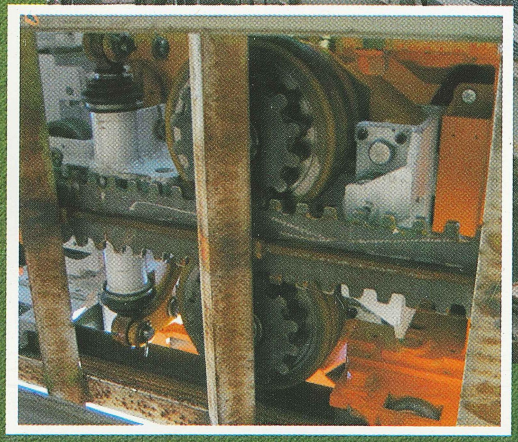
MASZYNY GÓRNICZE

3/2007

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



Rada Programowa

Przewodniczący: dr inż. Andrzej Meder
CMG KOMAG

prof.zw.dr hab.inż. Tadeusz Banaszewski
Akademia Górniczo-Hutnicza
prof.zw.dr hab.inż. Marian Dolipski
Politechnika Śląska
prof.dr hab.inż. Józef Dubiński
Główny Instytut Górnictwa
prof.dr hab.inż. Dionizy Dudek
Politechnika Wrocławska
prof.zw.dr hab.inż. Józef Hansel
Akademia Górniczo-Hutnicza
prof.dr hab.inż. Monika Hardygóra
Politechnika Wrocławska
prof.dr hab.inż. Jan Holnicki-Szulc
Instytut Podstawowych Problemów Techniki-PAN
prof.dr hab.inż. Marek Jaszczuk
Politechnika Śląska
prof.dr hab.inż. Józef Jonak
Politechnika Lubelska
prof.dr hab.inż. Antoni Kalukiewicz
Akademia Górniczo-Hutnicza
prof.dr hab.inż. Włodzimierz Kowalski
Akademia Górniczo-Hutnicza
prof.zw.dr hab.inż. Jerzy Merkisz
Politechnika Poznańska
prof.zw.dr hab.inż. Stanisław Piechota
Akademia Górniczo-Hutnicza
prof.dr hab.inż. Antoni Skoć
Politechnika Śląska
prof.zw.dr hab. inż. Jerzy Świder
Politechnika Śląska
prof.dr hab.inż. dr h.c. Eugeniusz Świtoński
Politechnika Śląska
prof.dr hab.inż. Stanisław Wasilewski
Centrum EMAG

MASZYNY GÓRNICZE

3(111)2007

Kwartalnik naukowo-techniczny
ROK XXV, wrzesień 2007

Zespół Redakcyjny

Redaktor Naczelny:
dr inż. Antoni Kozieł
Z-ca Redaktora Naczelnego:
mgr inż. Tadeusz Mazurkiewicz
Sekretarz Redakcji:
mgr inż. Romana Zając

Redaktorzy merytoryczni:
prof.zw.dr hab.inż. Adam Klich
prof.dr hab.inż. Zdzisław Kłeczek
prof.dr hab.inż. Krzysztof Krauze
prof.dr inż. Włodzimierz Sikora
prof.nzw.dr hab.inż. Teodor Winkler

Wydawca
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
Adres redakcji:
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice
tel.: 032 2374 528
fax: 032 2374 304

PL ISSN 0209-3693

Wydawca nie odpowiada za treść reklam i nie odsyła nadesłanych artykułów

Zgodnie z ustawą o prawie autorskim i prawach pokrewnych żadna część kwartalnika nie może być tłumaczona ani powielana bez pisemnej zgody Wydawcy

Skład i druk:
KOMDRUK-KOMAG Sp. z o.o.
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice
tel.: 032 2374 563

Grafika: Natalia Król
Redakcja techniczna:
mgr inż. Bogna Kolasińska

Nakład: 200 egz.

Szanowni Państwo

Obecna kadra naukowców i inżynierów oraz utalentowani i dobrze wykształceni młodzi ludzie, otwarci na pracę w zespołach interdyscyplinarnych, stanowią kluczowy czynnik rozwoju wielu dziedzin nauki, technologii, a tym samym wzmocnienia polskiej gospodarki. Realizowany obecnie program Innowacyjna gospodarka ma na celu bezpośrednie wsparcie przedsiębiorstw, instytucji otoczenia biznesu oraz jednostek naukowych, a także wsparcie systemowe, zapewniające rozwój środowiska instytucjonalnego innowacyjnych przedsiębiorstw. Wdrażanie innowacyjnych rozwiązań do przemysłu jest końcowym ogniwem łączącym ze sobą prace koncepcyjne, prace projektowe, badania, certyfikację wyrobu oraz proces uruchomienia produkcji.

Przedstawione w niniejszym numerze artykuły prezentują wyniki prac realizowanych w różnych etapach życia wyrobu począwszy od koncepcji, poprzez projekt i badania, kończąc na procesie wdrażania wyników w przemyśle.

W rozdziale Projektowanie i Badania zwracamy uwagę na artykuł opisujący założenia dla komputerowego projektowania przekładni oraz algorytm na podstawie, którego opracowano pakiet programów do obliczeń geometrycznych i wytrzymałościowych stożkowych przekładni zębatych. Ciekawe zagadnienia porusza także artykuł dotyczący badań zaworów hydraulicznych według norm europejskich, z uwagi na ogromny wpływ tych elementów na bezpieczeństwo obudowy zmechanizowanej.

W rozdziale Transport polecamy artykuł prezentujący nowe rozwiązania konstrukcyjne z zakresu urządzeń transportowych z napędem spalinowym, a szczególnie kolei spągowych i lokomotyw dołowych, które z powodzeniem zostały wdrożone już do produkcji.

W rozdziale Warto Przeczytać zamieszczamy recenzje trzech monografii wydanych w ostatnim półroczu przez CMG KOMAG, natomiast artykuł w rozdziale Programy Badawcze z pewnością przybliży Państwu działania mające na celu zwiększenie udziału MŚP w badaniach oraz zasady ubiegania się o środki finansowe w ramach 7. Programu Ramowego Unii Europejskiej.

Życząc przyjemnej lektury, jak zwykle zapraszamy do współpracy z redakcją naszego kwartalnika.

Redaktor Naczelny
dr inż. Antoni Kozieł

Spis treści

PROJEKTOWANIE I BADANIA

Madejczyk W., Zając R.: Badania zaworów hydraulicznych w aspekcie wymagań europejskich norm zharmonizowanych 3

Czader W., Pieczora E., Wiśniowski J., Drewniak J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni stożkowych zgodnie z dyrektywami bezpieczeństwa oraz wymaganiami normy ISO 10300 10

Dindorf R., Woś P., Dudek J.: Wirtualny model manipulatora hydraulicznego do naprowadzania młota na kruszarkach szczękowych 16

OBUDOWY ŚCIANOWE

Stoiński K., Pytlik A., Szymała J.: Uderzenia hydrauliczne powstałe w elementach hydrauliki sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej 22

TRANSPORT I ODSTAWA

Lutyński A., Gąsior S.: Zmiany prędkości fali sprężystej w eksploatowanej taśmie przenośnika 28

Drwięga A., Pieczora E., Suffner H.: Nowe rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem spalinowym 34

SZYBY I MASZYNY WYCIĄGOWE

Cholewa J., Hałupczok P., Małecki J., Oleksy A.: Wymagania techniczne dla urządzeń umożliwiających spowodowanie zaniku ciśnienia medium, które uwalnia źródło siły hamowania w napędzie hamulca maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych 41

Kowal L., Helmrich P., Wilk S., Szymik J.: Zespół EL-2 nowym rozwiązaniem układu sterowania hamulców hydraulicznych maszyn wyciągowych 48

JAKOŚĆ, CERTYFIKACJA, NORMALIZACJA

Zając R.: Przegląd projektu technicznego jako narzędzie wspomagające proces projektowania 57

PROGRAMY BADAWCZE

Hordyniak E.: Badania na rzecz MŚP w 7. Programie Ramowym Unii Europejskiej 62

WARTO PRZECZYTAĆ

Opis monografii 68

Na okładce: Spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT.

Contents

DESIGNING AND STUDIES

Madejczyk W., Zając R.: Testing the hydraulic valves as regards requirements of harmonized European Standards 3

Czader W., Pieczora E., Wiśniowski J., Drewniak J.: Computer aided design of bevel gears according to ISO 10300 Standard safety directives and requirements 10

Dindorf R., Woś P., Dudek J.: Virtual model of hydraulic manipulator for guiding the hammer in jaw crushers 16

LONGWALL ROOF SUPPORTS

Stoiński K., Pytlik A., Szymała J.: Hydraulic impacts in hydraulic components that control powered roof support..... 22

TRANSPORT AND CONVEYING

Lutyński A., Gąsior S.: Change of elastic wave speed in the operating belt conveyor 28

Drwięga A., Pieczora E., Suffner H.: New solutions of mine transportation machines with diesel drive 34

SHAFTS AND HOISTING MACHINES

Cholewa J., Hałupczok P., Małecki J., Oleksy A.: Technical requirements for devices that make possible a medium pressure decay that releases braking force in a drive of hoisting machine brake of mining shaft hoists 41

Kowal L., Helmrich P., Wilk S., Szymik J.: EL-2 device as the new solution of hydraulic brake control systems in hoisting machines 48

QUALITY, CERTYFICATION AND STANDARDIZATION

Zając R.: Review of technical design as a tool aiding the designing process 57

RESEARCH PROJECTS

Hordyniak E.: Studies on benefits for SMEs in the 7th Framework on European Union 62

WORTH TO READ

Monography description 68

On front cover: PIOMA-VACAT diesel floor mounted railway.

Dr inż. Włodzimierz MADEJCZYK
Mgr inż. Romana ZAJĄC
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Badania zaworów hydraulicznych w aspekcie wymagań europejskich norm zharmonizowanych

S t r e s z c z e n i e

W Polsce trwają prace nad wdrożeniem polskojęzycznej wersji normy PN-EN 1804-3, która w przeciwieństwie do funkcjonującej w Polsce od siedmiu lat bardzo ogólnej normy PN-G-50041:2000 szczegółowo opisuje wymagania i badania zaworów. Wspólne cechy obu norm to jedynie współczynnik przeciążenia w badaniach wytrzymałości statycznej zaworów oraz wartość ciśnienia otwarcia i zamknięcia zaworu typu A. Chcąc przybliżyć zainteresowanym zagadnienia związane z badaniami zaworów w artykule przedstawiono wymagania bezpieczeństwa zawarte w normie PN-EN 1804-3, które powinny spełniać hydrauliczne układy sterowania sekcji obudów zmechanizowanych oraz opisano badania, jakim należy poddać zawory hydrauliczne typu A, B, C i D dla sprawdzenia tych wymagań.

S u m m a r y

Work is aimed at implementation of Polish version of PN-EN 1804-3 Standard, which unlike the very broad PN-G 50041:2000 Standard present in Poland since 7 years, describes in details the valves requirements and their testing. Common features of both standards include only overload coefficient used in testing the static strength of valves and opening and closing pressure for valve of A type. Safety requirements included in the PN-EN 1804-3 Standard that should be met by the hydraulic control systems of powered roof supports were presented in the paper to explain problems associated with testing hydraulic valves. Tests, which should be used to verify hydraulic valves of A, B, C and D types as regards meeting those requirements were also described.

1. Wprowadzenie

Podstawowym instrumentem prawnym harmonizacji wymagań, zapewniającym bezpieczeństwo przy użytkowaniu wszelkich wyrobów są dyrektywy oraz normy europejskie, które są kluczowym elementem Jednolitego Rynku Europejskiego. Dyrektywy są obowiązkowe i muszą być przeniesione do prawa narodowego (w Polsce w drodze rozporządzeń), a wyroby im podlegające muszą spełniać określone w nich wymagania.

Górnicze obudowy zmechanizowane zakwalifikowano do urządzeń o zwiększonym ryzyku występowania zagrożeń, które wymagają szczególnego postępowania przed ich wprowadzeniem do stosowania, co zawarto w Dyrektywie Maszynowej 98/37/WE, wprowadzonej do polskiego prawodawstwa poprzez Rozporządzenie Ministra Gospodarki z 28.12.2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. Nr 259, poz. 2170).

Wspomniana dyrektywa ujmuje jedynie podstawowe wymagania bezpieczeństwa dla obudów, natomiast szczegółowe wymagania odniesione zostały do grupy norm europejskich zharmonizowanych z dyrektywą opracowanych na podstawie mandatu Komisji przez CEN i CENELEC. Tak więc, w przypadku górniczych obudów zmechanizowanych, spełniając wymagania trzech norm zharmonizowanych określanych mianem norm typu C, poprzez tzw. domniemanie zgodności można wykazać spełnienie wymagań zasadniczych ujętych w Dyrektywie Maszynowej.

Ze wspomnianej grupy norm w Polsce wdrożono do stosowania PN-EN 1804-1:2004 i PN-EN 1804-2:2004 natomiast obecnie w fazie tłumaczenia na język polski jest norma PN-EN 1804-3:2006 (U) przyjęta w Polsce do stosowania uznaniowo.

Norma PN-EN 1804-3:2006 (U) określa wymagania bezpieczeństwa dla hydraulicznych elementów sterujących, w tym między innymi dla zaworów hydraulicznych; przedstawia również sposób sprawdzenia wymagań bezpieczeństwa [1, 3, 4].

Norma określa i uwzględnia [5]:

- zagrożenia, jakie mogą wystąpić na skutek działania hydraulicznych elementów sterujących,
- miejsca i warunki eksploatacji, które mogą powodować takie zagrożenia,
- niebezpieczne sytuacje, które mogą prowadzić do uszkodzenia ciała lub utraty zdrowia,
- zagrożenia wynikające z obecności gazów potencjalnie wybuchowych i/lub pyłów zdolnych do zapłonu.

Norma nie ustala dodatkowych wymagań dla:

- środowiska szczególnie korozyjnego,

- zagrożeń powstających podczas procesu wytwarzania, transportu i demontażu,
- trzęsień ziemi.

2. Wymagania bezpieczeństwa

Omawiana norma uznaniowa PN-EN 1804-3:2006 (U) dokonuje podziału zaworów hydraulicznych na zawory typu A, B, C i D, z których [5]:

- zawory typu A ograniczają wewnętrzne ciśnienie hydrauliczne w hydraulicznych elementach wykonawczych,
- zawory typu B odcinają dopływ cieczy roboczej bezpośrednio do hydraulicznych elementów wykonawczych,
- zawory typu C w swoim neutralnym położeniu odcinają dopływ cieczy roboczej do hydraulicznych elementów wykonawczych, a po otwarciu umożliwiają dopływ cieczy roboczej do hydraulicznych elementów wykonawczych lub do innych zaworów w celu ich przesterowania,
- zawory typu D, które nie mogą być zakwalifikowane do żadnego z wymienionych wcześniej, a do których zaliczyć można zawory specjalne lub zawory zespolone.

Niezależnie od podanych przez normę PN-EN 1804-3:2006 (U) zagrożeń, które mogą zaistnieć w trakcie użytkowania, montażu i obsługi technicznej oraz wymagań bezpieczeństwa; w Załączniku A normy wymieniono badania służące sprawdzeniu tych wymagań.

Zestawienie najistotniejszych wymagań bezpieczeństwa oraz badań służących ich sprawdzeniu przedstawiono w tabeli 1.

W przypadku, gdy w Załączniku A nie ma postanowień dotyczących sprawdzenia wymagań według pkt. 5 normy (tabela 1), powinny one być sprawdzane przez badanie funkcjonalności, oględziny zewnętrzne lub przez sprawdzenie zgodności z dokumentacją lub normami.

Z uwagi na istotę zagadnienia w niniejszym artykule opisano badania typu, mające na celu sprawdzenie wymagań bezpieczeństwa zaworów.

3. Badania typu

Badanie typu jest częścią procedury oceny wyrobu, w wyniku, której ocenia się i poświadcza, że reprezentatywna próbka badanej produkcji spełnia odpowiednie wymagania normy. Badanie takie bardzo często jest elementem procesu związanego z oceną zgodności zakończone wydaniem przez jednostkę notyfikowaną certyfikatu badania typu WE. Takim właśnie badaniom podlegają także zawory opisane normą PN-EN 1804-3:2006 (U) [5].

Zawór hydrauliczny pobrany do prób powinien być poddany badaniu typu zgodnie z Załącznikiem A normy. Wszystkie wymagania dotyczące badań podane w załączniku A powinny być spełnione.

Zestawienie wymagań bezpieczeństwa oraz badań służących ich sprawdzeniu. Opracowanie na podstawie [5]

Tabela 1

Punkt normy	Wymagania bezpieczeństwa	Weryfikacja	Punkt normy
5.1	Wymagania ogólne	Inspekcja, próby działania lub skorzystanie z dokumentacji producenta lub norm	A.6 EN 1804-1 A.1.2
5.2	Wymagania konstrukcyjne	Inspekcja, próby działania lub skorzystanie z dokumentacji producenta lub norm	
5.3	Wymagania dotyczące zaworów typu A		
5.3.2	Szczelność	Próba szczelności	A.1.3.2
5.3.3	Ciśnienie robocze	Badanie ciśnienia roboczego oraz ciśnienia otwarcia i zamknięcia w temperaturze otoczenia oraz dla zaworów ze sprężonym gazem	A.1.3.3 i A.1.3.4
5.3.4	Ciśnienie otwarcia		
5.3.5	Ciśnienie zamknięcia		
5.3.6	Impulsowy wzrost ciśnienia	Badanie przy impulsowym wzroście ciśnienia	A.1.3.5
5.3.7	Odporność na udary mechaniczne	Próba udarności	A.1.3.6
5.3.8	Uzależnienie ciśnienia od natężenia przepływu	Badanie zależności ciśnienia otwarcia od natężenia przepływu	A.1.3.7
5.3.9	Niezawodność działania	Badanie wytrzymałości zmęczeniowej	A.1.3.8
5.3.11	Odporność na ciśnienie na spływie	Badanie odporności na ciśnienie na spływie	A.1.3.9
5.4	Wymagania dotyczące zaworów typu B i C		
5.4.2	Szczelność	Próba szczelności	A.1.4.2 i A.1.5.2
5.4.3	Wytrzymałość	Próba ciśnieniowa	A.1.4.3 i A.1.5.3
5.4.4	Zachowanie w trakcie przesterowywania	Próba przełączania	A.1.4.5 i A.1.5.6
5.4.5	Niezawodność działania	Badanie wytrzymałości zmęczeniowej	A.1.4.6 i A.1.5.4
5.4.6	Odporność na ciśnienie na spływie	Badanie oddziaływania ciśnienia na spływie	A.1.4.4 i A.1.5.5
5.5	Wymagania dotyczące zaworów typu D		A.1.6
5.6	Wymagania materiałowe	Inspekcja / porównanie z dokumentacją producenta	

3.1. Zawory typu A

W przypadku zaworów typu A o regulowanym ciśnieniu roboczym badania typu prowadzone są, na co najmniej dwóch egzemplarzach, gdzie podczas próby jeden zawór ustawiany jest na najniższe ciśnienie robocze, a drugi na najwyższe.

W ramach badania typu wykonywane są następujące badania w celu sprawdzenia wymagań bezpieczeństwa [5].

3.1.1. Próba szczelności

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.3.2 normy): Zawory typu A powinny być szczelne, aż do momentu osiągnięcia 94,5% wartości ciśnienia roboczego.

Badanie 1 (pkt A.1.3.2 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór podłączony do akumulatora hydraulicznego o objętości 2-5 dm^3 należy poddać trzykrotnie ciśnieniu równemu 95% wartości ciśnienia roboczego, przez okres 5 minut.

Ocena: Spadek ciśnienia nie powinien być > niż 2% wartości zadanego ciśnienia.

Badanie 2: Dla sprawdzenia wymagania zawór podłączony do akumulatora hydraulicznego o objętości 2-5 dm^3 należy poddać ciśnieniu równemu 95% wartości ciśnienia roboczego przez okres 8 godzin, w stałej temperaturze otoczenia.

Ocena: Przez pierwsze 3 godziny badań ciśnienie nie może spaść więcej niż o 3% wartości zadanego ciśnienia, a następnie, do końca próby niedopuszczalny jest dalszy spadek ciśnienia.

3.1.2. Badanie ciśnienia roboczego oraz ciśnienia otwarcia i zamknięcia w temperaturze otoczenia

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.3.3, 5.3.4, 5.3.5 normy):

- zmierzone ciśnienie robocze zaworu może się różnić o 5% od podanej wartości ciśnienia roboczego; dotyczy to temperatury otoczenia i cieczy roboczej w zakresie od 20÷40°C,
- ciśnienie otwarcia przy natężeniu przepływu 0,04 l/min może przekroczyć podaną wartość ciśnienia roboczego maksymalnie o 5%,
- ciśnienie zamknięcia może spaść maksymalnie o 10% poniżej podanej wartości ciśnienia roboczego.

Badanie (pkt A.1.3.3 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór podłączony do akumulatora hydraulicznego o objętości 2-5 dm^3 należy poddać ciśnieniu stopniowo zwiększanemu aż do jego otwarcia. Końcowe 5 MPa należy zadawać z prędkością < 1,0 MPa/s; a następnie należy kontrolować przepływ przez 1 min z zadawaną prędkością 0,04 l/min. Po odcięciu przepływu, ciśnienie zamknięcia należy mierzyć przez 5 min.

Ocena: Ciśnienie otwarcia nie może przekroczyć wartości ciśnienia roboczego więcej niż o 5%; ciśnienie zamknięcia nie może spaść poniżej wartości ciśnienia roboczego więcej niż o 10%.

3.1.3. Badanie ciśnienia roboczego oraz ciśnienia otwarcia i zamknięcia dla zaworów ze sprężonym gazem

Badanie to należy przeprowadzić analogicznie jak w punkcie 3.1.2.

3.1.4. Badanie przy impulsowym wzroście ciśnienia

Wymagania bezpieczeństwa (pkt. 5.3.6 normy): Impulsowy wzrost ciśnienia nie powinien powodować uszkodzenia zaworów.

Badania (pkt A.1.3.5 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór należy poddać trzykrotnie badaniu impulsowym wzrostem ciśnienia poczynając od 60% zadanej wartości ciśnienia roboczego p_r, przynajmniej do wartości podanej w poniższej tabeli, w zależności od kategorii zaworu. Narastanie ciśnienia do wartości impulsowej powinno trwać od 5 do 25 ms. Kategoria zaworu zależy od jego przepustowości (tabela 2).

Zestawienie wymaganych wartości ciśnień impulsowych w zależności od kategorii zaworu typu A. Opracowanie na podstawie [5]

Tabela 2

Kategoria	Przepustowość	Ciśnienie impulsowe
Ia	30 l/min ≤ 60 l/min	1,5 x p_r
Ib	> 60 l/min ≤ 150 l/min	1,5 x p_r
II	> 150 l/min ≤ 400 l/min	1,4 x p_r
III	> 400 l/min ≤ 1000 l/min	1,3 x p_r
IV	>1000 l/min	1,2 x p_r

Ocena: Funkcje zaworu powinny działać bez zmian i powinny spełniać wymagania prób szczelności i badań ciśnienia roboczego oraz ciśnienia otwarcia i zamknięcia (według A.1.3.2. i A.1.3.3 normy).

3.1.5. Próba udarności

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.3.7 normy): Udary mechaniczne nie powinny zakłócać działania zaworów.

Badania (pkt A.1.3.6 normy): Dla sprawdzenia wymagania podczas próby należy utrzymać natężenie przepływu przez zawór o wartości 0,04 l/min. Zawór należy poddać 3 uderzeniom ciężaru o masie 1 kg, zawieszonego na cięgnie o długości 500 mm i odchylonego od pionu pod kątem 45^o.

Ocena: Po zakończeniu prób powinny być spełnione wymagania punktu A.1.3.2. normy w zakresie prób szczelności i badań ciśnienia roboczego oraz ciśnienia otwarcia i zamknięcia.

3.1.6. Badanie zależności ciśnienia otwarcia od natężenia przepływu

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.3.8 normy): Przy natężeniu przepływu od wartości > 0,04 l/min do ≤ 60 l/min, ciśnienie otwarcia nie powinno być większe od ciśnienia nominalnego o więcej niż 20% i mniejsze niż 10% jego wartości.

Badanie (pkt A.1.3.7 normy): Dla sprawdzenia wymagania należy stopniowo zwiększać natężenie przepływu cieczy roboczej przez zawór od 0 do określonego przez producenta natężenia przepływu. Następnie należy stopniowo zmniejszać natężenie przepływu do zera.

Ocena: Ciśnienie otwarcia powinno zawierać się między 0,9 a 1,2 wartości zadanego ciśnienia roboczego.

3.1.7. Badanie wytrzymałości zmęczeniowej

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.3.9 normy): Po wykonaniu 10500 cykli otwarcia i zamknięcia zaworu, zawór powinien nadal spełniać wymagania punktów 5.3.2 do 5.3.5 normy.

Badanie 1 (pkt A.1.3.8 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór należy poddać 10500 cyklom obciążenia, w tym:

- 5000 cykli przy przepływie 0,04 l/min przez co najmniej 5 s, następnie powinno nastąpić przerwanie przepływu i zmniejszenie ciśnienia do zera; czas trwania cyklu powinien wynosić, co najmniej 10 s,
- 5000 cykli przy przepływie 0,4 l/min przez co najmniej 5 s, następnie powinno nastąpić przerwanie przepływu i zmniejszenie ciśnienia do zera; czas trwania cyklu powinien wynosić, co najmniej 10 s,
- 500 cykli przy przepływie 30 l/min przez co najmniej 5 s, następnie powinno nastąpić przerwanie przepływu i zmniejszenie ciśnienia do zera; czas trwania cyklu powinien wynosić, co najmniej 10 s.

Ocena: Po wykonaniu 10000 cykli obciążenia zawór powinien spełnić wymagania prób szczelności i badań ciśnienia roboczego, ciśnienia otwarcia i zamknięcia oraz badań zależności ciśnienia otwarcia od natężenia przepływu (według pkt. A.1.3.2, A.1.3.3. i A.1.3.7 normy).

Badanie 2: Dla sprawdzenia wymagania po 500 cyklach zawór należy poddać trzykrotnie próbie szczelności przy ciśnieniu 0,85 ciśnienia roboczego przez okres 5 minut; spadek ciśnienia powinien być < 2% wartości zadanego ciśnienia.

3.1.8. Badanie odporności na ciśnienie na spływie

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.3.11 normy): Ciśnienie na spływie nie powinno wpływać na wartość ciśnienia roboczego zaworu typu A pracującego w układzie odpornościowym sekcji.

Badania (pkt A.1.3.9 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór należy podłączyć do instalacji tak, aby ciśnienie za zaworem (na spływie) wynosiło 6 ±0,5 MPa. Podczas badań należy zwiększać ciśnienie przed zaworem, aż do jego otwarcia. Po otwarciu zaworu przez 1 minutę należy utrzymywać natężenie przepływu wynoszące 0,04 l/min.

Ocena: Wartości ciśnień: roboczego, otwarcia i zamknięcia nie mogą się różnić więcej niż o 5% od wartości zmierzonych podczas badań ciśnienia roboczego oraz ciśnienia otwarcia i zamknięcia (według A.1.3.3 normy).

3.2. Zawory typu B

Badania zaworu typu B przeprowadzane są na jednym egzemplarzu.

W ramach badania typu wykonywane są następujące badania, w celu sprawdzenia wymagań bezpieczeństwa [5].

3.2.1. Próba szczelności

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.2 normy): Zawory typu B powinny być szczelne w stanie zamkniętym przy zadaniu ciśnienia do wartości będącej 1,5-krotnością maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Badanie 1 (pkt A.1.4.2 normy): Dla sprawdzenia wymagania badania realizowane są dwuetapowo:

- etap I: zawór połączony z siłownikiem hydraulicznym należy zasilić ciśnieniami: 2 MPa, 10 MPa oraz maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniem użytkowania; ciśnienia te należy utrzymać, przez co najmniej 5 minut dla każdej zadanej wartości.
- etap II: zawór połączony ze zbiornikiem hydraulicznym o pojemności 2 do 5 l poddać działaniu ciśnienia o krotności 1,5 w stosunku do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Ocena: Spadek ciśnienia nie powinien być > niż 2% wartości zadanego ciśnienia.

Badanie 2: Dla sprawdzenia wymagania zawór należy poddać przez 8 godzin maksymalnemu dopuszczalnemu ciśnieniu użytkowania.

Ocena: Przez pierwsze 3 godziny ciśnienie może spaść o 3% wartości zadanego ciśnienia, a następnie do końca próby nie powinien następować spadek ciśnienia.

3.2.2. Próba ciśnieniowa

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.3 normy): Zawory typu B nie powinny ulec rozerwaniu w stanie zamkniętym, przy obciążeniu wynikającym z ciśnienia 2-krotnie wyższego od maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Badanie 1 (pkt A.1.4.3 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór podłączony do akumulatora hydrau-

licznego o objętości 2-5 dm^3 należy poddać dwukrotnie działaniu ciśnienia o krotności 1,5 w stosunku do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania. Ciśnienie to należy utrzymywać, przez co najmniej 3 minuty dla każdego z przyłączy.

Ocena: Po zakończeniu prób powinny być spełnione wymagania punktów A.1.4.2. i A.1.4.5 normy.

Badanie 2: Dla sprawdzenia wymagania zawór podłączony do akumulatora hydraulicznego o objętości 2-5 dm^3 należy poddać działaniu ciśnienia o krotności 2,0 w stosunku do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Ocena: Działanie zaworu może być zakłócone, lecz nie powinno nastąpić jego rozerwanie, ani wyrzut części.

3.2.3. Badanie oddziaływania ciśnienia na spływie

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.6 normy): W zaworach typu B nie może wystąpić żadne przesterowanie do maksymalnej dopuszczalnej wartości ciśnienia w magistrali spływowej.

Badania (pkt A.1.4.4 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór połączony z siłownikiem hydraulicznym należy zasilić ciśnieniem równym 60% wartości maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania, następnie przyłącza, na których podczas normalnej eksploatacji może wystąpić oddziaływanie ciśnienia na spływie, należy poddać przez 1 minutę ciśnieniu 8 ±0,5MPa.

Ocena: Spadek ciśnienia w siłowniku nie powinien być > niż 2% wartości zadanego ciśnienia.

3.2.4. Próba przełączania

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.6 normy): Zawory typu B podczas przesterowania nie mogą powodować wzrostu ciśnienia do wartości przekraczającej 1,5 krotności wartości maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Badania (pkt A.1.4.5 normy): Dla sprawdzenia wymagania przez zawór do stojaka o średnicy ф 250 mm, o skoku 800 mm należy podać ciśnienie. Stojak należy rozeprzeć poprzez zawór do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania. Następnie zawór należy dwukrotnie rozładować hydraulicznie, jak i za pomocą dodatkowego urządzenia do tego służącego, jeśli jest zamontowane.

Ocena: Na przyłączach siłownika nie powinny występować piki ciśnienia powyżej 1,5-krotnego maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

3.2.5. Badanie wytrzymałości zmęczeniowej

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.5 normy): Po wykonaniu 30000 cykli przesterowania zawory typu B powinny nadal spełniać wymagania punktów 5.4.2 do 5.4.4 normy.

Badania (pkt A.1.4.6 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór należy poddać 30000 cykli roboczych o następujących fazach:

- rozparcie stojaka o średnicy ф 250 mm, o skoku 800 mm do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania,
- otwarcie zaworu i zsunięcie stojaka o 100 mm.

Podczas badań należy stosować pompę o wydajności, co najmniej 70 l/min.

Ocena: Po zakończeniu prób powinny być spełnione wymagania punktu A.1.4.2 normy.

3.3. Zawory typu C

Badania zaworu typu C przeprowadzane są na jednym egzemplarzu.

W ramach badania typu wykonywane są następujące badania, w celu sprawdzenia wymagań bezpieczeństwa [5].

3.3.1. Próba szczelności

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.2 normy): Zawory typu C powinny być szczelne w stanie zamkniętym aż do wartości ciśnienia o krotności 1,5 maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Badanie 1 (pkt A.1.5.2 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór połączony ze zbiornikiem hydraulicznym o pojemności 2 l do 5 l należy zasilić ciśnieniem 2 MPa, 10 MPa oraz maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniem użytkowania o krotności 1,5 razy w stosunku do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania. Ciśnienie to należy utrzymywać, przez co najmniej 5 minut, dla każdego zadanego ciśnienia.

Ocena: Spadek ciśnienia nie powinien być > 2% zadanego ciśnienia.

Badanie 2: Dla sprawdzenia wymagania zawór należy poddać maksymalnemu dopuszczalnemu ciśnieniu użytkowania przez 8 godzin w stałej temperaturze otoczenia.

Ocena: Przez pierwsze 3 godziny ciśnienie może spaść o 3% wartości ciśnienia zadanego, a następnie do końca próby nie powinien występować spadek ciśnienia.

3.3.2. Próba ciśnieniowa

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.3 normy): Zawory typu C nie powinny ulec rozerwaniu w stanie zamkniętym przy obciążeniu wynikającym z ciśnienia o krotności 2 w stosunku do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Badanie 1 (pkt A.1.5.3 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór połączony ze zbiornikiem hydraulicznym o pojemności 2 do 5 l należy poddać dwukrotnie działaniu ciśnienia o krotności 1,5 w stosunku do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania. Ciśnienie to należy utrzymywać, przez co najmniej 3 minuty na każdym z przyłączy, dla każdego położenia za wyjątkiem spływowego.

Ocena: Po zakończeniu prób powinny być spełnione wymagania punktów A.1.5.2. i A.1.5.6 normy.

Badanie 2: Dla sprawdzenia wymagania zawór połączony ze zbiornikiem hydraulicznym o pojemności 2 do 5 l należy poddać działaniu ciśnienia o krotności 2,0 w stosunku do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Ocena: Nie powinno nastąpić rozerwanie zaworu ani wyrzut części.

3.3.3. Badanie oddziaływania ciśnienia na spływie

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.6 normy): W zaworach typu C nie może wystąpić żadne przesterowanie aż do maksymalnej dopuszczalnej wartości ciśnienia w magistrali spływowej.

Badania (pkt A.1.4.4 normy): Dla sprawdzenia wymagań: przy zaworze w położeniu neutralnym, każde z przyłączy odbiornikowych należy podłączyć do zbiornika hydraulicznego o objętości 2 do 5 l i zasilić ciśnieniem o wartości 15 MPa. Przyłącza zaworu, w których podczas normalnej eksploatacji może wystąpić ciśnienia spływowe, należy poddać ciśnieniu o wartości 6 ±0,5 MPa przez okres 1 minuty. Badania należy powtórzyć dla ciśnienia zasilania równego maksymalnemu dopuszczalnemu ciśnieniu użytkowania.

Ocena: Ciśnienie na przyłączach odbiornikowych nie powinno być wyższe niż ciśnienie na spływie.

3.3.4. Próba przełączania

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.6 normy): Zawory typu C podczas przesterowania nie mogą powodować wzrostu ciśnienia do wartości przekraczającej krotność 1,5 w stosunku do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Badania (pkt A.1.4.5 normy): Dla sprawdzenia wymagania przy zaworze w położeniu neutralnym każde z przyłączy odbiornikowych należy podłączyć do zbiornika hydraulicznego o objętości 2 do 5 l i zasilić maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniem użytkowania, następnie zawór należy przełączyć.

Ocena: Na przyłączach odbiornikowych nie powinno być pików ciśnienia powyżej 1,5-krotnego maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

3.3.5. Badanie wytrzymałości zmęczeniowej

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.4.6 normy): Po wykonaniu 30000 cykli przesterowania zawory typu C powinny nadal spełniać wymagania punktów 5.4.2 do 5.4.4 normy.

Badania (pkt A.1.5.4 normy): Dla sprawdzenia wymagania zawór należy poddać 30000 cykli roboczych o następujących fazach:

- otwarcie zaworu i wymuszenie przepływu cieczy roboczej powinno występować przez co najmniej 5 sekund, we wszystkich kierunkach jakie występują podczas normalnego użytkowania.
- zamknięcie zaworu.

Podczas badań należy stosować pompę o wydajności, co najmniej 70 l/min, przy maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniu użytkowania.

Ocena: Powinno zachodzić spełnienie wymagań prób szczelności (według A.1.5.2 normy) i zawór powinien działać prawidłowo.

3.4. Zawory typu D

Badania zaworu typu D przeprowadzane są na jednym egzemplarzu.

W ramach badania typu wykonywane są następujące badania, w celu sprawdzenia wymagań bezpieczeństwa [5].

Wymagania bezpieczeństwa (pkt 5.5 normy): Jeśli w zaworach typu D występują elementy lub zespoły stosowane w zaworach typu A, B lub C, wówczas elementy te powinny spełniać wymagania podane w punktach 5.3 i/lub 5.4 normy.

Badania (pkt A.1.5.4 normy): Dla sprawdzenia wymagań zawory typu D należy badać zgodnie z punktami A.1.2 do A.1.5 normy, w zależności od tego, do którego typu zaworów A, B lub C mogą być zakwalifikowane.

4. Badania prowadzone w CMG KOMAG według normy PN-EN 1804-3:2006 (U)

Aktualnie w CMG KOMAG, w Laboratorium Badań trwają prace dostosowujące stanowiska badawcze do prowadzenia badań zaworów hydraulicznych zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 1804-3:2006 (U).

Posiadane przez CMG KOMAG stanowiska do badań zaworów to głównie układy badawcze przeznaczone do wykonywania:

- prób szczelności,
- prób funkcjonalności w zakresie ciśnienia otwarcia i zamknięcia zaworu typu A,
- prób wytrzymałości statycznej,

- prób wytrzymałości zmęczeniowej,
- prób udarności

Ponadto Laboratorium Badań wyposażone jest w stanowisko kafarowe z bijakiem o masie 1 t, pozwalające na wykonywanie prób impulsowych zaworów typu A. W przypadku większych obciążeń, próby impulsowe Laboratorium Badań może wykonać na stanowisku z generatorem obciążeń dynamicznych, gdzie impuls dynamiczny wywołuje się wykorzystując spalanie materiałów wybuchowych.

Laboratorium dysponuje agregatem pompowym, który umożliwia przeprowadzenie badania zależności ciśnienia otwarcia od natężenia przepływu zaworu typu A w zakresie wartości ciśnienia do 50 MPa i natężenia przepływu do 200 l/min, a w najbliższym czasie Laboratorium wzbogaci się o nowoczesną aparaturę pomiarowo-rejestrującą umożliwiającą wykonywanie pomiarów natężenia przepływu cieczy o wartości 0,04 l/min 0,4 l/min i 200 l/min.

Niezależnie od planowanego rozszerzenia zakresu badań akredytowanych związanych z normą PN-EN 1804-3:2006 (U) Laboratorium Badań wykonuje akredytowane badania bloków zaworowych w zakresie ciśnienia otwarcia i zamknięcia, w myśl wymagań określonych w Załączniku nr 4 Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. (Dz.U. 2002 nr 139, poz. 1169 z późniejszymi zmianami).

5. Podsumowanie

W przeciwieństwie do bardzo ogólnego potraktowania zagadnień związanych z badaniami zaworów hydraulicznych w stosowanej powszechnie normie PN-G-50041:2000, nowa europejska norma PN-EN 1804-3:2006 (U) bardzo szczegółowo opisuje wymagania i sposób badania zaworów. Zastosowanie metodyk opartych na badaniach opisanych normą europejską pozwoli na ujednolicenie w Unii nie tylko wymagań, ale także programów badań [4,6].

Warto także wspomnieć o niezwykle istotnym elemencie związanym z całym procesem badawczym – ocenie wyników badań w trakcie, której należy między innymi zwrócić uwagę na to by:

- wszystkie mierzone wartości i wyniki badań były w pełni dokumentowane,
- w czasie prób opisanych w załączniku A nie występowały defekty, które mogłyby zakłócić działanie układu sterowania,
- próby trwałości uznane są za pozytywne po uzyskaniu pozytywnych wyników badań szczelności, a w przypadku zaworów typu A również spełnienia wymagań badań ciśnienia roboczego, otwarcia i zamknięcia oraz badań zależności ciśnienia otwarcia w funkcji natężenia przepływu.

Literatura

1. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z 28 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. 2005 nr 259, poz. 2170).
2. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. 2002 nr 139, poz. 1169 z późn. zm).
3. PN-EN 1804-1:2004 Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne.
4. PN-EN 1804-2:2004 Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 2: Stojaki, podpory i siłowniki pomocnicze.
5. PN-EN 1804-3:2006 (U) Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 3: Układy sterowania hydraulicznego.
6. PN-G-50041:2000 Ochrona pracy w górnictwie – Obudowy ścianowe zmechanizowane – Wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Dr inż. Wiesław CZADER
Mgr inż. Edward PIECZORA
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
Jakub WIŚNIOWSKI
Centralny Ośrodek Informatyzacji Górnictwa, Katowice
Prof.dr hab.inż. Józef DREWNIAK
Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko-Biała

Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni stożkowych zgodnie z dyrektywami bezpieczeństwa oraz wymaganiami normy ISO 10300

S t r e s z c z e n i e

W artykule przedstawiono komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatych stożkowych według zaleceń najnowszej literatury oraz normy międzynarodowej ISO 10300, metoda B, B1,B2 (AGMA - USA). Opracowany w Zakładzie Systemów Mechanizacyjnych Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG pakiet programów składa się z trzech etapów: projektowania wstępnego, samego projektowania, w postaci obliczeń geometrycznych uzębienia i zazębienia oraz etapu sprawdzającego według ISO 10300. Konstruktor mając do dyspozycji taki program inżynierski, ma możliwość wybrania optymalnej pary kół stożkowych o określonym kształcie zęba ze względu na obciążenia ekstremalne i stosowane materiały.

S u m m a r y

International Standard ISO 10300 is intended for the calculation of bevel gears load capacity (surface durability and tooth root strength). Several methods (A, B (B1, B2) and C) are specified by ISO 10300. Algorithm of computer aided design of bevel gears according to ISO 10300 developed in the Division of Mechanization Systems in KOMAG is presented in this paper. Calculations consist of preliminary design and verification design. At the preliminary design stage, when available design data is limited, approximations or empirical values are used for some factors.

1. Wstęp

Wejście Polski do Unii Europejskiej zobowiązało nas do stosowania dyrektyw nowego podejścia, związanych z bezpieczeństwem ludzi, zwierząt i środowiska.

Projektowane maszyny muszą odpowiadać standardom międzynarodowym, zwłaszcza być przyjazne dla środowiska, to znaczy cechować się bezpieczeństwem, cichobieżnością oraz być energooszczędne. Do takich maszyn zalicza się również wszelkiego rodzaju napędy, w tym również przekładnie zębate, które powodują ruch maszyny, a tym samym są przyczyną wielu zagrożeń.

Międzynarodowe organizacje normalizacyjne (ISO, EN, itp.) opracowały, wykorzystując doświadczenia najlepszych firm, szereg norm z tej branży, które w obszarze bezpieczeństwa wyrobu są zalecane. Jednym z tych uregulowań jest międzynarodowa norma ISO 10300-1,2,3:2001, Calculation of load capacity of bevel gears, International Standard, dotycząca nośności oraz bezpieczeństwa przekładni stożkowych.

Wykorzystując ponad 30-letnie doświadczenie, dostępną najnowszą literaturę oraz oryginalną normę ISO 10300 naukowcy i konstruktorzy Zakładu Systemów Mechanizacyjnych Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG opracowali algorytm, a na jego podstawie pakiet programów do obliczeń geometrycznych i wytrzymałościowych stożkowych przekładni zębatych.

W opracowaniu są algorytmy i programy dla pozostałych przekładni zębatych, to jest walcowych, ślimakowych i planetarnych bazujące na zaleceniach norm ISO. W opracowaniu tym, jako jednym z pierwszych, w sposób algorytmiczny, czyli uporządkowany, a tym samym nadający się do komputerowego wspomagania projektowania, przedstawiono cały proces projektowania, w postaci obliczeń inżynierskich, czyli analizy przekładni zębatych stożkowych według zaleceń najnowszej literatury oraz normy międzynarodowej ISO 10300, metoda B, B1,B2 (AGMA - USA). Proces ten składa się z trzech etapów: projektowania wstępnego, obliczeń geometrycznych uzębienia i zazębienia oraz obliczeń sprawdzających, uwzględniających współczynniki bezpieczeństwa.

Konstruktor rozpoczynając projektowanie jednostki specjalnej czy podstawowej typoszeregu, dysponuje ograniczoną liczbą danych, tj. nominalnym momentem i obrotami na wałku wejściowym oraz wyjściowym, współczynnikiem zastosowania lub widmem obciążeń oraz wymaganiami gabarytowymi [1, 4]. Według tej metodyki dla takich danych może on przeprowadzić wstępne obliczenia projektujące, pozwalające ustalić średnią średnicę podziałową zębnika oraz średni mo-

duł normalny, czyli najsłabszy węzeł, na podstawie szacunkowych współczynników wytrzymałościowych. Tak dobrane parametry pozwolą na dalsze obliczenia geometryczne, będące drugim etapem projektowania, powszechnie stosowanych kształtów zębów [1, 2, 3, 4, 5] wraz ze sprawdzeniem wytrzymałości, nośności oraz trwałości danej pary stożkowych kół zębatych.

Obliczenia sprawdzające mają na celu wykazanie, czy przyjęte przez konstruktora parametry wstępne, jak i materiał są w stanie zapewnić wystarczającą trwałość powierzchni boku zęba (pitting) oraz jego wytrzymałość na złamanie u jego podstawy. Jeżeli okaże się, że otrzymana konstrukcja nie spełni tych warunków, to konstruktor może dokonać korekty, np. poprzez zmianę materiału, czy średnicy i szerokości zębnika i ponowić obliczenia projektujące, aż do skutku.

Nowością jest zintegrowanie obliczeń geometrycznych dla kół zębatych o stałej wysokości zęba oraz proporcjonalnie obniżających się i o obniżającym się osiowym kształcie zębów i stałym luzie wierzchołkowym według metod wykonania takich firm, jak: Gleoson, Oerlikon, Klingelnberg, Bilgrama, Heidenreich & Harbeck czy Kurvex, przedstawionych w literaturze oraz normach [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Konstruktor dysponując takim algorytmem, a na jego podstawie opracowanym programem inżynierskim, ma możliwość wybrania optymalnej pary kół stożkowych o określonym kształcie zęba ze względu na obciążenia ekstremalne i stosowane materiały.

2. Obliczenia projektujące przekładni stożkowej

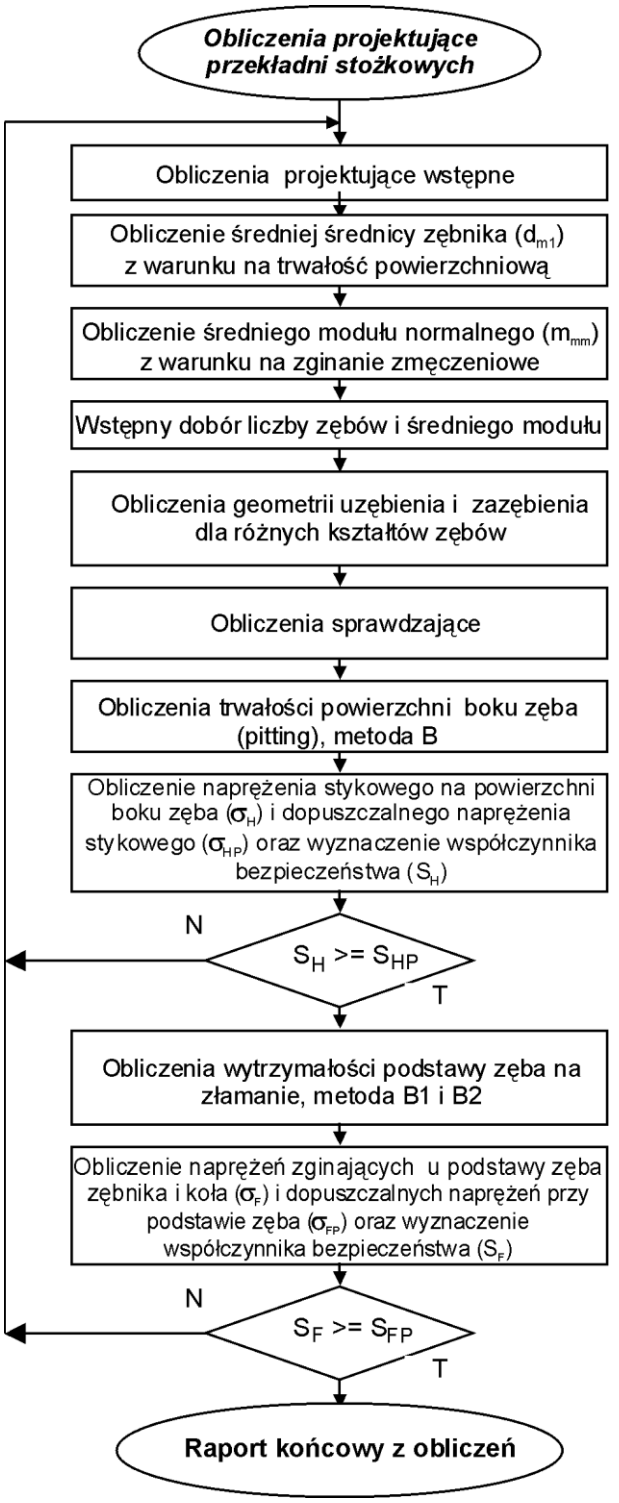
Algorytm, a powstały na jego podstawie program obliczeń projektujących przekładni stożkowej (rys. 1) składa się, jak już wspomniano na wstępie, z trzech etapów [1], tj.:

- obliczeń projektujących wstępnych,
- obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia dla różnych kształtów zębów,
- obliczeń sprawdzających.

Obliczenia projektujące wstępne pozwalają wyznaczyć:

- średnią średnicę zębnika d_{m1} z warunku na trwałość powierzchniową, na podstawie przyjętych wcześniej współczynników standardowych,
- średni moduł normalny m_{mn} z warunku na zginanie zmęczeniowe i jego ewentualną normalizację przy wstępnie oszacowanych wartościach współczynników,
- wstępny dobór liczby zębów kół stożkowych.

Następuje tu sprawdzenie warunków geometrycznych odnośnie liczby zębów zębnika i koła oraz dobór nowej liczby zębów koła i zębnika po wyznaczeniu rzeczywistego przełożenia z określoną tolerancją i w określonej odległości od wyjściowej liczby zębów. Na tym etapie dokonuje się również ewentualna normalizacja modułu czołowego i wyznaczenie zewnętrznej średnicy koła lub korekcja liczby zębów w celu uzyskania znormalizowanej wartości zewnętrznej średnicy koła.



Rys.1. Schemat blokowy obliczeń projektujących przekładni stożkowej

Natomiast algorytm obliczenia geometrii uzębienia i zazębienia dla różnych kształtów zębów pozwala kon-

struktorowi dokonać obliczeń wymiarów par kół stożkowych o trzech rodzajach kształtów zębów [1, 2, 3, 4, 5, 6], tj.:

- proporcjonalnie obniżających się,
- obniżających się o stałym luzie wierzchołkowym,
- o stałej wysokości zęba.

Obliczenia te obejmują również wyznaczenie geometrii kół zastępczych w przekroju czołowym i normalnym oraz określenie dokładność wykonania.

Obliczenia sprawdzające kół zębatych stożkowych według ISO 10300:2001 składają się z:

- obliczeń trwałości powierzchni boku zęba (pitting) według metody B,
- obliczeń wytrzymałości podstawy zęba na złamanie według metod B1 i B2.

Obliczenia trwałości powierzchni boku zęba (pitting) powinny wykazać, że otrzymany współczynnik bezpieczeństwa S_H jest większy od przyjętego nominalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{HP}.

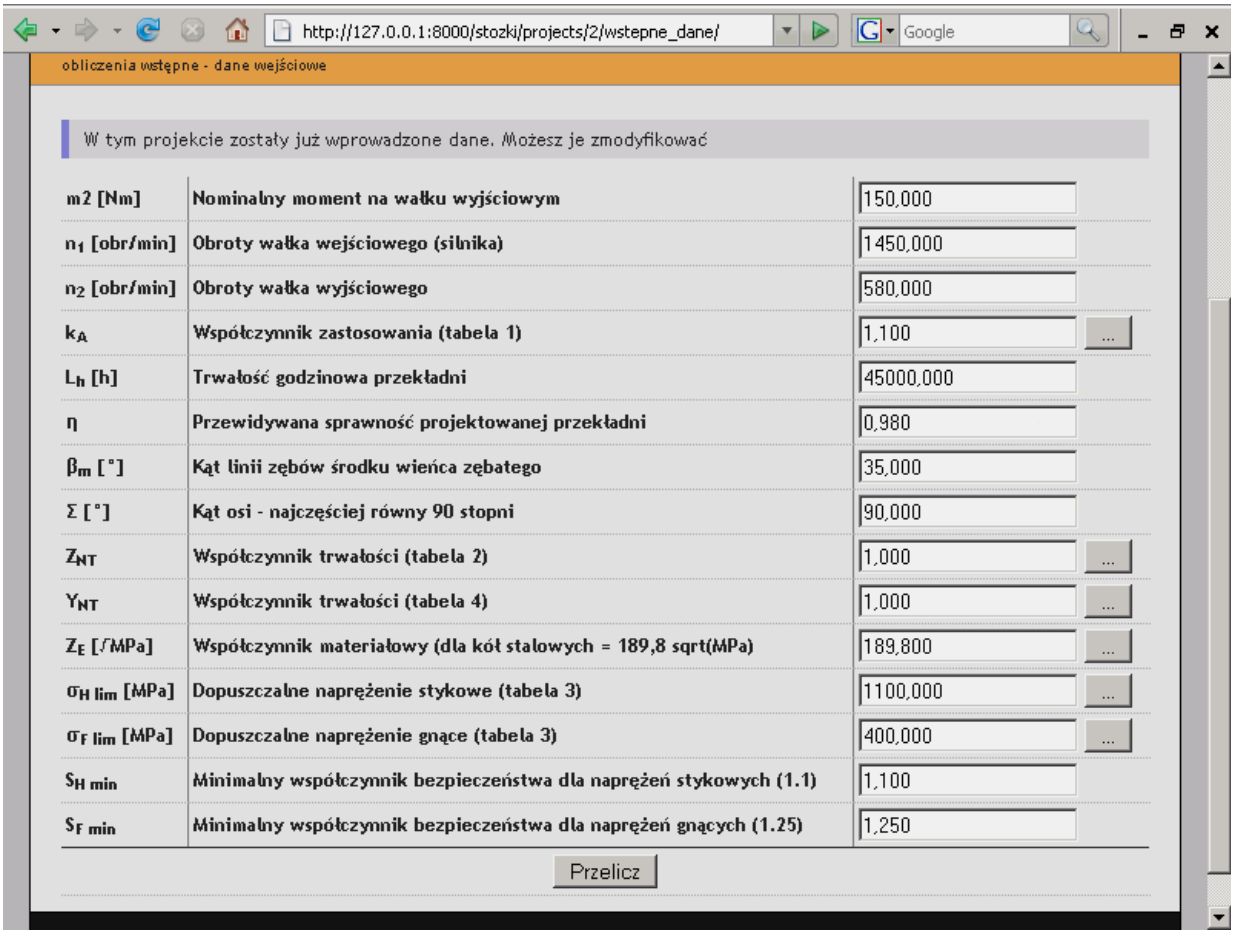
Obliczony współczynnik bezpieczeństwa S_H powinien przekroczyć założony we wstępnych obliczeniach minimalny współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych S_{Hmin}. Zanim jednak zostanie określona wartość współczynnika bezpieczeństwa S_H należy wyznaczyć szereg współczynników pomocniczych.

Obliczenia wytrzymałościowe podstawy zębów na złamanie, podobnie jak na pitting, powinny wykazać, że otrzymany współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba S_F jest większy od przyjętego nominalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{Fmin}.

Do wyznaczenia współczynnika bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie S_F niezbędne jest ustalenie również wielu współczynników pomocniczych. Po wyznaczeniu współczynników, podobnie jak dla obliczeń trwałości, następuje sprawdzenie czy wybrany materiał charakteryzuje się odpowiednią wytrzymałością na złamanie.

3. Pakiet programów inżynierskich do obliczeń przekładni stożkowych

Dzięki stworzonej metodyce możliwe było opracowania w Zakładzie Systemów Mechanizacji CMG KOMAG pakietu programów do inżynierskich obliczeń geometrii i wytrzymałości przekładni zębatych stożkowych. Zbudowany program oparty jest o technikę programowania modułowego, ułatwiającego dekompozycje zadanego problemu. Modułami tymi są: obliczenia wstępne, geometryczne oraz sprawdzające. Obliczenia



Rys.2. Okno z danymi wejściowymi do projektowania wstępnego

kolejnych wielkości geometrycznych i współczynników dla metod wytrzymałościowych zapisano w postaci funkcji, będących częścią modułu obliczeniowego.

Zastosowanie techniki modułowej pociąga za sobą łatwiejsze modyfikowanie i testowanie programu oraz sprawdzanie poprawności obliczeń. Po uruchomieniu programu oraz wybraniu modułu „Obliczenia wstępne" zostanie wyświetlone okno (rys. 2), gdzie należy zdefiniować wstępne dane wejściowe przekładni stożkowej.

Użytkownik rozpoczynając projektowanie jednostki specjalnej czy podstawowej typoszeregu, dysponuje ograniczoną liczbą danych, którą wymaga od klienta. Dane wejściowe w tym etapie to między innymi nominalny moment na wałku wyjściowym przekładni M_2, współczynnik zastosowania K_A, obroty wałka wyjściowego n_2 , czy żywotność i sprawność przekładni. Przy obliczaniu mocy przenoszonej przez przekładnie należy zdefiniować współczynnik zastosowania K_A.

W tym celu wygodnie jest skorzystać z tabeli z podpowiedziami naciskając przycisk ... po prawej stronie okna z danymi. Tak samo korzysta się z tabel zgromadzonych w bazie wiedzy przy wprowadzaniu innych parametrów.

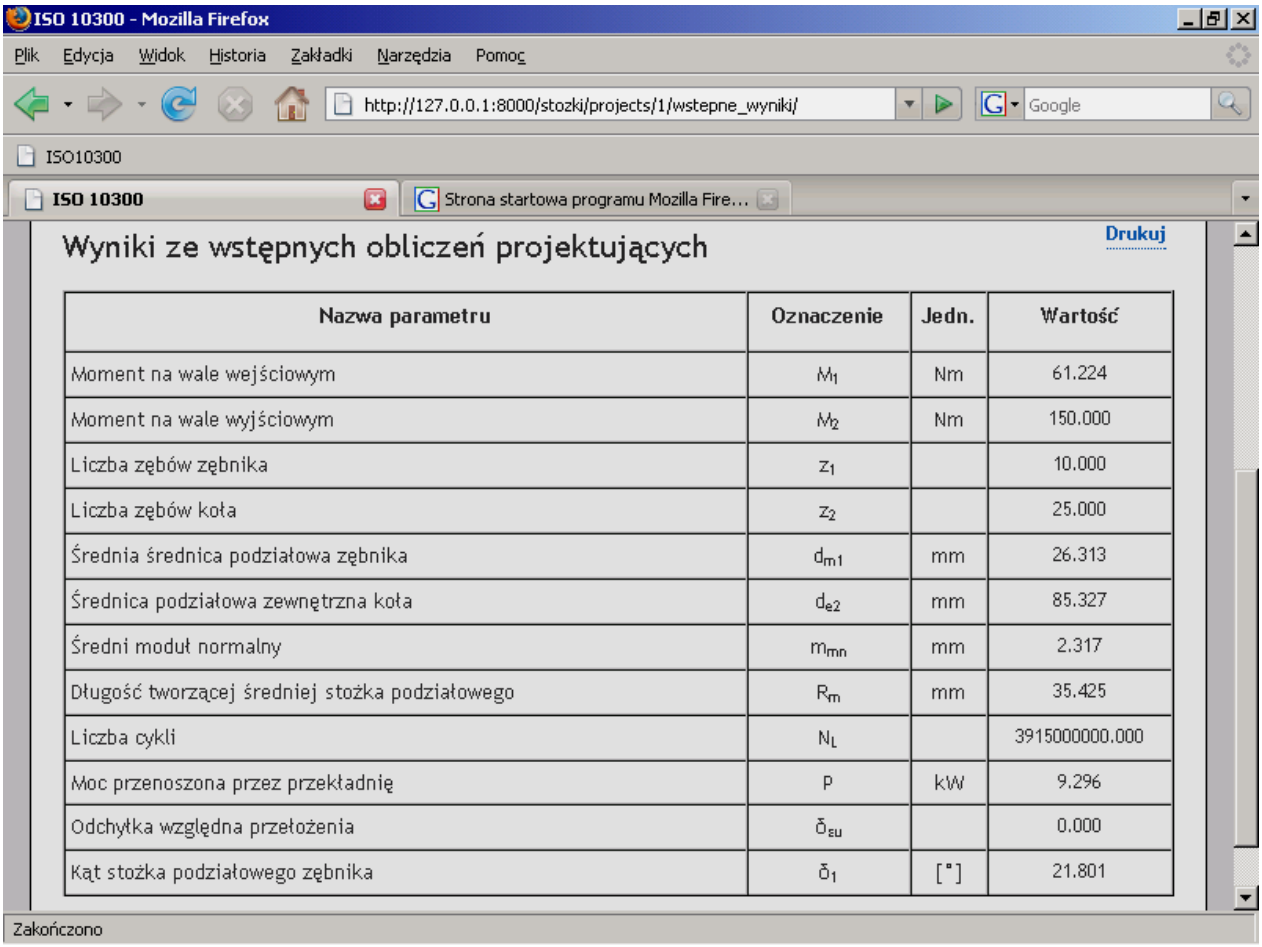
Dalsze dane dobiera konstruktor w zależności od zastosowania przekładni. Naciskając przycisk „Przelicz" zostają dokonane obliczenia etapu wstępnego. Po zakończeniu tej części programu otrzymujemy wyniki z obliczeń wstępnych (rys. 3), które są eksportowane do następnego modułu obliczającego geometrię uzębienia i zazębienia. Dane te to, między innymi: średnica średnia zębnika d_{m1}, moduł normalny średni m_{nm}, liczba zębów zębnika z_1 oraz liczba zębów koła z_2.

Po uzupełnieniu danych wejściowych drugiego modułu obliczeń geometrycznych oraz wybraniu opcji „Przelicz" następuje wygenerowanie wyników obliczeń geometrii uzębienia i zazębienia oraz geometrii kół zastępczych w przekroju normalnym.

Uzyskane w powyższych etapach obliczeniowych wartości geometryczne należy sprawdzić zgodnie z metodami zawartymi w normie ISO 10300.

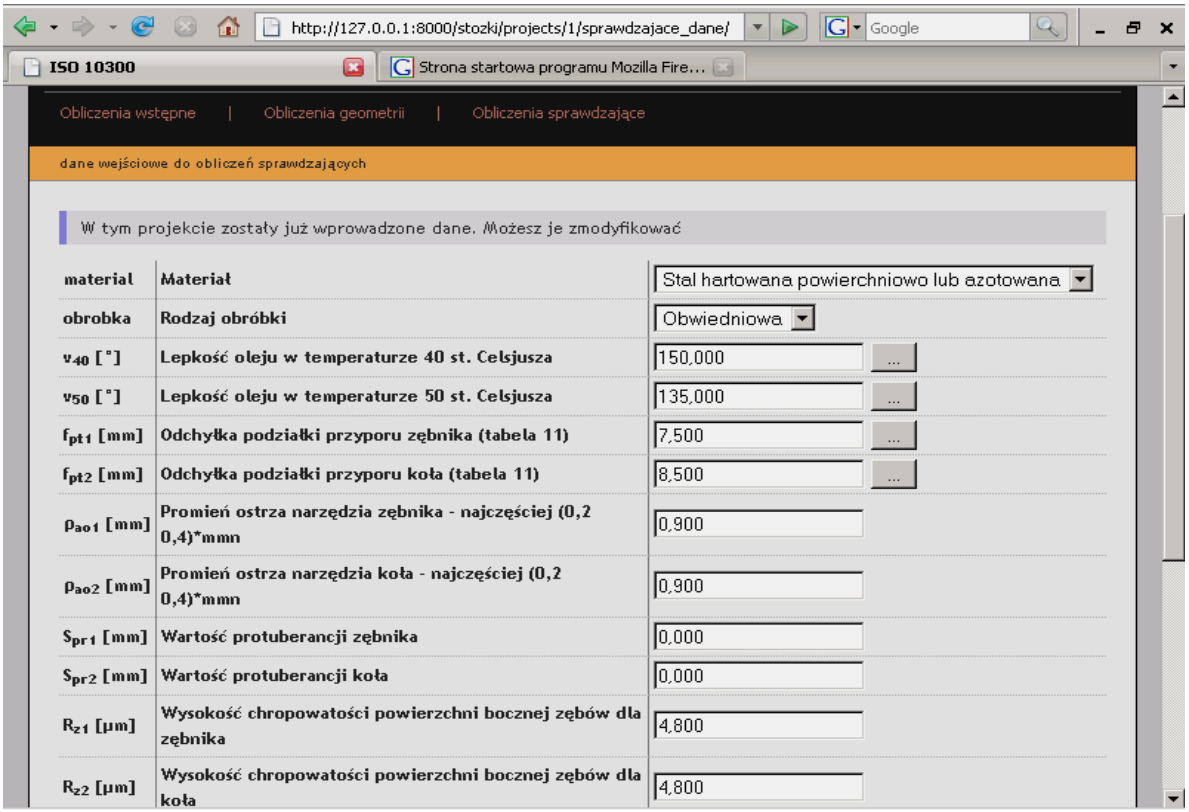
Są to w programie trzy moduły:

- obliczeń trwałości powierzchni (pittingu) – metoda B,
- obliczeń wytrzymałości podstawy zęba na złamanie – metoda B1,
- obliczeń wytrzymałości podstawy zęba na złamanie – metoda B2.

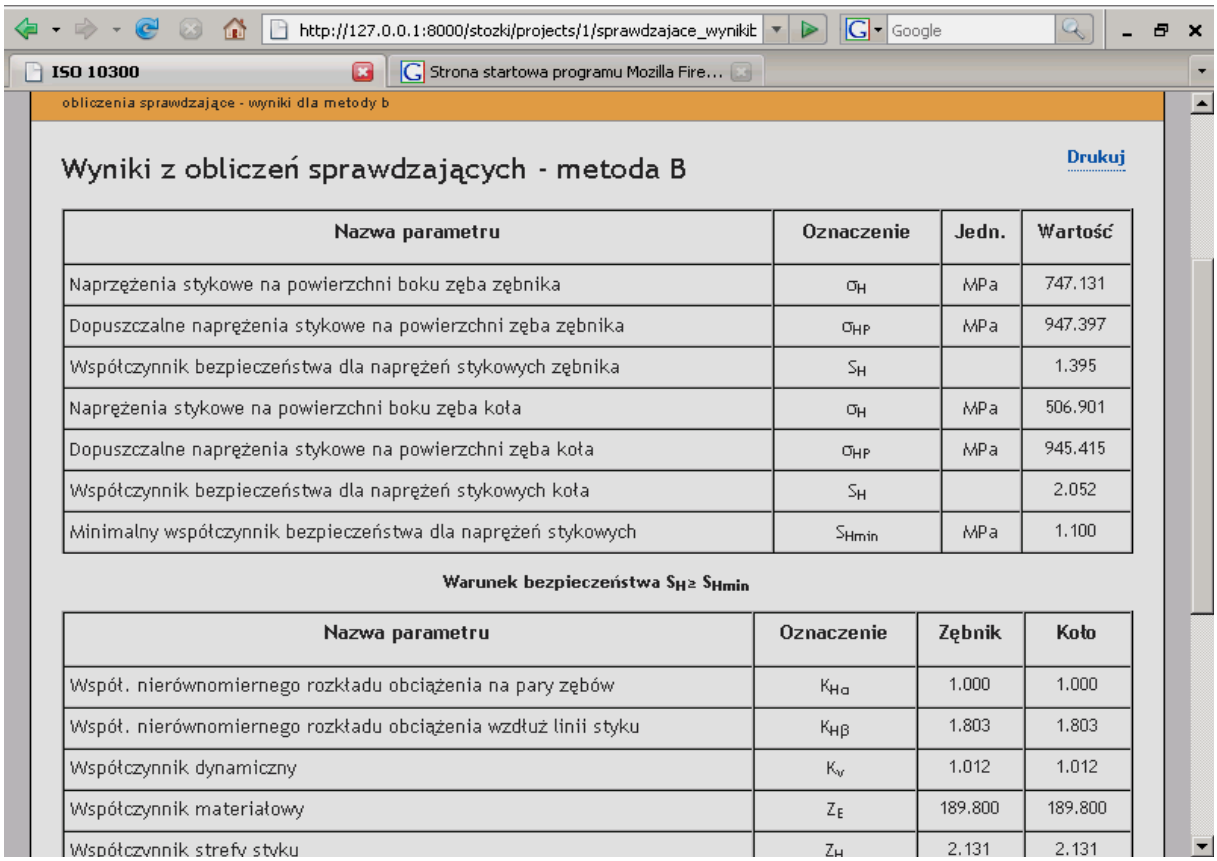


Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość
Moment na wale wejściowym	M_1	Nm	61.224
Moment na wale wyjściowym	M_2	Nm	150.000
Liczba zębów zębnika	z_1		10.000
Liczba zębów koła	z_2		25.000
Średnia średnica podziałowa zębnika	d_{m1}	mm	26.313
Średnica podziałowa zewnętrzna koła	d_{e2}	mm	85.327
Średni moduł normalny	m_{mn}	mm	2.317
Długość tworzącej średniej stożka podziałowego	R_m	mm	35.425
Liczba cykli	N_L		3915000000.000
Moc przenoszona przez przekładnię	P	kW	9.296
Odchyłka względna przełożenia	$\delta_{\Sigma u}$		0.000
Kąt stożka podziałowego zębnika	δ_1	[°]	21.801

Rys.3. Okno z wynikami z obliczeń wstępnych



Rys.4. Okno z danymi uzupełniającymi do obliczeń sprawdzających



Nazwa parametru	Oznaczenie	Jedn.	Wartość
Naprzężenia stykowe na powierzchni boku zęba zębnika	σ_H	MPa	747.131
Dopuszczalne naprężenia stykowe na powierzchni zęba zębnika	σ_{HP}	MPa	947.397
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych zębnika	S_H		1.395
Naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba koła	σ_H	MPa	506.901
Dopuszczalne naprężenia stykowe na powierzchni zęba koła	σ_{HP}	MPa	945.415
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych koła	S_H		2.052
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych	S_{Hmin}	MPa	1.100

Warunek bezpieczeństwa $S_H \geq S_{Hmin}$

Nazwa parametru	Oznaczenie	Zębnik	Koło
Współ. nierównomiernego rozkładu obciążenia na pary zębów	$K_{H\alpha}$	1.000	1.000
Współ. nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku	$K_{H\beta}$	1.803	1.803
Współczynnik dynamiczny	K_v	1.012	1.012
Współczynnik materiałowy	Z_E	189.800	189.800
Współczynnik strefy styku	Z_H	2.131	2.131

Rys.5. Okno z wynikami obliczeń sprawdzających – metoda B

Moduł dokonujący sprawdzania zębów kół zębatych należy poprzedzić poprzez wprowadzenie danych wejściowych uzupełniających (rys. 4). Na tym etapie konstruktor określa jaki wykorzysta do konstrukcji materiał, rodzaj obróbki, oleje chłodzące, z jaką dokładnością będą wykonane koła oraz ustali podstawowe parametry wykorzystanego freza.

Obliczenie trwałości powierzchni boku zęba oraz złamanie u jego podstawy według metod B, B1 i B2 przeprowadza się oddzielnie dla zębnika i dla koła.

Program wylicza faktyczne naprężenia stykowe (σ_H) i na złamanie u podstawy zęba (σ_F), dopuszczalne naprężenia stykowe i na złamanie (σ_{HP} i σ_{FP}) oraz współczynniki bezpieczeństwa S_H i S_F (rys. 5).

Porównanie tych dwóch wartości (wyliczonych i dopuszczalnych) mówi, czy założone współczynniki bezpieczeństwa były oszacowane prawidłowo.

W przypadku, gdy naprężenia wyliczone są większe od dopuszczalnych oraz współczynniki bezpieczeństwa mniejsze od założonych należy powrócić do obliczeń projektujących i dokonać korekty danych, w wyniku której otrzymamy wyniki zadawalające.

4. Podsumowanie i wnioski

- Zabiegając o bezpieczeństwo wyrobu, w tym również reduktorów zębatych, do czego obligują nas dyrektywy europejskie nowego podejścia, jesteśmy zobowiązani dostosować nasze obliczenia do tych zaleceń, a tym samym stosowania norm międzynarodowych ISO, w tym normę na nośność przekładni stożkowych według ISO 10300:2001.
- Przedstawiona metodyka pozwala na zbudowanie algorytmu, a na jego podstawie programu inżynierskiego, który w sposób całościowy dokona wstępnych obliczeń projektujących przekładni stożkowych, następnie obliczeń geometrycznych uzębienia i zazębienia dla trzech rodzajów kształtu zębów oraz sprawdzających według zaleceń międzynarodowej normy ISO 10300, metody B, B1 i B2 kompatybilnej z normą amerykańską AGMA.
- Wstępne obliczenia projektujące służą szacunkowemu wyznaczeniu podstawowych parametrów przekładni zębatej walcowej, tj. modułu normalnego i średnicy podziałowej zębnika.
- Parametry wyznaczone w projektowaniu wstępnym są określone na podstawie uproszczonego modelu przekładni, bez wnikania w szczegóły konstrukcyjne, dlatego mogą być uznane za ostateczne dopiero po kilku przybliżeniach (iteracjach) w trakcie kolejnych obliczeń sprawdzających.
- Konstruktor przekładni przed przystąpieniem do projektu musi zgromadzić wiedzę dotyczącą zastosowania przekładni, przenoszonych obciążeń, miejsca eksploatacji, wymaganej trwałości.
- Algorytm programu posiada moduły wnioskujące, które dzięki bazie wiedzy w postaci wyników badań zgromadzonych w tabelach, zaleceniach, ograniczeniach, itp., umożliwiają konstruktorowi podejmowanie decyzji przy próbie rozwiązywania problemów.
- Podczas obliczeń projektujących program sam nadzoruje czy przyjęta średnica podziałowa jest większa od wyznaczonej z warunku wytrzymałości na pitting.
- Konstruktor mając do dyspozycji taki algorytm, a na jego podstawie opracowany program inżynierski, ma możliwość ułatwienia sobie pracy, a tym samym wybrania optymalnej pary kół walcowych ze względu na obciążenia ekstremalne i stosowane materiały.
- Pakiet programów inżynierskich do obliczeń geometrycznych i wytrzymałościowych przekładni stożkowych, zbudowany na najnowszych algorytmach i zaleceniach norm międzynarodowych, może być w przyszłości częścią całościowego programu do obliczania modułowo-segmentowych przekładni zębatych oraz ich typoszeregów składających się jeszcze z modułów walcowych, ślimakowych czy planetarnych, dla których istnieją czy są w opracowaniu nowe międzynarodowe normy ISO.
- Oprogramowanie to jest wdrażane w pracowni konstrukcyjnej Zakładu Systemów Mechanizacyjnych Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, a po wdrożeniu będzie oferowane w postaci skompilowanej Klientom zajmującym się projektowaniem i wytwarzaniem zespołów stożkowych, gdzie oprócz wiedzy teoretycznej będą sprzedawane wyniki badań.

Literatura

1. Drewniak J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatych. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała, 2001.
2. Muller L.: Przekładnie zębate projektowanie. WNT, Warszawa, 1996.
3. Ochęduszko K.: Koła zębate. Konstrukcja, tom 1. WNT, Warszawa, 1985.
4. Wójcik Z.: Przekładnie stożkowe, konstrukcja i technologia. WNT, Warszawa, 1984.
5. ISO 10300:2003 -1, 2, 3, Calculation of load capacity of bevel gears, International Standard.
6. PN-88/M-88526, Reduktory stożkowe i stożkowo-walcowe ogólnego przeznaczenia – Szeregi podstawowych parametrów.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

Prof.dr hab.inż. Ryszard DINDORF
Mgr inż. Piotr WOŚ
Politechnika Świętokrzyska
Inż. Jarosław DUDEK
Zakład Usług Technicznych „PRO-MAX”

Wirtualny model manipulatora hydraulicznego do naprowadzania młota na kruszarkach szczękowych

S t r e s z c z e n i e

W artykule przedstawiono projekt manipulatora hydraulicznego do naprowadzania młota do rozkruszenia brył skalnych na kruszarkach szczękowych. Manipulator ma zapewnić ciągłość produkcji, bez przestojów spowodowanych nadgabarytowymi bryłami skalnymi. Celem projektu jest także poprawa warunków pracy operatora kruszarki oraz zwiększenie bezpieczeństwa pracy na kruszarce szczękowej.

S u m m a r y

A design of hydraulic manipulator for guiding the hammer for crushing rock solids in jaw crushers was presented. The manipulator has to maintain production and to eliminate any brakes caused by oversize rock solids. Improvement of operator work and increase of operational safety of jaw crusher are also the project objectives.

1. Wprowadzenie

W artykule przedstawiono projekt manipulatora hydraulicznego do naprowadzania młota hydraulicznego do rozbijania i rozkruszania brył skalanych znajdujących się na przenośniku łańcuchowym i w zesypie kruszarki szczękowej [2]. Gdy do kruszarki szczękowej dostaną się nadgabarytowe bryły skalne (tzw. nadgabaryty) nie mieszczące się w przenośniku łańcuchowym, zesypie i komorze kruszącej, wówczas kruszarka nie może pracować i zostanie zablokowana. Kruszarka może zostać także zablokowana przez mokrą skałę przywierającą do szczęk kruszących. Mogą zdarzyć się także nadgabarytowe bryły skalne ważące około 1300 kg, blokujące przenośnik łańcuchowy lub zesyp kruszarki. Niektóre bryły skalane o nieregularnych kształtach można przesunąć za pomocą specjalnego haka zamocowanego na suwnicy. Do rozbijania i rozkruszania nadgabarytowych brył skalnych blokujących kruszarkę szczękową konieczne jest użycie młota elektrycznego lub hydraulicznego.

Trzeba pamiętać o tym, że pod szczękami kruszarki znajduje się pusta komora kruszenia o wysokości 3 m. Rozbijanie i rozkruszanie skał nadgabarytowych wiąże się z ciężką i niebezpieczną pracą wykonywaną ręcznie. Takie przypadki powodują przerwy w pracy kruszarki oraz wymierne straty ekonomiczne dla zakładu produkcyjnego. Okresy postoju kruszarki szczękowej, spowodowane koniecznością rozbijania nadgabarytowych brył skalnych, mogą spowodować straty dziennego urobku nawet do 45%. Kruszarki szczękowe przeznaczone są do rozdrabniania materiałów twardych i średniotwardych, jak np. bazalt, granit, rudy metali, kwarc, stłuczka szklana, wapień, piaskowiec, klinkier cementowy itp. Surowce te mogą zawierać różne zanieczyszczenia stałe, których nie może być więcej niż 5%. Natomiast wilgotność tych skał nie powinna być wyższa niż 10%.

Dostępne wielkości kruszarek i ich parametry techniczne pozwalają na ich dostosowanie do potrzeb kruszenia wstępnego i finalnego. Skały wapienne wykorzystywane są do przeróbki w cementowniach, a w przypadku ich przeróbki do wyrobu płyt gipsowych musi być zapewniona ciągłość produkcji.

Rozkruszenie nadgabarytowych brył skalnych na kruszarce szczękowej ma na celu zapewnienie ciągłości produkcji, zmniejszenie kosztów produkcji, poprawienie warunków pracy operatora kruszarki oraz zwiększenie bezpieczeństwa pracy na kruszarce.

2. Założenia do projektu

Projekt manipulatora hydraulicznego do naprowadzania młota do kruszenia „nadgabarytowych” brył skalnych na kruszarce szczękowej powstał na zapotrzebowanie użytkowników kruszarek szczękowych w przemyśle cementowym. Przedstawione w artykule opracowanie manipulatora zgłoszone zostało na konkurs ogłoszony przez jedną z firm przemysłu cementowego; opracowanie to było jednocześnie tematem pracy dyplomowej inżynierskiej autora projektu [3]. Przed przystąpieniem do wykonania projektu należało zapoznać się z oczekiwaniami przyszłego użytkownika manipulatora.

Dotychczas znane rozwiązania opierają się na konstrukcji wysięgnika z zamocowanym młotem elektrycznym. Wysięgnik umieszczony na specjalnym cokole obok kruszarki szczękowej obraca się po określonym promieniu w płaszczyźnie pionowej. Takie rozwiązanie w oczywisty sposób ogranicza przydatność tego urzą-

dzenia do naprowadzania młota do rozbijania nadgabarytowych brył skalnych.

Dotychczas stosowane urządzenia nie mają możliwości rozkruszania brył na przenośniku, a przy rozbijaniu skał w zesypie konieczne jest zatrzymanie kruszarki. W przypadku brył skalnych o nieregularnych kształtach znajdujących się na przenośniku łańcuchowym można zmienić ich ułożenie za pomocą wsuwanego haka zawieszonego na suwnicy. Zmiana ułożenia bryły skalnej ma na celu przemieszczenie jej do komory kruszącej. Bryły skalne o dużo większej masie około 1300 kg rozbija się młotem elektrycznym na kęsy, które z zesypu wpadają do szczęk kruszących. Prace te najczęściej wykonywane są przez dwie osoby, które zabezpieczone są linami przed niekontrolowanym obrotem bryły skalnej.

Jeżeli w dolnej części kruszarki nagromadzi się zbyt dużo kęsów skalnych, wtedy może być utrudnione ponowne uruchomienie silników napędowych szczęk kruszarki. W takim przypadku konieczne jest zatrzymanie przenośnika łańcuchowego i rozbicie młotem brył skalnych blokujących kruszarkę.

Podczas niesprzyjających warunków atmosferycznych (opady deszczu i niska temperatura) skała gipsowa jest nasiąknięta wodą. Jeśli przy tym zdarzy się przerost złoża skalnego mokrym iłem, wtedy ryzyko zablokowania dolnej części komory kruszącej jest bardzo duże. Przenośnik transportuje więc duże bryły skalne z drobnymi skałami wymieszanymi z iłem. Gdy duża bryła skalna znajdzie się między szczękami kruszącymi, a do jej rozkruszenia potrzebny jest pewien czas, wtedy skała jest zasypywana drobnym iłem. W chwili ruchu szczęk kruszarki występuje wymieszanie się drobnych skał z iłem, w wyniku tego tworzy się gęsta konsystencja błotno-skalna. Mieszanina ta opływa duże bryły i działa jak środek smarny na powierzchniach szczęk kruszarki. Szczęki kruszarki nie mogą uchwycić bryły skalnej i jej rozkruszyć, a cała zawartość brył i iłu przemieszcza się w górę. Czasami sytuację tą może poprawić duży kęs skalny, spadający do komory kruszącej i dociskający poprzednią bryłę do szczęk kruszarki.

Sprostanie wszystkim wymaganiom zleceniodawcy, biorąc pod uwagę warunki pracy kruszarki szczękowej oraz manipulatora hydraulicznego, było bardzo trudnym zadaniem. Manipulator musi spełniać wiele określonych warunków, m.in. jego zasięg musi zapewnić naprowadzenie młota do rozkruszania brył skalnych znajdujących się w różnych miejscach kruszarki, a także na przenośniku łańcuchowym. W wyniku przeprowadzonej analizy różnych możliwych rozwiązań konstrukcyjnych manipulatorów hydraulicznych przyjęto następujące warunki, jakie powinien spełniać zaprojektowany manipulator:

1. Manipulator powinien mieć dostateczny zasięg do rozbijania brył skalnych zawieszonych w zesypie kruszarki.
2. Manipulator wraz z młotem do rozbijania brył skalnych musi znajdować się powyżej komory kruszącej, tak aby mógł służyć do przepychania brył skalnych położonych poniżej zesypu.
3. Zasięg manipulatora powinien zapewnić rozbijanie brył skalnych ułożonych na przenośniku łańcuchowym.
4. Manipulator hydrauliczny powinien być zdalnie sterowany z kabiny sterowni przez operatora kruszarki.
5. Konstrukcja kinematyczna manipulatora i jego napęd hydrauliczny musi umożliwiać operatorowi swobodne sterowanie grotem młota i jego naprowadzanie na bryłę skalną znajdującą się w obszarze zasięgu manipulatora.

Po przeanalizowaniu różnych rozwiązań technicznych stosowanych przez użytkowników kruszarek szczękowych, uwzględniając także różne uwagi krytyczne, przyjęto następujące rozwiązania:

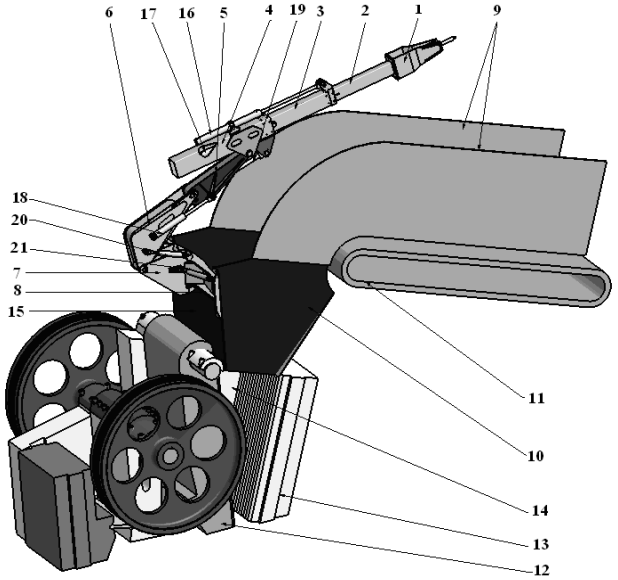
1. Manipulator będzie przymocowany do czołowej burty przenośnika.
2. Młot hydrauliczny będzie umieszczony na teleskopowym ramieniu manipulatora.

Wadą tego rozwiązania jest zwiększenie obciążenia konstrukcji kruszarki. Wiąże się to z koniecznością wzmocnienia konstrukcji kruszarki i oczywiście z dodatkowymi kosztami. Natomiast zaletą tego rozwiązania jest możliwość objęcia zasięgiem manipulatora całej komory kruszącej, zesypu oraz końcowego odcinka przenośnika.

3. Wykonanie projektu

Wszystkie przyjęte założenia spełnia projekt manipulatora hydraulicznego o konstrukcji umożliwiającej wykonanie dwóch ruchów obrotowych (w płaszczyźnie poziomej i płaszczyźnie pionowej) oraz ruch liniowy – wysuwanie teleskopowego ramienia. Manipulator musi przenieść średniej wielkości młot hydrauliczny (około 300 kg) w odpowiednie miejsca kruszarki szczękowej, a także nad przenośnik łańcuchowy. Konstrukcja manipulatora i jego napęd hydrauliczny muszą być dostosowane do dynamicznego obciążenia pochodzącego od udarowej pracy młota hydraulicznego podczas rozbijania nadgabarytowych brył skalnych. Model bryłowy manipulatora hydraulicznego umieszczony na burcie zesypu kruszarki szczękowej, z położeniem młota nad przenośnikiem łańcuchowym, przedstawiono na rysunku 1. Natomiast modele bryłowe manipulatora z innym położeniem mota hydraulicznego przedstawiono na rysunkach 2, 3 i 4.

Na rysunku 1 jest widoczny zesyp 10, który jest częścią ostrosłupa ściętego zwężającego się ku dołowi. Jeśli bryła mieści się w polu przekroju wylotu zesypu, wtedy swobodnie spada do komory kruszącej. Jeśli natomiast bryła skalna jest zbyt duża lub o nieregularnych kształtach to zawiśnie na odpowiednim poziomie zesypu.



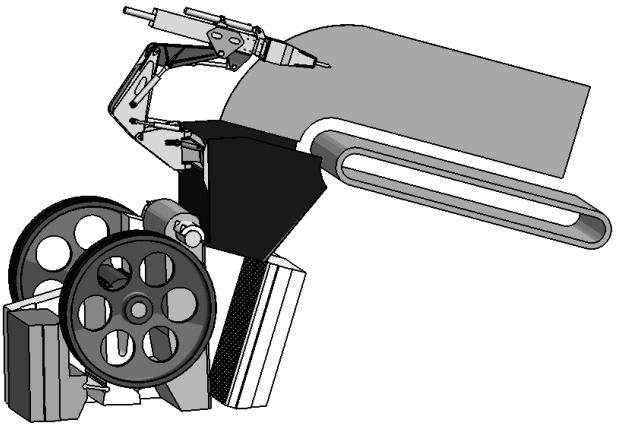
Rys.1. Model bryłowy manipulatora do naprowadzania młota zamocowany do burty zesypu kruszarki [3]

1 – młot hydrauliczny, 2, 3 – ramię wysuwane, 4 – ramię stałe, 5, 6, 7 – ruchome człony konstrukcyjne manipulatora, 8 – belka mocująca, 9 – burta przenośnika, 10 – zesyp, 11 – przenośnik, 12 – ruchoma szczęka kruszarki, 13 – stała szczęka kruszarki, 14 – komora kruszenia, 15 – burta czołowa zesypu, 16 – siłownik do wysuwy ramienia 3 względem ramienia 4, 17 – siłownik do wysuwu ramienia 2 względem ramienia 3, 18 – siłownik podnoszenia członu 5 względem członu 6, 19 – siłownik podnoszenia ramienia 4 względem członu 5, 20 – siłownik podnoszenia wszystkich elementów względem członu obrotowego 7, 21 – siłownik do obrotu manipulatora względem belki mocującej

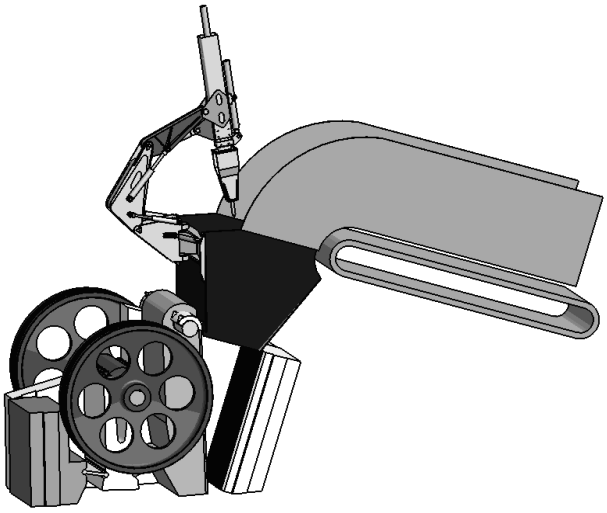
Na rysunku 2 przedstawiono model bryłowy manipulatora z ustawieniem młota do kruszenia brył na przenośniku. Manipulator hydrauliczny, przy jego maksymalnym nachyleniu i wysunięciu ramienia teleskopowego, jest w stanie naprowadzić grot młota na każdą bryłę znajdującą się w jego zasięgu. W przypadku nadgabarytowych bloków skalnych nie mieszczących się między pokrywą przenośnika a płytami łańcucha możliwe jest także ich rozbicie tuż przed pokrywą.

Na rysunku 3 przedstawiono model bryłowy manipulatora z ustawieniem młota do kruszenia skał w zesypie, a na rysunku 4 z ustawieniem młota do przepychania przez szczeki kruszące brył mokrych lub zmieszanych z iłem.

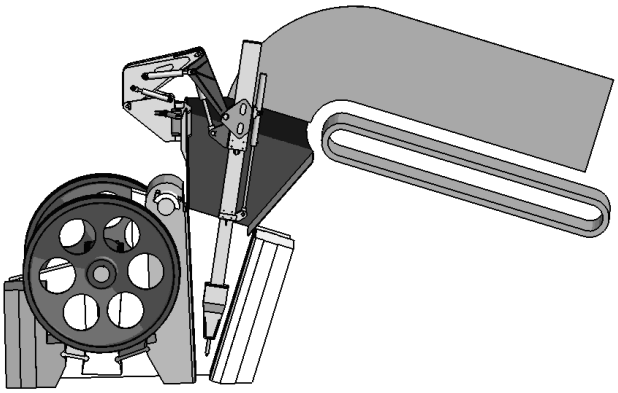
Projekt manipulatora hydraulicznego wykonany został w następujących etapach: projekt układu kinematycznego, obliczenia wytrzymałościowe, wykonanie modelu bryłowego, animacja ruchu manipulatora, wykonanie dokumentacji technicznej. Model bryłowy manipulatora oraz jego obliczenia wytrzymałościowe metodą MES wykonane zostały w środowisku 3D CAD, przy użyciu oprogramowania INVENTOR firmy AUTODESK.



Rys.2. Model bryłowy manipulatora z ustawieniem młota do kruszenia skał na przenośniku [3]



Rys.3. Model bryłowy manipulatora z ustawieniem młota do kruszenia skał w zesypie [3]



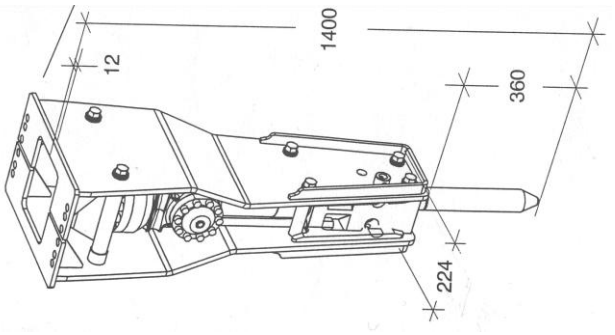
Rys.4. Model bryłowy manipulatora z ustawieniem młota do przepychania mokrej skały [3]

Program INVENTOR stanowi jednolite środowisko, w którym można modelować poszczególne części manipulatora, wykonywać skomplikowane wielopoziomo-

we złożenia, projektować elementy konstrukcyjne i dokonywać ich rozwinięć oraz tworzyć dokumentację techniczną. Stworzona dokumentacja jest w pełni sparametryzowana i skojarzona ze sobą. Oznacza to, że zmiana wymiaru na dokumentacji wykonawczej powoduje automatyczną modyfikację modelu bryłowego lub złożenia i odwrotnie, jakakolwiek zmiana w modelu jest automatycznie przenoszona na wszystkie skojarzone dokumenty.

Podczas definiowania poszczególnych operacji uruchamia się kreator, który proponuje kilka wariantów ułatwiających uzyskanie pożądanej bryły manipulatora, w jak najmniejszej liczbie operacji. Złożenie wszystkich zaprojektowanych detali w jedną całość daje obraz całego projektu manipulatora. Takie złożenie umożliwi sprawdzenie, czy poszczególne elementy manipulatora są do siebie dopasowane oraz czy nie występuje między nimi kolizja. Na podstawie dopasowania wszystkich elementów można ocenić jakość całego projektu manipulatora. Tworzenie modelu złożeniowego manipulatora przeprowadzono w kilku etapach: utworzenie nowego pliku złożenia; wstawienie istniejącego komponentu; nadanie wiązań pomocnych przy dopasowaniu komponentów względem siebie. Po wykonaniu modelu bryłowego manipulatora można edytować jego wymiary i stworzyć dokumentację płaską.

Przeprowadzone obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji manipulatora i napędu hydraulicznego traktowane są jako obliczenia wstępne, które będą skorygowane podczas budowy modelu fizycznego manipulatora hydraulicznego [1]. O wyborze młota do kruszenia skał zadecydowała masa manipulatora, która wynosi od 2,5 do 8 t, a wraz z belką mocującą 2,6 t. Z tego względu do zaprojektowanego manipulatora wybrano młot hydrauliczny typu P-95 TOP firmy MONTABERT o parametrach: ciśnienie zasilania 14 MPa, chłonność 55-85 dm^3/min, masa własna 292 kg, średnica grota 62 mm. Parametry gabarytowe młota hydraulicznego MONTABERT przedstawiono na rysunku 5.



Rys.5. Wymiary gabarytowe młota hydraulicznego MONTABERT

Projekt układu kinematycznego i napędu hydraulicznego manipulatora musiał uwzględniać stosunkowo małą przestrzeń roboczą, w jakiej będzie poruszał się manipulator. Zaprojektowany manipulator ma następujące parametry: maksymalna prędkość obrotowa wokół wszystkich osi obrotu wynosi n_{max} = 1 obr./min, prędkość wysuwu ramienia teleskopowego v_{max} = 3 m/min, ciśnienie robocze w układzie hydraulicznym 16 MPa.

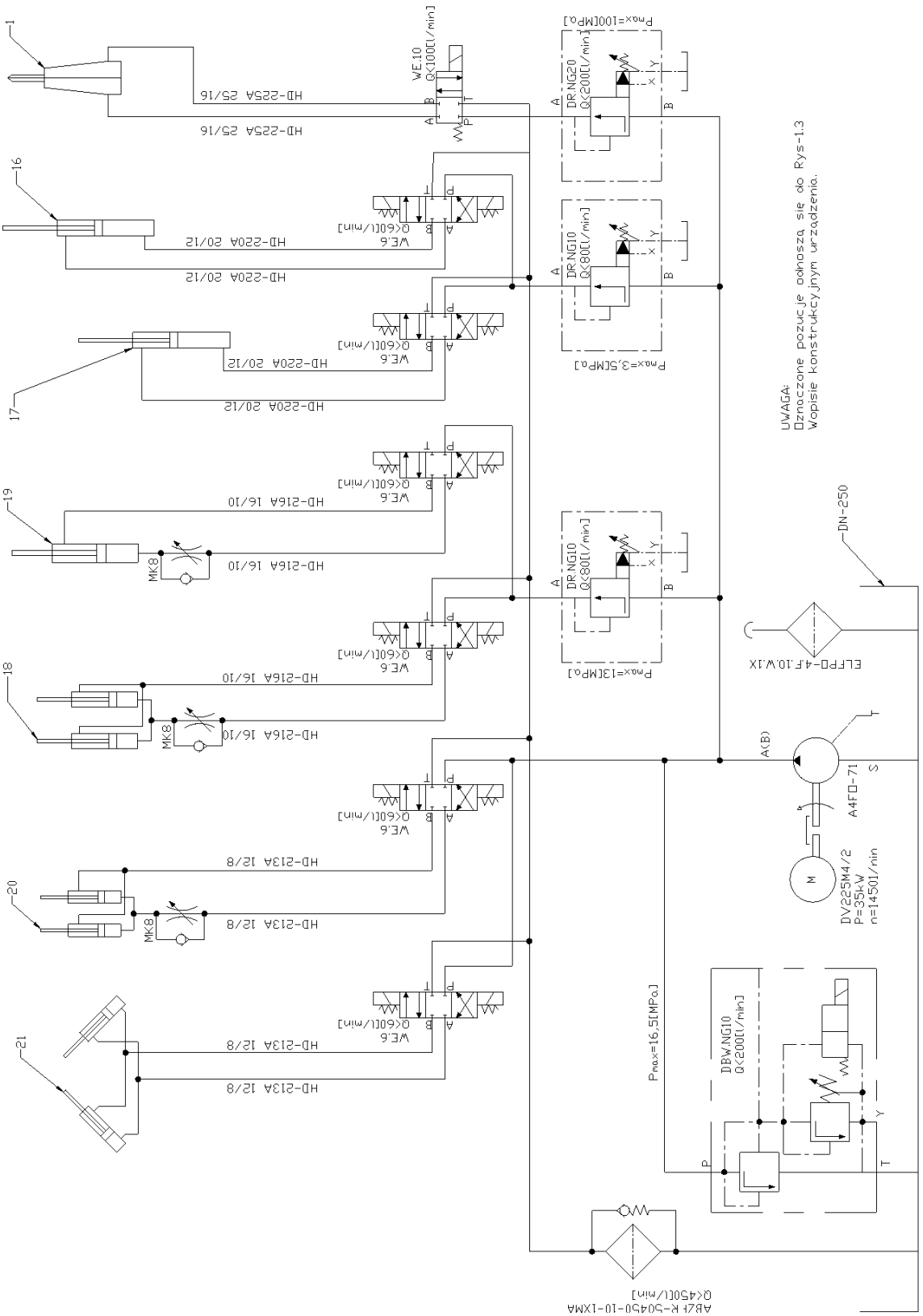
Przeprowadzono obliczenia napędu hydraulicznego obrotu manipulatora i wysuwu ramienia teleskopowego. Wszystkie elementy wykonawcze (siłowniki) i sterujące (zawory) manipulatora dobrane zostały z katalogów firm PONAR Wadowice [4] oraz Bosch Rexroth Group [5]. Schemat hydrauliczny napędu młota do kruszarki przedstawiono na rysunku 6. W tabeli 1 zestawiono elementy wykonawcze (siłowniki hydrauliczne) wykorzystane w tym projekcie.

Analizując zaprojektowany manipulator pod kątem wyboru miejsca jego sterowania przyjęto takie rozwiązanie, żeby pulpit sterowniczy umieszczony został w sterowni kruszarki. To miejsce jest najbardziej odpo-

Zestawienie siłowników hydraulicznych manipulatora

Tabela 1

Lp.	Zastosowanie siłowników	Typ siłowników	Poz. na rys.6	Połączenia siłowników	Siła statyczna siłowników [kN]	Prędkości siłowników v [m/s]	Chłonności siłowników q_v [dm^3/min]
1	Siłownik obrotu manipulatora	CDL-1-MP5-45x80x360 CDL-1-MP5-45x80x360	21	szeregowe	80	0,03	15,30
2	Siłownik podnoszenia manipulatora	CDL-1-MP5-45x80x377 CDL-1-MP5-45x80x377	20	równoległe	134	0,034	20,67
3	Siłownik podnoszenia manipulatora	CDL-1-MP5-56x100x520 CDL-1-MP5-56x100x520	18	równoległe	125	0,037	34,90
4	Siłownik podnoszenia manipulatora	CDL-1-MP5-70x125x650	19		125	0,036	26,58
5	Siłownik wysuwu młota	CDL-1-MT4-56x100x1250	16		100	0,05	23,55
6	Siłownik wysuwu młota	CDL-1-MT4-56x100x1250	17		100	0,05	23,55



Rys.6. Schemat napędu hydraulicznego manipulatora kruszarki [3]

wiednim do sterowania manipulatorem,

ponieważ z okien sterowni dokładnie widać zarówno komorę kru- szenia kruszarki, jak i znaczną część przenośnika łań- cuchowego. W pomieszczeniu sterowni znajduje się pulpit sterowniczy, z którego operator włącza kru- szarkę, steruje prędkością przenośnika łańcuchowego oraz innymi urządzeniami pomocniczymi. Pulpit ste- rowniczy kruszarki jest wyposażony wieloma przycis- kami i wyświetlaczami, co uniemożliwia umieszczenie na nim jeszcze przycisków do sterowania manipulatora hydraulicznego.

4. Podsumowanie

Zaprojektowany manipulator hydrauliczny będzie służył do naprowadzania młota hydraulicznego do rozbijania i rozkruszania nadgabarytowych brył skalnych na kruszarkach szczękowych.

Manipulator hydrauliczny został tak skonstruowany, aby mógł być zastosowany do naprowadzania młota hydraulicznego do kruszenia skał w różnych typach kruszarek szczękowych. Przewidziano zamocowanie manipulatora hydraulicznego do burty czołowej przenośnika kruszarki. Po zmodyfikowaniu zawieszenia manipulator hydrauliczny będzie można umieścić także na osobnym cokole z boku kruszarki szczękowej.

Przedstawiona konstrukcja manipulatora hydraulicznego jest nowatorskim połączeniem znanych i sprawdzonych rozwiązań konstrukcyjnych z nowym układem kinematycznym z napędem hydraulicznym. Zrealizowanie tego projektu zminimalizuje straty spowodowane przestojem kruszarek szczękowych oraz podniesie stopień bezpieczeństwa pracy na kruszarkach szczękowych.

Zaprojektowany manipulator hydrauliczny może być wykorzystany także do naprowadzania młota do rozbijania brył skalnych na innych urządzeniach stosowanych w przemyśle cementowym, budownictwie drogowym, górnictwie surowców skalnych.

Literatura

1. Dindorf R.: Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych. Monografia nr 44. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2004.
2. Dindorf R.: Manipulator hydrauliczny do naprowadzania młota na kruszarce szczękowej. Napędy i Sterowanie nr 5, 2007.
3. Dudek J: Projekt manipulatora młota hydraulicznego kruszarki. Praca dyplomowa. Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn. Politechnika Świętokrzyska. Kielce 2005.
4. Multimedialny katalog wyrobów. PONAR Wadowice S.A. Fabryka Elementów Hydrauliki.
5. Interactive Hydraulics Designer. Bosch Rexroth Group.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Edward Palczak

Artykuł został wygłoszony na Konferencji Naukowo-Technicznej CYLINDER 2007, odbywającej się w Szczyrku w dniach 19-21.09.2007 r. *r.*

Prof.dr hab.inż. Kazimierz STOIŃSKI
Dr inż. Andrzej PYTLIK
Mgr inż. Jan SZYMAŁA
Główny Instytut Górnictwa

Uderzenia hydrauliczne powstałe w elementach hydrauliki sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej

S t r e s z c z e n i e

Przedstawiono wstępne wyniki badań i ocenę przyczyn powstawania gwałtownych przyrostów ciśnienia w blokach zaworowych stojaków hydraulicznych zmechanizowanej obudowy ścianowej, podczas normalnej ich eksploatacji. Powstałe gwałtowne przyrosty ciśnienia mogą powodować skutki w postaci uszkodzeń hydrauliki sterującej stojaka hydraulicznego, a w szczególności bloków zaworowych i ciśnieniomierzy, wykorzystywanych do pomiaru chwilowych wartości ciśnienia w przestrzeni podtłokowej. W skrajnych przypadkach mogą wystąpić również uszkodzenia samego stojaka, co pociąga za sobą znaczne straty ekonomiczne oraz powoduje utrudnienia eksploatacyjne.

S u m m a r y

Initial test results and assessment of reasons of impetuous increase of pressure in hydraulic leg's valve blocks of the powered roof support during a normal operation were given in the paper. Impetuous pressure increase can cause damages to leg control hydraulics, especially damages to valve blocks and pressure gauges used for pressure measurements in annular compartments. In extreme conditions the leg itself can be damaged what can be a reason of significant operational problems.

1. Wprowadzenie

Występujące w warunkach in situ częste przypadki uszkodzeń hydrauliki sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej stały się powodem, dla którego w Głównym Instytucie Górnictwa w Katowicach rozpoczęto prace badawcze mające na celu wyjaśnienie przyczyn ich powstawania oraz podjęcia odpowiednich środków zaradczych celem ich minimalizacji.

Początkowo przypuszczano, że odpowiedzialnym za te niekorzystne efekty są dynamiczne oddziaływania górotworu, jako pochodne wstrząsów. Badania wartości chwilowych ciśnień w podtłokowych przestrzeniach stojaków hydraulicznych, podczas rabowania obciążonej, zmechanizowanej obudowy ścianowej wykazały, że w układach sterowania stojakiem powstają szybkozmienne przebiegi ciśnienia o dużej amplitudzie i częstotliwości drgań. Rejestrowane przebiegi znacznie przekraczały wartości ustalone przed rabowaniem obudowy, natomiast przebiegi miały postać drgań okresowych tłumionych.

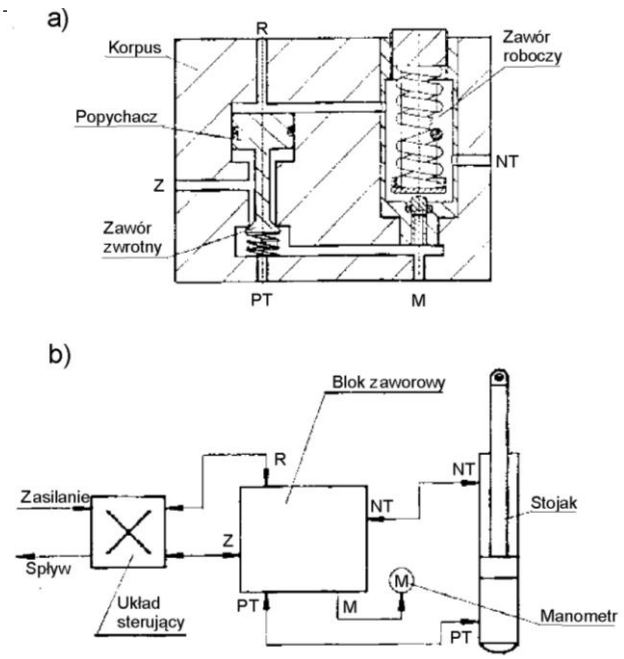
Podobne efekty stwierdzono podczas badań zmechanizowanych obudów ścianowych prowadzonych przez TL Opava [2]. Występowanie drgań ciśnienia cieczy hydraulicznej o dużej częstotliwości i amplitudach przekraczających wartości ciśnienia roboczego stanowi istotne ograniczenie trwałości takich elementów hydrauliki, jak: stojakowe bloki zaworowe (zawór zwrotny sterowany), zawory robocze oraz manometry. Te ostatnie szczególnie są wrażliwe na takie zmiany ciśnienia, z uwagi na konstrukcję czujnika wykonanego w postaci rurki Burdona i mechanizm zegarowy.

W przypadku występowania ciśnień o charakterze pulsacyjnym, często ulegają uszkodzeniu, dlatego dla ich ochrony stosuje się specjalne elementy dławiące.

Zharmonizowane normy z serii PN-EN 1804 [3] dotyczące badań zmechanizowanych obudów ścianowych dla potrzeb certyfikacji nie ujmują opisanej problematyki, co w konsekwencji może prowadzić do ograniczenia trwałości elementów układu. Niniejsza informacja ma na celu zwrócenie uwagi na wymienioną problematykę konstruktorom i użytkownikom zmechanizowanych obudów ścianowych, stanowi również początek badań, które zostały rozpoczęte w Głównym Instytucie Górnictwa.

2. Analiza układu sterowania stojakiem hydraulicznym

Podstawowy układ sterowania stojakiem hydraulicznym prezentuje rysunek 1. Składa się on z bloku zaworowego, w skład którego wchodzi zawór zwrotny sterowany i zawór roboczy ograniczający ciśnienie, ciśnieniomierza oraz przewodów łączących blok i ciśnieniomierz ze stojakiem przedstawionym schematycznie na rysunku 1.



Rys.1. Podstawowy układ sterowania stojakiem hydraulicznym: a – budowa bloku zaworowego, b – układ sterowania stojakiem

Układ hydrauliczny sterujący stojakiem wykonuje następujące funkcje:

- rozpieranie stojaka do podporności wstępnej wynikającej z ciśnienia zasilania agregatu hydraulicznego,
- przejmowanie obciążenia z podpornością roboczą,
- rabowanie stojaka.

Kierunki przepływu cieczy dla wymienionych podstawowych funkcji zaprezentowano na rysunku 2. Zawór zwrotny jest sterowany siłownikiem zasilanym różnicą ciśnień pomiędzy przestrzeniami nadtłokową i podtłokową. Przekładnia hydrauliczna rozumiana jako iloraz powierzchni siłownika sterującego do powierzchni zaworu zwrotnego kształtuje się na poziomie 0,25 i teoretycznie działa prawidłowo dla założenia, że w linii spływowej ciśnienie zbliżone jest do zera. W przypadku gwałtownego otwarcia zaworu zwrotnego istnieje prawdopodobieństwo, że w bardzo krótkim czasie w linii spływowej pojawi się ciśnienie zbliżone do roboczego i powoduje zamknięcie przepływu. Okresowy wzrost ciśnienia w linii spływowej i jego spadek może prowadzić do wzrostu ciśnienia w przewodzie łączącym przestrzeń podtłokową stojaka z blokiem zaworowym. Obliczenia wartości ciśnienia i jego przebiegu dokonano w oparciu o sporządzony schemat (według rys. 3) oraz zależności matematyczne zawarte w pracy [1].

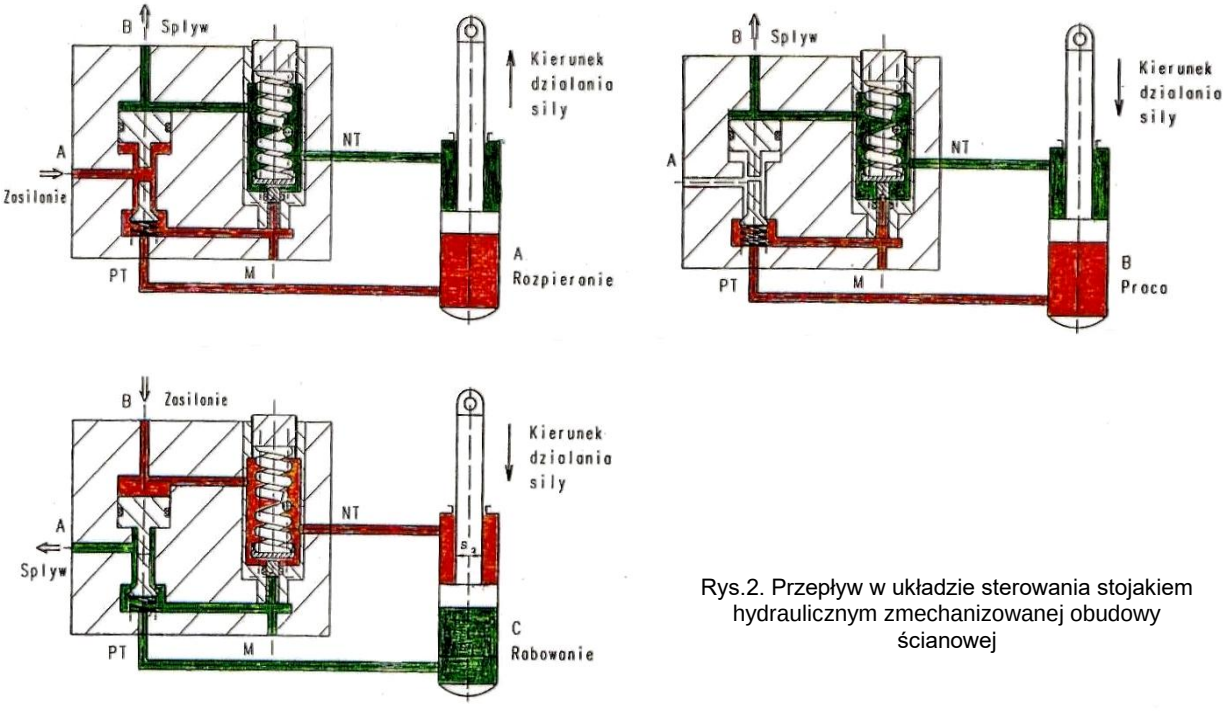
Dla zmechanizowanej obudowy ścianowej pracującej w zakresie wysokości od 0,8 do 2,2 m, wyposażonej w dwa stojaki dwuteleskopowe ϕ 210/160 mm, wartości ciśnień powstających w wyniku nieprawidłowej pracy bloku stojakowego kształtują się następująco:

- **dla uderzenia pełnego:**

$$P_{PT\ max} = \rho \cdot c \cdot v_{max} \cong 150\ \text{MPa} \qquad (1)$$

gdzie:

$c = \dfrac{\sqrt{\dfrac{B_c}{\rho}}}{\sqrt{1+\dfrac{B_c \cdot D}{E \cdot \delta}}} \cong 1050\ \text{ms}^{-1}$ – prędkość propagacji fali ciśnieniowej,



Rys.2. Przepływ w układzie sterowania stojakiem hydraulicznym zmechanizowanej obudowy ścianowej

E – moduł Younga, Pa,

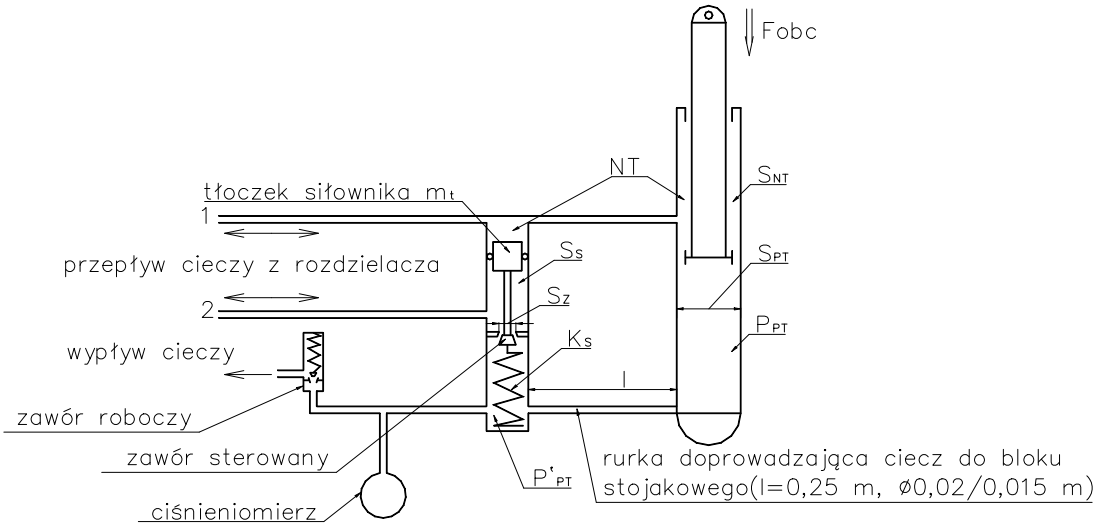
ρ – masa właściwa cieczy hydraulicznej, kg/m^3,

B_c – moduł sprężystości objętościowej, Pa,

$v_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \cong 140$ ms^{-1} – prędkość przepływu cieczy,

$\Delta p = P_{PT} - P_{NT}$ – różnica ciśnień na wejściu i wyjściu przewodu łączącego stojak z blokiem, Pa,

stałej czasowej zaworu zwrotnego oraz różnicy ciśnień statycznych na końcach rurki doprowadzającej ciecz hydrauliczną od przestrzeni podtłokowej do bloku zaworowego. Może również na wartość ciśnień mieć wpływ ciśnienie pomiędzy przestrzenią podtłokową a ciśnieniem rabowania. Z wymienionych względów obliczenia należy zweryfikować z wykorzystaniem badań stanowiskowych.



Rys.3. Schemat układu dla potrzeb obliczenia udarów hydraulicznych

– **dla uderzenia niepełnego:**

$$\Delta p = P_{PT\ max} \frac{2l}{c \cdot T_z} \cong 18 \text{ MPa} \quad (2)$$

gdzie:

l – długość przewodu doprowadzającego ciecz do bloku, m,

$T_z = \sqrt{\frac{m_t}{K_s}} \cong 4 \cdot 10^{-3}$ s – stała czasowa zespołu tłoczek-zawór,

K_s – stała sztywności sprężyny (10 Nm^{-1}),

m_t – masa zespołu tłoczek-zawór (0,15 kg),

– częstotliwość drgań własnych zaworu sterowanego:

$$f_z \cong \frac{1}{T_z} \cong 250 \text{ Hz} \quad (3)$$

– okres fali uderzeniowej:

$$T_o = \frac{2 \cdot 1}{c} \cong 0{,}48 \text{ ms} \quad (4)$$

– częstotliwość fali uderzeniowej:

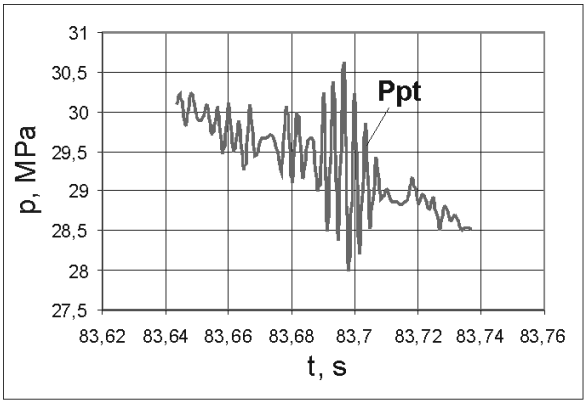
$$f_u \cong \frac{1}{T_o} \cong 2{,}08 \text{ kHz} \quad (5)$$

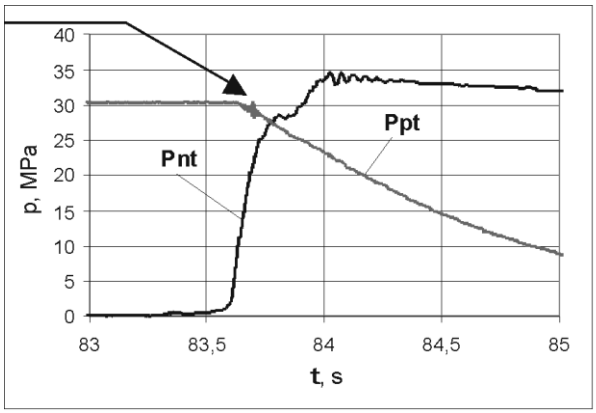
Na podstawie przedstawionych obliczeń należy liczyć się z możliwością występowania znacznych wartości ciśnień w bloku zaworowym podczas rabowania obudowy. Wartość tych ciśnień uzależniona będzie od

3. Badania stanowiskowe

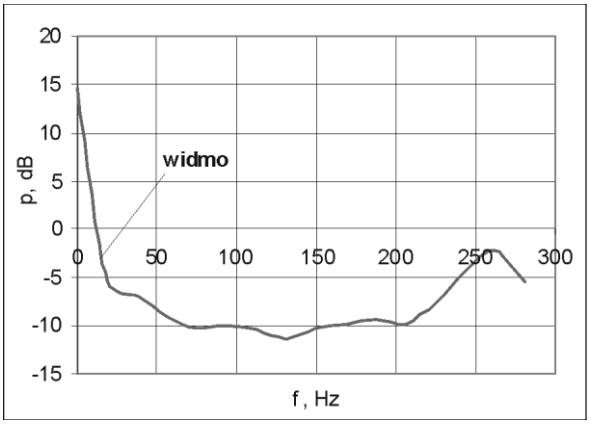
Badania stanowiskowe przeprowadzono z wykorzystaniem sekcji obudowy zmechanizowanej, przedstawionej na rysunku 4, pracującej w zakresie wysokości od 0,8 do 2,2 m, wyposażonej w dwa stojaki dwuteleskopowe ϕ 210/160 mm, którą rozparto w stanowisku na wysokość 2,1 m.

Rys.4. Widok badanej sekcji obudowy zmechanizowanej w chwili działania zaworu ograniczającego ciśnienie podczas rabowania sekcji

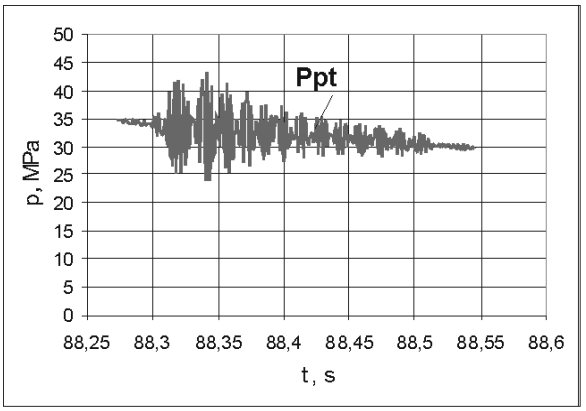


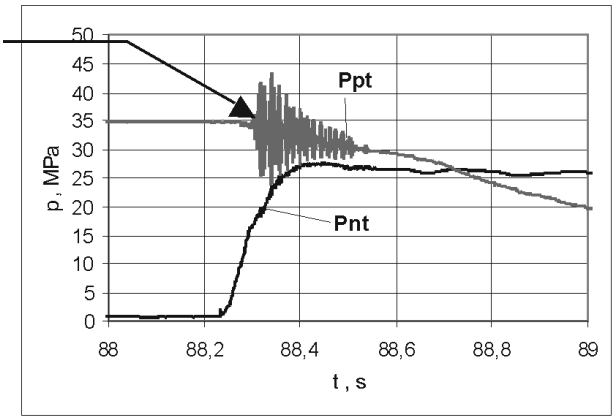


Rys.5. Przebieg zmian ciśnienia p_{pt} w przestrzeni podtłokowej i p_{nt} w przestrzeni nadtłokowej w funkcji czasu t podczas rabowania sekcji rozpartej do ciśnienia roboczego p_r = 30 MPa, ciśnieniem p_{nt} = 35 MPa

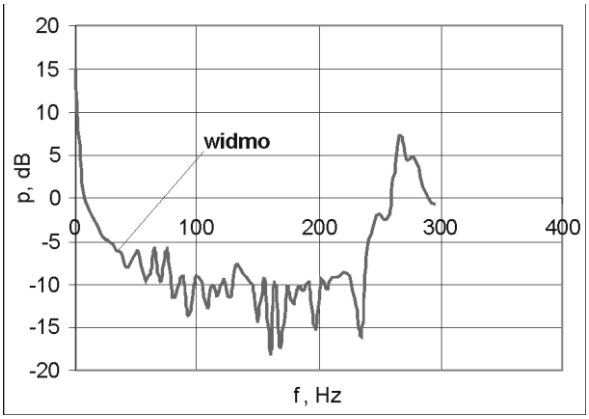


Rys.6. Widmo przebiegu zmian ciśnienia p_{pt} w przestrzeni podtłokowej podczas rabowania sekcji rozpartej do ciśnienia roboczego p_r = 30 MPa, ciśnieniem p_{nt} = 35 MPa

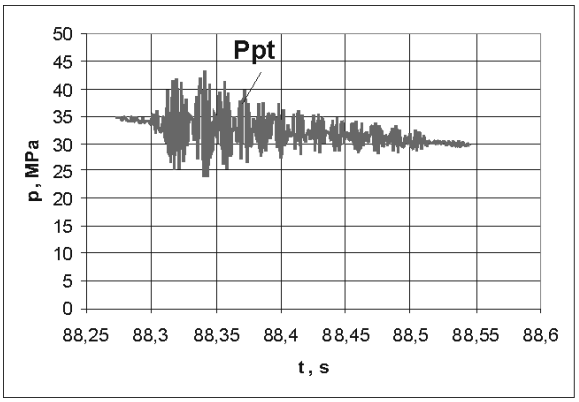


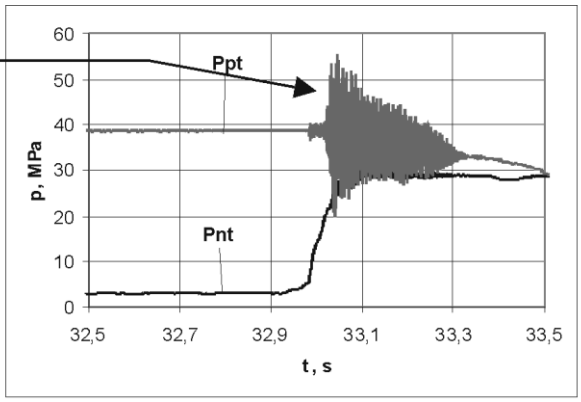


Rys.7. Przebieg zmian ciśnienia p_{pt} w przestrzeni podtłokowej i p_{nt} w przestrzeni nadtłokowej w funkcji czasu t podczas rabowania sekcji rozpartej do ciśnienia roboczego p_r = 30 MPa, ciśnieniem p_{nt} = 27 MPa

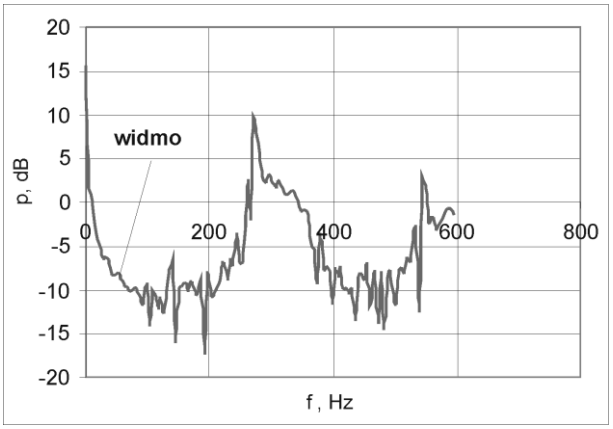


Rys.8. Widmo przebiegu zmian ciśnienia p_{pt} w przestrzeni podtłokowej podczas rabowania sekcji rozpartej do ciśnienia roboczego p_r = 30 MPa, ciśnieniem p_{nt} = 27 MPa





Rys.9. Przebieg zmian ciśnienia p_{pt} w przestrzeni podtłokowej i p_{nt} w przestrzeni nadtłokowej w funkcji czasu t podczas rabowania sekcji rozpartej do ciśnienia roboczego p_r = 39 MPa, ciśnieniem p_{nt} = 30 MPa



Rys.10. Widmo przebiegu zmian ciśnienia p_{pt} w przestrzeni podtłokowej podczas rabowania sekcji rozpartej do ciśnienia roboczego p_r = 39 MPa, ciśnieniem p_{nt} = 30 MPa

Obudowę rozpierano do podporności roboczej, a następnie rabowano przez wysterowanie zaworu zwrotnego sterowanego ciśnieniem zasilającym (z rozdzielacza – rys. 3).

Pomiary ciśnienia wykonywane były za pomocą czujników pomiarowych typu P3MB firmy HBM, o niepewności pomiarowej 0,12 MPa, połączonych ze wzmacniaczem pomiarowym typu DMCplus firmy HBM, wykonanym w klasie 0,02. Sygnały pomiarowe rejestrowane były z częstotliwością pomiarową 1200 Hz na komputerze klasy PC.

Mierzono i rejestrowano ciśnienie w bloku zaworowym: nadtłokowe NT, podtłokowe P_{PT}, zasilające $P_{zaś}$. Podczas rabowania sekcji stwierdzono pojawienie się drgań ciśnienia cieczy we wszystkich mierzonych punktach pomiarowych. Czas trwania stanu nieustalonego oceniono na około 0,1 s. Przebiegi mają charakter sinusoid tłumionych o amplitudach przekraczających ciśnienie ustalone.

Szczególnie duże amplitudy występują w ciśnieniu P_{PT} (podtłokowe wyprowadzone do bloku stojakowego) – do ponad dwukrotnej wartości roboczej, natomiast częstotliwość drgań w przedziale 250÷300 Hz. Największe amplitudy drgań cieczy hydraulicznej P_{PT} występują dla małej wartości ciśnienia zasilania, zbliżonej do wartości minimalnej niezbędnej dla wysterowania zaworu zwrotnego.

Ogółem przeprowadzono 17 prób badawczych uderzenia hydraulicznego. Podczas badań zmieniano siłę rozparcia sekcji w stanowisku badawczym poprzez zmianę ciśnienia roboczego stojaków w zakresie od 30 do 40 MPa (ciśnienie w przestrzeni podtłokowej dolnego stopnia stojaka hydraulicznego).

Przykładowe wykresy przebiegów ciśnienia w przestrzeni podtłokowej dolnego stopnia stojaka hydraulicznego i nadtłokowej górnego stopnia oraz widma amplitudowe sygnału ciśnienia w przestrzeni PT przedstawiono na rysunkach 5 do 10.

W widmie pomierzonych ciśnień wyraźnie występują częstotliwości w zakresie 250÷300 Hz, co zgodne jest z oceną częstotliwości własnej zaworu sterowanego. Nie występują natomiast częstotliwości związane z pojedynczym udarem hydraulicznym, co jest wynikiem zbyt małego pasma przenoszenia zastosowanej aparatury pomiarowej.

4. Wnioski

Przeprowadzone wstępnie badania przebiegów ciśnień w układzie podporowym zmechanizowanej obudo-

wy ścianowej tak stanowiskowe, jak również analityczne wykazały możliwość powstania drgań pasożytniczych podczas rabowania. Drgania te mają charakter sinusoid tłumionych o amplitudach znacznie przekraczających wartości robocze i częstotliwość 250÷300 Hz. Występowanie w układach hydraulicznych wymienionych drgań pasożytniczych ma istotny wpływ na trwałość i niezawodność układów podporowych zmechanizowanych obudów ścianowych.

Przyczyną powstawania pasożytniczych drgań cieczy hydraulicznej według wstępnych badań jest konstrukcja zaworu zwrotnego sterowanego i sposób jego zasilania. Zasada działania zaworów zwrotnych stosowanych aktualnie w górnictwie polskim jest taka sama, niezależnie od producenta. Dla minimalizacji niekorzystnego zjawiska należy podczas eksploatacji utrzymywać ciśnienie zasilania na określonym przez producenta poziomie – zmniejszenie jego wartości może prowadzić do nasilenia się niekorzystnych zjawisk.

Problematyka będzie kontynuowana celem ustalenia wpływu powstających pasożytniczych drgań cieczy hydraulicznej na trwałość elementów zmechanizowanej obudowy ścianowej i na ich wyeliminowaniu w drodze zmian konstrukcyjnych zaworu sterowanego. W badaniach wykorzystana będzie aparatura pomiarowa o paśmie przenoszenia ponad 2 kHz.

Literatura

1. Gryboś R.: Podstawy mechaniki płynów. Warszawa 1989.
2. Materiały nie publikowane TLO-Opava, 2006.
3. Norma PN-EN 1804-1:2004 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej. Część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne.
4. Norma PN-EN 1804-2: 2004 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej. Część 2: Stojaki, podpory i siłowniki pomocnicze.
5. Norma PN-EN 1804-3: 2006 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej. Część 3: Układy sterowania hydraulicznego.
6. Dokumentacje techniczno-ruchowe zmechanizowanej obudowy ścianowej Glinik 08/22 POz oraz elementów hydrauliki sterującej firmy PROTECH i DAGOS.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Ryszard Dindorf

Artykuł został wygłoszony na Konferencji Naukowo-Technicznej CYLINDER 2007, odbywającej się w Szczyrku w dniach 19-21.09.2007 r.

Czy wiesz, że...

...w Indiach znajdują się jedne z najbogatszych złóż węgla na świecie. Oszacowane zasoby wynoszą 253 biliony ton. Górnictwo indyjskie wymaga jednak ogromnego doinwestowania. Obliczono, że na obecną chwilę potrzebna kwota to 1,16 biliona USD. Wydobycie indyjskiego węgla jest kontrolowane przez jednostkę sektora publicznego – Coal India. Uważa się, że korzystne zmiany w górnictwie węglowym tego kraju zapewni jedynie dobrze przeprowadzona prywatyzacja branży.

World Coal 2007 nr 3 s. 12-14

Prof.dr hab.inż. Aleksander LUTYŃSKI
Politechnika Śląska
Dr inż. Stefan GĄSIOR
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Zmiany prędkości fali sprężystej w eksploatowanej taśmie przenośnika

S t r e s z c z e n i e

W artykule przedstawiono wyniki badań prędkości przebiegu fali sprężystej w taśmie. Badania przeprowadzone były na obiektach rzeczywistych w warunkach naturalnych kopalni podziemnej. W artykule podano charakterystykę badanych obiektów oraz opisano metodykę badań i wykorzystaną w badaniach aparaturę. Badania przeprowadzone zostały trzykrotnie, na trzech tych samych przenośnikach w tych samych warunkach ich pracy: dla taśmy bez obciążenia, z tym samym napięciem wstępnym i dla tego rodzaju rozruchu przenośnika. Wyniki badań wykazały istotne różnice prędkości fali sprężystej w taśmie, które wynikają ze zmiany właściwości w wyniku naturalnego zużycia eksploatacyjnego

S u m m a r y

Test results of elastic wave speed in belt were presented. Tests were carried out on real objects in natural conditions of underground mine. Parameters of tested objects were given and testing procedures with used apparati were described. The tests were carried out three times on the same three conveyors in the same operational conditions: for a belt without load, with the same initial tension and for the same conveyor startup. The results have shown significant differences in a speed of elastic wave in the belt as the result of their natural wear.

1. Wprowadzenie

W taśmie przenośnika, podczas jej rozruchu, występują zjawiska dynamiczne. Zjawiska te wywołane są przyspieszaniem taśmy, jako cięgna sprężystego, do prędkości ustalonej, która wynika z parametrów układu napędowego. Znajomość parametrów charakteryzujących te zjawiska, szczególnie prędkości przebiegu fali sprężystej, jest istotna dla analizy stanów nieustalonych przenośnika. Pozwala na określenie amplitudy naprężenia, prędkości napinania taśmy, dobranie właściwego urządzenia rozruchowego, a szczególnie czasu narastania momentu obrotowego oraz ustalenie czasu i sekwencji załączania silników poszczególnych napędów w przenośniku wielonapędowym. Prędkość przebiegu fali sprężystej w taśmie wzdłuż przenośnika wyznaczyć można na drodze analitycznej, posługując się następującymi zależnościami [8]:

– dla cięgna górnego:

$$c_g = \sqrt{\frac{B \cdot E_o}{\frac{m_{rg}}{L} + \frac{f_g}{a_r}}},\ m/s \qquad (1)$$

– dla cięgna dolnego:

$$c_d = \sqrt{\frac{B \cdot E_o}{\frac{m_{rd}}{L} + \frac{f_d}{a_r}}},\ m/s \qquad (2)$$

gdzie:

c_g, c_d – prędkość fali sprężystej w górnej i dolnej gałęzi przenośnika, m/s,

B – szerokość taśmy, mm,

E_o – udarowy moduł sprężystości, N/mm,

L – długość przenośnika, m,

m_{rg}, m_{rd} – zredukowana masa cięgna górnego i dolnego, kg,

f_g, f_d – opór ruchu cięgna górnego i dolnego przypadający na jednostkę długości, N/m,

a_r – przyspieszenie liniowe na obwodzie bębna napędowego podczas rozruchu, m/s^2.

Należy zaznaczyć, że wartość wyznaczonej prędkości z zależności (1) i (2) obarczona jest pewnym błędem, który wynika głównie z niedostatecznej wiedzy o udarowym module sprężystości taśmy.

Ponadto taśma użytkowana w przenośniku w podziemiach kopalni ze względu na warunki pracy, do których zaliczyć można: częste rozruchy, znaczną ilość transportowanego urobku, wielokrotne przesypywanie tego urobku na trasach dróg transportowych, agresywność atmosfery kopalnianej oraz współpracę z innymi elementami przenośnika zmienia swoje właściwości mechaniczne, do których zaliczyć można między innymi: wytrzymałość na rozciąganie, wydłużenie względne i trwałe, sztywność poprzeczną i wzdłużną oraz wytrzymałość na rozwarstwianie.

Zmiana właściwości mechanicznych jest procesem naturalnym wynikającym z użytkowania taśmy. Można przypuszczać, że inne parametry charakteryzujące właściwości mechaniczne taśmy przenośnikowej, nie wymienione powyżej, również ulegają podobnemu wpływowi eksploatacji. Z tego względu bardzo ważne są badania przemysłowe prowadzone na obiektach rzeczywistych. Na ich podstawie uzyskuje się wyniki i wiedzę dla potrzeb analizy stanów nieustalonych oraz projektowania i użytkowania przenośników.

Jednym z parametrów charakteryzujących właściwości mechaniczne taśmy jest jej udarowy moduł sprężystości, który ma istotny wpływ na prędkość przemieszczania się fali sprężystej w taśmie [1]. Pewne informacje z tego zakresu prezentowano w [3], nie identyfikując fazy życia taśmy, w której wykonywano badania. W pracach [4, 5 i 6] dokonano, między innymi, oceny zmiany prędkości przemieszczania się fali sprężystej w taśmie w wyniku dwudziestu jeden miesięcy eksploatacji. W pracy [7] analizowano zmiany prędkości przemieszczania się fali sprężystej w taśmie eksploatowanej na dwóch przenośnikach jako efekt użytkowania w okresie trzydziestu sześciu miesięcy. Najszerzej zagadnienie zmian prędkości fali sprężystej wskutek eksploatacji przedstawiono w pracy [2].

2. Obiekty badań i aparatura stosowana w badaniach

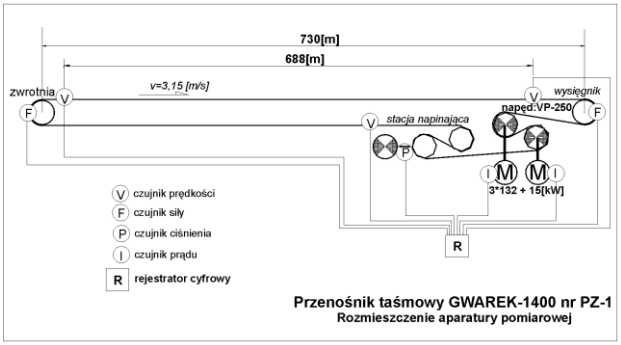
Badania przebiegu fali sprężystej wykonano na taśmach przenośników, które eksploatowano w jednej z kopalń węgla kamiennego. Przenośniki usytuowane były w wyrobisku poziomym i stanowiły elementy ciągu technologicznego głównej odstawy urobku. W przenośnikach zainstalowana była taśma produkcji Fabryki Taśm Transporterowych Stomil Wolbrom S.A. Podstawowe informacje o badanych przenośnikach podano w tabeli 1.

Badania prowadzono przy użyciu czujników siły typu C6R firmy HOTTINGER zainstalowanych na wysięgniku i zwrotni przenośnika, z których sygnał transmitowany był przez wzmacniacze pomiarowe firmy HOTTINGER i CARL TESTAR. Ponadto używano czujnika ciśnienia medium firmy DMT, zainstalowanego w układzie napinania taśmy, elektromagnetycznych czujników prędkości taśmy i płaszcza bębna z nowoczesnymi, elektronicznymi układami pomiarowymi firmy ANALOG DEVICES (USA). W badaniach wykorzystano także przetworniki prądowe typu MS-2 firmy DMT. Sygnały analogowe czujników pomiarowych rejestrowane były ośmiokanałowym rejestratorem firmy DMT. Klasy przyrządów i dokładności z jakimi wykonywane były pomiary poszczególnych wielkości podano w [2]. Przykładowe rozmieszczenie czujników na badanym przenośniku 1 pokazano na rysunku 1, na którym zaznaczono także usytuowanie silników dwubębnowego napędu przenośnika oraz silnik urządzenia napinającego.

Parametry badanych przenośników taśmowych

Tabela 1

Oznaczenie przenośnika	1	2	3
Typ przenośnika	Gwarek 1400		
Producent	FMG PIOMA		
Moc napędu, kW	3x132 +15	2x132	2x90 + 15
Długość przenośnika, m	730	1225	125
Nachylenie przenośnika, °	-0°9'	-1°38'	0°55
Wydajność nominalna, Mg/h	2000		
Aparatura zasilająca	RK 22-C1+ZSL-1	EH dG A6	OW 1484N
Typ urządzenia łagodnego rozruchu	Rozrusznik tyrystorowy ZRTO-100+ZSL-1	Rozrusznik tyrystorowy EH dG A6	Nie posiada
Prędkość nominalna taśmy, m/s	3,15		
Odległość pomiędzy czujnikami prędkości, m	688	1039	111
Typ taśmy	GTP-1600/4-2-I-1400		
Typ urządzenia napinającego	Elektryczny wciągarkowy		
Daty przeprowadzenia pomiarów	1) – 19-20.05. 2002 2) – 28-29.02.2004 3) – 21-22.05.2005		
Rodzaj rozruchu podczas pomiarów	stycznikowy		

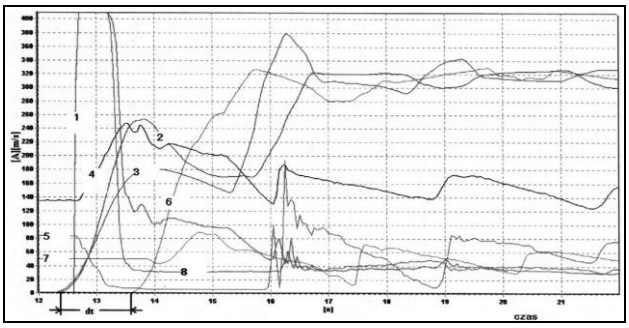


Rys.1. Schemat układu napędowego i rozmieszczenia czujników na przenośniku 1

3. Sposób wykonania badań i uzyskane wyniki

Badania prędkości fali sprężystej w taśmie nie obciążonej urobkiem w warunkach normalnej eksploatacji przenośnika wykonywano w trzech różnych, odległych terminach, w odstępach wynoszących dwadzieścia jeden i piętnaście miesięcy. Badanie to polegało na rejestracji przebiegów prędkości taśmy podczas rozruchu przenośnika w miejscach usytuowania czujników prędkości pokazanych na rysunku 1. Czujniki prędkości rozlokowane na przenośniku w górnej gałęzi w odległościach: 688 m w przenośniku 1, 1037 m w przenośniku 2 i 111 m w przenośniku 3 rejestrowały ruch

taśmy. Chwile początkowe zarejestrowanych przebiegów prędkości były podstawą określenia czasu przebiegu fali sprężystej na odcinku pomiarowym. Prędkości fali sprężystej wyznaczano, mając za podstawę znaną odległość pomiędzy czujnikami i różnicę czasów chwil początkowych przebiegów prędkości rejestrowanych przez czujniki. Przykładowy oscylogram przebiegów rejestrowanych wielkości, z zaznaczeniem czasu przebiegu fali sprężystej na badanym odcinku przenośnika, przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Oscylogram przebiegu wielkości mierzonych

1 – prąd pobierany przez silnik S_1, A; 2 – prędkość taśmy na wysypie, x100, m/s; 3 – prędkość taśmy na stacji napinającej, x100 m/s; 4 – siła w taśmie na wysypie, kN; 5 – siła w taśmie na stacji napinającej, kN; 6 – prędkość taśmy na zwrotni, x100 m/s; 7 – siła w taśmie na zwrotni, kN; 8 – prąd pobierany przez silnik S_2, A , dt – czas przebiegu fali

Oprócz prędkości taśmy mierzono również prądy pobierane przez silniki napędowe, siły w taśmie na wysypie i zwrotni oraz ciśnienie w układzie napinania taśmy. Pomiar sił w taśmie oraz ciśnienia w układzie napinania pozwalał na prowadzenie badań w tych samych warunkach i tych samych nastawach. W trakcie badań w napędzie przenośnika nie stosowano urządzeń łagodnego rozruchu. Rozruchy przenośnika były więc stycznikowymi. Taśma na przenośniku napinana była urządzeniem elektrycznym wciągarkowym. Wynika z tego, że bęben napinający był sytuowany w określonym położeniu i podczas pracy przenośnika położenie to nie zmieniało się. Dla potrzeb badań dokonano również oszacowania parametrów opisujących warunki eksploatacji taśmy, a więc masę urobku przetransportowanego taśmą $\mathbf{m_u}$ oraz liczbę obiegów taśmy (cykli pracy) na przenośniku $\mathbf{Q_t}$ od początku jej użytkowania. Wielkości te podano w tabeli 2.

Przyczyną przetransportowania różnej ilości urobku przez poszczególne przenośniki usytuowane w jednym ciągu odstawczym jest to, że przenośnik 2 okresowo podawał urobek na inny system odstawy. Wyniki przeprowadzonych badań prędkości przebiegu fali sprężystej w taśmie nie obciążonej urobkiem, które wykonano w trzech różnych terminach, przedstawione zostały dla poszczególnych przenośników 1, 2 i 3 w tabelach 3, 4 i 5.

Masa urobku przetransportowanego taśmą i liczba obiegów taśmy od początku jej użytkowania

Tabela 2

Data pomiaru	Masa urobku przetransportowana taśmą, $\mathbf{m_u}$ 10^9 , kg			Liczba obiegów taśmy $\mathbf{Q_t}$ 10^3, -		
	1	2	3	1	2	3
19-20.05. 2002	1, 094	1,347	0,923	20, 884	17, 363	112, 342
28-29.02. 2004	3, 582	3,671	0,015	88, 503	79, 774	11, 847
21-22.05. 2005	5, 564	5,845	2,179	136, 802	130, 502	271, 695

Wyniki pomiarów prędkości przebiegu fali sprężystej w taśmie przenośnika 1

Tabela 3

Lp. serii	Data pomiaru	Prędkość fali m/s	Miary statystyczne			
			Wartość średnia m/s	Odchylenie standardowe m/s	Błąd standardowy m/s	Iloraz błędu stand. i wartości średniej x 100 %
1	19-20.05.2002	587,38	567,08	14,29	5,05	0,89
2		552,65				
3		574,62				
4		558,33				
5		582,50				
6		552,65				
7		574,62				
8		553,91				
1	28-29.02.2004	628,65	616,86	7,57	2,86	0,46
2		620,88				
3		609,36				
4		609,94				
5		609,53				
6		617,28				
7		622,40				
1	21-22.05.2005	612,10	613,29	5,07	1,92	0,31
2		610,18				
3		605,19				
4		618,76				
5		611,89				
6		619,80				
7		615,11				

Wyniki pomiarów prędkości przebiegu fali sprężystej w taśmie przenośnika 2

Tabela 4

Lp. serii	Data pomiaru	Prędkość fali m/s	Miary statystyczne			
			Wartość średnia m/s	Odchylenie standardowe m/s	Błąd standardowy m/s	Iloraz błędu stand. i wartości średniej x 100 %
1	19-20.05.2002	506,92	525,54	20,08	6,93	1,32
2		511,18				
3		543,56				
4		538,21				
5		522,53				
6		549,18				
7		509,42				
8		496,20				
9		552,65				

1	28-29.02.2004	551,77	560,86	11,44	3,30	0,59
2		573,76				
3		572,57				
4		569,31				
5		572,39				
6		574,01				
7		549,75				
8		564,11				
9		554,18				
10		540,61				
11		555,24				
12		553,39				
1	21-22.05.2005	576,57	577,71	5,38	1,70	0,29
2		580,16				
3		578,95				
4		575,62				
5		570,31				
6		570,31				
7		589,05				
8		578,48				
9		575,94				
10		581,25				

Wyniki pomiarów prędkości przebiegu fali sprężystej w taśmie przenośnika 3

Tabela 5

Lp. serii	Data pomiaru	Prędkość fali m/s	Miary statystyczne			
			Wartość średnia m/s	Odchylenie standardowe m/s	Błąd standardowy m/s	Iloraz błędu stand. I wartości średniej x 100 %
1	19-20.05.2002	621,61	620,91	6,02	2,27	0,37
2		610,86				
3		617,23				
4		623,78				
5		620,75				
6		630,58				
7		621,53				
1	28-29.02.2004	570,40	573,71	14,40	5,44	0,95
2		559,60				
3		563,73				
4		572,31				
5		600,40				
6		585,22				
7		564,33				
1	21-22.05.2005	609,07	608,91	9,92	3,75	0,62
2		596,34				
3		592,74				
4		617,85				
5		611,08				
6		619,11				
7		616,01				
8		609,03				
9		597,40				
10		618,39				

Analizując zależność pomiędzy wartością prędkości a każdą z wielkości, która charakteryzuje wpływ eksploatacji, wyznaczono krzywe regresji w postaci wielomianu II stopnia:

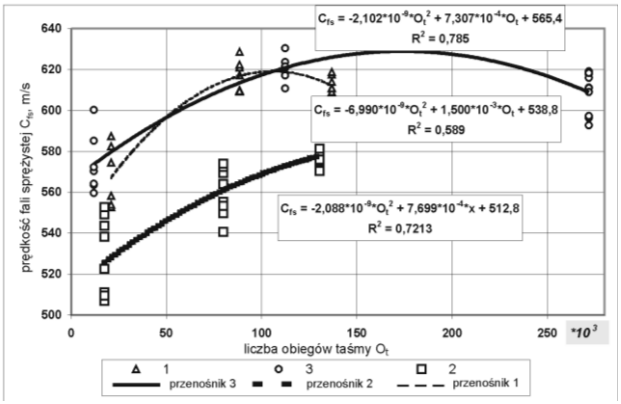
$$E_o = A \cdot X^2 + B \cdot X + C,\ N/m \qquad (3)$$

gdzie:

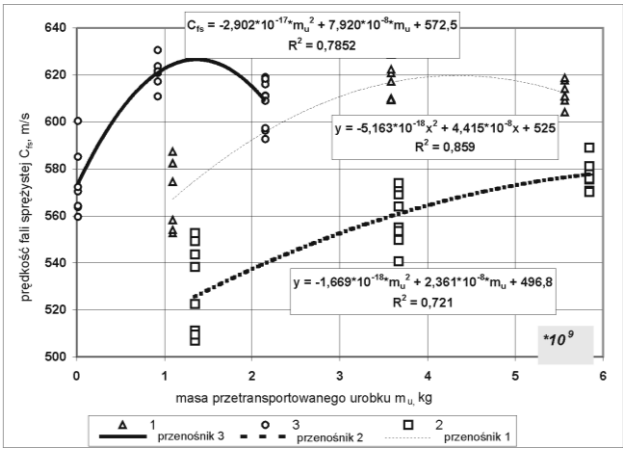
X, Y – parametr charakteryzujący wpływ eksploatacji na taśmę,

A, B, C – współczynniki wielomianu.

Wyniki obliczeń zależności prędkości przemieszczania się fali sprężystej w taśmie od parametrów eksploatacyjnych przedstawione zostały na rysunkach 3 i 4. Wyznaczone zależności empiryczne opisujące wpływ eksploatacji taśmy przenośnikowej na wartość prędkości przemieszczania się fali sprężystej, wraz ze współczynnikami determinacji i korelacji, podane zostały w tabeli 6.



Rys.3. Zależność prędkości fali sprężystej w taśmie od liczby obiegów taśmy na przenośniku



Rys.4. Zależność prędkości fali sprężystej w taśmie od masy urobku przetransportowanego taśmą

Wyniki uzyskane w badaniach poddano analizie statystycznej [2], w której stwierdzono stosując testy: t Studenta i t Welscha, że średnie wartości prędkości fali sprężystej w poszczególnych seriach pomiarowych istotnie różnią się pomiędzy sobą. Ciekawym wydaje się przebieg zidentyfikowanych zmian prędkości. W początkowym okresie następuje wzrost wartości prędkości przemieszczania się fali sprężystej w taśmie, po czym obserwowany jest jej spadek.

Po zakończeniu badań obserwowano jeszcze pracę taśmy rejestrując termin wycofania jej z eksploatacji wskutek fizycznego zużycia.

Zależności empiryczne opisujące wpływ eksploatacji taśmy przenośnikowej na wartość prędkości fali sprężystej w taśmie

Tabela 6

Lp.	Wskaźnik eksploatacji	Numer	Wyznaczona zależność empiryczna	Współczynnik determinacji R^2	Współczynnik korelacji R
1	Liczba obiegów taśmy $C_{fs}=f(O_t)$, m/s	1	C_{fs} = -6,990E-09×O_t^2 + 7,307E-03×O_t + 538,8	0,589	0,767
2		2	C_{fs} = -2,088E-09×O_t^2 + 1,500E-03×O_t + 512,8	0,721	0,849
3		3	C_{fs} = -2,102E-9×O_t^2 + 7,699E×10-4×O_t + 565,4	0,785	0,886
4	Masa urobku przetransportowanego taśmą $C_{fs}=f(m_u)$, m/s	1	C_{fs} = -5,163E-18×m_u^2 + 4,415E-08×m_u + 525,0	0,859	0,927
5		2	C_{fs} = -1,669E-18×m_u^2 + 2,361E-08×m_u + 496,8	0,721	0,849
6		3	C_{fs} = -2,902E-17×m_u^2 + 7,920E-08×m_u + 572,5	0,785	0,886

Dla czasu zakończenia eksploatacji każdej taśmy oszacowano liczbę jej obiegów na przenośniku i masę przeniesionego przez nią urobku. Na tej podstawie, dla lepszego porównania uzyskanych wyników, przeliczono parametry charakteryzujące warunki eksploatacji na wartości względne O_T i O_M przyjmując, że w momencie wymiany taśmy na nową wyczerpany zostaje jej resurs eksploatacyjny. Przeliczenia na wartości względne parametrów charakteryzujących eksploatację dokonano wykorzystując zależność:

$$O_{T(M)} = \frac{X_{pomiar}}{X_{ke}} \cdot 100\% \qquad (4)$$

gdzie:

$O_{T(M)}$ – wartość względna parametru w dniu wykonywania pomiaru udarowego modułu sprężystości odniesiona do wartości wyznaczonej dla momentu zakończenia eksploatacji taśmy, %,

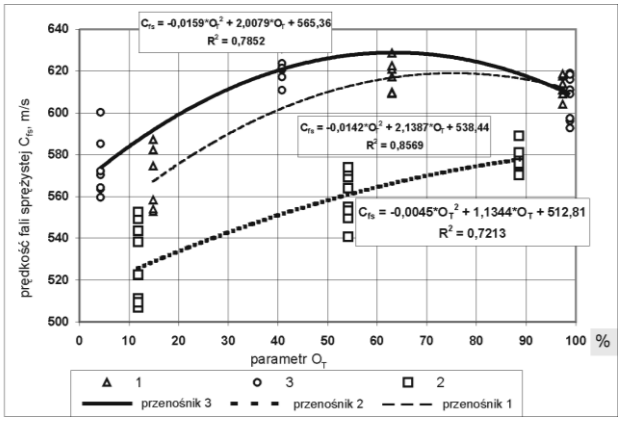
X_{pomiar} – wartość parametru wyznaczona dla dnia pomiaru udarowego modułu sprężystości,

X_{ke} – wartość parametru wyznaczona dla momentu zakończenia eksploatacji taśmy.

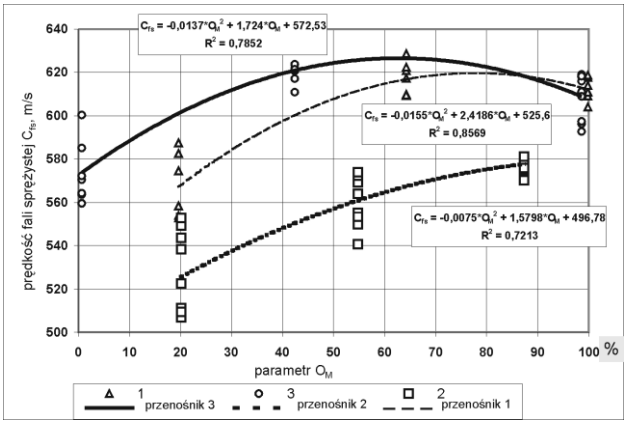
Mając tak wyznaczone wartości parametrów względnych, charakteryzujących eksploatację taśmy, sporządzono wykresy zmiany udarowego modułu sprężystości w ich funkcji. Przedstawiają to rysunki 5 i 6.

Wyznaczone zależności empiryczne wpływu względnych parametrów opisujących eksploatację taśmy przenośnikowej na wartość prędkości przemieszczania się fali sprężystej, wraz z współczynnikami determinacji i korelacji, podane zostały w tabeli 7.

Przedstawione na rysunkach przebiegi zmian wartości prędkości przemieszczania się fali sprężystej w taśmie w funkcji względnych parametrów opisujących eksploatację wykazują podobny charakter. Obserwowane różnice w przebiegach tych zmian wynikać mogą z pewnych różnic w warunkach eksploatacji poszczególnych przenośników. Wyznaczone współczynniki korelacji pomiędzy zmiennymi przyjmują bardzo wysokie wartości wskazujące na ich silną zależność.



Rys.5. Zależność prędkości fali sprężystej w taśmie od względnej liczby obiegów taśmy na przenośniku



Rys.6. Zależność prędkości fali sprężystej w taśmie od względnej masy urobku przetransportowanego taśmą

Zależności empiryczne wpływu względnych parametrów opisujących eksploatację taśmy przenośnikowej na wartość prędkości fali sprężystej

Tabela 7

Lp.	Wskaźnik eksploatacji	Numer	Wyznaczona zależność empiryczna	Współczynnik determinacji R^2	Współczynnik korelacji R
1	Liczba obiegów taśmy $C_{fs}=f(O_T)$, m/s	1	C_{fs} = -0,0142×O_T^2 + 20079×O_T + 538,44	0,857	0,927
2		2	C_{fs} = -0,0045×O_T^2 + 1,1344×O_T + 512,81	0,721	0,849
3		3	C_{fs} = -0,0159×O_T^2 + 2,0079×O_T + 565,36	0,785	0,886
4	Masa przetransportowana taśmą $C_{fs}=f(O_M)$, m/s	1	C_{fs} = -0,0155×O_M^2 + 24186×O_M + 525,60	0,857	0,927
5		2	C_{fs} = -0,0075×O_M^2 + 1,598×O_M + 496,78	0,721	0,849
6		3	C_{fs} = -0,0137×O_M^2 + 1,724×O_M + 572,53	0,785	0,886

4. Podsumowanie

Przeprowadzone badania przebiegu fali sprężystej wykazały, że prędkość ta zmienia się w czasie użytkowania taśmy. Wraz ze wzrostem ilości przetransportowanego urobku i liczbą obiegów taśmy na przenośniku, prędkość fali sprężystej w taśmie wzrasta. Wzrost ten, po przetransportowaniu około 4,5 mln ton urobku i wykonaniu 116 tys. obiegów (przenośnik 1), 113 tys. obiegów (przenośnik 2) i 250 tys. obiegów (przenośnik 3) wyniósł odpowiednio: 8,2%, 9,9% i 10,0% dla taśm eksploatowanych w poszczególnych przenośnikach. Jest to więc zmiana na tyle istotna, że powinna być brana pod uwagę w rozważaniach zagadnień eksploatacyjnych czy analizach symulacyjnych stanów nieustalonych przenośników taśmowych.

Analizując wyniki zaobserwowano pewne różnice w prędkościach przebiegu fali sprężystej w taśmie tego samego typu, lecz zainstalowanej i użytkowanej w różnych przenośnikach. Charakter tych zmian i ich intensywność była niemal taka sama.

Analizując uzyskane wyniki wykazano, że zmiana prędkości nie jest monotoniczna. Współzależność pomiędzy prędkością przebiegu fali sprężystej w taśmie przenośnika a wskaźnikami charakteryzującymi warunki eksploatacji tej taśmy można opisać krzywymi regresji w postaci wielomianu II stopnia, uzyskując wysokie współczynniki determinacji.

Wyznaczone zależności pomiędzy zmiennymi pozwalają na prognozowanie zmian prędkości fali sprężystej, a tym samym umożliwiają oszacowanie zmian udarowego modułu sprężystości w celu ustalenia zmian nastaw czasów aparatury sterującej sekwencyjnym załączaniem silników napędów głównych i pośrednich przenośnika.

Literatura

1. Antoniak J.: Systemy transportu przenośnikami taśmowymi. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
2. Gąsior S.: Identyfikacja wpływu eksploatacji taśmy z rdzeniem tkaninowym na zmianę jej udarowego modułu sprężystości. Praca doktorska. Wydział Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej, Gliwice 2006.
3. Lutyński A., Gąsior S.: Prędkość przebiegu fali sprężystej w taśmie przenośnika. Kwartalnik: Transport Przemysłowy 1/2004.
4. Lutyński A., Gąsior S.: Zmiana udarowego modułu sprężystości taśmy przenośnikowej jako skutek jej eksploatacji. Kwartalnik: Transport Przemysłowy 4/2004.
5. Lutyński A., Gąsior S.: Zmiana prędkości przebiegu fali sprężystej w taśmie przenośnika wskutek jej eksploatacji. Zeszyty Naukowe Pol. Śląskiej Seria Górnictwo nr 260, Gliwice 2004.
6. Lutyński A., Gąsior S.: Przemieszczanie się fali sprężystej w taśmie podczas rozruchu przenośnika. Kwartalnik: Transport Przemysłowy 2/2005.
7. Lutyński A., Gąsior S.: Zmiany prędkości fali sprężystej w taśmie przenośnika podczas jej eksploatacji. Górnictwo i Geologia. Kwartalnik Wydział Górnictwa i Geologii Pol. Śląskiej. Tom 1. Zeszyt 2, Gliwice 2006.
8. Żur T., Hardygóra M.: Przenośniki taśmowe w górnictwie. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1996.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Marek Jaszczuk

Dr inż. Andrzej DRWIĘGA
Mgr inż. Edward PIECZORA
Mgr inż. Hubert SUFFNER
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Nowe rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem spalinowym

S t r e s z c z e n i e

Uwarunkowania gospodarcze i społeczne skłaniają zarządy kopalń do maksymalnego obniżenia kosztów wydobycia oraz zwiększenia ich bezpieczeństwa. Znaczne możliwości w tym zakresie nadal dotyczą efektywnego i bezpiecznego rozwoju transportu podziemnego. W wyniku współpracy CMG KOMAG z producentami maszyn powstało szereg nowatorskich rozwiązań, które pozwalają użytkownikom na ich racjonalny dobór według własnych potrzeb, uwarunkowań technicznych i ekonomicznych.

S u m m a r y

Economic and social conditions force mine managements to reduce production costs as much as possible and to increase work safety. Significant potential is still in effective development of safe transportation systems. In the result of collaboration of KOMAG with transportation machines producers, series of new innovative solutions, which enable the users to make rational choice according to technical and economical conditions, were developed.

1. Wprowadzenie

Zastosowanie coraz doskonalszych systemów transportowych nowej generacji, dostosowanych do przewozu maszyn, urządzeń i ich elementów o dużych masach, a także wykorzystanie tych samych środków transportowych do przewozu załóg górniczych umożliwia zwiększanie efektywności produkcji zakładów górniczych. Wzrasta efektywny czas pracy załóg zatrudnionych w przodkach, a także maszyn i urządzeń podlegających okresowej relokacji, związanej z przesuwaniem się frontu eksploatacji.

Coraz szersze zastosowanie w podziemiach kopalń węgla kamiennego, dzięki swym zaletom, znajdują urządzenia transportowe z napędem spalinowym. Oprócz czynników ekonomicznych ważnym atutem tych mobilnych urządzeń jest poprawa warunków BHP, głównie poprzez wyeliminowanie liny otwartej jako systemu transportowego, a także umożliwienie bezpośredniej obserwacji, zarówno trasy jezdnej, jak i transportowanych urządzeń podczas transportu. Odzwierciedleniem tych trendów jest wdrożenie, w ostatnich kilkunastu latach przez kopalnie węgla kamiennego, podwieszonych kolei z napędem spalinowym (ponad 100 ciągników spalinowych), a ostatnio także kolei spągowych z napędem spalinowym, czy też lokomotyw spalinowych do kopalnianych kolei podziemnych.

Mając na uwadze spełnienie oczekiwań użytkowników, w wyniku współpracy specjalistów CMG KOMAG z partnerami przemysłowymi, zostały opracowane i wdrożone do produkcji oraz eksploatacji nowe urządzenia transportowe.

W wyniku zapoczątkowanej w 1994 r. współpracy Fabryki Maszyn Górniczych PIOMA S.A. w Piotrkowie Trybunalskim z CMG KOMAG fabryka ta aktualnie oferuje górnictwu węglowemu kolejki podwieszane z napędami spalinowymi. Modułowa budowa ciągnika kolejki podwieszonej (rys. 1) pozwoliła na zastosowanie agregatu spalinowo-hydraulicznego tej kolejki w kolejnych rozwiązaniach technicznych.

W zakresie urządzeń transportowych zrealizowano również, w ostatnich latach, szereg nowych rozwiązań z RFM RYFAMA S.A., VACAT Sp. z o.o., oraz ENERGOMECHANIK Sp. z o.o.

W niniejszym artykule omówiono kilka najistotniejszych rozwiązań technicznych kolei spągowych i lokomotyw dołowych.

2. Koleje spągowe z napędem spalinowym

2.1. Spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT

Efektem współpracy CMG KOMAG z FMG PIOMA S.A. oraz firmą VACAT Sp. z o.o. z Rybnika jest spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT (rys. 2). Jest ona przeznaczona do transportu dużych mas na trasach o nachyleniu do 30º. Porusza się na trasie ceownikowej, podobnej do trasy kolejek spągowych z napędem linowym, z tym, że w osi trasy umieszczono pionową listwę cierną. Dla większych nachyleń do 30º w osi trasy stosuje się również podwójną listwę zębatą o zębach poziomych. W zależności od potrzeb i warunków panujących w wyrobiskach wykorzystane może być cierne lub zębate sprzężenie kół napędowych z listwą napędową szyn jezdnych.

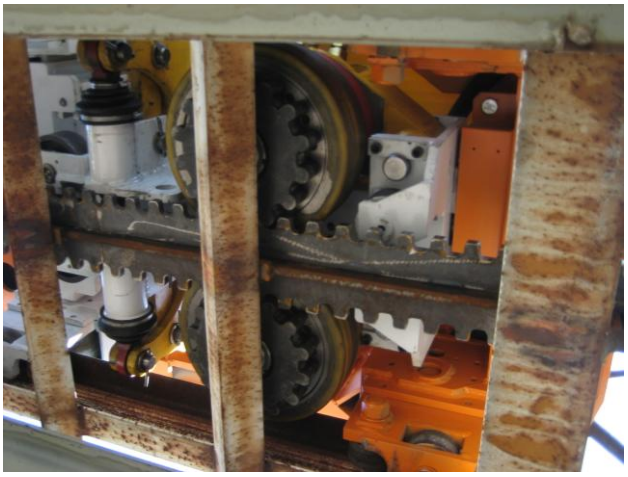
Znane z kolejek podwieszanych możliwości transportowe przy wykorzystaniu ciernego przeniesienia napędu są wystarczające na nachyleniach tras do

około 20º i tam, gdzie w wyrobiskach nie ma wody. Rozszerzenie układu ciernego o napęd zębaty pozwala na jazdę po lokalnie mokrych odcinkach transportowych i po nachyleniach do 30º. Rodzaj wykorzystywanego w danym momencie napędu zależy tylko od ułożonych na danym odcinku torów kolejki. Przejście z jednego napędu na drugi odbywa się płynnie, bez zatrzymania ciągnika.

Napędowy układ wykonawczy składa się z czterech powtarzalnych modułów-wózków napędowych (rys. 3), na których są rozmieszczone kabiny i agregat spalino-

Rys.1. Kolej podwieszana spalinowa z ciągnikiem PIOMA CS 80

Rys.2. Spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT



Rys.3. Widok pracującego napędu pojedynczego modułu od spodu

Rys.4. Ciągnik kolei SKZ-81 z podwójnym systemem napędowym

wo-hydrauliczny. Moduły połączone są pomiędzy sobą za pomocą przegubowych łączników, a każde połączenie zabezpieczone jest dwoma linami bezpieczeństwa. Każdy moduł posiada układ napędowy składający się z dwóch silników hydraulicznych, napędzających koła cierne i zębate oraz szczękowy układ hamulcowy wykorzystujący centralnie położoną listwę cierną szyn. Dzięki zastosowaniu czterech modułów napędowych (w przeciwieństwie do oferowanych dotychczas na rynku rozwiązań w kolejkach spągowych) całkowita siła uciągu ciągnika przenoszona jest zawsze na więcej niż dwa segmenty toru jezdnego, co znacznie obniża obciążenie poszczególnych segmentów toru jezdnego, a szczególnie elementów jego zakotwienia i listwy napędowej. Dwustronna zębatka o podziałce 50 mm posiada mniejsze zęby i jest wykonywana z blachy o grubości 15 mm. Również siła powstająca od hamulców jest podzielona na kilka segmentów trasy, dzięki czemu praktycznie nie istnieje ryzyko wyrwania segmentu trasy z zakotwienia przy awaryjnym hamowaniu zestawu transportowego o dużej masie.

Pierwszą kopalnią, w której znalazła zastosowanie spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT jest KWK „Wesoła".

Podstawowe dane ciągnika kolei PIOMA-VACAT

Tabela 1

Nazwa maszyny	PIOMA-VACAT
Moc silnika spalinowego	81 kW
Siła uciągu ciernego systemu napędowego	80 kN
Siła uciągu zębatkowego systemu napędowego	90 kN
Prędkość jazdy (maksymalna) dla systemu ciernego	2 m/s
Prędkość jazdy (maksymalna) dla systemu zębatkowego	1,6 m/s
Maksymalne nachylenie trasy dla systemu ciernego	±20°
Maksymalne nachylenie trasy dla systemu zębatkowego	±30°
Typ trasy	Trasa spągowa ceownikowa
Rozstaw ceowników toru jezdnego	900 mm
Promień skrętu w poziomie	4 m
Promień skrętu w pionie	10 m
Długość maszyny/szerokość/wysokość	8,84/1,18/1,65 m
Masa własna	10 t

2.2. Szynowa kolej spągowa SKZ-81 z podwójnym systemem napędowym

W wyniku współpracy CMG KOMAG i RFM RYFAMA S.A. z Rybnika powstało rozwiązanie szynowej kolei spalinowej SKZ-81, której pierwszy egzemplarz (rys. 4) pracuje w KWK „Bielszowice".

Podstawowym założeniem przy opracowaniu tej kolei było zapewnienie możliwości transportu ładunków (w tym kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej) bezpośrednio od podszybia aż do wyrobiska ścianowego bez konieczności przeładunku, przy czym mając na uwadze obniżenie kosztów wykonania trasy, przyjęto za cel wykorzystanie istniejących torowisk kopalnianych z opcją dobudowywania na odcinkach nachylonych listwy zębatej. W związku z tym, kolej wyposażono w dwa systemy napędowe:

- adhezyjny do jazdy na odcinkach trasy praktycznie poziomych, o nachyleniu do 4º,
- zębaty do jazdy w wyrobiskach nachylonych do 30º.

Podwójny system napędu rozwiązano w ten sposób, że zespół silnika spalinowego oraz zespół pompowy jest wspólny dla obu układów wykonawczych, to jest dla napędu zębatkowego i dla napędu szynowego. W układzie napędu zębatkowego, który został usytuowany pomiędzy dwoma zestawami kołowymi, zastosowano zespół przekładni planetarnej zintegrowanej z szybkoobrotowym silnikiem hydraulicznym. Przekładnie te są oferowane w kilku wykonaniach wielkości przełożenia, stąd istnieje możliwość doboru wielkości przełożenia przekładni dla indywidualnego klienta. Przekładnia jest bezpośrednio zamocowana do napędowego koła sworzniowego współpracującego z zębatką ułożoną w osi toru jezdnego. W układzie napędu szynowego zastosowano dwa mniejsze tego typu zespoły przekładniowe, z których każdy napędza jeden zestaw kołowy znajdujący się w jednym z dwu wózków skrętnych, stanowiących część wozu napędowego ciągnika.

Rozmieszczenie obu napędów w obrębie bryły jednego ciągnika wymagało wprowadzenia wielu niekonwencjonalnych rozwiązań, których przykładem jest ruchome osadzenie zębatkowego zespołu napędowego. Biorąc pod uwagę przewidywane łuki torowiska w płaszczyźnie poziomej R = 4 m, oraz pionowej R = 15 m, zespół konstruktorów wprowadził rozwiązanie, które pozwala na zmianę wysokości położenia zębatkowego zespołu napędowego względem zestawów kół szynowych. Przykładowo przy przyjętym rozstawie osi kół napędu szynowego l = 1950 mm, na łuku wklęsłym lub wypukłym oś koła napędowego umieszczonego pomiędzy nimi zmienia swoją odległość od szyn w zakresie +35 do –35 mm. Zastosowano pionowe prowadnice, z którymi współpracują specjalne rolki toczne podporowe zamocowane do zespołu koła napędu zębatkowego. Uzyskano w ten sposób jeden stopień swobody koła w stosunku do bryły ciągnika w kierunku pionowym, co umożliwia jego dostosowywanie za pomocą siłownika do zmiennego położenia zębatki w płaszczyźnie pionowej – rysunek 5. Funkcja ta jest także przydatna, gdy ciągnik porusza się po torowisku poziomym jak lokomotywa, wówczas zespół jazdy zębatkowej jest sytuowany w maksymalnie podniesionej pozycji, co jest istotne z uwagi na eliminowanie potencjalnych kolizji tego zespołu na rozjazdach torów.

Podstawowe dane ciągnika kolei SKZ-81

Tabela 2

Nazwa maszyny	SKZ-81
Moc silnika spalinowego	81 kW
Siła uciągu szynowego systemu napędowego	21 kN
Siła uciągu zębatkowego systemu napędowego	270 kN
Prędkość jazdy (maksymalna) dla systemu szynowego	4 m/s
Prędkość jazdy (maksymalna) dla systemu zębatkowego	1,34 m/s
Maksymalne nachylenie trasy dla systemu szynowego	±4°
Maksymalne nachylenie trasy dla systemu zębatkowego	±30°
Typ trasy	Tor szynowy z zębatką
Rozstaw szyn toru	750, 900, 1100 mm
Promień skrętu w poziomie	4 m
Promień skrętu w pionie	15 m
Długość maszyny/szerokość/wysokość	7/1,2/1,65 m
Masa własna	15 t

Dotychczasowe rozwiązania kolejek spągowych wymagają stosowania specjalnej trasy, wykonywanej z ceowników, które umożliwiają współpracę z podchwytami rolkowymi, zabezpieczającymi ciągnik i platformy transportowe na nachyleniach. W przypadku rozwiązania SKZ-81, wykorzystywane są tory szynowe, uzupełniane na nachylonych odcinkach trasy w zębatki. Zębatki o zębach pionowych, o podziałce 150 mm są wyposażone w przyspawane, dodatkowe listwy boczne. Po górnych powierzchniach tych listew toczą się tarcze boczne koła napędowego, wyznaczając właściwe miejsce współpracy sworzni koła i zębów zębatki, natomiast podchwyty ciągnika są aktywowane hydraulicznie i na trasie nachylonej współpracują z dolnymi powierzchniami listew zębatki.

3. Lokomotywy dołowe z napędem spalinowym

3.1. Lokomotywy dołowe spalinowe Lds-100K-EM i Lds-100K-EMA

Lokomotywy Lds-100K-EM i Lds-100K-EMA produkowane przez firmę Energomechanik w Strzelcach Opolskich są lokomotywami jednobryłowymi, z mechaniczną transmisją momentu obrotowego z silnika spalinowego na koła jezdne (rys. 9) Układ napędowy tych lokomotyw jest rozwiązany w ten sposób, że moment napędowy z silnika spalinowego jest podawany do hydrokinetycznego zmiennika momentu, następnie do przekładni rewersyjnej, która jest połączona z przekładniami kątowymi zestawów kołowych. Zastosowany układ: silnik spalinowy – przekładnia hydrokinetyczna umożliwia płynne ruszanie pełnego składu pociągu, zwłaszcza na podjazdach.

Lokomotywa **Lds-100K-EM** (rys. 6) jest przeznaczona do prac transportowych i przewozowych w podziemiach kopalń rud, soli i innych minerałów użytkowych w pomieszczeniach niezagrożonych wybuchem metanu. Do napędu zastosowano niskotoksyczny silnik wysokoprężny firmy Cummins z turbodoładowaniem i chłodnicą powietrza doładowującego. W celu polepszenia jakości spalin oraz zmniejszenia ich uciążliwości, w układzie wydechowym zabudowano katalizator i rozrzedzacz spalin.

Lokomotywa ta wyposażona jest w manewrowy hamulec z napędem hydraulicznym oraz hydraulicznie luzowany hamulec awaryjno-postojowy.

Sterowanie obrotami silnika, hamulcami, kierunkiem jazdy i załączanie piasecznic jest realizowane na drodze hydraulicznej. Rozruch silnika spalinowego realizowany jest na drodze elektrycznej. Lokomotywa wyposażona jest w samoczynnie działającą instalację gaśniczą. Lokomotywa Lds-100K-EM może być opcjonalnie wyposażona w elektroniczny system nadzoru parametrów pracy (z ich rejestracją).

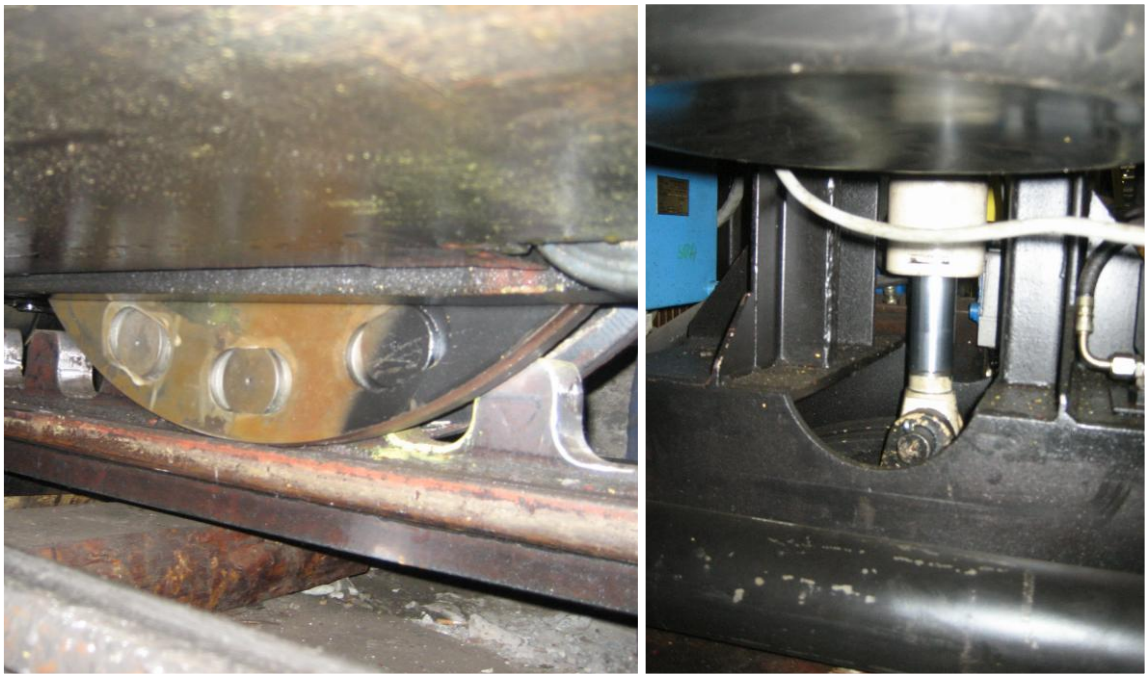
Podstawowe dane techniczne lokomotyw Lds-100K-EM i Lds-100K-EMA

Tabela 3

Nazwa maszyny	Lds-100K-EM, Lds-100K-EMA
Moc silnika spalinowego	81 kW
Siła uciągu	30 kN
Maksymalna prędkość jazdy	4 m/s
Najmniejszy promień krzywizny łuku	12,5 m
Pojemność zbiornika paliwa	60 l
Masa lokomotywy	12 000 kg
Długość między zderzakami	6200 mm
Wysokość od główki szyny	1650 mm
Szerokość lokomotywy dla s≤750 dla s=750 dla s=900	 1100 mm 1135 mm 1250 mm
Rozstaw szyn toru jezdnego	550÷900 mm

Pierwsze egzemplarze lokomotywy Lds-100K-EM znalazły zastosowanie w KGHM Polska Miedź S.A. – o/ZG Rudna i o/ZG Polkowice-Sieroszowice.

Lokomotywa **Lds-100K-EMA** (rys. 7) jest przeznaczona do prac transportowych i manewrowych w podziemiach kopalń węgla, rud, soli i innych materiałów użytkowych w pomieszczeniach ze stopniem „a", „b" i „c" niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klas „A" i „B" zagrożenia wybuchem pyłu węglowego. W układzie napędowym lokomotywy zastosowano niskotoksyczny silnik wysokoprężny z turbodoładowaniem firmy Volvo Penta.

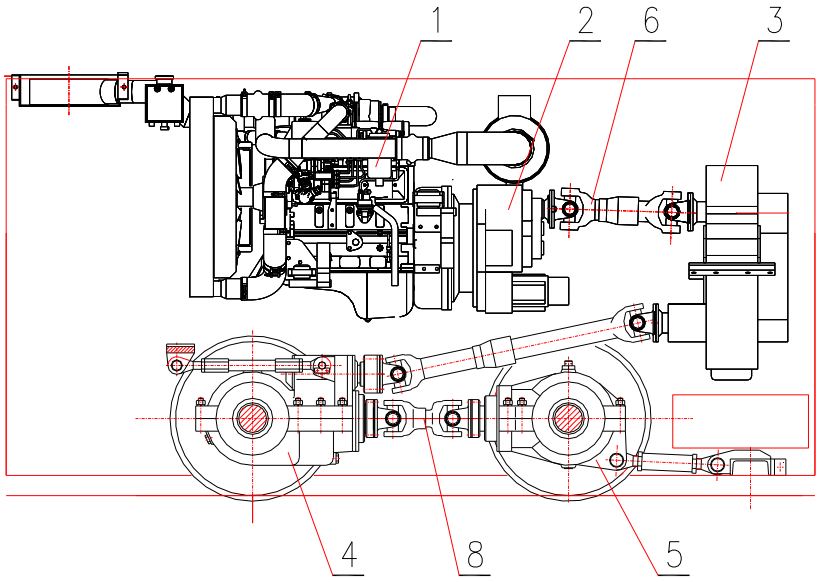


Rys.5. Widok zespołu napędu zębatkowego i siłownika do jego podnoszenia

Rys.6. Lokomotywa dołowa spalinowa Lds-100K-EM

Rys.7. Lokomotywa dołowa spalinowa Ld-100K-EMA

Rys.8. Lokomotywa dołowa spalinowa PIOMA LDS 80



Rys.9. Schemat przeniesienia napędu w lokomotywach typu Lds-100

1 – silnik wysokoprężny; 2 – przekładnia hydrokinetyczna (zmiennik momentu); 3 – przekładnia rewersyjna; 4 –przekładnia kątowa przednia; 5 – przekładnia kątowa tylna; 6, 7, 8 – wały napędowe

Lokomotywa wyposażona jest w manewrowy hamulec z napędem hydraulicznym oraz hydraulicznie luzowany hamulec awaryjno-postojowy. Sterowanie obrotami silnika, hamulcami, kierunkiem jazdy i załączanie piasecznic realizowane jest elektrohydraulicznie. Rozruch silnika odbywa się na drodze hydraulicznej.

Lokomotywa Lds-100K-EMA wyposażona jest w elektroniczny system nadzoru parametrów pracy wyłączający pracę silnika przy zaniku ciśnienia oleju smarującego silnik, braku ciśnienia w układzie hamulcowym, przekroczenia temperatur: cieczy chłodzącej silnik, spalin wylotowych, oleju w układzie hydraulicznym. Oprócz centralnej samoczynnie działającej instalacji gaśniczej, każda kabina wyposażona jest w przenośną gaśnicę proszkową lub śniegową.

Lokomotywa wyposażona jest w mikroprocesorowy układ sterowania i nadzoru pracy podzespołów. Wszystkie zastosowane elementy elektryczne oraz dolotowo-wylotowy układ silnika spalinowego posiadają certyfikaty zgodności z wymaganiami Dyrektywy ATEX.

Pierwsze egzemplarze lokomotywy Lds-100K-EMA zostały zastosowane w KWK „Borynia" i KWK „Jankowice".

3.2. Lokomotywa dołowa spalinowa PIOMA LDS 80

Lokomotywa PIOMA LDS 80 (rys. 8) będąca efektem współpracy CMG KOMAG i FMG PIOMA S.A. jest lokomotywą z hydrauliczną transmisją momentu obrotowego silnika spalinowego na koła jezdne. Lokomotywa została zbudowana na bazie podzespołów ciągnika kolejki podwieszanej PIOMA CS 80. Przy masie własnej 15 t pozwala ona na ciągnięcie składów pociągowych o masach przekraczających 150 t. Głównym zagrożeniem występującym przy transporcie tak potężnych mas są skutki wypadnięcia z toru lokomotywy, a wraz z nią ciągniętych wagonów. Dlatego też głównym celem było opracowanie takiej konstrukcji układu jezdnego lokomotywy, która w maksymalny sposób ogranicza możliwość jej wypadnięcia z toru.

Lokomotywa zbudowana jest z trzech zasadniczych podzespołów połączonych ze sobą w sposób umożliwiający wzajemne przemieszczanie względem osi przegubów:

- wózka napędowego, w skład którego wchodzą rama, dwie przekładnie wraz z silnikami i hamulcami hydraulicznymi oraz kołami jezdnymi,
- dwóch kabin maszynisty z utwierdzonymi zderzakami, każda połączona z wózkiem napędowym elastycznie na podparciach gumowych.
- przedziału spalinowo-hydraulicznego posadowionego na saniach spoczywających przegubowymi końcami na wózkach napędowych.

Napęd przenoszony jest z silników hydraulicznych poprzez przekładnie zębate na pary skojarzonych z nimi kół jezdnych. Przekładnie są przymocowane do ramy wózka wahliwie za pomocą tulei i okularów. Taki sposób połączenia przekładni gwarantuje równomierny rozkład masy lokomotywy na wszystkie koła napędowe.

W napędzie zastosowano przekładnię hydrostatyczną, która pełni jednocześnie rolę hamulca manewrowego. Każde puszczenie dźwigni sterowania jazdą powoduje automatyczne hamowanie lokomotywy. Rolę hamulca postojowego pełnią sterowane hydraulicznie hamulce wielopłytkowe. Hamulce te poprzez przekład-

nię zębatą oddziaływują na koła napędowe. Uruchamiane są po cofnięciu dźwigni jazdy do pozycji „0” lub automatycznie po przekroczeniu prędkości 4,8 m/s. Hamulce te stanowią odrębny, dublujący przekładnię hydrostatyczną podzespół służący do zatrzymania lokomotywy.

Opisane powyżej rozwiązania dają następujące korzyści:

- lokomotywa mimo znacznej swojej długości znacznie lepiej wpisuje się w zakręty niż lokomotywy jednobryłowe, przez co nie wykazuje tendencji do wypadania z torów,
- skręcające się wraz z modułami kabiny znacznie ograniczają ich „zachodzenie” poza zarys torów na zakrętach, zmniejszając tym samym zagrożenie dla przypadkowo pojawiających się obok torów osób,
- siła ciągu lokomotywy przenoszona na wagony przez sprzęgi przenoszona jest w osi symetrii torów, co przy hamowaniu w czasie pokonywania zakrętów w bardzo dużym stopniu zapobiega „wypychaniu” lokomotywy z torów przez masę składu wagonów,
- zawsze równomierny rozkład masy lokomotywy na wszystkie osiem kół poprawia skuteczność hamowania lokomotywy.

Jako maszyna prototypowa przeszła pozytywne próby ruchowe w kopalni LW „Bogdanka”. Potwierdziły się założenia projektowe co do wydajnego transportu długich (nawet do 50 pełnych 5-tonowych wagonów) i ciężkich zestawów transportu towarowego na głównych wyrobiskach, jak i szybkiego transportu do przewozu osób.

Podstawowe dane techniczne lokomotywy PIOMA LDS 80

Tabela 4

Nazwa maszyny	PIOMA LDS 80
Moc silnika spalinowego	81 kW
Siła uciągu	40 kN
Maksymalna prędkość jazdy	5 m/s
Najmniejszy promień krzywizny łuku	12m
Średnica kół jezdnych	560 mm
Masa lokomotywy	15500 kg
Długość między zderzakami	7250 mm
Wysokość od główki szyny	1650 mm
Szerokość lokomotywy	1100 mm
Rozstaw szyn toru jezdnego	600÷900 mm

4. Podsumowanie

Pierwsze egzemplarze zaprezentowanych rozwiązań urządzeń transportowych, znalazły już zastosowanie, bądź w kopalniach węgla kamiennego, bądź w kopalniach rud miedzi. Obecnie w oparciu o uwagi użytkowników, zespoły specjalistów z CMG KOMAG i poszczególnych producentów prowadzą dalsze prace doskonalące te urządzenia, w kierunku zwiększania niezawodności działania i poprawy warunków bezpiecznej eksploatacji.

Proces dopuszczania do ruchu kolei SKZ-81 oraz PIOMA-VACAT ujawnił szereg problemów interpretacyjnych związanych z obowiązującymi przepisami. Zwłaszcza kolej SKZ-81, która może pracować jako kolej zębata i jako lokomotywa torowa, musi spełniać zarówno jedne, jak i drugie przepisy w tym zakresie. Tylko bezwzględne spełnienie warunków ujętych przepisami, umożliwiło zastosowanie nowych rozwiązań w podziemiach kopalń.

Głównym celem zrealizowanych projektów nowych maszyn transportowych jest wzrost efektywności pracy i bezpieczeństwa poprzez eliminację pracochłonnych i niebezpiecznych przeładunków na drogach transportu. Miały one na celu uzyskanie nowych jakościowo urządzeń transportowych spełniających wymagania odpowiednich przepisów z jednej strony, jak i oczekiwania kopalń z drugiej strony.

Literatura

1. Michalak R., Brzeżański Z.: Zastosowanie rozwiązań podnoszących bezpieczeństwo eksploatacji w rodzinie lokomotyw produkcji FMG PIOMA SA. II Międzynarodowa Konferencja: „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie”, Ustroń, 2006 s. 34-42.
2. Michalak R., Brzeżański Z.: Rodzina kopalnianych lokomotyw spalinowych produkcji FMG PIOMA SA. Część I. Transport Przemysłowy nr 4, 2006 s. 74-76.
3. Michalak R., Brzeżański Z.: Rodzina kopalnianych lokomotyw spalinowych produkcji FMG PIOMA S.A. Część II. Transport Przemysłowy nr 1, 2007 s. 50-52.
4. Michalak R., Brzeżański Z., Mróz J., Kasperek S., Drwięga A., Pieczora E.: Nowe urządzenia transportowe z agregatem spalinowo-hydraulicznym firmy PIOMA. Konferencja KOMTECH 2006 "Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych". Tom 2. Zakopane,.2006 s. 173-182.
5. Drwięga A., Pieczora E., Suchoń J., Szyngiel S.: SKZ-81 - nowe rozwiązanie górniczej kolei spągowej o podwójnym systemie napędowym. Konferencja KOMTECH 2006 "Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych". Tom 1. Zakopane 2006 s. 91-98.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Mgr inż. Jan CHOLEWA
Inż. Paweł HAŁUPCZOK
Mgr inż. Jan MAŁECKI
Mgr inż. Andrzej OLEKSY
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Wymagania techniczne dla urządzeń umożliwiających spowodowanie zaniku ciśnienia medium, które uwalnia źródło siły hamowania w napędzie hamulca maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych

S t r e s z c z e n i e

W artykule zebrano wymagania techniczne dla urządzeń umożliwiających spowodowanie zaniku ciśnienia medium, które uwalnia źródło siły hamowania, w napędzie hamulca maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych. Przy określaniu tych wymagań oparto się na zapisach norm europejskich, które są zharmonizowane z dyrektywą Unii Europejskiej nr 98/37/EC lub wspierają zasadnicze wymagania dyrektyw UE i dotyczą wyposażania maszyn. W szczególności oparto się na zapisach dotyczących zagadnienia funkcji zatrzymania awaryjnego.

S u m m a r y

Technical requirements for devices that make possible pressure decay of medium that releases braking force in a drive of hoisting machine brake of mining shaft hoists were listed in the paper. European Standards, which are harmonized with 98/37/EC Directive or support main requirements of other EU directives and concern machines equipment were used to specify those requirements. Especially the items concerning the problem of emergency stop were taken into account.

1. Wprowadzenie

Przedstawiono wymagania techniczne dla urządzeń umożliwiających spowodowanie zaniku ciśnienia medium, które uwalnia źródło siły hamowania w napędzie hamulca maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych na podstawie wymagań zawartych w normach.

Istniejące przepisy górnicze nie precyzują wymagań w tym zakresie, a określają jedynie skutek, jaki ma być osiągnięty po użyciu urządzenia.

Nakaz stosowania tego urządzenia jest całkowicie nowym wymogiem i nie wpisuje się w strukturę układów zabezpieczeń stosowanych obecnie w maszynach wyciągowych.

Celem artykułu jest sformułowanie szczegółowych wymagań dla tych urządzeń. Wymagania te stanowią zbiór wytycznych przy projektowaniu tych urządzeń oraz dla dokonania ich oceny przez Zakład Badań Atestacyjnych, Jednostkę Certyfikującą CMG KOMAG w ramach procedury dopuszczeniowej maszyn wyciągowych i elementów górniczych wyciągów.

W związku z powyższym przy precyzowaniu tychże wymagań oparto się na następujących obowiązujących wymaganiach prawnych oraz normach:

a) Ustawie z dnia 4 lutego 1994 r. - Prawo geologiczne i górnicze (Dz.U. z 2005 r. Nr 228, poz. 1947 z późn. zm.).
b) Rozporządzeniu Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. Nr 99, poz. 1003 z 2004r. z późn. zm.).
c) Rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. Nr 259, poz. 2170).
d) Rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 139, poz. 1169 z późn. zm.).
e) Normie PN-EN 1070:2003 Maszyny. Bezpieczeństwo – Terminologia. Norma ta wspiera zasadnicze wymagania dyrektywy(-yw) UE. W normie tej zgromadzono pojęcia (terminy i ich definicje) odnoszące się do bezpieczeństwa związanego z maszynami. Pojęcia te przejęto bez jakiejkolwiek zmiany z norm typu A i B oraz Międzynarodowego Słownika Elektrotechnicznego (IEC). Dnia 18.07.2006 r. norma ta została wycofana.
f) Normie PN-EN ISO 12100-1:2005 Bezpieczeństwo maszyn - Pojęcia podstawowe, ogólne zasady projektowania – Cześć 1: Podstawowa terminologia, metodyka.

g) Normie PN-EN ISO 12100-2:2005 Bezpieczeństwo maszyn – Pojęcia podstawowe, ogólne zasady projektowania – Część 2: Zasady techniczne. Normy PN-EN ISO 12100-1 i PN-EN ISO 12100-2 są normami typu A, zharmonizowanymi z dyrektywą Unii Europejskiej nr 98/37/EC. Głównym celem norm ISO 12100 jest dostarczenie projektantom ogólnych ram i wytycznych umożliwiających wytwarzanie maszyn, które zapewnia bezpieczeństwo, jeśli są użytkowane zgodnie z przeznaczeniem.

h) Normie PN-EN 418:1999 Maszyny – Bezpieczeństwo – Wyposażenie do zatrzymania awaryjnego; aspekty funkcjonalne – Zasady projektowania. Norma ta jest zastąpiona przez PN-EN ISO 13850: 2005(U). Norma ta wspiera podstawowe wymagania Dyrektywy Maszynowej UE i związane z nią przepisy EFTA. W rozdziale tej normy pt. „Wprowadzenie" zapisano „...W podstawowym wymaganiu bezpieczeństwa odnoszącym się do zatrzymania awaryjnego według Dyrektywy Maszynowej i powtórzonym w punkcie 6.1.1 normy EN 292-2 stwierdza się,...", że „...(292-2 p. 6.1.1) - Każda maszyna powinna być wyposażona w jedno, lub więcej, urządzenie do zatrzymania awaryjnego**,** aby odwrócić niebezpieczeństwo wynikające z aktualnie istniejącej lub zapowiadającej się sytuacji zagrażającej. Wyjątek od tej zasady stanowią:

   – maszyny, w których urządzenie do zatrzymania awaryjnego nie zmniejszyłoby **ryzyka**, ponieważ nie uległby skróceniu czas zatrzymania maszyny lub uniemożliwiałoby zastosowanie specjalnych środków wymaganych ze względu na zagrożenia,
   – przenośne maszyny trzymane i prowadzone ręcznie..."

   „...Celem niniejszej normy jest określenie wymagań funkcjonalnych dotyczących wyposażenia do zatrzymania awaryjnego tak, aby spełniały one podstawowe wymagania bezpieczeństwa według Dyrektywy Maszynowej. Niniejszą normę uzupełnia norma dotycząca urządzeń sterujących w elektrycznym wyposażeniu do zatrzymania awaryjnego, opracowywana od 1992 r. przez CENELEC/TC 17B..."

   Norma PN EN 418:1992 nie jest identyczna z normą ISO 13850, Safety of machinery - Emergency stop - Principles for design, która jest przywoływana w normach PN-EN ISO 12100-1:2005 i PN-EN ISO 12100-2:2005.

i) Normie PN-EN 60204-1:2001 Bezpieczeństwo maszyn - Wyposażenie elektryczne maszyn - Część 1: Wymagania ogólne. Norma ta ma status normy horyzontalnej (typu B w CEN) i może być stosowana jako norma odniesienia przez komitety techniczne CEN i CENELEC, opracowujące normy grupowe wyrobu lub określone normy wyrobu (typu C w CEN jak zdefiniowano w EN 414:1992, 3.1), w odniesieniu do maszyn. Wymagania tej normy mogą być stosowane odnośnie do maszyny, której nie objęto krajową norma wyrobu.

j) Normie PN-EN 954-1:2001 Maszyny. Bezpieczeństwo - Elementy systemów sterowania związane z bezpieczeństwem - Część 1: Ogólne zasady projektowania. Norma ta wspiera podstawowe wymagania dyrektyw(-y) UE. Norma ta ma status normy dotyczącej aspektów bezpieczeństwa (typu B1). Zawarto w niej wskazania przeznaczone do stosowania przez osoby projektujące i oceniające systemy sterowania oraz przez Komitety Techniczne opracowujące normy typu B2 lub typu C, które z założenia mają być zgodne z podstawowymi wymaganiami dotyczącymi bezpieczeństwa pracy zawartymi w załączniku 1 do dyrektywy 89/392/EEC oraz w dyrektywach 91/368/EEC i 93/44/EEC, wprowadzających zmiany do 89/392/EEC.

k) Normie PN-EN 1088:2001. Maszyny. Bezpieczeństwo. Urządzenia blokujące sprzężone z osłonami – Zasady projektowania i doboru.

2. Geneza wprowadzenia nakazu stosowania urządzenia

Wymóg stosowania urządzenia, o którym mowa w referacie, w nowobudowanych maszynach wyciągowych wynika z zapisów rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. Nr 99, poz. 1003). Zapisy te znajdują się w załączniku nr 2 do tego rozporządzenia w punktach:

– pkt. 1.1.5.2. ppkt. 14, który wymaga, aby „...stanowisko do ręcznego sterowania maszyną wyciągową wyposażone było w element operacyjny pozwalający maszyniście maszyn wyciągowych na uruchomienie urządzenia powodującego zanik ciśnienia medium w układzie napędowym hamulca...",
– pkt. 1.1.6.2.2., który m.in. „...wymaga, aby instalacja hamulców była wyposażona w urządzenie, chronione przed nieuzasadnionym użyciem, pozwalające maszyniście maszyn wyciągowych na spowodowanie zaniku ciśnienia medium w napędzie hamulca..."

Natomiast wymóg stosowania przedmiotowego urządzenia w maszynach wyciągowych będących w eksploatacji zawarty jest w rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniającym rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 124, poz. 863), który w § 486a, stanowi że:

– stanowisko sterowania maszyną wyciągową umożliwia spowodowanie zaniku ciśnienia medium hamulcowego ręcznie uruchamianym urządzeniem mechanicznym, niezależnym od układu sterowania hamulców i chronionym przed nieuzasadnionym użyciem.

Zapis dotyczący wyposażenia instalacji układów hamulcowych maszyn wyciągowych w to urządzenie został wprowadzony do przepisów, jako realizacja wniosków ze „Sprawozdania Komisji powołanej przez Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego dla zbadania przyczyn i okoliczności awarii górniczego wyciągu szybowego szybu „Bolesław" zaistniałej w dniu 22 marca 2003 r. w Zakładzie Górniczym „Bytom III" w Bytomiu wchodzącym w skład Kompani Węglowej S.A. w Katowicach" z kwietnia 2003 r. Uzasadnieniem tego dodatkowego warunku budowy maszyn wyciągowych była „...**potrzeba pozostawienia maszyniście wyciągowemu możliwości uruchomienia hamulca maszyny wyciągowej** w okolicznościach jakie wystąpiły podczas awarii tego wyciągu szybowego...". Do awarii doszło, gdy maszynista nie mógł spowodować zatrzymania maszyny manipulując dźwigniami do sterowania hamulca i uruchamiając elementy operacyjne obwodów zabezpieczeń powodujących awaryjne zatrzymanie, znajdującymi się na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej.

Awaria, która zaistniała 12 lat wcześniej, w wyciągu szybowym szybu „Aleksander I" Kopalni Węgla Kamiennego „Bolesław Śmiały" powstała również w warunkach, w których **maszynista maszyny wyciągowej nie mógł użyć hamulca, ani spowodować zatrzymania ruchu wyciągu szybowego uruchamiając elementy operacyjne obwodów zabezpieczeń maszyny**. Zespół specjalistów powołanych po tej awarii (ds. układów hamulcowych firmy Bosch), w protokole z dnia 22.04.1992 r. wnioskował wprowadzenie zmian mających na celu m.in. „...umożliwienie użycia hamulca manewrowego również w czasie hamowania bezpieczeństwa, lecz tylko przy sterowaniu ręcznym maszyny i w zakresie do wywołania momentu hamowania bezpieczeństwa...".

Obydwie wyżej wymienione maszyny wyciągowe były wyposażone w hamulec tarczowy. Szczęki takiego hamulca odwodzone są pod wpływem ciśnienia oleju wytwarzanego w agregacie hydraulicznym. Maszyna wyciągowa górniczego wyciągu szybowego szybu „Bolesław" wyposażona była w agregat hydrauliczny firmy ASEA, natomiast maszyna wyciągowa górniczego wyciągu szybowego szybu „Aleksander I" w agregat hydrauliczny firmy Robert Bosch GmbH.

Te dwie bardzo poważne awarie górniczych wyciągów szybowych wykazały, że prawdopodobieństwo wystąpienia zdarzenia utraty możliwości zatrzymania maszyny wyciągowej jest realne oraz uświadomiły, że:

– wielkość ewentualnej szkody może osiągnąć rozmiar katastrofy górniczego wyciągu szybowego,
– zniszczenie wyciągów szybowych do ciągnienia urobku może w skrajnym przypadku spowodować zamknięcie kopalni głębinowej.

Natomiast okoliczności, w których doszło do awarii wykazały, że istniejące wówczas środki służące bezpieczeństwu wyciągów szybowych (techniczne środki ochronne) były niewystarczające, ponieważ podczas tych dwóch awarii zaistniały sytuacje, w których maszynista wyciągowy nie mógł spowodować zatrzymania wyciągu szybowego. Oznacza to, że istnieje **konieczność zastosowania dodatkowych środków służących bezpieczeństwu lub uzupełniających środków ochronnych w maszynach wyciągowych dla uniknięcia zagrożenia polegającego na braku możliwości użycia hamulca przez maszynistę wyciągowego,** co jest niezbędne do zatrzymania ruchu maszyny wyciągowej, a także utrzymania jej w spoczynku w założonych warunkach obciążenia.

3. Środki bezpieczeństwa stosowane w maszynach wyciągowych

Wymagania dotyczące stosowanych środków służących bezpieczeństwu w maszynach wyciągowych znajdują się w rozdziale 1.1 załącznika nr 2 pt. „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia" [2]. Natomiast wymagania dotyczące środków służących bezpieczeństwu związane z maszynami zawarte są w normach wyszczególnionych w rozdziale 1 artykułu.

Pod terminem maszyny wyciągowej rozumie się element górniczego wyciągu szybowego stanowiący jego napęd. Natomiast pod terminem maszyny (według norm) rozumie się zbiór powiązanych ze sobą części lub zespołów, z których przynajmniej jedna(-en) porusza się, wraz z odpowiednimi urządzeniami roboczymi, obwodami sterowania, zasilania itp., wspólnie połączonych do określonego zastosowania, w szczególności do przetwarzania, obrabiania, przemieszczania lub pakowania materiałów. Termin „maszyny" i „maszyna" obejmuje także zestaw maszyn, które są tak rozmieszczone i sterowane, aby funkcjonowały jako zintegrowana całość dla osiągnięcia jednego wspólnego celu.

Bezpośrednie porównanie zapisów wymagań technicznych dotyczących bezpieczeństwa zawartych w normach z wymaganiami zawartymi w załączniku wyżej cytowanego rozporządzenia RM jest niemożliwe ze względu na stosowanie w nich odmiennego nazew-

nictwa. W normach stosowane są terminy ogólne odnoszące się do bezpieczeństwa związanego z maszynami, natomiast w wyżej wymienionym załączniku stosowane są terminy – branżowe nazwy mające swoje źródło w tradycji tej specyficznej dziedziny techniki. Terminy te nie są równoważne względem siebie, a zestawienie ich odpowiedników jest trudne i złożone. Spowodowane to jest między innymi permanentnymi zmianami wprowadzanymi przez autorów norm wydawanych przez Polski Komitet Normalizacyjny w zakresie aktualizacji terminów i pojęć.

W odniesieniu do przedmiotowego urządzenia oparto się głównie na terminach zawartych w normach, ponieważ ich definicje są dostępne w szeregu z wyżej wymienionych norm i mają one znaczenie ogólne, czyli są przeznaczone dla wszystkich maszyn.

4. Wymagania techniczne dla urządzeń umożliwiających spowodowanie zaniku ciśnienia medium, które uwalnia źródło siły hamowania w napędzie hamulca maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych

Podczas analizy oraz przy formułowaniu wymagań technicznych koncentrowano się na określaniu wymagań dotyczących bezpieczeństwa poprzez uwzględnienie tak daleko jak to jest możliwe celów i środków oraz cech i własności, a nie szczegółów konstrukcyjnych.

W oparciu o analizę treści norm wyszczególnionych w niniejszej pracy, rekomenduje się następujące wymagania, które naszym zdaniem powinny obowiązywać przy budowie nowych urządzeń tego typu:

A – dotyczące funkcji i celów:

1. Wymaganiem ogólnym dotyczącym zatrzymania awaryjnego jest zasada, że jest ono inicjowane pojedynczym działaniem człowieka, jeśli normalna funkcja zatrzymania jest niewystarczająca [5, 7].
2. Uruchomienie urządzenia zapobiega wystąpieniu lub zmniejszeniu istniejącego zagrożenia osób oraz przeciwdziała uszkodzeniu maszyny [7].
3. Urządzenie powinno powodować zatrzymanie tak szybko jak to możliwe, bez stwarzania dodatkowych zagrożeń [6].
4. Funkcja zatrzymania tym urządzeniem powinna mieć pierwszeństwo przed innymi funkcjami i działaniami we wszystkich rodzajach pracy, a urządzenie powinno być gotowe do działania niezależnie od rodzaju pracy [7].
5. Urządzenie to nie powinno być używane ani jako wyposażenie alternatywne podstawowych środków ochrony, ani jako alternatywa automatycznych urządzeń zabezpieczających, natomiast może być stosowane jako środek wspierający [7].
6. Funkcja zatrzymania awaryjnego nie powinna pogarszać skuteczności urządzeń zabezpieczających lub urządzeń wpływających na bezpieczeństwo [7].
7. Funkcja zatrzymania awaryjnego nie powinna pogarszać działania jakichkolwiek urządzeń przeznaczonych do uwalniania osób z sytuacji niebezpiecznych. Funkcja zatrzymania awaryjnego może obejmować pobudzenie przewidzianych do tego urządzeń [7].
8. Sygnał sterujący zatrzymaniem awaryjnym powinien być nadrzędny w stosunku do wszystkich innych sygnałów sterujących [7].

   Komentarz: Przez nadrzędność sygnału sterującego zatrzymaniem autorzy rozumieją, że urządzenie do zatrzymania awaryjnego maszyny wyciągowej ma:

   - spowodować zanik ciśnienia medium w hamulcu, o powtarzalnym przebiegu spadku ciśnienia działającego na element wykonawczy hamulca (napęd hamulca);
   - spowodować przerwanie obwodu bezpieczeństwa, które w normalnych warunkach skutkuje awaryjnym zatrzymaniem maszyny wyciągowej za pomocą hamowania bezpieczeństwa;
   - spowodować (zainicjować) odcięcie dopływu energii do silnika(-ów) napędu maszyny wyciągowej;

   Uwaga: Przy realizacji powyższych celów **nie mogą** być wykorzystywane elementy sterujące hamulca, układów zabezpieczeń i sterowania maszyny wyciągowej.

   Powtarzalny przebieg spadku ciśnienia medium oznacza, że urządzenie to ma każdorazowo gwarantować taką samą zmianę wartości ciśnienia medium w funkcji czasu bez względu na zaistniały przypadek niesprawności maszyny wyciągowej.

   Przez niesprawność maszyny wyciągowej rozumie się pojedynczą niesprawność techniczną lub błędny stan elementów sterowniczych zespołu sterowania hamulca maszyny wyciągowej, ewentualnie błędne wysterowanie innych układów zabezpieczeń i sterowania maszyny wyciągowej.
9. Reset funkcji zatrzymania nie powinien powodować jakichkolwiek sytuacji zagrożenia [7].
10. Zatrzymanie awaryjne (według wymagań norm [8]) powinno funkcjonować według:

    - kategorii 0 – tzw. zatrzymanie niekontrolowane, tzn. gdy zatrzymanie ruchu maszyny jest realizowane przez odłączenie napędów od zasilania, z jednoczesnym uruchomieniem wszystkich hamulców i innych mechanicznych urządzeń zatrzymujących,
    - albo kategorii 1 – tzw. zatrzymywanie kontrolowane tzn. gdy zatrzymanie ruchu maszyny

realizowane jest za pomocą np. redukcji sygnału sterującego do wartości zerowej, gdy tylko sygnał zatrzymania został rozpoznany przez sterownik, ale z pozostawieniem dopływu energii elektrycznej do elementów napędowych maszyny podczas procesu zatrzymania. Kategorie zatrzymania awaryjnego należy wybrać na podstawie oszacowania ryzyka powodowanego przez maszynę;

Komentarz: Zatrzymanie awaryjne górniczych wyciągów szybowych za pomocą hamowania bezpieczeństwa jest kategorią pośrednią w stosunku do ww. kategorii, ponieważ uwzględnia dodatkową zasadę dotyczącą zachowania sprzężenia ciernego pomiędzy linami nośnymi, a wykładzinami linopędni maszyn wyciągowych. Realizowane jest przez odłączenie zasilania energii od napędu maszyny z jednoczesnym bezzwłocznym uruchomieniem hamulca oddziaływującego z siłą ograniczoną do wartości nie powodującej nadmiernych opóźnień podczas hamowania, która po wytraceniu prędkości ruchu wyciągu narasta do pełnej wartości bezpośrednio przed lub po zatrzymaniu wyciągu. Zatrzymanie awaryjne górniczych wyciągów szybowych za pomocą napędu maszyny wyciągowej odpowiada warunkom według kategorii 1. W odniesieniu do zatrzymania awaryjnego z użyciem urządzenia do zatrzymania awaryjnego **rekomenduje się tylko zatrzymanie według kategorii 0, realizujące hamowanie z siłą o ograniczonej wartości.**

B – dotyczące realizowania następujących wymagań technicznych:

1. Jeżeli po wywołaniu sygnału zatrzymania awaryjnego, aktywne działanie tego urządzenia ustało, efekt tego sygnału powinien być podtrzymywany aż do chwili odblokowania elementu sterowniczego. Odblokowanie to powinno być możliwe jedynie w tym miejscu, w którym sygnał zatrzymania awaryjnego został zainicjowany. Odblokowanie urządzenia nie powinno ponownie uruchomić maszyny, a jedynie przywrócić gotowość do uruchomienia [6].
2. Zarówno urządzenie, jak i jego element sterowniczy, który po uruchomieniu pobudza to urządzenie do działania, powinny spełniać zasadę jednoznacznie wymuszonego działania mechanicznego. Przykładem właściwego urządzenia sterującego jest łącznik sterowniczy o otwieraniu skutecznym. Zgodnie z EN 60947-5-1 (rozdział 3, p. 2.2), otwieranie skuteczne (zestyku) – jest to „osiągnięcie rozdzielenia styków będącego bezpośrednim efektem określonego przemieszczenia elementu napędowego łącznika, wywołanego elementami niesprężystymi (np. niezależnymi od sprężyn)" [7]. Przy konstruowaniu tego urządzenia należy zachować zasady trybu wymuszenia dotyczące zamocowania czujników położenia zawarte w PN-EN 1088:200 (rozdział 5.1 do 5.4) [10].
3. Po pobudzeniu elementu sterowniczego, urządzenie zatrzymania awaryjnego powinno działać w taki sposób, aby zapobiec zagrożeniu lub je automatycznie zredukować w najlepszy możliwy sposób, co oznacza m.in. wybór optymalnej wartości opóźnienia i wybór kategorii funkcji zatrzymania zgodnie z wynikiem oceny ryzyka. „Automatycznie zredukować zagrożenie" oznacza, że po pobudzeniu elementu sterowniczego dostępność funkcji zatrzymania awaryjnego powinna być skutkiem uprzednio określonej sekwencji funkcji wewnętrznych [7].
4. Urządzenie powinno być tak zaprojektowane, aby decyzja operatora o zadziałaniu na element sterowniczy nie wymagała brania pod uwagę wynikających z tego skutków (strefa zatrzymania, opóźnienie itd.) [7].
5. Reakcja maszyny na sygnał sterujący zatrzymaniem awaryjnym nie powinna powodować jakiegokolwiek dodatkowego zagrożenia [7].
6. Każde zadziałanie na element sterowniczy, którego skutkiem jest wygenerowanie sygnału sterującego zatrzymania awaryjnego, powinno także spowodować zaryglowanie elementu sterowniczego, tak aby mimo ustania działania na element sterowniczy, sygnał zatrzymania awaryjnego był utrzymany, aż do czasu odblokowania urządzenia sterującego. Nie powinno być możliwe zaryglowanie elementu sterowniczego bez wygenerowania sygnału zatrzymania. W przypadku uszkodzenia w urządzeniu sterującym (łącznie z ryglem) funkcja generująca sygnał sterujący zatrzymaniem powinna być nadrzędna w stosunku do funkcji ryglowania [7].
7. Resetowanie urządzenia sterującego powinno być możliwe tylko przez ręczne zadziałanie na element sterowniczy. Samo resetowanie tego urządzenia nie powinno powodować wywołania sygnału ponownego uruchomienia. Ponowne uruchomienie maszyny nie powinno być możliwe, aż do czasu ręcznego, świadomego zresetowania wszystkich urządzeń sterujących, które były pobudzone [7].
8. Stan, w jaki wprowadził maszynę sygnał sterujący zatrzymaniem awaryjnym, nie powinien zmieniać się w sposób nieprzewidziany (niespodziewany) w czasie, kiedy urządzenie sterujące jest aktywne [7].
9. Elementy urządzenia awaryjnego zatrzymania muszą być tak dobrane, zmontowane i połączone ze sobą, aby odpowiadały spodziewanym warunkom użytkowania i oddziaływania środowiska. Obejmuje to uwzględnienie częstotliwości użycia i ko-

nieczności okresowych prób (szczególnie zaleca się, aby zapewniona była niezawodność przełączania w przypadku rzadkiego używania wyłącznika), oraz uwzględnienie drgań, udarów, temperatury, pyłu, ciał obcych, wilgoci, materiałów korodujących, cieczy itd. [7].

10. Jeżeli te urządzenia zabezpieczające lub blokady powodują zatrzymanie maszyn, to niezbędne jest, aby stan ten był sygnalizowany do części logicznej układu sterowania [8].
11. Urządzenie powinno być zmontowane jedynie z części elektromechanicznych [8].
12. Działanie zatrzymania awaryjnego nie powinno zależeć od stanu elektronicznych elementów logicznych (hardware lub software) ani od transmisji poleceń poprzez sieć lub łącza komunikacyjne [8].
13. Programowalne wyposażenie elektroniczne nie powinno być zastosowane do realizacji funkcji zatrzymania awaryjnego kategorii 0 [8].
14. Do realizacji wszystkich innych funkcji zatrzymania wiążących się z bezpieczeństwem, zalecane jest zastosowanie oprzewodowanych na stałe elektromechanicznych części składowych (tzn. zaleca się, aby funkcja nie zależała od działania elektronicznego wyposażenia programowalnego) [8].
15. Jeżeli do takich funkcji zastosowano programowalne wyposażenie elektroniczne, to należy wprowadzić właściwe środki, czyli podjąć odpowiednie środki minimalizujące prawdopodobieństwo wystąpienia uszkodzeń lub zakłóceń, które mogą spowodować stan zagrożenia, uszkodzenia maszyny lub produkcji w toku [8].
16. Wymagania te nie wykluczają użycia programowalnego wyposażenia elektronicznego do monitorowania, testowania lub rezerwowego realizowania takich funkcji, jednak to wyposażenie nie powinno uniemożliwiać prawidłowego działania funkcji awaryjnego zatrzymania [8].
17. Funkcja zatrzymania zainicjowana przez urządzenie ochronne (awaryjnego zatrzymania) powinna po aktywacji, tak szybko jak to jest konieczne, doprowadzić maszynę do stanu bezpiecznego, tj. w przypadku maszyny wyciągowej do zatrzymania. Takie zatrzymanie powinno być nadrzędne w stosunku do ruchowej funkcji zatrzymania. W przypadku skoordynowanego współdziałania grupy maszyn należy przewidzieć takie rozwiązanie, aby nadrzędnym układem sterującym i/lub innym maszynom była przekazana informacja o zaistnieniu warunków takiego zatrzymania [9].
18. W przypadku skoordynowanego współdziałania grupy maszyn elementy związane z bezpieczeństwem powinny mieć możliwość przekazywania informacji o zaistnieniu warunków zatrzymania awaryjnego wszystkim elementom skoordynowanego systemu. Tam gdzie sekcje współdziałającego systemu, działającego w sposób skoordynowany są wyraźnie rozdzielone, np. w wyniku zastosowania urządzenia ochronnego lub ich fizycznego umiejscowienia, nie zawsze jest konieczne, aby zatrzymanie awaryjne oddziaływało na cały system, a wystarczy, aby oddziaływało jedynie na niektóre sekcje(-ę), ustalone w wyniku oceny ryzyka. Po zadziałaniu zatrzymania awaryjnego na jedną z sekcji współdziałającego systemu, nie powinno się pojawić zagrożenie na interfejsach pomiędzy tą sekcją a pozostałymi [9].
19. Zaleca się, aby zadziałanie automatycznych środków ochronnych było powiązane z wcześniejszym lub jednoczesnym sygnałem ostrzegawczym, żeby umożliwić operatorowi podjęcie odpowiedniego działania [6].

    Komentarz: W wyciągach szybowych sygnał ostrzegawczy jest bezwzględnie potrzebny, aby w momencie zadziałania środków ochronnych (tj. zadziałania zabezpieczeń zgrupowanych w obwodzie bezpieczeństwa) **uaktywniać operatora do śledzenia przebiegu zmniejszania prędkości ruchu wyciągu, aż do momentu osiągnięcia stanu bezpiecznego i tym samym ułatwić podjęcie decyzji obligującej do użycia urządzenia w przypadku braku skuteczności awaryjnego zatrzymania.** Jest rzeczą istotną, żeby sygnał(-y) te:

    - zostały wyemitowane równocześnie z wystąpieniem zdarzenia stwarzającego zagrożenie;
    - były jednoznaczne;
    - mogły być wyraźnie postrzegane i odróżniane od wszystkich innych stosowanych sygnałów;
    - mogły być wyraźnie rozpoznawane przez operatora i inne osoby [6].
20. Urządzenia ostrzegawcze powinny być tak zaprojektowane i umiejscowione, żeby bez trudności można było je sprawdzać. W informacji dotyczącej użytkowania powinien być zawarty opis regularnego sprawdzania urządzeń sygnalizacji ostrzegawczej [6].

    Komentarz: Przy projektowaniu konstruktor powinien zwrócić uwagę na ryzyko „przeciążenia zmysłów" w wyniku nadmiaru sygnałów wizualnych i/lub akustycznych, co może prowadzić do pomijania urządzeń sygnalizacji ostrzegawczej. Konsultacja z użytkownikami w zakresie tego aspektu jest często niezbędna.
21. W nowych lub modernizowanych maszynach wyciągowych górniczych wyciągów szybowych należy rozważyć możliwość zastosowania dodatkowego elementu tego urządzenia, który zasadniczo ułatwi podjęcie decyzji przez operatora o jego uży-

ciu, a wręcz zobliguje go do tego np. przez emisję wyróżnionego i rejestrowanego sygnału optyczno-akustycznego, informującego o braku zmniejszania się prędkości ruchu wyciągu szybowego (z oczekiwanym opóźnieniem) pomimo przerwania obwodu bezpieczeństwa.

C – dotyczące cech zewnętrznych:

1. Element sterowniczy powinien być łatwo rozpoznawalny, dobrze widoczny i łatwo dostępny, a jego działanie nie może zagrażać operatorowi i innym osobom, natomiast środki zapobiegające niezamierzonemu zadziałaniu nie mogą pogarszać dostępności [6, 7].
2. Element sterowniczy powinien być zaprojektowany z myślą o łatwym jego użyciu przez operatora i inne osoby [7].
3. Element sterowniczy powinien być koloru czerwonego i jeżeli jest to możliwe, tło pozostające poza elementem sterowniczym powinno mieć barwę żółtą. W pewnych okolicznościach może być wskazane stosowanie dodatkowych tabliczek z napisem [7].
4. Element sterowniczy może być np. przyciskiem grzybkowym, drutem, linką, barierką, uchwytem, a w specjalnych zastosowaniach, pedałem bez osłon [7].

Literatura

1. Ustawa z dnia 4 lutego 1994 r. - Prawo geologiczne i górnicze.
2. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych.
3. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa.
4. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych.
5. Norma PN-EN ISO 12100-1:2005 Maszyny. Bezpieczeństwo - Pojęcia podstawowe, ogólne zasady projektowania - Cześć 1: Podstawowa terminologia, metodyka.
6. Norma PN-EN ISO 12100-2:2005 Maszyny. Bezpieczeństwo – Pojęcia podstawowe, ogólne zasady projektowania - Cześć 2: Zasady techniczne.
7. Norma PN-EN 418:1999 Maszyny – Bezpieczeństwo - Wyposażenie do zatrzymania awaryjnego; aspekty funkcjonalne - Zasady projektowania.
8. Norma PN-EN 60204-1:2001 Bezpieczeństwo maszyn - Wyposażenie elektryczne maszyn - Część 1: Wymagania ogólne.
9. Norma PN-EN 954-1:2001 Maszyny. Bezpieczeństwo - Elementy systemów sterowania związane z bezpieczeństwem - Część 1: Ogólne zasady projektowania.
10. Norma PN-EN 1088:2001. Maszyny. Bezpieczeństwo. Urządzenia blokujące sprzężone z osłonami – Zasady projektowania i doboru.
11. Norma PN-EN 1070:2003 Maszyny. Bezpieczeństwo – Terminologia. Dnia 18.07.2006 r. norma ta została wycofana.
12. Cholewa J., Hałupczok P., Małecki J.: Określenie wymagań technicznych dla urządzenia umożliwiającego spowodowanie zaniku ciśnienia medium, które uwalnia źródło siły hamowania w zespole napędowym hamulca maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych – Praca statutowa temat 06, zadanie 14, wrzesień 2005 r. (nie publikowane).
13. Cholewa J., Hałupczok P., Małecki J.: Wymagania techniczne dla urządzenia umożliwiającego spowodowanie zaniku ciśnienia medium, które uwalnia źródło siły hamowania w zespole napędowym hamulca maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Szybowy 2005" tom I - Zakopane 2005 r.
14. Cholewa J., Hałupczok P., Małecki J.: Wymagania techniczne dla hamulca maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych – II Międzynarodowa Konferencja: Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie - Ustroń 2006 r.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Dr inż. Leszek KOWAL
Mgr inż. Piotr HELMRICH
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
Inż. Stefan WILK
Mgr inż. Jarosław SZYMIK
ELCAM sp. z o.o.

Zespół EL-2 nowym rozwiązaniem układu sterowania hamulców hydraulicznych maszyn wyciągowych

S t r e s z c z e n i e

W artykule omówiono wyniki wspólnych prac firmy ELCAM i KOMAG dotyczących opracowania nowego zespołu sterowania hamulców hydraulicznych maszyn wyciągowych. Przedstawiono opracowane rozwiązanie zespołu, omówiono jego podstawowe zalety i wyniki badań stanowiskowych zespołu. Zespół EL-2 przewidziany jest do stosowania w hydraulicznych hamulcach nowych maszyn wyciągowych, jak również może być zamiennikiem w odniesieniu do starszych eksploatowanych do dzisiaj hydraulicznych zespołów sterowania.

S u m m a r y

Results of joint projects of ELCAM and KOMAG for development of new device to control hydraulic brakes of hoisting machines were presented in the paper. Design of the device was presented and its advantages and stand test results were discussed. EL-2 device is planed to be used in hydraulic brakes of new hoisting machines and it can be a replacement of hydraulic control systems used in older machines.

1. Wprowadzenie

Nowo budowane maszyny wyciągowe, lub maszyny przebudowywane w istotnym zakresie wyposażane są w hydrauliczne układy hamulcowe. Ponadto, maszyny wyciągowe które zbudowane zostały po latach 70. wyposażane były w hamulce hydrauliczne, bazując na strukturach hydraulicznych firmy ASEA, a następnie BOSCH. Istnieje więc obecnie w polskim górnictwie rynek, który generował będzie zapotrzebowanie na stosowanie nowych hydraulicznych zespołów zasilająco-sterujących wykorzystujących najnowsze rozwiązania techniki, tak w zakresie elementów hydrauliki, jak i sterowania opartego na sterownikach programowalnych.

W celu rozszerzenia swojej oferty dla branży górniczej, firma ELCAM sp. z o.o. postanowiła wyprodukować i dopuścić do stosowana własne nowoczesne rozwiązanie hydraulicznego zespołu sterowania hamulców maszyn wyciągowych.

Wieloletnie doświadczenia specjalistów firmy ELCAM w zakresie projektowania i uruchamiania maszyn wyciągowych oraz specjalistów CMG KOMAG pozwoliły opracować strukturę nowego zespołu, w którym zastosowano rozwiązania będące wynikiem wieloletnich doświadczeń z zakresu budowy układów sterowania hamulców maszyn wyciągowych.

Nowy zespół sterowania oznaczony został symbolem EL-2, a jego producentem jest firma ELCAM sp. z o.o.

2. Przeznaczenie i zakres stosowania zespołu EL-2

Zespół EL-2 przeznaczony jest do sterowania hydraulicznych hamulców maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych. Zespół stosowany może być do hamulców maszyn wyciągowych wyposażonych w siłowniki hamulcowe, sprężynowe, odwodzone hydraulicznie (zwalniaki hydrauliczne) stanowiące zespół napędowo-roboczy hamulca o ciśnieniu roboczym zasilania do 16 MPa.

Zespół EL-2 zapewnia swoim działaniem realizowanie hamowania manewrowego jak i tzw. „hamowania bezpieczeństwa" (hamowania programowego) oraz hamowania zatrzymującego „STOP". Zespół jest zespołem dwuwariantowym tzn. umożliwia realizowanie hamowania bezpieczeństwa siłą o wartości odpowiadającej jednemu z dwóch ciśnień resztkowych nastawionych w zespole hydraulicznym, wybieranych automatycznie przez elektroniczny układ kontrolno-sterujący, zależnie od wielkości i kierunku ruchu nadwagi.

Charakterystyka techniczna zespołu EL-2:

Maksymalne ciśnienie robocze zespołu	p_z = 16,0 MPa
Pojemność nominalna zbiornika	V_{zb} = 250 dm^3
Pojemność robocza odbiorników (orientacyjna)	V_r = do 0,75 dm^3
Liczba zespołów pompowych (pompa-silnik)	n_{zp} = 2
Przyłącza zespołu	2 × G½"
Rodzaj czynnika roboczego	olej hydrauliczny o zakresie lepkości 2,8÷160 mm^2/s

Optymalna lepkość czynnika	46 mm^2/s
Filtracja	10 µm
Optymalna temperatura pracy	40÷55°C (313÷328 K)
Dopuszczalna temperatura pracy	10÷70°C (283÷343 K)
Maksymalny poziom głośności	85 dBa
Masa zespołu (bez oleju)	około 450 kg
Wymiary zespołu (szer. × wys. × głęb.)	1300×1300× 800 mm

3. Budowa zespołu

Opracowana struktura zespołu w swojej części hydraulicznej (agregat +AH) przedstawiona została na rysunku 1.

Zespół sterowania hamulca składa się z części elektrycznej zabudowanej w szafie (+EH) i mechanicznej – agregatu hydraulicznego (+AH). Elementy agregatu hydraulicznego (+AH) zespołu sterowania EL-2 ze względów funkcjonalnych podzielono na następujące podzespoły:

- zespół zbiornika – 1,
- zespół kontroli ciśnienia – 2,
- zespół pomp zasilających – 3,
- zespół hamowania manewrowego – 4,
- zespół asekuracyjny – 5,
- zespół hamowania bezpieczeństwa – 6,
- zespół akumulatora hydraulicznego – 7,
- wyposażenie dodatkowe.

3.1. Zespół zbiornika

Zespół zbiornika służy do zapewnienia wymaganej ilości oleju zasilającego układ hamulcowy oraz do zapewnienia właściwych jego parametrów, tj. m.in. czystości i temperatury. Zespół wyposażony jest w elementy umożliwiające bezpośrednią (wzrokową), jak i zdalną kontrolę ilości oleju w zbiorniku oraz temperatury oleju. Informacje te z czujników elektrycznych wykorzystywane są w układzie sterowania i zabezpieczeń zespołu sterowania hamulca. W skład zespołu zbiornika oleju wchodzą:

- zbiornik 1 – o pojemności 250 dm^3,
- wlew oleju z filtrem siatkowym i filtrem powietrza 1.1 – mający na celu zabezpieczenie zbiornika przed przedostawaniem się grubych cząstek zanieczyszczeń, jak również zanieczyszczeniami, które mogą przedostać się do zbiornika wraz z zasysanym w trakcie pracy powietrzem,
- czujnik poziomu oleju 1.2 – umożliwia wizualną kontrolę poziomu oleju w zbiorniku oraz przesyłanie informacji o zbyt niskim poziomie oleju do układu sterowania,
- czujnik temperatury 1.4 – pozwala kontrolować temperaturę oleju w zbiorniku,
- chłodnica oleju z silnikiem elektrycznym i wentylatorem 1.5 – ma na celu schładzanie nagrzewającego się w trakcie pracy oleju,
- grzałka oleju 1.6 – pozwala podnieść temperaturę oleju do wartości zapewniającej wymagane własności lepkości oleju,
- zawór spustowy oleju 1.7 – przeznaczony do opróżniania zbiornika z oleju hydraulicznego,
- termometr 1.8 – umożliwia wizualną kontrolę temperatury oleju w zbiorniku.

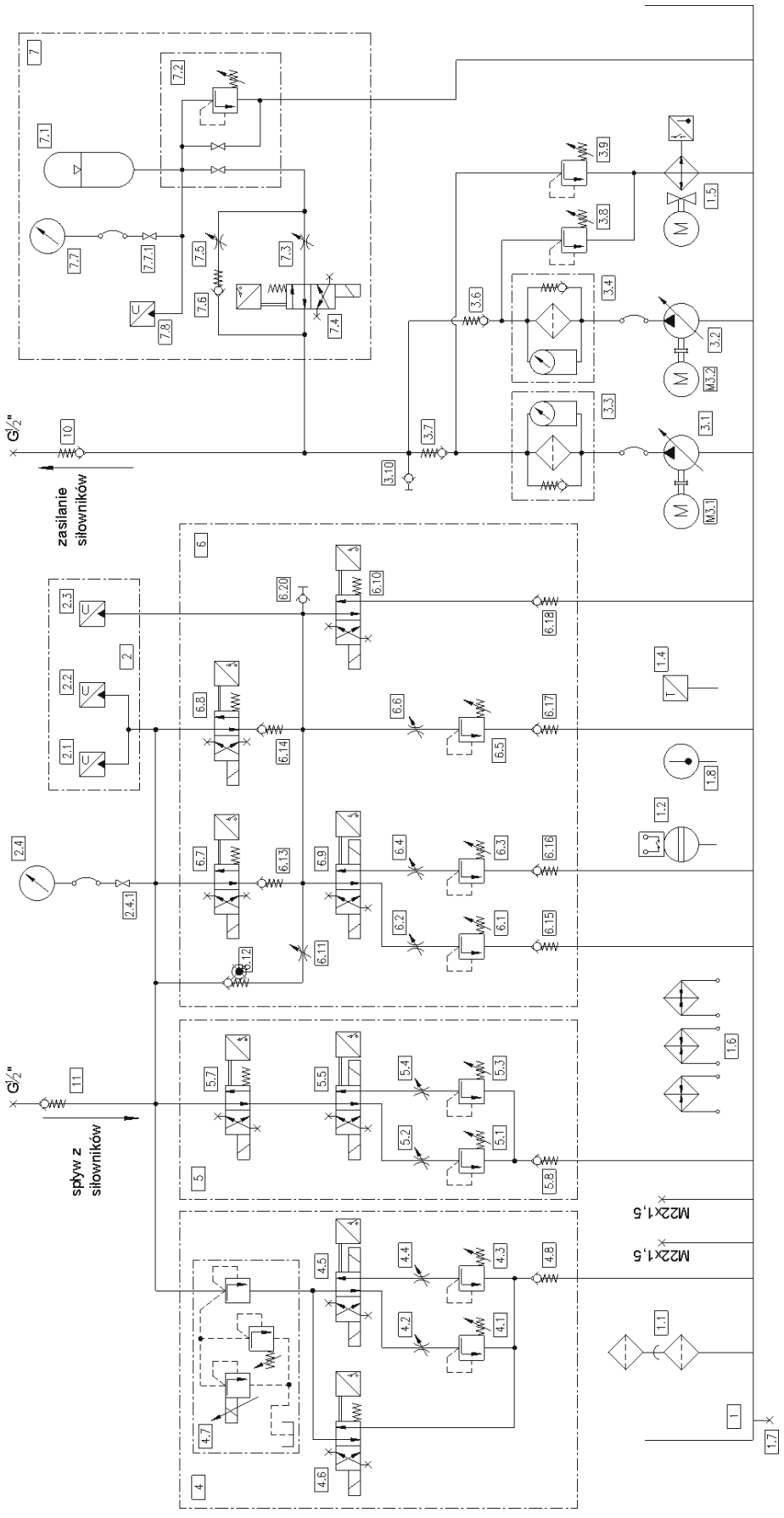
Na zbiorniku zamocowana jest płyta czołowa, na której umieszczone są zawory przelewowe, zawory dławiące oraz manometr. Ponadto na zbiorniku zamocowany jest blok przyłączeniowy (z wydrążonymi kanałami) do którego przymocowane są zawory rozdzielające oraz regulator ciśnienia. Integralną część zbiornika 1 stanowią dwa otwory rewizyjne znajdujące się na czołowej ścianie zbiornika. Do podłączenia instalacji hydraulicznej hamulca maszyny wyciągowej w agregacie (+AH) przygotowane są dwa przyłącza G½" (zasilające za zaworem zwrotnym 10, powrotne przed zaworem zwrotnym 11).

3.2. Zespół kontroli ciśnienia

Przetworniki ciśnienia zainstalowane w układzie umożliwiają kontrolę ciśnienia w głównym przewodzie zasilającym siłowniki hamulcowe (przetwornik ciśnienia 2.1, 2.2), kontrolę ciśnienia przygotowanego w zespole hamowania bezpieczeństwa 6 (przetwornik ciśnienia 2.3) oraz kontrolę ciśnienia w zespole akumulatora hydraulicznego (przetwornik ciśnienia 7.8). Informacje z przetworników ciśnienia wykorzystywane są w układzie sterowania i zabezpieczeń zespołu sterowania hamulca.

W skład zespołu kontroli ciśnienia 2 wchodzą:

- przetworniki ciśnienia 2.1, 2.2 – przeznaczone są do kontroli ciśnienia w układzie hydraulicznym, wykorzystywane w układzie kontrolno-sterującym zespołu/maszyny,
- przetwornik ciśnienia 2.3 – przeznaczony jest do kontroli ciśnienia resztkowego nastawionego na zaworach przelewowych 6.1 i 6.3 w zespole hamowania bezpieczeństwa wybranego zaworem rozdzielającym 6.9, wykorzystywany w układzie kontrolno-sterującym zespołu/maszyny,
- przetwornik ciśnienia 7.8 – przeznaczony do kontroli ciśnienia oleju w akumulatorze hydraulicznym,
- manometr 2.4 – umożliwia wzrokową kontrolę wartości ciśnienia w układzie hydraulicznym bezpośrednio przy zespole hydraulicznym,
- manometr 7.7 – umożliwia wzrokową kontrolę wartości ciśnienia w zespole akumulatora hydraulicznego.



Rys.1. Schemat hydrauliczny zespołu EL-2

3.3. Zespół pomp zasilających

Zespół pomp zasilających ma zapewnić zasilenie układu hydraulicznego ciśnieniem o zadanej wartości (do 16 MPa) oraz zapewnienie właściwego poziomu czystości oleju dzięki zabudowanym na przewodach filtrom ciśnieniowym. Filtry te wyposażone są w zdalną kontrolę poziomu zanieczyszczenia wkładów filtrujących, a informacje o stanie zanieczyszczenia wykorzystywane są w układzie sterowania i zabezpieczeń zespołu sterowania hamulca. W skład zespołu pomp zasilających 3 wchodzą:

- pompa zębata 3.1 z silnikiem elektrycznym dwubiegowym M3.1 – główna pompa przeznaczona do zasilania układu hydraulicznego,
- pompa zębata 3.2 z silnikiem elektrycznym dwubiegowym M3.2 – rezerwowa pompa przeznaczona do okresowego zasilania układu hydraulicznego,
- filtr oleju 3.3 połączony z zestawem pompowym 3.1 – filtr ciśnieniowy przeznaczony do oczyszczania oleju z frakcji zanieczyszczeń powyżej 10 μm z kontrolą zabrudzenia filtra,
- filtr oleju 3.4 połączony z zestawem pompowym 3.2 – filtr ciśnieniowy przeznaczony do oczyszczania oleju z frakcji zanieczyszczeń powyżej 10 μm z kontrolą zabrudzenia filtra,
- zawór przelewowy 3.9 nastawialny – przeznaczony jest do zabezpieczenia zestawu pompowego 3.1 przed nadmiernym ciśnieniem w układzie,
- zawór przelewowy 3.8 nastawialny – przeznaczony jest do zabezpieczenia zestawu pompowego 3.2 przed nadmiernym ciśnieniem w układzie,
- zawory zwrotne 3.6 i 3.7 – mające zabezpieczyć układ przed powrotnym spływem oleju przez filtry ciśnieniowe i pompy.

3.4. Zespół hamowania manewrowego

Zespół ten przeznaczony jest do proporcjonalnego sterowania ciśnienia w układzie hamulcowym. Wartość ciśnienia przy sterowaniu ręcznym jest proporcjonalna do sygnału sterującego zadawanego z dźwigni hamulca znajdującej się na stanowisku maszynisty wyciągowego. Wartość ciśnienia przy sterowaniu automatycznym jest proporcjonalna do sygnałów z automatycznego sterowania układu hamulcowego zrealizowanych w sterownikach programowalnych PLC.

W skład zespołu hamowania manewrowego 4 wchodzą:

- regulator ciśnienia 4.7 składający się z zaworu przelewowego (proporcjonalnego) sterowanego elektrycznie, wzmacniacza sterującego i zaworu przelewowego zabezpieczającego przed nadmiernym ciśnieniem – przeznaczony jest do ręcznego sterowania ciśnieniem w układzie, proporcjonalnie do sygnałów wysyłanych przez maszynistę z drążka sterowania hamulcem, znajdującego się na pulpicie sterowniczym maszyny lub do automatycznego sterowania ciśnieniem, proporcjonalnie do sygnałów generowanych przez sterowniki programowalne PLC,
- zawór rozdzielający 4.6 sterowany elektrycznie (jednocewkowy), powrót sprężyną z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – przeznaczony jest do otwierania drogi spływu oleju w zespole 4, umożliwiając zrzut ciśnienia oleju w układzie do 0 MPa (zahamowanie maszyny maksymalną siłą hamującą) – przełączenie zaworu uzależnione jest od prędkości ruchu maszyny (około 1 m/s),
- zawór rozdzielający 4.5 sterowany elektrycznie (dwucewkowy z zamkiem) z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – umożliwiający wybór jednego z dwóch ciśnień resztkowych nastawionych na zaworach przelewowych 4.1 i 4.3 – przełączenie zaworu następuje od układu kontroli kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
- zawory przelewowe 4.1 i 4.3 nastawialne – przeznaczone są do nastawienia wartości ciśnienia resztkowego – nastawy zaworów uzależnione są od kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
- zawory dławiące 4.2 i 4.4 nastawialne z zabezpieczeniem kluczykiem – przeznaczone są do kształtowania charakterystyki spadku ciśnienia w układzie hamulcowym realizowanym przez zespół 4,
- zawór zwrotny 4.8 – zabezpieczający przed powrotnym ruchem oleju (zasysaniem oleju ze zbiornika).

3.5. Zespół asekuracyjny

Zespół ten umożliwia zrealizowanie spływu oleju w przypadku nieprawidłowego zadziałania podstawowej drogi spływu oleju w trakcie hamowania bezpieczeństwa zespołem hamowania bezpieczeństwa 6. Zespół asekuracyjny 5 jest uruchamiany ze zwłoką czasową (około 1 s) w odniesieniu do wyzwolenia procesu hamowania bezpieczeństwa. Zespół 5 działa zawsze po uruchomieniu procesu hamowania bezpieczeństwa. W skład zespołu asekuracyjnego 5 wchodzą:

- zawór rozdzielający 5.7 sterowany elektrycznie (jednocewkowy), powrót sprężyną z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – przeznaczony jest do otwierania asekuracyjnej drogi spływu oleju z układu hydraulicznego po 1 s od wyzwolenia hamowania bezpieczeństwa,
- zawór rozdzielający 5.5 sterowany elektrycznie (dwucewkowy z zamkiem) z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – umożliwiający wybór jednego z dwóch ciśnień resztkowych nastawionych na zaworach przelewowych 5.1 i 5.3 – przełączenie zaworu następuje od układu kontroli kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,

– zawory przelewowe 5.1 i 5.3 nastawialne – przeznaczone są do nastawienia wartości ciśnienia resztkowego – nastawy zaworów uzależnione od kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
– zawory dławiące 5.2 i 5.4 nastawialne z zabezpieczeniem kluczykiem – przeznaczone są do kształtowania charakterystyki spadku ciśnienia w układzie hamulcowym realizowanym przez zespół 5,
– zawór zwrotny 5.8 – zabezpieczający przed powrotnym ruchem oleju (zasysaniem oleju ze zbiornika).

3.6. Zespół hamowania bezpieczeństwa

Zespół 6 stanowi podstawową drogę spływu oleju w trakcie wyzwolenia procesu hamowania bezpieczeństwa. Proces hamowania bezpieczeństwa może zostać wymuszony przez maszynistę wyciągowego w wyniku użycia przycisku „hamowania bezpieczeństwa", jak również w wyniku zadziałania właściwych elementów w układzie kontrolno-sterującym maszyny wyciągowej. W skład zespołu hamowania bezpieczeństwa 6 wchodzą:

– zawory rozdzielające 6.7, 6.8 i 6.10 sterowane elektrycznie (jednocewkowe), powrót sprężyną z kontrolą położenia organu sterującego zaworu, gdzie:
  - zawory 6.7 i 6.8 – przeznaczone są do otwierania podstawowej drogi spływu oleju w trakcie realizowania tzw. „hamowania bezpieczeństwa" z układu hydraulicznego w chwili wyzwolenia procesu hamowania bezpieczeństwa przez maszynistę lub odpowiednie układy kontrolno-sterujące maszyny,
  - zawór 6.10 – przeznaczony jest do otwierania drogi spływu oleju zespołem 6, umożliwiając zrzut ciśnienia oleju w układzie do 0 MPa (zahamowanie maszyny maksymalną siłą hamującą) – przełączenie zaworu uwarunkowane jest zatrzymaniem maszyny wyciągowej,
– zawór rozdzielający 6.9 sterowany elektrycznie (dwucewkowy z zamkiem) z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – umożliwiający wybór jednego z dwóch ciśnień resztkowych nastawionych na zaworach przelewowych 6.1 i 6.3 – przełączenie zaworu następuje od układu kontroli kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
– zawory przelewowe 6.1, 6.3, 6.5 nastawialne, gdzie:
  - zawory 6.1 i 6.3 – przeznaczone są do nastawienia wartości ciśnienia resztkowego - nastawy zaworów uzależnione są od kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
  - zawór 6.5 – przeznaczony jest do nastawienia wartości ciśnienia (powyżej wyższego ciśnienia resztkowego) i stanowi jeden z elementów umożliwiających kształtowanie charakterystyki spadku ciśnienia w układzie hamulcowym w trakcie realizowania „hamowania bezpieczeństwa",
– zawory dławiące 6.2, 6.4, 6.6 nastawialne z zabezpieczeniem kluczykiem – przeznaczone są do kształtowania charakterystyki spadku ciśnienia w układzie hamulcowym realizowanym przez zespół 6,
– zawór dławiący 6.11 – przeznaczony do sterowania przepływem oleju przez zawory przelewowe w trakcie odhamowania maszyny celem zapewnienia kontroli przygotowanego ciśnienia resztkowego w zespole 6,
– zawory zwrotne 6.12, 6.15, 6.16, 6.17, 6.18 – zabezpieczające przed powrotnym ruchem oleju.

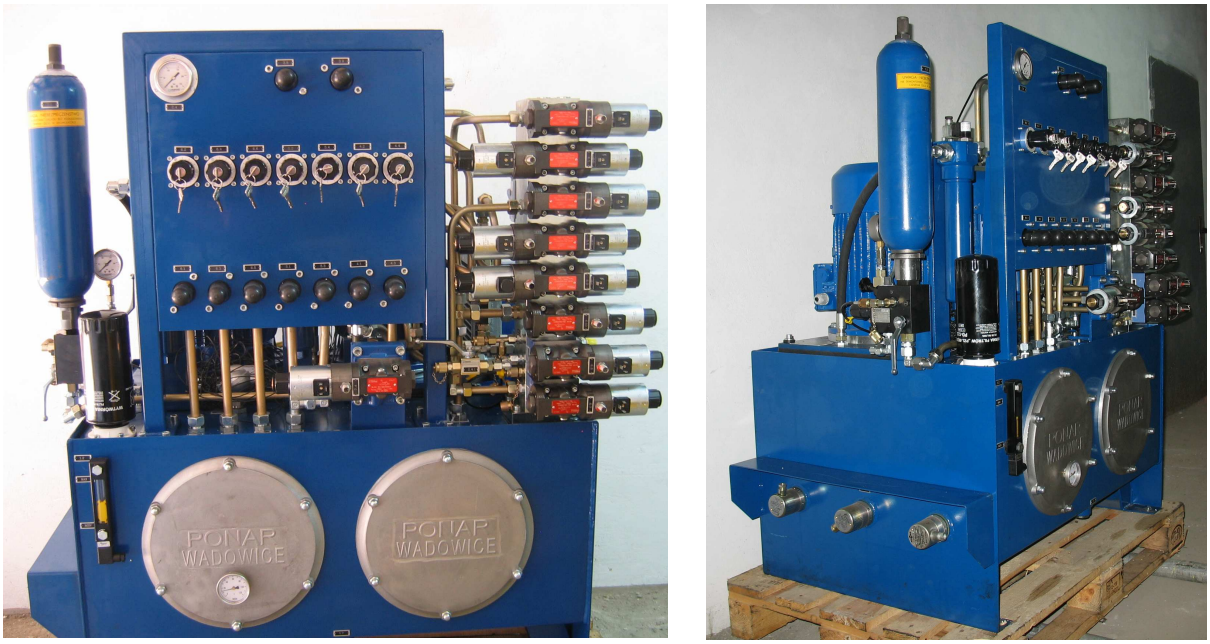
3.7. Zespół akumulatora hydraulicznego

Zadaniem zespołu akumulatora hydraulicznego jest stabilizowanie ciśnienia w układzie na poziomie wybranego ciśnienia resztkowego p_{rA} lub p_{rB} w trakcie realizowania hamowania bezpieczeństwa. W skład zespołu akumulatora hydraulicznego wchodzą:

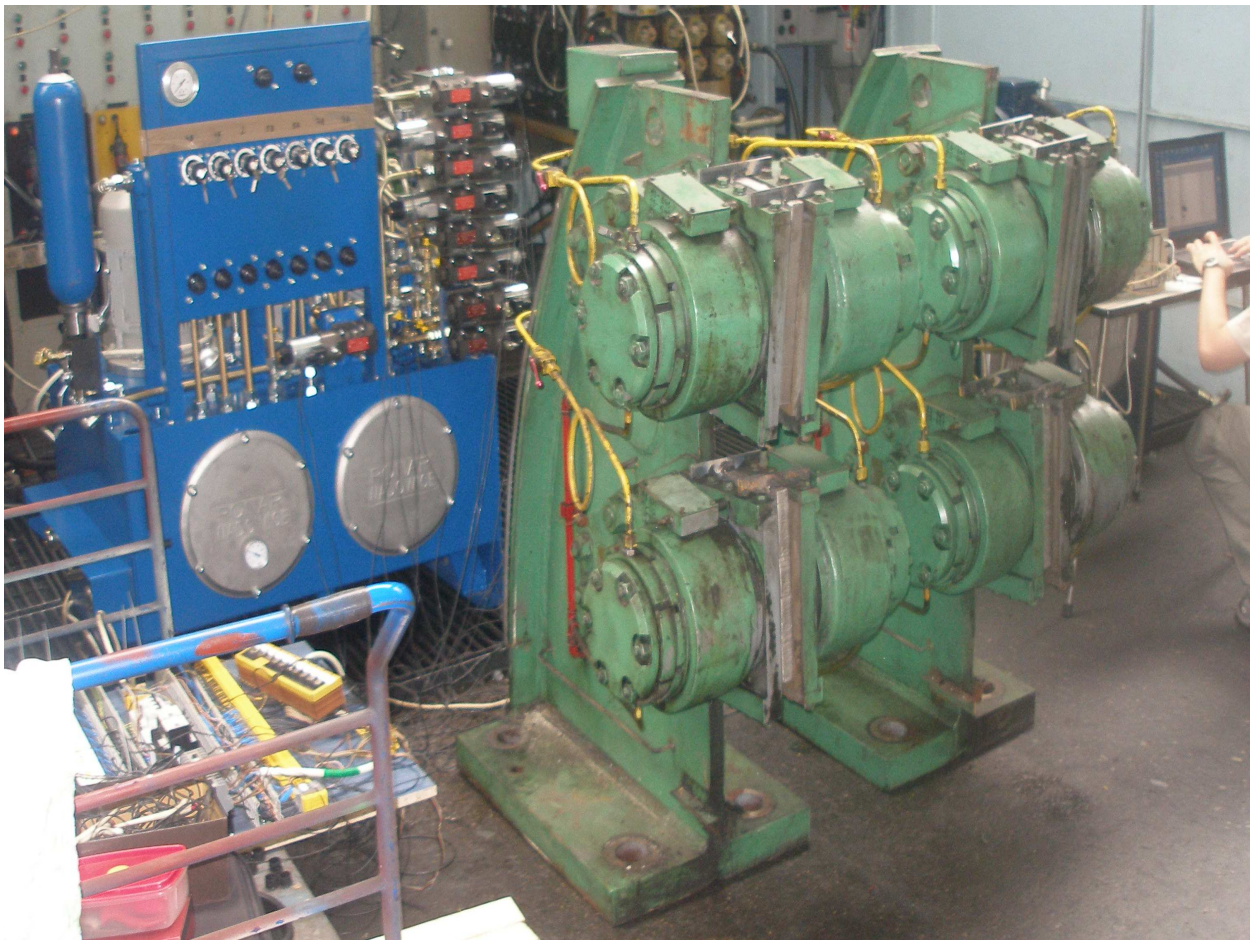
– akumulator hydrauliczny 7.1,
– blok zabezpieczenia akumulatora 7.2,
– zawór dławiący 7.3 – przeznaczony jest do nastawiania przepływu oleju z akumulatora do układu, tak aby ciśnienie resztkowe utrzymywane było w czasie hamowania maszyny,
– zawór dławiący 7.5 – przeznaczony jest do regulacji szybkości napełniania akumulatora olejem po odhamowaniu maszyny,
– zawór zwrotny 7.6 – umożliwiający zasilanie akumulatora i zabezpieczenie go przed rozładowaniem,
– zawór rozdzielający 7.4 – przeznaczony jest do uzupełniania instalacji hydraulicznej olejem po wyzwoleniu hamowania bezpieczeństwa w celu stabilizacji ciśnienia resztkowego w układzie,
– manometr 7.7 – umożliwia wzrokowe kontrolowanie wartości ciśnienia w zespole akumulatora hydraulicznego,
– przetwornik ciśnienia 7.8 – przeznaczony jest do kontroli ciśnienia w układzie hydraulicznym, wykorzystywany w układzie kontrolno-sterującym zespołu/maszyny.

3.8. Wyposażenie dodatkowe

Zespół posiada dwa przyłącza wyjściowe $G^1/_2$" za zaworami zwrotnymi 10 i 11, przeznaczone do połączenia zespołu z hydraulicznym układem hamulcowym. Ponadto zespół wyposażony jest w szybkozłącza 3.10, 6.20 umożliwiające wpięcie np. dodatkowych przetworników ciśnienia w celu wykonania pomiarów i rejestracji działania układu. Ponadto w zbiorniku przygotowane są dwa przyłącza spływowe M22×1,5.



Rys.2. Widok agregatu hydraulicznego zespołu sterowania EL-2



Rys.3. Agregat hamulcowy zespołu EL-2 podczas badań stanowiskowych

4. Zasada działania zespołu EL-2

Zespół sterowania EL-2 umożliwia realizowanie hamowania manewrowego (podzespołem 4), poprzez regulator ciśnienia sterowany ręcznie z drążka sterowniczego umieszczonego na pulpicie maszynisty lub sterowanie automatyczne poprzez sterowniki programowalne PLC. Wartość ciśnienia w sterowaniu ręcznym jest proporcjonalna do wychylenia drążka steru hamulca. W pracy automatycznej (podzespołem 4) realizowane jest wielostopniowe regulowanie ciśnienia hamowania w zależności od stanu wejść binarnych sterowników PLC. W wyniku zadziałania któregokolwiek z zabezpieczeń, zgodnie z wymaganiami przepisów lub też w wyniku zadziałania maszynisty wyciągowego, zainicjowany może zostać proces tzw. „hamowania bezpieczeństwa" czyli hamowania programowanego. Efektem tego procesu jest realizowanie hamowania maszyny wyciągowej w wyniku mechanicznego działania hamulca. Po zainicjowaniu procesu „hamowania bezpieczeństwa" następuje zrzut ciśnienia z instalacji hamulcowej do wartości ciśnienia nastawionego na zaworach zrzutowych ścieżek A lub B (odpowiednio w zależności od wielkości i kierunku ruchu nadwagi) podzespołów 6, 5 i 4.

Wybór odpowiedniej ścieżki spływu oleju dokonywany jest automatycznie w początkowej fazie rozruchu maszyny, przy prędkości poniżej 1 m/s. Wartości ciśnienia na zaworach zrzutowych są tak dobrane, że siła hamowania hamulca nie spowoduje poślizgu liny na linopędni w określonych warunkach ruchu nadwagi wyciągu szybowego. Po zainicjowaniu hamowania bezpieczeństwa przesterowywane są zawory rozdzielające 6.7 i 6.8 otwierające spływ oleju zespołem „hamowania bezpieczeństwa" 6. Po czasie 1 s od zainicjowania hamowania bezpieczeństwa przesterowywuje się zawór rozdzielający 5.7 zespołu „asekuracyjnego" 5 otwierając dodatkową drogę spływu oleju. W tym czasie (do 1 s) układ automatyki kontroluje drożność podstawowej drogi spływu oleju zespołem hamowania bezpieczeństwa 6 i w przypadku stwierdzenia nieprawidłowości wyświetli informację o konieczności przeprowadzenia testu hamulca.

Ponadto w trakcie realizowania hamowania bezpieczeństwa maszynista wyciągowy posiada możliwość otwarcia kolejnej drogi spływu oleju zespołem „hamowania manewrowego" 4 w wyniku przesterowania drążka sterującego regulatora ciśnienia.

W zaprojektowanym systemie zabezpieczeń hamulca można wyróżnić:

- zabezpieczenia powodujące przerwanie obwodu bezpieczeństwa PHBS1, PHBS2,
- zabezpieczenia działające na obwód awaryjnego hamowania napędem zrealizowanego w sterownikach programowalnych PLC1 i PLC2, których styki włączone są w obwód markera PAHM1, PAHM2,
- zabezpieczenia powodujące zablokowanie możliwości ruchu maszyny włączone do obwodu przekaźnika blokad hamulca zrealizowanego w sterownikach programowalnych PLC1 i PLC2, których styki włączone są w obwód markera PBS1, PBS2
- zabezpieczenia powodujące ograniczenie prędkości maksymalnej do 1m/s, których styki włączone są w obwód markera Vogr1, Vogr2.

Zabezpieczenia zrealizowano w układzie z zazbrajaniem, który zapewnia wysoką niezawodność. Zazbrajanie odbywa się przez podanie sygnału na wejścia sterowników programowalnych. Odpowiednia logika umożliwia równoczesne zazbrojenie grup zabezpieczeń działających na obwód bezpieczeństwa oraz na obwód blokad. Przy załączonym obwodzie bezpieczeństwa lub obwodzie blokad hamulca kasowanie odpowiednich zabezpieczeń jest zablokowane. Zabezpieczenia, które nie wymagają podtrzymania zostały zrealizowane bez pamięci zadziałania. Pobudzenie któregokolwiek z zabezpieczeń jest sygnalizowane na panelu operatorskim i dzwonkiem przez system sygnalizacji optyczno-akustycznej maszyny wyciągowej.

5. Badania zespołu

Zespół sterowania EL-2 poddano badaniom stanowiskowym w CMG KOMAG. Stanowisko badawcze (rys. 3) wyposażone było w:

- agregat hydrauliczny (+AH) zespołu EL-2 będący przedmiotem badań,
- zespół napędowo-roboczy hamulca który stanowiły 4 pary siłowników hamulcowych typu SH-100 zabudowanych na dwóch stojakach hamulcowych,
- zestaw wyposażenia elektrycznego do sterowania elementami agregatu hamulcowego,
- zestaw pomiarowo rejestrujący.

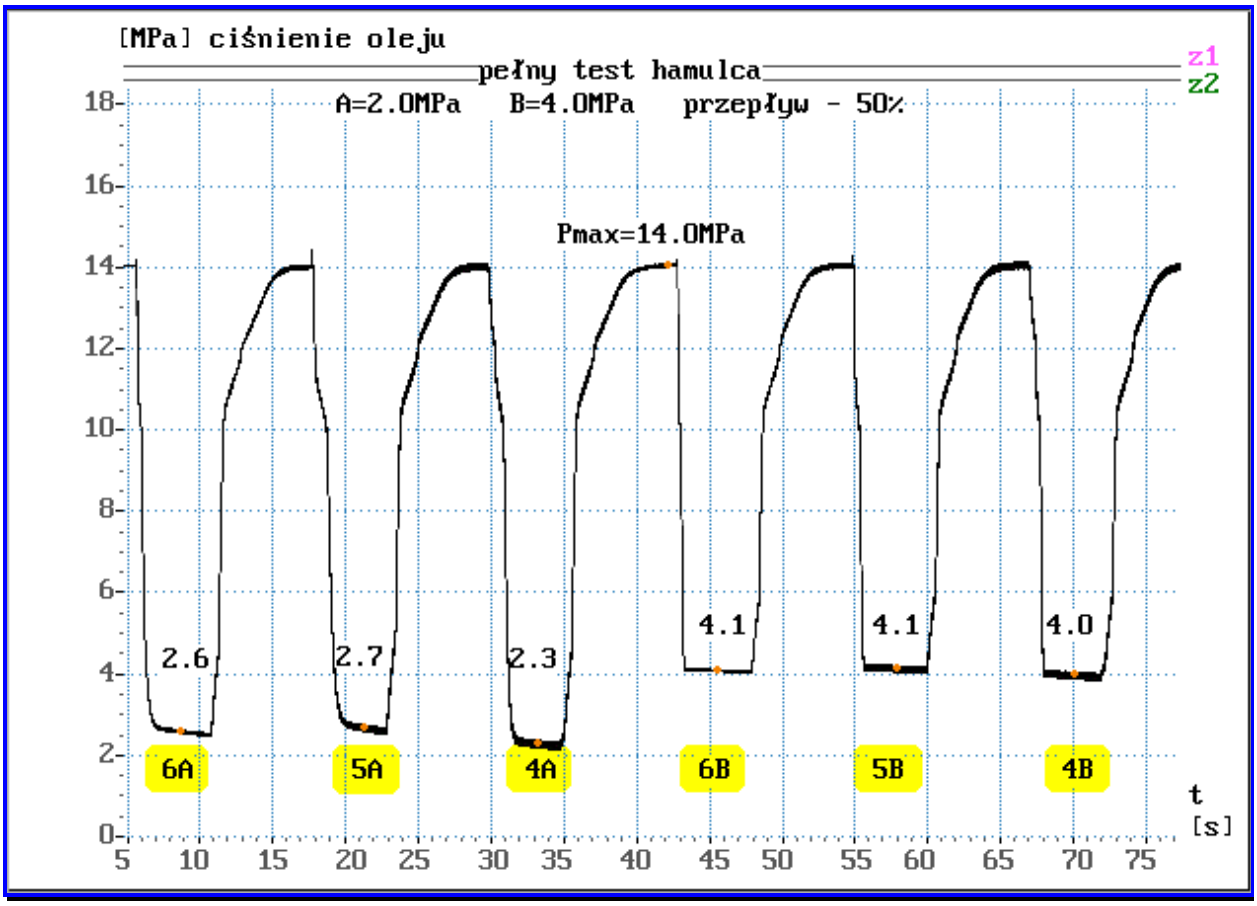
Badania zespołu realizowane były dwuetapowo:

- etap 1 – badania prowadzone w celu sprawdzenia poprawności działania zaproponowanych rozwiązań, doboru elementów i spełniania wymagań przepisów w aspekcie działania układu hydraulicznego,
- etap 2 – badania, po wprowadzeniu korekt w agregacie hydraulicznym wynikających z pierwszego etapu badań, w celu przedłożenia wyników do badań atestacyjnych zespołu EL-2.

Komentarz do rysunku 4. Przedstawiono pełny zapis zmian ciśnienia w układzie hamulcowym podczas automatycznego „testu hamulca", w trakcie którego następuje zrzut ciśnienia poszczególnymi podzespołami agregatu, tj. podzespołem „hamowania bezpieczeń-

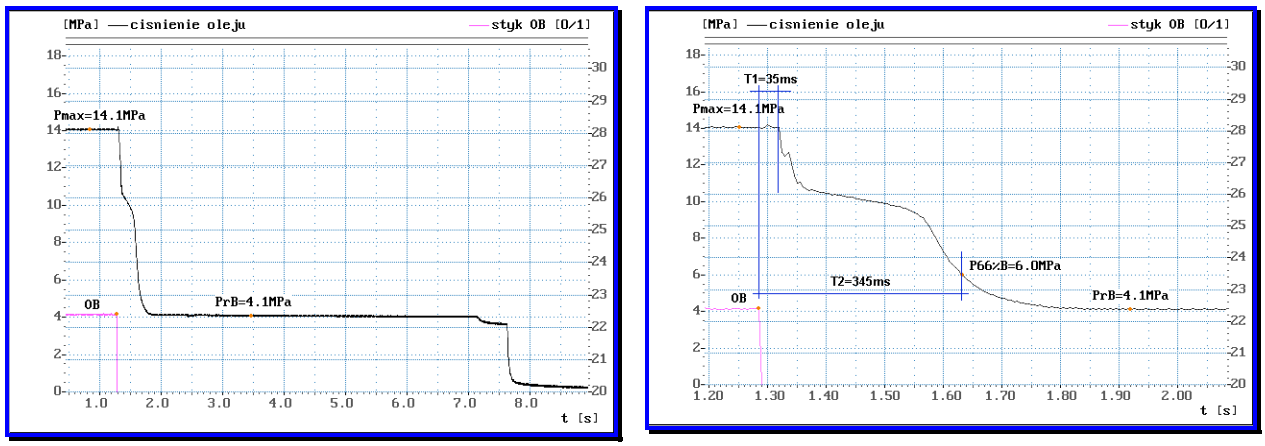
stwa” 6 ścieżka A, podzespołem asekuracyjnym 5 ścieżka A, podzespołem hamowania manewrowego 4 ścieżka A, a następnie po automatycznym przełączeniu ścieżki spływu z A na B, zrzut ciśnienia podzespołem „hamowania bezpieczeństwa” 6 ścieżka B, podzespołem asekuracyjnym 5 ścieżka B, podzespołem hamowania manewrowego 4 ścieżka B.

Komentarz do rysunku 5. Przedstawiono przykładowy przebieg ciśnienia w układzie hamulcowym po wyzwoleniu tzw. „hamowania bezpieczeństwa”. Na rysunku 5a przedstawiono zapis całej próby, a na rysunku 5b przedstawiono szczegóły przebiegu związane z początkową fazą próby celem wykazania szybkości działania układu zgodnie z wymaganiami przepisów.



Rys.4. Przykładowy przebieg ciśnień w układzie hamulcowym w ramach testu hamulca

a) b)



Rys.5. Przebieg ciśnienia w układzie hamulcowym w trakcie próby „hamowania bezpieczeństwa”: a) przebieg ciśnienia – cała próba, b) przebieg ciśnienia – wartości charakterystyczne czasów spadku ciśnienia

Działanie zespołu w oparciu o przeprowadzone badania stanowiskowe ocenia się pozytywnie, a uzyskane wyniki pozytywnie rokują w aspekcie uzyskania dopuszczenia zespołu do stosowania w układach hamulcowych maszyn wyciągowych.

Opracowane sprawozdanie z zamieszczonymi kompletnymi wynikami badań stanowią załącznik do dokumentacji technicznej złożonej, celem uzyskania pozytywnej opinii atestacyjnej niezbędnej do uzyskania dopuszczenia zespołu EL-2 do stosowania w hydraulicznych układach hamulcowych maszyn wyciągowych.

6. Podsumowanie

W chwili obecnej prowadzony jest proces oceny zespołu w Zakładzie Badań Atestacyjnych Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG.

Zespół EL-2 wiąże w sobie wiele cech, które gwarantują jego wysoką niezawodność, przy stosunkowo prostej budowie, dając szerokie możliwości stosowania ze względu na przyjęte założenia realizowania tzw. hamowania bezpieczeństwa w sposób dwuwariantowy w zależności od kierunku ruchu i wielkości nadwagi.

Przedstawiony w artykule hydrauliczny zespół sterowania hamulca maszyn wyciągowych jest jednym z wielu przykładów współpracy Jednostki Badawczo-Rozwojowej jaką jest CMG KOMAG z MŚP reprezentowanymi przez firmę ELCAM sp. z o.o.

Literatura

1. Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe. Część mechaniczna. Wydawnictwo Śląsk, Katowice-Warszawa 2004 r., ss. 450.
2. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. z dnia 1 maja 2004 r.). Załącznik nr 2: „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia”.
3. Dokumentacja techniczna CMG KOMAG.
4. Dokumentacja techniczna ELCAM sp. z o.o.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Mgr inż. Romana ZAJĄC
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Przegląd projektu technicznego jako narzędzie wspomagające proces projektowania

S t r e s z c z e n i e

Każda decyzja o uruchomieniu produkcji nowego wyrobu jest przede wszystkim decyzją ekonomiczną mającą docelowo zwiększyć zyski przedsiębiorstwa. Producent podejmując ją musi mieć pewność, że zarówno proces projektowania, jak i proces produkcji bę- dzie realizowany zgodnie z zasadami gwarantującymi wykonanie wyrobu spełniającego założone na wstępie wymagania. Obecnie w przedsiębiorstwach wykorzy- stywanych jest szereg metod wspomagających nad- zorowanie produkcji maszyn lub urządzeń; jedną z nich jest zarządzanie projektem (przedsięwzięciem). Niniejszy artykuł skupia się na części tego problemu, jakim jest przegląd projektu technicznego.

S u m m a r y

Every decision about starting a new product line is first of all economical decision targeted at income increase. The manufacturer, when taking a decision has to be sure that both designing and production will be realized according to rules that guarantee the product, which meets given requirements. At present a series of the methods that aid supervision of machines production in used in many factories - project management method is one of them. The present paper focuses on part of that problem which is a review of technical design.

1. Wprowadzenie

Otoczenie przedsiębiorstw ulega dynamicznym zmianom. Konkurencja oraz stały wzrost wymagań ze strony klienta powodują, że producenci dążą do oferowania maszyn i urządzeń na bazie innowacyjnych rozwiązań konstrukcyjnych i nowoczesnych technologii.

Producent angażując swoje środki w uruchomienie nowego wyrobu musi ocenić jego rynkowe szanse, dokonać analizy zwrotu poniesionych nakładów finansowych oraz przeanalizować ryzyko związane z ewentualnym niepowodzeniem. Musi mieć także świadomość swojej odpowiedzialności prawnej za wprowadzenie maszyny lub urządzenia na rynek, gdyż odpowiada za:

- zaprojektowanie i wyprodukowanie zgodnie z zasadniczymi wymaganiami dyrektyw (rozporządzeń),
- przeprowadzenie oceny zgodności według określonych zasad,
- wprowadzenie wyrobu do obrotu.

Uruchomienie produkcji nowego typu maszyny, urządzenia lub dokonanie w nich udoskonalenia można, zatem każdorazowo rozpatrywać w kategorii zarządzania projektem, a tym samym zarządzania zasobami osobowymi, materiałowymi, finansowymi i czasowymi.

Proces projektowania i konstruowania wyrobu w cyklu życia produktu jest etapem o największej odpowiedzialności za generowanie kosztów w kolejnych fazach cyklu, dlatego warto stosować odpowiednie techniki zarządzania przedsięwzięciem minimalizujące ewentualne straty. Z uwagi na powszechność wspomnianych technik, artykuł skupia się na istotnym fragmencie tego problemu, jakim jest rola przeglądu projektu technicznego w całości przedsięwzięcia.

2. Znaczenie przeglądu projektu

Decyzja o uruchomieniu produkcji ma przede wszystkim podłoże ekonomiczne, mające docelowo zwiększyć zyski przedsiębiorstwa. Duże projekty wymagają ze strony producenta poświęcenia znacznych nakładów, zarówno finansowych, jak i osobowych oraz szczegółowego zdefiniowania zadań zanim projekt się rozpocznie, gdyż planowane uruchomienie nowej produkcji może mieć istotny wpływ na sytuację firmy. W przypadku mniejszych projektów, jednorazowe konsekwencje prawdopodobnie nie będą zbyt duże – producent poniesie straty, ale nie będzie to sytuacja krytyczna dla przedsiębiorstwa [1].

Projekty koncepcyjne, projekty techniczne maszyn i urządzeń, a szczególnie dokumentacja techniczna stanowiąca podstawę uruchomienia produkcji są tymi elementami, które mogą być opracowane albo samodzielnie przez producenta, albo przez wyspecjalizowane biura projektowe lub jednostki badawczo-rozwojowe. Często, gdy projekt powstaje na zlecenie

inwestora, dopiero po jego wykonaniu wyłaniany jest producent np. w drodze przetargu.

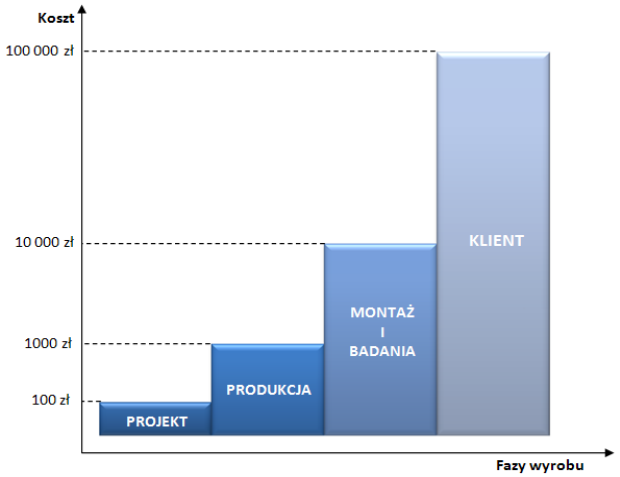
Złożoność i skala tworzonych nowych rozwiązań powoduje, że poszukiwane są racjonalne metody realizacji projektów, także w obszarze technik projektowania. Kilka lat temu oprogramowanie CAD ułatwiało tworzenie projektów, ich edycję i modyfikację, obecnie nowe programy umożliwiają już nie tylko budowę i wizualizację trójwymiarowych obiektów, ale często są w stanie wskazywać projektantowi niektóre błędy konstrukcyjne i sugerować rozwiązania. Należy jednak podkreślić, że projektowanie wspomagane poprzez tego typu komputerowe techniki niewątpliwie ułatwia pracę inżynierom i projektantom, lecz nie zastąpią twórczego myślenia konstruktora, opartego na jego wiedzy i doświadczeniu [3].

Konstrukcje maszyn i urządzeń są różne, ze względu na trwałość i niezawodność, zależą od ogromnej liczby czynników. Już na etapie projektowania, konstruktor może mieć wpływ na jakość tworzonej konstrukcji poprzez odpowiednie kształtowanie elementów i dobór materiałów. Warunki eksploatacyjne, jakość wykonania, kształt, zastosowany materiał, działające obciążenia (termiczne, statyczne, dynamiczne) – wszystkie te wymienione elementy powinny być oceniane nie po wykonaniu finalnego produktu, lecz jeszcze na etapie jego projektowania.

Zasady projektowania wymagają by każdy projekt był nie tylko zweryfikowany, ale także oceniony w formie przeglądu, który od wielu lat jest zaliczany do tych etapów procesu projektowania, które stwarzają możliwość sprawdzenia poprawności zastosowanych rozwiązań i spełnienia wymagań odpowiednich rozporządzeń.

Przeprowadzone analizy i badania potwierdzają tezę, że w fazie projektu można jeszcze wprowadzać zmiany, gdyż skutki wynikające ze zmian konstrukcyjnych są jeszcze niewspółmierne w stosunku do strat na etapie produkcji lub na etapie użytkowania wyrobu. Szacuje się, że koszt usuwania błędów rozkłada się jak 1 : 10 : 100. Koszt usunięcia błędu w fazie analizy i projektowania to jedna jednostka. Koszt usunięcia tego samego błędu w fazie produkcji to 10 jednostek. Jeżeli błąd zostanie zidentyfikowany w trakcie eksploatacji maszyny, urządzenia można się spodziewać, że jego usunięcie będzie implikowało sto razy większe koszty niż naprawa po wykryciu go we wstępnych fazach produkcji. Przebieg wyżej wymienionych zależności przedstawiono na rysunku 1.

Jakie zatem mogą być wykazane oszczędności, gdy korygowanie projektu odbywa się nie po jego zakończeniu, a w trakcie jego tworzenia; podczas opracowywania koncepcji nowej maszyny lub w określonych newralgicznych etapach opracowywania dokumentacji technicznej? Czy wymóg dokonywania przeglądu projektu (dokumentacji konstrukcyjnej i technicznej) wynika tylko i wyłącznie z uregulowań normatywnych czy jest także, a lub może powinien być naturalnym sprzymierzeńcem konstruktora (wytwórcy), gwarantującym realizację projektu i osiągnięcie odpowiedniego dodatniego wyniku finansowego całego projektu.



Rys.1. Reguła dziesięciokrotności; koszt ujawnienia wady i jej usunięcia w kolejnych fazach życia wyrobu

3. Wymagania normatywne dla przeglądu

Na podstawie wieloletnich obserwacji i doświadczeń ustalono podstawowe reguły projektowania, które opierają się m.in. na zasadzie:

- zaspokojenia potrzeby i wartości użytkowej,
- wykonalności finansowej i minimalnego zaangażowania finansowego,
- optymalizacji i jedności formy funkcji i konstrukcji,
- bezpieczeństwa i niezawodności.

Zasady te odnoszą się do każdego prowadzonego projektu technicznego i są również punktem odniesienia w przeprowadzanych przeglądach. Znaczenie przeprowadzania przeglądów, w tym również dokumentacji konstrukcyjno-technicznej jest na tyle docenione, że wymagania w tym zakresie stanowiły element dyskusji w pracach europejskich i międzynarodowych komitetów normalizacyjnych, a jej wyniki zawarto w szeregu normach [4].

Punkt 7.3.4 normy PN-EN ISO 9001: 2001 zawiera stwierdzenie, że na każdym etapie projektowania i rozwoju wyrobu wytwórca powinien przeprowadzać odpowiednie, systematyczne przeglądy. Celem tych przeglądów jest:

- ocena, czy wyniki projektowania i rozwoju pozwalają na spełnienie wymagań,
- zidentyfikowanie wszelkich problemów i zaproponowanie niezbędnych działań [6].

W innej normie PN–EN ISO 9004:2001 zawarto wytyczne skierowane dla najwyższego kierownictwa zakładów zalecające stworzenie warunków do utrzymania niezbędnych procesów projektowania, w tym również przeglądów. Norma zaleca między innymi uwzględnienie w odniesieniu do przeglądu wyrobu takich czynników, jak cykl życia wyrobu, bezpieczeństwo i zdrowie, możliwość przeprowadzania badań, możliwość stosowania i wygodnego użytkowania, niezawodność, trwałość, ergonomia, środowisko, pozbywanie się wyrobu i zidentyfikowane ryzyko [7]. Graficzne odzwierciedlenie przebiegającego procesu projektowania wyrobu przedstawia rysunek 2.

Jeszcze bardziej szczegółowo zagadnienie formalnego przeglądu ujęto w nowej normie europejskiej PN-EN 61160:2007, w której zawarto wymagania dotyczące idei przeglądu projektu, zasad realizacji oraz zasad przeprowadzania i dokumentowania w poszczególnych fazach cyklu życia wyrobu; dlatego też norma ta może być z powodzeniem wykorzystywana w przeglądach projektów technicznych [8].

4. Zasady przeglądu

Warto podkreślić, że przegląd nie jest codziennym nadzorem nad przedsięwzięciem, lecz niezależną działalnością prowadzoną w celu zwiększenia zaufania do wyrobu końcowego. Jest to działanie o charakterze doradczym, obejmujące formalną i niezależną analizę istniejącego lub proponowanego projektu mającą na celu wykrycie i usunięcie uchybień w wymaganiach i projekcie.

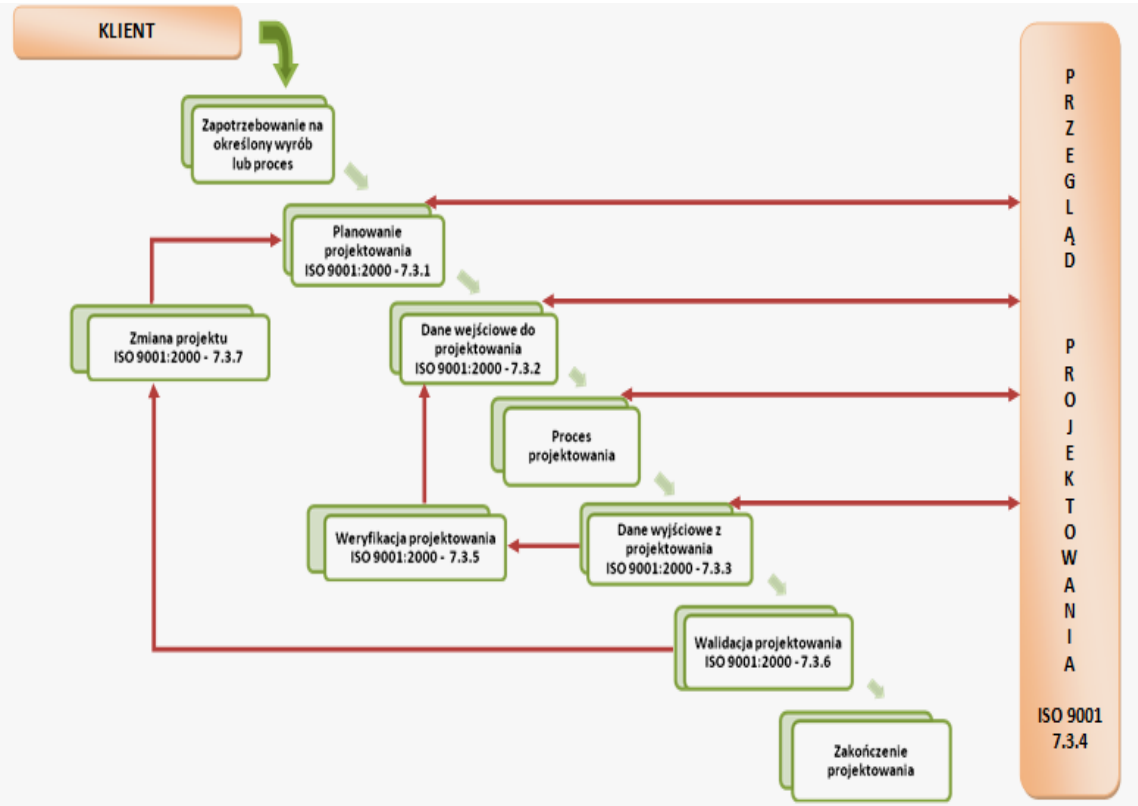
Norma definiuje przegląd jako: „planowane, udokumentowane działania podejmowane w celu pokreślenia przydatności, adekwatności i skuteczności przedmiotu rozważań do osiągnięcia ustalonych celów” [8].

We „Wprowadzeniu” do normy PN EN 61160:2007 zwrócono uwagę na różnice między przeglądem projektów, a codziennym monitorowaniem wynikającym z zarządzania przedsięwzięciem projektowania; podkreślono, że przegląd projektu nie zastąpi samego projektowania oraz wkładu pracy inżynierskiej.

Wspomniana norma zaleca prowadzenie przeglądów na różnych etapach projektowania, co przedstawiono w tabeli 1.

Należy zwrócić uwagę, że w przypadku najwcześniejszych faz, zastosowanie przeglądów może spowodować największe efekty ekonomiczne.

Warto podkreślić, że przegląd ma na celu nie tylko formalną ocenę stopnia realizacji etapu, ale także ocenę zagadnień lub zespołów, szczególnie ważnych dla projektowanego urządzenia lub maszyny. Jest to element konieczny do podjęcia decyzji o zakończeniu danego etapu, ewentualnie jego powtórzeniu w celu przejścia do kolejnego.



Rys.2. Schemat procesu projektowania wyrobu (*Źródło: opracowanie na podstawie [8]*)

Przykłady rodzajów przeglądu

Tabela 1

Rodzaj przeglądu	Podstawowe cele
Przegląd danych wejściowych do projektu	▪ Ocena wymagań klienta dotyczących wyrobu/usługi ▪ Ocena zastosowania przepisów ▪ Ocena ryzyka związanego z projektem
Przegląd projektu koncepcyjnego	▪ Ustalenie podstawowych wymagań dotyczących wyrobu/ usługi, wykonanie prac studialnych ▪ Przegląd dostępnych technologii, wymagań rynkowych i wymagań bezpieczeństwa ▪ Ocena proponowanych koncepcji
Przegląd projektu szczegółowego	▪ Zweryfikowanie czy proponowany projekt spełnia dane wejściowe ▪ Opracowanie szczegółowych wymaga między innymi dotyczących produkcji użytkowania obsługi ▪ Przegląd wyników analiz obliczeń i badań
Przegląd projektu końcowego	▪ Przegląd kompletności i ocena spełnienia założonych wymagań ▪ Sprawdzenie czy przeprowadzono wszystkie analizy, obliczenia i badania oraz czy opracowano dokumenty dotyczące wytwarzania bezpieczeństwa instalowania użytkowania

Przegląd ma za zadanie ocenę czy proponowane rozwiązania spełniają wymagania określone w danych wejściowych, czy obejmują między innymi takie elementy jak wymagania eksploatacyjne, wymagania dotyczące niezawodności, bezpieczeństwa trwałości, środowiska, kompatybilności elektromagnetycznej czynników ludzkich. Przegląd ma za zadanie: potwierdzić słuszność zastosowanych metod lub rozwiązań, zidentyfikować problemy i trudności oraz zaproponować zmiany w trakcie realizacji pracy rozwojowej lub projektowej.

Przeglądy są doskonałą okazją do oceny przebiegu samego zadania, jak i rozwiązań technicznych z udziałem osób spoza zespołu realizującego projekt, w tym niezależnych specjalistów, ekspertów i przedstawicieli klienta, co znacząco wpływa nie tylko na rangę samej oceny, ale także na wnioski końcowe.

Decyzja o liczbie przeglądów, ich zakresie zależna jest każdorazowo od charakteru poszczególnych projektów, a w szczególności od takich czynników, jak: złożoność projektu, wielkość produkcji (jednostkowa/ seryjna), rodzaju zastosowanych materiałów lub elementów katalogowych, charakteru zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych (nowatorskie/interpolacja istniejących).

Należy zwrócić uwagę, iż w przypadku, gdy jednostka projektująca podejmuje prace nad projektem o wysokim stopniu ryzyka zalecane jest także przeprowadzanie przeglądów rozszerzonych o aspekty niezawodności lub analizę zagrożeń, dla których podstawowe wymagania ujęte są przykładowo w takich normach jak: PN-EN 1050:1999, PN EN 60812:2006(U) [9,10].

Poczynione obserwacje w trakcie realizacji prac projektowych wskazują, że można określić ogólny wzorzec postępowania w przypadku przeglądów projektów, jak również można ustalić ich ramowy zakres. I tak, w zależności od stopnia złożoności zadania, podczas przeglądu może obejmować m.in.:

- sprawdzenie przebiegu realizacji z odniesieniem do zatwierdzonego harmonogramu,
- ocenę czy projekt techniczny spełnia wymagania klienta i ustalone wcześniej dane wejściowe,
- ustalenia dotyczące zasad wprowadzania na rynek maszyny względnie urządzenia,
- ocenę czy projektowana maszyna lub urządzenie spełnia wymagania zawarte w przepisach, normach i dyrektywach (rozporządzeniach),
- ocenę poprawności zastosowanego rozwiązania, możliwości montażowych, wykonawczych i technologicznych projektowanej maszyny lub urządzenia,
- ocenę możliwości działania zespołów maszyny lub urządzenia w przewidywanej postaci konstrukcyjnej,
- ocenę zdolności do pracy w określonych warunkach użytkowania i środowiska,
- porównanie z innymi podobnymi wyrobami,
- analizę ryzyka, obliczenia oraz inne analizy gwarantujące efektywność, niezawodność i bezpieczeństwo projektowanej maszyny lub urządzenia oraz zastosowany system ostrzeżeń.

Niezależnie od wymienionych wcześniej pytań, w zależności od przyjętego stopnia dokładności, przegląd projektu można rozszerzyć przykładowo o:

- ocenę wymagań dotyczących nieuszkadzalności i poprawę elementów poprzez ich zastępowanie, względnie zmniejszanie ich obciążenia,
- analizę projektów w zakresie optymalnej obsługi maszyny oraz stworzenie możliwości wykonywania nieinwazyjnej kontroli i pomiarów,
- zapewnienie jakości na poziomie wytwarzania, uwzględniające takie czynniki, jak: kryteria przyjęcia lub odrzucenia wyrobu, zastosowanie części znormalizowanych i typizowanych, zakres monitorowania produkcji oraz metodykę badań wyrobu oraz powiązanie bezpieczeństwa maszyny z procesem produkcyjnym.

Niezwykle istotnym zagadnieniem w trakcie przeglądu jest formalne dokumentowanie tego działania. Dokument taki w formie protokółu, notatki powinien ujmować szereg istotnych wniosków inicjujących podjęcie działań w jego następstwie szczególnie, gdy wykazano potrzebę dokonania zmian lub zidentyfikowano

problemy z realizacją projektu. Zasady tworzenia takich protokołów bardzo dokładnie opisuje norma PN-EN 61160: 2007.

5. Błędy i uchybienia w projektach maszyn i urządzeń identyfikowane podczas przeglądów

Błędy i uchybienia popełniane w fazie trwania projektu są bardzo kosztowne. Błędy w projekcie, a w konsekwencji wykonane na ich podstawie wadliwe konstrukcje niosą za sobą nie tylko straty finansowe wynikające z konieczności dokonywania poprawek, ale także stwarzają zagrożenie życia użytkowników. Głównym źródłem ich powstawania jest niedostateczne zrozumienie potrzeb przyszłych użytkowników, problemy z komunikacją, brak odpowiedzialności za ustalenia, a nawet nie zrozumienie własnych potrzeb przez samych klientów.

Liczba wielu awarii i wypadków, które analizowane są pod kątem ich przyczyn mogłyby ulec znacznemu zmniejszeniu, gdyby projekty analizowane były właśnie pod kątem wymienionych aspektów, czyli najogólniej mówiąc, gdyby dokonywane były przeglądy projektów na określonych etapach projektowania.

Jak istotne jest prowadzenie przeglądów projektów ujawniają wykazywane błędy konstrukcyjne, które identyfikowane są nie tylko na poziomie samego przeglądu, ale niestety często w trakcie produkcji lub nawet podczas eksploatacji.

Do najczęstszych zjawisk ujawnianych podczas przeprowadzania przeglądów można zaliczyć:

- błędy, uchybienia wynikające z wymagań normalizacyjnych i błędów rysunkowych oraz zastosowanie niewłaściwych norm i specyfikacji technicznych,
- niewłaściwy dobór odpowiednich tolerancji wymiarów geometrycznych,
- niedotrzymanie wymaganych parametrów ustalonych z klientem,
- nie spełnienie wszystkich wymagań związanych ze specyfiką pracy danej maszyny urządzenia,
- nie uwzględnianie warunków środowiskowych dla pracujących urządzeń, na przykład wysokich temperatur, wilgoci, atmosfery potencjalnie zagrożonej wybuchem,
- stosowanie gotowych podzespołów nie przeznaczonych do pracy w danych warunkach,
- skomplikowany charakter informacji wykorzystywanych przez operatora podczas obsługi maszyny,
- brak lub niewłaściwa sygnalizacja zagrożeń,
- zastosowanie dużego zróżnicowania elementów, które ze względów technologicznych można było zunifikować,
- niewłaściwe założenia i dobór procesów technologicznych.

6. Wnioski

Istotnym problemem w realizacji projektów wyrobów są wysokie koszty ewentualnego naprawiania błędów w kolejnych cyklach życia wyrobu. Niepełne i niespójne wymagania mogą stanowić przyczynę sprzeczności podczas projektowania, wytwarzania oraz użytkowania maszyn lub urządzeń. Koszty poprawy błędów popełnionych w fazie uzgadniania wymagań rosną wykładniczo wraz z etapem, na którym je wykryto. W celu redukcji tych wydatków, należy dążyć do możliwie szybkiej identyfikacji błędów i ich naprawy.

Przeprowadzanie przeglądów na różnych etapach projektowania wyrobu jest jednym z rozwiązań pozwalających na uniknięcie czasochłonnych i kosztownych zmian i poprawek w dokumentacji przyszłego wyrobu. Warto jednak podkreślić, że nawet najlepiej wykonany projekt techniczny maszyny lub urządzenia nie zagwarantuje, że wyrób finalny spełni wymagania klienta – o tym decyduje również szereg kolejnych czynników; między innymi dobór procesów technologicznych, właściwe wykonawstwo, poprawny montaż oraz właściwa eksploatacja.

Literatura

1. Burton C, Michael N.: Zarządzanie projektem. Wydawnictwo Astrum, Wrocław 1996.
2. Dziama A.: Metodyka konstruowania maszyn. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1985.
3. Lowe P.: Zarządzanie technologią. Możliwości poznawcze i szanse. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1999.
4. Szymczak C.: Elementy teorii projektowania. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
5. Dietrich A.: Newralgiczne obszary systemu zarządzania jakością. Cz. II. Problemy Jakości nr 9, 2005, s 33-37.
6. PN-EN ISO 9001:2001 Systemy zarządzania jakością. Wymagania.
7. PN-EN ISO 9004:2001 Systemy zarządzania jakością. Wytyczne doskonalenia funkcjonowania.
8. PN-EN 61160:2007 Przegląd projektu.
9. PN-EN 1050:1999 Maszyny. Bezpieczeństwo. Zasady oceny ryzyka.
10. PN-EN 60812:2006 (U) Techniki analizy nieuszkadzalności systemów. Procedura analizy rodzajów i skutków uszkodzeń.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

Mgr Ewa HORDYNIAK
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Badania na rzecz MŚP w 7. Programie Ramowym Unii Europejskiej

S t r e s z c z e n i e

Małe i średnie przedsiębiorstwa stanowią znaczącą część europejskiej gospodarki - są podstawowym źródłem rozwoju. Jednocześnie w swym działaniu napotykają na ograniczenia i bariery w dostępie do nowych technologii, know-how i innowacyjnych wyników badań. Aby choć częściowo znieść te utrudnienia Komisja Europejska proponuje działania mające na celu zwiększenie udziału MŚP w badaniach i oferuje środki które ułatwią im dostęp do wyników badań. Z drugiej strony niewątpliwe korzyści odnoszą ośrodki badawcze – ich klientami stają się przedsiębiorstwa, których nigdy nie byłoby stać na zlecanie badań. Podsumowując – korzyści z realizacji tego typu projektów odnoszą zarówno ich uczestnicy, jak i cała gospodarka.

S u m m a r y

Small and medium enterprises (SMEs) make a significant part of European economy – they are the main development force. At the same time they face limitations and obstacles in access to new technologies, know-how and innovative results of studies. To eliminate at least partially this difficulties, European Commission propse the activities aiming at increase the presence of SMEs in studies and offers tools to facilitate them an access to studies results. At the other hand, the research centres have benefits from that activity – enterprises that would never have a chance to order carrying out the studies due to lack of money, become their clients. So, both the projects participants and the whole economy can benefit by a realization of such activities.

1. Wprowadzenie

Mikroprzedsiębiorstwa oraz małe i średnie przedsiębiorstwa (MŚP) odgrywają główną rolę w gospodarce europejskiej. To w nich głównie koncentrują się ludzkie umiejętności i predyspozycje w zakresie przedsiębiorczości, innowacji i zatrudnienia. W rozszerzonej Unii Europejskiej liczącej 25 państw około 23 mln MŚP stanowi 99% wszystkich przedsiębiorstw i zapewnia około 75 mln miejsc pracy. Niemniej jednak MŚP często doświadczają problemów z powodu niedoskonałości rynku. Mają trudności z uzyskaniem kapitału lub kredytu, zwłaszcza w fazie uruchamiania przedsiębiorstwa. Ich ograniczone zasoby mogą utrudniać dostęp do nowych technologii lub innowacji. Z tego względu wsparcie dla MŚP jest jednym z priorytetów Komisji Europejskiej dotyczących wzrostu gospodarczego, tworzenia miejsc pracy oraz spójności gospodarczej i społecznej.

2. Nowa definicja MŚP [2]

„Mikroprzedsiębiorstwa oraz małe i średnie przedsiębiorstwa (MŚP) są motorem gospodarki europejskiej. Stanowią one główne źródło zatrudnienia, budzą ducha przedsiębiorczości i innowacji w UE, a tym samym mają kluczowe znaczenie dla zwiększenia konkurencyjności i zatrudnienia. Nowa definicja MŚP, która weszła w życie 1 stycznia 2005 r., stanowi istotny krok w kierunku poprawy otoczenia gospodarczego MŚP, a jej celem jest promowanie przedsiębiorczości, inwestycji i wzrostu. Definicja ta została opracowana po przeprowadzeniu szerokich konsultacji z bezpośrednio zainteresowanymi, co dowodzi, iż uwzględnianie opinii MŚP ma kluczowe znaczenie dla pomyślnej realizacji celów lizbońskich.” – *Gunter Verheugen, Członek Komisji Europejskiej, Komisarz ds. przedsiębiorstw i przemysłu.*

Pierwszym warunkiem zakwalifikowania się do kategorii MŚP jest posiadanie statusu przedsiębiorstwa.

Zgodnie z nową definicją za przedsiębiorstwo uważa się „podmiot prowadzący działalność gospodarczą bez względu na jego formę prawną”. Zatem czynnikiem decydującym jest sam fakt prowadzenia działalności gospodarczej, a nie forma prawna.

Po stwierdzeniu, że podmiot jest przedsiębiorstwem, należy ustalić dane przedsiębiorstwa według następujących trzech kryteriów:

- liczba zatrudnionych,
- roczny obrót,
- całkowity bilans roczny.

Porównanie danych przedsiębiorstwa z progami i pułapami dla tych trzech kryteriów umożliwi ustalenie, czy podmiot jest mikroprzedsiębiorstwem, małym przedsiębiorstwem czy średnim przedsiębiorstwem. Należy zwrócić uwagę na to, że o ile zachowanie progu zatrudnienia jest obowiązkowe, o tyle w przypadku pułapu dotyczącego rocznego obrotu lub całkowitego bilansu rocznego MŚP może wybrać jeden

z nich. Przedsiębiorstwo nie musi więc spełniać obydwu warunków finansowych i może przekroczyć jeden z pułapów, nie tracąc swojego statusu.

W ramach kategorii MŚP definicje są następujące:

Przedsiębiorstwo małe definiuje się jako przedsiębiorstwo zatrudniające mniej niż 50 pracowników, którego roczny obrót oraz/lub całkowity bilans roczny nie przekracza 10 milionów euro. Jak pokazuje tabela, kategorię mikroprzedsiębiorstw oraz małych i średnich przedsiębiorstw tworzą przedsiębiorstwa, które zatrudniają mniej niż 250 pracowników i których roczny obrót nie przekracza 50 milionów euro, oraz/lub całkowity bilans roczny nie przekracza 43 milionów euro.

Mikroprzedsiębiorstwo definiuje się jako przedsiębiorstwo zatrudniające mniej niż 10 pracowników, którego roczny obrót oraz/lub całkowity bilans roczny nie przekracza 2 milionów euro [2].

Nowe progi i pułapy

Tabela 1

Kategoria przedsiębiorstwa	Liczba zatrudnionych (RJR)	Roczny obrót	lub	Całkowity bilans roczny
Średnie	<250	≤50 mln euro	lub	≤ 43 mln euro
Małe	<50	≤ 10 mln euro	lub	≤ 10 mln euro
Mikro	<10	< 2 mln euro	lub	≤ 2 mln euro

3. Cele badań [4]

Badania, prowadzone przez jednostki badawcze na rzecz MŚP wspomagają małe grupy MŚP w rozwiązywaniu problemów technologicznych i zdobywaniu technologicznego know-how. Projekt musi być zgodny z zakresem działalności i innowacyjnych potrzeb MŚP, które mają możliwość wynajęcia jednostek badawczych w celu osiągnięcia odpowiedniego poziomu wiedzy technologicznej.

Projekt musi jasno wykazać potencjalne i ekonomiczne korzyści jakie odniosą MŚP zaangażowane w projekt.

4. Główne zasady [1]

MŚP są głównymi i bezpośrednimi beneficjentami. One inwestują w projekt oraz kupują większość działań badawczych i demonstracyjnych od jednostek badawczych, a w zamian otrzymują technologiczne know-how, które jest im niezbędne do opracowania nowych lub ulepszenia istniejących produktów, systemów, procesów lub usług.

Współpraca pomiędzy MŚP a jednostkami badawczymi w ramach tego programu odbywa się na zasadzie kupujący-sprzedający. Ideą jest umożliwienie MŚP dalszego rozwoju poprzez kupowanie wiedzy od jednostek badawczych, które sprzedają wyniki realizowanych prac badawczych.

Działania badawcze podejmowane przez MŚP, w ramach ich własnych środków, są zasadniczo skierowane na określenie wstępnych danych technicznych, a później na ocenę i testy uzyskanej wiedzy. W tym kontekście rzeczywiste inwestycje i koszty ponoszone przez MŚP, zawierają cenę jaką płacą za know-how, tj. prawa do własności intelektualnej i wiedzę zdobytą w trakcie realizacji projektu. Z punktu widzenia MŚP, a także dla uzyskania pozytywnej oceny wniosku projektowego ważne jest, by był dobrze zweryfikowany i by było wyraźne, ścisłe dopasowanie projektu do ogólnej strategii MŚP zaangażowanych w ten projekt.

Nawet jeżeli poziom dofinansowania jest znaczący, nigdy nie pokryje wszystkich kosztów, więc różnica kosztów będzie musiała być pokryta przez firmy uczestniczące w projekcie.

Działanie „Badania na rzecz MŚP" nie jest instrumentem mającym na celu rozwiązywanie krótkoterminowych, doraźnych problemów technicznych, natomiast może pomóc firmom w uzyskaniu technologicznego know-how i dostępu do międzynarodowych sieci i wpłynąć na ich średnio- i długoterminowy rozwój.

Należy zwrócić uwagę, że „Badania na rzecz MŚP" są działaniem tzw. oddolnym – to MŚP występują z inicjatywą, a tematem projektu może być dowolne zagadnienie z całego zakresu nauki i techniki.

5. Rodzaje działań [4]

Zazwyczaj na projekt składają się różne działania podejmowane dla osiągnięcia celu głównego:

a) **Działania badawcze (RTD)** – z założenia działania te realizują jednostki badawcze. MŚP w ramach działań RTD skupiają się na specyfikacji technicznej, testach i ocenie wyników projektu oraz etapów przygotowań do dalszego ich zastosowania.

b) **Działania demonstracyjne (DEMO)** są przewidziane w celu udowodnienia rentowności nowej technologii, która potencjalnie będzie rentowna, ale jeszcze nie może być bezpośrednio skomercjalizowana (np. badania prototypów). Jest to ostatni etap badawczy przed uruchomieniem produkcji.

c) **Inne działania (OTHER)** mają na celu tworzenie popytu na otrzymany produkt poprzez szkolenia i rozpowszechnianie wiedzy.

d) **Zarządzanie (MANAG)** – to stały element projektu, który tworzy odpowiednie ramy dla wszystkich elementów projektu oraz zapewnia regularną komunikację z Komisją.

6. Konsorcjum

Projekty tego typu wymagają uczestnictwa następujących grup:

a) **MŚP** – przynajmniej 3 niezależne MŚP, mające siedziby w trzech różnych krajach członkowskich lub stowarzyszonych.

b) **Jednostki badawcze** – przynajmniej 2 jednostki, które muszą być niezależne od innych uczestników i pochodzić z dowolnych krajów. Przez jednostki badawcze rozumiemy tutaj: uniwersytety, organizacje badawcze, przedsiębiorstwa przemysłowe (łącznie z MŚP) zajmujące się badaniami.

Dodatkowo w projekcie mogą uczestniczyć inne przedsiębiorstwa realizujące określone cele projektu. Muszą one jednak być niezależne od wszystkich innych uczestników.

Zalecane parametry projektu: typowe konsorcjum dla tego rodzaju projektów to 5-10 uczestników. Całościowy budżet zazwyczaj mieści się w granicach 0,5-1,5 mln euro, a czas trwania 1-2 lat.

Oczywiście projekt może wychodzić poza te ramy, ale wymagane jest wówczas przekonywujące dodatkowe uzasadnienie.

Jeden z członków konsorcjum realizuje zadania **koordynatora projektu**. Koordynacja projektu to zadanie trudne, wymagające wysokich kwalifikacji i doświadczenia. MŚP, uczestniczące w projekcie, mogą powierzyć to zadanie jednostce badawczej lub firmie specjalizującej się w zarządzaniu projektami, uczestniczącej w projekcie.

Koordynator realizuje następujące zadania:

- monitoruje wywiązywanie się uczestników ze swych zobowiązań,
- weryfikuje przystąpienie wszystkich uczestników do umowy o dofinansowanie,
- przyjmuje dofinansowanie z Komisji i rozdziela pomiędzy uczestników zgodnie z umową,
- zajmuje się obsługą księgową projektu i informuje Komisję o dystrybucji środków,
- pośredniczy w komunikacji pomiędzy uczestnikami konsorcjum a Komisją i regularnie składa raporty o stopniu zaangażowania realizowanego projektu.

Gdy projekt zostanie zatwierdzony do finansowania i zakończą się negocjacje, uczestnicy muszą złożyć podpisaną **umowę konsorcjalną**. Określa się w niej takie szczegóły, jak: wewnętrzna organizacja konsorcjum, zarządzanie finansowym wsparciem Komisji, zasady rozpowszechniania i korzystania z wyników projektu, zarządzanie prawami własności intelektualnej i sposoby rozwiązywania wewnętrznych sporów.

7. Zasady własności intelektualnej

Już na etapie wniosku projektowego konsorcjum musi określić jasne i adekwatne zasady własności intelektualnej (np. licencje, royalties) obowiązujące uczestników. Konsorcjum może oczywiście przyjąć zasady „domyślne" dla tego typu projektów – tzn. że wszelkie wyniki stają się własnością MŚP. Oczywiście mogą sporządzić inną umowę, jaką uważają za najkorzystniejszą. Na przykład mogą się umówić , że jednostki badawcze pozostają właścicielami wyników (lub ich części), a MŚP zdobywa tylko prawa do licencji. W zamian jednostka badawcza partycypuje w kosztach projektu.

8. Przygotowanie wniosku

Najpewniejszym sposobem właściwego przygotowania wniosku jest śledzenie dokumentów publikowanych przez Komisję na stronie CORDIS (http://cordis.europa.eu). Najważniejsze dokumenty to:

- Work programme (Program pracy),
- Guide for applicants (Wytyczne dla wnioskodawców),
- Guide to Intellectual Property Rules in FP7 (Wytyczne dotyczące zasad własności intelektualnej w PR7),
- Rules for the submission of proposals (Zasady składania wniosków projektowych).

Bardzo przydatne są również informacje publikowane na stronie Krajowego Punktu Kontaktowego, do którego można zwracać się o pomoc w każdej sprawie związanej z projektem.

Należy pamiętać, że Komisja przeszła już całkowicie na elektroniczne składanie wniosków – dlatego niezbędne jest dokładne poznanie systemu EPSS, za pośrednictwem którego opracowuje się, uzupełnia i składa wnioski projektowe.

9. Budżet projektu [1]

9.1. Krok I: Budżet dla MŚP

MŚP uczestniczące w projekcie naliczają koszty kwalifikowane w różnych działaniach realizowanych w ramach projektu. Opłata za usługi badawcze, zrealizowane przez jednostki badawcze, jest dla nich kosztem kwalifikowalnym (z wyłączeniem VAT).

Hipotetyczny budżet dla MŚP:

BUDŻET	MŚP1	MŚP2	MŚP3
RTD	**260000**	**395000**	**125000**
badania własne	45000	55000	20000
faktury od jbr	215000	340000	105000
DEMO	**10000**	**25000**	**0**
działania własne	10000	20000	0
faktury od jbr	0	5000	0
OTHER	**10000**	**5000**	**10000**
MANAGEMENT	**60000**	**5000**	**5000**
RAZEM	**340000**	**430000**	**140000**

9.2. Krok II: Budżet jednostek badawczych

Jednostki badawcze naliczają koszty kwalifikowane tylko w zarządzaniu i innych działaniach. Kosztami poniesionymi na badania i działania demonstracyjne w uzgodnionej wysokości zostaną obciążone bezpośrednio MŚP za pomocą faktur VAT. Pojawiają się w one budżecie MŚP jako ich koszt kwalifikowany.

BUDŻET	RTD1	RTD2
OTHER	0	30000
MANAGEMENT	5000	5000
RAZEM	5000	35000

Cena, jakiej żądają jednostki badawcze od MŚP za swe usługi badawcze w ramach projektu, również musi być dokładnie wyliczona, a kalkulacja przedstawiana jest we wniosku projektowym. Cena wynikać musi z kosztów osobowych, kosztów wykorzystania sprzętu, ewentualnych kosztów specjalistycznych obliczeń komputerowych i kosztów ogólnozakładowych.

9.3. Krok III: Budżet innych uczestników

W niektórych przypadkach MŚP wymagają udziału innych uczestników w konsorcjum – np. użytkowników końcowych. Oni również mogą wykazać koszty kwalifikowane w ramach różnych działań:

BUDŻET INNYCH UCZESTNIKÓW	OTH1
RTD	10000
DEMO	40000
OTHER	0
MANAGEMENT	0
RAZEM	50000

9.4. Krok IV: Całkowity budżet projektu

PART-NERZY	RTD	DEMO	MANA-GEMENT	OTHER	RAZEM
MSP1	260000	10000	60000	10000	340000
własne działania zlecenia	45000 215000	10000			
MSP2	395000	25000	5000	5000	430000
własne działania zlecenia	55000 34000	20000 5000			
MŚP3	125000	0	5000	10000	140000
własne działania zlecenia	20000 105000				
RTD1			5000	0	5000
RTD2			5000	30000	35000
OTH1	10000	40000	0	0	50000
RAZEM	790000	75000	80000	5 000	1000000

9.5. Krok V: Obliczenie poziomu dofinansowania projektu przez Komisję

Komisja przewiduje dofinansowanie, które pokrywa tylko część kosztów całkowitych (jest to jedna z głównych zasad Programów Ramowych – zasada współfinansowania), dlatego MŚP muszą pokryć część kosztów gotówką lub w naturze. Wkład Komisji opiera się na limitach dofinansowania poszczególnych rodzajów działań:

- działania RTD – do 50% kosztów kwalifikowanych (dla MŚP, jednostek niekomercyjnych oraz uczelni może wynosić do 75%),
- działania DEMO – do 50%,
- działania inne i zarządzanie – do 100%.

Partnerzy i koszty		RTD	DEMO	MANAG	OTHER	RAZEM	Maksymalne dofinansowanie
		50-70%	50%	100%	100%		
MŚP 1							
	własna działalność	45000	10000	60000	10000	340000	270000
	działalność zlecona	215000					
MŚP 2							
	własna działalność	55000	20000	5000	5000	430000	318750
	działalność zlecona	340000	5000				
MŚP 3	własna działalność	20000	0	5000	10000	140000	108750
	działalność zlecona	105000					
RTD 1				5000	0	5000	5000
RTD 2				5000	30000	35000	35000
OTH 1		10000	40000	0	0	50000	25000
RAZEM		790000	75000	80000	55000	1000000	**762500**

Najważniejsza zasada obliczania dofinansowania w tych projektach mówi, że „dofinansowanie projektu jest ograniczone do wysokości 110% kosztów badawczych zafakturowanych przez jednostki badawcze".

Teoretycznie, maksymalne dofinansowanie hipotetycznego projektu wyniesie 762500 euro, ale uwzględniając wyżej wymienioną zasadę dofinansowania należy wyliczyć sumę faktur netto wystawionych przez RTD, tj.:

215000 + 340000 + 105000 = 665000 euro,

a że maksymalne dofinansowanie nie może przekroczyć 110% sumy zleceń netto czyli:

110% x 665 000= **731500** euro,

czyli maksymalne dofinansowanie Komisji w przypadku tego projektu wyniesie 731500 euro, bo 731500 < 762500.

10. Rozdział dofinansowania

Znając już wysokość dofinansowania, członkowie konsorcjum muszą zdecydować, jak je rozdzielą między siebie.

Ważne jest, aby oddzielić sprawę zaangażowania kosztów poszczególnych konsorcjantów od rozdziału dofinansowania Komisji.

Wyłącznie od członków konsorcjum zależy jak rozdzielą dotację Komisji. Takie podejście umożliwia zachowanie właściwej równowagi pomiędzy wkładem do projektu a oczekiwanymi korzyściami.

Dla przykładu przedstawiono dwa możliwe scenariusze, ale należy pamiętać, że każde konsorcjum powinno znaleźć rozwiązanie dostosowane do indywidualnej sytuacji.

Ważne jest by pamiętać, że MŚP muszą uwzględnić opłacenie faktur wystawionych przez jednostki badawcze. Każdy uczestnik musi także zwrócić uwagę na to, by wszelkie transakcje dofinansowania były zgodne z obowiązującym prawem danego kraju.

10.1. Scenariusz 1

Jednostki badawcze otrzymują do- finansowanie na pokrycie kosztów zarządzania i innych kosztów, natomiast MŚP2 i MŚP 3 otrzymują dofinansowanie pozwalające na pokrycie faktur za badania.

Pozostałe dofinansowanie zostaje przekazane do MŚP 1 (koordynator projektu). Uczestnik dodatkowy OTH1 nie dostaje dofinansowania.

PARTNERZY	KOSZTY	DOFINAN-SOWANIE	WKŁAD WŁASNY
MŚP1	**340000**	**241500**	**98500**
zlecenia	2415000		
MŚP2	**430000**	**345000**	**85000**
zlecenia	345000		
MŚP3	**140000**	**105000**	**35000**
zlecenia	105000		
RTD1	**5000**	**5000**	**0**
RTD2	**35000**	**35000**	**0**
OTH1	**50000**	**0**	**50000**
	1000000	**731000**	

10.2. Scenariusz 2

Wszyscy uczestnicy otrzymują dofinansowanie zgodnie z udziałem w kosztach, za wyjątkiem uczestnika dodatkowego (OTH), który nie dostaje dofinansowania.

PART-NERZY	KOSZTY	DOFINAN-SOWANIE	WKŁAD WŁASNY (w naturze)	WKŁAD WŁASNY (w gotówce)
MŚP1	**340000**	**261800**	**78200**	**0**
zlecenia	2415000			
MŚP2	**430000**	**331100**	**98900**	**13900**
zlecenia	345000			
MŚP3	**140000**	**107800**	**32200**	**0**
zlecenia	105000			
RTD1	**5000**	**3850**	**1150**	**0**
RTD2	**35000**	**26950**	**8050**	**0**
OTH1	**50000**	**0**	**50000**	**0**
	1000000	**731000**		

11. Podsumowanie

Potencjalne korzyści dla przedsiębiorstw:

- Dofinansowanie 75% kosztów projektu.
- Firma wnosi do projektu wkład własny nie w formie gotówkowej a w formie robocizny, dostępu do materiałów, itp. Do kosztów projektu firma zalicza zarówno koszty bezpośrednie związane z wykonywaniem zadań merytorycznych, przewidzianych w projekcie, jak i koszty pośrednie (koszty administracji i zarządzania, wynajęcia lub amortyzacji budynków i aparatury, usług telekomunikacyjnych i pocztowych, wody, elektryczności, ogrzewania, ubezpieczenia, wyposażenia biurowego, zatrudnienia personelu administracyjnego itp.).
- W przypadku niepowodzenia projektu, firmy biorące w nim udział, nie są pociągane do odpowiedzialności finansowej, ani nie muszą zwracać pieniędzy otrzymanych od KE.
- Środki finansowe, uzyskane przez instytucję w ramach Programów Ramowych UE podlegają

zwolnieniu od podatku dochodowego od osób prawnych oraz od osób fizycznych.

- Natychmiastowy i nieograniczony dostęp do wyników badań.
- Możliwość zabezpieczenia prawnego wiedzy i technologii wnoszonej przez daną firmę do projektu, jak również opracowanej przez daną firmę w trakcie trwania projektu.
- Nawiązanie międzynarodowej współpracy i nowych kontaktów, wzrost prestiżu i konkurencyjności firmy.

Potencjalne korzyści dla jednostek badawczych:

- pozyskanie zleceń na badania od zupełnie nowych kontrahentów,
- możliwość przeprowadzania nowych rodzajów badań,
- finansowanie 100% kosztów badań,
- środki finansowe, uzyskane przez instytucję w ramach Programów Ramowych UE podlegają zwolnieniu od podatku dochodowego od osób prawnych oraz od osób fizycznych.

Literatura

1. Research for SMEs at a glance , European Commission, 2007.
2. Nowa definicja MŚP – poradnik dla użytkowników, Wspólnoty Europejskie, 2006.
3. Research for SMEs – Guide for applicants: Research for the benefits of specific groups, European Commission, 2007.
4. Work Programme 2007-2008: Capacities, "Research for the Benefit of SMEs" - European Commission C(2007)2464 of 14 June 2007.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2007 r.

Recenzent: dr inż. Antoni Kozieł

Czy wiesz, że...

...w pełni automatyczny kompleks strugowy firmy DBT pracuje z powodzeniem w chińskich kopalniach węgla zgrupowanych w Tiefa Coal Mining Group. Służy tam do pozyskiwania węgla z pokładów o grubości do 800 mm. Chińscy specjaliści uznali ten kompleks za najlepszy system do wydajnego i bezpiecznego wybierania pokładów bardzo cienkich. Ze strugiem współpracuje obudowa ścianowa wyposażona w najnowocześniejsze sterowanie elektrohydrauliczne typu PMC®. Dzięki zastosowaniu kompleksu strugowego możliwa jest efektywna eksploatacja wielu pokładów uznawanych dotychczas za nieopłacalne.

Bergbau 2007 nr 6 s. 268

Monografie

Marek Jaszczuk, Jan Kania: **Warunki skutecznego i efektywnego wybierania pokładów węgla systemem ścianowym.** Prace Naukowe – Monografie CMG KOMAG nr 17, Gliwice 2007

Zachęcamy do lektury kolejnej książki, która ukazała się w ramach serii wydawniczej Prace Naukowe – Monografie CMG KOMAG. Autorzy tej niezwykle interesującej pracy przybliżają czytelnikom trudne i ważne zagadnienia dotyczące warunków skutecznego i efektywnego wybierania węgla systemem ścianowym.

Monografia składa się pięciu głównych części oraz wstępu i podsumowania.

Na szczególną uwagę zasługuje fakt zaproponowania przez Autorów całkowicie nowego ujęcia problematyki wysokiej koncentracji, będącej podstawowym miernikiem poziomu technicznego kopalń. Po raz pierwszy wysoka koncentracja produkcji została przedstawiona w rozumieniu wydobycia dobowego, przy którym osiąga się równowagę kosztów pozyskania węgla i przychodów z jego sprzedaży z równoczesnym uwzględnieniem konkretnych warunków górniczo-geologicznych, techniczno-organizacyjnych i ekonomiczno-finansowych, dotyczących danego przodka ścianowego. Należy z naciskiem podkreślić, że dotychczas wielkość wydobycia dobowego ze ściany była wyznaczana w oparciu o analizę wyników produkcyjnych całego polskiego górnictwa węglowego lub na podstawie trendów w górnictwie światowym. Autorzy uzasadniają, że ze względu na różne warunki eksploatacji oraz całokształt uzależnień ekonomicznych, podejście dotychczasowe jest sztuczne i nie ma racjonalnego uzasadnienia.

O nowatorskim podejściu do omawianej tematyki świadczy również to, iż Autorzy wykorzystali w analizie pomijany dotąd czynnik czasu. Dzięki temu przy podziale kosztów uwzględniono dwa kryteria:

- zależność składnika kosztów od wielkości produkcji,
- zależność składnika kosztów od czasu eksploatacji pola ścianowego.

W odróżnieniu od dotychczas stosowanego podziału ogółu kosztów na stałe i zmienne zaproponowano, zgodnie z dwoma kryteriami wymienionymi powyżej, odmienne podejście, obejmujące analizą kosztów także etap przygotowania pola do eksploatacji. W wyniku tego Autorzy uzyskali trzy kategorie kosztów:

- koszty bezwzględnie stałe,
- koszty względnie stałe,
- koszty zmienne.

W tabelach przedstawiono sposoby wyznaczania składników kosztów pozyskania węgla oraz sposób ich podziału.

W opracowanym modelu ekonomicznym uwzględniono jak największą liczbę czynników, które pobudzają lub ograniczają wzrost wydobycia. Wyznaczono progi rentowności i siłę oddziaływania poszczególnych czynników wpływu na zmianę wysokiej koncentracji wydobycia. Ponadto obliczono wymagane wydobycie dobowe, uwzględniając założony zysk, a także biorąc pod uwagę okresowe obniżenie wydobycia.

Kończąc pracę Autorzy stwierdzają, że uzyskanie w ścianie wysokiej koncentracji wydobycia jest uzależnione od splotu wielu czynników natury techniczno-organizacyjnej i ekonomicznej. Natomiast poszczególne składniki kosztu pozyskania węgla z danej ściany oraz jego cena zbytu w powiązaniu z zasobami pola ścianowego określają taką wartość wydobycia dobowego, przy której uzyskuje się równowagę kosztów. Według Autorów wielkość koncentracji wydobycia powinna być wyznaczana indywidualnie dla każdego przodka ścianowego.

Prezentowana książka zadowoli z pewnością nawet bardzo wymagających czytelników, oczekujących praktycznego ujęcia i szczegółowego wyjaśnienia zasad rządzących skutecznym i efektywnym wybieraniem ścianowym pokładów węgla, zapewniającym właściwe funkcjonowanie i utrzymanie konkurencyjności polskiego górnictwa na rynku krajowym i europejskim.

Monografię wzbogaca obszerny wykaz aktualnej literatury i staranna szata graficzna.

Aleksander Lutyński, Mariusz Osoba: **Wpływ charakterystyki pulsacji wody w wodnych osadzarkach pulsacyjnych na proces pozyskiwania wybranych produktów mineralnych.** Prace Naukowe – Monografie CMG KOMAG nr 18, Gliwice 2007

Nakładem CMG KOMAG ukazała się osiemnasta już monografia. Zachęcamy do zapoznania się z tą ciekawą książką, przedstawiającą wodne osadzarki pulsacyjne, a przede wszystkim wpływ charakterystyki pulsacji wody na proces pozyskiwania wybranych produktów mineralnych.

Pracę podzielono na dziewięć rozdziałów, z których pierwszy stanowi wprowadzenie w tematykę, natomiast ostatni jest podsumowaniem zawierającym wnioski końcowe.

Monografię rozpoczyna przedstawienie stanu techniki w zakresie wodnych osadzarek pulsacyjnych.

Autorzy zaznaczyli, że w ujęciu historycznym konstrukcja osadzarki przeszła istotne przeobrażenie i opisali rozwój tych maszyn w ciągu ostatnich kilkudziesięciu lat. Omówili szereg zmian wprowadzonych zwłaszcza w konstrukcji zaworów pulsacyjnych oraz w systemie sterowania osadzarką, które znacząco przyczyniły się do podniesienia osiąganych wydajności i jakości procesu wzbogacania węgla w tych urządzeniach.

Wiele miejsca w publikacji poświęcono przedstawieniu korzyści z zastosowania komputerowego systemu sterowania wraz z elektropneumatycznie sterowanymi zaworami pulsacyjnymi. Sterowanie komputerowe pozwala na kształtowanie charakterystyki pulsacji wody w osadzarce w dowolnie dobranym cyklu, a elektrohydrauliczne sterowanie zespołem odbioru produktów ciężkich umożliwia automatyczną kontrolę tego odbioru oraz kontrolę rozluzowania łoża.

Autorzy z naciskiem podkreślają, że stałe doskonalenie konstrukcji wodnych osadzarek pulsacyjnych oraz poszukiwanie dla nich nowych obszarów zastosowań wymaga ciągłego prowadzenia badań, zarówno w laboratoriach, jak i w obiektach przemysłowych.

Kolejne rozdziały posłużyły Autorom do omówienia przebiegu badań technologicznych oraz do opisu stanowisk badawczych. Zwrócono uwagę, że dla potrzeb wykonywanej pracy zmodernizowano istniejące w CMG KOMAG stanowisko do badań nad identyfikacją procesów zachodzących w osadzarkach pulsacyjnych. Szczegółowo opisano budowę i parametry techniczne tego stanowiska.

Przedstawiono także przemysłowe stanowisko badawcze osadzarki pulsacyjnej do pozyskiwania żwiru i piasku oraz wyjaśniono zasadę działania osadzarki pulsacyjnej do otrzymywania tych kruszyw. Omówiono przebieg rozdziału nadawy żwirowo-piaskowej o granulacji 32-2(0) mm na dwa produkty oraz wydzielania zanieczyszczeń mineralnych i organicznych z pozyskiwanych kruszyw. Podkreślono jednocześnie, że prawidłową pracę osadzarki zapewnia system elektronicznej regulacji umożliwiający sterowanie charakterystyką pulsacji wody i odbiorem oczyszczonego żwiru. Wydajność nominalna osadzarki wynosiła 80-100 t/h.

Znaczącym osiągnięciem jest zastosowanie innowacyjnego systemu sterowania (SES), wykorzystującego napęd elektropneumatyczny. Zawór pulsacyjny specjalnej konstrukcji (w osadzarkach typu KOMAG) pozwala na dowolne kształtowanie charakterystyki pulsacji wody w zależności od parametrów technologicznych nadawy. Steruje ponadto odbiorem żwiru za pomocą impulsów elektrycznych podawanych przez czujnik pływakowy.

W kończących książkę wnioskach Autorzy przedstawiają niewątpliwą konkluzję badań stwierdzając, że „przedstawione w pracy wytyczne projektowania wodnych osadzarek pulsacyjnych do pozyskiwania produktów mineralnych systematyzują i wzbogacają proces projektowania urządzeń, które można uznać jako niezwykle ważne dla podstawowych resortów gospodarki narodowej".

Atutem monografii jest również bogata bibliografia, zawierająca szereg wartościowych publikacji Autorów.

Zdzisław Kłeczek, Andrzej Zorychta, Dariusz Chlebowski, Włodzimierz Etryk, Adam Krzyżowski: **Wpływ zaszłości eksploatacyjnych i zaburzeń tektonicznych na możliwość wystąpienia tąpnięcia.** Prace Naukowe – Monografie CMG KOMAG nr 19, Gliwice 2007

Pozyskiwanie węgla z kopalń GZW odbywa się w coraz trudniejszych i bardziej skomplikowanych warunkach. Zagrożenia metanowe, pożarowe, a także restrykcyjne wymagania dotyczące ochrony obiektów na powierzchni i pod ziemią doprowadziły do tego, że zakłady górnicze często prowadzą eksploatację w strefach bezpośredniego oddziaływania różnych zaszłości, takich jak: krawędzie, resztki, zroby i filary. Często wybieranie węgla przebiega w sąsiedztwie zaburzeń uskokowych i w rejonach o silnym zaangażowaniu tektonicznym. Sytuacja taka prowadzi do intensyfikacji poziomu zagrożenia zjawiskami geodynamicznymi, czego przykładem jest samoistne tąpnięcie w KWK „Pokój" w dniu 27 lipca 2006 r.

W serii wydawniczej „Prace Naukowe – Monografie" ukazała się najnowsza książka, której celem jest ustalenie realnych przyczyn zaistniałego wstrząsu górotworu oraz okoliczności związanego z nim tąpnięcia w dowierzchni 4. Autorzy pracy, składającej się z siedmiu rozdziałów, podjęli się próby wyjaśnienia dwóch kwestii:

- czy stosowane metody monitoringu pozwalały na predykcję wysokoenergetycznego wstrząsu, jeśli nie – to dlaczego,
- czy zastosowana w ścianie 222 profilaktyka długofalowa oraz doraźna były adekwatne do prognozowanego stanu zagrożenia tąpaniami.

Stosując metodę modelowania matematycznego przeprowadzono wielowariantowe symulacje numeryczne. Ich rezultaty dały Autorom podstawę do sformułowania następującej tezy: „wysokoenergetyczny wstrząs o energii sejsmicznej $9 \cdot 10^7$ J mógł być skutkiem procesu zniszczenia w silnie zdeformowanych warstwach piaskowca, zalegających nad pokładem 502".

Dokonano także oceny możliwości uaktywnienia się uskoku zachodniego o zrzucie 2,5 – 7,5 m. Po przeprowadzeniu szeregu analiz opisano genezę tąpnięcia.

W ramach podjętych obliczeń sprawdzano kształtowanie się zmienności odpowiednio zdefiniowanych wskaźników (wytężenia, gęstości energii odkształceń sprężystych, gęstości energii rozproszonej, intensywności uwalniania energii), rezultaty zaś ilustrowano graficznie w postaci wykresów lub przestrzennych map warstwicowych. Obserwacje prowadzone były na poziomie pokładu 502 oraz warstwy wstrząsogennej. Autorzy uwzględnili trzy sytuacje ruchowe charakteryzujące: stan robót w czasie zatwierdzania projektu technicznego dla ściany 222, w dniu wystąpienia tąpnięcia i w trakcie wybierania ściany 418a w pokładzie 504.

Syntetyczna dyskusja uzyskanych wyników pozwoliła Autorom na sformułowanie szeregu istotnych wniosków dotyczących wpływu zaszłości eksploatacyjnych i zaburzeń tektonicznych na całokształt oddziaływań geomechanicznych towarzyszących eksploatacji pokładu 502 w parceli ściany 222.

Konkluzję pracy stanowi przedstawienie autorskiego poglądu na temat genezy tąpnięcia w KWK „Pokój" z dnia 27 lipca 2006 r. Autorzy wypracowali ponadto zespół postulatów zmierzających do ograniczenia ryzyka występowania lub minimalizacji skutków takich zdarzeń w przyszłości. Dokonano oceny zastosowanej profilaktyki tąpaniowej, zarówno długofalowej, jak i doraźnej oraz odniesiono się do problematyki potencjalnych możliwości predykcji zaistniałego wstrząsu wysokoenergetycznego.

Z uznaniem należy stwierdzić, że cel pracy został osiągnięty.

Opracowała: mgr Mariola Podgórska

Czy wiesz, że...

...kanadyjska firma Hillsborough Resources – zajmująca się wydobyciem węgla energetycznego – ogłosiła, że według najnowszych badań jej rezerwy surowcowe wzrosły do 80,1 mln ton. Dotyczy to okręgu Wapiti w Kolumbii Brytyjskiej. W raporcie z pierwszego kwartału 2007 roku poinformowano o możliwości zwiększenia eksportu węgla i nawiązaniu kontaktów handlowych z potencjalnymi odbiorcami. Zaplanowano również dostarczanie węgla do nowo powstałej elektrowni. Projekt został jednak tymczasowo wstrzymany z powodu wprowadzenia nowych przepisów związanych z ochroną środowiska. We współpracy z firmami Peace River Coal, Anglo Coal Canada i Northern Energy and Mining podjęto się rozbudowy infrastruktury transportu kolejowego i drogowego oraz linii przesyłowych energii elektrycznej. Przewidywane są dalsze prace poszukiwawcze i uruchomienie wydobycia do 2009 roku.

World Coal 2007 nr 7 s. 5