 24th September 2013 and lining Modar R-5/Kk – since 10th July 2013, for an indefinite period. The aim of this chapter is to present the readers the relevant results of tests, conditions of application and safe exploitation of Modar R-3/Mz and Modar R-5/Kk linings in mine shafts.

Zmniejszenie obciążeń dynamicznych podczas awaryjnego hamowania górniczych wyciągów szybowych

Anatolij Stepanov

W monografii przedstawiono analizę tłumienia drgań podczas hamowania awaryjnego górniczych wyciągów szybowych. Modelowanie matematyczne procesów dynamiki wyciągu wykazało, że zaproponowane systemy zapewniają tłumienie drgań podczas hamowania awaryjnego. Opracowane systemy eliminują negatywny wpływ wibracji na organizm ludzi, obniżają obciążenia dynamiczne w układzie mechanicznym, zapobiegają możliwym poślizgom lin w wyciągu wielolinowym oraz zwiększają niezawodność i bezpieczeństwo eksploatacji górniczych wyciągów szybowych.

Reduction in dynamic loads during emergency braking shaft hoisting installation

Anatolij Stepanov

The monograph discusses the methods of damping during emergency braking shaft hoisting systems. Mathematical modeling of dynamic processes has shown that the proposed system provides vibration damping during emergency braking. The developed systems will eliminate the harmful effects of vibration on the human body, reduce the dynamic forces in a mechanical system, will prevent potential slip ropes on multirope hoisting and increase the reliability and safety of operation of the shaft hoisting installation.

Inteligentne, energooszczędne układy zasilania i sterowania górniczych maszyn wyciągowych z napędem zintegrowanym lub hybrydowym

Zygmunt Szymański

Przedstawiono analizę celowości wprowadzania, napędów zintegrowanych oraz napędów hybrydowych, do układów napędowych maszyn wyciągowych.

Intelligent, energy sparing power supply and control system of hoisting mine machine with compact and hybrid drive system

Zygmunt Szymański

Analysis of rightness of using the compact and hybrid drive systems in hoisting machine is presented. Review of

Zamieszczono przegląd rozwiązań konstrukcyjnych wybranych hybrydowych oraz zintegrowanych napędów maszyn wyciągowych z silnikami DC i AC. Opisano koncepcję nowoczesnego, energooszczędnego układu zasilania górniczych maszyny wyciągowej, złożonego z silnika zintegrowanego, (tranzystorowego lub tyrystorowego) zasilacza przekształtnikowego, oraz inteligentnego obwodu sterowania zbudowanego na wielopoziomowych sterownikach mikroprocesorowych. Przedstawiono analizę możliwości zastosowania wybranych metod sztucznej inteligencji w układach sterowania, automatyki oraz diagnostyki maszyn wyciągowych. W monografii ograniczono się do analizy metod sterowania rozmytego, metod algorytmów genetycznych oraz nowoczesnych sieci neuronowych II oraz III generacji. Metody te zapewniają realizację złożonych algorytmów sterowania maszyną wyciągową z zapewnieniem energooszczędnych warunków eksploatacyjnych, monitoringu parametrów eksploatacyjnych oraz predykcyjną diagnostykę stanu technicznego maszyny wyciągowej, minimalizującą liczbę stanów awaryjnych. Przedstawiono koncepcję układu sterowania i diagnostyki maszyny bazującej na metodzie: fuzzy-logic neuro set control system (sterowanie rozmyte w sieciach neuronowych). Przedstawiono wybrane algorytmy sterowania oraz wyniki analiz komputerowych wybranych modeli matematycznych maszyny wyciągowej. Wyniki rozważań teoretycznych zostały częściowo sprawdzone w warunkach laboratoryjnych oraz przemysłowych.

Hydrauliczne zespoły sterowniczo-zasilające tarczowych hamulców maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych – nowe rozwiązania techniczne

Mariusz Kiercz, Marek Szczygieł

Modernizacje górniczych wyciągów szy-

design solutions of compact and hybrid driving system in hoisting machines, driven by AC and DC motor, is given. Concept of state-of-the-art, energy saving supply system for hoisting machine, composed of a compact motor supplied by transistor or thyristor converter system and of the multilevel microprocessor controller is discussed. Analysis of a possibility of using the selected method of artificial intelligence in hoisting machine control systems, automatics and state-of-the-art diagnostic system is given. The monograph focuses on fuzzy logic method, genetic algorithms method and neural network of II and III generation. That method enables realization of complex hosting machine control algorithms with energy saving operation, monitoring the operational parameters and prediction diagnostics of the hoisting machine technical condition, minimizing the number of failures. A concept of control and diagnostics of the hoisting machine based on fuzzy logic neural set control system is shown. Also selected control algorithms and results of computer simulations for the selected mathematical models of hoisting machine are presented. Results of theoretical discussions were verified in laboratory and industrial tests.

Hydraulic and control systems of disk brakes in hoisting machines of mine shaft hoists – new technical solutions

Mariusz Kiercz, Marek Szczygieł

Modernization of mine shaft hoisting

bowych, dokonane przez ich użytkowników w ostatnich latach, w znaczącym stopniu obejmowały wprowadzenie zespołów urządzeń maszyn wyciągowych, podstawowych elementów decydujących o bezpiecznej eksploatacji wyciągów. Pozytywnie zweryfikowano proponowane kierunki rozwoju hydraulicznych zespołów sterowniczo-zasilających tarczowych hamulców maszyn wyciągowych, podkreślając ich nowoczesność, wykorzystanie współcześnie dostępnych środków technicznych zastosowanych w ich budowie, znaczące zwiększenie bezpieczeństwa ruchu górniczych wyciągów szybowych po ich wprowadzeniu, uwzględnienie ergonomii budowy stanowisk sterowniczych. Przedstawiono również problemy techniczne i zagadnienia ściśle związane z eksploatacją wyciągów i urządzeń transportu specjalnego, wciąż oczekujące na rozwiązanie i wprowadzenie do stosowania w podziemnych zakładach górniczych.

machines consisted mainly in implantation in the hoisting machines the components which decide about safe operation of the machines. Suggested trends in development of designs of the hydraulic control-supply systems in disk brakes as well as use of available technical means in machine construction, are positively verified. New designs significantly improve safe operation of mine shaft hoisting machines as well as they include ergonomic structure of the control panels. Technical problems as well as the problems strictly connected with operation of hoisting machines and machines for special haulage in underground mining plants, which still to be solved are presented.

Nowe rozwiązania techniczne w urządzeniach sygnalizacji szybowej

Adam Granieczny

Upowszechnienie sterowników programowalnych w układach sterowania maszyn wyciągowych i urządzeń sygnalizacji szybowej w połączeniu z ciągłym rozwojem tych sterowników i przemysłowych sieci teleinformatycznych umożliwiły opracowanie nowych struktur urządzeń sygnalizacji szybowej i rozszerzenie ich funkcjonalności. W monografii przedstawiono nowe rozwiązania techniczne i funkcje urządzeń zaprojektowanych przez OPA-ROW sp. z o.o. i porównano je z rozwiązaniami tradycyjnymi.

New technical solutions in shaft signalling devices

Adam Granieczny

Popularization of programmable controller in the control systems of hoisting machines as well as shaft signalling devices in combination with constant development of controllers and industrial information network enabled developing of new structures of shaft signalling devices and extension of their functionality. New technical solutions and functions of the devices designed in OPA-ROW sp. z o.o , are presented and are compared with the traditional solutions.

Doświadczenia z aparaturą do kontroli dynamicznej i oceną eksploatacyjną układu naczynie wyciągowe – zbrojenie pionowych szybów kopalnianych

S. Iljin, V.K. Radchenko, B.S. Posljed, L.G. Adorskaya, S.S. Iljina, I.S. Iljina

Przedstawiono wieloletnie doświadczenia oraz wyniki praktycznych badań kontrolnych podczas eksploatacji układu naczynie wyciągowe – zbrojenie szybowe. Badania prowadzono w szybach pionowych kopalń rud Ukrainy z zastosowaniem przenośnych cyfrowych zestawów pomiarowych. Badania prowadziło Laboratorium Diagnostyki Górniczych Wyciągów Szybowych Instytutu Geotechnicznej Mechaniki im. N. S. Poljakova Narodowej Akademii Ukrainy.

Analiza rozwoju, wyniki i perspektywy prac w zakresie dynamicznej diagnostyki i monitorowania stanu eksploatacyjnego zbrojenia szybów kopalnianych

Sergey Iljin

Przedstawiono rozwój technologii dynamicznej diagnostyki sztywnego zbrojenia szybów kopalnianych z wykorzystaniem mobilnych urządzeń pomiarowych stosowanych w Europie oraz Wspólnocie Niepodległych Państw (Rosja, Ukraina, itd.). Podano przykłady zastosowania do diagnostyki aparatury analogowej i cyfrowej. Przedstawiono analizę rozwoju prac dotyczących dynamiki układu naczynie wyciągowe – zbrojenie szybowe przy wykorzystaniu technologii pomiarów i obliczeń w warunkach przemysłowych kopalń Ukrainy. Wskazano na perspektywę połączenia metod skanowania laserowego zbrojenia szybowego z diagnostyką dynamiczną w celu zwiększenia bezpieczeństwa eksploatacji szybów w różnych warunkach górniczo-geologicznych.

The experience of dynamic apparatus control and estimation of exploitation system safety “vessel – reinforcement” of vertical mining shafts

S. Iljin, V.K. Radchenko, B.S. Posljed, L.G. Adorskaya, S.S. Iljina, I.S. Iljina

Practical experience and theoretical results from Ukrainian mining operations addressing dynamic system control of “lifting vessel — reinforcement” in vertical shafts with the use of portable digital measuring stations are described.

Analysis of development results and outlook the dynamic diagnosis and monitoring operational status of reinforcement shafts

Sergey Iljin

The article describes materials that describe the development of technology of diagnosing dynamic rigid reinforcement shafts using mobile measuring devices in Europe and the CIS. Examples of the use of analog and digital instrumentation, and results of studies of the dynamics of systems "vessel-reinforcing" using "measurement and calculation" technology in industrial environments mines in Ukraine. Specified on the prospects combination of dynamic diagnostics and laser scanning reinforcement to improve operational safety barrels in difficult geological conditions.

Nowa maszyna wyciągowa B-1500/ EX/AC-2m/s przeznaczona do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem

Mariusz Madej, Roman Radowski, Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz, Piotr Helmrich

Omówiono budowę nowej maszyny wyciągowej bębnowej jednokońcowej B-1500/Ex/AC-2m/s przewidzianej do głębienia i pogłębiania szybów. Maszyna zaprojektowana została w sposób umożliwiający jej zastosowanie w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu oraz pyłu węglowego. Gabaryty maszyny umożliwiają jej zainstalowanie w wyrobiskach podziemnych w pobliżu pogłębianego szybu, a segmentowa konstrukcja umożliwia jej transport wyrobiskami podziemnymi.

Modernizacja części mechanicznej maszyny wyciągowej 4L-4000/2900 szybu SW-1 przedział klatkowy w KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Polkowice – Sieroszowice"

Piotr Ryndak, Bartłomiej Siwecki, Jan Maraszkiewicz, Władysław Głowacki

Omówiono zakres przeprowadzonej modernizacji zespołu urządzeń maszyny wyciągowej 4L-4000/2900 oraz zastosowane rozwiązania techniczno-organizacyjne.

Modernizacja górniczego wyciągu szybowego w przedziale zachodnim szybu "Piotr" KHW S.A. KWK "Mysłowice-Wesoła"

Tomasz Siekierski

Przedstawiono wybrane zagadnienia modernizacji wyciągu szybowego oraz prace firmy MWM Elektro Spółka z o.o. w zakresie projektowania, dostaw, montażu i uruchomienia układu zasilania maszyny wyciągowej, urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej oraz układu sterowania urządzeniami przyszybowymi.

New B-1500/EX/AC-2m/s hosting machine designed for operation in areas threatened by the explosion hazard

Mariusz Madej, Roman Radowski, Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz, Piotr Helmrich

Design of B-1500/EX/AC-2m/s one-end drum hosting machine intended for use in shaft development is discussed. The machine was designed in such a way to be used in areas threatened by methane and/or coal dust explosion hazard. Size of the machines enables its installation near the driven shaft and its segment structure enables its transportation in underground workings.

Modernization of mechanical of 4L-4000/2900 hoisting machine in SW-1 shat cage compartment in KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG "Polkowice – Sieroszowice"

Piotr Ryndak, Bartłomiej Siwecki, Jan Maraszkiewicz, Władysław Głowacki

Scope of the modernization of the 4L-4000/2900 hoisitng machine system of as well as used technical and organizational solutions are discussed.

Modernization of mine shaft hoisting machine in eastern compartment of the "Piotr" KHW S.A. "Mysłowice-Wesoła" colliery shaft

Tomasz Siekierski

Selected problems of modernization of shaft hoist as well as the projects of MWM Elektro Spółka z o.o on designing, delivery, assembly and start up of the shaft hoist supply system, shaft signalling and communication devices as well as near-shaft control devices, are presented.

Modernizacja urządzenia wyciągowego szybu Nr 2 PG „Silesia”

Karol Nyga

Przedmiotem opracowania jest opis modernizacji górniczego wyciągu szybowego szybu nr 2 PG Silesia. Celem zadania było zwiększenie możliwości wydobywczych szybu do 3 mln ton rocznie. Modernizacji podlegały praktycznie wszystkie elementy górniczego wyciągu szybowego, niespełniające wymagań dla zwiększonych obciążeń. Całkowicie zostało wymienione sztywne prowadzenie naczyń wydobywczych i zbrojenie szybu, wzmocnienie i modernizacja wieży szybowej jak i wymiana maszyny wyciągowej. Dzięki tak kompleksowej modernizacji możliwe było zabudowanie szerokiej gamy urządzeń dostarczonych przez firmę Siemag Tecberg.

Wybrane modernizacje maszyn wyciągowych i sygnalizacji szybowych górniczych wyciągów szybowych wykonane przez Elcam Sp. z o.o. w latach 2011-2013

Józef Grzyśka, Marek Kiszka, Jarosław Szymik

Przedstawiono wybrane modernizacje maszyn wyciągowych z napędem prądu stałego, maszyn wyciągowych z napędem prądu zmiennego oraz wybrane realizacje iskrobezpiecznych sygnalizacji szybowych i iskrobezpiecznych urządzeń sterowniczo-sygnałowych wykonanych w latach 2011-2013 przez ELCAM Sp. z o.o.

Modernizacja górniczych wyciągów szybowych Kopalni Soli „Wieliczka”

Jerzy Czyżowski, Zbigniew Zuski

W pracy przedstawiono kolejne modernizacje górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych od początku XX wieku do chwili obecnej.

Modernization of the mining hoist shaft No. 2 PG Silesia mine

Karol Nyga

The study is a description of the modernization of the mining hoist shaft No. 2 PG Silesia mine. The aim of the task was to increase the possibility of hoisting to 3 million tons per year. Modernization subject to almost all parts of the mining hoist, do not fulfill requirements for increased loads. Fully has been changed rigid guidance for conveyance and reinforcement of the shaft, the strengthening and modernization of the head frame and winder replacement. Thanks to such comprehensive modernization it was possible to use a wide range of equipment supplied by the company Siemag Tecberg.

Selected modernizations of shaft hoisting machines and signalling systems of shaft hoists made by Elcam Sp. z o.o. within the years 2011-2013

Józef Grzyśka, Marek Kiszka, Jarosław Szymik

Selected modernizations of shaft hoisting machines with DC drive, hoisting machines with AC drive as well as selected projects on intrinsically safe shaft signalling systems and intrinsically safe control-and-signalling devices, realized within the years 2011-2013 by ELCAM Sp. z o.o, are presented.

Modernization of mine hoisting machines in Wieliczka Salt Mine

Jerzy Czyżowski, Zbigniew Zuski

Successive modernizations of mine shaft hoisting machines used from the beginning of 20th century up till now, are presented.

Poprawa bezpieczeństwa pracy podczas transportu pionowego pomocniczego na przykładzie zmodernizowanej wciągarki wolnobieżnej

Grażyna Król

Przedstawiono aktualne przepisy prawne i normy, jakie powinny spełniać wciągarki wolnobieżne. Zaprezentowano urządzenia powszechnie stosowane do pomocniczego transportu pionowego oraz zmodernizowane wciągarki wolnobieżne spełniające obecne wymogi prawne. Na przykładzie urządzenia typu KAZ-KUBA 100 omówiono badania, jakim poddawane są zmodernizowane wciągarki.

Modernizacja kołowrotu ciernego dwubębnowego IVANOVA do zakładania i wymiany lin wyciągowych

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Władysław Głowacki, Jan Maraszkiewicz

W górniczych wyciągach szybowych do zakładania i wymiany lin wyciągowych stosowane są kołowroty cierne dwubębnowe różnych producentów. W monografii przedstawiono modernizację kołowrotu ciernego dwubębnowego typu Ivanova stosowanego w górnictwie polskim, którą wykonało PSP, Proserw-Zgoda Sp. z o.o. Przedstawiono rozwój konstrukcji kołowrotów Ivanova produkcji bułgarskiej, ich zastosowanie w kraju oraz modernizację kołowrotu stosowanego w KGHM „Polska Miedź". W kołowrocie zastosowano nowy zespół ciernodociskowy ZCD-IV60 z zastosowaniem w rowkach bębnów ciernych wykładziny Modar R-3/Mz. Przedstawiono analizę parametru D/d tj. stosunku średnicy przeginania do średnicy liny, naprężeń zginających w drutach lin, nacisków liny na wykładzinę rowków bębnów, badania nacisków liny na wykładzinę Modar R-3/Mz oraz nacisków rolek łańcucha na linę. Podano także sposób obliczenia

Improvement of operational safety during auxiliary vertical transportation on the example of modernized slow-speed hoist

Grażyna Król

Actual legal regulations and standards, which should be met by slow-speed hoists, are given. Commonly used equipment for auxiliary vertical transportation as well as modernized slow-speed hoists which meet current legal requirements are presented. On the example of KAZ-KUBA 100 machine, the tests, which the modernized hoists are subjected to, are discussed.

Modernization of IVANOVA frictional winch for installation and replacement of hoisting ropes

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Władysław Głowacki, Jan Maraszkiewicz

Two-drum frictional winches of different manufacturers are used for installation and replacement of hoisting ropes in mine shaft hoisting machines. Modernization of IVANOVA two-drum frictional winch, used in the Polish mining industry and made by PSP, Proserw-Zgoda Sp. z o.o. is presented. Development of design of Ivanova winches made in Bulgaria, their use in Poland as well as modernizetion of the winch used in KGHM "Polska Miedź" are given. New pressing-and-frictional system was used in ZCD-IV60 winch with Modar R-3/Mz lining of frictional drum grooves. Analysis of D/d parameter i.e. ratio of rope bending diameter to rope diameter as well as bending stresses in wires, pressing force of the rope on Modar R-3/Mz lining and pressing force of chain rollers on the rope are presented. Also the method of calculating the

sprzężenia ciernego pomiędzy liną a wykładziną bębnów kołowrotu.

Pomost wiszący do interwencyjnych robót szybowych

Marek Pypno, Jacek Mika, Krystian Ratuszny

KOPEX- Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. po wielu latach stagnacji w głębieniu i robotach szybowych ponownie prowadzi duże prace w 11 szybach różnych kopalń w Polsce. W większości tych prac, a szczególnie w przypadku szybów bez stałych górniczych wyciągów szybowych, wymagających szybkiej interwencji w obudowę lub zbrojenie szybu, niezbędne stało się zaprojektowanie i użycie uniwersalnego pomostu wiszącego.

Kierunki rozwoju w maszynach wyciągowych produkowanych i modernizowanych przez OPA-ROW sp. z o.o.

Lech Gościniak, Andrzej Manczyk

Firma OPA-ROW sp. z o.o. od ponad 15-tu lat zajmuje się budową i modernizowaniem istniejących maszyn wyciągowych w zakresie projektowania, jak i realizacją projektów. W tym czasie zastosowano i przetestowano wiele rozwiązań technicznych. W opracowaniu przedstawiono zmiany i kierunki rozwoju w części elektrycznej i układach sterowania hamulca maszyn wyciągowych produkowanych przez OPA-ROW sp. z o.o.

Działalność MWM Elektro Sp. z o.o. na przestrzeni 15 lat

Jarosław Długaj, Ryszard Roehrich

Przedstawiono osiągnięcia firmy MWM Elektro Sp. z o.o., skalę ilościową i techniczną zrealizowanych projektów budowy i modernizacji maszyn i urządzeń oraz przedstawiono wybrane przykłady zrealizowanych projektów.

frictional coupling between rope and drum lining is given.

Mobile platform for intervention shaft work

Marek Pypno, Jacek Mika, Krystian Ratuszny

KOPEX – Building Shaft Company S.A. after many years of stagnation in sinking and shaft works it again conducts serious works in 11 shafts of different mines in Poland. Most of these works particularity in case of shafts without permanent mining hoisting machines demanding quick intervention in shaft jacket or reinforcement it was necessary to design and use multipurpose mobile platform.

Trends in development of hoisting machines manufactures and modernized by OPA-ROW sp. z o.o.

Lech Gościniak, Andrzej Manczyk

OPA-ROW sp. z o.o. from over 15 years is involved in designing and modernization of hoisting machines as well as in realization of projects. Many technical solutions were tested within that period. Design changes and trend in development of electric part and control system of brakes of the hoisting machines manufactures by OPA-ROW sp. z o.o, are presented.

Activity of MWM Elektro Sp. z o.o. within 15 years

Jarosław Długaj, Ryszard Roehrich

Achievements of MWM Elektro Sp. z o.o., quantitative and technical scale of the realized projects of designing and modernization of machines and equipment are given and the selected examples of the realized projects are presented.

System Diagnostyczny LRM-XXI - postęp w bezpiecznej i niezawodnej diagnostyce lin górniczych

Roman Martyna, Maciej Martyna

Połączenie ponad trzydziestoletnich badań i doświadczeń autora z możliwościami współczesnej elektroniki i informatyki, w której specjalizuje się młode pokolenie**,** dało najbardziej innowacyjny System Diagnostyczny do badania Lin Stalowych LRM-XXI. System Diagnostyczny LRM-XXI zapewnia bezpieczne badania magnetyczne lin w całym zakresie typów i wymiarów, stosowanych w górniczych wyciągach szybowych, pozwala identyfikować uszkodzenia lin stalowo-gumowych. System Diagnostyczny LRM-XXI poprawił możliwości i dokładność metody MFL badania lin stalowych, sposób obrazowania wyników badań w czasie rzeczywistym na ekranie komputera, porównanie wyników kolejnych badań, oraz możliwości analizy i prezentacji wyników badań. System Diagnostyczny LRM-XXI zyskał uznanie i jest stosowany przez najpoważniejszych rzeczoznawców w kraju i na świecie.

Współczesne metody oceny stanu technicznego lin pracujących w górnictwie

Grzegorz Olszyna, Andrzej Sioma, Andrzej Tytko

Monografia dotyczy metod oceny stanu technicznego lin pracujących w układach linowych szczególnie w górnictwie. W części pierwszej dokonano przeglądu różnych metod. Skupiono się głownie na zagadnieniu pomiaru długości skoku i średnicy pracujących lin. Omówiono metody wizualne i aparaturowe, ich zalety oraz ograniczenia. Bardziej szczegółowo przedstawiono rozwijaną przez autorów metodę wizualną 3D. Przedstawiono zalety tej metody oraz zaprezentowano przykładowe wyniki pomia-

The LRM-XXI Diagnostic System – Progress in the safe and unfailing diagnostics of Mining Steel Ropes

Roman Martyna, Maciej Martyna

A Combination of over 30 years of experience and published research with state of the art electronics and computing gives the most innovative system for testing steel ropes. LRM-XXI Diagnostic System allows for the safe and accurate testing of all types and dimensions of steel rope, particularly all types of steel rope used in the mining industry. It identifies faults in flat steel-rubber ropes as well. LRM XXI Diagnostic System improves the possibility and accuracy of MFL method of testing steel ropes. Test results are shown on the computer screen in real time. The software gives users the new possibility to analyze and present test results. LRM-XXI Diagnostic System is well-accepted by the most important specialists from countries around the world.

Modern evaluation methods of the technical condition of ropes working in mining industry

Grzegorz Olszyna, Andrzej Sioma, Andrzej Tytko

The monograph relates to methods for assessing the technical state of ropes working in cable systems especially in the mining industry. The first part reviews the used different methods. The focus is mainly on the issue of measuring the rope lay length and diameter. The advantages and limitations of visual methods and visual inspection apparatus are discussed. The more detail is presented the 3D visual method developed by the authors. The advantage of this method based on sample results is

rów. Pracę podsumowano wnioskami, z których najważniejszym jest stwierdzenie o przydatności opracowanej metody do ciągłego monitoringu parametrów lin stalowych oraz wykonanych z innych materiałów.

Analiza źródeł niepewności pomiarowej w defektoskopii magnetycznej lin stalowych

Jerzy Kwaśniewski, Szymon Molski, Józef Grzybowski, Hubert Ruta

Niepewność wyniku pomiaru obliczana jest w oparciu o model matematyczny procedury pomiarowej i prawa propagacji niepewności. Stosowany w tej metodzie model matematyczny narzuca konieczność obliczania złożonej niepewności standardowej przy użyciu metody typu A wyrażonej w formie odchylenia standardowego eksperymentalnego. Stosowany model matematyczny przedstawiono w normie PN – 92/G – 46603 – „Oznaczanie stopnia zużycia metodą magnetyczną". W monografii wskazano źródła niepewności pomiarowej przy stosowaniu metody magnetycznej w badaniach lin stalowych. Przedstawiono sposób jej obliczania z uwzględnieniem metody typu A i B. Wskazano także na potrzebę współpracy wielu laboratoriów w celu określenia niepewności pomiarowej w metodzie MTR.

Eksploatacja lin nośnych kompaktowanych w górniczych wyciągach szybowych

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Piotr Bulenda, Rafał Jachowski, Jerzy Tobys

Liny wyciągowe nośne kompaktowane stosowane są od niedawna w krajowych górniczych wyciągach szybowych. Są to nowe konstrukcje. W monografii przedstawiono dotychczasowe zastosowanie tych lin w krajowych kopalniach węgla

described. Paper finishes summarizing where the most important is the suitability of presented method for the continuous monitoring parameters of wire ropes and made from other materials.

Analysis of reasons of measurement uncertainty in magnetic crack detection of steel ropes

Jerzy Kwaśniewski, Szymon Molski, Józef Grzybowski, Hubert Ruta

Uncertainty of measurement result is calculated basing on the mathematical model of the measurement procedure and the principles of uncertainty propagation. The mathematical model underlying the method requires that the complex uncertainty should be calculated by the A method expressed as the experimental standard deviation. The applied mathematical model is outlined in the standard PN-92/G-46603 "Determining the wearing conditions by magnetic methods". The study identifies the sources of uncertainty involved in application of methods of magnetic inspection of wire ropes. The procedure is outlined for calculating the uncertainty,taking into account the methods A and B. The need for collaboration of several laboratories in order to determine the uncertainty of measruements by the MTR method is emphasised.

Operation of compact hoisting ropes in mine shaft hoisting machines

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Piotr Bulenda, Rafał Jachowski, Jerzy Tobys

Compact hoisting ropes are used more recently in Polish mine shaft hoisting machines. These are the new designs. Current use of those ropes in Polish hard coal mines and copper mines are given.

kamiennego i rud miedzi. Podano parametry konstrukcji lin oraz podstawowe dane górniczych wyciągów szybowych w których zostały zastosowane. Szczegółowo przedstawiono przebieg ich eksploatacji w kopalni „Rydułtowy-Anna". Podano również przykłady zastosowania lin kompaktowanych w kopalniach za granicą. Przedstawiono także przegląd bardzo istotnych z uwagi na bezpieczną eksploatację tych lin kryteriów odkładania zalecanych przez różnych producentów. Informacja ta może być przydatna dla rzeczoznawców i użytkowników lin.

Design parameters of ropes and main technical data of the shaft hoisting machines, in which they were used, are presented. Detailed description of their operation in "Rydułtowy-Anna" are given. In addition, the examples of using the compact ropes in foreign mines are shown. Criteria, which are important for safe operation of ropes and their replacement recommended by different manufacturers, are discussed. Information about the criteria is important for experts and users.

Doświadczenia produkcyjne i eksploatacyjne 4 lin nośnych ø38 35(M) x7 2160 B sZ/zS pracujących w górniczym wyciągu szybowym skipowym JSW S.A. KWK „Borynia-Zofiówka-Jastrzębie" Ruch „Zofiówka"

Andrzej Pojnar, Roman Glik

Na VII Międzynarodowej Konferencji „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie" w Ustroniu w 2011 roku, po 5 miesiącach eksploatacji lin, zaprezentowany został referat pt. „Pierwsze zastosowanie w krajowym górnictwie liny stalowej wielowarstwowej 35(M)x7 jako wyciągowej nośnej". Liny zostały zastosowane w układzie czterolinowym w urządzeniu wyciągowym szybu wydobywczego „Iz" przedziału północno-wschodniego JSW S.A. KWK „Borynia-Zofiówka-Jastrzębie" Ruch „Zofiówka". Prezentowane liny o średnicy 38 mm typu 35(M)x7 zastosowane w przedziale zmodernizowanym szybu „Iz" zastąpiły stosowane dotychczas liny o średnicy 44 mm typu 6x36WS-NFC. Producent lin - Polskie Liny Sp. z o.o. udzielił użytkownikowi 30 miesięcznej gwarancji eksploatacyjnej, przy dużym ryzyku zachowania się nowej konstrukcji liny na wpływ zmienionych warunków eksploatacyjno-ruchowych. Początkowy okres eksploatacyjny lin pozwolił poznać jedną z zalet

Manufacture and operational experience of 4 hoisting ropes ø38 35(M) x7 2160 B sZ/zS operating in skip mine shaft hoist of JSW S.A. "Borynia-Zofiówka-Jastrzębie" Ruch „Zofiówka" Colliery

Andrzej Pojnar, Roman Glik

On VII International conference "Safety of transportation machines in the mining industry" in Ustron in 2011 the paper entitled "First use of steel multi-layer rope 35(M)x7 as the hoisting rope was presented after 5 months of ropes operation". The ropes were used in a four-rope system in the hoisting machine of "Iz" mining shaft of North-East division in JSW S.A. "Borynia-Zofiówka-Jastrzębie" Ruch „Zofiówka" Coliery. Presented 35(M)x7 ropes of diameter 38mm were used in modernized division of "Iz" mining shaft, they replaced 6x36WS-NFC ropes of diameter 44mm. Ropes manufacturer - Polskie Liny Sp. z o.o. gave 30 months warranty at high risk of impact of ropes of new design due to changed operational conditions. First period of operation revealed one of ropes adavnatges i.e.

tych lin, a mianowicie małe wydłużenia w pracy (tj. duży współczynnik sprężystości). Wyniki otrzymane z dalszej eksploatacji lin zostały przedstawione w niniejszej monografii.

Liny SAG w górniczych wyciągach szybowych

Elżbieta Mazany

W listopadzie br. miną 24 lata od wprowadzenia do eksploatacji pierwszej liny wyrównawczej produkcji SAG Wytwórnia Lin Stalowo-Gumowych (obecna nazwa SAG Spółka z o.o.). Niniejsze opracowanie zawiera informacje na temat dotychczasowej eksploatacji lin oraz wnioski dotyczące składowania, zakładania ,eksploatacji i serwisowania lin SAG.

small elongation of ropes during operation (high coefficient of elasticity). The results from further ropes operation are presented.

SAG ropes in mine shafts

Elżbieta Mazany

24 years has left since the 1th SAG rope was introduced on the market by SAG Wytwórnia Lin Stalowo-Gumowych Sp. z o.o. (SAG Sp. z o.o. at present). This study contain conclusions about how to store, install, use and how to service SAG ropes.