



KOMTECH 2018



Instytut Techniki Górniczej

**INNOWACYJNE TECHNIKI
I TECHNOLOGIE DLA GÓRNICZWA**
BEZPIECZEŃSTWO - EFEKTYWNOŚĆ - NIEZAWODNOŚĆ

Gliwice 2018



KOMTECH 2018



INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

Praca zbiorowa

**INNOWACYJNE TECHNIKI I TECHNOLOGIE
DLA GÓRNICTW**

BEZPIECZEŃSTWO – EFEKTYWNOŚĆ – NIEZAWODNOŚĆ

Monografia

Redakcja naukowa:

Dr inż. Antoni Kozieł
Dr inż. Dariusz Prostański

Recenzenci:

Dr inż. Andrzej Drwięga
Dr inż. Marek Dudek
Prof. dr hab. inż. Jerzy Kwaśniewski
Dr inż. Krzysztof Nieśpiałowski
Dr inż. Dariusz Prostański
Dr inż. Jarosław Tokarczyk

Redaktor techniczny:

Mgr Anna Okulińska
Mgr inż. Bogna Kolasińska

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374100, 2374512
ISBN 978-83-65593-16-0
Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

WPROWADZENIE

Przedstawiamy Państwu kolejną monografię z cyklu „KOMTECH”, która zawiera przykłady prac badawczych, technicznych i wdrożeniowych, realizowanych przez jednostki naukowe i przemysłowe.

Prezentowane w poszczególnych rozdziałach monografii technologie i techniki związane są, w większości, z polską myślą techniczną i mają podstawę naukową i badawczą, wynikającą ze ścisłej współpracy kopalń, producentów maszyn i urzędzeń górniczych oraz jednostek naukowych. Stwarza to szansę na kompleksowe rozwiązanie problemów, z uwzględnieniem bezpieczeństwa pracy i jest zgodne z ideą przyszłościowej, inteligentnej kopalni.

Tematykę opracowania pokonferencyjnego zawarto w trzech rozdziałach:

- nowoczesne maszyny, technologie i techniki górnicze,
- transport pionowy,
- budowa elementów i układów maszyn i urzędzeń.

W rozdziale pierwszym pragniemy zwrócić uwagę na analizę możliwości zastosowania kompleksowej maszyny do urabiania i kotwienia przodków chodnikowych oraz automatyzację pracy górniczych przenośników z wykorzystaniem przemienników częstotliwości. Zastosowanie ww. rozwiązań może znacznie zwiększyć efektywność realizacji procesów produkcyjnych w polskich kopalniach.

W rozdziale dotyczącym transportu pionowego omówiono zmiany w przepisach dotyczące wyciągów szybowych, nowy sposób ewakuacji pracowników uwięzionych na maszynach wyciągowych oraz rozwiązania w zakresie maszyn do głębinienia szybu i wydobywania urobku.

W rozdziale trzecim przedstawiono ciekawe wyniki badań obciążeń kruszarki kęsów oraz udarność złącz spawanych, prowadzonych w jednostkach naukowych.

Chcielibyśmy podkreślić, że w monografii zawarto jedynie część tematyki referatów wygłoszonych na konferencji. Pozostałe znajdziecie Państwo w kwartalniku naukowym *Maszyny Górnicze*, w numerze 3 i 4 na stronie www.komag.eu, w ramach tzw. otwartego dostępu.

W imieniu redaktorów naukowych dziękujemy wszystkim autorom i recenzentom za przygotowanie materiałów do wydania monografii.

dr inż. Antoni Koziel
dr inż. Dariusz Prostański
Redaktorzy naukowcy monografii

Gliwice, wrzesień 2018 r.

SPIS TREŚCI**Rozdział I****NOWOCZESNE MASZyny, TECHNOLOGIE I TECHNIKI GÓRNICZE**

1. Zastosowanie kombajnów typu Bolter Miner w warunkach polskich kopalń -
uwarunkowania i ograniczenia5
2. Metody zwiększania efektywności energetycznej w układach hydraulicznych21
3. Automatyzacja pracy górniczych przenośników taśmowych
i zgrzeblowych z wykorzystaniem silników zintegrowanych z przemiennikiem
częstotliwości produkcji DFME „DAMEL” S.A. 32

Rozdział II**TRANSPORT PIONOWY**

1. „Istotne zmiany” w górniczych wyciągach szybowych w latach 2014-201847
2. Nowy sposób ewakuacji pracowników uwięzionych w naczyniach wyciągowych
lub na poziomach kopalni 62
3. Białoruś „Pietrikowski Kompleks Górniczo-Wzbogacający” – kompleksowa dostawa
maszyn wyciągowych do głębinienia szybów i wydobywania urobku 69
4. Implementacja nowoczesnych instalacji dźwigowych w szybach górniczych83

Rozdział III**BADANIA ELEMENTÓW I UKŁADÓW MASZYN I URZĄDZEŃ**

1. Identyfikacja rzeczywistego stanu obciążenia dynamicznego w napędzie ścianowej
kruszarki kęsów 93
2. Badania udarności jedno- i różnoimiennych złącz spawanych
z zastosowaniem stali specjalnych 104

INDEKS AUTORÓW..... 119

Zastosowanie kombajnów typu Bolter Miner w warunkach polskich kopalń - uwarunkowania i ograniczenia

Jacek Korski – FAMUR S.A.

Streszczenie: *Drążenie wyrobisk korytarzowych w podziemnych kopalniach węgla kamiennego jest jednym z najbardziej kosztownych podprocesów w realizowanym złożonym systemie podprocesów. Poszukiwanie rozwiązań obniżających koszty i zwiększających wydajność w drążeniu chodników jest logicznym kierunkiem poprawy efektywności. Maszyna typu Bolter Miner wydaje się bardzo dobrym rozwiązaniem. W tekście przeprowadzono analizę uwarunkowań i ograniczeń dla tego typu maszyny w warunkach polskich kopalń węgla kamiennego.*

Bolter Miners used in the Polish mines

Abstract: *Roadway development in underground coal mines is one of the most cost consuming subprocesses in very complicated system (or network) realized in mines. Searching for solutions decreasing cost and improving efficiency is very logic direction. Bolter Miner machine looks as a very good solution on this road. In article is presented analysis of environment and constrains for Bolter Miner in polish underground coal mines.*

“Miarą dobroci systemu jest jego współpraca z otoczeniem”

A. D. Hall

1. Wprowadzenie

Wysoko wydajne ścianowe kompleksy wydobywcze wymagają równie wysoko wydajnego odtwarzania zdolności wydobywczej. Wynika to z faktu, iż należy dążyć do maksymalnego wykorzystania bardzo kosztownego wyposażenia ściany i unikania lub skracania okresów, kiedy wyposażenie to nie pracuje. Jednocześnie należy dążyć do maksymalizacji produktywności ściany wydobywczej w okresie jej pracy. Wyznacza to podstawowe cele prowadzenia robót przygotowawczych w podziemnych kopalniach wydobywających węgiel systemem ścianowym. Już od kilku lat w Polsce toczą się dyskusje nad zastosowaniem kombajnów chodnikowych typu Bolter Miner, lecz przez dłuższy czas były to tylko dyskusje i deklaracje. W lipcu 2018 roku pojawiły się w mediach informacje, że jedna z polskich spółek wydobywających węgiel kamienny zamierza wdrożyć nowy typ kombajnu chodnikowego należącego do rodziny najbardziej wielofunkcyjnych maszyn tego rodzaju [13]. Jako podstawowy cel takiej inwestycji wskazano zamiar upowszechnienia kotwienia stropu jako sposobu zabezpieczenia wyrobisk w jednej z polskich kopalń węgla kamiennego. Nowy kombajn umożliwi bowiem niemal symultaniczne połączenie podstawowej sekwencji operacji w przodku chodnikowym (urabianie>ładowanie urobku>transport urobku poza przodek) z pomocniczymi (nie zawsze występującymi) operacjami zabezpieczenia stropu i ociosów drążonego wyrobiska. Maszyny tego typu są już stosowane w podziemnym górnictwie węglowym kilku krajów uzyskując niejednokrotnie bardzo dobre wyniki – postępy miesięczne przekraczające 1000 mb/miesiąc. W polskim górnictwie podziemnym stosowany jest już kombajn typu Bolter Miner, ale wyłącznie do eksploatacji soli kamiennej bez funkcji kotwienia.

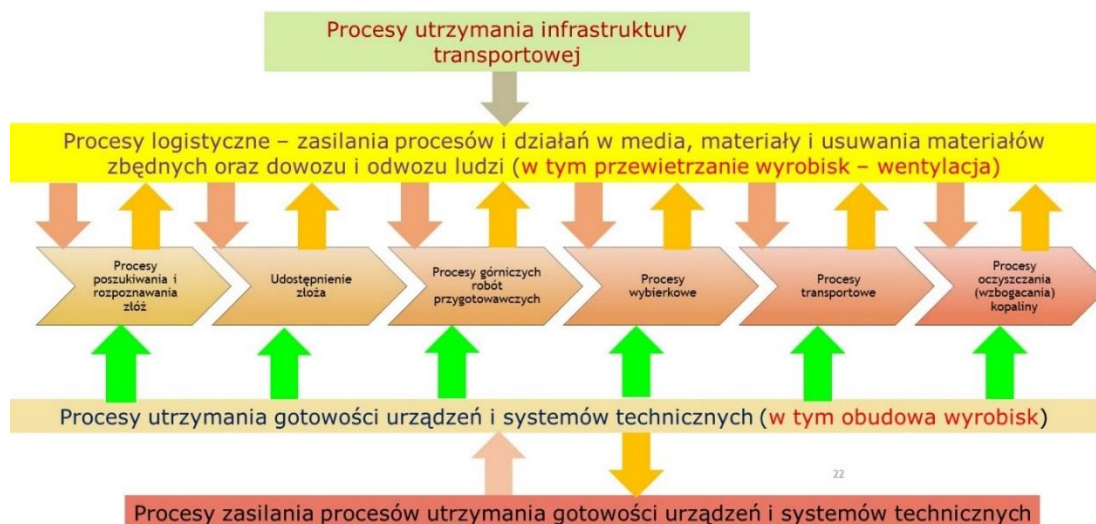
Przytoczone powyżej motto wskazuje jednak, że implementacja jakiegoś systemu technicznego do odmiennego otoczenia i wynikających z tego ograniczeń nie musi zakończyć się oczekiwanym sukcesem. Wdrażając, istniejące gdzie indziej, rozwiązania w nowych warunkach należy jednoznacznie zdefiniować cele i rozpoznać lokalne warunki i ograniczenia, aby zminimalizować ryzyko niepowodzenia. Może się także okazać, że zakres zmian adaptacyjnych urządzenia w nowych warunkach wymusi, w istocie, nowe rozwiązanie techniczne odbiegające od pierwowzoru i przyniesie wyniki inne od oczekiwanych. Poniżej podjęto próbę analizy uwarunkowań i ograniczeń zastosowania kombajnów typu Bolter Miner w warunkach polskich kopalń węgla kamiennego. Poszukiwanie dróg poprawy efektywności górniczych robót przygotowawczych w zakresie drażenia wyrobisk korytarzowych jest za granicą przedmiotem szerokich badań i analiz, zwłaszcza w Australii [m.in.: 1, 2, 4, 5, 8, 20, 21]. W Polsce oprócz wydanych już dawno wydawnictw o charakterze podręcznikowym [3, 14, 22, 23], pojawiają się nieliczne publikacje poświęcone takiej tematyce [15].

2. Roboty przygotowawcze w systemie procesów w podziemnej kopalni węgla kamiennego

PROCES to ciąg zdarzeń lub działań połączonych wspólnym celem lub skutkiem. W podziemnej kopalni, której celem komercyjnym jest dostarczenie kopaliny (lub jej składnika) do końcowego użytkownika realizowany jest złożony megaproces składający się z różnych procesów. W przemysłowej kopalni procesy te łącznie umożliwiają realizację założonego celu. Przemysłowy proces to proces realizowany powtarzalnie, w dużej skali i za pomocą środków technicznych.

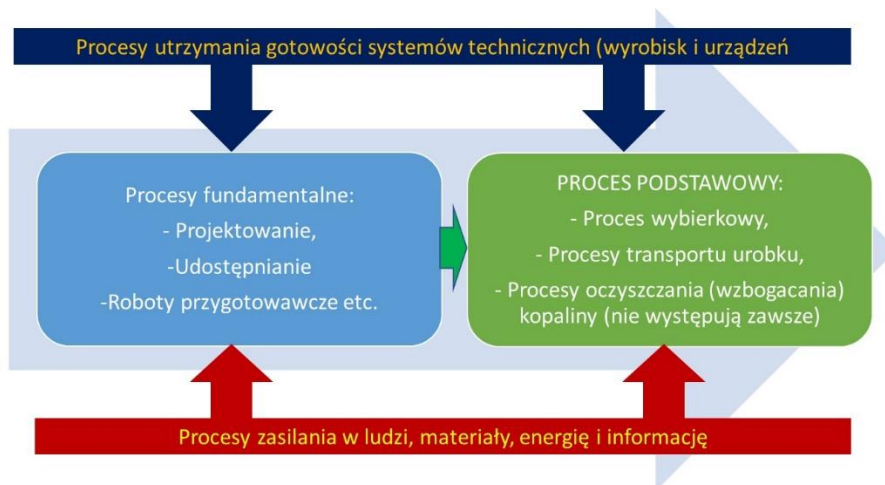
2.1. System procesów w kopalni podziemnej

W typowej kopalni podziemnej można wskazać istnienie pewnego systemu (sieci) procesów technicznych i procesów pracy, jak pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Sieć (system) procesów operacyjnych jako mega-proces w kopalni podziemnej [opracowanie własne]

Mianem procesów fundamentalnych określa się [8] procesy, które poprzedzają i są niezbędnym warunkiem uruchomienia podstawowego procesu w kopalni, którego celem jest zaspokojenie potrzeb klienta zewnętrznego, który płacąc za dostarczony surowiec stworzy dla kopalni/przedsiębiorstwa wartość dodaną – przychód.

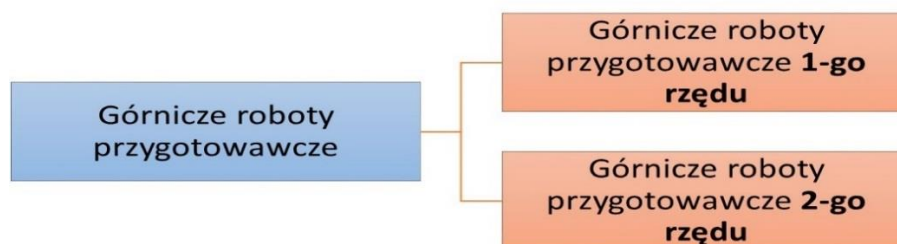


Rys. 2. Procesy fundamentalne w strukturze systemu procesów w kopalni podziemnej [opracowanie własne]

Procesy robót przygotowawczych i procesy wydobywcze w podziemnej kopalni węgla kamiennego mogą być realizowane za pomocą podobnych (np. system komorowo-filarowy z urabianiem kombajnami typu Continuous Miner) lub różnych podsystemów technicznych - w podziemnych kopalniach wydobywających węgiel kamienny zmechanizowanymi kompleksami ścianowymi do prowadzenia robót przygotowawczych – drażnienia chodników stosuje się systemy techniczne inne niż te stosowane do wybierania węgla. Bez zasilania realizowanego procesu w załogę, materiały, energię i informacje oraz prawidłowej konserwacji systemów technicznych (maintenance), procesy realizacyjne w kopalni (w tym drażnienie chodników) nie mogłyby być sprawne i efektywnie powtarzane.

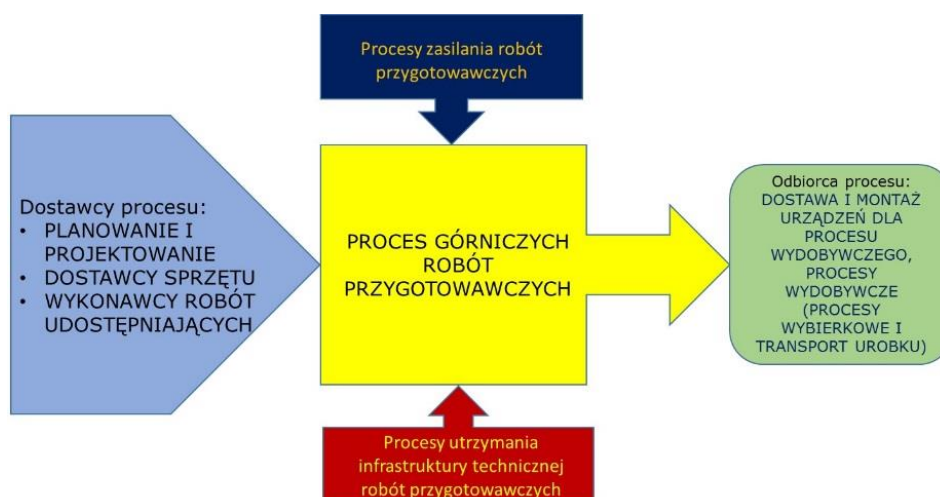
2.2. Proces robót przygotowawczych w systemie procesów w kopalni podziemnej

Roboty przygotowawcze w podziemnej kopalni węgla kamiennego wydobywającej systemem ścianowym stanowią jeden z fundamentalnych podprocesów złożonego systemu (sieci) procesów w takiej kopalni (rys. 1). Proces przygotowawczy (górnictw robót przygotowawczych) to wykonanie wyróbisk korytarzowych (głównie chodnikowych) niezbędnych do późniejszego wybierania złoża w danym systemie eksploatacji. Roboty przygotowawcze realizowane są systemami technicznymi o różnym stopniu mechanizacji i w różnych systemach mechanizacyjnych. Według słownika wyróżnia się roboty przygotowawcze 1 i 2 rzędu (rys. 3).



Rys. 3. Procesy górniczych robót przygotowawczych [oprac. własne]

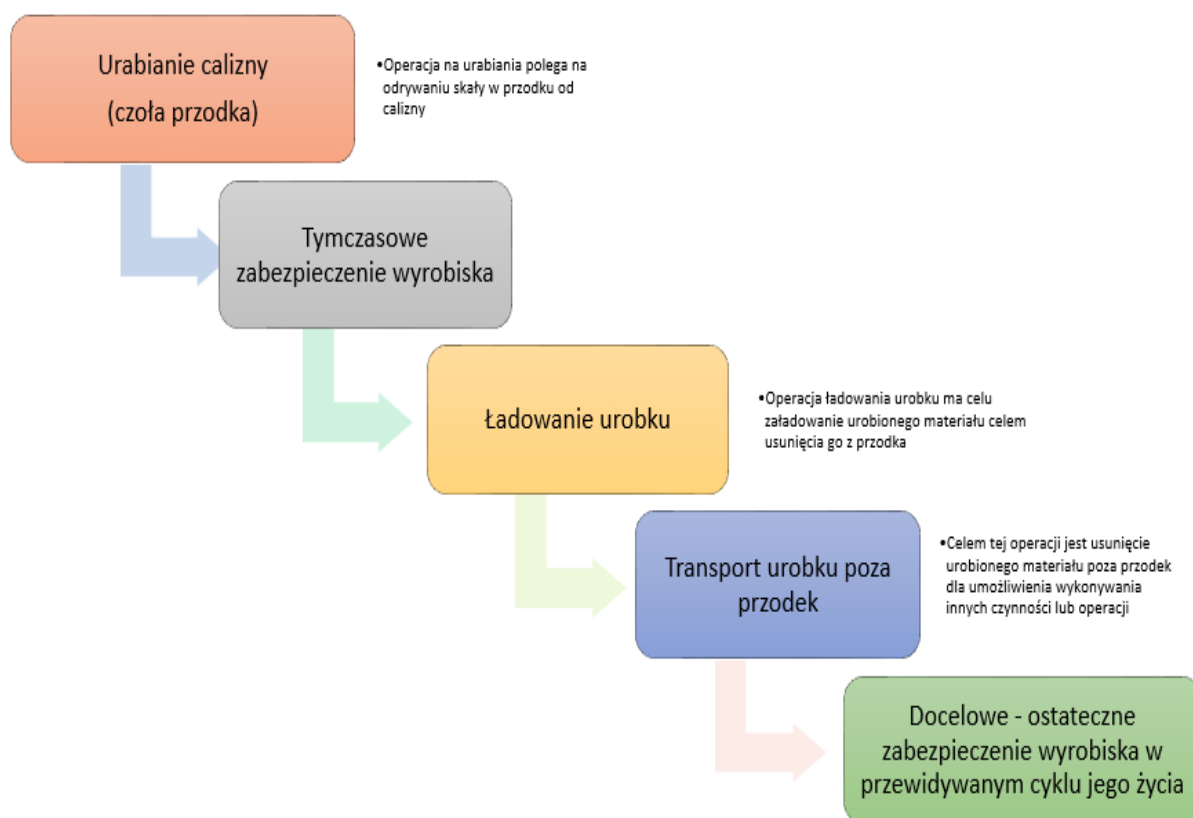
Istotą robót przygotowawczych 2-go rzędu jest przygotowanie złoża (jego części) do wybierania w określonym systemie eksploatacji [6].



Rys. 4. Górnice roboty przygotowawcze jako wewnętrzny odbiorca (klient wewnętrzny) i wewnętrzny dostawca w systemie procesów realizowanych w kopalni podziemnej [oprac. własne]

W ujęciu procesowym, każdy element (podproces, operacja, czynność) musi być poprzedzona czynnościami (operacjami, podprocesami) nazywanymi fundamentalnymi, których wykonawcą robót przygotowawczych jest klientem wewnętrznym. Podobnie ten sam podmiot wykonujący roboty przygotowawcze w kopalni jest klientem procesów zasilania (np. dowóz ludzi, dostawa materiału, wentylacja, usuwanie odpadów np. urobku, opakowań) i procesów utrzymania systemu technicznego drążenia chodników (rozumianych jako wyrobiska i urządzenia). Wynik realizacji procesu drążenia wyrobiska korytarzowego jest oczekiwany i odbierany przez odbiorcę, który będzie jego późniejszym użytkownikiem. Proces górniczych robót przygotowawczych jako odbiorcę (klienta wewnętrznego) i dostawcę wyniku dla odbiorców (klientów wewnętrznych) pokazano na rysunku 4.

Cykl pracy (kolejność operacji) w procesie drążenia wyrobiska korytarzowego pokazano na rysunku 5.



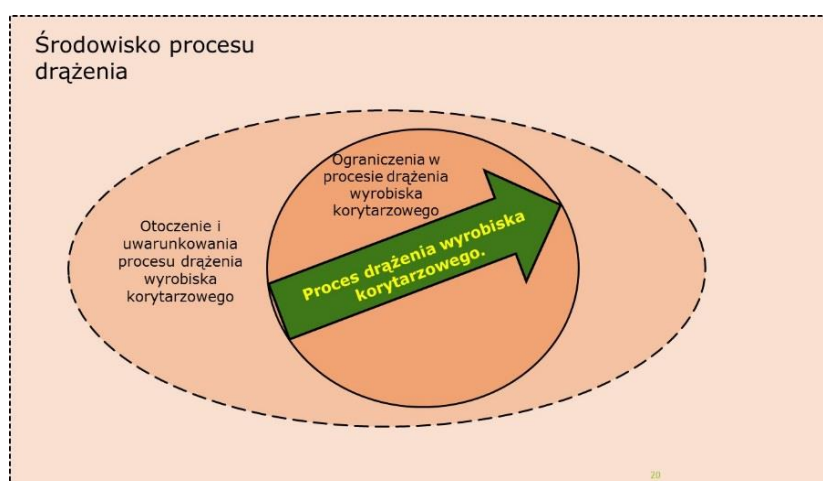
Rys. 5. Powtarzalny cykl operacji w przodku drążonego wyrobiska korytarzowego [oprac. własne]

Każdą z pokazanych na rysunku 5 operacji można wykonywać w różny sposób i za pomocą różnych środków technicznych. Urabianie calizny, ładowanie urobku i jego odstawa muszą w procesie drążenia wyrobisk korytarzowych być realizowane zawsze. Niekiedy nie zachodzi potrzeba tymczasowego zabezpieczenia wyrobiska (obudowa tymczasowa i/lub obrywka), współcześnie niezmiernie rzadkie są przypadki, kiedy nie jest potrzebne docelowe – ostateczne zabezpieczenie wyrobiska korytarzowego w przewidywanym cyklu jego życia (obudowa ostateczna). W przypadku zastosowania do urabiania robót strzałowych tymczasowe zabezpieczenie stropu (w tym jego obrywka) i ostateczne (kotwienie lub wykonanie obudowy podporowej) następują czasami bezpośrednio po sobie.

2.3. Uwarunkowania i ograniczenia w procesie robót przygotowawczych

Każdy rzeczywisty proces przemysłowy (techniczny) jest realizowany w realnym środowisku tworzącym uwarunkowania i wyznaczającym ograniczenia dla jego prowadzenia, w tym możliwości stosowania określonych rozwiązań technicznych.

Rozpoznanie otoczenia, w którym realizowany jest proces drążenia wyrobisk korytarzowych, a zwłaszcza uwarunkowań i istniejących ograniczeń jest podstawą do stworzenia efektywnych rozwiązań technicznych i organizacyjnych. Tłumaczy to także dlaczego wiele bardzo dobrych rozwiązań przeniesionych do innych warunków i ograniczeń nie przyniosło oczekiwanych rezultatów. Celem jest przy implementacji rozwiązań technicznych do nowych warunków porównanie uwarunkowań i ograniczeń, w których rozwiązanie to okazało się efektywne.



Rys. 6. Środowisko, uwarunkowania i ograniczenia w realizacji robót przygotowawczych w kopalni podziemnej [oprac. własne]

Wśród podstawowych ograniczeń w procesie drążenia wyrobisk korytarzowych można wyróżnić kilka grup pokazanych na rysunku 7.



Rys. 7. Podstawowe grupy ograniczeń determinujących rozwiązania w procesie drążenia wyrobiska korytarzowego (oprac. własne)

Każda z pokazanych grup ograniczeń wywiera wpływ na przyjęte rozwiązanie techniczne, a często jest także źródłem niepowodzeń przy ich nieuwzględnieniu. Przy wdrażaniu nowych systemów technicznych należy także pamiętać, że każde urządzenie ma swoje własne ograniczenia, w tym ograniczenia ich stosowania.

3. Mechanizacja w procesie robót przygotowawczych

Mechanizacja to w ujęciu ogólnym zastępowanie pracy ludzkiej pracą maszyn i mechanizmów. W ujęciu historycznym rozwój mechanizacji, także w procesie drążenia wyrobisk korytarzowych przebiegał następująco:

- Mała mechanizacja – mechaniczne narzędzia ręczne jak młoty udarowe czy wiertarki dla zwiększenia siły i/lub szybkości pracy pojedynczego górnika.
- Częściowa mechanizacja – mechanizacja jednej lub kilku spośród większej liczby operacji wykonywanych w procesie drążenia wyrobiska, jak: transport urobku, mechaniczne wykonywanie wrębu wrębiarką itp. Mechanizowane wrębianie czy urabianie było jedną z pierwszych zmechanizowanych operacji w górnictwie podziemnym.
- Kompleksowa mechanizacja – mechanizacja wszystkich operacji i działań w procesie drążenia wyrobiska korytarzowego.

Kompleksowa mechanizacja robót górniczych jest warunkiem koniecznym do wprowadzenia automatyzacji tego procesu.

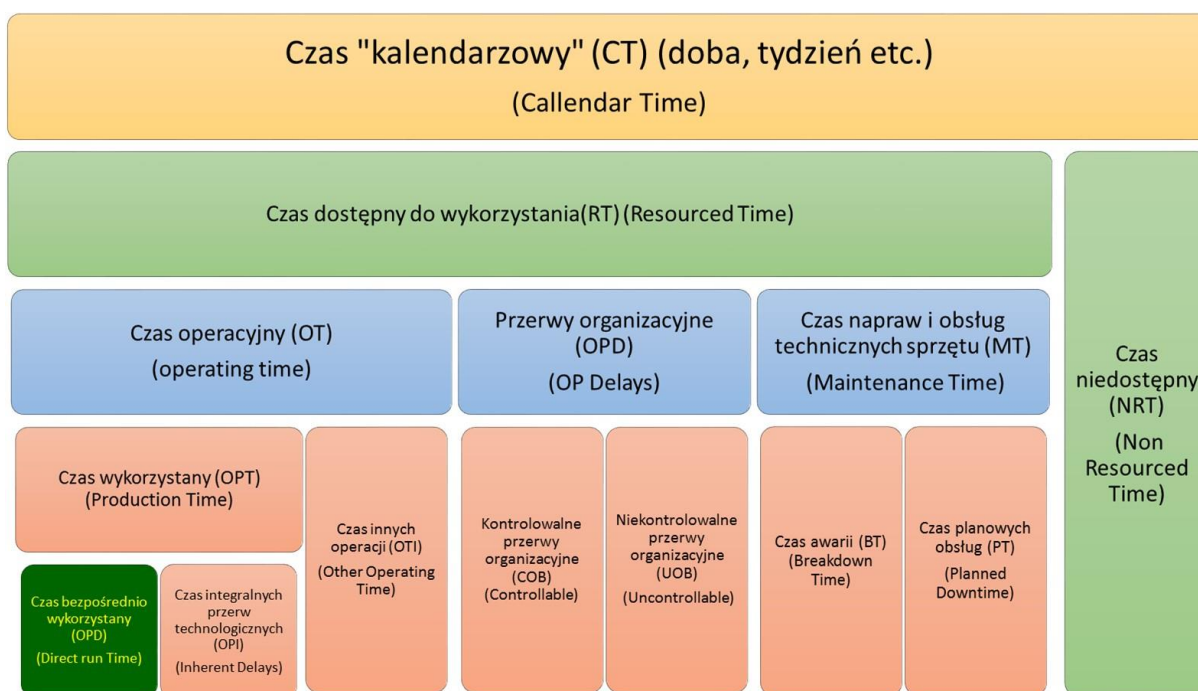
W literaturze przedmiotu [9, 12] wyróżnia się dwa podstawowe systemy mechanizacyjne stosowane w procesie kompleksowo zmechanizowanego drążenia wyrobiska korytarzowego i jeden będący rozwiązaniem pośrednim, między nimi:

- System oparty na niezależnych (autonomicznych) układach realizacji poszczególnych operacji nie związanych ze sobą przestrzennie (np. maszyny stosowane w kopalniach rud z urabianiem materiałem wybuchowym, ale i gąsienicowe maszyny z wymiennym osprzętem).
- System przestrzennie spójny, stanowiący konstrukcyjną całość, którego podzespoły realizują poszczególne operacje (np. Bolter Miner czy kombajnów chodnikowych z organem punktowym wyposażone w instalacje kotwiące).
- Systemy kombinowane, w których zespolone są w konstrukcyjną całość niektóre z układów realizujących poszczególne operacje (np. drążenie chodnika z mechanicznym urabianiem, ładowaniem i transportem urobku w przodku z pomocą kombajnu typu Continuous Miner i kotwieniem stropu za pomocą kotwiarek ręcznych, samojezdnych lub zastosowanie niezależnych urządzeń do montażu łukowej (np. na bazie kolejek podwieszanych) we współpracy z kombajnem chodnikowym z punktowym organem urabiającym (podłużnym lub poprzecznym).

Występowanie różnych systemów mechanizacyjnych w drążeniu wyrobisk korytarzowych jest konsekwencją ograniczeń technologicznych wynikających z:

- celu wykonania wyrobiska,
- doboru możliwie efektywnego sposobu urabiania,
- stosowanego sposobu zabezpieczenia wyrobiska w cyklu jego życia (obudowa podporowa, kotwienie itp.)

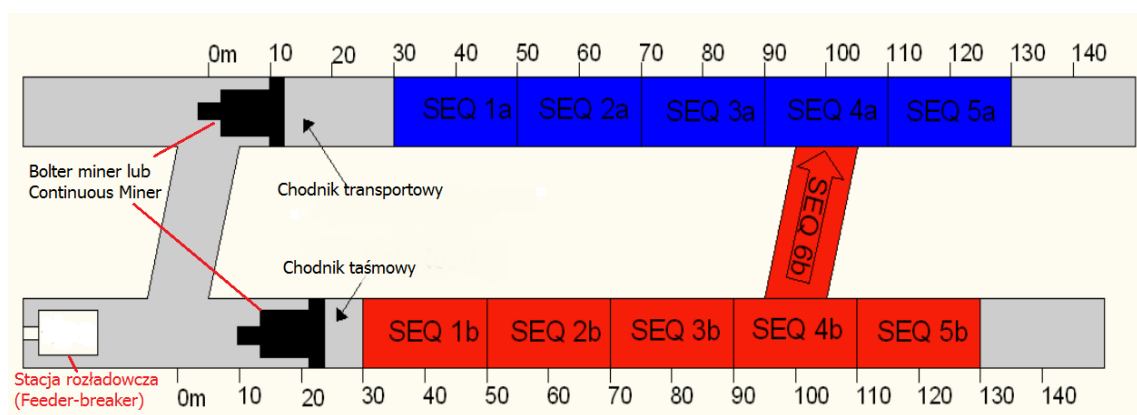
Stosowane w procesie drążenia wyrobisk rozwiązania mechanizacyjne mają za cel podniesienie efektywności drążenia osiągnęte poprzez skrócenie czasu trwania poszczególnych operacji cyklu i/lub równoległe wykonywanie kilku operacji równoległe. W przypadku urabiania mechanicznego dąży się przy tym do maksymalizacji udziału czasu przeznaczonego na urabianie w czasie „kalendarzowym” i wykonywania innych operacji w czasie urabiania (rys. 8).



Rys. 8. Struktura czasu pracy przodka robót przygotowawczych (według 5)

4. Maszyny typu Bolter Miner w procesie drążenia wyrobiska korytarzowego

Pierwsze maszyny typu Bolter Miner pojawiły się u schyłku ubiegłego stulecia i były odpowiedzią na rosnące wymagania w zakresie szybkiego wykonywania chodników dla ścian w kopalniach Zagłębia Bowin w Australii. Wcześniej prowadzone były analizy i studia poświęcone temu zagadnieniu. W tamtych warunkach stosowano typowe kombajny typu Continuous Miner czyli kombajny chodnikowe z tzw. liniowym organem urabiającym z kotwieniem stropu wykonywanym za pomocą ręcznych lub samojezdnych kotwiarek. Powszechnie stosowany system podwójnych chodników przyścianowych łączony przecinkami powodował, że maszyny te pracowały wymiennie w przodkach lub wymiana kombajnu i kotwiarki następowała w rejonie przecinek łączących (rys. 9).



Rys. 9. Sekwencja cykli drążenia w systemie chodników podwójnych (według 5)

Typ organu urabiającego narzucał przekrój prostokątny wyrobiska korytarzowego. W związku z faktem, iż chodniki przyścianowe miały długie wybiegi, przy występującej konwergencji stropu oraz ociosów wyrobiska, zachodziła potrzeba poszerzania wyrobiska kombajnem dla jego późniejszego wycofania. Powszechnie stosowano rozwiązania typowe dla eksploatacyjnego systemu *Room&Pillar* tj. odbiór urobku wozidłami typu *Shuttle Car* i rozładunek na stacji rozładowczo-kruszącej (*Feeder-Breaker*). Dalszy transport urobku realizowany był przenośnikiem taśmowym zainstalowanym tylko w jednym z pary chodników, co umożliwiała szybkie wyprowadzenie maszyn urabiających po zakończeniu ich drążenia pustym chodnikiem i szybkie ponowne ich wykorzystanie w innej lokalizacji. Z racji pierwotnego przeznaczenia, w wieloprzodkowych systemach komorowo-filarowych kombajny typu Continuous Miner miały możliwość bardzo szybkiego przemieszczania się z tzw. prędkością manewrową (ang. *tram speed*). Jednym z pierwszych wprowadzonych do powszechnego użycia kombajnu chodnikowego typu Bolter Miner była rodzina maszyn ABM-10, -15, -20 i -25, która była odpowiedzią firmy Sandvik na oczekiwania użytkowników.

4.1. ABM-25 firmy Sandvik jako przykład kombajnu typu Bolter Miner

Kombajn chodnikowy ABM-25 jest jednym z pierwszych przykładów kombajnu chodnikowego typu Bolter Miner, który zapewniał w pewnym zakresie realizację jedną maszyną wszystkich operacji składających się na cykl procesu drążenia wyrobiska chodnikowego w węglu czyli:

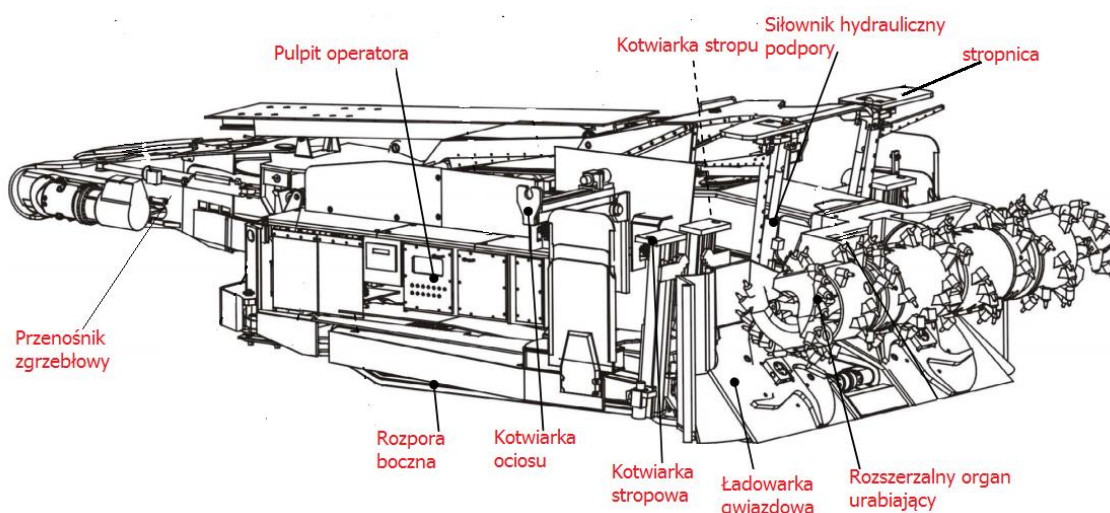
- urabianie,
- ładowanie urobku,
- tymczasowe zabezpieczenie (podparcie) stropu,
- odstawę urobku poza przodek,
- docelowe (ostateczne) zabezpieczenie stropu i ociosów drążonego wyrobiska.

Oprócz dodatkowego wyposażenia kombajnu w hydrauliczną podporę stropu do tymczasowego jego zabezpieczenia i systemu kotwiąrek do ostatecznego (docelowego) jego zabezpieczenia zastosowano kilka innych istotnych rozwiązań.

Nowy typ maszyny wyposażony był w rozszerzalny, liniowy organ urabiający, który umożliwiał wyprowadzenie kombajnu z przodka bez dodatkowego urabiania wyciśniętych ociosów. Organ taki ułatwiał także wykonywanie skrzyżowań. Standardowo urabianie odbywało się przy maksymalnie rozszerzonym organie.

Istotną zmianą w stosunku do typowych kombajnów typu Continuous Miner był zespół urabiająco-ładujący wraz z podawarką – przenośnikiem zgrzeblowym, który nie był sztywno przytwierdzony do podwozia maszyny, co umożliwiała, w pewnym zakresie, jednoczesne urabianie przodka i kotwienia stropu. Podwozie kombajnu wraz kotwiąrkami stało w miejscu, a w tym czasie trwało wykonywanie kolejnego zabioru z urabianiem, ładowaniem i odstawą urobku.

Na rysunku 10 pokazano kombajn ABM-25 i podstawowe elementy wykonawcze realizujące wyżej wymienione funkcje.



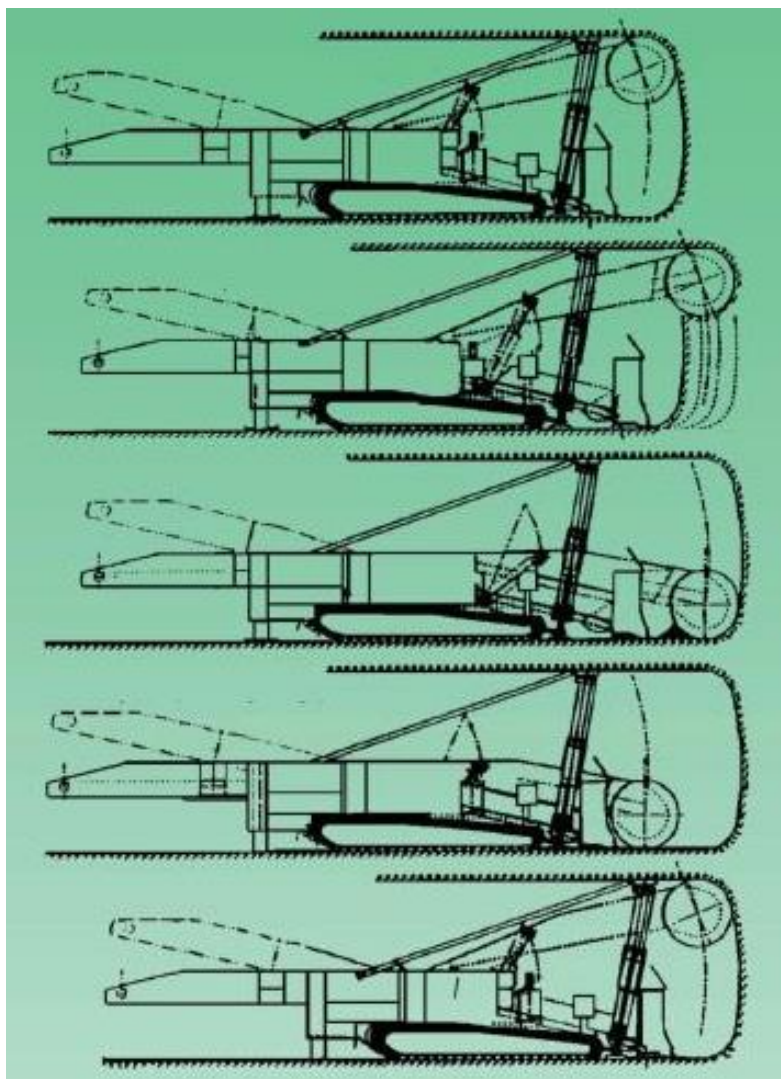
Rys. 10. Kombajn Bolter Miner typu ABM-25 firmy Sandvik i jego podstawowe elementy funkcjonalne (opracowanie własne w oparciu o [4])

W warunkach australijskich zastosowano kombajny typu *Bolter Miner* do drążenia prostych, długich wyrobisk korytarzowych w węglu przy niewielkich nachyleniach poprzecznych (dozwolone do 4°) i przy niskim poziomie zagrożenia metanowego. Maszyny były znacząco cięższe od kombajnów typu *Continuous Miner* (np. dla kombajnu typu ABM-10 waga przekraczała 75 Mg, a ABM-25 93 Mg), co powodowało problemy z utrzymaniem kierunku drążenia przy nachylonym poprzecznie spągu. Jednocześnie typ organu urabiającego (liniowy) nie pozwalał na korygowanie pochylenia poprzecznego.

Moc zainstalowana w organie urabiającym nie pozwalała także na zbyt duże przycinanie kamienia w spągu. W warunkach australijskich ujawniła się też, trudna do wyeliminowania wada kombajnów Bolter Miner w postaci zbyt dużej, w niektórych warunkach, rozpiętości niezabezpieczonego stropu – dystans pomiędzy linią kotwiarek a organem urabiającym przekraczał w przypadku ABM-25 - 2,0 m (w przypadku niższej maszyny ABM-10 ta odległość jest jeszcze większa!).

Dlatego nadal stosowano np. w kopalniach Zagłębia Nowej Południowej Walii drążenie kombajnami typu *Continuous Miner* z natychmiastowym kotwieniem stropu ręcznymi kotwiarkami po każdym zabiorze i odsłonięciu stropu. Cykl pracy kombajnu Bolter Miner na przykładzie ABM-20 firmy Sandvik pokazano na rysunku 11.

W dobrych warunkach górnictwo-geologicznych kombajny typu *Bolter Miner* były jednak w stanie uzyskiwać bardzo wysokie postępy dobowe i miesięczne, nie tylko w warunkach kopalń australijskich (w kopalni Wołgaszorska w rejonie rosyjskiego miasta Workuta w 2014 roku uzyskano ponad 1400 mb postępu chodnika w miesiącu).



Rys. 11. Sekwencja urabiania kombajnem ABM-20 firmy Sandvik [opracowane własne według [19]]

Dobre wyniki uzyskiwane w pewnym przedziale warunków górnictwo-geologicznych są powodem, że maszyny typu Bolter Miner, mimo wysokiej ceny znajdują zastosowanie zwłaszcza tam, gdzie wybiegi chodników są długie i liczba operacji długich, jałowych przejazdów maszyny jest niewielka.

4.2. Bolter Miner 12CM30 firmy Komatsu (Joy) planowany do zastosowania w warunkach Zagłębia Górnośląskiego

Bolter Miner firmy Komatsu (Joy) typu 12CM30 Entry Driver, którego zastosowanie w warunkach Zagłębia Górnośląskiego niedawno zapowiedziano [16] także wywodzi się z kombajnów typu Continuous Miner, których idea w tej firmie zrodziła w latach 40-tych XX wieku.

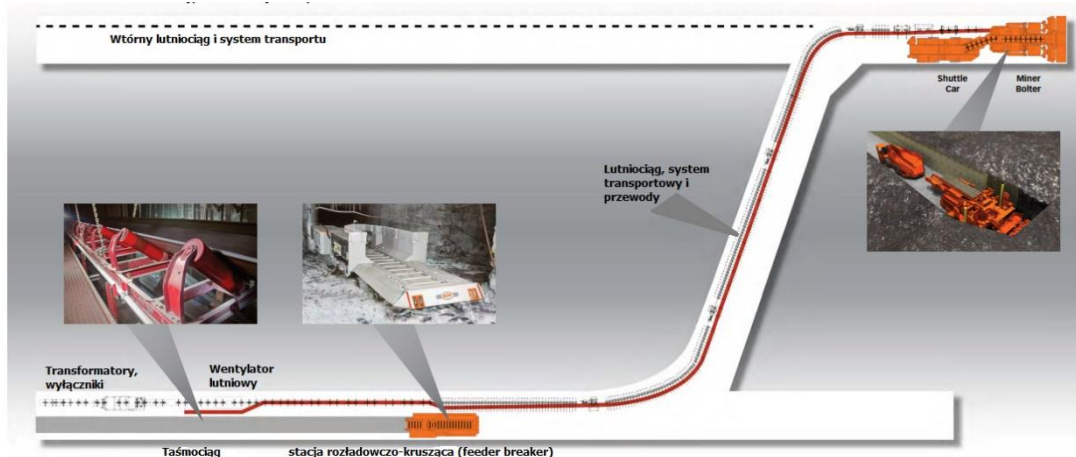
Ważąca 85 Mg maszyna umożliwia drążenie chodników o przekroju prostokątnym z równoczesnym zabezpieczeniem odsłoniętego stropu: doraźnie za pomocą podpór hydraulicznych i docelowo za pomocą 4 kotwiarek hydraulicznych. Dodatkowo 2 kotwiarki służą do kotwienia ociosów wyrobiska (rys. 12). Liniowy, rozszerzalny organ urabiający oprócz urabiania calizny służy także do ładowania urobku wraz z klinem ładującym. Maszyna nie

posiada ładowarki. Odległość między organem urabiającym a kotwiarkami wynosi podobnie jak poprzednio około 2,0 m – w warunkach słabszych stropów lub zaburzeń geologicznych dystans ten może być zbyt duży. Należy przy tym zwrócić uwagę na możliwość (potrzebę) wtórnego zastosowania obudowy podporowej już po przejeździe kombajnu (wydrążeniu chodnika), celem lokalnego zabezpieczenia wyrobiska - próby późniejszego wycofania bardzo szerokiej, w stosunku do szerokości wyrobiska, maszyny mogą stanowić problem. W praktyce kombajny tego typu są wycofywane z przodka po wydrążeniu chodnika, co powoduje, że trasa przejazdu powinna być pusta. Jest to stosunkowo proste w systemie drążenia chodników podwójnych (rys. 13).



Rys. 12. Komatsu (Joy) 12CM30 Entry Driver [15]

Efektywne zastosowanie maszyn typu Bolter Miner o bardzo dużych postępach wymaga bardzo sprawnego wsparcia logistycznego. Mimo, że zastosowanie kotwienia stropu zasadniczo ogranicza ilość materiału potrzebnego w czasie drążenia to duży postęp przodka wymaga nadążania innych systemów wsparcia (odstawa urobku, zasilanie w media i wentylacja). Dlatego maszyny typu Bolter Miner bardzo dobrze sprawdzają się w układzie chodników wielokrotnych (w tym podwójnych) łączonych przecinkami.



Rys. 13. Schemat technologiczny drążenia chodnika kombajnem typu Bolter Miner (opracowanie własne w oparciu o [16])

Układy chodników wielokrotnych łączonych przecinkami ograniczają na przykład długości wyrobisk przewietrzanych odrębnie i tym samym sprawność przewietrzania przodka. Po zakończeniu drążenia nie występują długie odcinki pozostawionych lutniociągów i innych materiałów utrudniających wyprowadzenie kombajnu z długiego pojedynczego przodka.

4.3. Uwarunkowania i ograniczenia stosowania kombajnów typu Bolter Miner

W tabeli 1 przedstawiono porównanie zalet (przewag) poszczególnych metod urabiania w przodkach chodnikowych wg poglądów australijskich.

Wady i zalety metod urabiania w przodkach wyrobisk chodnikowych [opracowanie własne]

Tabela 1.

Technologia drążenia	Zalety/przewagi	Wady
Continuous Miner/ Bolter Miner – kombajn z organem liniowym	<ul style="list-style-type: none"> Wyższa mobilność Wyższa prędkość przemieszczania maszyny Najwyższa moc urabiania na 1m² powierzchni przodka 	<ul style="list-style-type: none"> Silniejsze oddziaływanie na spąg wskutek cyklicznych ruchów organu urabiającego Tylko prostokątny przekrój wyrobiska Problemy z urabianiem skał o R_c > 40MPa
Kombajn chodnikowy z urabianiem punktowym (Roadheader)	<ul style="list-style-type: none"> Najwyższa moc na 1 m² powierzchni styku organu urabiającego z calizną Zdolność urabiania skał i węgla o R_c > 40MPa Duża dowolność kształtu przekroju poprzecznego drążonego wyrobiska 	<ul style="list-style-type: none"> Dogodny tylko do średnich i grubych pokładów
Urabianie materiałem wybuchowym	<ul style="list-style-type: none"> Największy zakres zastosowań Możliwość urabiania najtwardszych skał Dowolny kształt przekroju poprzecznego wyrobiska 	<ul style="list-style-type: none"> Nierówny spąg drążonego wyrobiska Duży udział pracy ręcznej Proces <u>nieciągły</u>

Pokazane powyżej zalety i wady dotyczą wyłącznie sposobu urabiania, ale wskazują obszary ograniczeń zastosowań kombajnów z liniowymi organami urabiającymi typu *Bolter Miner* (także *Continuous Miner*). Należy zwrócić także uwagę, że przekrój prostokątny drążonego wyrobiska nie zawsze jest najlepszy i ze wzrostem głębokości wyrobiska może być niekorzystny.

Mimo rosnących mocy na organach urabiających kombajnów typu Bolter Miner (w przypadku 12CM30 Entry Driver to 340 kW) drążenie chodników węglowo-kamiennych i kamiennie-węglowych (30-70% procent urabianego przekroju to skały inne niż węgiel) może napotykać na problemy. Oznacza to także, iż drążenie chodników o przekroju prostokątnym w nachylonych pokładach węgla też będzie utrudnione. Producent maszyny rekomenduje ją do drążenia chodników pojedynczych oraz wielokrotnych. Jednak w przypadku chodników pojedynczych ograniczeniem postępu przodka mogą być, niezwiązane z samą maszyną, przyczyny logistyczne. Z tej samej przyczyny można obawiać się długich okresów przestojów maszyny w oczekiwaniu na udrożnienie drogi przejazdu lub częstych jej demontaży.

Występowanie dużego zagrożenia metanowego w przypadku urabiania przodka maszyną typu Bolter Miner z organem liniowym o dużej wydajności urabiania najprawdopodobniej będzie powodowało intensywne wydzielanie się metanu w przodku. Jednocześnie bardzo duże gabaryty maszyny i dodatkowo, występowanie osłon stanowisk operatorów kotwiarek utrudnią skuteczne przewietrzanie przodka. Może to istotnie wpłynąć na pogorszenie efektywności i/lub bezpieczeństwa przodka.

4.4. Czy istnieje alternatywa dla kombajnów typu Bolter Miner w warunkach Górnośląskiego Zagłębia Węglowego?

W zapowiedzi zastosowania maszyny typu Bolter Miner w warunkach GZW podkreśla się upowszechnienie stosowania kotwienia stropu zamiast kosztownej obudowy podporowej (łukowej).



Rys. 14. Wyposażony w kotwiarki kombajn chodnikowy LH-1400 firmy Dosco produkowany w FAMUR S.A. jako FR-250 (materiały FAMUR S.A.)

Zastosowanie takiej obudowy wiąże się z wysokimi kosztami materiałowymi, dużą pracochłonnością montażu i znacznym, w stosunku do samodzielnego kotwienia wyrobisk, zakresem prac transportowych związanych z zasilaniem przodka w obudowę i akcesoria do niej. Zalety kotwienia wydają się niepodważalne. Istnieją kombajny chodnikowe z punktowymi organami urabiającymi (podłużnymi lub poprzecznymi) wyposażone w kotwiarki, które pozwalają na urabianie skał o zwięzłości większej niż maszyny typu *Bolter Miner*. Przykładem takiej maszyny jest produkowany w FAMUR S.A. na podstawie licencji firmy Dosco kombajn FR-250 (rys. 14), który przystosowany jest do współpracy z nawet 4 kotwiarkami. Przewagą tej maszyny jest możliwość wycinania nie tylko prostokątnego przekroju poprzecznego wyrobiska, co w warunkach głębokich polskich kopalń może być istotną zaletą. Mała wysokość maszyny stwarza warunki do lepszego przewietrzania – jest to istotna przewaga w warunkach kopalni metanowej. Mniejsza masa maszyny w stosunku do maszyn typu Bolter Miner i mniejszy nacisk na spąg może być istotną zaletą zwłaszcza w sytuacji, gdy w przekroju poprzecznym występuje nachylony pokład węgla i jest ryzyko, że część spodka wyrobiska

znajdzie się na węglu. Liniowy, osiowy organ urabiający umożliwia efektywne urabianie skał o R_c nawet do 80 MPa nawet w pełnym przekroju.

W takich warunkach kombajny chodnikowe z punktowym organem urabiającym znacznie lepiej spełnią oczekiwania.

5. Podsumowanie

Funkcjonalne zalety maszyn typu Bolter Miner (Entry Driver) w pewnych, określonych warunkach są udowodnione praktycznie, jednak w odmiennych od warunków jakie spotykamy w kopalniach GZW. Podstawowe różnice dotyczą głębokości eksploatacji, nachyleń eksploatowanych pokładów. Odpowiedzi wymaga także pytanie o możliwy zakres stosowania samodzielnego kotwienia stropu i ociosów drażonych wyrobisk, zwłaszcza w sytuacji powszechnej, w warunkach GZW eksploatacji wielopokładowej. Wysoka wydajność urabiania maszyn typu Bolter Miner w węglu wymaga bardzo skutecznego przewietrzania przodka w warunkach występowania zagrożenia metanowego. Należy zauważyć, że w warunkach np. kopalń australijskich, nie prowadzi się eksploatacji pokładów o poziomie zagrożenia metanowego jaki spotykamy w warunkach GZW, a równoczesne urabianie i kotwienie stropu wymaga specjalnych osłon oddzielających stanowisko operatora kotwiarek od organu urabiającego. Ponadto w zagłębiach węglowych Australii skuteczne jest wyprzedzające odmetanowanie pokładów węgla. Odpowiedzi wymaga także możliwość utrzymywania w trakcie drażenia chodnika kombajnem typu Bolter Miner otwarcia stropu przekraczającego 2 m. W drażonych, w warunkach GZW, chodnikach kombajnami z punktowymi organami urabiającymi (pracuje ponad 100 takich maszyn) w praktyce rzeczywiste otwarcie stropu przy zastosowaniu łukowych obudów podporowych rzadko przekracza 1,3 m przy rozstawie odrzwi 1,0 m.

Wydaje się, że konieczne jest prowadzenie analiz odpowiadających na pytanie: *Jak w warunkach kopalń węgla kamiennego w warunkach GZW zwiększyć efektywność procesu robót przygotowawczych i lepiej dostosować go do wymagań ścian zmechanizowanych?*

Literatura

1. Chudek M., Głuch P., Szczepaniak Z.: *Drażenie wyrobisk korytarzowych*. Skrypt Uczelniany nr 1449. Politechnika Śląska w Gliwicach, Gliwice 1988.
2. Galvin J.M.(2016): *Ground Engineering - Principles and Practices for Underground Coal Mining*. Springer International Publishing, Switzerland.
3. Gisman St.: *Ilustrowany górniczy słownik encyklopedyczny*. Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Stalinogród(Katowice) 1955.
4. Hartmann H.L., Mutmanský J.M.(2002): *Introductory mining engineering*. Second Edition. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken.
5. Kizil M.S., McAllister A., Pascoe R.: *Simulation of Development in Longwall Coal Mines*. 11th Underground Coal Operators Conference, University of Wollongong & Australiasian Institute of Mining and Metallurgy, 2011. s. 91-98.

6. Klich A.[red.]: *Maszyny i urządzenia dla inżynierii budownictwa podziemnego. Wyrobiska korytarzowe i szybowe w górnictwie*. „Śląsk” Sp. z o.o.- Wydawnictwo Naukowe, Katowice 1999.
7. Korski J., Korski W.: *Underground mine as a system of processes*. „Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering” 02/2015 (electronic edition).
8. Korski J.: *Czy podejście procesowe może podnieść efektywność polskiego górnictwa węgla kamiennego?*. Materiały konferencyjne XXVI Szkoły Eksploatacji Podziemnej. Kraków 22-24.02.2017.
9. Kotwica K., Klich A. (2011): *Maszyny i urządzenia do drążenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych*. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice.
10. Praca Zbiorowa: *Leksykon górniczy*, Wydawnictwo “Śląsk”, Katowice 1989.
11. Przybyła H., Chmiela A. (2002): *Technika i organizacja w robotach przygotowawczych*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice.
12. Rak Z., Stasica J., Borgiel D., Ciepliński Z.: *Wysokowydajny przodek chodnikowy w drążeniu wyrobisk przewidzianych do późniejszego wykorzystania w jednostronnym otoczeniu zrobów*. Przegląd Górniczy nr6/2015.
13. Strona internetowa www.wnp.pl/gornictwo : *JSW będzie mieć nowoczesny kombajn firmy Joy* (aktualizacja 5-07-2018).
14. Strona internetowa: www.mci-group.kz (aktualizacja 27-07-2018).
15. Strona internetowa: www.mining.komatsu/underground-mining/room-pillar-entry-development (aktualizacja 27-07-2018).
16. Strona internetowa: www.rocktechnology.sandvik/en/products/mechanical-cutting-equipment/ (aktualizacja 27-07-2018)
17. Van Duin S., Donnelly P., Oxley I.: *Automated bolting and mesh handling on a continuous miner. Final Report ACARP PROJECT C17018 – Stage 1*. University of Wollongong, Wollongong (NSW, Australia) 04/2011.
18. Zając E.(1988): *Organizacja produkcji górniczej*. T. II. *Organizacja drążenia wyrobisk korytarzowych*. Skrypty uczelniane nr 1123. Wydawnictwo AGH, Kraków.
19. Zając E.(1994): *Organizacja produkcji w kopalni węgla kamiennego*. Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice.
20. Егоров П.В., Бобер Е.А., Кузнецов Ю.Н., Михеев О.В., Красильников Б.В.: ***Подземная разработка пластовых месторождений***. "Горная Книга" Издательство московского государственного горного университета, Москва 2016.
21. Hall A. D. (1968): *Podstawy techniki systemów (Ogólne zasady projektowania)*. PWN, Warszawa.

Metody zwiększania efektywności energetycznej w układach hydraulicznych

Zygmunt Domagała - Politechnika Wroclawska

Krzysztof Kędzia - Politechnika Wroclawska

Michał Stosiak, prof. Politechniki Wroclawskiej

Streszczenie: Rosnące ceny energii oraz zanieczyszczenie środowiska związane ze spalaniem paliw kopalnych, spowodowały naciski różnych organizacji na zwiększenie efektywności energetycznej maszyn i urządzeń wprowadzanych obecnie na rynek. Skutkiem tych nacisków jest Dyrektywa Unii Europejskiej zakładająca, że nowo projektowane i produkowane maszyny powinny charakteryzować się sprawnością energetyczną większą o 20%. Aby spełnić te wymagania można zastosować dwa podejścia. Pierwsze z nich eliminuje regulację dławieniową - często stosowaną w układach hydraulicznych (w tym regulację proporcjonalną). Drugie podejście polega na zastosowaniu tzw. "hydrauliki cyfrowej" (digitalizacji). W rozdziale autorzy przedstawili sposoby osiągnięcia zakładanych w Dyrektywie wskaźników.

Methods of increasing energy efficiency in hydraulic systems

Abstract: Rising energy prices and environmental pollution associated with the burning of fossil fuels have caused pressure from various organizations to increase the energy efficiency of machines and devices currently being placed on the market. The result of these pressures is the European Union Directive assuming that newly designed and manufactured machines should have 20% more energy efficiency. Two approaches can be used to meet these requirements. The first of them eliminates the throttle regulation - often used in hydraulic systems (including proportional control). The second approach is to use the so-called "digital hydraulics" (digitalization). In the article, the authors presented ways to achieve the indicators set in the Directive.

1. Wprowadzenie

Napęd i sterowanie hydrauliczne znajdują na całym świecie szerokie zastosowanie. Właściwości cieczy roboczych umożliwiają projektowanie i wykonanie, prostszych, tańszych i bardziej estetycznych konstrukcji maszynowych odznaczających się wysoką sprawnością, zastępując tym samym napęd mechaniczny. Trudno wyobrazić sobie dzisiejszą maszynę roboczą (np. koparkę, ładowarkę, wywrotkę, itd.) bez elementów i sterowania hydraulicznego.

Należy zauważyć, że przez długi czas najważniejszym kryterium dla projektantów maszyn była realizacja niezbędnych funkcji, które napęd hydrauliczny miał wykonać oraz czas ich realizacji.

W Polsce najczęściej stosowanym kryterium wyboru w przetargach i przy decyzjach zakupowych jest najniższa cena, a nie jakość, trwałość i efektywność energetyczna maszyn i urządzeń. Na szczęście coraz częściej obserwujemy, narzucanie przez klientów, wymagań eksploatacyjnych dotyczących obniżki zużycia energii elektrycznej procesu wytwórczego, modernizacji maszyn i urządzeń z uzyskaniem jednoznacznych oszczędności zużywanej energii. Wygląda na to, że ten trend będzie się rozwijał i tak, jak w wielu krajach Unii

Europejskiej zwiększenie efektywności energetycznej maszyn będzie również wymaganiem polskich producentów i użytkowników.

Z informacji organizacji rządowych wynika, że efektywność energetyczna polskiej gospodarki jest nadal około 3 razy niższa niż w najbardziej rozwiniętych krajach europejskich i około 2 razy niższa niż średnia w krajach Unii Europejskiej [1]. Dane te świadczą o ogromnym potencjale w zakresie oszczędzania energii w Polsce.

Oszczędzanie energii, efektywność energetyczna maszyn i urządzeń, zmniejszenie emisji CO₂ to terminy, z którymi spotykamy się coraz częściej. Czy na efektywność energetyczną maszyn i urządzeń przemysłowych, gdzie zużycie energii jest największe i gdzie jej zaoszczędzenie może przynieść największe rezultaty, zwracamy taką samą uwagę?

Pompy wyporowe i wirowe należą do grupy maszyn energetycznych, które zużywają blisko 30% światowej energii. Zatem problem zmniejszenia energochłonności procesów hydraulicznych nabiera istotnego znaczenia zarówno w skali pojedynczej maszyny czy urządzenia, jak i całego przedsiębiorstwa, a w szerszym zakresie również gospodarki światowej.

Zatem kryterium energooszczędności układów hydrostatycznych staje się coraz bardziej istotne.

Z tego względu w rozdziale przedstawiono dwa sposoby poprawienia efektywności energetycznej napędu hydraulicznego. Pierwszy z nich to mechatroniczny zasilacz hydrauliczny, a drugi to zastosowanie elementów tzw. „Hydrauliki Cyfrowej”.

2. Koncepcja energooszczędnego zasilacza hydraulicznego

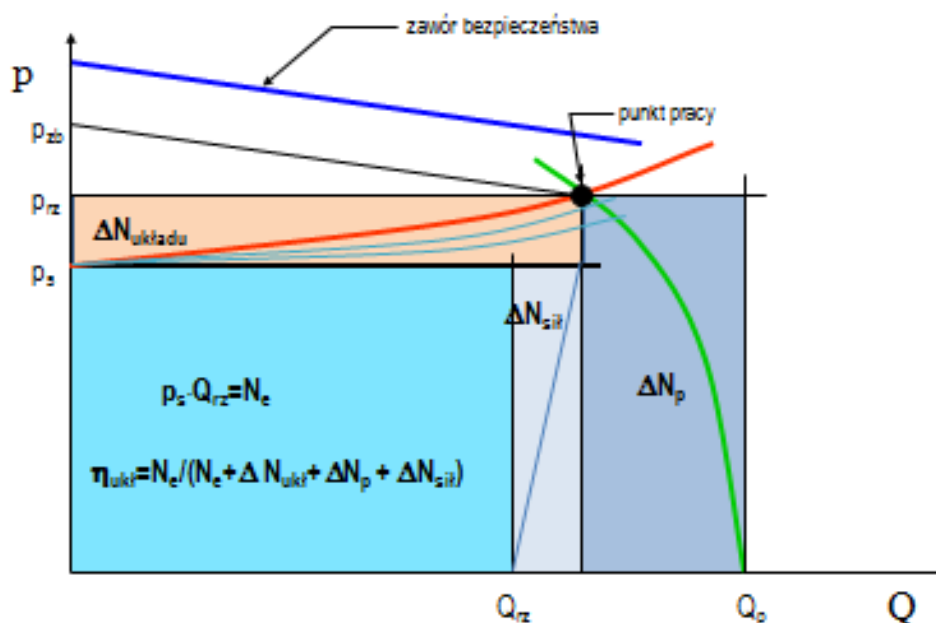
Tworzenie koncepcji jest również ważnym etapem procesu projektowania układu napędu hydraulicznego. Jakościową częścią koncepcji jest schemat ideowy układu, składający się z umownych symboli reprezentujących poszczególne zespoły (elementy) układu. Schemat ideowy układu możemy tworzyć na wiele sposobów. Jednym z nich jest adaptacja już istniejących rozwiązań lub podglądanie co robi konkurencja. Takie sposoby podejścia nie są naganne. Stosuje je wiele firm i inżynierów. Jednak w warunkach rynkowych, gdy musimy spełnić czasami wyrafinowane oczekiwania klienta, okazują się w wielu przypadkach zawodne.

Aby zaprojektować schemat ideowy energooszczędnego układu hydraulicznego, poprawnie działającego i zadowolającego klienta, dobrze jest na etapie jego generowania zastosować jakąś metodę wspomagającą twórcze myślenie.

Jedną z nich jest metoda funkcjonalnego podejścia do tego zagadnienia opierająca się na funkcjonalnej klasyfikacji układów hydraulicznych. Wynika z niej, że jedną z najważniejszych funkcji jest funkcja sterowania lub regulacji prędkości elementu wykonawczego.

Realizuje się ją zasadniczo dwoma sposobami:

- a) za pomocą sterowania dławieniowego bądź regulacji dławieniowej (rys. 1),
- b) za pomocą regulacji objętościowej (rys. 3).



Rys. 1. Charakterystyka układu z otwartym zaworem dławiącym [1]

W przypadku, gdy chcemy zmienić prędkość elementu wykonawczego musimy zmienić wielkość szczeliny dławiącej w nastawnym zaworze dławiącym. Wtedy wzrasta ciśnienie w układzie, otwiera się zawór maksymalny i część cieczy przelewa się do zbiornika.

Przedstawiony rysunek 2 obrazuje straty energii w takim układzie hydraulicznym z powodu: wydzielania się ciepła, zmniejszenia sprawności pompy, strat w instalacji, strat na zaworach i rozdzielaczach. Pozostała energia jest energią użyteczną.

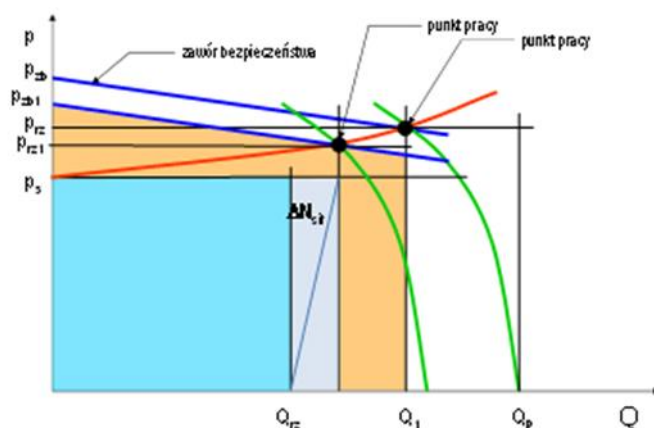


Rys. 2. Straty energii w regulacji dławieniowej [1]

Układy hydrostatyczne z pompami o zmiennej wydajności są bardzo rozpowszechnione i zazwyczaj składają się z pompy o zmiennej wydajności z regulatorem stałego ciśnienia, a w wersjach bardziej rozbudowanych posiadają dodatkowe regulatory. Prędkość elementu wykonawczego zależy od chwilowej wydajności pompy.

Charakterystyka statyczna tego typu regulacji przedstawiona jest na rysunku 3. Zmniejszając prędkość elementu wykonawczego przesuwamy charakterystykę pompy w lewo. Punkt pracy przesuwa się również w lewo po charakterystyce zaworu bezpieczeństwa. Układ więc pracuje mniej więcej z tą samą wysoką sprawnością w przeciwieństwie do układów z regulacją dławieniową.

Niestety rozwiązanie takie posiada pewne wady. Zaliczyć do nich można m.in. zwiększony koszt zakupu pompy, ponieważ pompy o zmiennej wydajności są zazwyczaj kilkakrotnie droższe od np. pomp zębatych. Ponadto pompy wielotłokowe, są bardziej wrażliwe na zanieczyszczenia cieczy roboczej niż pompy zębate. Kolejną wadą pomp tłokowych jest hałaśliwość ich pracy przewyższająca pompy zębate. Warto podkreślić, że kryterium hałaśliwości pracy układów hydrostatycznych jest podnoszone w dokumentach normatywnych Unii Europejskiej [6], a jego niespełnienie może prowadzić do niedopuszczenia wyrobu na rynki UE.

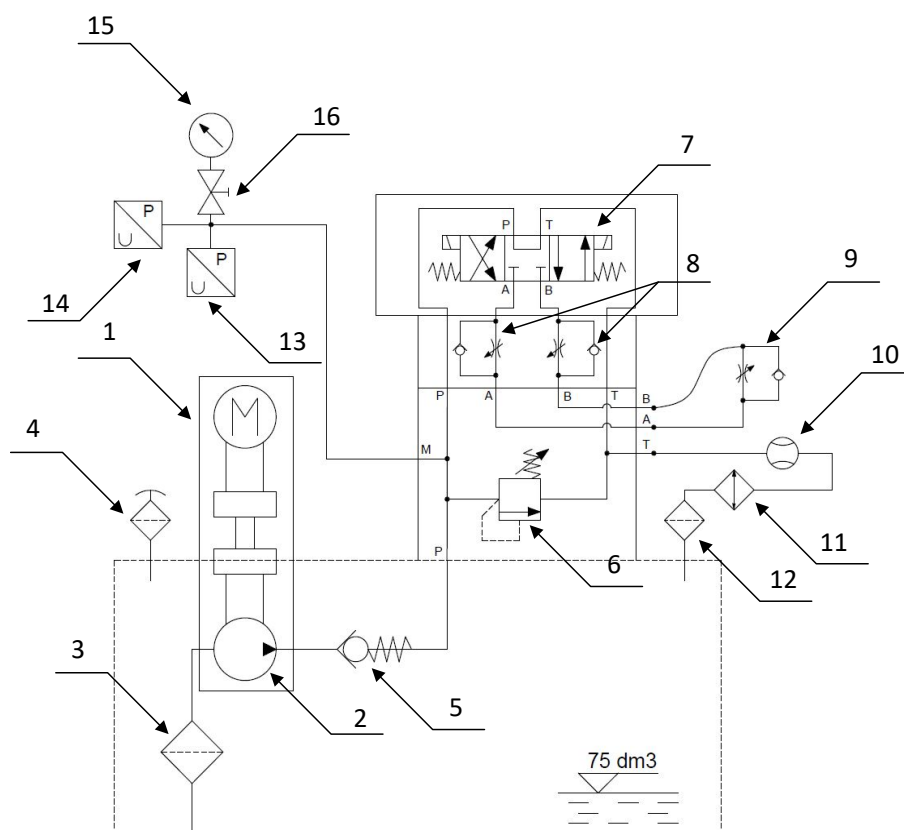


Rys. 3. Charakterystyka statyczna z regulacją objętościową [1]

Zdaniem autorów oba sposoby regulacji prędkości elementów wykonawczych generują duże straty. Z tego powodu zwrócono uwagę na falowniki które w napędach elektrycznych odgrywają coraz większą rolę. Szczególnie dużą rolę spełniają w napędach wentylatorów i pomp wirowych. Wykorzystanie falownika pociąga za sobą wiele korzyści, przede wszystkim finansowych. Zastosowanie falowników w aplikacjach z wentylatorami i pompami pociąga za sobą zmniejszone zużycie energii elektrycznej oraz brak konieczności zastosowań dodatkowych urządzeń układu automatyki.

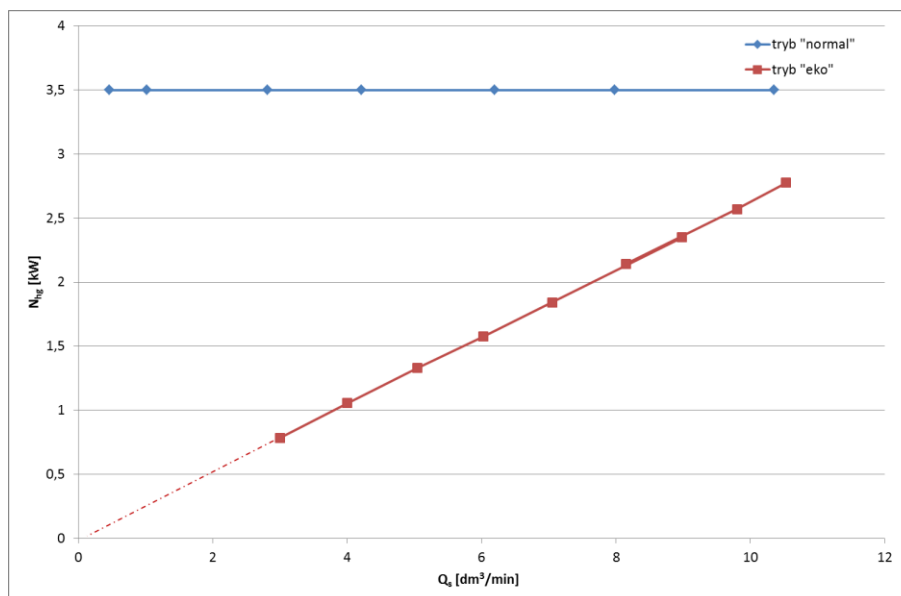
Na podstawie przeprowadzonej analizy postanowiono zbudować prototypowy zasilacz hydrauliczny, w którym generatorem miała być pompa zębata napędzana silnikiem elektrycznym (rys. 4). Zmianę prędkości obrotowej pompy miał zapewnić falownik, a cały zespół napędowy miał zastąpić pompę wielotłokową z regulatorem stałego ciśnienia. Tak zbudowany zasilacz został przebadany pod kątem efektywności energetycznej.

Zasilacz mógł pracować w dwóch trybach pracy: „normal” oraz „eko”. Tryb eko oznacza, że wykorzystany został falownik.



Rys. 4. Schemat hydrauliczny badanego zasilacza: 1 – silnik elektryczny napędowy o mocy 4 kW, 2 – pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym, 3 – filtr ssawny, 4 – filtr wlewowy z odpowietrzeniem, 5 – zawór zwrotny obciążony, 6 – zawór maksymalny, 7 – rozdzielacz 4/3, 8 – zawory dławiąco-zwrotne, 9 – zawór dławiąco-zwrotny, 10 – przepływomierz, 11 – chłodnica oleju CSL 1 firmy Ciesse, 12 – filtr zlewowy, 13 – przetwornik ciśnienia, 14 – przetwornik ciśnienia, 15 – manometr, 16 - zawór odcinający

Przedstawiona na rysunku 5 zależność mocy hydraulicznej generatora w funkcji zapotrzebowania na ciecz przez odbiornik hydrauliczny najlepiej ilustruje efektywność energetyczną zasilacza hydraulicznego. Przy maksymalnym zapotrzebowaniu cieczy zapotrzebowanie na moc w trybie „eko” jest o około 20% niższe niż w trybie „normal”. Jeszcze wyraźniej widać to przy minimalnym zapotrzebowaniu na ciecz odbiorników. W takim przypadku zapotrzebowanie na moc w trybie „eko” wynosi jedynie 23% mocy, którą potrzebuje układ pracujący w trybie „normal”.



Rys. 5. Zależność mocy hydraulicznej generatora w funkcji zapotrzebowania na ciecz przez odbiornik hydrauliczny [1]

Podstawowym celem przeprowadzonych badań było określenie efektywności energetycznej prototypowego zasilacza z układem regulacji elektronicznej. Za stosowaniem tego typu rozwiązań przemawiają aspekty ekonomiczne. Cena zasilacza z kompletnym układem regulacji elektronicznej jest niższa od równoważnego układu wykorzystującego pompę o zmiennej wydajności (tabela 1).

Porównanie dwóch typów pomp [1]

Tabela 1.

Pompa o zmiennym wydatku						
Nazwa	Symbol	Cena*	Wydajność	Producent	p_{max}	Zakres obrotów
Pompa tłoczkowa promieniowa	PFR-206	7182,08	5,8 cm ³ /obr	ATOS	350 bar	600-1800 obr/min
		7182,08				
Nasze rozwiązanie						
Nazwa	Symbol	Cena*	Wydajność	Producent	p_{max}	Zakres obrotów
Pompa zębata gr. 2	PS2A-04D-10N	720,906	6,0 cm ³ /obr	Contarini	250 bar	650-3500
Falownik 4kW	SINAMICS V20	1755,48		Siemens		
		2476,38				

W trakcie badań stwierdzono, że w trybie pracy „eko” poniżej prędkości obrotowej 500 obr/min elektrycznego silnika napędzającego pompę ciśnienie w króćcu tłocznym pompy zaczyna zmieniać się dynamicznie, a wartości amplitud tych zmian sięgają 20% wartości ustalonej dla pracy w tym trybie.

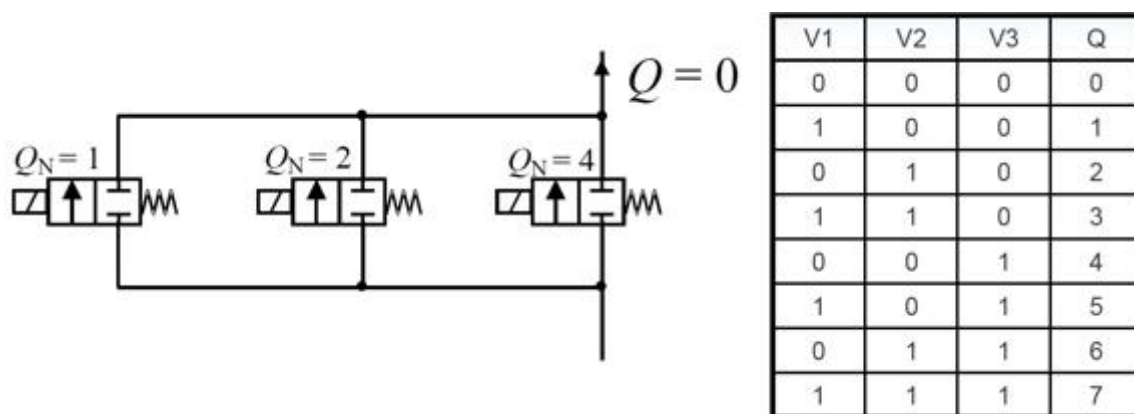
Główne oszczędności są osiągnięte przez odpowiednie zaprogramowanie cyklu pracy pompy w czasie wolnych ruchów lub biegu jałowego.

3. Hydraulika cyfrowa

Digital Fluid Power oznacza układy hydrauliczne i pneumatyczne, posiadające system aktywnie kontrolujący moc wyjściową układu. Pojęcie hydrauliki cyfrowej istnieje już od jakiegoś czasu, ale dopiero niedawno technologia ta znalazła zastosowanie praktyczne.

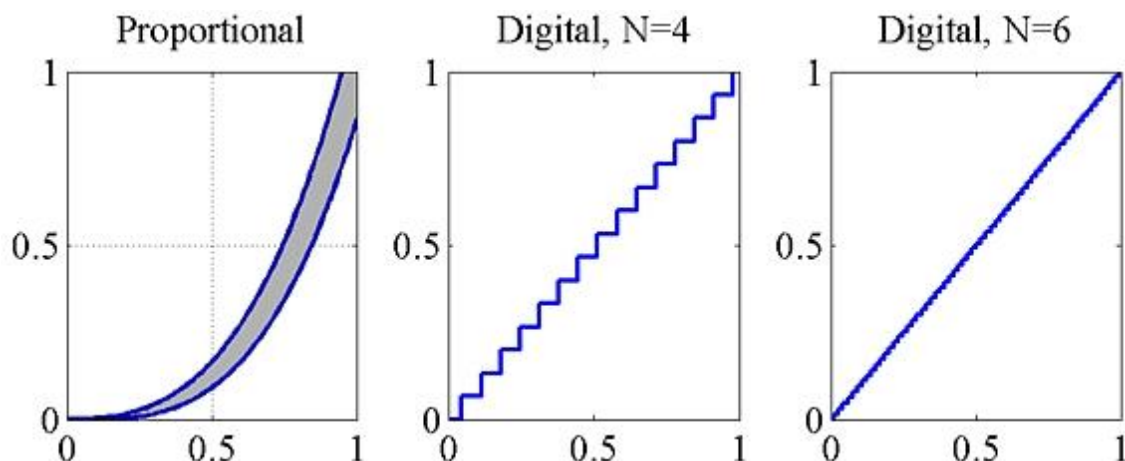
Hydraulika cyfrowa może zastąpić standardowe zawory proporcjonalne równoległymi grupami prostych, szybko działających, niezawodnych i tanich zaworów dwupołożeniowych typu grzybek gniazdo. Na dodatek zamiast zasilacza o dużej mocy można zastosować małe jednostki napędowe sprzężone z hydroakumulatorem. Takie rozwiązanie znacznie zmniejsza zużycie energii.

Stosowane zawory grzybkowe są normalnie zamkniętym zaworem 2-drogowym, który blokuje przepływ cieczy. Zawory te produkowane są masowo, są trwałe i znacznie tańsze niż zawory proporcjonalne. Do programowania wykorzystuje się sterownik PLC. Zawory te muszą być bardzo szybkie, rzędu kilku milisekund, aby otworzyć lub zamknąć przepływ cieczy.



Rys. 6. Cyfrowy regulator przepływu i tabela stanów binarnych [2, 5]

Prosty przykład hydrauliki cyfrowej pokazano na rysunku 6. W układzie znajdują się trzy zawory, każdy o innym przepływie. Poprzez selektywne włączanie i wyłączenie zaworów, poszczególne strumienie cieczy są łączone w celu utworzenia całkowitego przepływu. Ilustruje to załączona tabela binarna. Zawory mają zazwyczaj natężenia przepływu 1, 2, 4, 8, 16 itd., zgodnie z układem podwójnym. Przykład pokazuje trójzaworowy układ z indywidualnymi natężeniami przepływu zaworu 1, 2 i 4. Jeżeli jest to pojedynczy zespół (nazywamy go cyfrowym sterownikiem przepływu), to możemy uzyskać 7 różnych natężeń przepływu. W przypadku, gdy wymagane są bardziej precyzyjne natężenia przepływu, można użyć więcej zaworów. Na przykład, rozdzielacz proporcjonalny możemy zastąpić 4 zaworami. Dla tego rozwiązania zakres natężenia przepływu będzie się zmieniał od 0 do 15. Serwozawór można zastąpić 6 zaworami. Dla takiego rozwiązania zakres natężenia przepływu będzie się zmieniał od 0 do 63. Porównanie odpowiedzi proporcjonalnego zaworu, 4-zaworowego układu i 6-zaworowego układu przedstawiono na rysunku 7.



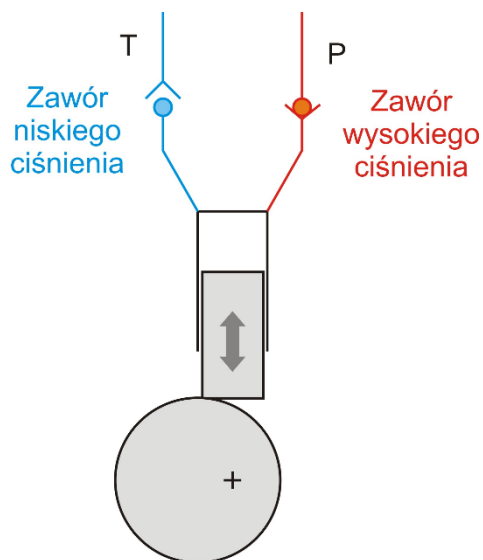
Rys. 7. Im większa liczba zaworów dwupołożeniowych zapewnia płynniejszą krzywą reakcji [3]

Jak widać odpowiedź zaworu proporcjonalnego jest najgorsza. Im więcej zaworów 2 drogowych (cyfrowych) w układzie tym odpowiedź jest lepsza. Przedstawiony układ zaworów 2-stopniowych odcinających będzie bardzo dobrze pracował jeżeli skojarzymy go z cyfrową pompą.

Cyfrowe pompy odróżniają się od konwencjonalnych pomp sposobem regulacji wydajności. W konwencjonalnych pompach hydraulicznych zmiana wydajności odbywa się za pomocą zmiany kąta wychylenia tarczy wychylnej lub wielkości mimośrodów. W ten sposób uzyskuje się zmianę skoku suwu tłoków.

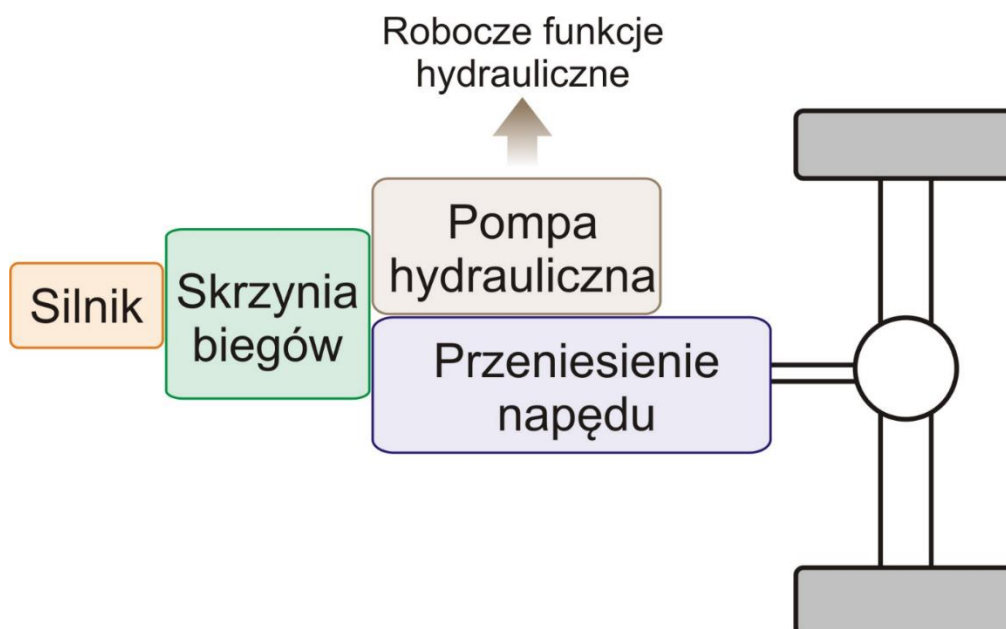
Natomiast tłoki w cyfrowych pompach i silnikach utrzymują stały skok niezależnie od efektywnego przemieszczenia. Osiągają one zarówno komutację, jak i zmienne przesunięcie, elektronicznie sterując zaworem wlotowym i wylotowym przy każdym cylindrze, w stopniowej zależności od położenia wału korbowego.

W związku z tym stosunkowo prosta i solidna (zwykle promieniowa tłokowa) maszyna z naturalnie niskimi stratami może zostać połączona z profesjonalnym układem sterowania i zaworami włączającymi o wysokiej prędkości, aby uzyskać lepszą wydajność i kontrolę poziomu komponentów. Rysunek 8 pokazuje uproszczony schemat pompy cyfrowej i związanych z nią zaworów.



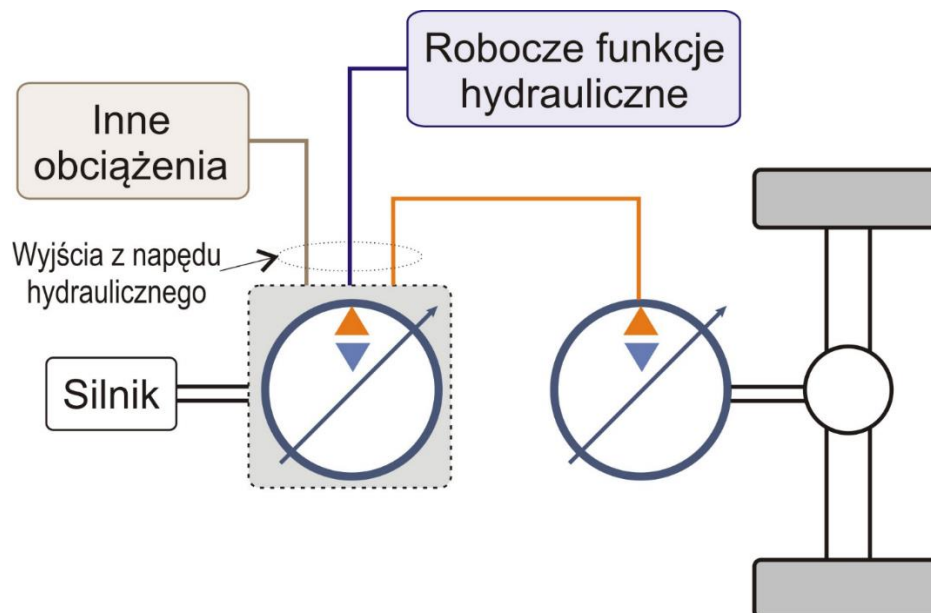
Rys. 8. Cyfrowy element pompy [4]

Pompa tego typu bardzo dobrze zdaje egzamin w napędach maszyn mobilnych. Przykładowa struktura takiej maszyny jest przedstawiona na rysunku 9. To ustawienie jest typowe dla wielu napędów maszyn mobilnych; składający się z dwóch głównych odbiorników energii: napędowych i roboczych. W tym powszechnie występującym układzie, moc silnika rozdzielana jest przez skrzynię biegów. Hydrauliczne podukłady robocze i układ przeniesienia napędu są projektowane zgodnie z ich indywidualnymi wymaganiami.



Rys. 9. Typowy układ maszyny mobilnej [6]

Alternatywne rozwiązanie dla tego samego pojazdu wykorzystujące cyfrowe pompy i silniki przedstawiono na rysunku 10. Ponieważ wydajności z poszczególnych tłoków (cylindrów), w cyfrowych pompach hydraulicznych są sterowane niezależnie od siebie, to projektant układu ma większy stopień swobody w wyborze łączenia poszczególnych strumieni cieczy.



Rys. 10. Alternatywny układ urządzenia mobilnego [6]

Zatem pojedynczy zespół pompy może również służyć wielu odbiorcom. W tym rozwiązaniu funkcję działania układu i wymagania dotyczące napędów można rozpatrywać łącznie. Na przykład, jeśli cykl pracy maszyny ma okresy dużego zapotrzebowania na energię dla funkcji napędowej (na przykład jazda blisko prędkości maksymalnej), podczas gdy funkcja robocza ma względnie niskie wymagania dotyczące przepływu cieczy i ciśnienia, to duża część ciśnienia i natężenia przepływu cieczy może być kierowana do zespołu napędowego. Takie sterowanie pompy pozwala zmniejszyć prędkość obrotową silnika napędowego a tym samym zmniejszyć zużycie paliwa. Dzięki temu koszty eksploatacji maleją.

Cyfrowe pompy, jak i podobnie cyfrowe silniki hydrauliczne są na tyle dopracowane, że mogą zrewolucjonizować sposób, w jaki konstruowane są dzisiaj maszyny mobilne. Ta technologia szybko staje się kluczem do wyeliminowania nieefektywności napędu, nieoptymalnych schematów sterowania i kontrolnych, które od dawna stanowią wyzwanie dla projektantów urządzeń mobilnych.

Według Luke Wadsley z Sauer-Danfoss (US) Company cyfrowe pompy hydrauliczne i silniki mają kilka kluczowych zalet, które umożliwiają efektywność napędu hydraulicznego i kontrolę niespotykaną dotąd w świecie hydrauliki. Korzyści obejmują:

- oszczędności paliwa do 25% w porównaniu z tradycyjnymi przekładniami hydrostatycznymi,
- zwiększona wydajność maszyny mobilnej,
- niezwykle szybka i stabilna reakcja dynamiczna zapewniająca doskonałą sterowność maszyny.

4. Podsumowanie

Przedstawione dwa sposoby zwiększania efektywności energetycznej pozwalają na znaczne zmniejszenie zużycia energii. Główne oszczędności osiąga się przez odpowiednie zaprogramowanie cyklu pracy. Jeżeli do tego wykorzystamy Digital Fluid Power z jej możliwościami, łatwym oprogramowaniem oraz prostszymi, a tym samym tańszymi elementami hydraulicznymi, to przed napędem hydraulicznym rysuje się ciekawa perspektywa rozwoju.

Literatura

1. Domagała Zygmunt, Łabik Rafał, Osiński Piotr, Stosiak Michał; *Koncepcja i badania rozpoznawcze innowacyjnego zasilacza hydraulicznego*. Zakopane 2017 r.
2. Juhala, J., "Improving Energy Efficiency of Work Machine with Digital Hydraulics and Pressure Accumulator" 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping 2009.
3. Merrill, K., "Operating Strategies and Valve Requirements for Digital Pump/Motors" Proceedings of the 6th FPNI-PhD Symposium, West Lafayette, 2010, pp. 249-258.
4. Linjama, M., "Digital Pump-Motor with Independent Outlets" 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping 2009.
5. THEISSEN H; "Fluid Power For Sustainability", International Conference of Hydraulics and Pneumatics-HERVEX, November 7-9, 2012, Calimanesti-Caciulata, Romania.
6. WADSLEY Luke, "Optimal System Solutions Enabled by Digital Pumps".

Automatyzacja pracy górniczych przenośników taśmowych i zgrzeblowych z wykorzystaniem silników zintegrowanych z przemiennikiem częstotliwości produkcji DFME „DAMEL” S.A.

Piotr Kuzera - DFME “DAMEL” S.A.

Jacek Przybyłka - DFME “DAMEL” S.A.

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono możliwości wykorzystania silników indukcyjnych, trójfazowych, zintegrowanych z przemiennikiem częstotliwości, produkowanych przez DFME „DAMEL” S.A. Opisano ich zalety oraz sposoby sterowania. Silniki przeznaczone są do napędów maszyn i urządzeń górniczych, w których wymagane jest sterowanie prędkością obrotową a także wizualizacja pracy maszyny.

Automation of mining belt and scraper conveyors using motors integrated with frequency converter produced by DFME “DAMEL” S.A.

Abstract: The chapter presents the possibilities of using three-phase, induction motors, integrated with frequency converter, produced by DFME “DAMEL” S.A. The motors’ advantages and methods of control are described. The motors are designed for drives of mining machines and devices in which rotational speed control and visualization of machine operation are required.

1. Wprowadzenie

Trójfazowe silniki klatkowe stanowią największą i najpopularniejszą grupę maszyn elektrycznych stosowanych do napędu urządzeń transportowych w przemyśle wydobywczym. Swą popularność zawdzięczają prostej konstrukcji, dużej niezawodności i stosunkowo niskiej cenie. Obserwowany ciągły rozwój technik urabiania i wydobywania węgla wymusza na producentach napędów stosowanie nowych technologii, umożliwiających zwiększenie wydajności, trwałości eksploatacyjnej i poprawy bezpieczeństwa pracy. Na poprawę trwałości eksploatacyjnej przenośników taśmowych oraz zgrzeblowych istotny wpływ ma ograniczenie zużycia elementów biorących udział w transmisji momentu napędowego (sprzęgła, przekładnie), oraz w przemieszczaniu urobku (rylny, łańcuchy, taśmy, krażniki).

Dotychczas stosowane rozwiązania z zastosowaniem silników dwubiegowych czy sprzęgieł hydrokinetycznych, z powodzeniem zostają zastąpione nowoczesnymi napędami wykorzystującymi przekształtniki częstotliwości, potocznie nazywane falownikami lub przemiennikami częstotliwości. Silnik indukcyjny zasilany z przekształtnika częstotliwości pozwala na precyzyjną regulację prędkości obrotowej, co wykorzystuje się do płynnego rozruchu, ograniczenia prędkości transportu urobku lub ludzi na przenośnikach taśmowych oraz do realizacji zaawansowanych funkcji regulacyjnych stosowanych w automatycznym sterowaniu odstawą urobku. Korzystne jest również zmniejszenie poboru prądu w czasie rozruchu oraz ograniczenie zużycia energii, co ma istotne znaczenie przy ciągle zwiększanej mocy napędów. Powyższe zalety stosowania przekształtników częstotliwości przekładają się na zwiększenie trwałości i niezawodności układów mechanicznych maszyn i urządzeń transportowych, a także układów zasilania.

Ograniczona przestrzeń w podziemiach kopalń a także dostępność nowoczesnych elementów energoelektronicznych pozwalających na konstruowanie niewielkich rozmiarów, kompaktowych przekształtników częstotliwości, doprowadziły do opracowania w Dąbrowskiej Fabryce Maszyn Elektrycznych „DAMEL” S.A. całej rodziny silników zintegrowanych z przekształtnikiem częstotliwości, które cieszą się dużą popularnością w napędach przenośników górniczych zarówno taśmowych, jak i zgrzeblowych. Tak zwany „Silnik zintegrowany” jest połączeniem w jednej zwartej obudowie silnika indukcyjnego klatkowego ze sterowanym mikroprocesorowo napięciowym przekształtnikiem częstotliwości (rysunek 1).



Rys. 1. Rozmieszczenie poszczególnych elementów w silniku zintegrowanym
[źródło: opracowanie własne]

Silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości znajdują się w ofercie firmy DFME „DAMEL” S.A już od 2006 r. 12 lat doświadczenia w tej dziedzinie zaowocowało powstaniem wielu typów silników zintegrowanych o mocach od 60 kW do 1250 kW, na znamionowe napięcia zasilania od 500 V do 3300 V. Przekształtniki zabudowane w silnikach mogą pracować zarówno przy sterowaniu skalarnym ($U/f = \text{const}$), jak i wektorowym, ze zwrotem energii do sieci lub bez zwrotu. Silniki zintegrowane znalazły już zastosowanie w wielu aplikacjach na wielu kopalniach zarówno krajowych, jak i zagranicznych. Napędzają przenośniki zgrzeblowe oraz taśmowe pozwalając dostosować prędkość transportowanego urobku w zależności od ilości nadawy, a także, w przypadku przenośników taśmowych, pozwalają na pracę w trybie przystosowanym do jazdy ludzi. Zastosowanie silników zintegrowanych jest możliwe niemal w każdym napędzie wymagającym regulacji prędkości obrotowej.

2. Silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości

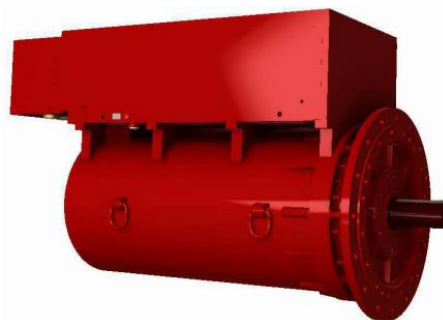
Silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości firmy DFME „DAMEL” S.A. przystosowane są do pracy w najtrudniejszych warunkach eksploatacyjnych w podziemiach kopalń, w których występują zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Posiadają budowę przeciwybuchową z osłoną ognioszczelną i wyprowadzonymi obwodami iskrobezpiecznymi – cecha IM2 Ex db [ib] I Mb lub IM2 Ex db [op is] [ib] I Mb w zależności od tego czy zastosowano komunikację za pomocą łącza RS485 czy światłowodów. Przeznaczone

są do napędu maszyn i urządzeń, w których występuje konieczność regulacji prędkości obrotowej i automatyzacja procesu wydobywczego.

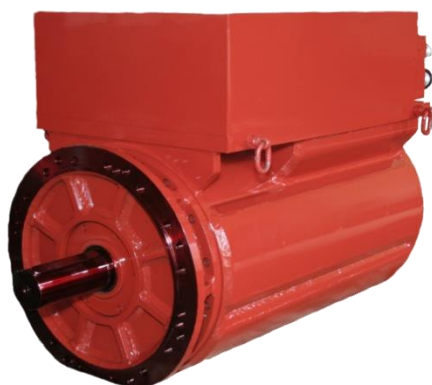
W silnikach zastosowano napięciowy przekształtnik częstotliwości ze sterowaniem mikroprocesorowym zrealizowanym w oparciu o dedykowany sterownik dwu procesorowy i sterowanie światłowodowe. Przekształtnik i sterownik został umieszczony we wspólnej obudowie przeciwwybuchowej zintegrowanej z silnikiem (rys. 2a, b, c, d, e, f).



Rys. 2a



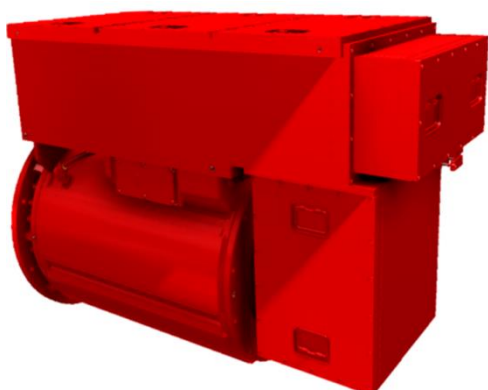
Rys. 2b



Rys. 2c



Rys. 2d



Rys. 2e

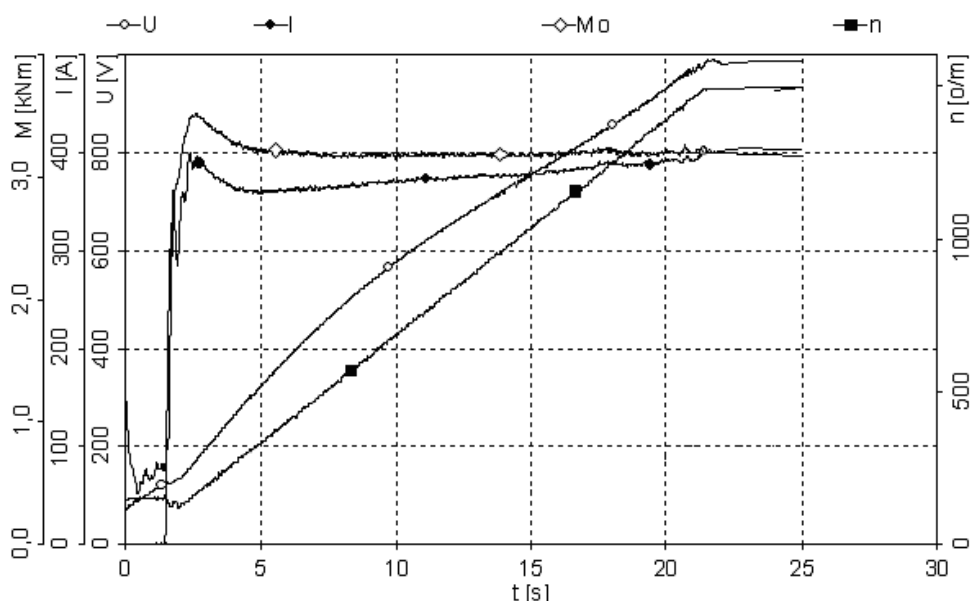


Rys. 2f

- Rys. 2. Silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości:
a. 60 kW, 1000 V, 1140 V, b. 90 kW – 160 kW, 500 V do 1140 V
c. 200 kW – 315 kW, 1000 V, 1140 V, d. 400 kW, 500 kW, 1000 V, 1140 V
e. 500 kW, 1000 V, 1140 V - ze zwrotem energii do sieci
f. 850 kW, 3300 V - ze zwrotem energii do sieci
[źródło: opracowanie własne]

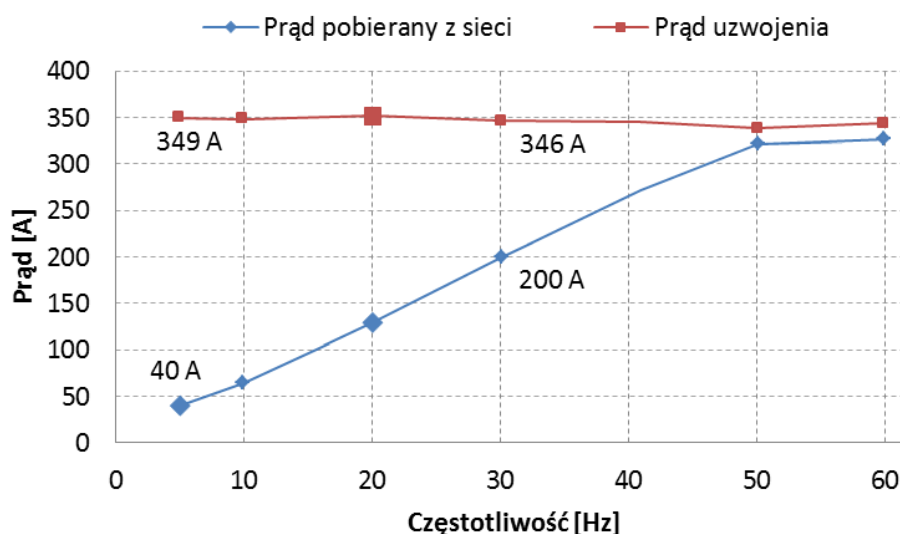
Odpowiednie połączenie sterownika i przekształtnika oraz specjalistyczne oprogramowanie, pozwalają na realizację następujących funkcji przez silnik zintegrowany:

- łagodny rozruch z dopasowaniem charakterystyki pracy do rodzaju obciążenia,
- regulację prędkości obrotowej z możliwością ciągłej pracy w zakresie częstotliwości $3 \div 60$ Hz ($90 \div 1800$ obr/min) - z możliwością zwiększenia zakresu do 100 Hz (3000 obr/min),
- praca z momentem znamionowym w zakresie częstotliwości od 3 Hz do 50 Hz – rysunek 3,
- praca z mocą znamionową w zakresie od 50 Hz do 60 Hz,
- mały prąd pobierany z sieci zasilającej w czasie rozruchu oraz w trakcie pracy z obniżoną prędkością obrotową - oszczędności energii – rysunek 4,
- regulacja i wyrównywanie momentów obciążenia w napędach wielosilnikowych,
- kompleksowe zabezpieczenie silnika i przekształtnika przed wzrostem temperatury i przeciążeniami,
- wizualizacja parametrów pracy silników w napędzie –komunikacja poprzez RS485.



Rys. 3. Rozruch silnika 500 kW ze stałym obciążeniem. $M=M_n$, $f = 0\div 50$ Hz

U – napięcie na uzwojeniu, I – prąd płynący w uzwojeniu [źródło: opracowanie własne]



Rys. 4. Pobór prądu w czasie rozruchu ze stałym obciążeniem (silnik 500 kW)

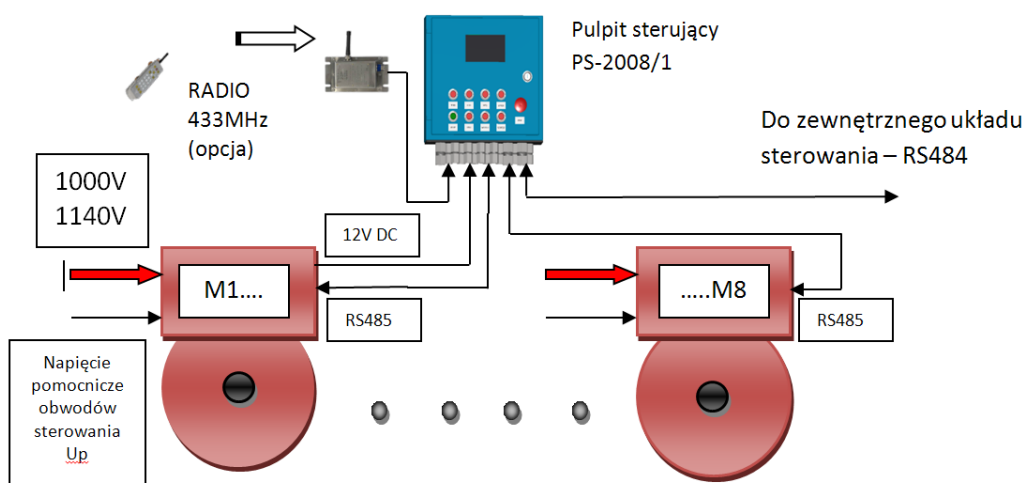
[źródło: opracowanie własne]

Sterowanie silników odbywa się w konfiguracji przedstawionej w uproszczeniu na rysunku 5. Sterowniki procesorowe wbudowane w silniki połączone są za pomocą portów RS 485 do pulpitu sterującego PS-2008/1. Pulpit może maksymalnie sterować 8 silnikami w jednym napędzie (np. przenośnik taśmowy napędzany 8 silnikami). Pulpit PS-2008/1 jest integralnym elementem układu sterowania jednocześnie pełni funkcję elementu pośredniczącego i sprzęgającego silniki zintegrowane z zewnętrznym układem sterowania.

Poprzez odpowiednie oprogramowanie pulpitu PS-2008/1, silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości mogą pracować w różnych trybach, umożliwiając uzyskanie optymalnej konfiguracji sterowania: Podstawowe tryby pracy przewidują:

- pracę bez zewnętrznego sterownika – proste napędy jedno lub wielosilnikowe, w których sterowanie odbywa się z wykorzystaniem pulpitu sterującego PS-2008/1,
- współpracę z zewnętrznym sterownikiem (master) do centralnego sterowania odstawą w układzie jedno lub wielosilnikowym. Pulpit PS-2008/1 służy jako element pośredni.

W podstawowym układzie sterowania, do komunikacji pomiędzy jednostką zewnętrzną (master), pulpitem sterującym i silnikami, wykorzystuje się łącze szeregowe RS 485 - rysunek 5. Taka struktura systemu sterującego pozwala na wykorzystanie istniejących, standardowych protokołów transmisyjnych do wymiany danych pomiędzy urządzeniami. Do sterowania silników można również zastosować nadajnik i odbiornik sterowania radiowego. Łączność radiowa realizowana jest na częstotliwości radiowej w paśmie 433 MHz. Sygnał radiowy jest odpowiednio kodowany, co uniemożliwia przypadkowe sterowanie innymi urządzeniami pracującymi w tym samym paśmie częstotliwości. Istnieje możliwość rozbudowy układu sterowania o łącza światłowodowe oraz ETHERNET.



Rys. 5. Poglądowy układ konfiguracji napędu z wykorzystaniem silników zintegrowanych i pulpitu sterującego [źródło: 3]

3. Zastosowanie silników zintegrowanych z przekształtnikiem częstotliwości do napędu przenośników

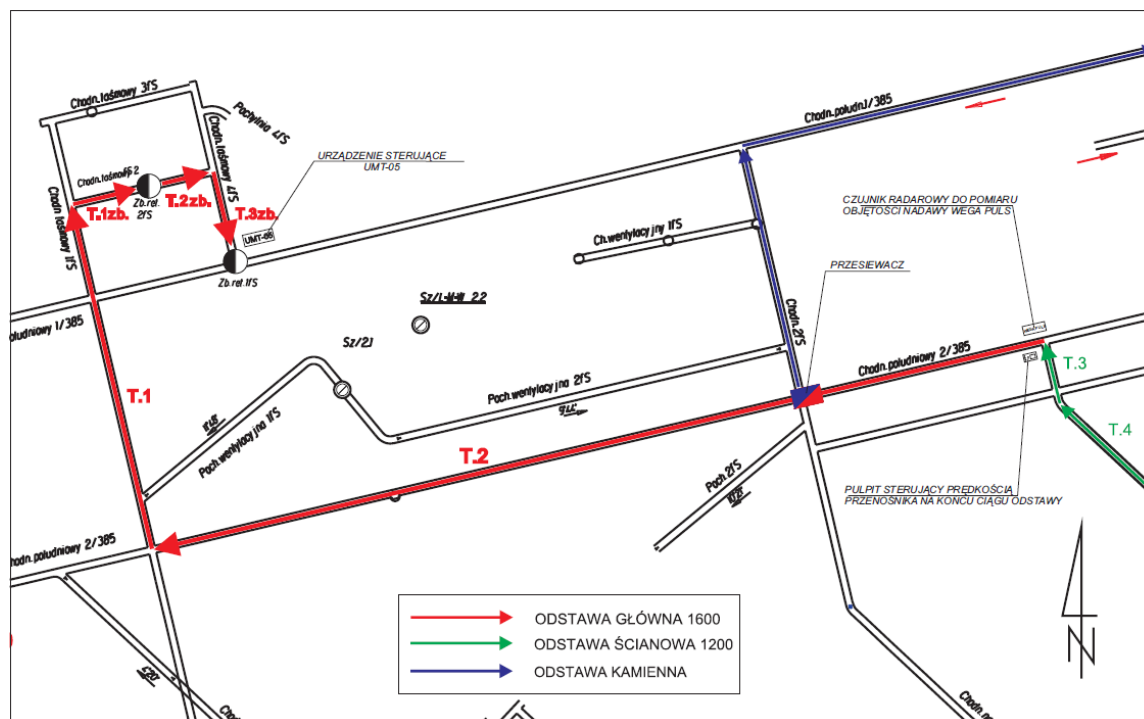
3.1. LW Bogdanka

W kwietniu 2011 r. oddano do eksploatacji odstawę urobku przenośnikami taśmowymi o szerokości taśmy 1600 mm w pokładzie 385/2 w Polu Stefanów kopalni węgla kamiennego LW „Bogdanka” S.A. Odstawa o łącznej długości 2675 metrów, złożona jest z 5 przenośników taśmowych napędzanych łącznie 7 silnikami typu SG3F 355L-4 o mocy 250 kW. Zestawienie przenośników zawiera tabela nr 1, a schemat odstawy przedstawiono na rysunku 6.

Wykaz przenośników

Tabela 1.

Nr przenośnika	Szer. taśmy [mm]	Długość [m]	Moc silników [kW]
T.1	1600	370(690)	2x250
T.2	1600	960(1740)	2x250
T.1 zb.	1600	110	1x250
T.2 zb.	1600	40	1x250
T.3 zb.	1600	95	1x250



Rys. 6. Schemat odstawy głównej 1600 w polu Stefanów, pokład 385/2 LW BOGDANKA S.A. [źródło: 2]

Przenośniki wyposażone są w napędy z silnikami produkcji Dąbrowskiej Fabryki Maszyn Elektrycznych „DAMEL” S.A zintegrowanymi z przekształtnikami częstotliwości. Do zasilania zastosowano wyłączniki stycznikowe WSB-1.200/10 i WSB-1.200/25R, a sterowanie zapewnia system automatyzacji przenośników ELSAP-05/P uzupełniony o pulpity sterujące PS-2008 produkcji DAMEL.

Projekt automatyki sterowania i napędu odstawy, umożliwia zmianę prędkości taśmy przenośnikowej dla pojedynczego przenośnika, jak również całego ciągu w zakresie $0 \div 4,4$ m/s. Zmiana prędkości odbywa się poprzez zmianę częstotliwości pracy przekształtników częstotliwości zabudowanych w silnikach, które mogą pracować przy stałej lub zmiennej częstotliwości.

1. Praca przy stałej częstotliwości

częstotliwość pracy przekształtnika jest na stałe zadawana na podstawie ustawionej w menu sterownika prędkości taśmy przenośnikowej.

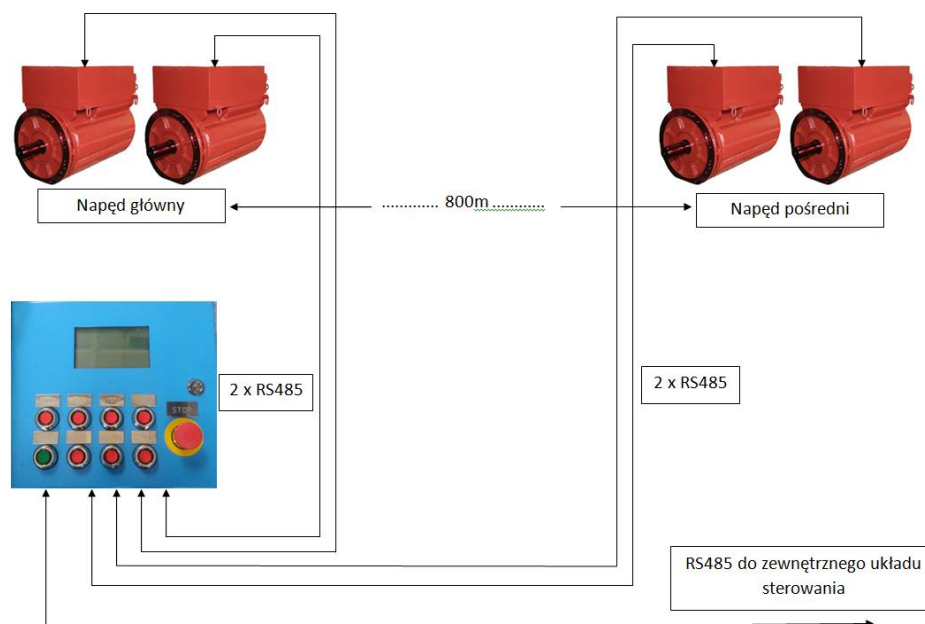
2. Praca przy zmiennej częstotliwości:

- a) regulacja automatyczna - zmiany częstotliwości pracy przemiennika a w konsekwencji zmiany prędkości taśmy przenośnikowej określone są na podstawie odczytu nadawy urobku poprzez radarowy czujnik poziomy VEGA PULS. Zwiększenie nadawy urobku powoduje wzrost prędkości taśm w ciągu odstawy, zmniejszenie nadawy powoduje spadek prędkości taśm w ciągu odstawy (praca z pełną niecką),
- b) regulacja ręczna - zmiany częstotliwości pracy przemiennika wprowadzane są za pomocą pulpitu sterowniczego zabudowanego na końcu ciągu odstawy. Obsługa decyduje i określa aktualną wymaganą prędkość taśm.

Odstawa główna 1600 zaprojektowana została do transportu urobku węglowego z dwóch ścian eksploatacyjnych o maksymalnej wydajności odstawy 4300 t/h. Przy eksploatacji tylko jednej ściany prędkość taśm przenośnikowych nie przekracza 2,5 m/s przy możliwej do uzyskania prędkości znamionowej 4,4 m/s. Wpływa to korzystnie na pracę przenośników a w szczególności na wydłużenie żywotności mechanicznej napędu, taśmy przenośnikowej oraz krążników. Nie bez znaczenia jest też oszczędność energii elektrycznej. Odczytany z układu sterowania pobór prądu to 46 A przy częstotliwości 30 Hz (znamionowy $I_n=200$ A) co jest zgodne z charakterystyką częstotliwościowo prądową silników zasilanych z przekształtnika częstotliwości. Umożliwia to ograniczenie poboru energii elektrycznej do poziomu 24% poboru znamionowego. Odczytane parametry pracy pozwalają na realizację transportu urobku węglowego o wielkości do 25000 t/dobę i znaczne oszczędności zużycia energii elektrycznej. W szczególnych przypadkach regulacja prędkości taśm przenośnikowych wykorzystana jest również w celu osiągnięcia wymaganej trajektorii lotu zrzutu urobku na przesypach napędów.

3.2. ZG Janina

Kolejną praktyczną aplikacją to przenośnik taśmowy o szerokości taśmy 1200 mm i długości 1570 m przystosowany do jazdy ludzi (rys. 7). Przenośnik został uruchomiony w 2013 r. w Zakładzie Górniczym Janina i zbudowany został w oparciu o 4 silniki typu 3SG3F 450L-4 – 400 kW, 1000 V produkcji „DAMEL” S.A zintegrowane z przekształtnikami częstotliwości. Dwa silniki zostały zabudowane na napędzie głównym, a kolejne dwa w napędzie pośrednim odległym o 800m. Wszystkie silniki podłączone zostały do wspólnego układu sterowania w postaci pulpitu sterującego PS-2008/1 kontrolującego prędkość i pracę silników oraz przekazującego dane do systemu wizualizacji na powierzchni. Schemat blokowy takiego połączenia przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Schemat blokowy sterowania wielosilnikowym przenośnikiem przystosowanym do jazdy ludzi - ZG JANINA [źródło: opracowanie własne]

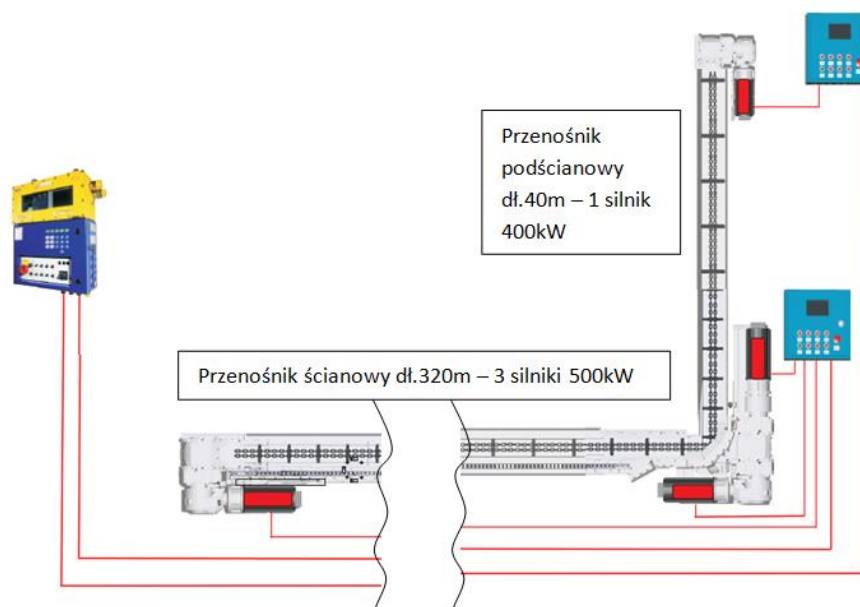
Układ automatyki steruje prędkością taśmy przenośnika w zależności od wybranego trybu pracy, umożliwiając jazdę ludzi, a wyprowadzenie dodatkowego łącza szeregowego RS485 pozwala na transmisję danych do powierzchniowego zespołu wizualizacyjnego. Dzięki zastosowanej wizualizacji, można łatwo odczytać najważniejsze dane dotyczące aktualnego stanu pracy napędów przenośnika, odczytać wartości prądów, prędkości, temperatury, stany awaryjne oraz przyczyny wyłączeń. Tak prowadzona bieżąca kontrola pracy przenośnika pozwala na utrzymanie prawidłowego stanu technicznego, co wpływa na bezpieczną eksploatację a tym samym na zwiększenie bezpieczeństwa pracy.

3.3. ZG Sobieski

Podobna aplikacja z zastosowaniem silników zintegrowanych z przekształtnikiem częstotliwości to przenośnik taśmowy Pioma 1200 o długości 1600 m. Przenośnik T2 pracujący na ZG Sobieski wyposażono w 2 silniki o mocy 315 kW typu 2SG3F 355L-4A produkcji „DAMEL” S.A. Układ automatyki przenośnika zbudowany jest w oparciu o system łączności i bezpieczeństwa SSP-4, który poprzez pulpit sterujący PS-2008/1 steruje silnikami w napędzie przenośnika. Utrzymuje on zadaną prędkość taśmy i jednocześnie pozwala na kontrolę parametrów pracy silników i napędu. Przenośnik dostosowany do jazdy ludzi oddano do eksploatacji w 2015 r.

3.4. Kopalnia Połysajewska

Inną aplikacją wykorzystującą silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości jest oddany do ruchu w 2015 roku kompleks ścianowy na kopalni Połysajewska w Rosji. Napęd przenośnika zgrzeblowego ścianowego zbudowany jest w oparciu o trzy silniki mocy 500 kW typu 3SG3F 450L-4A sterowane z pulpitu sterującego PS-2008/1. Dodatkowo z drugiego pulpitu sterującego PS-2008/1 sterowany jest kolejny silnik 3SG3F 450L-4A służący do napędu przenośnika zgrzeblowego podścianowego. Uproszczony schemat aplikacji przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Schemat rozmieszczenia silników i układu sterowania przenośnika ścianowego i podścianowego
[źródło: opracowanie własne na podstawie 5]

W aplikacji tej, pulpity sterujące odpowiadają, między innymi, za kolejność załączania napędów, regulację momentu obciążenia na poszczególnych silnikach oraz za utrzymywanie łączności z silnikami i sterownikiem nadrzędnym. Wszystkie informacje o pracy silników, poprzez port komunikacyjny RS485, wprowadzone są do sterownika nadrzędnego Mining Master kontrolującego cały kompleks ścianowy. Takie rozwiązanie umożliwia nie tylko wizualizację pracy napędów, ale też pozwala na niezależną regulację poszczególnych parametrów każdego silnika bezpośrednio z centrum dyspozytorskiego. Dzięki zastosowaniu zautomatyzowanego kompleksu ścianowego możliwe jest stosowanie algorytmów samoczynnej regulacji prędkości przenośników zgrzebłowych w zależności od:

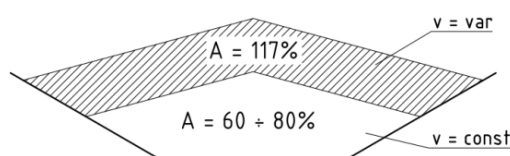
- prądu silników przenośnika ścianowego,
- prądu silnika przenośnika podścianowego,
- prądu silnika kruszarki,
- ilości urobku,
- danych z kombajnu ścianowego (obciążenie organów, położenie).

W rezultacie można uzyskać przedział regulacji prędkości silników w zakresie od 90 do 1800 obr/min.

4. Korzyści wynikające ze stosowania silników zintegrowanych

Stosowanie napędów o regulowanej prędkości pozwala zwiększyć wydajność przenośnika taśmowego Q_V , która określana jest przez teoretyczną powierzchnię przekroju poprzecznego nosiwa na taśmie A (rys. 9) i prędkość taśmy v .

$$Q_V = A * v * 3600 \quad m^3/h$$



Rys. 9. Wykorzystanie przekroju poprzecznego przenośnika

[źródło: opracowanie własne na podstawie 1]

Jak podaje [1] w przypadku przenośników o stałej prędkości $v=const$, wartość A wynosi 60÷80% powierzchni nominalnej, wyliczanej zgodnie z DIN 22101, natomiast przy zastosowaniu silników zasilanych z przekształtnika częstotliwości, w których możliwa jest regulacja prędkości $v = var$, wartość A może wynosić nawet 117%. Teoretyczna powierzchnia przekroju poprzecznego nosiwa zależna jest od rezerwy przenośnika, którą w przypadku drugim zapewnia zmienna prędkość taśmy. W granicznych przypadkach pomiędzy optymalnie wykorzystaną taśmą przenośnika o regulowanej prędkości ($A=117\%$), a przenośnikiem zaprojektowanym na stałą prędkość z dużą rezerwą urobku (40%) wzrost wydajności przenośnika sięga 57%. W niektórych przypadkach, dzięki tym możliwościom, przenośnik taśmowy może służyć za zbiornik urobku. Stosowanie regulowanej prędkości umożliwia pracę przenośników taśmowych z prędkością mniejszą od znamionowej, co zmniejsza

zapotrzebowanie na moc czynną pobieraną przez silniki, zmniejszają się koszty eksploatacyjne, obniża się hałas oraz pylenie.

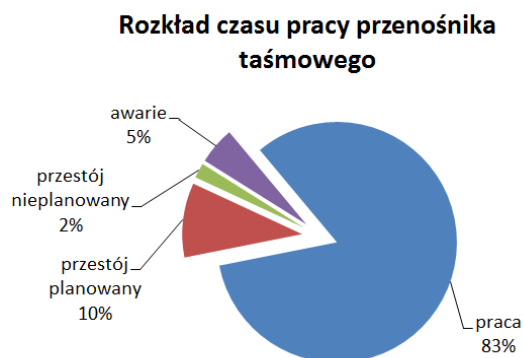
Jak wynika z praktycznych przykładów opisanych w punkcie 3, zastosowanie silników zintegrowanych z przekształtnikiem częstotliwości jest obecnie najprostszą metodą regulacji prędkości obrotowej silników a zarazem bardzo wygodnym rozwiązaniem technicznym, pozwalającym na dostosowanie dotychczas stosowanych przenośników taśmowych zarówno do jazdy ludzi jak i do automatycznej regulacji prędkości. Zdolności regulacyjne takiego napędu pozwalają w bezpośredni sposób wykorzystać je do zmiany prędkości taśmy przenośnika do wartości 2,5 m/s (znacznie mniejszej od prędkości stosowanej do transportu urobku) a wymaganej w §575. Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy... oraz do dostosowania prędkości przenośnika do ilości transportowanego urobku, pozwalając na znaczne oszczędności eksploatacyjne.

Stosowanie indukcyjnych silników asynchronicznych, zintegrowanych z energoelektronicznymi układami zasilania, eliminuje szereg wad występujących w klasycznych napędach z silnikami klatkowymi, takich jak: brak możliwości sterowania prędkością, duże zużycie energii elektrycznej, udary prądowe na sieć zasilającą, a także duże momenty rozruchowe. Łatwa regulacja prędkości napędu w połączeniu z компактowymi wymiarami silników zintegrowanych pozwalają szybko i w miarę bez problemowo modyfikować istniejące przenośniki. Dodatkowo możliwość płynnej zmiany prędkości przenośników w zależności od potrzeb daje wymierne efekty ekonomiczne, umożliwiając zmniejszenie kosztów wydobycia.

Główne zalety napędu dzięki zastosowaniu silników z przekształtnikiem częstotliwości to:

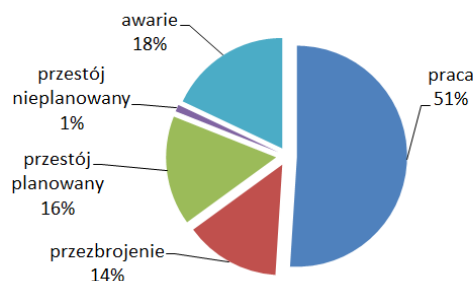
- łagodny rozruch, dający w efekcie mniejsze o około 30% zużycie części mechanicznych i aparatury łączeniowej,
- niski pobór prądu przy rozruchu – brak przeciążeń sieci, a w konsekwencji ograniczenie wyłączeń od zabezpieczenia prądowego i możliwość ograniczenia spadków napięć przy rozruchu. Możliwość stosowania większych napędów bez zmiany infrastruktury zasilającej,
- wysoki moment rozruchowy, który umożliwia rozruch nawet zasypanego przenośnika,
- regulacja prędkości obrotowej w pełnym zakresie – zwiększenie wydajności przenośnika o około 30%,
- możliwość stworzenia automatycznego systemu sterowania prędkością przenośnika – zwiększenie bezpieczeństwa obsługi,
- wyrównywanie momentów na silnikach – równomierne napięcie taśmy transporterowej lub łańcucha napędowego,
- pełne zabezpieczenie temperaturowe i przeciążeniowe silnika – ograniczenie przestojów,
- wizualizacja pracy – oszczędność energii i kontrola procesu.

Zgodnie z posiadanym wieloletnim doświadczeniem i wiedzą Dąbrowskiej Fabryki Maszyn Elektrycznych „DAMEL” S.A., będącą efektem dobrej współpracy z klientami w kraju i za granicą oraz na podstawie pozyskanych danych, opracowano i przedstawiono poniższe wykresy obrazujące rozkład czasu pracy i najczęstsze powody przestojów poszczególnych przenośników.



Rys. 10a

Przyczyny awarii przenośnika zgrzeblowego ścianowego



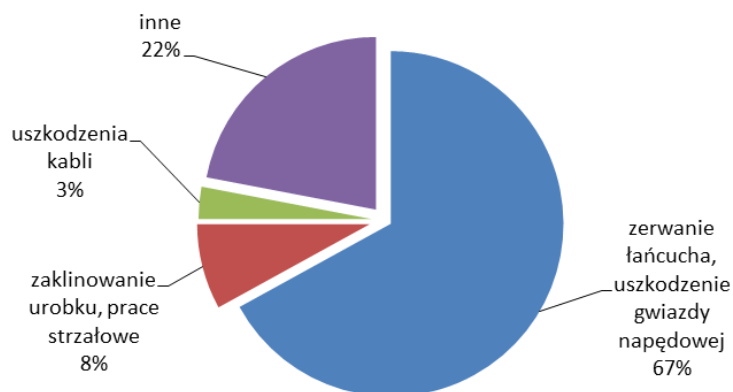
Rys. 10b

Rys. 10. Rozkłady czasowe pracy przenośnika a) taśmowego; b) zgrzeblowego

[źródło: opracowanie własne]

Jak można zaobserwować na rysunku 10b przenośnik zgrzeblowy tylko przez około połowę czasu pracy ma możliwość transportu urobku, pozostałą część czasu pochłaniają przestoje spowodowane przezbrojeniem, awariami lub innymi postojami planowanymi lub nie. O ile przestoje planowane oraz przezbrojenia są konieczne w cyklu wydobywczym to czas tracony na awarie może, a nawet powinien być znacząco ograniczony. Wyniki analiz najczęstszych przyczyn awarii występujących na przenośnikach zgrzeblowych przedstawiono na rysunku 11.

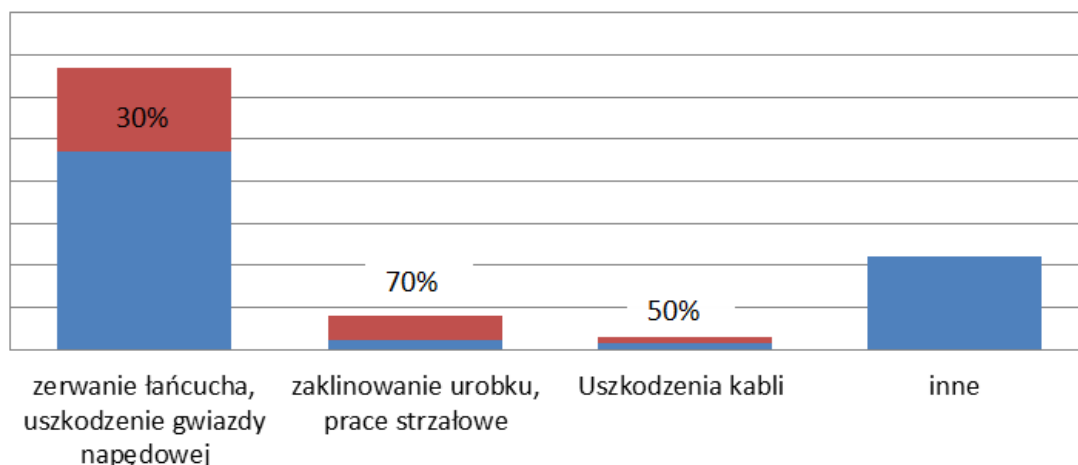
Przyczyny awarii przenośnika zgrzeblowego



Rys. 11. Przyczyny awarii przenośnika zgrzeblowego [źródło: opracowanie własne]

Stosując silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości wraz z odpowiednim systemem automatyki regulującym prędkość przenośnika można znacząco ograniczyć ilość występujących awarii. Zastosowanie łagodnego rozruchu ogranicza prądy rozruchowe pobierane z sieci, a co za tym idzie zwiększa się trwałość kabli i osprzętu elektrycznego łączeniowego, zmniejsza się udary i naprężenia występujące w łańcuchu i elementach przeniesienia napędu zwiększając ich żywotność. Dodatkowo możliwość precyzyjnej regulacji prędkości od najniższych obrotów znacząco ułatwia prace obsługowe związane chociażby

z łączeniem łańcucha czy przeglądem i kontrolą stanu przonośnika. Na rysunku 12 przedstawiono procentową redukcję czasu związanego z przestojami powodowanymi usuwaniem poszczególnych awarii. Czas ten przekłada się bezpośrednio na oszczędności związane z użytkowaniem przonośnika.

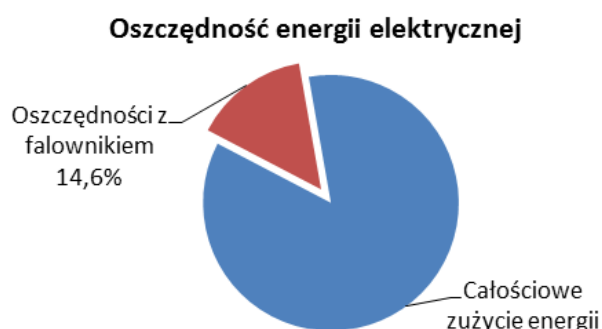


Rys. 12. Redukcja czasu potrzebnego na usunięcie awarii [źródło: opracowanie własne]

Nowoczesne silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości umożliwiają znaczne obniżenie kosztów eksploatacji napędów (rys. 13). Istotnym czynnikiem tych kosztów są koszty amortyzacji, na które składają się w przypadku przonośnika taśmowego: koszt taśmy, krążników i przekładni; dla przonośnika zgrzeblowego: rynna przonośnika, łańcuch ze zgrzeblami oraz gwiazda napędowa. Wymierne oszczędności na kosztach amortyzacji pochodzą z ograniczenia zużycia elementów przeniesienia napędu, a co za tym idzie wydłużenia czasu ich bezawaryjnego użytkowania.



Rys. 13a



Rys. 13b

Rys. 13. Oszczędności wynikające ze stosowania silników zintegrowanych

a) Koszty amortyzacji; b) Koszty energii elektrycznej [źródło: opracowanie własne]

5. Podsumowanie i wnioski

Zastosowanie silników zintegrowanych z przekształtnikiem częstotliwości w znaczący sposób wpływa na:

- zwiększenie trwałości i niezawodności,
- ograniczenie zużycia elementów maszyn i urządzeń,
- zwiększenie żywotności eksploatacyjnej,
- ograniczenie kosztów eksploatacyjnych.

Eksploatacja przenośników wyposażonych w silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości ma wiele zalet i pozwala wdrażać nowatorskie rozwiązania techniczne. Możliwość regulacji prędkości obrotowej oraz małe wymiary gabarytowe silników pozwalają modernizować istniejące napędy przenośników. Wszystkie te cechy wraz z elastycznością układów sterowania, dostosowanych do potrzeb klientów, znacząco podnoszą walory użytkowe takich napędów. Możliwość zmniejszenia prędkości napędu i dostosowania jej do aktualnych warunków wydobywczych przynosi wymierne efekty w oszczędności energii elektrycznej i zwiększa trwałość przenośnika, co znacznie ogranicza koszty transportu urobku. Przedstawione właściwości i zalety silników zasilanych z przekształtnika częstotliwości doskonale sprawdzają się w rzeczywistych warunkach pracy, gdzie takie silniki pracują od wielu lat, a pozytywne opinie użytkowników potwierdzają, że jest to skuteczne rozwiązanie zapewniające łagodny rozruch, ograniczenie prądów rozruchowych pobieranych z sieci czy regulację prędkości obrotowej.

Zastosowanie zaawansowanych mikroprocesorowych systemów sterowania pozwala na zautomatyzowanie aplikacji stosowanych w górniczych zakładach wydobywczych. W połączeniu z komputerową wizualizacją pracy, pozwala na zapewnienie bezpiecznych warunków pracy i ochronę zdrowia pracowników.

Dzięki nowoczesnym rozwiązaniom technicznym zastosowanym w silnikach produkcji DFME „DAMEL” S.A. oraz osiągniętymi cechami eksploatacyjnymi, jakimi charakteryzują się silniki zintegrowane z przekształtnikiem częstotliwości, zostały one docenione i nagrodzone na Targach Górnictwa. W ostatniej edycji silnik zintegrowany z przemiennikiem częstotliwości ze zwrotem energii do sieci typu SG3Fz 450L-4A o mocy 500 kW zaprezentowany na Targach Górnictwa – Katowice 2017, został nagrodzony medalem I stopnia, w kategorii „Innowacyjne technologie”.



Rys. 14. Silnik zintegrowany z przemiennikiem częstotliwości SG3Fz 450L-4A 500 kW 1140 V [źródło: 4]

Literatura

1. Antoniak J.: „Przenośniki taśmowe w górnictwie podziemnym i odkrywkowym”, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2006.
2. Brzozowski A., Przybyłka J.: „Sterowanie i automatyzacja pracy maszyn górniczych z wykorzystaniem silników zintegrowanych z przemiennikiem częstotliwości produkcji DFME DAMEL S.A.”, Materiały konferencyjne - XX Międzynarodowe Sympozjum FTT Wolbrom S.A., Zakopane 2012.
3. Instrukcja obsługi: „Silniki budowy przeciwwybuchowej zintegrowane z przemiennikiem częstotliwości typu 3SG1(2,3)F 450M(L)-4A i 3SG1(2,3)F 450L-6A”. DTR, DAMEL K4-14-393.
4. Kuzera P., Przybyłka J.: „Wybrane rozwiązania ograniczania prądów rozruchowych na przykładzie silników elektrycznych produkcji DFME DAMEL”, Zeszyty Problemowe Komel Nr.118, 2018 s.191-198.
5. Przybyłka J.: „Napędy elektryczne o regulowanej prędkości obrotowej produkcji DFME DAMEL S.A. do przenośników taśmowych”, Transport przemysłowy i maszyny robocze Nr.1(35)/2017 s.42-45.

„Istotne zmiany” w górniczych wyciągach szybowych w latach 2014-2018

Michał Fryc - Specjalistyczny Urząd Górniczy

Józef Koczwar - Specjalistyczny Urząd Górniczy

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono zagadnienie zmian w górniczych wyciągach szybowych dokonanych przez ich użytkowników w latach 2014-2018, będących przedmiotem kontroli odbiorczych wykonywanych przez SUG (Specjalistyczny Urząd Górniczy). Przedstawiono zestawienia ilościowe i rzeczowe dokonanych zmian. Szczególną uwagę zwrócono na zespoły napędu, sterowania i zabezpieczeń maszyn wyciągowych.

W rozdziale przedstawiono zmiany w wybranych maszynach wyciągowych górniczych wyciągów szybowych:

- w przedziale północnym w szybie Leon II KWK ROW Ruch Rydułtowy,
- w przedziale zachodnim w szybie I KWK Murcki-Staszic,
- w szybie Campi KS Bochnia Sp. z o.o.

“Important changes” in mine shaft hoists in years 2014-2018

Abstract: Changes in mine shaft hoisting equipment entered by the users in years 2014-2018, subjected to acceptance inspection by the SUG Mining Authority are presented. Quantitative and factual list of the changes are presented. Particular attention has been paid to the drive units, control and protection systems of hoisting machines.

The following changes in selected mine shaft hoisting machines are presented:

- in the North section, in the Leon II KWK ROW Ruch Rydułtowy shaft,
- in the West section, in the I KWK Murcki-Staszic shaft,
- in the Campi KS Bochnia Sp. z o.o. shaft.

1. Wprowadzenie

Nadzorowi Specjalistycznego Urzędu Górniczego (SUG) podlega 340 górniczych wyciągów szybowych oraz 6 urzędów transportu konstrukcji specjalnej, eksploatowanych w podziemnych zakładach górniczych.

Pracownicy inspekcyjno-techniczni wykonują kontrole, których celem jest ujawnienie potencjalnych źródeł zagrożeń i podjęcie działań prewencyjnych. Specjalistyczny Urząd Górniczy wykonuje swoje zadania na obszarze całego kraju.

Szczególnie odpowiedzialne dla pracowników SUG są czynności wykonywane w toku kontroli odbiorczych mające na celu sprawdzenie urządzeń pod kątem spełniania wymagań określonych w przepisach prawa. Czynności te wymagają znajomości przepisów – ustawy Prawo geologiczne i górnicze i wydanych na jej podstawie rozporządzeń oraz innych określających wymagania techniczne urządzeń, a także posiadania obszernej i złożonej wiedzy inżynierskiej, zarówno w odniesieniu do dawnych, jak i współczesnych rozwiązań

technicznych. Wyniki kontroli odbiorczych stanowią podstawę do wydania przez Dyrektora SUG decyzji pozwalającej na oddanie do ruchu górniczego wyciągu szybowego.

2. Tryb wydawania pozwoleń na oddanie do ruchu podstawowych obiektów, maszyn i urządzeń przez organy nadzoru górniczego

Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. Prawo geologiczne i górnicze (Dz. U. z 2017 r. poz. 2126 oraz Dz. U. z 2018 r. poz. 650 i 723) określa tryb wydawania pozwoleń na oddanie do ruchu podstawowych obiektów, maszyn i urządzeń przez organy nadzoru górniczego:

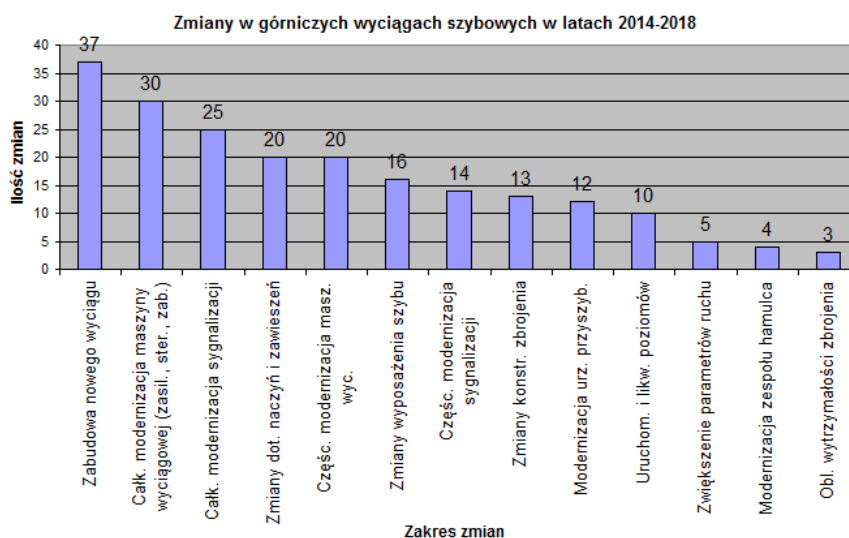
- **Art. 114.2.** Oddanie do ruchu w zakładzie górniczym, określonych w przepisach wydanych na podstawie art. 120 ust. 1: podstawowych obiektów, maszyn i urządzeń, (...) jak również dokonywanie ich istotnych zmian konstrukcyjnych lub istotnych zmian warunków eksploatacji, wymaga pozwolenia wydanego, w drodze decyzji, przez właściwy organ nadzoru górniczego.
- **Art. 114.4.** Właściwy organ nadzoru górniczego może przed wydaniem pozwolenia, o którym mowa w ust. 2, nakazać, w drodze postanowienia, na które służy zażalenie, przeprowadzenie próbnego ruchu obiektów, maszyn, urządzeń lub ścian, określając jego zakres i sposób kontroli oraz uzależniając wydanie pozwolenia od uzyskanych wyników.
- **Art. 169.1.** Dyrektor Specjalistycznego Urzędu Górniczego jest organem nadzoru górniczego pierwszej instancji w odniesieniu do podziemnych zakładów górniczych właściwym rzeczowo w sprawach:
 - 1) górniczych wyciągów szybowych (...).

3. Działalność SUG w zakresie kontroli odbiorczych w latach 2014-2018

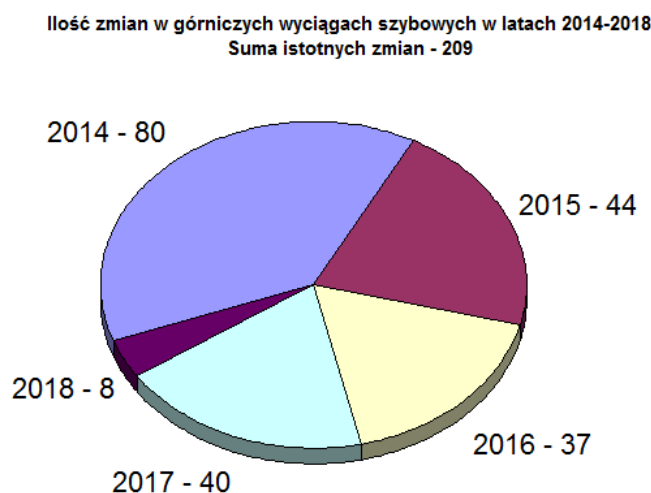
W latach 2014÷2018 Dyrektor Specjalistycznego Urzędu Górniczego wydał **117** decyzji dotyczących pozwolenia na oddanie do ruchu nowych lub zmodernizowanych górniczych wyciągów szybowych. Przeprowadzone w ostatnich latach zmiany w górniczych wyciągach szybowych wynikały z potrzeb:

- obniżenia kosztów eksploatacji,
- wymiany wyeksploatowanych urządzeń zasilających, sterowania i aparatury kontrolno-pomiarowej,
- zwiększenia pewności ruchowej,
- dostosowania parametrów pracy do aktualnych i planowanych zadań produkcyjnych zakładu górniczego.

Poniższe zestawienia zostały opracowane na podstawie dokumentacji lub dodatków do dokumentacji górniczych wyciągów szybowych opracowanych w latach 2014-2018. W zestawieniach nie uwzględniono natomiast zmian wprowadzanych do górniczych wyciągów szybowych w formie kart zmian.



Rys. 1. Liczba zmian w górniczych wyciągach szybowych w poszczególnych zakresach zmian w latach 2014÷2018



Rys. 2. Zestawienie liczby zmian w górniczych wyciągach szybowych w latach 2014÷2018

4. Wybrane modernizacje maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych w latach 2014-2018

4.1. Modernizacja układu sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej górnicy wyciągu szybowego w przedziale północnym w szybie Leon II KWK Row Ruch Rydułtowy – czerwiec 2018 r.

Podstawowe parametry górnicy wyciągu szybowego.

Obsługiwane poziomy:	800 m
Rodzaj pracy:	wydobycie urobku, prace rewizyjne
Prędkość znamionowa:	$v_u = 15,5$ m/s
Masa użyteczna:	$Q_u = 16,0$ Mg
Rodzaj naczyń:	skipy

Hamulec i sterowanie hamulcem:	agregaty hydrauliczne z siłownikami
Napęd:	dwa silniki prądu stałego
Zasilanie napędu:	układ Leonarda (Punga)

Szczegółowy zakres modernizacji.

- a) zwiększenie masy użytecznej przy ciągnięciu urobku do 16 Mg,
- b) wprowadzenie nowego układu sterowania maszyny wyciągowej wraz z cyfrowym regulatorem jazdy typu CRJ-1, (likwidacja dotychczas eksploatowanego układu sterowania maszyny wyciągowej wg rozwiązania BBC i ASEA wraz z regulatorem jazdy),
- c) wprowadzenie układu sterowania zespolonego hamulca manewrowego i bezpieczeństwa typu EL3, (likwidacja dotychczas stosowanego układu sterowania zespolonego hamulca manewrowego i bezpieczeństwa INCO),
- d) wprowadzenie w urządzeniu sygnalizacji i łączności szybowej urządzenia bezprzewodowej łączności szybowej typu ECHO-S wraz ze sterowaniem maszyny w trybie „zdalne uruchamianie” oraz „jazda brygad”.

Charakterystyka maszyny wyciągowej.

- a) Budowa układu napędowego.

Układ napędowy maszyny wyciągowej zaprojektowano jako dwusilnikowy, zasilany dwoma prądnicami, które pracują w układzie Punga. Wzbudzenie prądnic sterujących zasilane jest z rewersyjnego przekształtnika tyrystorowego.

W skład układu napędowego wchodzi:

- obcowzbudne silniki prądu stałego 1M, 2M,
- dwie z trzech prądnic sterujących 1P, 2P, 3P,
- tyrystorowe wzbudnice prądnic sterujących PWG1 i PWG2,
- tyrystorowe wzbudnice silników napędowych PWM1 i PWM2,
- przełącznice obwodu głównego.

Silniki napędowe zasilane są z dwóch prądnic sterujących lub z jednej prądnicy sterującej, wybieranych z trzech istniejących prądnic. Układ jest przygotowany do pracy z jedną lub dwoma prądnicami. Regulację prędkości silników napędowych uzyskuje się przez zmianę napięcia prądnic, przy stałym wzbudzeniu silników napędowych. Prądnice sterujące 1P, 2P i 3P napędzane są silnikami synchronicznymi o napięciu 6 kV i mocy 2400 kW (dla prądnicy 1P) lub 2500 kW (dla prądnicy 2P i 3P).

Do zasilania szeregowo połączonych uzwojeń wzbudzenia silników napędowych służą dwa szeregowo połączone cyfrowe przekształtniki tyrystorowe SINAMICS DCM. Obie wzbudnice są zasilane z sieci 500 V poprzez transformatory dopasowujące o przekładni 500/280 V z odczepem 140 V oznaczone, jako TWM1 i TWM2.

Przekształtniki SINAMICS DCM są fabrycznie przygotowane do realizacji ich szeregowego połączenia. Zastosowana konfiguracja przekształtników pozwala na 12-to pulsowe

oddziaływanie na uzwojenia wzbudzenia silników dzięki zastosowaniu transformatorów zasilających o odpowiednim przesunięciu fazowym napięć.

Zastosowane przekształtniki oraz zastosowanie transformatorów o wystarczająco dużej mocy umożliwia zasilanie obu uzwojeń wzbudzenia silników napędowych połączonych szeregowo z jednego przekształtnika przy 6-cio pulsowym oddziaływaniu na uzwojenia wzbudzenia. Przy pracy tylko jednego przekształtnika wykorzystywano napięcie wtórne transformatora TWM1 lub TWM2 o wartości 280 V.

Standardowym układem pracy jest zasilanie szeregowo połączonych uzwojeń wzbudzenia silników napędowych przez dwa szeregowo połączone przekształtniki zasilane przez dwa transformatory przekształtnikowe, natomiast w przypadku stanu awaryjnego istnieje możliwość zasilania szeregowo połączonych uzwojeń wzbudzenia silników napędowych z jednego przekształtnika zasilanego przez jeden transformator przekształtnikowy.

Do zasilania uzwojeń wzbudzenia prądnic sterujących wykorzystana została cyfrowa wzbudnica tyrystorowa MENTOR MP210A4 pracująca w układzie nawrotnym. Zabudowano dwie wzbudnice oznaczone odpowiednio PWG1 i PWG2. Jedna ze wzbudnic pracuje, a druga stanowi 100% rezerwy. Każda ze wzbudnic wyposażona jest w dodatkowy moduł SM Applications Plus zawierający dodatkowy procesor.

Procesory wzbudnicy tyrystorowej realizują funkcje:

- regulatora prędkości,
- regulatora prądu obwodu głównego,
- regulatora prądu wzbudnic sterujących.

b) Układ zabezpieczeń maszyny wyciągowej.

Zabezpieczenia podzielono na następujące grupy:

- obwód bezpieczeństwa,
- obwód blokad maszyny,
- obwód awaryjnego zatrzymania napędem maszyny,
- obwód ograniczenia prędkości.

Każdy ze sterowników PLC1 i PLC2 zawiera własne obwody bezpieczeństwa, blokad, awaryjnego zatrzymania napędem i ograniczenia prędkości. Program jest analogicznie zrealizowany w obu sterownikach lecz z wykorzystaniem wejść o przeciwnej logice. Stany markerów zabezpieczeń wewnątrz sterowników są wzajemnie przekazywane pomiędzy sterownikami poprzez sieć Ethernet co umożliwia kontrolę utraty nadmiarowości zabezpieczeń.

c) Cyfrowy regulator jazdy.

Zastosowany cyfrowy regulator jazdy CRJ może być stosowany do ręcznego i automatycznego sterowania maszyn wyciągowych z napędem prądu stałego i zmiennego.

Cyfrowy regulator jazdy to urządzenie, którego budowa jest oparta o mikroprocesorowe sterowniki logiczne MODICON M340 (PLC1 i PLC2). Sterowniki te realizują również sterowanie napędu i sterowanie hamulca. Cyfrowy regulator jazdy ma za zadanie zadawać, ograniczać, kontrolować prędkość w funkcji położenia naczyń w szybie. Regulator pozwala wybrać do 40 różnych diagramów jazdy, każdy diagram jazdy może zawierać do 8 punktów charakterystycznych.

Regulator jazdy zbudowany jest z dwóch sterowników logicznych PLC1, PLC2 zadających oraz ograniczających prędkość maszyny w funkcji drogi. Obliczenia prędkości dla każdego kierunku jazdy wykonywane są w dwóch sterownikach jednocześnie.

Dla jazdy w obu kierunkach, jako prowadzący pracuje sterownik PLC2 natomiast sterownik PLC1 nadzoruje pracę sterownika PLC2 kontrolując czy oba układy wykonały te same obliczenia. Do pomiaru drogi (położenia naczyń w szybie) użyte zostały przetworniki inkrementalne przemieszczenia kątownego linopędni, podłączone do specjalizowanej karty szybkich liczników. Każdy sterownik posiada oddzielny układ pomiaru drogi.

Regulator jazdy wraz z przetwornikami inkrementalnymi zasilany jest poprzez urządzenie UPS, aby w przypadku zaniku napięcia zasilania układ posiadał prawidłową informację o położeniu naczyń w szybie. Podtrzymanie napięcia gwarantuje również przeprowadzenie prawidłowego hamowania bezpieczeństwa.

Komunikacja pomiędzy sterownikami PLC1 i PLC2 odbywa się siecią Ethernet. Za pomocą tej sieci przekazywane są wzajemnie informacje między innymi o położeniu naczyń w szybie (stany liczników), obliczona i zadana prędkość oraz rejestry wejść analogowych.

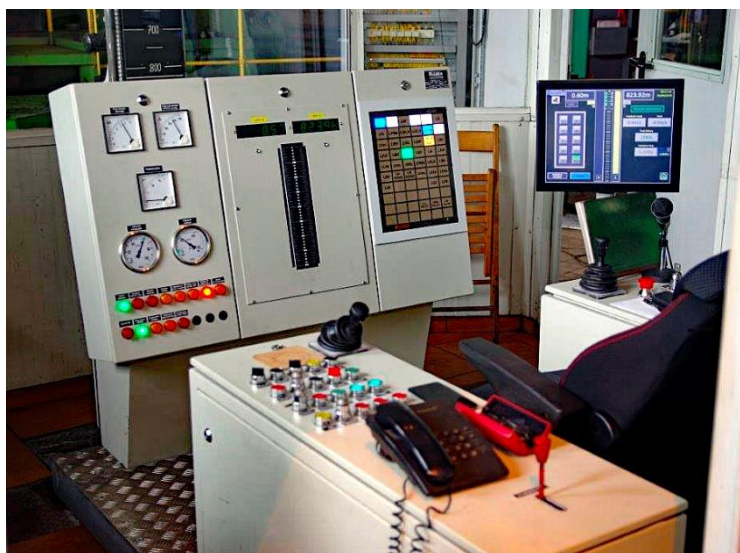
Na początku drogi dojazdu sprawdzana jest synchronizacja CRJ, natomiast na drodze dojazdowej przeprowadzana jest synchronizacja dokładna korygująca przepętlenie i naciągnięcie liny.

d) Układ hamulcowy.

Układ hamulca tarczowego stanowią siłowniki wraz z dwoma agregatami hamulcowymi +AH1 i +AH2 oraz zespół sterowania hamulca EL-3.

Agregaty hydrauliczne realizują m. in. hamowanie bezpieczeństwa o dwóch możliwych wartościach siły hamującej. Maszyna wyciągowa wybiera większe ciśnienie hamowania (mniejszy moment hamujący) lub mniejsze ciśnienie hamowania (większy moment hamujący).

Oprogramowanie sterowników programowalnych pozwala na określenie wielkości nadwagi oraz kierunku jej ruchu a następnie na wybór odpowiedniego ciśnienia hamowania. Analogicznie zrealizowane jest sterowanie w asekuracyjnych drogach spływu oleju.



Rys. 3. Modernizacja maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego w przedziale północnym w szybie Leon II KWK ROW Ruch Rydułtowy

4.2. Przebudowa urządzeń zasilania, sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej w przedziale zachodnim w szybie I KWK Murcki-Staszic – czerwiec 2016 r.

Podstawowe parametry górniczego wyciągu szybowego.

Obsługiwane poziomy:	768 m
Rodzaj pracy:	wydobycie urobku, prace rewizyjne
Prędkość znamionowa:	$v_u = 16,0$ m/s
Masa użyteczna:	$Q_u = 18,0$ Mg
Rodzaj naczyń:	skipy
Hamulec i sterowanie hamulcem:	agregaty hydrauliczne z siłownikami
Napęd:	silnik prądu stałego

Zasilanie napędu podstawowe: przekształtniki tyrystorowe PG1, PG2
Zasilanie napędu rezerwowe: przetwornice wirujące w układzie Leonarda

Szczegółowy zakres modernizacji.

- a) wymiana systemu sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej,
- b) wymiana agregatów hydraulicznych wraz z oczujnikowaniem tarcz i siłowników,
- c) wymiana przekształtników obwodów głównego oraz wzbudzenia silnika wyciągowego,
- d) wymiana wyłącznika szybkiego,
- e) zabudowa systemu wentylacji szaf przekształtnikowych i modernizacja chłodzenia silnika wyciągowego,
- f) zabudowa systemu wizualizacji i rejestracji,
- g) wymiana pulpitu maszynisty.

Charakterystyka maszyny wyciągowej.

- a) Budowa układu napędowego.
 - obwód główny jest zasilany z dwóch szeregowo połączonych nierwersyjnych przekształtników tyrystorowych PG1 i PG2 (zasilanych z transformatorów TP1 i TP2), natomiast obwód wzbudzenia jest zasilany z rewersyjnego przekształtnika tyrystorowego PW1 lub PW2 (w przypadku uszkodzenia jednego z przekształtników w obwodzie głównym pracuje jeden przekształtnik PG1 lub PG2),
 - alternatywnie obwód główny jest zasilany z dwóch przetwornic elektromaszynowych w układzie Leonarda, obwód wzbudzenia silnika wyciągowego jest zasilany z przekształtnika tyrystorowego PW1 lub PW2 pracującego jako nierwersyjny, natomiast obwód wzbudzenia prądnic jest zasilany z rewersyjnego przekształtnika tyrystorowego PW3.
- b) Układ zabezpieczeń maszyny wyciągowej.

Zabezpieczenia podzielono na sześć grup:

- obwód bezpieczeństwa zawierający:
 - obwód bezpieczeństwa regulatora jazdy OBR,
 - obwód bezpieczeństwa hamulca OBH,
 - obwód bezpieczeństwa sterowania OBS,
- obwód blokady załączenia obwodu bezpieczeństwa,
- obwód blokad maszyny,
- obwód awaryjnego zatrzymania napędem maszyny,
- obwód ograniczenia prędkości,
- obwód sygnalizacji ostrzegawczej.

Każdy ze sterowników SM1 i SM2 zawiera własne obwody bezpieczeństwa, blokad, awaryjnego zatrzymania napędem, ograniczenia prędkości i sygnalizacji ostrzegawczej.

c) Budowa układu sterowania.

Budowa układu sterowania i zabezpieczeń oparta jest na dwóch sterownikach programowalnych CompactLogic L33ERM Allen Bradley wraz z kartami rozszerzeń oraz modułami wejść/wyjść rozproszonych. Zastosowanie powyższych sterowników zapewnia szybką realizację złożonych algorytmów sterowania, regulacji i zabezpieczeń. Poprzez zastosowanie dwóch niezależnych sterowników wzajemnie kontrolujących się zapewniono niezawodność sterowania i redundancję zabezpieczeń. Do połączeń sieciowych pomiędzy sterownikami oraz siecią rozproszonych punktów wejść/wyjść systemu wykorzystano Ethernet. Poprzez sieć sterowniki odczytują stany poszczególnych elementów maszyny oraz sterują elementami wykonawczymi. Sieć Ethernet ma przepustowość 100 Mb/s, co zapewnia prawidłowe działanie układu sterowania. Połączenia o takiej wydajności są potrzebne do wykorzystania możliwości obliczeniowych sterowników.

W strukturze układu sterowania można wyróżnić dwie podsieci w architekturze pierścienia, po jednej w obrębie każdego ze sterowników i jedną w architekturze promieniowej podłączoną do obu sterowników.

W pierścieniu sterownika SM1 połączone są:

- pulpit maszyny +P2, +P3,
- skrzynki zabudowane na stojakach hamulca +HSH1 i +HSH2,
- urządzenie sygnalizacji szybowej +HSS,
- skrzynia osprzętu pomiarowego napędu +HPS1,
- przekształtniki główne +PG1, +PG2,
- przekształtniki wzbudzenia prądnic +SWG.

W pierścieniu sterownika SM2 połączono:

- pulpit maszyny +P1, +P3,
- agregaty hamulcowe +AH1, +AH2,
- rozdzielnie +RN1, +RN2,
- przekształtniki wzbudzenia silnika +SWM,
- skrzynkę smarowania łożysk +HSL.

Do przełącznika SW1 podłączone są:

- sterownik SM1,
- sterownik SM2,
- sterownik SN i komputer PCW systemu wizualizacji i rejestracji,
- moduły sterujące przekształtników wzbudzenia silnika PW1 i PW2 oraz prądnic PW3,
- moduły sterujące przekształtników obwodu głównego PG1, PG2,
- serwer czasu rzeczywistego LTS.

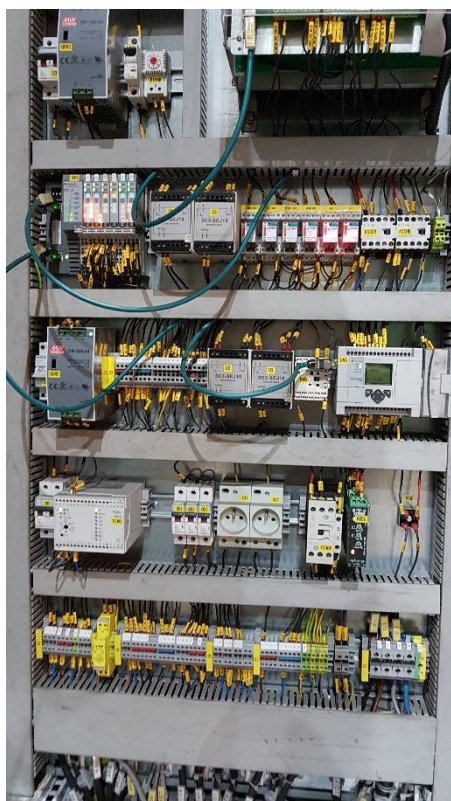
Sterowniki realizują następujące zadania:

Funkcje sterownika SM1:

- sterowanie oraz kontrola elementów hamulca,
- odczyt położenia i prędkości skipu zachodniego,
- zadawanie i ograniczanie prędkości jazdy,
- kontrola przejechania poziomów końcowych i przekroczenia prędkości dopuszczalnej,
- zadawanie prędkości jazdy do układu sterowania przekształtników +PG1, +PG2,
- kontrola napięć zasilających,
- kontrola prądów silnika napędowego maszyny wyciągowej,
- kontrola rodzaju pracy.

Funkcje sterownika SM2:

- sterowanie oraz kontrola elementów hamulca,
- odczyt położenia i prędkości naczynia wschodniego,
- kontrola przejechania poziomów końcowych i przekroczenia prędkości dopuszczalnej,
- kontrola realizacji prędkości zadanej ze sterownika SM1,
- sterowanie i kontrola działania napędów pomocniczych oraz obwodów zasilania.



Rys. 4. Modernizacja maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego w przedziale zachodnim w szybie I KWK Murcki-Staszic

d) Układ hamulcowy.

Układ sterowniczo-zasilający siłowniki tarczowe stanowią dwa agregaty hydrauliczne, realizujące hamowanie bezpieczeństwa ze zmienną lub stałą siłą hamującą.

Układ hamowania ze zmienną siłą hamującą.

Po zadziałaniu zabezpieczeń obwodów bezpieczeństwa sterowania OBS i hamulca OBH następuje hamowanie ciśnieniem nastawionym przez regulator proporcjonalny ciśnienia RC2/RP2. Ciśnienie hamowania obliczane jest przez układ sterowania maszyny wyciągowej (na podstawie wartości i kierunku nadwagi) tak, aby hamowanie bezpieczeństwa odbywało ze stałym opóźnieniem około $2,5 \text{ m/s}^2$.

Wykrycie nieprawidłowego hamowania ze stałym opóźnieniem, czyli zmienną siłą hamującą powoduje przejście do hamowania ze stałą siłą hamującą.

Układ hamowania ze stałą siłą hamującą.

Po zadziałaniu zabezpieczeń obwodów bezpieczeństwa regulatora jazdy OBR i obwodu bezpieczeństwa stykowego następuje hamowanie stałą siłą hamującą. W celu ograniczenia siły hamulca podczas hamowania bezpieczeństwa do wartości nie zagrażającej poślizgiem lin układ sterowania na podstawie kierunku ruchu nadwagi dokonuje wyboru jednej z dwóch nastawialnych mechanicznie sił hamujących:

- RD3.1 i RD4.1 – większa siła hamowania,
- RD3.2 i RD4.2 – mniejsza siła hamowania.

4.3. Modernizacja zasilania, sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego w szybie Campi KS Bochnia Sp. z o. o. – lipiec 2017 r.

Podstawowe parametry górniczego wyciągu szybowego.

Obsługiwane poziomy:	212 m, 303 m, 327 m
Rodzaj pracy:	transport materiału, jazda ludzi, prace rewizyjne
Prędkość znamionowa - napęd podstawowy:	$v_{tm} = v_{jl} = 4,0 \text{ m/s}$
Prędkość znamionowa - napęd dodatkowy:	$v_{jl} = 0,5 \text{ m/s}$
Masa użyteczna:	$Q_{tm} = 2,6 \text{ Mg}$ lub $4,5 / 1,9 \text{ Mg}$ $Q_{jl} = 1,44 \text{ Mg}$
Rodzaj naczyń:	klatki
Hamulec i sterowanie hamulcem:	HOP-III, zespół podstawowy EPZSH-3 oraz zespół rezerwowy AZSH-3
Typ maszyny wyciągowej:	BB-3500/DC-4m/s
Napęd:	2 silniki: podstawowy prądu stałego (290 kW) oraz dodatkowy prądu zmiennego (22 kW)
Zasilanie napędu podstawowe:	przekształtniki tyrystorowe –U1, –U2 obwodu głównego przekształtniki tyrystorowe –U1F lub –U2F obwodu wzbudzenia
Zasilanie napędu rezerwowe:	przełącznik częstotliwości –Ua

Szczegółowy zakres modernizacji.

- a) przekształtnik tyrystorowy nawrotny (podstawowy i rezerwowy) do zasilania silnika napędowego podstawowego wraz z wyłącznikiem szybkim,
- b) sterowanie i zabezpieczenia maszyny wyciągowej, w skład których wchodzi:
 - cyfrowy regulator jazdy GRZ-08,
 - stanowisko sterownicze maszyny wyciągowej, w którym zabudowano elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do sterowania maszyną wyciągową,
 - zespół sterowania hamulca EPZSH-3,
 - zespół sterowania hamulca AZSH-3 (używany w przypadku awarii podstawowego zespołu sterowania hamulca EPZSH-3),
 - przekątnikowy obwód bezpieczeństwa,
 - cyfrowy układ zabezpieczeń, zrealizowany w oparciu o redundanthy zespół sterowników logicznych PLC typu AC500,
- c) elementy odwzorowania ruchu maszyny wyciągowej tj. przetworniki inkrementalne, tachoprądnica, łączniki magnetyczne zabudowane w szybie,
- d) elementy monitorujące temperaturę silnika napędowego podstawowego,
- e) rozdzielnica 400/230 VAC potrzeb własnych maszyny wyciągowej.

Charakterystyka maszyny wyciągowej.

- a) Budowa układu napędowego podstawowego oraz cyfrowego układu zadawania i kontroli prędkości jazdy.

Silnik prądu stałego napędu podstawowego zasilany jest z nawrotnego przekształtnika tyrystorowego typu DCS 800. Obwód wzbudzenia silnika zasilany jest z wewnętrznego, nienawrotnego przekształtnika wzbudzenia zainstalowanego wewnątrz przekształtnika głównego. Przekształtnik zasilany jest z sieci 3 kV przez trójzwojowy transformator przekształtnikowy.

Dla zapewnienia pewności i niezawodności pracy maszyny wyciągowej zaprojektowano zdwojony układ zasilania silnika i napędów pomocniczych. Układ ten składa się z dwóch pól odpływowych w rozdzielni kopalnianej, dwóch trójzwojowych transformatorów żywiczych, suchych typu GDGN 500/3.6 o przekładni napięciowej 3000/720/400 V i mocy 500 kVA. W przypadku awarii jednego z przekształtników tyrystorowych istnieje możliwość pracy awaryjnej z wykorzystaniem drugiego przekształtnika.

Mikroprocesorowy układ regulacji układu napędowego z prędkościową pętlą sprzężenia zwrotnego realizuje zadanie prędkości pochodzące z cyfrowego regulatora jazdy GRZ-08. Układ sterowania napędem oraz układ zadawania i kontroli prędkości stanowi wyposażenie szafy sterowniczej.

Maszyna wyciągowa jest sterowana ręcznie. Cyfrowy układ zadawania i kontroli prędkości jazdy GRZ-08 zadaje, reguluje i ogranicza prędkość maszyny na całej drodze jazdy w zależności od położenia naczyń wyciągowych w szybie. Cyfrowy układ zadawania i kontroli prędkości jazdy:

- określa aktualne położenie naczyń w szybie na podstawie zliczanych impulsów przetworników inkrementalnych,

- przedstawia obliczone położenie naczyń na wskaźnikach zgrubnych i dokładnych,
- tworzy wartość maksymalną prędkości (dla danego rodzaju pracy),
- tworzy wielkość prędkości zadanej,
- wystawia sygnał wartości prędkości zadanej do regulatora prędkości,
- wypracowuje drogowe sygnały binarne dla potrzeb układu sterowania napędem,
- tworzy wzorzec prędkości dojazdowej i kontroluje wielkość prędkości rzeczywistej w stosunku do tego wzorca,
- kontroluje wielkość prędkości rzeczywistej.

Regulator prędkości zaimplementowany w przekształtniku –U1 oraz w przekształtniku –U2 na podstawie zadania prędkości pochodzącego z cyfrowego regulatora jazdy lub podanego bezpośrednio na wejście analogowe, tworzy sygnały sterujące, które pozwolą na zrealizowanie założonej wartości prędkości. Dla trybu pracy „jazda bez regulatora” zadawanie prędkości zrealizowane jest z pominięciem regulatora jazdy, prędkość jazdy ograniczona jest do wartości 2 m/s i do 1m/s w strefie dojazdu.

- b) Budowa układu napędu dodatkowego oraz układu sterowania i regulacji prędkości napędu dodatkowego.

Napęd dodatkowy maszyny wyciągowej stosowany jest podczas ewakuacji ludzi z wyrobisk podziemnych i naczyń wyciągowych unieruchomionych w szybie w przypadku niesprawności silnika podstawowego lub braku zasilania tego silnika. Zespół ten umożliwia ruch z maksymalną prędkością wynoszącą 0,5 m/s. Ruch wyciągu szybowego z nadwagą w górę jest możliwy, jeżeli obciążenie użyteczne w klatkach nie przekracza wartości obciążenia stosowanego podczas jazdy ludzi.

Podstawowym elementem dodatkowego napędu maszyny wyciągowej jest motoreduktor firmy SIEMENS. W czasie normalnej pracy maszyny wyciągowej motoreduktor jest odłączony od przekładni głównej za pomocą rozłącznego sprzęgła elastycznego z ręczną dźwignią przełączającą. Silnik motoreduktora napędu dodatkowego zasilany jest z rozdzielnic 400 VAC poprzez przemiennik częstotliwości ACS800 dla zapewnienia łagodnego rozruchu i płynnej regulacji prędkości.

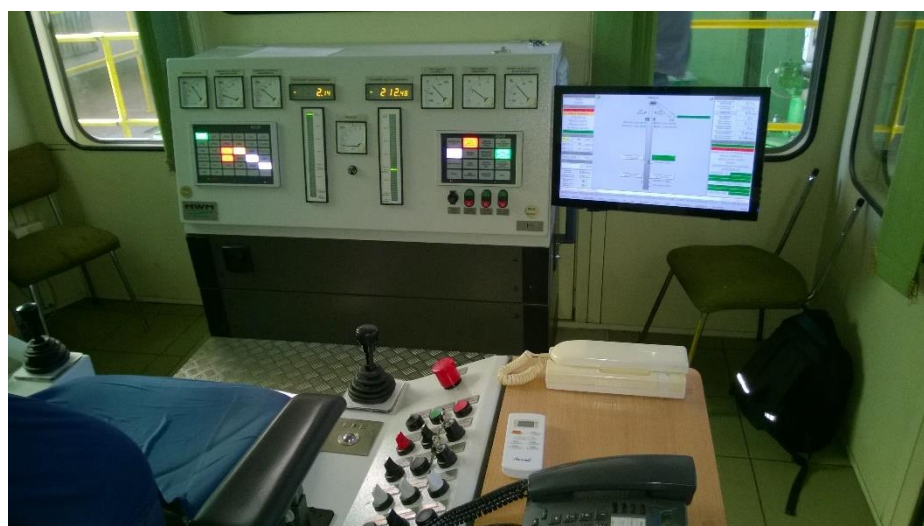
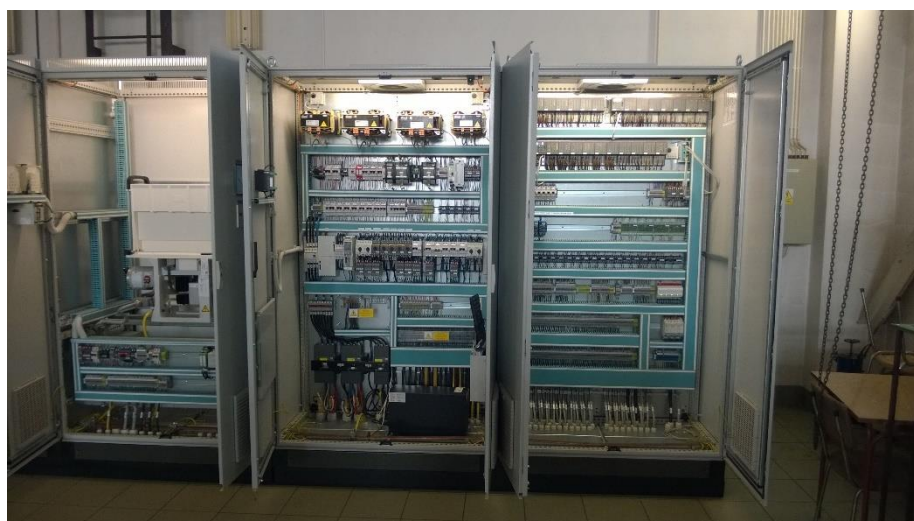
Sterowanie silnikiem napędu dodatkowego odbywa się w taki sam sposób, jak przy normalnym ruchu wyciągu, tzn. za pomocą dźwigni zadajnika prędkości. Kierunek prędkości jazdy wybierany jest za pomocą wejść cyfrowych DI1 i DI2 przemiennika częstotliwości. Sygnał zadania prędkości podawany jest na wejście analogowe AI1 przemiennika częstotliwości –Ua z wykorzystaniem wyjścia analogowego sterownika – U100.

Rolę regulatora prędkości pełni sterownik przemiennika częstotliwości, w którym kształtowane są odpowiednie przyspieszenia i opóźnienia napędu. Sterowanie wartością prędkości obrotowej silnika napędu dodatkowego maszyny odbywa się poprzez regulację częstotliwości i napięcia na wyjściu przemiennika. Metoda bezpośredniego sterowania momentem (DTC) zapewnia wymaganą dokładność regulacji i sterowania. Zmianę kierunku wirowania silnika realizuje się poprzez zmianę kolejności faz napięcia podawanego na stojan silnika z przemiennika częstotliwości.

c) Awaryjne grawitacyjne opuszczanie nadwagi.

W przypadku uszkodzenia napędu maszyny wyciągowej istnieje możliwość kontrolowanego opuszczania nadwagi przy użyciu funkcji grawitacyjnego opuszczania nadwagi z prędkością do 1 m/s. Opuszczanie jest możliwe, gdy występująca nadwaga będzie wystarczająca do wywołania ruchu.

Grawitacyjne opuszczanie nadwagi może być wykorzystane do ewakuacji ludzi uwięzionych w naczyniach wyciągowych w przypadku awarii układu napędowego. W celu wykonania ruchu w warunkach kontrolowanego grawitacyjnego opuszczania nadwagi należy przy pomocy dźwigni hamulca uprawnić regulację ciśnienia w instalacji hamowania manewrowego, a wartość prędkości zostanie zadana nastawnikiem kierunku i zadania prędkości. Zaimplementowany regulator PID w sterowniku –U100 będzie zadawał wartość sygnału sterującego do regulatora w gałęzi sterowania manewrowego hamulca, aby ciśnienie sprężonego powietrza w instalacji hamulca zapewniało odpowiednią siłę hamującą, zdolną do utrzymania zadanej prędkości w czasie opuszczania nadwagi.



Rys. 5. Modernizacja maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego w szybie Campi KS Bochnia Sp. z o.o.

d) Układ sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej.

System sterowania i zabezpieczeń został zrealizowany jako program sterowników logicznych -U100 (sterownik podstawowy ABB AC500) oraz -U200 (sterownik kontrolny ABB AC500). Układy sterowników niezależnie od siebie dokonują analizy związanych ze sterowaniem sygnałów inicjujących proces: hamowania bezpieczeństwa, awaryjnego zatrzymania za pomocą napędu lub powodujących blokadę maszyny. Zebrane dane porównywane są za pomocą magistrali dwukierunkowej. W przypadku wystąpienia niezgodności, oba urządzenia generują sygnał błędu. Decyzja o zainicjowaniu zadziałania właściwego zabezpieczenia maszyny jest podejmowana niezależnie przez każdy ze sterowników na podstawie jego własnych danych, a jej skutkiem jest odzwbudzenie przekaźnika wyjściowego, przynależnego do danego sterownika. Zestyki przekaźników pobudzonych przez obydwie sterowniki połączone są szeregowo, zatem decyzja o zainicjowaniu zabezpieczenia maszyny podjęta przez dowolny ze sterowników zostanie zrealizowana, a ewentualna niezgodność podjętych przez sterowniki decyzji zostanie wykryta dzięki kontroli stanów przekaźników wyjściowych, ze skutkiem powodującym blokadę maszyny wyciągowej od utraty redundancji.

e) Zespół sterowniczo-zasilający hamulca.

Elektropneumatyczny zespół sterowania hamulca EPZSH-3 realizuje sterowanie pneumatycznym napędem hamulca z dźwigniowym układem przeniesień siłowych maszyny wyciągowej. EPZSH-3 umożliwia sterowanie cylindrem manewrowym i bezpieczeństwa napędu hamulca.

W przypadku awarii zespołu EPZSH-3 układ jest wyposażony w awaryjny zespół sterowania hamulca AZSH-3 tzn. zespół elektrozaworów, który umożliwi zasilanie instalacji hamulca obciążnikowego oraz umożliwi dwustanowe sterowanie układem hamulca manewrowego (odhamowanie/zahamowanie). Sterowanie elektrozaworem włączonym w instalację hamulca manewrowego odbywa się na podstawie stanów układu napędowego i systemu sterowania. Urządzenie przewidziane jest do stosowania w procedurze ewakuacji ludzi uwięzionych w naczyniach wyciągowych awaryjnie unieruchomionego wyciągu szybowego w przypadku uszkodzenia zespołu sterowania hamulca EPZSH-3.

5. Wnioski

Przedstawione wybrane rozwiązania pozwalają na zwiększenie niezawodności pracy górniczych wyciągów szybowych.

Przeprowadzone w latach 2014÷2018 modernizacje górniczych wyciągów szybowych szeroko wykorzystują najnowsze podzespoły automatyki sterowania, w tym programowalne sterowniki PLC, co pozwoliło na realizację złożonych algorytmów sterowania, regulacji, zabezpieczeń. Programowalne sterowniki PLC zwiększają niezawodność sterowania, zapewniają redundancję, zwielokrotnienie zabezpieczeń i tym samym w istotny sposób podnoszą poziom bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych.

Literatura

1. Dodatek nr 21 do dokumentacji górniczego wyciągu szybowego w przedziale północnym w szybie Leon II KWK ROW Ruch Rydułtowy.
2. Dodatek nr 5 do dokumentacji górniczego wyciągu szybowego w przedziale zachodnim w szybie I KWK Murcki-Staszic
3. Dodatek nr 13 do dokumentacji górniczego wyciągu szybowego w szybie Campi KS Bochnia.

Nowy sposób ewakuacji pracowników uwięzionych w naczyniach wyciągowych lub na poziomach kopalni

Jan Jelonek - ELCON Sp. z o.o.

Marcin Jelonek - ELCON Sp. z o.o.

Streszczenie: W rozdziale opisano zespół ZAZS do awaryjnego zasilania silnika wyciągowego prądu stałego po wystąpieniu awarii systemu energoelektrycznego zasilającego kopalnię lub awarii podstawowego układu sterowania jego prędkością. Umożliwia on, w wyciągu szybowym prowadzącym jazdę ludzi, praktycznie natychmiastowe rozpoczęcie ewakuacji pracowników, uwięzionych w szybie lub poziomach, na powierzchnię kopalni. Gdy pracownicy uwięzieni są w szybie, poprawia bezpieczeństwo ewakuacji poprzez wyeliminowanie innych ryzykownych sposobów ewakuacji – np. ewakuacja z naczynia wyciągowego do przedziału drabinowego i wspinaczka drabinami na powierzchnię. Gdy pracownicy uwięzieni są na poziomach, umożliwia jednym przejazdem przez szyb ewakuować dużą liczbę pracowników. Po zakończeniu eksploatacji kopalni zespół ZAZS wykorzystany może być jako podstawowe zasilanie silnika wyciągowego zapewniające niezbędną komunikację pomiędzy powierzchnią i poziomami kopalni.

New method for evacuation of employees trapped in conveyances or on different mine levels

Abstract: The ZAZS unit for emergency supply of DC motor, after a failure of the mine power supply system or failure of the basic speed control system is described. It allows, practically immediately, commencing the evacuation of personnel trapped in the shaft or on different mine levels to mine surface in the hoisting shaft for personnel transportation. When the personnel is trapped in the shaft, it also improves the evacuation safety through elimination of other risky methods of evacuation – e.g. evacuation from the conveyances to the ladder section and then by climbing the ladders to the surface. When the personnel is trapped on different mine levels it allows to evacuate a large number of people in one single pass through the shaft. After closing mining operations, the ZAZS unit may be used as the basic power supply of the hoisting motor, providing necessary communication between the surface and the mine levels.

1. Wprowadzenie

Już w pierwszej maszynie wyciągowej z napędem elektrycznym, którą w 1894 r. zainstalowano w kopalni „Thiederhall” w Brunzshwiku, zastosowano rozwiązanie, które zapobiegało uwięzieniu ludzi w szybie w przypadku zaniku zewnętrznego zasilania maszyny wyciągowej. W rozwiązaniu tym, w przypadku awarii zasilającego systemu elektroenergetycznego, „zgromadzona w akumulatorach energia pozwalała na dokończenie rozpoczętej jazdy” [1]. Po kilku latach rozwiązanie to zastąpione zostało innym, mechanicznym, opatentowanym w 1901 r. przez Ilgnera, w którym energia kinematyczna koła zamachowego przetwornicy (zestaw silnik napędowy-prądnica sterująca) umożliwia, w przypadku awarii zasilania, dokończenie rozpoczętego przejazdu naczyń przez szyb [1]. Innym rozwiązaniem, stosowanym w Południowej Afryce i Australii, jest zębatka (wieniec zębaty) zainstalowana na boku koła pędnego i współpracująca z małym kołem zębatym napędzanym silnikiem na sprężone powietrze.

W Rozporządzeniu Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz. U. z 2017 r. poz. 1118 z dnia 9 czerwca 2017) w § 548 ust. 2 ustala się, że pracowników uwięzionych w naczyniach wyciągowych ewakuuje się na powierzchnię lub do poziomów mających połączenie z powierzchnią przed upływem 10 godzin od chwili uwięzienia. W innym miejscu, w § 565 ust. 1 ustala się, że w przypadku awarii układu regulacji lub kontroli prędkości prędkość wyciągu szybowego ogranicza się do wartości nie większej niż 2 m/s.

2. Znane sposoby ewakuacji pracowników uwięzionych w szybie

Znany jest sposób grawitacyjnego opuszczania nadwagi, będącej wynikiem różnicy mas liny nasiębiejnej i podsiębiejnej oraz różnicy mas naczyń wyciągowych z uwzględnieniem ich ładunku, w którym sprawny układ hamulcowy wykorzystany jest do regulacji prędkości opuszczanej nadwagi. W sposobie tym dochodzi jednak do rozgrzewania elementów ciernych (okładzin hamulcowych, powierzchni tarcz, bieżni hamulcowych) oraz pojawienia się oscylacji naprężeń w linach, powodujących wahania wzdłużne klatki transportującej ludzi.

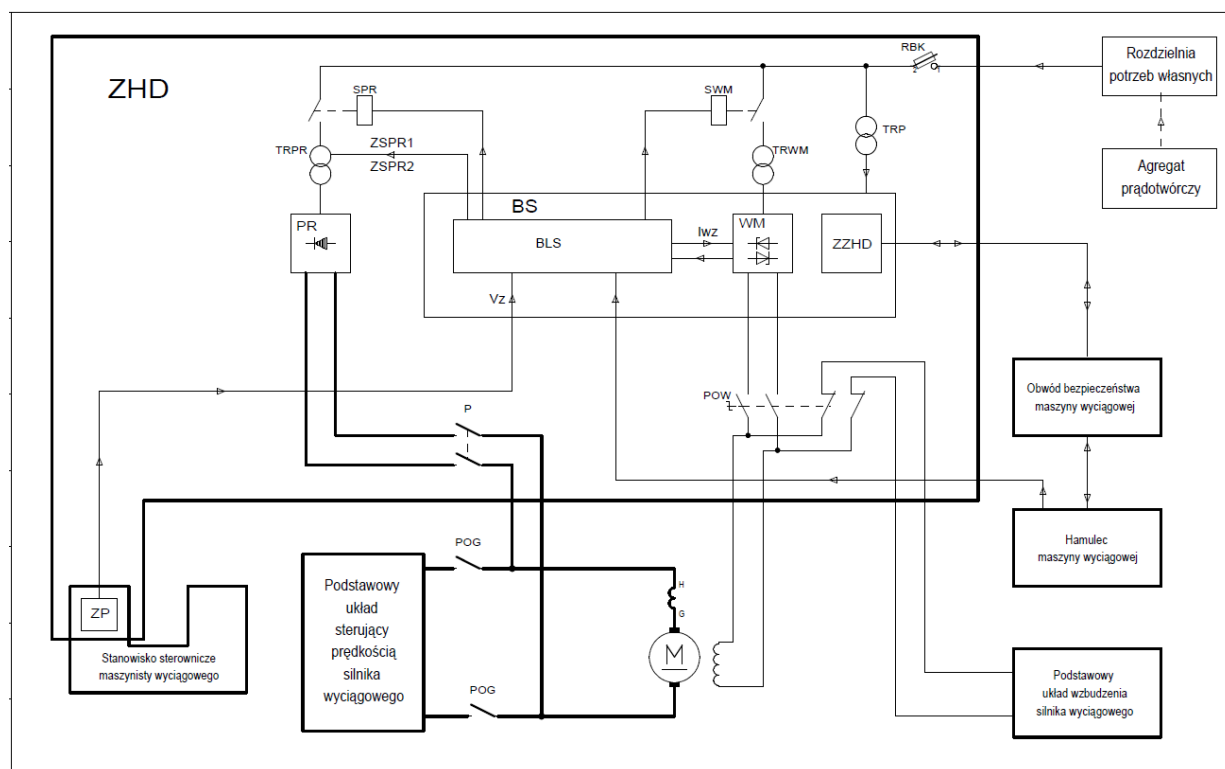
W innym sposobie [2] do ograniczenia prędkości opuszczanej nadwagi wykorzystywany jest silnik napędowy maszyny wyciągowej prądu stałego, a rola hamulca ograniczona jest do odhamowania maszyny na początku operacji oraz do jej zahamowania po dojechaniu klatki na poziom docelowy. Warunkiem koniecznym opuszczania nadwagi tym sposobem jest sprawność silnika napędowego oraz napędu hamulca maszyny wyciągowej.

Pierwszy, prototypowy taki zespół zabudowany został 2016 r. w maszynie wyciągowej wyciągu szybowego szybu „Kolejowy” zabytkowej kopalni ZKWK „Guido”, należącej do Muzeum Górnictwa Węglowego w Zabrze. Jest to maszyna wyciągowa typu BB-5500/560, napędzana silnikiem wyciągowym prądu stałego o mocy 560 kW i masie transportowanej podczas jazdy ludzi 2,25 Mg. Umożliwia on bezpieczne opuszczenie klatki z uwięzionymi uczestnikami wycieczek zwiedzających kopalnię do najbliższego poziomu, z którego dalsza ewakuacja ludzi na powierzchnię realizowana jest innym wyciągiem, awaryjno-rewizyjnym. Na okoliczność awarii zasilania energoelektrycznego kopalni przewidziano agregat prądowłoczy zapewniający awaryjne zasilanie tego zespołu oraz hamulca maszyny wyciągowej i innych niezbędnych instalacji gwarantujących bezpieczną ewakuację ludzi z szybu. Czynna sygnalizacja szybowa zapewnia bowiem łączność pomiędzy maszynistą i sygnalistami szybowymi, czynny aparat rejestrujący zapewni między innymi informację o prędkości maszyny itd.

Drugi zespół do ewakuacji ludzi z szybu zainstalowany został w 2017 r. w maszynie wyciągowej przedziału zachodniego szybu „Julian I” KWK Bobrek-Piekary Ruch Piekary w Piekarach Śląskich, należącej do WĘGLOKOKS KRAJ Sp. z o.o. Jest to maszyna wyciągowa typu K-6000/1600 napędzana silnikiem wyciągowym prądu stałego o mocy 1600 kW o maksymalnym udźwigu podczas jazdy ludzi wynoszącym 3 Mg. W tym przypadku, na okoliczność awarii zasilania energoelektrycznego kopalni, zespół ten także wyposażono w agregat prądowłoczy wytwarzający napięcie 3x500 V.

3. Nowy sposób ewakuacji pracowników uwięzionych w szybie lub na poziomach kopalni

Nowy sposób, który jest rozwinięciem opisanego wyżej opuszczania nadwagi za pomocą silnika wyciągowego [2], umożliwi ewakuację pracowników uwięzionych w naczyniach wyciągowych lub poziomach na powierzchnię kopalni. Polega on na awaryjnym zasilaniu silnika wyciągowego z zespołu ZAZS zasilanego napięciem 3x500 V pochodzącym w razie potrzeby z agregatu prądotwórczego.



Rys. 1. Schemat powiązań zespołu ZAZS z maszyną wyciągową

Schemat powiązań zespołu ZAZS z maszyną wyciągową pokazany jest na rysunku 1. W przypadku awarii podstawowego układu sterującego prędkością maszyny wyciągowej należy:

- twornik silnika, przekaźnicą POG, odłączyć od podstawowego układu regulacji prędkości i włączyć go, odłącznikiem P, w obwód prostownika diodowego PR,
- uzwojenie wzbudzenia silnika, przekaźnicą POW, przelać z podstawowego układu wzbudzenia silnika wyciągowego na zasilanie z rewersyjnej wzbudnicy tyrystorowej WM.

W tym rozwiązaniu także warunkiem koniecznym pracy zespołu ZAZS jest sprawność silnika napędowego oraz napędu hamulca maszyny wyciągowej w zakresie umożliwiającym odhamowanie i zahamowanie manewrowe oraz hamowanie bezpieczeństwa. Oprócz tego ze względu na bezpieczeństwo korzystnie jest, aby podczas ewakuacji ludzi czynne były wszystkie urządzenia i obwody zwiększające bezpieczeństwo pracy maszyny wyciągowej jak, aparat rejestrujący, sygnalizacja szybowa itp.

4. Budowa zespołu ZASW do awaryjnego zasilania silnika wyciągowego

Podczas pracy zespołu ZAZS sterowanie hamulcem maszyny wyciągowej oraz prędkością silnika wyciągowego odbywa się ze stanowiska sterowniczego maszynisty wyciągowego. W tym celu podstawowy zadajnik prędkości ZP wyposażony jest dodatkowo w niezbędne elementy sterownicze.

W celu zwiększenia niezawodności zespołu ZAZS sterowanie prędkością silnika, podczas ciągnięcia nadwagi, realizowane jest przez trójfazowy prostownik diodowy PR. Prostownik ten, wraz z wentylatorem chłodzącym jego radiator oraz odłącznik P znajdują się w szafie prostownika SPR (rys. 2). Szafa ta zabudowana jest w pobliżu podstawowej przełącznicy obwodu głównego POG a transformator prostownika TRPR zabudowany jest obok szafy SPR.



Rys. 2. Szafa SPR prostownika diodowego i odłącznika P

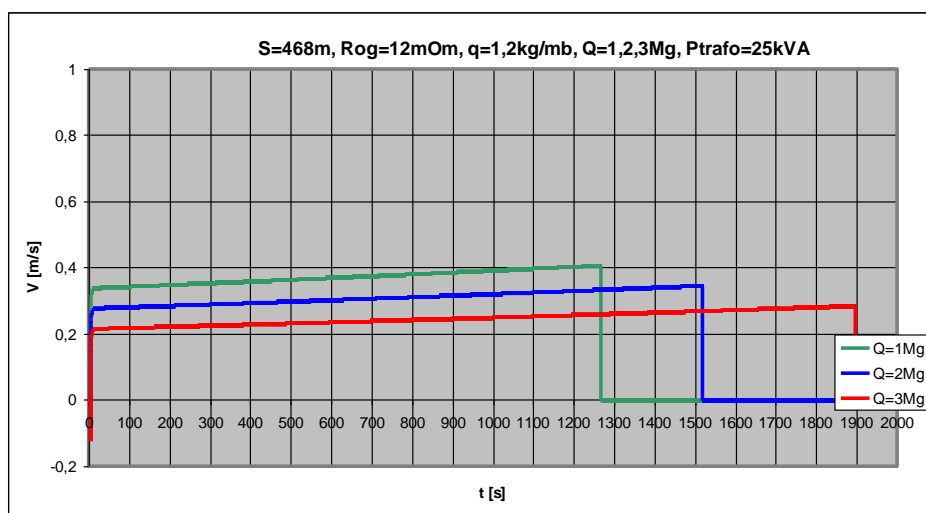


Rys. 3. Szafa SS wzбудnicy tyrystorowej WM i przełącznicy POW

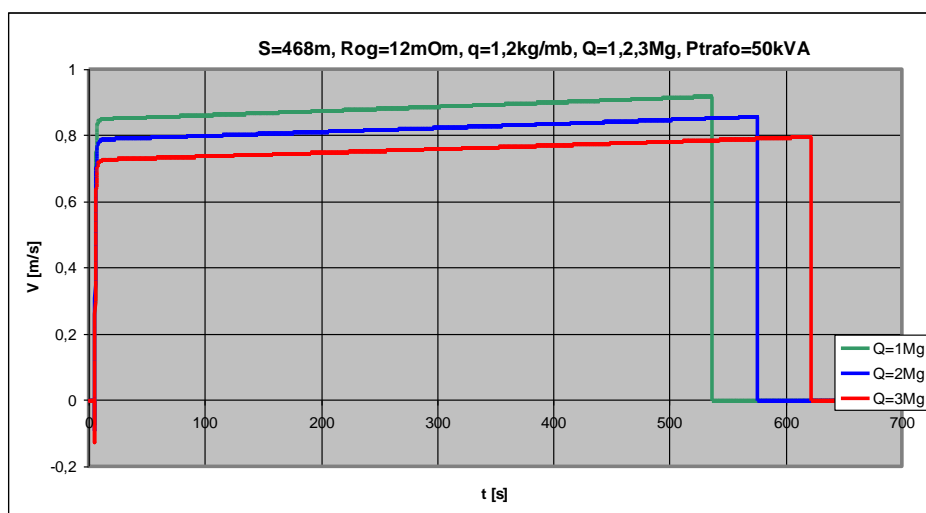
Pozostałe elementy zespołu znajdują się w drugiej szafie sterowniczej SS (rys. 3). Znajdują się w niej: rozłącznik główny RBK napięcia zasilającego 3x500 V, 50 Hz, transformator napięć pomocniczych TRP, styczniki załączające wzбудnicę tyrystorową SWM i prostownik diodowy SPR, SPR1 i SPR2, trójfazowa rewersyjna wzбудnica tyrystorowa WM, przełącznica zasilania uzwojenia wzbudzenia silnika wyciągowego POW, pozostały osprzęt elektryczny oraz programowalny sterownik PLC realizujący sterowanie napięciem zasilającym twornik silnika wyciągowego oraz prądem jego uzwojenia wzbudzenia. Transformator wzbudnicy tyrystorowej TRWM zabudowany jest poza szafą SS. Na drzwiach szafy SS znajdują się przyciski załączający i wyłączający wzбудnicę WM, sygnalizatory optyczne informujące o stanie zespołu ZAZW oraz monitor optyczny realizujący sygnalizację awaryjną i informacyjną.

5. Wpływ mocy prostownika diodowego PR zespołu ZAZS na czas przejazdu naczyń przez szyb

Na pracę zespołu ZAZS decydujący wpływ ma kierunek działania nadwagi. Podczas ciągnięcia nadwagi silnik wyciągowy zasilany jest z prostownika diodowego PR natomiast podczas jej opuszczania opadająca nadwaga hamowana jest przez silnik, którego prąd twornika zwarty jest przez diody prostownika PR. Podczas ciągnięcia nadwagi czas przejazdu naczyń przez szyb zależy od mocy transformatora TRPR zasilacza diodowego natomiast podczas opuszczania nadwagi czas ten zależy od wartości opuszczanej nadwagi. Potwierdzają to symulacje przebiegów prędkości przeprowadzone na modelu maszyny wyciągowej o mocy 1,6 MW podczas pokonywania drogi o długości $S=468$ m, w której lina wyrównawcza jest cięższa od liny nośnej o $q=1,2$ kg/m a rezystancja obwodu głównego wynosi $R_{og}=12$ m Ω . Z przebiegów pokazanych na rysunkach 4, 5 i 6 ocenić można, dla różnej mocy transformatora TRPR, wpływ wartości obciążenia Q naczyńia ciągniętego z najniższego poziomu na czas jego przejazdu przez szyb.

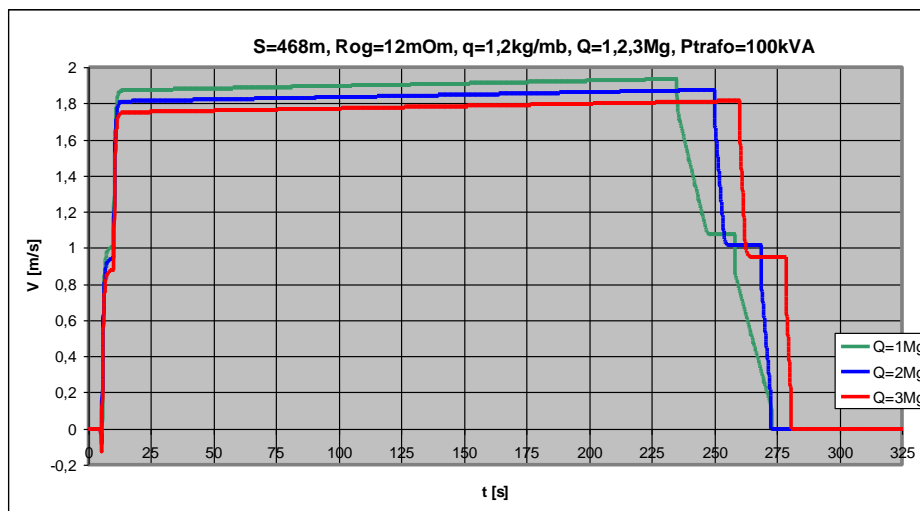


Rys. 4. Symulowane przebiegi prędkości podczas ciągnięcia nadwagi, gdy moc transformatora TRPR wynosi 25 kVA (źródło: opracowanie własne)



Rys. 5. Symulowane przebiegi prędkości podczas ciągnięcia nadwagi, gdy moc transformatora TRPR wynosi 50 kVA (źródło: opracowanie własne)

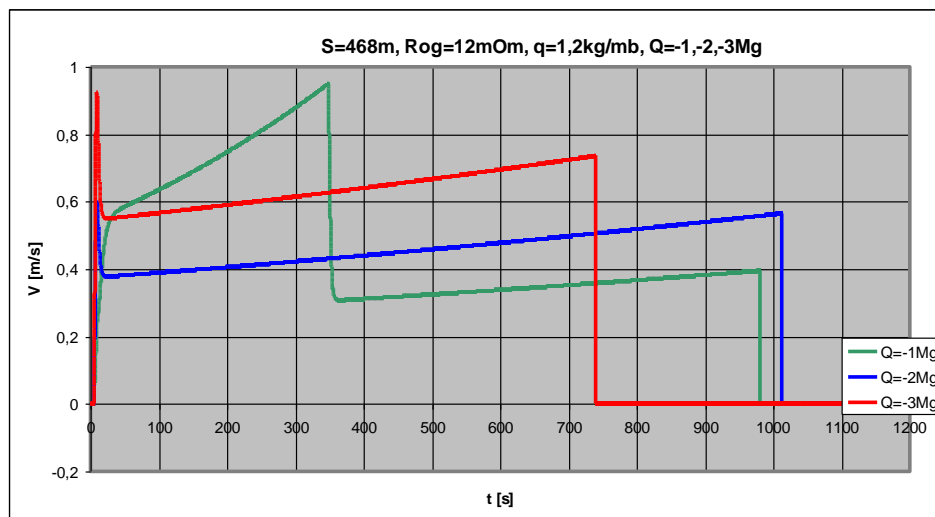
Po zwiększeniu mocy transformatora TRPR do 100 kVA prędkość naczyń w szybie nie przekracza prędkości dopuszczalnej 2m/s^1 . Na rysunku 6, w okolicach miejsca docelowego, widoczna jest dwustopniowa zmiana prędkości będąca odpowiedzią na zmianę położenia drążka zadajnika prędkości ZP. Umożliwia ona maszynie wyciągowemu precyzyjnie dojechać naczyniem do miejsca docelowego.



Rys. 6. Symulowane przebiegi prędkości podczas ciągnięcia nadwagi, gdy moc transformatora TRPR wynosi 100 kVA (źródło: opracowanie własne)

Na rysunku 7 pokazano symulowane przebiegi prędkości podczas opuszczania nadwagi. W tym wypadku prędkość opuszczanej nadwagi nie zależy od mocy transformatora TRPR.

Wnioski wynikające z analizy tych przebiegów należy uwzględnić przy doborze mocy transformatora TRPR i agregatu prądotwórczego.



Rys. 7. Symulowane przebiegi prędkości podczas opuszczania nadwagi (źródło: opracowanie własne)

¹ § 565 ust. 1 Rozporządzeniu Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz. U. z 2017 r. poz. 1118 z dnia 9 czerwca 2017)

6. Podsumowanie

Zapewnienie ewakuacji pracowników uwięzionych w szybie lub poziomach kopalni było i jest sprawą najwyższej wagi. Znane opisane na wstępie rozwiązania umożliwiały dokończenie rozpoczętego przejazdu przez szyb lub opuszczenie obciążonego naczynia do poziomu mającego połączenie z powierzchnią kopalni.

Opisany zespół ZAZS do awaryjnego zasilania silnika wyciągowego umożliwia ewakuację pracowników uwięzionych na poziomach kopalni nawet w przypadku wystąpienia awarii systemu energoelektrycznego kopalni. Korzysta z bardzo niezawodnego elementu maszyny wyciągowej jakim jest silnik wyciągowy prądu stałego. Jego bardzo prosta budowa, oparta na trójfazowym prostowniku diodowym, zapewnia mu wysoką niezawodność. Jest prosty w obsłudze, sterowanie hamulcem maszyny i prędkością silnika odbywa się ze stanowiska sterowniczego maszynisty z wykorzystaniem podstawowych zadajników prędkości i ciśnienia hamulca manewrowego. Wyposażenie wyciągu szybowego prowadzącego jazdę ludzi w zespół ZAZS:

- umożliwia praktycznie natychmiastowe rozpoczęcie procedury ewakuacji pracowników. Od wystąpienia awarii do zakończenia niezbędnych przełączeń potrzeba zaledwie od kilku do kilkunastu minut,
- poprawia bezpieczeństwo ewakuacji pracowników uwięzionych w szybie poprzez wyeliminowanie innych ryzykownych sposobów ewakuacji – np. ewakuacja z naczynia wyciągowego do przedziału drabinowego i wspinaczka drabinami na powierzchnię,
- umożliwia jednym przejazdem przez szyb ewakuować z poziomów kopalni dużą liczbę pracowników.

Po zakończeniu eksploatacji kopalni wykorzystany on może być jako podstawowe zasilanie silnika wyciągowego zapewniające niezbędną komunikację pomiędzy powierzchnią i poziomami kopalni.

Opisany sposób opuszczania nadwagi objęty jest ochroną Urzędu Patentowego RP.

Literatura

1. Gierlotka S.: Rozwój maszyn wyciągowych w kopalniach od pary po elektryczność. Dzieje górnictwa – element europejskiego dziedzictwa kultury. Wyd. OFICYNA WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ, Wrocław 2008.
2. Jelonek J., Jelonek M.: Nowy sposób ewakuacji ludzi uwięzionych w kopalnianym szybie (Komunikat). Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie nr 8(276)/2017.

Białoruś „Pietrikowski Kompleks Górniczo-Wzbogacający” – kompleksowa dostawa maszyn wyciągowych do głębenia szybów i wydobycia urobku

Piotr Ryndak – MWM Elektro Sp. z o. o.

Jarosław Długaj – MWM Elektro Sp. z o.o.

Michał Kobylecki – MWM Elektro Sp. z o.o.

Leszek Kowal – ITG KOMAG

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono maszyny wyciągowe przewidziane do głębenia szybów oraz wydobycia urobku w nowo budowanym Pietrikowskim Kompleksie Górniczo-Wzbogacającym na terenie Republiki Białorusi. Realizacja zadania polega na dostawie i uruchomieniu: mobilnej platformy kontenerowej składającej się z dwóch maszyn wyciągowych MPPP-21 w zabudowie kontenerowej oraz dwóch maszyn wyciągowych typu 2Ł-7,0×3,2. Mobilną platformę kontenerową zastosowano do głębenia dwóch szybów, natomiast do transportu urobku przewidziano dwie maszyny wyciągowe typu 2Ł-7,0×3,2. Kluczowe wymogi dotyczące maszyn określone zostały przez Inwestora i uwzględnione w realizowanych projektach.

Pietrykowski Mining and Processing System in Belarus – comprehensive delivery of hoisting machines for deepening the shafts and run-of-mine transportation

Abstract: Hoisting machines designed for deepening the shafts and run-of-mine extraction in the newly built Pietrykowski Mining and Processing System in Belarus are presented. Delivery and launch of mobile platform container consisting of two MPPP-21 in a container and two 2Ł-7,0×3,2 hoisting machines. The mobile platform container was used to deepen two shafts, while for the run-of mine transportation two 2Ł-7,0×3,2 hoisting machines were provided. The key requirements concerning the machines were set by the investor and implemented in the project.

1. Wprowadzenie

W 2012 roku Inwestor opracował plan inwestycyjny budowy Pietrikowskiego Kompleksu Górniczo – Wzbogacającego. W planie Inwestor wziął pod uwagę wiele czynników m.in. organizacyjnych, technicznych i ekonomicznych. Przy projektowaniu i budowie Pietrikowskiego Kompleksu Górniczo – Wzbogacającego oprócz kosztów zakupu urządzeń równie istotną rolę odegrały następujące czynniki: terminy dostaw urządzeń, koszty montażu i uruchomienia, przewidywane koszty eksploatacji, powierzchnia zabudowy urządzeń, wsparcie techniczne w trakcie eksploatacji, zastosowanie wysokiej jakości energooszczędnych elementów handlowych w zakresie napędu i zasilania. MWM Elektro Sp. z o. o. sprostało wszystkim wymaganiom Inwestora i obecnie jest na etapie zakończenia realizacji zadania.

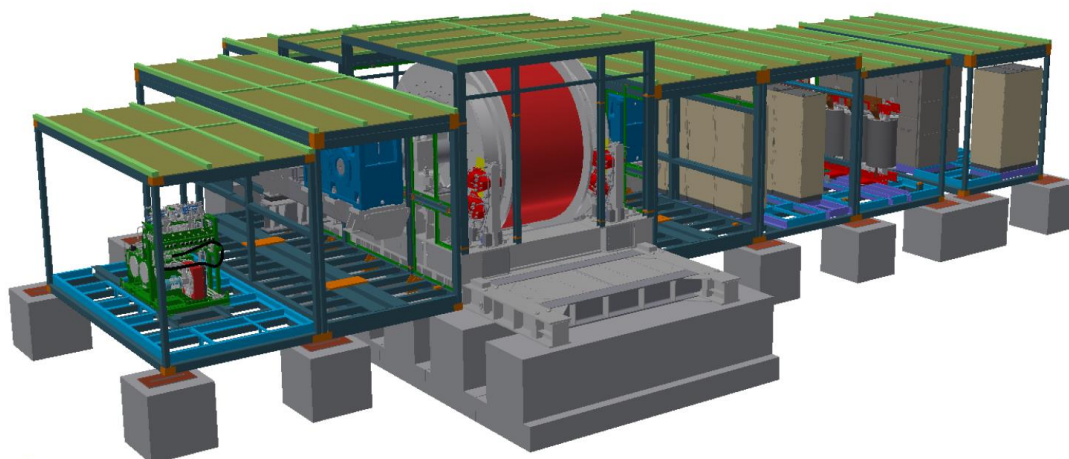
2. Budowa i charakterystyka mobilnej platformy kontenerowej

Mobilna platforma kontenerowa [1] wpisała się optymalnie w oczekiwania Inwestora spełniając wszystkie założenia planu inwestycyjnego. Zdolność wydobywcza 200 t/h umożliwiła skrócenie czasu głębenia szybów, niewielka powierzchnia zabudowy 280 m² (po 140 m² dla każdej z maszyny MPPP-21) umożliwiła efektywne wykorzystanie powierzchni

wokół głębinowych szybów (Inwestor na etapie głębinienia szybów mógł przygotować docelową infrastrukturę techniczną: budynki do zabudowy maszyn wyciągowych, estakady kablowe, drogi dojazdowe itp.). Zastosowanie zabudowy kontenerowej oraz prefabrykowanych bloków fundamentowych o kilka miesięcy skróciło czas montażu urządzeń obniżając znacząco koszty inwestycji. Zastosowanie wysokosprawnego układu napędowego prądu zmiennego ograniczyło zużycie energii oraz oddziaływanie na sieć zasilającą. Każda z maszyn wyciągowych wyposażona została w bezpieczne systemy komunikacyjne umożliwiające zdalny nadzór oraz wsparcie techniczne z terytorium RP.

Dostarczona przez MWM Elektro mobilna platforma kontenerowa składa się z dwóch maszyn wyciągowych typu MPPP-21 [2] w zabudowie kontenerowej wraz z przynależnymi urządzeniami sygnalizacji i łączności szybowej. Maszyny zostały wykorzystane do transportu urobku oraz załogi w trakcie jednoczesnego głębinienia dwóch szybów. Po zakończeniu głębinienia szybów maszyny MPPP-21 mogą służyć również do głębinienia, pogłębiania, zbrojenia i przezbierania innych szybów, jak również mogą zostać użyte w celu realizacji: jazdy ludzi; prac rewizyjnych; wydobywania lub transportu materiałów.

Każda z maszyn wyciągowych MPPP-21 zabudowana została na fundamencie składającym się z prefabrykowanych bloków fundamentowych wielokrotnego użytku. Do fundamentu zakotwione zostały zespoły ram oraz moduły kontenerowe (rys. 1).



Rys. 1. Model maszyny wyciągowej MPPP-21 [źródło: opracowanie własne na podstawie [2]]

Moduły wyposażone są w zależności od pełnionej funkcji w następujące instalacje: elektryczną (w tym oświetleniową), wodociagową, kanalizacyjną, grzewczą, wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej i grawitacyjnej oraz klimatyzacji.

Moduły pełnią funkcję obudów urządzeń zarówno w czasie eksploatacji, transportu, jak i przechowywania międzyeksploatacyjnego. Obudowa modułowa pełni różne funkcje związane z przeznaczeniem i obsługą zamontowanych wewnątrz urządzeń. W maszynie występują moduły posiadające demontowany dach, ułatwiający montaż oraz obsługę urządzeń, demontowane ściany, umożliwiające przechodzenie między modułami, otwory wentylacyjne czy podnoszone rolety ułatwiające dostęp do urządzeń z zewnątrz.

Łączna kubatura obudowy modułowej wynosi 411 m³ dla jednej maszyny wyciągowej. Obiekt stanowią prostopadłościenne kontenery składające się w jedną spójną obudowę

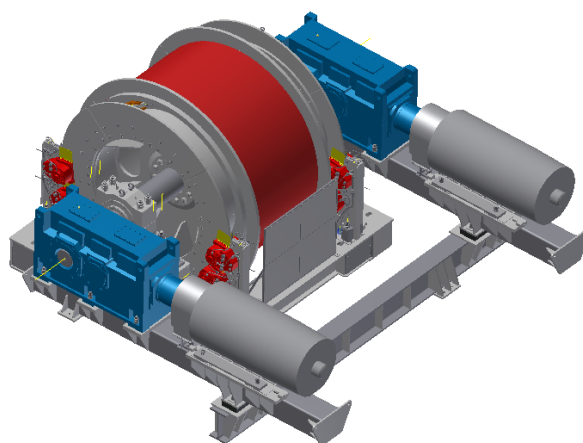
urządzeń technologicznych. Kształt i forma wynika bezpośrednio z uwarunkowań technologicznych oraz z potrzeb transportowych (rys. 2).



Rys. 2. Zabudowa kontenerowa maszyny wyciągowej MPPP-21 [źródło: opracowanie własne]

Jedna maszyna wyciągowa MPPP-21 składa się z prefabrykowanego fundamentu, ramy fundamentowej, belki napędu oraz 9 modułów kontenerowych. Zdecydowana większość elementów może być transportowana po drogach publicznych bez specjalnego zezwolenia. Jedynie moduł 6, który zawiera bęben nawojowy z wałem, wymaga uzyskania stosownego zezwolenia ze względu na gabaryty zewnętrzne: szerokość transportowa 3,8 m, masa około 60 ton.

W maszynie wyciągowej zastosowano dwa zespoły napędowe osadzone na dwóch końcach wału głównego. Zespół napędowy składa się z: silnika napędowego, sprzęgła elastycznego, przekładni zębatej kątovej (rys. 3). Do zasilania napędów maszyny wyciągowej zastosowano przemienniki częstotliwości o mocy 1 MW (rys. 4). Zespół napędowy w części mechanicznej, jak i elektrycznej zbudowano w oparciu o najnowocześniejsze maszyny i urządzenia firmy Siemens.



Rys. 3. Napęd maszyny wyciągowej MPPP-21 [źródło: opracowanie własne na podstawie [2]]



a) zespół napędowy

b) szafy zasilające

Rys. 4. Moduły napędu maszyny wyciągowej MPPP-21 [źródło: opracowanie własne]

Do zasilania urządzeń maszyny wyciągowej MPPP-21 zastosowano rozdzielnicę średniego napięcia 10 kV składającą się z 5 pól odpywowych, współpracującą z rozdzielnicą potrzeb własnych oraz transformatorami: głównym o mocy 1800 kVA i potrzeb własnych o mocy 250 kVA (alternatywnie dopuszcza się zasilanie z innej rozdzielnicy).

Układy zasilania i sterowania maszyny wyciągowej, zabudowane w szafach (rys. 4b, rys. 5), realizują funkcje sterownicze, zabezpieczeniowe i diagnostyczne maszyny wyciągowej.



Rys. 5. Klimatyzowane stanowisko sterownicze [źródło: opracowanie własne]

Charakterystyka techniczna maszyny wyciągowej MPPP-21:

- | | |
|------------------------------|---|
| - usytuowanie maszyny | - na zrębie szybu, |
| - odległość od koła linowego | - od 35 m do 80 m, |
| - kąt nabiegu liny na bęben | - od 30° do 60° względem poziomu, |
| - przeznaczenie maszyny: | - maszyna stanowi napęd górniczego wyciągu
szybowego jednokońcowego, |
| - rodzaje sterowania | - sterowanie ręczne, sterowanie automatyczne w trybie
zdalnego uruchamiania z regulacją prędkości, |

- rodzaje pracy
 - jazda ludzi/jazda osobista,
 - rewizja szybu,
 - rewizja liny nośnej,
 - rewizja kół linowych,
 - wydobywanie/transport materiałów,
- nominalna średnica bębna - 3000 mm,
- łożyska wału głównego - toczne, baryłkowe,
- hamulec - tarczowy,
- maksymalna siła statyczna w linie - 200 kN,
- maksymalna siła zrywająca linę - 1600 kN,
- średnica zastosowanej liny - 36 mm
- głębokość ciągnięcia dla liny $\varnothing 36$ mm nawijanej w 3 warstwach ~1100 m
- prędkości jazdy - regulowana, do 6 m/s,
- zasilanie - 10 kV lub 6 kV,
- rodzaj napędu - przekształtnikowy,
- moc silników napędowych - $P_n = 2 \times 780$ kW.

Maszyny wyciągowe MPPP-21 zrealizowano w ramach projektu pt.: „Opracowanie innowacyjnej, mobilnej platformy kontenerowej do napędu wyciągów szybowych dla poprawy efektywności ekonomicznej specjalistycznych prac górniczych”, wchodzącego w zakres Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014-2020.

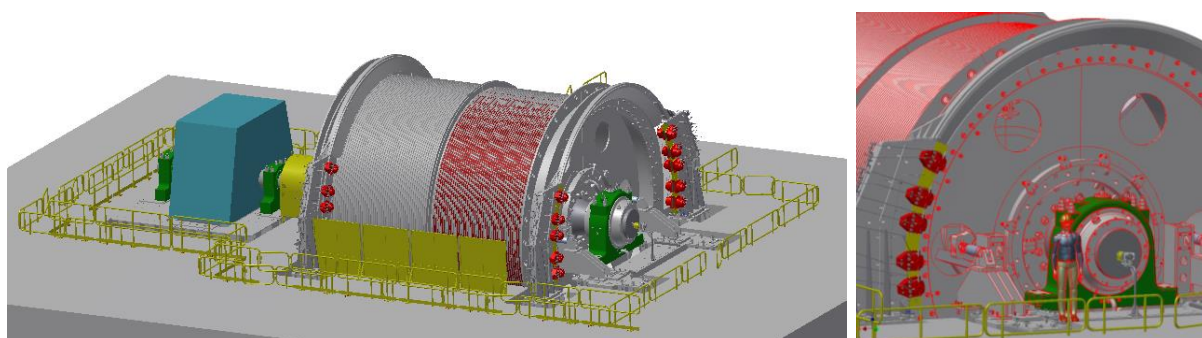
3. Budowa i charakterystyka maszyny wyciągowej 2L-7,0×3,2

W ramach realizacji kontraktu MWM Elektro dostarczyło na teren Pietrykowskiego Kompleksu Górniczo – Wzbogacającego dwie maszyny wyciągowe typu 2L-7,0×3,2 [3], które posłużą do transportu urobku na powierzchnię. Maszyny będą wydobywały na powierzchnię w cyklu automatycznym 25 ton urobku z prędkością 14 m/s. Głębokość szybu wynosi około 850 m. Pojedyncza maszyna przewidziana jest do pracy na zrębie szybu w specjalnie do tego celu zaprojektowanym budynku. Wraz z maszyną wyciągową firma MWM Elektro dostarczyła również wielosekcyjną rozdzielnię 10 kV oraz urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej.

Maszyna wyciągowa 2L-7,0×3,2 (rys. 6) składa się z następujących podzespołów:

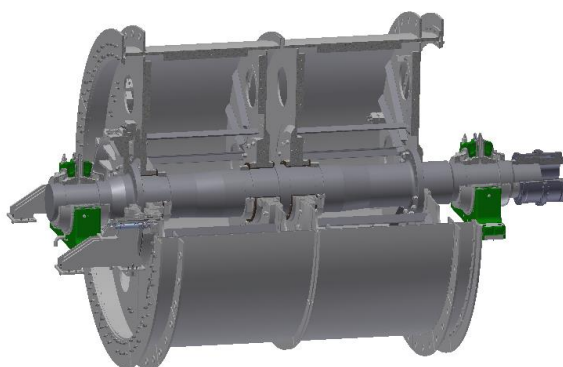
- zestawu wału głównego w skład którego wchodzi: bębny nawojowe stały i luźny, wał główny, łożyska ślizgowe, mechanizm wysprzęglania bębna luźnego, tuleje ślizgowe bębna luźnego i stałego,
- hamulca który stanowią 4 stojaki z siłownikami hamulcowymi (20 par) oraz elektrohydrauliczny zespół sterowniczo-zasilającego wraz z urządzeniem wymuszającym dodatkowy spływ oleju z instalacji hydraulicznej,
- ramy maszyny w skład której wchodzi: belki podłożyskowe, belki stojaków hamulcowych, belki blokad bębnowych oraz rama silnika,

- zespołu napędowego tj.: wolnoobrotowego silnika synchronicznego, sprzęgła zębatego, przekształtnika częstotliwości oraz transformatorów przekształtnikowych,
- systemu chłodzenia silnika napędowego oraz przekształtnika częstotliwości,
- hydraulicznej stacji smarowania łożysk ślizgowych,
- systemu sterowania i zabezpieczeń,
- systemu nadzoru i wizualizacji,
- osłon bębnow, tarcz hamulcowych, sprzęgła zębatego i barierek,
- wyposażenia dodatkowego tj. czujników do kontroli i sterowania maszyny.



Rys. 6. Maszyna wyciągowa 2L-7,0×3,2 [źródło: opracowanie własne na podstawie [3]]

Bębny nawojowe zestawu wału głównego (rys. 7) zamocowane są na wale głównym osadzonym w łożyskach ślizgowych (rys. 9). Bębny nawojowe 1-linowe o średnicy nawojowej liny 7000 mm, dzielone, są konstrukcji powłokowej spawanej. Na bębnach nawojowych zamocowane są rowkowane wykładziny stalowe z rowkowaniem spiralnym (rys. 8) współpracujące z liną nośną górniczego wyciągu szybowego. Wykładzina zapewnia poprawne jednowarstwowe nawijanie się liny nośnej na bębnie. Obrzeża strefy nawojowej bębnow od strony łożysk posiadają otwory do współpracy z blokadą bębna wykorzystywaną podczas prac technologicznych lub w przypadku dłuższego unieruchomienia maszyny.



Rys. 7. Zestaw wału głównego [źródło: opracowanie własne na podstawie [3]]



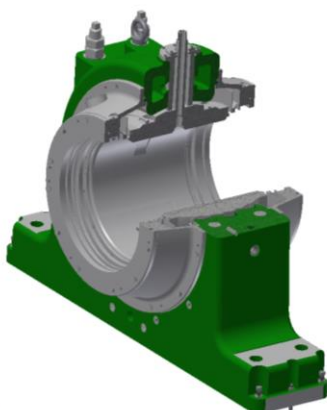
Rys. 8. Połówka bębna nawojowego z wykładziną spiralną [źródło: opracowanie własne]

Piasta bębna luźnego od strony łożyska luźnego osadzona i połączona jest z pierścieniem zębatym z zazębieniem zewnętrznym, mechanizmu wysprężlania (rys. 9) połączeniami skręcanymi. Na kołnierzu wału od strony łożyska luźnego osadzony jest pierścień zębaty dzielony z zazębieniem zewnętrznym i przymocowany do niego połączeniami skręcanymi. Przeniesienie ruchu obrotowego z wału na bęben odbywa się z pierścienia zębatego wału na pierścień zębaty bębna poprzez pierścień zębaty dzielony z zazębieniem wewnętrznym. Przesunięcie osiowe pierścienia zębatego z zazębieniem wewnętrznym po pierścieniu zębatym wału względem pierścienia zębatego bębna umożliwiające zasprężenie lub rozsprężenie bębna od wału realizowane jest pierścieniem ślizgowym. Pierścień ślizgowy jest osadzony na dwóch sworzniach prowadzących prowadnicy. Ruch posuwisto-zwrotny pierścienia ślizgowego realizowany jest dwoma siłownikami hydraulicznymi zamocowanymi do prowadnicy. Prowadnica mechanizmu wysprężlania mocowana jest do belki podłożyskowej maszyny wyciągowej.



Rys. 9. Mechanizm wysprężlania [źródło: opracowanie własne]

Łożyska zestawu wału głównego (rys. 10) posadowione są na belkach mocowanych do fundamentu. Łożyska ślizgowe o średnicy $\varnothing 800$ mm z panewkami wahlowymi smarowane są zarówno hydrodynamicznie (niskociśnieniowo), jak i hydrostatycznie (wysokociśnieniowo), z zewnętrznej stacji hydraulicznej (rys. 11). Łożyska wyposażone są w czujniki do kontroli temperatury panewek łożysk.

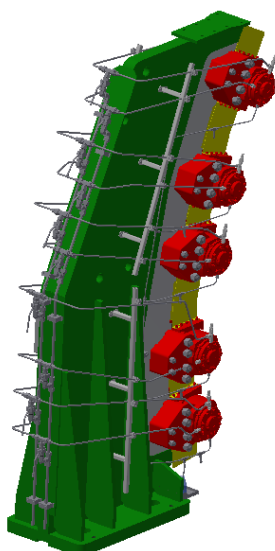


Rys. 10. Łożysko [źródło: opracowanie własne na podstawie [3]]



Rys. 11. Hydrauliczna stacja smarowania łożysk ślizgowych [źródło: opracowanie własne]

Każdy bęben nawojowy zestawu wału głównego posiada 1 tarczę hamulcową współpracującą z 10 parami siłowników hamulcowych zabudowanych na 2 stojakach hamulcowych (rys. 9, 12). W maszynie wyciągowej zastosowano sumarycznie 20 par siłowników BSGF serii 400 z okładzinami hamulcowymi MICKE 1203.



Rys. 12. Stojak hamulcowy [źródło: opracowanie własne na podstawie [3]]

Na końcu wału osadzona jest połówka sprzęgła zębatego do połączenia wału głównego z wałem silnika. Połówka sprzęgła zębatego na wale maszyny osadzona jest na wcisk, który gwarantuje przeniesienie wymaganego momentu obrotowego z wału silnika na wał maszyny wyciągowej. Wał silnika napędowego łożyskowany jest na dwóch łożyskach ślizgowych smarowanych hydrostatycznie (wysokociśnieniowo) z dwóch niezależnych agregatów smarnych. Cały zestaw silnika napędowego osadzony jest na dedykowanej ramie mocowanej do fundamentu (rys. 13).



Rys. 13. Synchroniczny silnik napędowy produkcji Siemens [źródło: opracowanie własne]

Charakterystyka techniczna maszyny wyciągowej 2L-7,0×3,2:

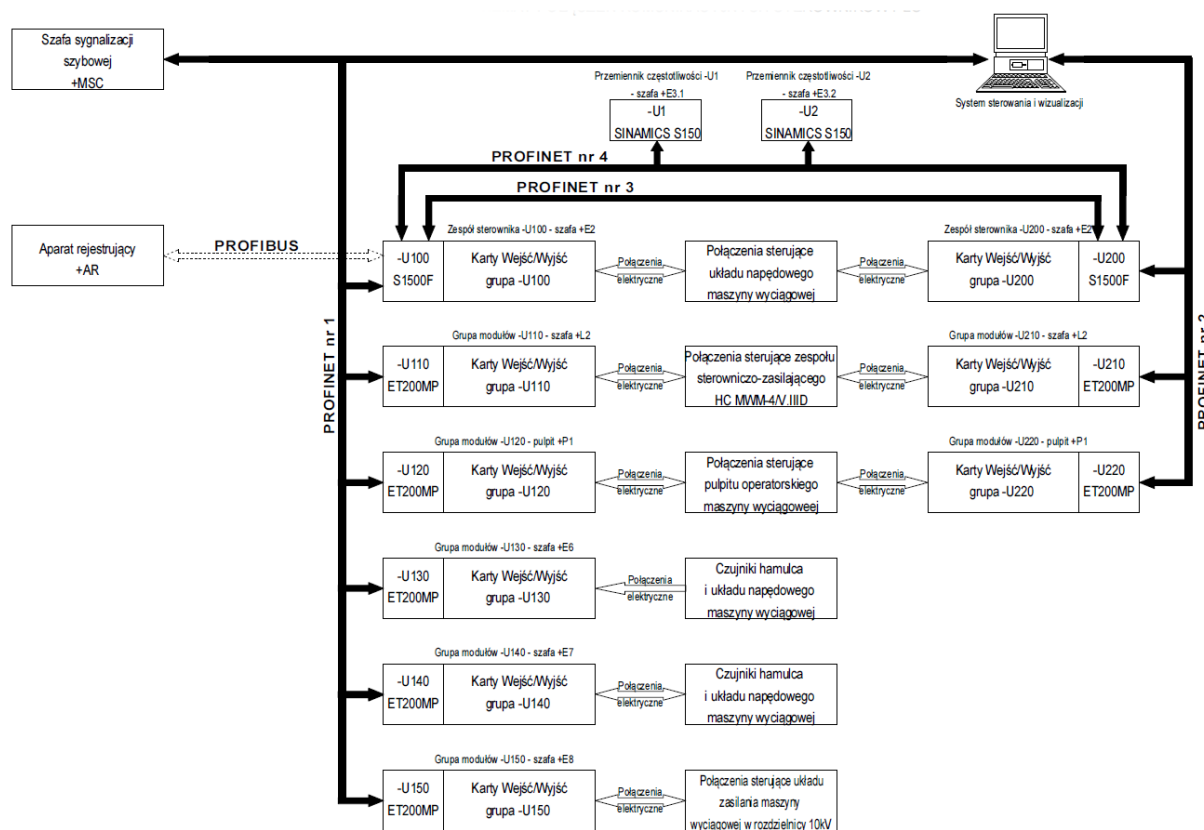
- usytuowanie maszyny	- na zrębie szybu
- liczba bębnow nawojowych	- 2
- średnica nawijania liny na bębnie	- 7000 mm
- szerokość strefy nawojowej liny na bębnie	- 3200 mm
- maksymalna prędkość jazdy	- 14 m/s
- maksymalne siła statyczna w linie obciążająca bęben	- 580 kN
- maksymalna siła w dwóch gałęziach lin	- 750 kN
- maksymalny moment statyczny na wale głównym	- 1450 kNm
- maksymalna siła zrywająca linę	- 4500 kN
- masa transportowanego urobku	- 25 t
- średnica liny	- $\varnothing 63$ mm
- głębokość ciągnięcia dla liny $\varnothing 63$ mm nawijanej w 1 warstwie	- ~850 m
- kąt nabiegu liny na bęben względem płaszczyzny poziomej	- $48^{\circ} \pm 4^{\circ}$
- liczba par siłowników	- 20

- typ siłowników hamulcowych
 - zasilanie
 - rodzaj napędu
 - moc silnika napędowego
 - orientacyjna całkowita masa maszyny (z silnikiem i ramami)
 - orientacyjne wymiary gabarytowe maszyny
- BSGF 408-A00-02-00-S
 - 10 kV
 - przekształtnikowy
 - 4500 kW
 - ~483000 kg
 - 17600×10300×8250 mm.

4. Wysoko sprawny układ zasilania i sterowania oparty o przekształtniki częstotliwości

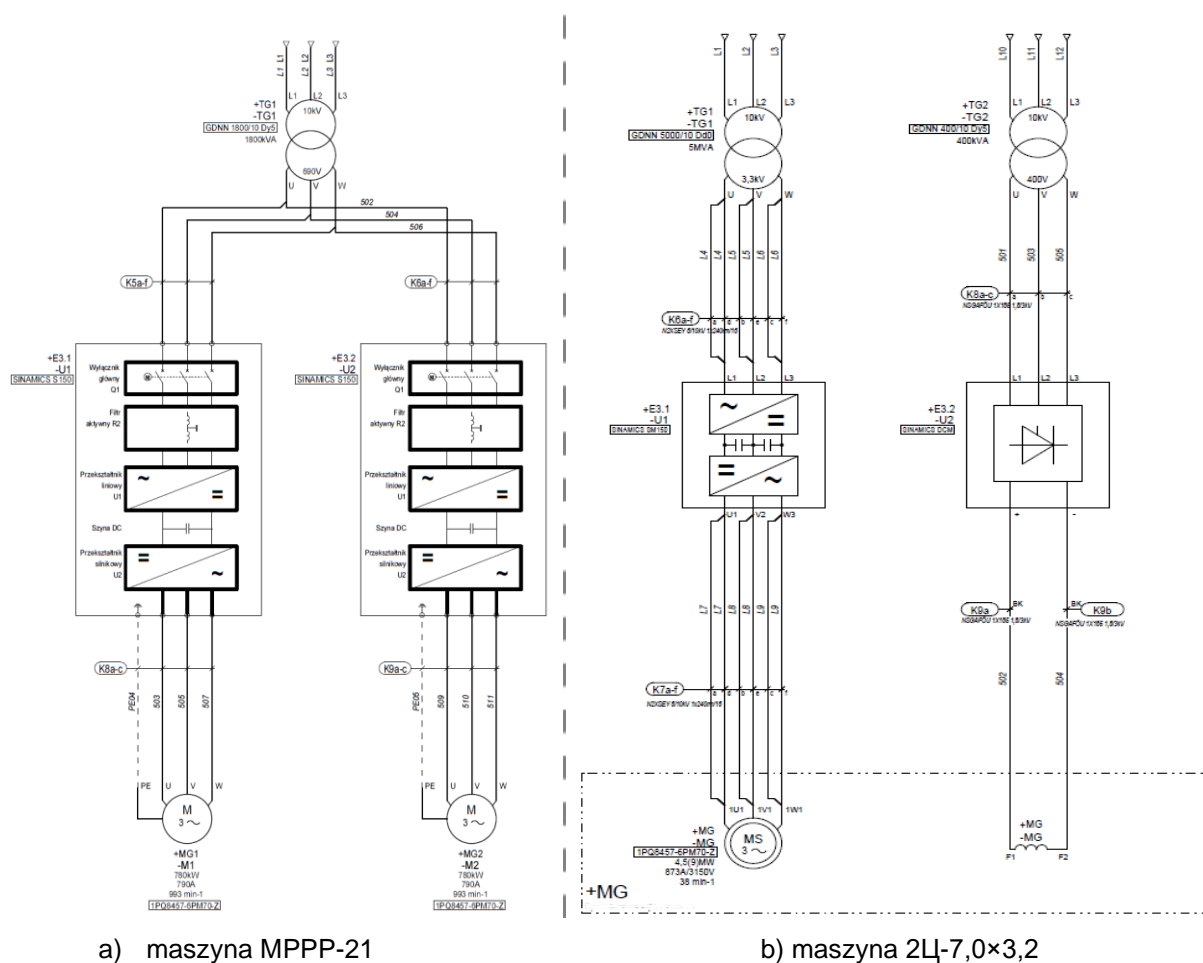
Zarówno w przypadku maszyn MPPP-21[2] jak i maszyn 2LJ-7,0×3,2 [3] napęd i sterowanie oparto na systemach firmy SIEMENS (rys. 14).

W układzie sterowania obu maszyn zastosowano nowoczesne sterowniki programowalne oraz moduły rozproszone serii S7-1500F (fail-safe).



Rys. 14. System sterowania rozproszonego oparty o sterowniki programowalne z rodziny S7-1500F na przykładzie maszyny MPPP-21 [źródło: opracowanie własne]

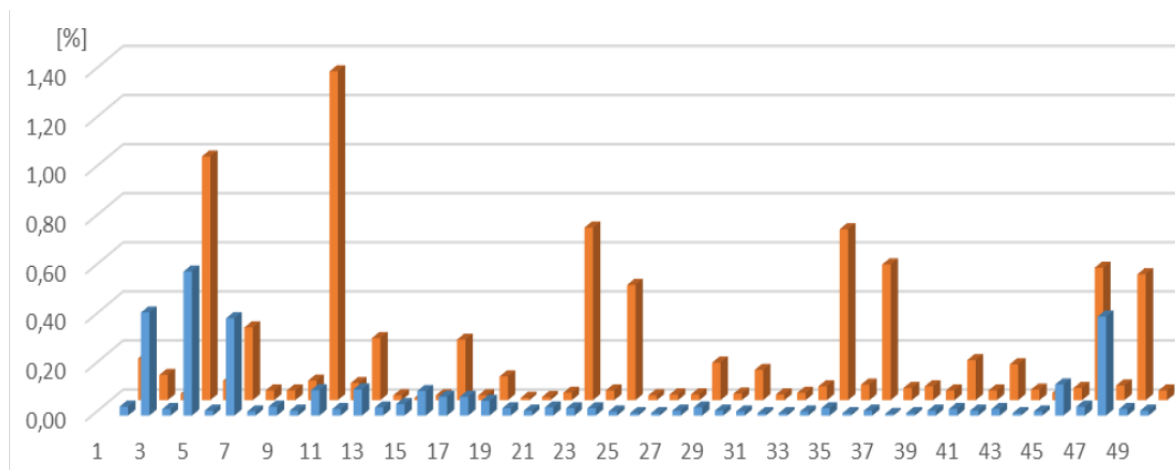
W przypadku maszyn MPPP-21 układ napędowy składa się z dwóch silników asynchronicznych prądu przemiennego o mocy 780 kW każdy (rys. 15a) zasilanych z dwóch niskonapięciowych przekształtników częstotliwości serii S150 z aktywnym modułem liniowym.



Rys. 15. Układ napędowy maszyn [źródło: opracowanie własne]

Przekształtniki pracują w systemie master-slave. Dzięki zastosowaniu aktywnego modułu liniowego, niezależnie od rodzaju pracy napędów, współczynnik mocy $\cos\phi$ widziany z zacisków rozdzielni zasilającej wynosi $1\pm 0,02$, co przekłada się na efektywne wykorzystanie energii zasilającej napęd.

Zastosowane rozwiązanie znacząco minimalizuje poziom generowanych zniekształceń napięcia zasilającego (harmonicznych) (rys. 16).

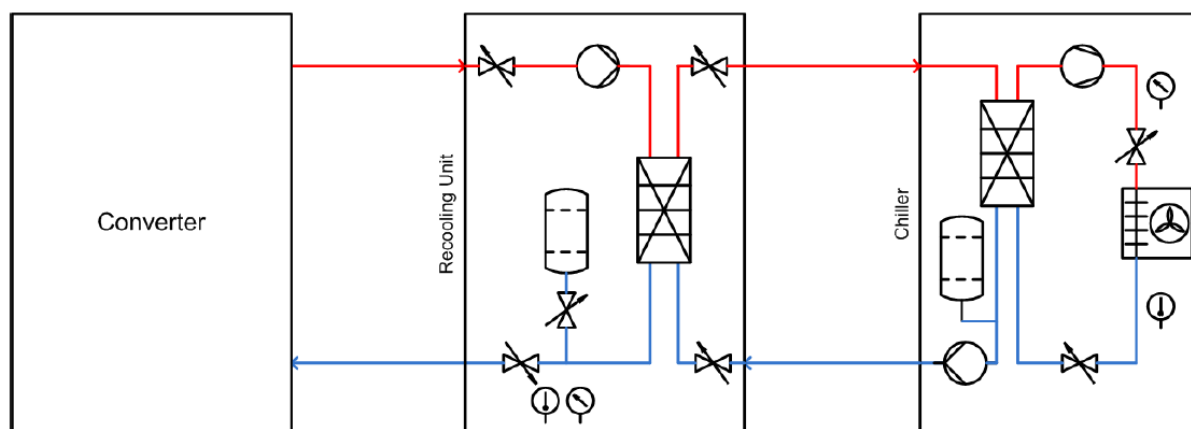


Rys. 16. Procentowy udział harmonicznych napięć zasilających zmierzonych na maszynie MPPP-21 (niebieski) oraz maszynie o zbliżonych parametrach wydajnościowych (brązowy)
[źródło: opracowanie własne]

W przypadku maszyn 2L₁-7,0×3,2 (rys. 15b) układ napędowy składa się obcowzbudnego silnika synchronicznego prądu przemiennego o mocy 4,5 MW zasilanego z średnionapięciowego przekształtnika częstotliwości SM150 z aktywnym modułem liniowym.

Zasilanie obwodu wzbudzenia zrealizowane zostało za pomocą prostownika aktywnego serii SINAMICS DCM.

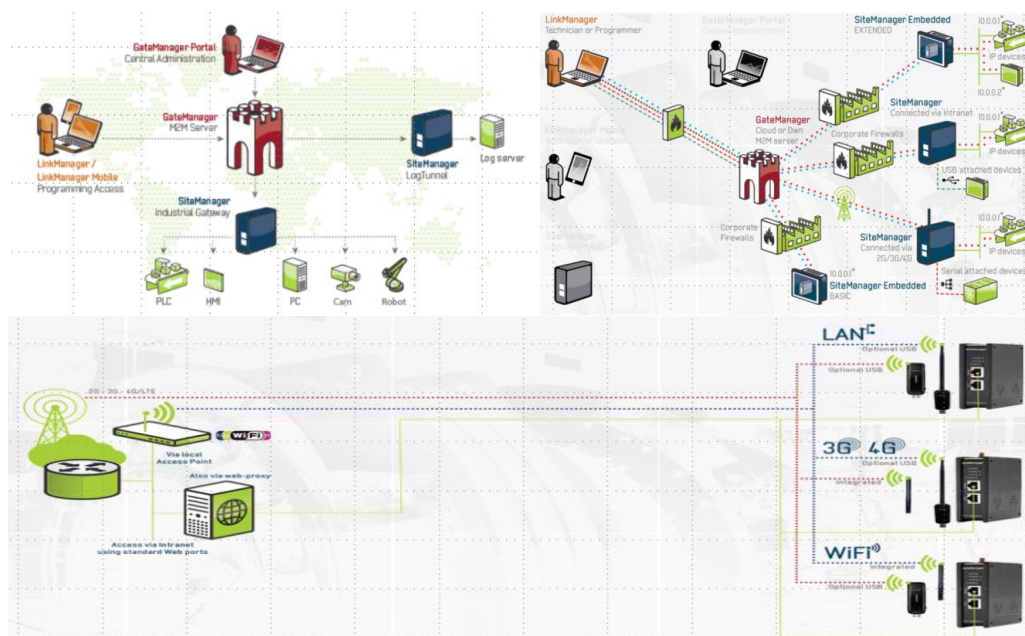
Z uwagi na zastosowane w przekształtniku tyrystory w pełni sterowalne typu IGCT średniego napięcia zastosowano chłodzenie wodne z wewnętrznym, zamkniętym obiegiem cieczy chłodzącej (rys. 16).



Rys. 16. Schemat strukturalny układu chłodzenia wodnego przekształtnika SM150
[źródło: opracowanie własne]

5. Zdalny nadzór techniczny – zastosowane rozwiązania

Biorąc pod uwagę odległość miejsca inwestycji od siedziby głównej producenta, problemy w komunikacji transgranicznej oraz chęć zapewnienia natychmiastowego wsparcia użytkownika przez kadrę inżynierską zdecydowano o zastosowaniu systemu zdalnego dostępu (rys. 17).



Rys. 17. System zdalnego dostępu do obiektów przemysłowych [źródło: opracowanie własne]

System ten oparto o specjalistyczne urządzenia wykorzystujące do połączenia sieć Internet oraz modemy GSM w standardzie 4G. Na dzień dzisiejszy możliwe jest zastosowanie takiego rozwiązania praktycznie w każdym miejscu na ziemi.

W celu zapewnienia integralności przesyłanych danych oraz zabezpieczenia toru transmisyjnego zastosowano szyfrowanie metodą AES przy minimum dwu składnikowym uwierzytelnieniu.

Zastosowane rozwiązanie pozwala w bezpieczny i szybki sposób zrealizować z siedziby producenta następujące usługi:

- zdalny podgląd/monitoring stanu pracy urządzenia,
- diagnostyka zaistniałych sytuacji z poziomu oprogramowania sterującego,
- zmianę parametrów technicznych i technologicznych na życzenie użytkownika,
- zdalny nadzór prac inżynierskich na obiekcie (prowadzonych przez kadrę własną lub użytkownika),
- kontrola poprawności pracy urządzenia,
- zmiana lub dodanie funkcjonalności oprogramowania SCADA.

6. Podsumowanie

Realizacja zadań wiązała się z opracowaniem dwóch projektów nowych maszyn wyciągowych dostosowanych do potrzeb zamawiającego. Maszyna MPPP-21 dzięki swojej modułowej budowie może być wykorzystywana przez Inwestora przy kolejnych zadaniach związanych z drążeniem bądź pogłębianiem szybów. Cechą charakterystyczną konstrukcji mobilnej platformy kontenerowej wyposażonej w maszyny MPPP-21 jest znaczące skrócenie czasu jej montażu i uruchomienia w miejscu docelowym. Zabudowa kontenerowa oraz zastosowanie prefabrykowanych bloków fundamentowych eliminuje konieczność wznoszenia stałej infrastruktury budynku i fundamentów w miejscu eksploatacji platformy. Zastosowanie energooszczędnego napędu prądu zmiennego obniża koszty eksploatacji wyciągu. Zdalny

nadzór techniczny umożliwia szybką reakcję w stanach awaryjnych oraz pomoc w optymalizacji technologii prowadzonych prac.

Maszyna wyciągowa 2L-7,0×3,2 ze względu na określone przez inwestora parametry ruchowe i wymagania techniczne związane ze średnicą i szerokością stref nawojowych stanowiła duże wyzwanie projektowe, jak i wykonawcze. Produkcja elementów tak dużej gabarytowo maszyny stanowiła poważne wyzwanie dla zakładu wytwórczego. Na etapie projektowania maszyny wyciągowej opracowane zostały specjalistyczne instrukcje transportowo-montażowe umożliwiające późniejszy montaż maszyn na obiekcie. Maszyna wyciągowa 2L-7,0×3,2 o łącznej masie prawie 500 ton jest największą do tej pory wyprodukowaną przez MWM Elektro maszyną wyciągową.

Literatura

1. Ryndak P., Michalski W., Kowal L. Turewicz K.: Mobilna platforma kontenerowa - innowacyjne rozwiązanie transportu pionowego. KOMTECH 2017, Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2017 s. 23-29
2. Dokumentacja techniczna maszyny wyciągowej MPPP-21 – MWM Elektro/ITG KOMAG
3. Dokumentacja techniczna maszyny wyciągowej 2L-7,0×3,2 – MWM Elektro/ITG KOMAG

Implementacja nowoczesnych instalacji dźwigowych w szybach górniczych

Jerzy Kwaśniewski - Akademia Górniczo-Hutnicza

Artur Konewecki - BSiPG w Katowicach

Włodzimierz Regulski - Muzeum Górnictwa Węglowego w Zabrzu

Marek Wituła - Muzeum Górnictwa Węglowego w Zabrzu

Krzysztof Dubiel - OTIS

Ryszard Dziubiński - OTIS

Streszczenie: Opisano możliwości implementacji dźwigów osobowych w szybie górniczym i wynikające z tego faktu problemy. Ważnym staje się także przedstawiony aspekt prawny związany z usytuowaniem dźwigu osobowego w szybie górniczym, wymagania w zakresie badań technicznych instalacji dźwigowej w kontekście urządzeń szybowych oraz zagadnienia dotyczące uwalniania awaryjnego. W rozdziale omówiono założenia do realizacji przedsięwzięcia podając informację z laserowej inwentaryzacji szybu i szybika oraz informację z badań wytrzymałościowych obudowy. Przedstawiono wybraną koncepcję zabudowy urządzeń dźwigowych w szybie i szybiku.

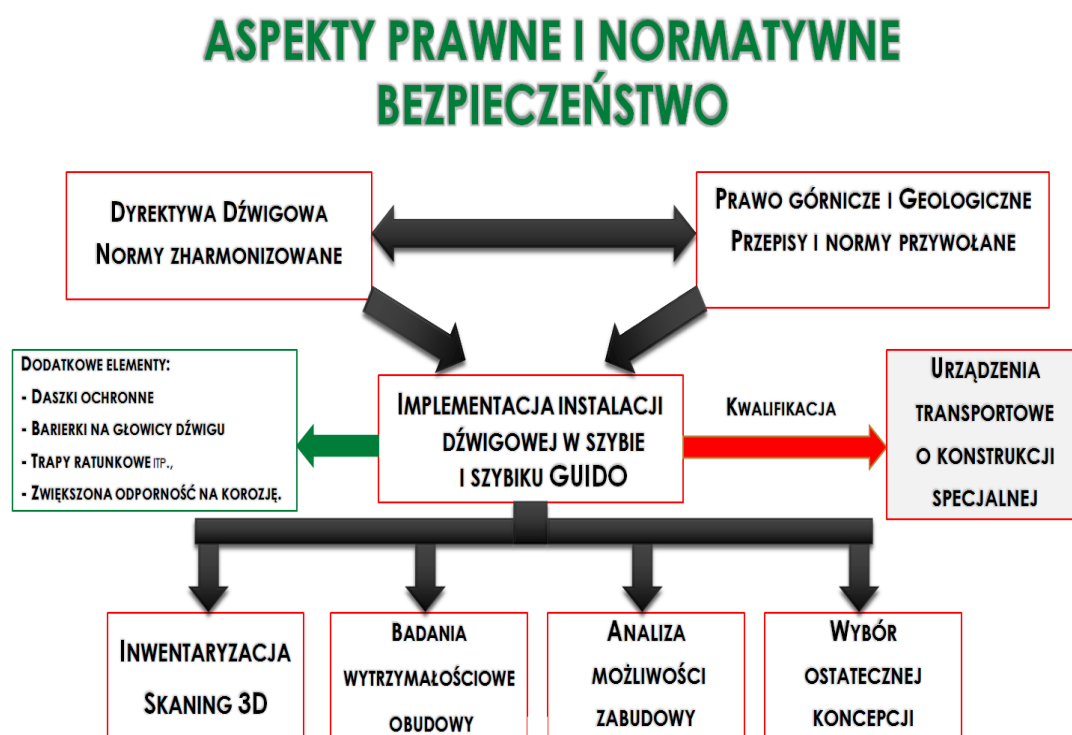
Implementation of state-of-the-art hoisting systems in mine shafts

Abstract: Possibilities of implementation of passenger lifts in mine shaft as well as the related problems are described. The legal aspect related to the position of passenger lift in the mine shaft, lift technological tests requirements for shaft equipment, as well as the issues of emergency rescue from the lift are the important problems. Assumptions for the project realization, based on the information from shaft and fore-shaft laser inventory, as well as information on the steelwork strength tests are discussed. Selected concept of hoisting equipment installation in the shaft and fore-shaft is presented.

1. Wprowadzenie

Aktualny profil działalności Kopalni Guido sprzyja inwestowaniu w urządzenia dźwigowe przyjazne ich użytkownikom. Odejście od działalności wydobywczej na rzecz ruchu turystycznego wymagało dostosowania nie tylko chodników pełniących teraz funkcję tras turystycznych, ale również szybu, poprzez zastosowanie odpowiedniego środka transportującego. Zakup i montaż dźwigów osobowych będzie mniej kosztowny niż tradycyjny wyciąg szybowy przeznaczony do jazdy ludzi. Popularne windy są urządzeniami znanymi ludziom i dzięki temu budzą większe zaufanie niż klatka górniczego wyciągu szybowego. Dodatkowo koszt eksploatacji w dłuższej perspektywie czasu okazuje się niższy ze względu na zastosowanie najnowszej generacji napędu i podzespołów. Silnik napędowy, mimo, że odznacza się dużą mocą jak na urządzenie dźwigowe, potrzebuje dużo mniej energii do pracy niż maszyna wyciągowa [1].

Być może nie jest to największa instalacja dźwigowa, jednak niewątpliwie wyjątkowa ze względu na swoją lokalizację. Szyb kopalniany charakteryzuje się nietypowym środowiskiem, często agresywnym w stosunku do zastosowanych materiałów. Głównymi utrudnieniami w tym przypadku są wilgoć i problemy wentylacyjne charakterystyczne dla kopalni skutkujące przyspieszoną korozją, czy problemami z układami elektronicznymi. Obok problemów natury technicznej warte rozważenia są zawłości prawne związane z eksploatacją dźwigu osobowego w miejscu, które jest naturalnym środowiskiem dla górniczych wyciągów szybowych [2, 3]. Na rysunku 1 zobrazowano ważne elementy procesu implementacji dźwigów osobowych w szybach górniczych.



Rys. 1. Schemat blokowy podstawowych działań przy implementacji urządzeń dźwigowych w szybach górniczych

2. Założenia

Koncepcja przeorganizowania transportu w szybie i szybiku Guido z wykorzystaniem urządzenia dźwigowego do jazdy ludzi wymagała przyjęcia podstawowych założeń:

- minimum ingerencji w górotwór w trakcie realizacji zadania,
- nienaruszalności instalacji (kable w szybie oraz rurociągi szybowe),
- wydajności dla obsługi ruchu turystycznego 20 osób z $v=4$ m/s,
- utrzymanie ruchu pasażerów z funkcją ewakuacyjną w trakcie realizacji inwestycji i po jej zakończeniu,
- utrzymanie ruchu turystycznego w kopalni podczas likwidacji górniczych wyciągów szybowych i zabudowie urządzeń dźwigowych,
- temperatura pracy urządzeń możliwa w zakresie temperatur od 5°C do 40°C ,
- zasilanie napięciem 400 V,

- sterowanie automatyczne przez obsługę z kabiny każdego z dźwigów oraz z poziomów przez osoby uprawnione,
- kabiny wyposażone w panel sterowania z instalacją alarmową, łącze telefoniczne, oświetlenie,
- urządzenia przewidziane do pracy w 100% wilgotności,
- obniżenie kosztów utrzymania środków transportu w szybie i szybiku Guido.

Założenia dla szybu

- należy założyć, że do transportu pionowego w rurze szybowej szybu „Guido” będą zabudowane dwa dźwigi elektryczne osobowe: główny i ewakuacyjny z możliwością transportu towarowego, nad kabinami przewidziane będą daszki bezpieczeństwa wraz z barierkami [4],
- maszynownie obu dźwigów w szybie usytuowane będą na powierzchni,
- należy przewidzieć odtworzenie części szybu pod dźwig ewakuacyjny i częściowe zlikwidowanie podszybia dźwigu głównego, celem uzyskania jednego poziomu rzepia szybu,
- jazda odbywać się będzie pomiędzy powierzchnią (zrębem szybu, poziomem 0), a poziomem -170 m, (przewidziano możliwość wybudowania stacji pośredniej -150 m),
- warunki dla osób niepełnosprawnych dla obu dźwigów,
- przebudowa lutniociągu do kanałów wentylatorów głównych.

Założenia dla szybika

- należy założyć, że do transportu pionowego w rurze szybowej szybika „Guido” będzie zabudowany dźwig elektryczny osobowy z napędem nad głowicą szybika,
- do celów ewakuacyjnych w szybiku przyjęto instalację dźwigu elektrycznego z kabiną przelotową,
- maszynownia dźwigu głównego jest zlokalizowana na poziomie -164,4 m (dostępna przestrzeń 3,4 m), dla dźwigu ewakuacyjnego rozwiązanie techniczne napędu nie wymusza budowy maszynowni,
- jazda odbywać się będzie pomiędzy poziomem – 170 m i poziomem -320 m,
- należy przewidzieć warunki dla osób niepełnosprawnych dźwigu głównego i ewakuacyjnego,
- poziom podszybia dla dźwigu ewakuacyjnego na głębokości około 320 m,
- zapewniona wentylacja głowicy szybika z prądu obiegowego powietrza poprzez otwartą przestrzeń do szybu.

3. Laserowa inwentaryzacja

Inwentaryzacja szybu i szybika Guido została dokonana przez wyspecjalizowaną firmę zajmującą się skanowaniem 3d. Pomiaru dokonane w szybie dają możliwość pomiaru z dokładnością do 0,5 mm infrastruktury zabudowanej w szybie na każdym jej poziomie (rys. 2). Taki sposób inwentaryzowania pionowych wyrobisk górniczych pozwala na dopasowanie poszczególnych legarów do prowadzenia urządzeń dźwigowych w bardzo dokładny sposób.

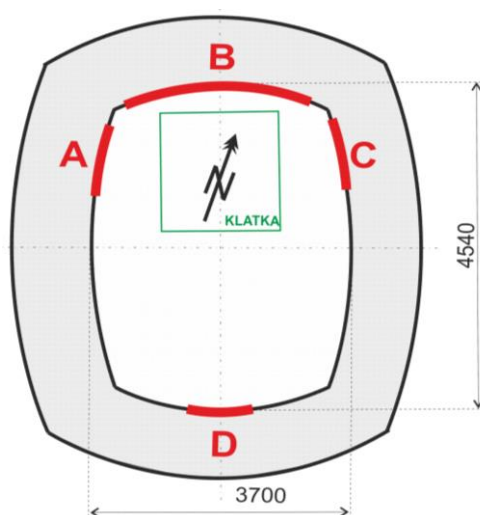


Rys. 2. Widok krzesła szybowego na poziomie 170

4. Badania wytrzymałościowe obmurza

Badania wytrzymałościowe dla szybu i szybika zostały przeprowadzone jako badania nieniszczące sklerometryczne obudowy murowej oraz badania wytrzymałościowe przeprowadzone w laboratorium z pobranych próbek.

Badania nieniszczące obudowy murowej szybu „Guido” zostały wykonane sklerometrem wzdłuż 4 linii pomiarowych wskazanych na poniższej grafice (rys. 3).



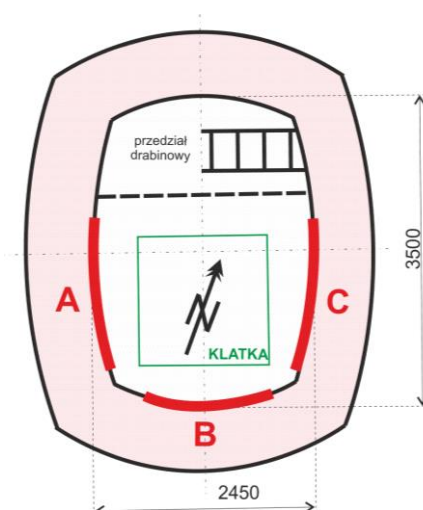
Rys. 3. Schemat rozmieszczenia linii (stref) pomiarowych w tarczy Szybu „Guido”

Do badań laboratoryjnych pobrano metodą rdzeniową próbki materiału obudowy Szybu „Guido”. Próbki pobrano z obudowy, po stronie północnej, północno-zachodniej i zachodniej

tarczy szybu. Pobrane próbki z 9 miejsc pomiarowych poddano badaniom wytrzymałościowym na prasie hydraulicznej. Próbki materiału obudowy poddaje się również ocenie wizualnej (porowatość, skład ziarnowy, spękania). Proces wiercenia, opory koronki wiertniczej lub ich brak oraz jakość ścianek otworów są również odzwierciedleniem parametrów jakościowych obudowy.

Wykonane badania wytrzymałościowe obudowy szybu metodą nieniszczącą i metodą niszczącą pozwalają na stwierdzenie, że parametry wytrzymałościowe materiału obudowy są wysokie. Wytrzymałość na ściskanie (R_c) betonitów zawiera się w przedziale 25,1÷40,5 MPa (średnio 32,98 MPa). Natomiast średnia wytrzymałość na ściskanie (R_c) betonu (głowicy szybu) wynosi 31,6 MPa.

Badania nieniszczące obudowy murowej szybika „Guido” zostały wykonane sklerometrem wzdłuż 3 linii pomiarowych wskazanych na rysunku 4.



Rys. 4. Schemat rozmieszczenia linii (stref) pomiarowych w tarczy Szybika „Guido”

Do badań laboratoryjnych pobrano metodą rdzeniową próbki materiału obudowy Szybika „Guido”. Próbki pobrano z obudowy, po stronie południowej, zachodniej i wschodniej tarczy szybika. Pobrane próbki z 7 miejsc pomiarowych poddano badaniom wytrzymałościowym na prasie hydraulicznej. Próbki materiału obudowy poddaje się również ocenie wizualnej (porowatość, skład ziarnowy, spękania). Proces wiercenia, opory koronki wiertniczej lub ich brak oraz jakość ścianek otworów są również odzwierciedleniem parametrów jakościowych obudowy.

Wykonane badania wytrzymałościowe obudowy metodą nieniszczącą i metodą niszczącą, pozwalają na stwierdzenie, że parametry wytrzymałościowe materiału obudowy są wysokie. Wytrzymałość na ściskanie (R_c) cegły zawiera się w przedziale 32,1÷48,6 MPa (średnio 40,04 MPa).

5. Wybór koncepcji

Po wyborze ostatecznej koncepcji zabudowy urządzeń dźwigowych w szybie i szybiku „Guido” dokonano ostatecznej analizy i optymalizacji rozwiązań technicznych samych urządzeń. W skutek działania dobrano i zoptymalizowano ilość kabin, jak i ich powierzchnię

do przekroju szybu i szybika w kontekście przeprowadzonej inwentaryzacji laserowej. Zoptymalizowano prędkość jazdy urządzeń pod kątem uzyskania maksymalnej przepustowości. Przedstawiono sposób przygotowania podszybi wszystkich implementowanych dźwigów.

Po przebudowie górniczego wyciągu szybowego koszty eksploatacji ulegną znaczącemu zmniejszeniu, co wynika ze zmniejszonej mocy zastosowanych napędów oraz liczebności obsługi. Obsługa wind na poziomach będzie dozorowała ruch pasażerów (po 1 osobie na poziomie) w przypadku zwiększonego natężenia ruchu. W przypadku małej liczby pasażerów osoba obsługująca windę będzie posiadała dostęp do windy i tym samym będzie miała możliwość podróżować z pasażerami.

Modernizacja szybu i szybika nie może wpływać negatywnie na funkcjonowanie muzeum i ograniczać ruchu turystycznego.

Ze względu na ryzyko wystąpienia okresowych przestojów dla ruchu turystycznego, związanych z przebudową zalecono przeprowadzić etapizację inwestycji. Sugeruje się, aby projekt techniczny wykonać dla dwóch etapów:

- modernizacja szybika „Guido” - I Etap,
- modernizacja szybu „Guido” – II Etap.

Istotą sprawy w trakcie realizacji zadania inwestycyjnego jest zabezpieczenie ewakuacji turystów z poziomów -170 i -320 w przypadku awarii Górniczego wyciągu szybowego w szybie Kolejowym i skrócenie do minimum długości czasu braku asekuracji ruchu turystycznego.

Kolejność działań, dla wybranego wariantu zabudowy szybika, pozwalających na nieograniczenie ruchu pasażerów jest następująca:

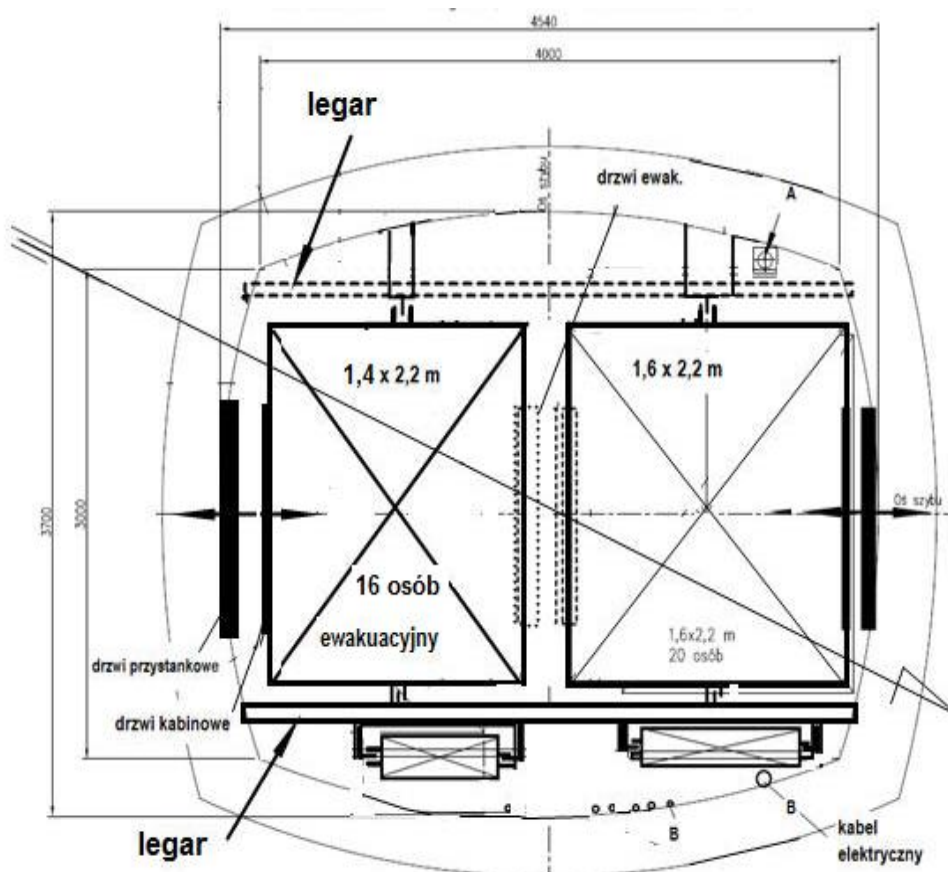
- likwidacja przedziału drabinowego szybika,
- zabudowa przedziału ewakuacyjnego szybika dźwigiem ewakuacyjnym, z montażem legarów szybika,
- montaż dźwigu w szybiku (po likwidacji istniejącej instalacji),

Kolejność działań, dla wybranego wariantu zabudowy szybu, pozwalających na nieograniczenie ruchu pasażerów jest następująca:

- przebudowa wentylacji,
- zabudowa przedziału dźwigiem ewakuacyjnym z montażem legarów w szybie,
- budowa budynku nadszybia,
- montaż dźwigu w szybie (po likwidacji istniejącej instalacji),

Przy wybranym wariantcie zabudowy szybu dwoma urządzeniami dźwigowymi należy w pierwszej kolejności zabudować jeden dźwig z możliwością jego uruchomienia do celów ewakuacji w trakcie montażu drugiego urządzenia [4]. Podczas prac zabudowy pewnych elementów należy przewidzieć możliwość okresowego przestoju urządzeń obecnie zabudowanych służących do ewakuacji i w szczególności zagrożenie takie występuje w szybiku po demontażu przedziału drabinowego.

Dla szybu „Guido” zaprojektowano dwa urządzenia dźwigowe jedno jako urządzenie podstawowe natomiast drugie jako awaryjne. Na rysunku 5 pokazano koncepcyjne zagospodarowanie tarczy szybu bez ingerencji w aktualne wyposażenie technologiczne.

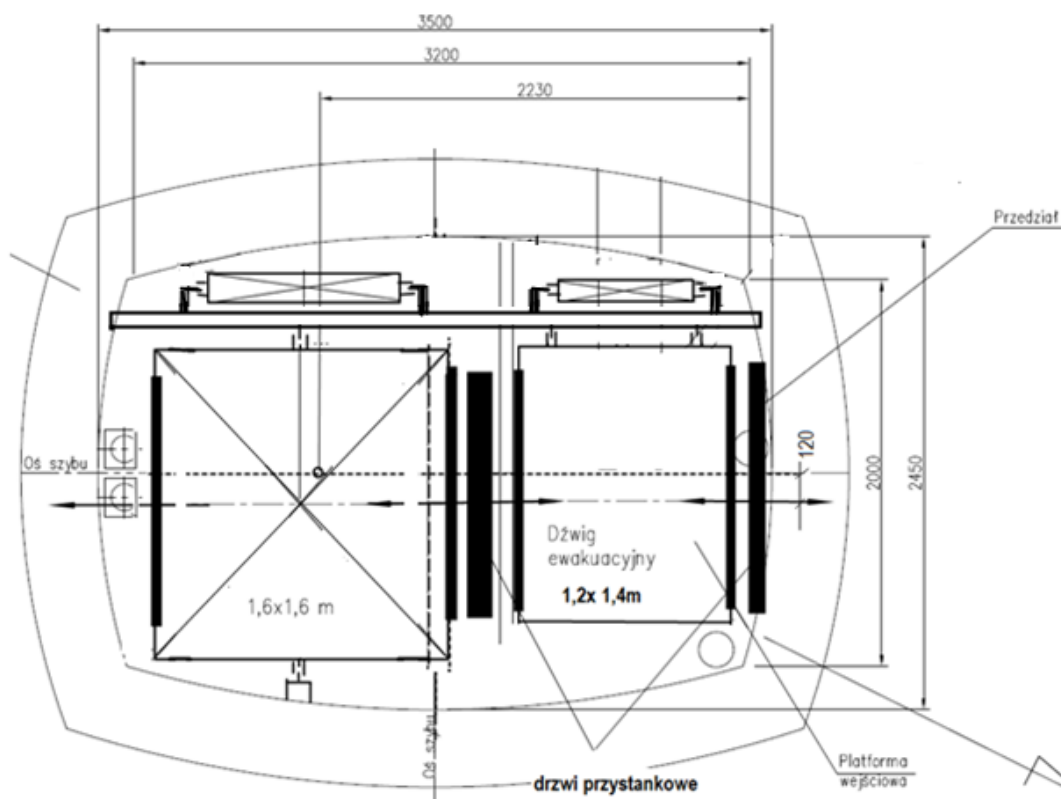


Rys. 5. Projektowana tarcza szybu „Guido”

W przedziale dźwigowym zainstalowana będzie kabina o powierzchni około 3,5 m² zapewniająca komfort jazdy dla 20 osób. Napęd będzie umieszczony w maszynowni. Przy tym rozwiązaniu wymagane będzie zmniejszenie wysokości podszybia do 3 m poprzez zasypanie części rzepia szybu. Wejście i wyjście pasażerów z tej samej strony. Drzwi ewakuacyjne na wprost wejścia głównego. Wydajność max. 200 osób/h.

Dźwig linowy ewakuacyjny przewidziany dla 16 osób z wejściem z tej samej strony od dźwigu podstawowego oraz wyjściem od strony stacji wentylatorów. Przewidywany czas ewakuacji (jazdy dźwigu z pasażerami) 8-10 minut. W proponowanym rozwiązaniu można wykorzystać dźwig ewakuacyjny do doraźnego transportu technicznego, jak i osobowego z możliwością opuszczenia kabiny przez drzwi ewakuacyjne i przejście przez kabinę główną do wyjścia na poziomie – 170 m. Może on również być wykorzystywany do transportu na poziom -150 m.

Dla szybika „Guido” zaprojektowano dwa urządzenia dźwigowe jedno jako urządzenie podstawowe natomiast drugie jako awaryjne. Na rysunku 6 pokazano koncepcyjne zagospodarowanie tarczy szybiku bez ingerencji w aktualne wyposażenie technologiczne.

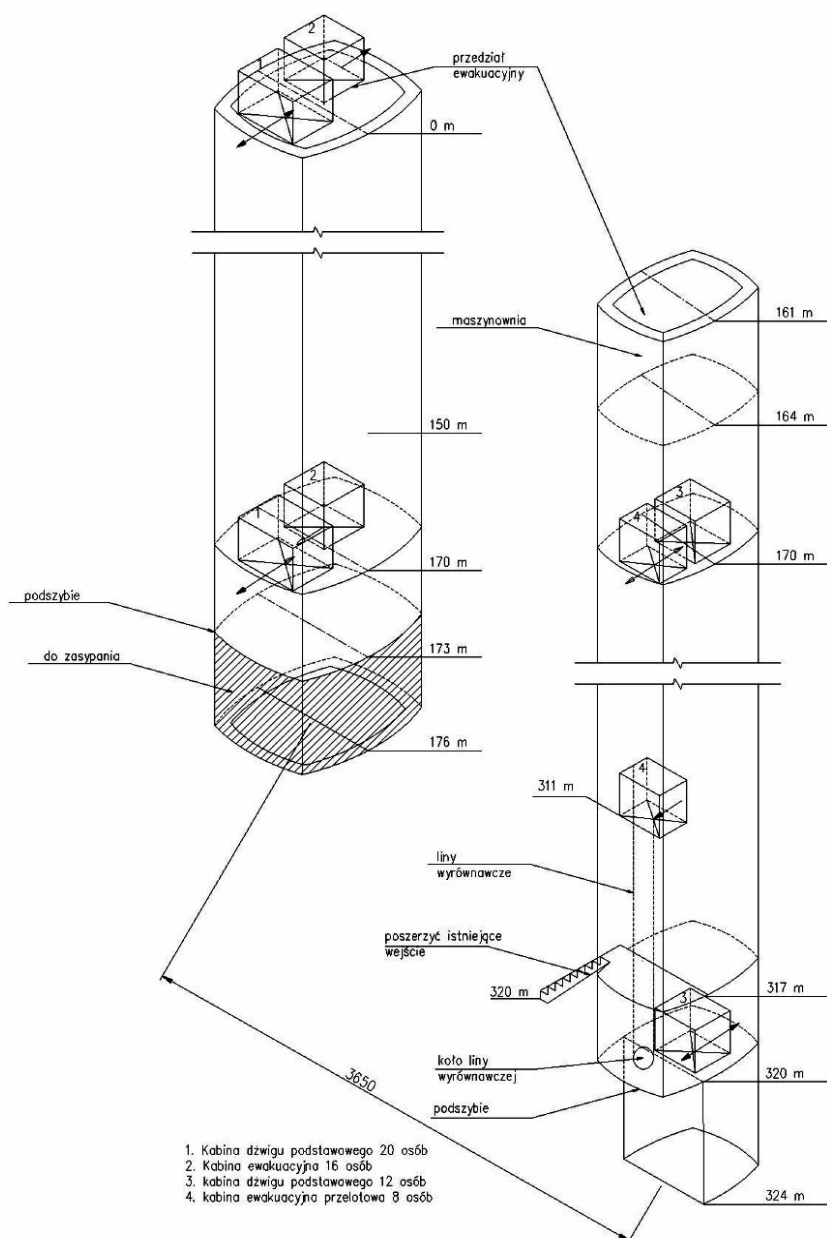


Rys. 6. Projektowana tarcza szybiku „Guido”

W przedziale dźwigowym zainstalowany będzie dźwig elektryczny z kabiną o powierzchni 2,56 m² dla 12 (14) osób. Wejście na poziomie 170 m, wyjście z kabiny na poziomie 320 m. Kabina przystosowana dla osób niepełnosprawnych. Napęd w maszynie z dojściem drabiną z szybu Guido.

Dźwig ewakuacyjny plecakowy z kabiną przelotową” dla 8 osób usytuowany na podchwytach. W trakcie załadunku osób na poziomie 170 m ich przejście następuje przez kabinę dźwigu awaryjnego do kabiny dźwigu głównego (otwarte drzwi szybowe i kabinowe oraz ewakuacyjne w trakcie załadunku). Szacowany czas ewakuacji osyłowac powinien w okolicy 12 minut. Podszybie dźwigu ewakuacyjnego poniżej poziomu 317 m. Dojście do podszybia z poziomu 320 drabiną z poziomu 317 m. Napęd w nadszypiu dźwigu ewakuacyjnego lub w maszynie. Dojście do maszyny szybiku z poziomu 170 m z przedziału szybu „Guido” z wykorzystaniem drabin. Zapewniona jest wentylacja głowicy szybiku poprzez otwartą przestrzeń do szybu.

Na rysunku 7 przedstawiono widok zabudowy urządzeń dźwigowych w szybie i szybiku „Guido”, a w tabeli 1 i 2 podstawowe parametry urządzeń dźwigowych w szybie i szybiku.



Rys. 7. Widok 3d zabudowy urządzeń dźwigowych w szybie i szybiku „Guido”

Podstawowe parametry dźwigów w szybie

Tabela 1.

Parametry dźwigu podstawowego	Parametry dźwigu awaryjnego
<ul style="list-style-type: none"> • Udźwig znamionowy: min. 20 osób/1600kg • Prędkość jazdy: min. 4 m/s (regulowana) • Napięcie znamionowe: 400 V • Napęd: Cierny-linowy • Stopień ochrony IP: min. IP54 • Minimalna nominalna ilość startów: 180 	<ul style="list-style-type: none"> • Udźwig znamionowy: min. 20 osób/1600kg • Prędkość jazdy: min. 2,5 m/s (regulowana) • Napięcie znamionowe: 400 V • Napęd: Cierny-linowy • Stopień ochrony IP: min. IP54 • Minimalna nominalna ilość startów: 180

Podstawowe parametry dźwigów w szybiku

Tabela 2.

Parametry dźwigu podstawowego	Parametry dźwigu awaryjnego
<ul style="list-style-type: none"> • Udźwig znamionowy: min. 12 osób/1000kg • Prędkość jazdy: min. 6 m/s (regulowana) • Napięcie znamionowe: 400 V • Napęd: Cierny-linowy • Stopień ochrony IP: min. IP54 • Minimalna nominalna ilość startów: 180 	<ul style="list-style-type: none"> • Udźwig znamionowy: min. 8 osób/630kg • Prędkość jazdy: min. 1,6 m/s (regulowana) • Napięcie znamionowe: 400 V • Napęd: Cierny-linowy • Stopień ochrony IP: min. IP54 • Minimalna nominalna ilość startów: 180 • Układ zawieszenia kabiny – plecakowy

6. Podsumowanie

W procesie implementacji urządzeń dźwigowych nieodzownym elementem jest wiedza w zakresie istniejącego wyposażenia szybu i szybika, co zrealizowano poprzez inwentaryzację laserową. Zabudowa legarów urządzeń dźwigowych wymagała przeprowadzania badań wytrzymałościowych obmurza. Z pośród wielu koncepcyjnych rozwiązań zabudowy urządzeń dźwigowych wybrano rozwiązanie opisane powyżej, uwzględniając stosowne wymagania przepisów górniczych [4] i dyrektywy dźwigowej. Urządzenia dźwigowe w myśl przepisów górniczych zaliczane są do urządzeń specjalnych.

Przewidziano możliwość wykonania procesu diagnostycznego lin stalowych pracujących w instalacji dźwigowej. Przewiduje się docelowo zainstalowanie systemów monitorowania stanu technicznego tych lin z możliwością przesyłu sygnałów diagnostycznych w czasie rzeczywistym.

Literatura

1. Kwaśniewski J.: Dźwigi osobowe i towarowe. Budowa i eksploatacja, Wydawnictwa AGH, Kraków 2006.
2. Kwaśniewski J., Czyżowski J., Krakowski T., Molski Sz., Zuski Z.: Warunki eksploatacji dźwigu osobowego zabudowanego w szybie górniczym Kopalni Soli Wieliczka CBiDGP 2013.
3. Zygmunt Z.: Transport pionowy w Kopalni Soli „Wieliczka” za pomocą urządzeń transportowych specjalnych. SITG O. Gliwicko-Zabrzański, Warsztaty techniczne „Nowoczesne rozwiązania w zakresie bezpieczeństwa transportu pionowego w zakładach górniczych”; Szczyrk 2014 r.
4. Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz. U. z 2017 r. poz. 1118 z dnia 9 czerwca 2017).

Identyfikacja rzeczywistego stanu obciążenia dynamicznego w napędzie ścianowej kruszarki kęsów

Piotr Cheluska, prof. Politechniki Śląskiej – Politechnika Śląska

Grzegorz Głuszek – Politechnika Śląska

Streszczenie: W ścianowych kompleksach zmechanizowanych, zwłaszcza do ścian wysokich, coraz częściej stosowane są ścianowe kruszarki kęsów. Kruszarka ta ma za zadanie nie dopuścić do zatorów powstających na przesypie przenośnika ścianowego przez ponadwymiarowe bryły urobku. W rozdziale przedstawiono dedykowaną aparaturę pomiarowo-rejestrującą wykorzystaną w trakcie badań doświadczalnych ścianowej kruszarki kęsów KS4. Zaprezentowano wybrane wyniki badań eksploatacyjnych ścianowej kruszarki kęsów, które umożliwiły wyznaczenie rzeczywistych obciążeń dynamicznych napędu bębna kruszącego w trakcie realizacji procesu rozdrabniania urobku transportowanego przenośnikiem ścianowym.

Identification of the real state of the dynamic load on the drive of the longwall crusher machine

Abstract: In mechanized longwall complexes, in particular for high seams, the longwall crusher machines are increasingly used. This crusher is designed to prevent blockages arising on the sifting of the armoured face conveyor (AFC) through oversized lumps of output. The paper presents dedicated measuring and recording equipment used during experimental tests of the longwall crusher machine KS4. Selected results of exploitation tests of the longwall crusher machine were presented, which made it possible to determine the actual dynamic loads of the crushing drum drive in the process of crushing the output transported by a AFC.

1. Wprowadzenie

Ze względu na możliwości transportowe urządzeń odstawy urobku w kopalniach podziemnych – od przodku wydobywczego do szybu – wymagana jest określona granulacja urobku. Zbyt duże kęsy zakłócają bowiem ciągłość odstawy oraz niszczą trasę przenośników taśmowych. Stąd, w ciągach odstawy urobku stosowane są dynamiczne kruszarki urobku [9]. W zależności od miejsca instalowane są różnego typu kruszarki kęsów.

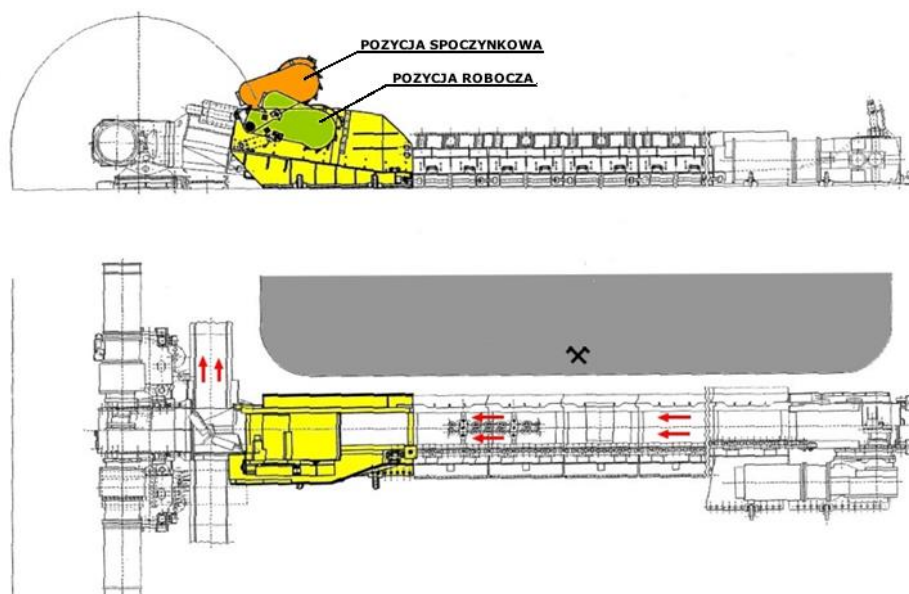
Kruszarki ścianowe przeznaczone są do kruszenia dużych brył urobku transportowanych przenośnikiem ścianowym ze ściany do strefy wysypu, których przekazanie na przenośnik podścianowy byłoby bardzo utrudnione lub niemożliwe [4]. Kruszarka ścianowa jest klasycznym obiektem dynamicznym, w którym układ napędowy narażony jest na duże obciążenia dynamiczne wynikające z przebiegu procesu kruszenia [2, 6, 10]. W procesie rozdrabniania urobku w kruszarkach ścianowych największy udział w nadawie ma węgiel kamienny. Ze względu jednak na przybierkę skał stropowych i spągowych kombajnem, występowanie przerostów w pokładzie węgla oraz samoistny opad skał stropowych na przenośnik ścianowy, urobek może zawierać również dużą ilość skały płonnej. W efekcie, układ napędowy kruszarki pracuje w trudnych warunkach, podlegając działaniu zmiennych

obciążeń wynikających z własności mechanicznych rozdrabnianych skał, udziału skał twardych w nadawie oraz jej składu ziarnowego [5, 7, 8, 11].

Badania doświadczalne w warunkach eksploatacyjnych ścianowej kruszarki kęsów, z wykorzystaniem dedykowanej aparatury pomiarowo-rejestrującej, umożliwiają określenie wielkości i charakteru rzeczywistego obciążenia dynamicznego układu napędowego oraz identyfikację zjawisk dynamicznych towarzyszących jej działaniu. Stanowi to punkt wyjścia dla doskonalenia konstrukcji tego rodzaju maszyn.

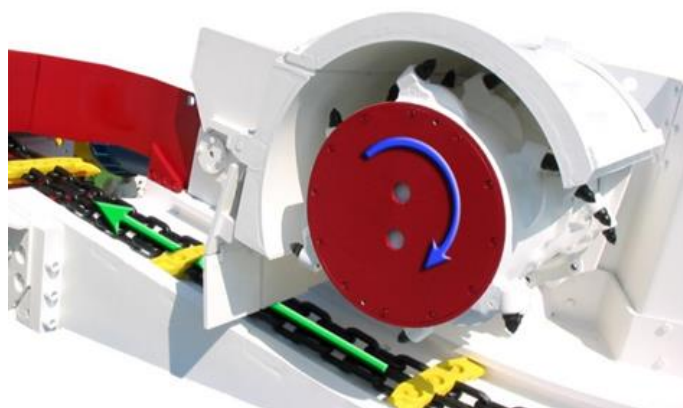
2. Ścianowa kruszarka kęsów jako obiekt pomiarowy

Obiektem badań była kruszarka KS4. Umiejscowiona jest ona w wyrobisku ścianowym na końcu ścianowego przenośnika zgrzeblowego, tuż przed przesypem (rys. 1). Kadłub kruszarki mocowany jest do członu dołączonego przenośnika zgrzeblowego za pomocą wspornika. Dzięki przegubowemu zamocowaniu kadłuba kruszarki do rynny dołącznej przenośnika istnieje możliwość regulacji wysokości ustawienia bębna kruszącego nad płytą ślizgową przenośnika. Realizowane jest to w wyniku wychylania kadłuba kruszarki za pomocą siłownika hydraulicznego.



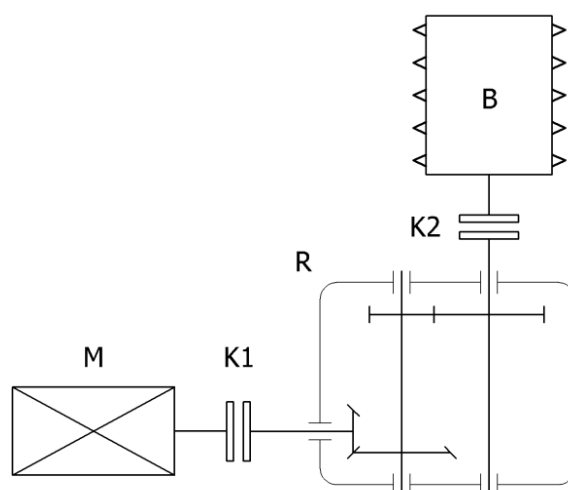
Rys. 1. Ścianowa kruszarka kęsów KS4 zabudowana na przenośniku ścianowym (źródło: [1])

W trakcie transportu urobku przenośnikiem ścianowym, ponadgabarytowe bryły urobku, których wymiary uniemożliwiają dalszą odstawę na przenośnik zgrzeblowy podścianowy, przechodzą przez strefę kruszenia, a więc miejsce, w którym noże osadzone na bębnie kruszącym rozdrabniają zbyt duże bryły urobku. W efekcie, duże bryły urobku rozdrobnione są na mniejsze ziarna, o wymiarach nie przekraczających wysokości szczeliny ustawionej pomiędzy bębniem kruszącym i płytą ślizgową przenośnika. Kierunek obrotu bębna kruszącego jest zgodny ze zwrotem odstawy przenośnika ścianowego (rys. 2).



Rys. 2. Stacjonarna ścianowa kruszarka węglowa KS4 (źródło: opracowanie własne [2])

Układ napędowy ścianowej kruszarki kęsów składa się z (rys. 3): silnika elektrycznego (M) wyposażonego w wałek bezpieczeństwa, sprzęgła łączącego silnik z reduktorem (K1), reduktora (R), sprzęgła przeciążeniowego (K2) i bębna kruszącego (B). W układzie napędowym kruszarki KS4 zastosowano asynchroniczny silnik elektryczny o mocy nominalnej 200 kW [1]. Dalszą część napędu stanowi dwustopniowa przekładnia zębata stożkowo-walcowa. Zastosowanie stopnia stożkowego wynika z prostopadłego ustawienia bębna kruszącego w stosunku do silnika napędowego w celu zminimalizowania miejsca zajmowanego przez napęd kruszarki. Bęben kruszący wykonany jest w formie walca o średnicy 660 mm [1], na którego poboczniczy umieszczone są odpowiednio usytuowane 24 noże kruszące. Ze względu na konstrukcję kruszarki, jej usytuowanie w wyrobisku ścianowym w rejonie skrzyżowania z chodnikiem podścianowym oraz warunki pracy, możliwości wykorzystania typowych urządzeń pomiarowych i rejestrujących dla potrzeb badawczych są bardzo ograniczone. Z tego względu, dla potrzeb badań eksploatacyjnych kruszarki ścianowej KS4 opracowano dedykowaną aparaturę pomiarowo-rejestrującą, która zainstalowana została w kruszarce pracującej w ścianie jednej z kopalń węgla kamiennego.

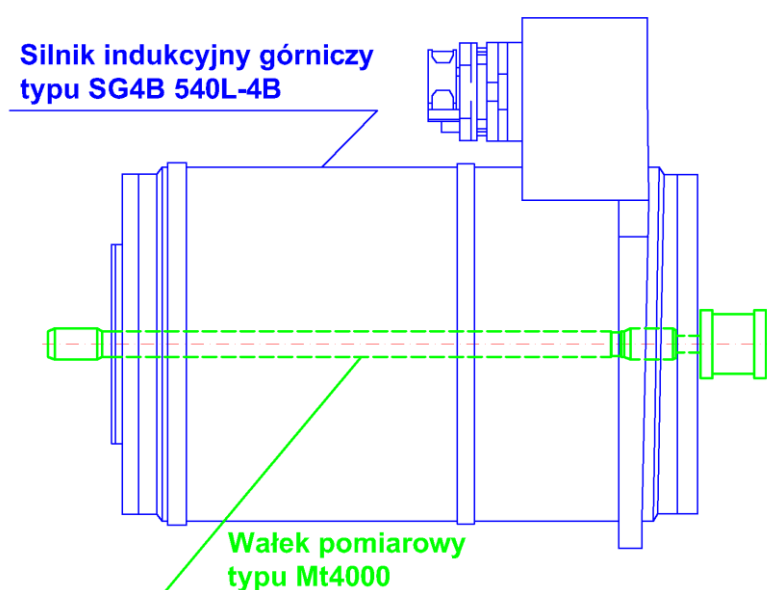


Rys. 3. Schemat kinematyczny napędu ścianowej stacjonarnej kruszarki kęsów wykorzystanej do badań doświadczalnych (źródło: [3]): M – silnik napędowy, K1 i K2 – sprzęgła, R – przekładnia zębata, B – bęben kruszący

3. Dedykowana aparatura pomiarowo-rejestrująca

Opracowany układ pomiarowy służy do pomiaru momentu obrotowego i prędkości obrotowej na wale silnika napędowego oraz monitorowania temperatury pracy układu pomiarowego. Ze względu na charakterystykę mechaniczną zastosowanego w badanej kruszarce silnika asynchronicznego, zakres pomiarowy momentu obrotowego wynosił ± 4000 Nm, a zakres pomiarowy prędkości obrotowej wynosił 2000 obr/min.

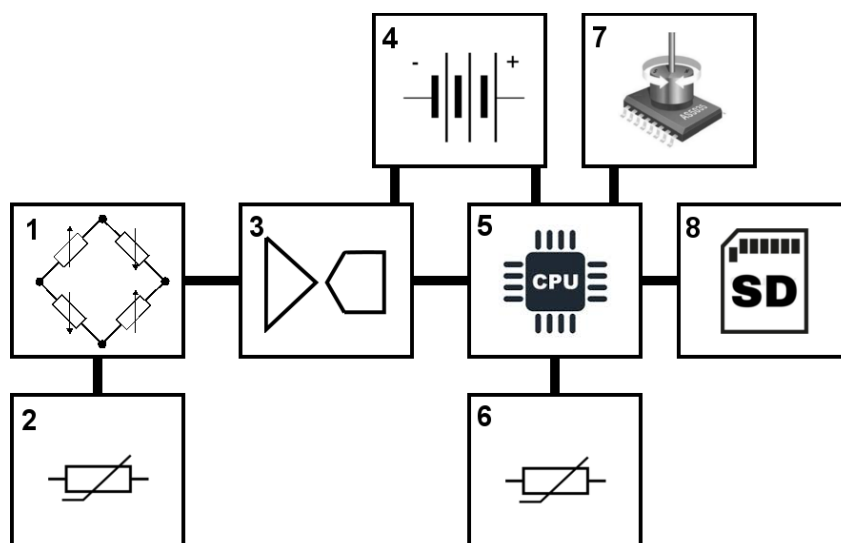
Ze względu na ograniczoną przestrzeń do zabudowy elementów układu pomiarowego w napędzie kruszarki, do pomiaru obciążenia dynamicznego kruszarki wykorzystano momentomierz zbudowany na bazie odpowiednio zmodyfikowanego wałka bezpieczeństwa stanowiącego integralną część silnika elektrycznego (rys. 4).



Rys. 4. Schemat miejsca montażu aparatury pomiarowo-rejestrującej (źródło: opracowanie własne)

Strukturę układu pomiarowo-rejestrującego przedstawiono na rysunku 5. Pomiar momentu obrotowego odbywa się poprzez pomiar odkształceń skrętnych wału za pomocą mostka tensometrycznego (1). Sygnał elektryczny mostka tensometrycznego wzmacniany jest przez wzmacniacz pomiarowy i zamieniany na sygnał cyfrowy przez przetwornik ADC (3). Sygnał w postaci cyfrowej przekazywany jest dalej do jednostki centralnej (5), która przelicza odkształcenie na moment obrotowy. Prędkość obrotowa wału mierzona jest przez czujnik magnetyczny (7), który podaje informację do jednostki centralnej (5) o aktualnym położeniu wału, a jednostka centralna (5), wyznacza na tej podstawie prędkość obrotową wału. Wartość momentu obrotowego i prędkości obrotowej zapisywana jest do pliku na kartę pamięci SD (8). Dodatkowo, układ umożliwia pomiar temperatury w miejscu mocowania mostka tensometrycznego (2) i samego układu pomiarowego (6). Układ pomiarowo-rejestrujący zasilany jest z wewnętrznego wymiennego źródła bateryjnego (4). Zaletą tego rozwiązania jest autonomiczność (brak konieczności prowadzenia okablowania oraz korzystania z zewnętrznych źródeł zasilania), łatwość transportu i montażu. Ma to istotne znaczenie w przypadku pomiarów maszyn przodkowych realizowanych w podziemnych wyrobiskach

górnictwa. Istotną cechą jest również brak potrzeby jakiegokolwiek adaptacji obiektu badań dla potrzeb realizacji pomiarów.



Rys.5. Schemat układu pomiarowo-rejestrującego (źródło: opracowanie własne): 1 – mostek tensometryczny, 2 – czujnik temperatury wałka pomiarowego, 3 – wzmacniacz i przetwornik ADC, 4 – baterijne źródło zasilania, 5 – jednostka centralna (mikrokontroler), 6 – czujnik temperatury we wnętrzu elektroniki, 7 – enkoder magnetyczny, 8 – wymienna karta pamięci SD

Ze względu na trudne warunki pracy układu pomiarowo-rejestrującego, układy elektroniczne i źródło zasilania zostały szczelnie zamknięte w specjalnej metalowej obudowie (rys. 6). Kompletny układ pomiarowo-rejestrujący gotowy do transportu do miejsca prowadzenia badań pokazano na rysunku 7.



Rys. 6. Momentomierz zabudowany w silniku napędowym kruszarki ścianowej KS4 w trakcie testów w hali montażowej (źródło: opracowanie własne)



Rys. 7. Momentomierz Mt4000 z układem rejestrującym (źródło: opracowanie własne)

4. Badania dołowe ścianowej kruszarki kęsów

Badania przeprowadzone zostały w jednej z kopalń węgla kamiennego w ścianie o wysokości od 3,80 m do 4,40 m i długości 90 m. Ściana prowadzona była w systemie z zawalem stropu. Pokład wybierany był przez kombajn ścianowy KSW1140, zaś transport urobku ze ściany odbywał się przenośnikiem Rybnik1100. Ze względu na dużą miąższość eksploatowanego pokładu, kompleks ścianowy wyposażony był w kruszarkę kęsów KS4. Na rysunku 8 i 9 pokazano kruszarkę KS4 eksploatowaną w ścianie, w której prowadzone były badania. Widoczny jest bęben kruszący wyposażony w noże stożkowe, zabudowany wewnątrz osłony, na której rozmieszczona jest bateria dysz zraszających (rys. 8) oraz osłonę części elektronicznej momentomierza wystającą z pokrywy tylnej silnika napędowego (rys. 9).



Rys. 8. Ścianowa kruszarka KS4 w wyrobisku ścianowym [źródło: opracowanie własne]

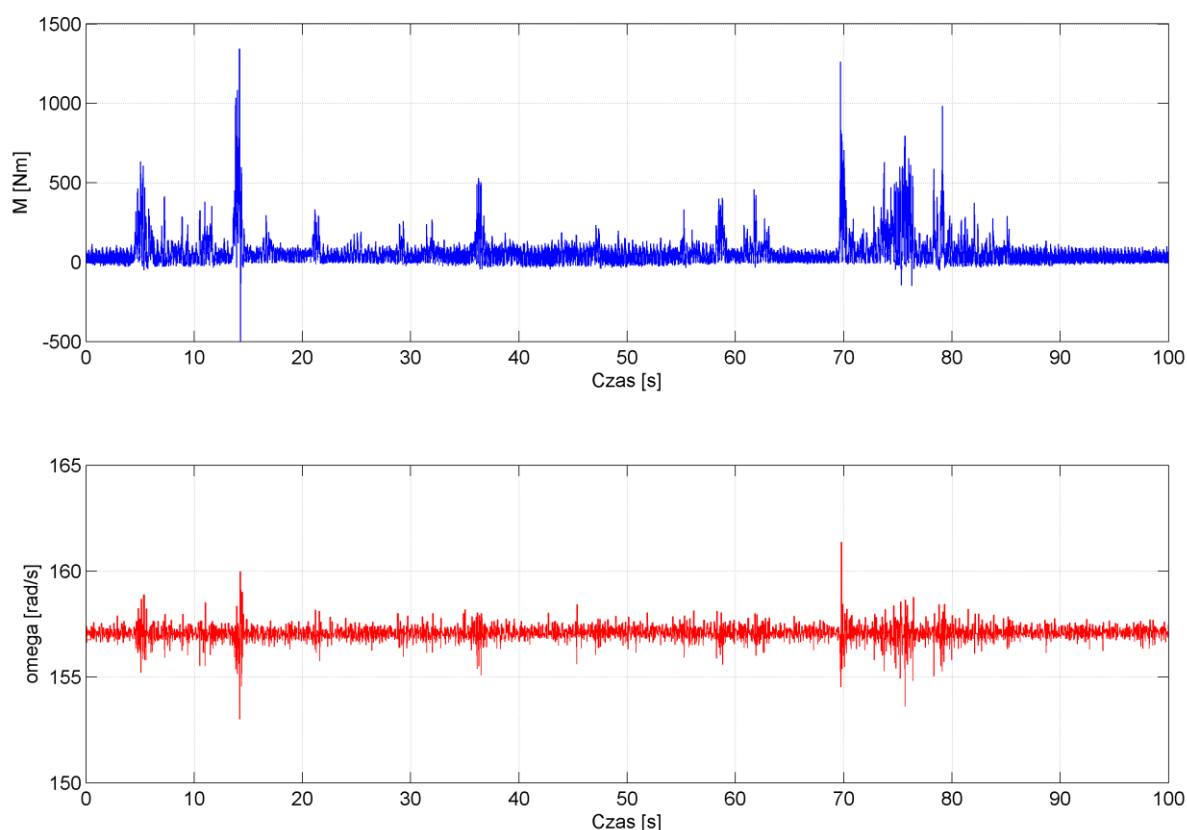


Rys. 9. Układ pomiarowo-rejestrujący zabudowany w kruszarce KS4 w wyrobisku ścianowym
(źródło: opracowanie własne)

5. Przykładowe wyniki pomiarów eksploatacyjnych ścianowej kruszarki kęsów KS4

Badania doświadczalne wykonane zostały w trakcie trwania zmiany wydobywczej przy normalnym biegu ściany. Aparatura rejestrowała przebieg obciążenia dynamicznego napędu kruszarki kęsów w sposób ciągły przez okres jednej zmiany wydobywczej.

W przebiegu momentu obrotowego na wale silnika w napędzie kruszarki widoczne są wyraźnie przedziały czasowe, w których realizowany był proces kruszenia (rys.10 – linia w kolorze niebieskim). Rozdrabnianiu urobku towarzyszył bowiem niejednokrotnie silny wzrost obciążenia dynamicznego, ponad wartość odpowiadającą biegowi jałowemu kruszarki. Doraźny charakter pracy kruszarki wynika z ustawienia określonej wysokości bębna kruszącego od trasy przenośnika ścianowego takiej, aby kruszone były jedynie duże bryły urobku, które mogłyby powodować zatory na przesypie przenośnika. W analizowanym 100 s fragmencie przebiegu, obciążenie dynamiczne w taktie kruszenia dochodziło niekiedy do 1400 Nm, (nie przekraczało zatem wartości nominalnej silnika zainstalowanego w badanej kruszarce). Wynikało to z tego, iż nadawa składała się zasadniczo z brył węgla o relatywnie małej wytrzymałości na ściskanie, nie przekraczającej 15 MPa). Zmianom obciążenia na wale silnika w trakcie realizacji procesu kruszenia towarzyszyły zmiany jego prędkości kątowej (rys.10 – linia w kolorze czerwonym). Prędkość kątowa zmieniała się jednak w nieznacznym stopniu, co świadczy z jednej strony o dość niskim (jak na możliwości badanego napędu) stopniu obciążenia. Z drugiej strony, wynika to z dużej bezwładności napędu, co przeciwdziała gwałtownym zmianom prędkości pod wpływem krótkotrwałego wzrostu obciążenia. Prędkość kątowa wału silnika kształtuje się zasadniczo na poziomie prędkości nominalnej wynoszącej 157 rad/s.

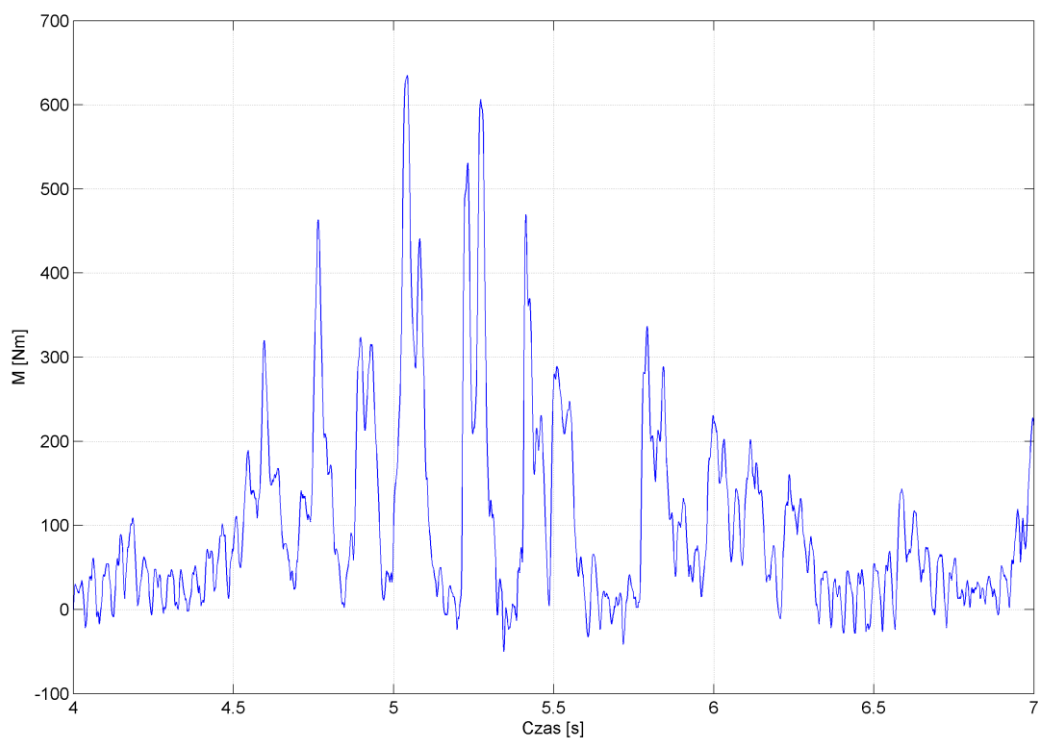


Rys. 10. Fragment przebiegu momentu i prędkości kątowej w trakcie 100 s pracy kruszarki
(źródło: opracowanie własne)

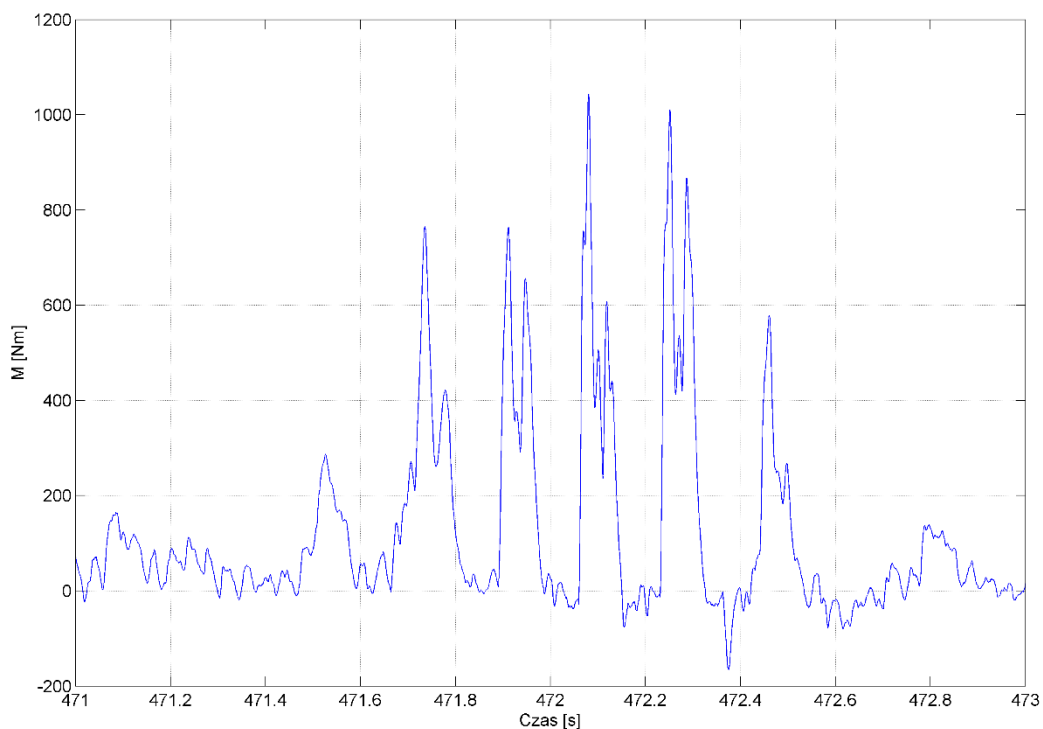
Analizując fragmenty przebiegu obciążenia dynamicznego napędu kruszarki KS4, w których realizowany był proces kruszenia urobku węglowego widoczna jest wyraźna periodyczność (rys. 11 i 12). Ujawniają się tutaj drgania momentu obrotowego na wale silnika o częstotliwości kołowej bębna kruszącego odpowiadającej jego prędkości kątowej.

W kolejnych interwałach czasowych odpowiadających okresowi obrotu bębna kruszącego moment obrotowy na wale silnika napędowego zmienia się w dość dużym zakresie, bo od wartości bliskich zero do wartości szczytowych, kształtujących się na różnym poziomie (w zależności od oporów rozdrabniania ziaren urobku).

Duże zróżnicowanie wartości szczytowych obciążenia w kolejnych okresach obrotu bębna kruszącego świadczy o stochastycznym charakterze wymuszenia drgań. Zmienia się bowiem w sposób losowy zarówno wielkość nadawy, jej skład ziarnowy oraz własności transportowanego przenośnikiem ścianowym urobku.



Rys. 11. Fragment przebiegu momentu i prędkości kątowej w trakcie 9 obrotów bębna kruszarki w trakcie kruszenia urobku [źródło: opracowanie własne]



Rys. 12. Fragment przebiegu momentu i prędkości kątowej w trakcie 6 obrotów bębna kruszarki w trakcie kruszenia urobku [źródło: opracowanie własne]

6. Podsumowanie

Badania doświadczalne realizowane w warunkach eksploatacyjnych w kopalniach podziemnych wymagają stosowania aparatury pomiarowo-rejestrującej o specjalnej konstrukcji, odpornej na warunki środowiskowe panujące w wyrobiskach górniczych oraz spełniające wymagane normy bezpieczeństwa. Oznacza to, iż w wielu wypadkach wykorzystanie standardowych przyrządów pomiarowych jest mocno ograniczone, lub wręcz niemożliwe. W trakcie projektowania aparatury pomiarowej dla wyżej wymienionych zastosowań należy brać pod uwagę również ograniczoną przestrzeń dla jej zabudowy, wynikającą z konstrukcji badanej maszyny oraz miejsca jej pracy. Ze względów praktycznych wskazane jest ograniczenie do minimum konieczności adaptacji badanego obiektu do badań, a zastosowana aparatura pomiarowa powinna być łatwa do transportu dołowego i montażu. Powinna być także autonomiczna, co oznacza brak konieczności prowadzenia przewodów zasilających i sygnałowych poza badaną maszynę. Cechy te spełnia opracowany w Katedrze Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej układ do pomiaru obciążeń dynamicznych w kruszarce ścianowej.

Badania eksploatacyjne maszyn górniczych, tak trudne do realizacji ze względów technicznych oraz organizacyjnych, są niezwykle cenne, gdyż dostarczają wiedzę o rzeczywistym stanie obciążania danej maszyny, jej podzespołów oraz napędów w trakcie realizacji procesu roboczego. Stanowią one ważne źródło informacji dla konstruktorów oraz badaczy zajmujących się doskonaleniem konstrukcji maszyn górniczych.

Zaprezentowane w niniejszym rozdziale badania doświadczalne ścianowej kruszarki KS4 i uzyskane w trakcie ich realizacji charakterystyki dynamiczne jej napędu wskazują na skomplikowany charakter przebiegu procesu kruszenia urobku oraz silnie dynamiczny jego charakter. Stanowią one niezbędny etap w analizie skomplikowanych zjawisk dynamicznych towarzyszących pracy tak z pozoru prostego urządzenia.

Literatura

1. Dokumentacja techniczno-ruchowa ścianowej kruszarki kęsów KS-4.
2. Dolipski M., Głuszek G.: Komputerowe wyznaczenie przebiegu prędkości kątowej w układzie napędowym kruszarki urobku. Technicka Diagnostika, No. 1, Czechy 2010.
3. Dolipski M., Głuszek G.: Procesy i zjawiska zachodzące podczas kruszenia w stacjonarnej kruszarce kęsów. Technicka Diagnostika, No. 1, Czechy 2011.
4. Feliks. J, Filipowicz A.: Ścianowa kruszarka urobku. Inżynieria i Aparatura Chemiczna, 48, nr 4, 2009.
5. Feliks. J, Filipowicz A.: Zastosowanie teorii rozdrabniania do doboru mocy w kruszarce węgla. . Inżynieria i Aparatura Chemiczna, 48, nr 4, 2009.
6. Gawenda T.: Kruszarki wirnikowe udarowe w produkcji kruszyw mineralnych. Surowce i Maszyny Budowlane , nr 4, 2010.
7. Ikebudu Kingsley .O, Chinwuko E. C, Jude Ezechi D.: Measurement of Crushing Strength of Coal Agglomerates. Proceedings of the World Congress on Engineering, Vol III, 2011.

8. Miroshnichenko D. V.: Crushing Properties of Coal. Coke and Chemistry, Vol. 56, No. 12, 2013.
9. Sidor, J. Feliks, J. Mazur, M.: Kruszarki do rozdrabniania węgla w warunkach kopalń podziemnych. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, nr 3, 2013.
10. Sidor, J. Klich A.: Współczesne maszyny do rozdrabniania - kruszarki i młyny. ITG Komag, Gliwice 2018.
11. ZHANG Li-song, YAN Xiang-zhen, YANG Xiu-juan, TIAN Zhong-lan, YANG Heng-lin: Failure probability analysis of coal crushing induced by uncertainty of influential parameters under condition of in-situ reservoir. Central South University Press and Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Vol. 21, 2014.

Badania udarności jedno- i różnoimiennych złączy spawanych z zastosowaniem stali specjalnych

Jerzy Ickiewicz – Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Suwałkach

Streszczenie: W konstrukcji maszyn stosowanych do realizacji procesów roboczych w skomplikowanych warunkach eksploatacyjnych (trudny do zdefiniowania rodzaj i charakter obciążeń) zachodzi konieczność stosowania połączeń spawanych stali konstrukcyjnych zwykłej jakości ze stalami specjalnymi o podwyższonych właściwościach wytrzymałościowych i tribologicznych. Z tego względu, oraz braku publikacji na ten temat, zaszła konieczność przeprowadzenia badań właściwości mechanicznych, w tym badań udarności jedno- i różnoimiennych połączeń spawanych.

W rozdziale przedstawiono wyniki badań udarności jedno- i różnoimiennych połączeń spawanych wybranych rodzajów stali w kontekście zastosowania ich w konstrukcji maszyn rolniczych i komunalnych.

Tests of the notch toughness of single and unmated welded joints using special steels

Abstract: In the construction of machines used for work processes in complex operating conditions (the type and nature of loads difficult to be defined) it is necessary to use weld joints connecting ordinary structural steel with special steels with improved strength and tribological properties. For this reason, as well as the lack of publications on this subject, it became necessary to carry out examinations of mechanical properties, including the tests of toughness of single and unmated welded joints.

The paper presents the results of research on selected mechanical parameters of single and unmated welded joints of selected types of steel in the context of their use in the construction of agricultural and municipal machines.

1. Wprowadzenie

Problem kruchych pęknięć pojawił się w konstrukcjach wraz z wprowadzeniem złączy spawanych, powstających na skutek niewłaściwego (różnego) składu chemicznego stali, korbami na krawędzi nadlewu oraz w grani spoiny. Złącze spawane ze względu na niejednorodną strukturę negatywnie wpływa na jego właściwości mechaniczne, ponieważ w strefie wpływu ciepła występuje obniżenie właściwości plastycznych, czego konsekwencją są mikropęknięcia, pory, żużle, pęcherze gazowe i inne wady. Zmiany strukturalne występujące w czasie nagrzewania i chłodzenia metalu wywołują wokół złącza spawanego silne pole naprężeń wewnętrznych.

Na poszczególne strefy złącza spawanego wpływa rodzaj materiału (materiałów) i proces metalurgiczny spawania, a mianowicie:

- zjawiska fizyczne i reakcje chemiczne występujące w łuku elektrycznym (dysocjacja cząstek oraz związków chemicznych, parowanie i utlenianie,
- reakcje chemiczne zachodzące w jeziorku ciekłego metalu (pochłanianie i wydzielanie gazu, odtlenianie i odazotowanie,
- zjawiska zachodzące w strefie wpływu ciepła (przemiany fazowe związane z zahartowaniem, odpuszczaniem, dyfuzją i rekrytalizacją oraz starzeniem).

Spawane konstrukcje stalowe, oprócz innych właściwości, muszą odznaczać się odpowiednią odpornością na działanie obciążeń dynamicznych, często w szerokim zakresie temperatur. Wyniki badań statycznych nie dają wystarczającej ilości informacji o zachowaniu się materiałów w razie występowania nagłych zmian obciążenia. Właściwości te można określić poprzez badania udarności, najczęściej stosując próbę udarowego zginania znormalizowanych próbek z karbem.

Próba udarności służy do oceny zachowania się stali w warunkach występowania ostrego karbu, udarowego działania siły (dużej szybkości przyrostu odkształcenia) i obniżonej temperatury, przy czym dwa ostatnie czynniki sprzyjają kruchemu pękaniu tylko przy jednoczesnym oddziaływaniu karbu.

Udarność definiowana jest jako stosunek energii zużytej na złamanie próbki K do powierzchni przekroju poprzecznego próbki w miejscu karbu S_0 , który sprzyja kruchemu pękaniu:

$$K_c = K/S_0 \text{ [J/cm}^2\text{]}$$

Tak zdefiniowana udarność (nie mająca podstaw fizycznych, ponieważ przy badaniu próbek z karbem nie występuje prawo podobieństwa co jest przyczyną braku metod obliczeń konstrukcji, w których w sposób bezpośredni można ją wykorzystać), będąca miarą odporności stali na pęknięcie pod wpływem uderzenia, stanowi również miarę jej kruchości (im bardziej kruchy jest dany materiał, tym mniejsza jest jego udarność). W różnych zastosowaniach, ustalone są pewne minimalne wartości udarności dla określonych rodzajów materiałów.

Badania udarności wykonuje się zazwyczaj metodą Charpy'ego z początkową energią młota wahadłowego równą $300 \text{ J} \pm 5 \text{ J}$, która zostaje zużyta na złamanie próbki i przemienia się w energię kinetyczną. Praca uderzenia K odpowiadająca energii zużytej na złamanie próbki równa jest:

$$K = K_{\max} - K_l = m \cdot g \cdot R \cdot (\cos\beta - \cos\alpha)$$

gdzie: m – masa wahadła, kg,

g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ,

R – odległość od osi wahadła ośrodka próbki ustawionej na podporach, mm,

α - kąt spadania wahadła, °,

β - kąt wychylenia wahadła po złamaniu próbki, °.

Próba standardowa (według PN-EN 10045-1 – Metale. Próba udarności sposobem Charpy'ego. Metoda badania, oraz PN-EN ISO 9016:2013-05E – Badania niszczące złączy spawanych metali - Badanie udarności. Usytuowanie próbek, kierunek karbu i badanie) [5, 6, 7]. Próba udarności sposobem Charpy'ego wykonywana jest na próbce (wyciętej w poprzek i wzdłuż kierunku walcowania) obrobionej mechanicznie (szlifowanie do chropowatości co najmniej $R_a = 1,25 \mu\text{m}$) i dwóch powierzchni równoległych do płaszczyzny symetrii karbu, o długości $55^{\pm 0,60}$ i przekroju kwadratowym o boku $10^{\pm 0,11}$ z karbem w połowie długości w kształcie litery V o kącie rozwarcia $45^{\pm 20}$, głębokości $2^{\pm 0,06}$ i promieniu zaokrąglenia $0,25^{\pm 0,025}$ (próbka Mesnager).

Rzadziej stosuje się próbę młota spadowego (DWT), skorelowaną z metodą Charpy'ego, polegającą na wykorzystaniu energii spadającego młota na płytę z kruchą

napołą i naciętym karbem. W ten sposób można określić temperaturę, w której próbka pęka w sposób całkowicie kruchy zwaną temperaturą zerowej ciągliwości (NDT).

Zagadnienie udarności komplikuje się w przypadku złączy spawanych, w których oprócz materiału rodzimego (lub materiałów) występuje spoina, stanowiąca stopiony materiał rodzimy oraz spoiwo. Na styku tych elementów wyróżnia się strefę ciepła, czyli pas metalu rodzimego, którego struktura uległa zmianie pod wpływem ciepła wydzielonego podczas spawania. W strefie tej odzwierciedlają się wszystkie zjawiska fizyczne zachodzące w metalu nagrzanym poniżej temperatury solidusu, które decydują o spawalności materiałów będącej kompleksową charakterystyką technologiczną metalu rodzimego i dodatkowego.

Za materiał spawalny w zadanym stopniu, za pomocą określonej metody i do danego rodzaju konstrukcji, uważa się stan, w którym zapewnienie ciągłości metalicznej tworzy złącze spawane. Takie złącze, przez swoje cechy lokalne i następstwa ogólne, spełnia zadane wymagania będące podstawą jego oceny. Rozróżnia się stale łatwo-, średnio- i trudno spawalne oraz niespawalne, którego podstawą jest skład chemiczny wyrażany równoważnikiem węgla C_e (wzór Tremlett'a):

$$C_e = C + M_n/6 + (C_u + M_o + V)/5 + (N_i + C_r)/15$$

Na podstawie tego równoważnika węgla można obliczyć twardość w strefie wpływu ciepła, której wartość minimalna wyraża się zależnością: $HV=9,8(1200C_e-260)$, a wartość maksymalna zależnością: $HV=9,8(1200C_e - 200)$. Za stal łatwo spawalną uważa się stal, której równoważnik węgla, $C_e < 0,42\%$, średnio spawalną, $C_e = 0,42\% \div 0,60\%$, a trudno spawalną gdy, $C_e > 0,60\%$.

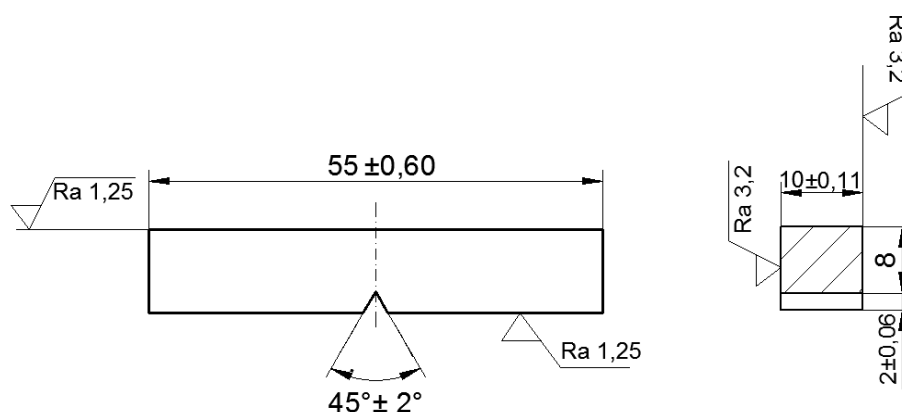
Prostym wskaźnikiem niejednorodności właściwości mechanicznych złącza spawanego (wskaźnik dobrej i złej spawalności) jest rozkład twardości. Nadmierna twardość złącza spawanego w strefie wpływu ciepła świadczy o skłonności stali do tworzenia się pęknięć na skutek dużej hartowności. Decydującym czynnikiem nie jest wysoka temperatura lecz jej zróżnicowanie – stanem pożądanym jest stan, w którym różnica pomiędzy maksymalną i minimalną twardością nie przekracza 30% największej twardości. W strefie wpływu ciepła nie powinna ona przekraczać 420 HV [2].

2. Przedmiot badań

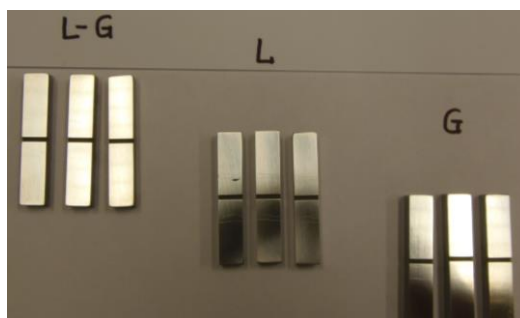
Przedmiotem badań udarności były połączenia spawane wybranych stali stosowanych w produkcji maszyn rolniczych i komunalnych, a mianowicie: stal S355J2, Hardox 400 i Boron 27 hartowany. Wcześniejsze badania [3] wykazały, iż w konstrukcjach tych maszyn znajdują zastosowanie tego rodzaju stale. Do badań przygotowano próbki spawane z różnym usytuowaniem karbu **V** (wzdłuż lica – **L**; wzdłuż grani – **G**; od lica do grani – **L-G**). Jako element odniesienia (próbki referencyjne) przyjęto próbki niespawane, wykonane wzdłuż (oznaczenie **II** – oś podłużna próbki jest równoległa do kierunku walcowania blachy) i prostopadle (\perp - oś podłużna próbki jest prostopadła do kierunku walcowania blachy) do kierunku walcowania. W celu ograniczenia do minimum zmian strukturalnych wywołanych wysoką temperaturą próbki wycięto strumieniem wody. Spawanie wykonano drutem SG3 o średnicy 1,2 mm i poniższych parametrach prądu (parametry przyjęto na podstawie wcześniejszych badań autora [3]):

- lico $-I = 255^{\pm 2}$ A; $U = 27^{\pm 2}$ V,
- wypełnienie $-I = 240^{\pm 2}$ A; $U = 24^{\pm 2}$ V,
- przetop $-I = 215^{\pm 2}$ A; $U = 20^{\pm 2}$ V.

Poniżej przedstawiono rysunek i fotografie próbek do badań udarności wraz z fotografią komory niskich temperatur.



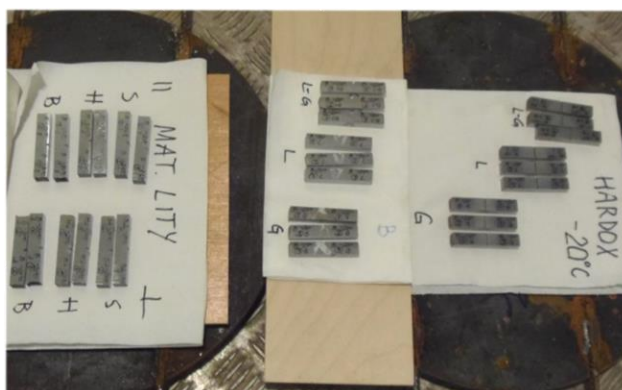
Rys. 1. Próbkę z karbem V do badań udarności: $b = 10$ mm; $h_k = 8$ mm; $L = 55$ mm (źródło: opracowanie własne)



Rys. 2. Fotografia próbek spawanych z różnym usytuowaniem karbu (źródło: opracowanie własne)



Rys. 3. Panel sterowniczy komory niskich temperatur z nastawioną temperaturą -20°C (źródło: opracowanie własne)



Rys. 4. Próbkki do badania udarności w komorze niskich temperatur
(źródło: opracowanie własne)

3. Badania doświadczalne

3.1. Pomiary udarności próbek niespawanych

Poniżej przedstawiono pomiary udarności próbek niespawanych (próbki referencyjne) w temperaturach + 20°C, 0°C i - 20°C (próbki schładzane w komorze niskich temperatur – rysunek 3 i 4). W tabelach podano tylko wartości średnie z 3 próbek.

Wyniki pomiaru udarności próbek niespawanych; Temperatura + 20°C (źródło: opracowanie własne)

Tabela 1.

Materiał	Nr próbki/ kier. walc.	Wymiary próbki [mm]			Praca łamania, K[J]	Udarność, KCV [J/cm ²]
		b	h _k	L		
S355J2	1 /II	9,95	8,08	54,4	209	260
Hardox 400	2 /II	9,95	8,14	54,7	37	46
Born 27	3 /II	10,4	8,08	54,2	24	28
S355J2	1 /⊥	9,94	8,08	54,2	47	59
Hardox 400	2 /⊥	9,95	8,16	54,5	14	18
Boron 27	3 /⊥	10,42	8,06	54,2	11	13

Wyniki pomiaru udarności próbek niespawanych; Temperatura 0°C (źródło: opracowanie własne)

Tabela 2.

Materiał	Nr próbki/ kier. walc.	Wymiary próbki [mm]			Praca łamania, K[J]	Udarność, KCV [J/cm ²]
		b	h _k	L		
S355J2	1 /II	9,95	8,06	54,4	209	261
Hardox 400	2 /II	9,95	8,13	54,5	18	22
Boron 27	3 /II	10,39	8,07	54,4	22	26
S355J2	1 /⊥	9,95	8,17	54,3	41	50
Hardox	2 /⊥	9,95	8,02	54,1	6	7
Boron 27	3 /⊥	10,35	8,01	54,3	7	9

Wyniki pomiaru udarności próbek niespawanych; Temperatura - 20°C
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 3.

Materiał	Nr próbki/ kier. walc.	Wymiary próbki [mm]			Praca łamania, K[J]	Udarność, KCV [J/cm ²]
		b	h _k	L		
S355J2	1 //	9,95	8,10	54,4	173	215
Hardox 400	3 //	9,96	8,12	54,5	7	10
Boron 27	5 //	10,39	8,14	54,5	15	17
S355J2	1 ⊥	9,99	8,25	54,6	24	35
Hardox 400	2 ⊥	9,96	7,87	54,5	1,5	2
Boron 27	3 ⊥	10,43	8,18	54,0	4	5

Z otrzymanych pomiarów wynika, iż udarność próbek o osi równoległej do kierunku walcowania jest ponad czterokrotnie większa, niż próbek o osi prostopadłej do kierunku walcowania, w przypadku stali S355J2, w przypadku stali Hardox 400 – ponad trzykrotnie, a w przypadku stali Boron 27 – ponad dwukrotnie, niezależnie od temperatury próby.

Z tego wynika praktyczny wniosek dla konstruktora, aby kierunek działania sił był zgodny z kierunkiem walcowania blachy. Z tego względu dalsze badania przeprowadzono tylko dla próbek o osi równoległej do kierunku walcowania.

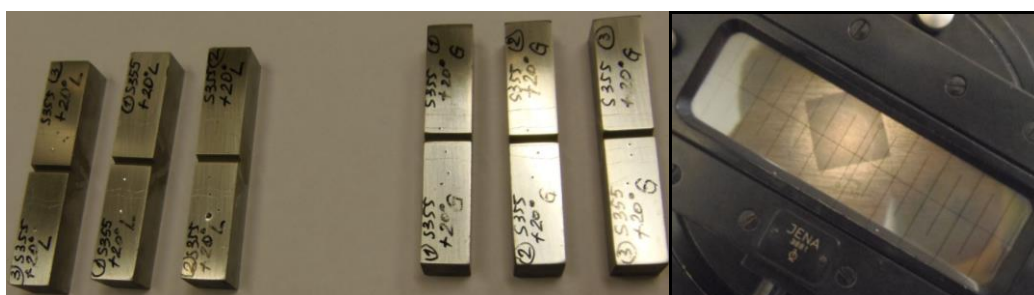
Duży wpływ na udarność ma temperatura, i tak w przypadku stali Hardox 400 i Boron 27, w temperaturach od +20°C do - 20°C spada odpowiednio o około 5 i 2 razy (o osi próbki równoległej do kierunku walcowania), a w przypadku stali S355J2 tylko o niespełna 20%. Dla osi próbki prostopadłej do kierunku walcowania, spadki te wynoszą odpowiednio 11, 5 i 7 razy, co potwierdza powyższe stwierdzenie dotyczące relacji sił działających wzdłuż kierunku walcowania. W literaturze przedmiotu [1, 2] panuje opinia, iż kierunek walcowania nie wykazuje wyraźnego wpływu (w przypadku stali o granicy plastyczności 500 MPa, innej metodzie spawania i innym materiale spawalniczym).

3.2. Pomiary twardości złącz spawanych w strefach

W celu sprawdzenia poprawności doboru parametrów spawania dokonano pomiarów twardości (HV) w materiale rodzimym, w strefie wpływu ciepła i w spoinie (pomiary twardości przeprowadzono tylko w temperaturze 20°C, ponieważ temperatura nie ma tu większego wpływu) [7]. Na poniższych rysunkach pokazano sposób pomiaru i próbki poddane pomiarom twardości, a tabelach wyniki tej twardości.



Rys. 5. Widok próbki w trakcie pomiarów (źródło: opracowanie własne)



Rys. 6. Widok próbek z widocznymi odciskami pomiaru twardości (źródło: opracowanie własne)

Wyniki pomiarów twardości złączy spawanych; Temperatura +20°C
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 4.

Rodzaj materiału	Usytuowanie karbu	Twardość złącza spawanego, HV		
		Materiał rodzimy	Strefa wpływu ciepła	Spoina
S355J2	L-G	155	184	182
S355J2	L	160	191	208
S355J2	G	167	195	192
Hardox 400	L-G	400	236	185
Hardox 400	L	416	281	204
Hardox 400	G	404	240	203
Boron 27	L-G	367	250	171
Boron 27	L	402	264	203
Boron 27	G	378	243	192

W przypadku stali S355J2, twardość w strefie wpływu ciepła i w spoinie, wzrasta ze 160 HV w materiale rodzimym, do około 190 HV, natomiast w przypadku hartowanej stali Hardox 400, spada do wartości 250 HV w strefie wpływu ciepła i 230 HV w spoinie w stosunku do 400 HV w materiale rodzimym, a w stali Boron 27 – spada w strefie wpływu ciepła do 250 HV i w spoinie do 190 HV przy 380 HV w materiale rodzimym.

Dodatkowym kryterium odporności na udarność jest warunek aby różnica pomiędzy twardością najmniejszą a największą nie przekraczała 30%. Kryterium to spełnia tylko stal S355J2 (160 HV i 190 HV), natomiast w przypadku pozostałych stali, różnica ta bliska jest 50% (Hardox 400 – ponad 400 i około 250 HV; Boron 27 – 380 HV – 250 HV i 190 HV), co znacznie obniża właściwości mechaniczne spoiny [4]. Spadek twardości w spoinie i w strefie wpływu ciepła (dla stali Hardox i Boron) może być spowodowany rekryształizacją i częściowym rozrostem ziarna (szczególnie w obszarze wtopienia i strefy wpływu ciepła). W żadnym obszarze złącza spawanego twardość nie przekroczyła dopuszczalnej wartości dla stali o wysokiej granicy plastyczności wynoszącej 420 HV [2].

3.3. Pomiary udarności złączy spawanych

Po pomiarach twardości przeprowadzono badania udarności próbek złączy spawanych wybranych stali (S355J2, Hardox 400, Boron 27) w temperaturze +20°C, 0°C i -20°C, przy różnym usytuowaniu karbu (od lica do grani - L-G, wzdłuż lica – L, wzdłuż grani – G), które przedstawiono w tabelach 5, 6 i 7.

Wyniki pomiaru udarności próbek spawanych; Temperatura + 20°C
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 5.

Rodzaj materiału	Usytuowanie karbu	Wymiary próbki [mm]			Praca łamania, K [J]	Udarność, KVC [J/cm ²]	Uwagi
		b	h _k	L			
S355J2	L-G	9,96	7,92	54,9	119	151	Złom rozdzielczy
		9,98	7,87	54,9	132	168	
		9,96	7,92	54,9	125	158	
					125	159	
Hardox 400	L-G	9,96	7,78	54,8	109	141	
		9,96	7,82	54,9	101	130	
		9,96	7,98	54,9	105	132	
					105	134	
Boron 27	L-G	9,95	7,83	54,9	107	137	
		9,95	7,89	54,8	132	168	
		9,95	7,81	54,9	110	142	
					116	149	
S355J2	L	10,0	7,89	54,7	113	143	
		0	7,94	54,9	115	145	
		9,97	7,86	54,9	125	159	
		9,97			118	149	
Hardox 400	L	9,96	7,83	54,7	104	133	
		9,96	7,88	54,8	60	79	
		9,96	7,88	54,7	105	138	
					90	117	
Boron 27	L	9,96	7,81	54,9	112	144	
		9,97	7,87	54,9	112	143	
		9,97	7,87	54,9	95	121	
					106	136	

cd. Tabeli 5

S355J2	G	9,97	7,74	54,9	133	172	
		9,97	7,84	54,8	138	176	
		9,97	7,89	54,8	134	170	
				135	173		
Hardox 400	G	9,96	7,82	54,9	124	159	
		9,96	7,82	54,9	120	154	
		9,96	7,81	54,8	76	98	
				107	137		
Boron 27	G	9,97	7,86	55,0	115	147	
		9,95	7,87	54,9	127	162	
		9,96	7,81	54,9	126	162	
				123	157		

**Wyniki pomiaru udarności próbek spawanych; Temperatura 0°C
(źródło: opracowanie własne)**

Tabela 6.

Materiał	Usytuowanie karbu	Wymiary próbki [mm]			Praca łamania, K [J]	Udarność, KVC [J/cm ²]	Uwagi
		b	h _k	L			
S355J2	L-G	9,97	7,78	55,0	94	121	
		9,97	7,85	54,9	89	114	
		9,97	7,85	54,9	75	96	
				86	110		
Boron 27	L-G	9,97	7,86	54,9	63	80	
		9,97	7,88	54,9	83	106	
		9,97	7,94	54,9	43	54	
				63	68		
Hardox 400	L-G	10,02	7,93	54,9	37	46	
		9,95	7,89	54,8	132	168	
		9,95	7,81	54,9	110	142	
				116	149		
S355J2	L	10,00	7,85	54,8	74	95	
		9,96	7,88	54,8	72	92	
		9,97	7,74	54,8	86	111	
				77	99		
Hardox 400	L	10,00	7,88	54,8	44	56	
		9,97	7,92	54,9	48	61	
		9,98	7,94	54,9	57	72	
				50	63		
Boron 27	L	9,98	7,93	55,0	56	71	
		9,97	7,92	55,0	63	80	
		9,97	7,94	55,1	56	71	
				58	74		
S355J2	G	10,00	7,86	54,9	62	79	
		9,98	7,89	54,9	88	112	
		9,97	7,89	54,8	93	118	
				81	103		
Hardox 400	G	9,97	7,84	54,9	88	113	
		9,99	7,83	54,8	60	77	
		9,99	7,85	54,9	98	125	
				82	105		
Boron 27	G	10,00	7,84	54,9	77	98	
		9,98	7,93	55,0	72	91	
		9,96	7,81	54,9	75	95	
				75	95		

Wyniki pomiaru udarności próbek spawanych; Temperatura - 20°C
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 7.

Rodzaj materiału	Usytuowanie karbu	Wymiary próbki [mm]			Praca łamania, K [J]	Udarność, KVC [J/cm ²]	Uwagi
		b	h _k	L			
Boron 27	L-G	10,00	8,29	54,8	20	24	
		9,98	8,25	54,2	24	29	
		9,96	8,20	54,5	30	37	
					25	27	
Hardox 400	L-G	10,00	8,22	54,8	45	55	
		10,00	8,24	54,5	57	69	
		9,98	8,30	54,6	48	58	
					50	61	
Hardox 400	L	9,99	7,94	54,8	42	53	
		9,97	7,94	54,5	57	72	
		9,97	7,69	54,2	41	53	
					47	59	
Boron 27	L	9,98	8,34	54,8	29	35	
		9,99	8,36	54,7	60	72	
		9,96	8,33	54,8	46	55	
					45	54	
Hardox 400	G	9,98	8,33	54,7	48	58	
		9,96	8,22	54,5	56	68	
		9,95	8,42	54,8	61	73	
					55	66	
Boron 27	G	9,95	8,33	55,0	15	18	
		9,97	8,37	54,8	21	25	
		9,95	8,36	54,9	26	31	
					21	25	

Z przeprowadzonych badań wynika, iż średnia udarność złączy spawanych (w różnym usytuowaniu karbu w stosunku do spoiny) w przypadku stali S355J2 w temperaturze – 20°C spada o około 50%, w przypadku stali Hardox 400 - o około 100%, a w przypadku stali Boron 27 – o około 400%. Pomimo to można uznać, iż złącza spawane spełniają wymagania, ponieważ nie została przekroczona wartość graniczna równa 27 J/cm² [2]. Najmniejszą udarnością charakteryzuje się stal Boron 27, jej wartość średnia wynosi 35 J/cm².

W tabelach 8, 9 i 10 przedstawiono wyniki badań udarności różnoimiennych połączeń spawanych stal S355J2 – stal Hardox 400.

Wyniki pomiaru udarności różnoimiennych próbek spawanych; Temperatura + 20°C
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 8.

Rodzaj materiału	Usytuowanie karbu	Wymiary próbki [mm]			Praca łamania, K [J]	Udarność, KVC [J/cm ²]	Uwagi
		b	h _k	L			
S355J2/ Hardox 400	L-G	9,98	8,46	54,6	172	204	Złom rozdzielczy
		9,98	8,50	54,4	165	195	
		9,98	8,62	54,7	213	247	
					183	215	
S355J2/ Hardox 400	L	9,99	8,40	54,6	129	154	W przelomie pęcherze gazowe
		10,00	8,31	54,5	181	218	
		9,99	8,31	54,5	172	206	
					161	193	
S355J2/ Hardox 400	G	9,99	8,37	54,8	180	215	
		9,99	8,35	54,4	128	153	
		10,00	8,39	54,8	150	179	
					153	182	

Wyniki pomiaru udarności różnoimiennych próbek spawanych; Temperatura 0°C
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 9.

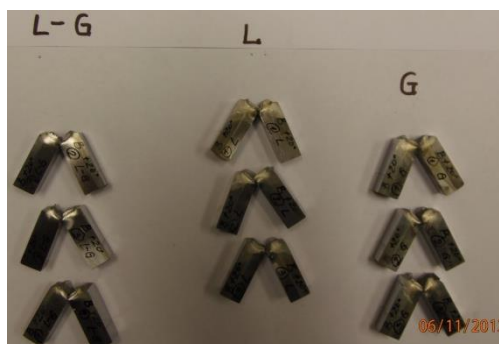
Rodzaj materiału	Usytuowanie karbu	Wymiary [mm]			Praca łamania, K [J]	Udarność, KVC [J/cm ²]	Uwagi
		b	h _k	L			
S355J2/ Hardox 400	L-G	9,99	8,25	54,4	39	47	Złom rozdzielczy
		9,98	8,09	54,5	78	97	
		9,98	8,22	54,7	66	80	
				61	75		
S355J2/ Hardox 400	L	9,98	7,97	54,8	80	101	
		9,98	8,01	54,7	122	153	
		9,99	7,85	54,6	64	82	
				89	112		
S355J2/ Hardox 400	G	9,97	7,86	54,7	58	74	
		9,96	7,92	54,8	55	70	
		9,97	8,02	54,8	71	89	
				61	78		

Wyniki pomiaru udarności różnoimiennych próbek spawanych; Temperatura -20°C
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 10.

Rodzaj materiału	Usytuowanie karbu	Wymiary [mm]			Praca łamania, K [J]	Udarność, KVC [J/cm ²]	Uwagi
		b	h _k	L			
S355J2/ Hardox 400	L-G	10,00	8,39	54,8	139	166	Złom rozdzielczy
		9,99	8,41	54,6	130	155	
		9,99	8,46	54,7	79	93	
				116	138		
S355J2/ Hardox 400	L	9,95	8,01	54,7	41	51	
		9,95	7,97	54,7	31	39	
		9,97	8,04	54,7	54	67	
				52	52		
S355J2/ Hardox 400	G	9,97	8,38	54,5	51	61	
		9,97	8,27	54,7	33	40	
		9,98	8,15	54,6	39	48	
				51	50		

Na rysunku 7 przedstawiono próbki po przeprowadzonej próbie udarności. Przeważająca większość próbek charakteryzuje się przelomem poślizgowym, a tylko kilka kruchym.



Rys. 7. Fotografia próbek ze stali Boron 27 po badaniu udarności złącz spawanych
(źródło: opracowanie własne)

Poniżej przedstawiono kilka fotografii przedstawiających makrostrukturę i mikrostrukturę złącza spawanego stali Boron 27. Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono wykonane makroskopowe badanie metalograficzne ukazujące budowę złącza spawanego przy użyciu odczynnika Adlera, z wyraźnie widocznym obszarem granicznym pomiędzy spoiną i materiałem rodzimym. Można zauważyć też tu strefę wpływu ciepła.

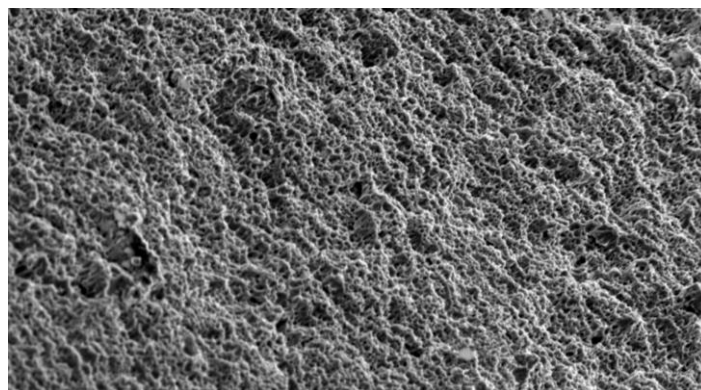


Rys. 8. Makrostruktura złącza spawanego stali Boron 27 z widoczną spoiną i strefą wpływu ciepła
(źródło: opracowanie własne)

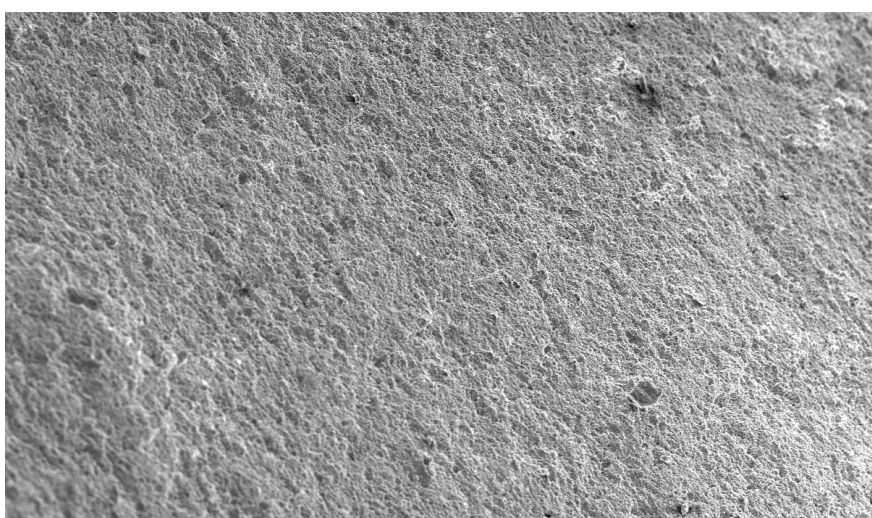


Rys. 9. Makrostruktura złącza spawanego stali Boron 27 ze szczeliną w grani
(źródło: opracowanie własne)

Na rysunkach 10 i 11 pokazano (w powiększeniu 250x i 50x) mikrostrukturę złącza spawanego na granicy spoiny i strefy wpływu ciepła z widocznymi wtrąceniami (zanieczyszczeniami) względnie ulegające segregacji cząstki chromu i manganu odpowiedzialne za właściwości trybologiczne stali.

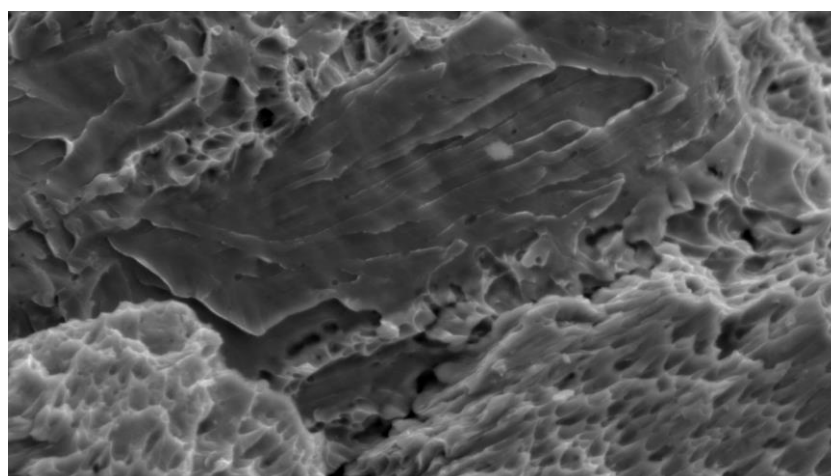


Rys. 10. Mikrostruktura przełomu zrywanego złącza spawanego (na granicy spoiny i strefy wpływu ciepła) (źródło: opracowanie własne)



Rys. 11. Mikrostruktura przełomu w spoinie z widocznymi wtrąceniami (źródło: opracowanie własne)

Na rysunku 12 przedstawiono przełom w spoinie z widocznymi płaszczyznami poślizgów.



Rys. 12. Mikrostruktura przełomu w spoinie z widocznymi poślizgami przy zrywaniu (źródło: opracowanie własne)

4. Podsumowanie i wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań można wysnuć następujące wnioski praktyczne:

- ze względu na spadek udarności stali (niespawanej) w dostawie fabrycznej (w przypadku stali Hardox 400 i Boron 27 – kilkakrotny, szczególnie w niższych temperaturach) w zależności od zorientowania osi próbki w stosunku do kierunku walcowania, należy tak projektować części maszynowe, aby kierunek działania sił był zgodny z kierunkiem walcowania podczas termomechanicznej obróbki blach,
- twardość w strefie wpływu ciepła i w spoinie, w przypadku stali S355J2 wzrasta, w stosunku do twardości materiału rodzimego o około 30%,
- twardość w strefie wpływu ciepła i w spoinie w przypadku stali Hardox 400 i Boron 27, spada o prawie 50% w stosunku do twardości w materiale rodzimym,
- średnia udarność złączy spawanych w stosunku do materiału rodzimego (w różnym usytuowaniu karbu w stosunku do spoiny), w przypadku stali S355J2, w temperaturze – 20°C spada o około 50%, w przypadku stali Hardox 400 - o około 100%, a w przypadku stali Boron 27 – o około 400%,
- pomimo takich spadków udarności, złącza spawane spełniają wymagania odbiorców, ponieważ nie została przekroczona wartość graniczna równa 27 J/cm² dla temperatury -20°C, - najmniejszą udarnością charakteryzuje się stal Boron 27, w przypadku której wartość średnia wynosi około 35 J/cm²,
- elementy maszyn i urządzeń obciążone dynamicznie, wytwarzane z wykorzystaniem badanych materiałów należy tak sytuować względem siebie, aby stal konstrukcyjna zwykłej jakości S355J2 przenosiła znaczną część obciążeń, natomiast stale Hardox i Boron, stanowiły elementy odporne na intensywne zużycie ścierne (ślizgi, płozy itp), ze względu na swoje dobre właściwości tribologiczne,
- w celu uzyskania najwyższej trwałości i niezawodności maszyn i ich poszczególnych zespołów, podzespołów i części należy ściśle przestrzegać parametrów spawania, dobierać właściwe materiały spawalnicze, w tym mieszanki osłonowe – np. M21, szczególnie w przypadku materiałów, w których spadek udarności w niskich temperaturach jest duży lub w różnoimiennych złączach spawanych poddawanych obciążeniom dynamicznym (np. S355J2 – Hardox 400, S355J2 – Boron 27 i innych).

Literatura

1. Ciechacki K., Szykowny T.: Charakter zniszczenia różnoimiennych złączy spawanych w warunkach obciążeń dynamicznych. Acta Mechanica et Automatica Vol. 4 no. 3, 2010.
2. Górka J., Miler G.: Wpływ kierunku walcowania blach ze stali obrobionej termomechanicznie na jakość złączy spawanych. Przegląd spawalnictwa nr 7, 2010.
3. Ickiewicz J., Mieczkowski G.: Badania wytrzymałości jedno- i różnoimiennych złączy spawanych. Konferencja Naukowo-Techniczna Energia w Nauce i Technice. Białystok 2014.

4. Kapcińska - Popowska D.: Porównawcze badania jakościowe i trwałościowe połączeń spawanych ze stali Hardox 500 i stali S355. *Jurnal of Research and Applications in Agricultural Engineering* Vol. 56(1), 2011.
5. PN-EN 10045-1 – Metale. Próba udarności sposobem Charpy’ego. Metoda badania.
6. PN-EN ISO 9016:2013-05E – Badania niszczące złączy spawanych metali - Badanie udarności - Usytuowanie próbek, kierunek karbu i badanie.
7. PN-EN 1043-1:2000 – Pomiar twardości złączy spawanych – Wymagania.

Praca wykonana w ramach projektu „Transfer technologii do przemysłu”, nr WND-POKL.08.02.01-20-103/12

Indeks autorów

[Piotr Cheluszka](#)

[Jarosław Długaj](#)

[Zygmunt Domagała](#)

[Krzysztof Dubiel](#)

[Ryszard Dziubiński](#)

[Michał Fryc](#)

[Grzegorz Głuszek](#)

[Jerzy Ickiewicz](#)

[Jan Jelonek](#)

[Marcin Jelonek](#)

[Krzysztof Kędzia](#)

[Michał Kobylecki](#)

[Józef Koczwarą](#)

[Artur Konewecki](#)

[Jacek Korski](#)

[Leszek Kowal](#)

[Piotr Kuzera](#)

[Jerzy Kwaśniewski](#)

[Jacek Przybyłka](#)

[Włodzimierz Regulski](#)

[Piotr Ryndak](#)

[Michał Stosiak](#)

[Marek Wituła](#)