

Wykorzystanie wyników pomiarów przemieszczenia głowicy generatora obciążenia dynamicznego do weryfikacji modelu MES stojaka

Streszczenie

Przedstawiono metodę weryfikacji modelu MES stojaka hydraulicznego na podstawie wyników pomiarów wykonanych na stanowisku, w którym obciążenie dynamiczne stojaka wywoływane jest metodą wybuchową. Wyniki pomiarów przemieszczenia głowicy generatora obciążenia dynamicznego wykorzystano do zdefiniowania wymuszenia kinematycznego modelu stojaka hydraulicznego – zgodnego z wymuszeniem kinematycznym, jakiego doznaje stojak hydrauliczny podczas badań stanowiskowych. Uzyskano zadowalającą zgodność wyników pomiarów z wynikami symulacji komputerowej przebiegów czasowych ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka.

Summary

Method for verification of FEM model of hydraulic leg was presented on the basis of measurements taken on a testing facility, where leg dynamic load is realized by explosive method. Results of measurements of dynamic load generator head dislocations were used to define kinematic extortion of the hydraulic leg model – conform with kinematic extortion which hydraulic leg is exposed to during stand tests. Satisfactory conformity of measurement results with the results of computer simulation of time process of under-piston pressure was obtained.

1. Wprowadzenie

Opracowanie nowych metod zabezpieczenia stojaków hydraulicznych przed skutkami nadmiernego obciążenia dynamicznego – istotne ze względu na rosnący udział wydobywania węgla z pokładów zagrożonych tapaniami [6, 7] oraz dużą liczbę uszkodzeń stojaków hydraulicznych [5] – wiąże się z koniecznością zastosowania modelowania matematycznego zjawiska oddziaływania obciążenia dynamicznego na złożone układy mechaniczne. Czas i koszt opracowania prototypu urządzenia zabezpieczającego stojak przed uszkodzeniem spowodowanym działaniem obciążenia dynamicznego, można bowiem zredukować stosując symulacje komputerowe działania obciążenia dynamicznego na model stojaka. Są one użyteczne, zarówno na etapie projektowania urządzenia, jak również, podczas badań prototypu. Dzięki wynikom analiz numerycznych istnieje możliwość ograniczenia zakresu kosztownych badań stanowiskowych do niezbędnego minimum, wynikającego z obowiązujących przepisów.

Aktualnie najbardziej wiarygodną metodą modelowania działania obciążenia dynamicznego na złożone układy mechaniczne jest metoda elementów skończonych (MES) [4]. Spośród wielu dostępnych obecnie programów komputerowych dedykowanych do rozwiązywania tych zagadnień, w CMG KOMAG stosowany jest program MSC.Dytran.

Podstawowym warunkiem, determinującym skuteczne stosowanie modelu MES w procesie projektowa-

nia urządzenia, jest weryfikacja modelu, polegająca na ocenie zgodności parametrów charakteryzujących model z wyznaczonymi doświadczalnie parametrami obiektu rzeczywistego.

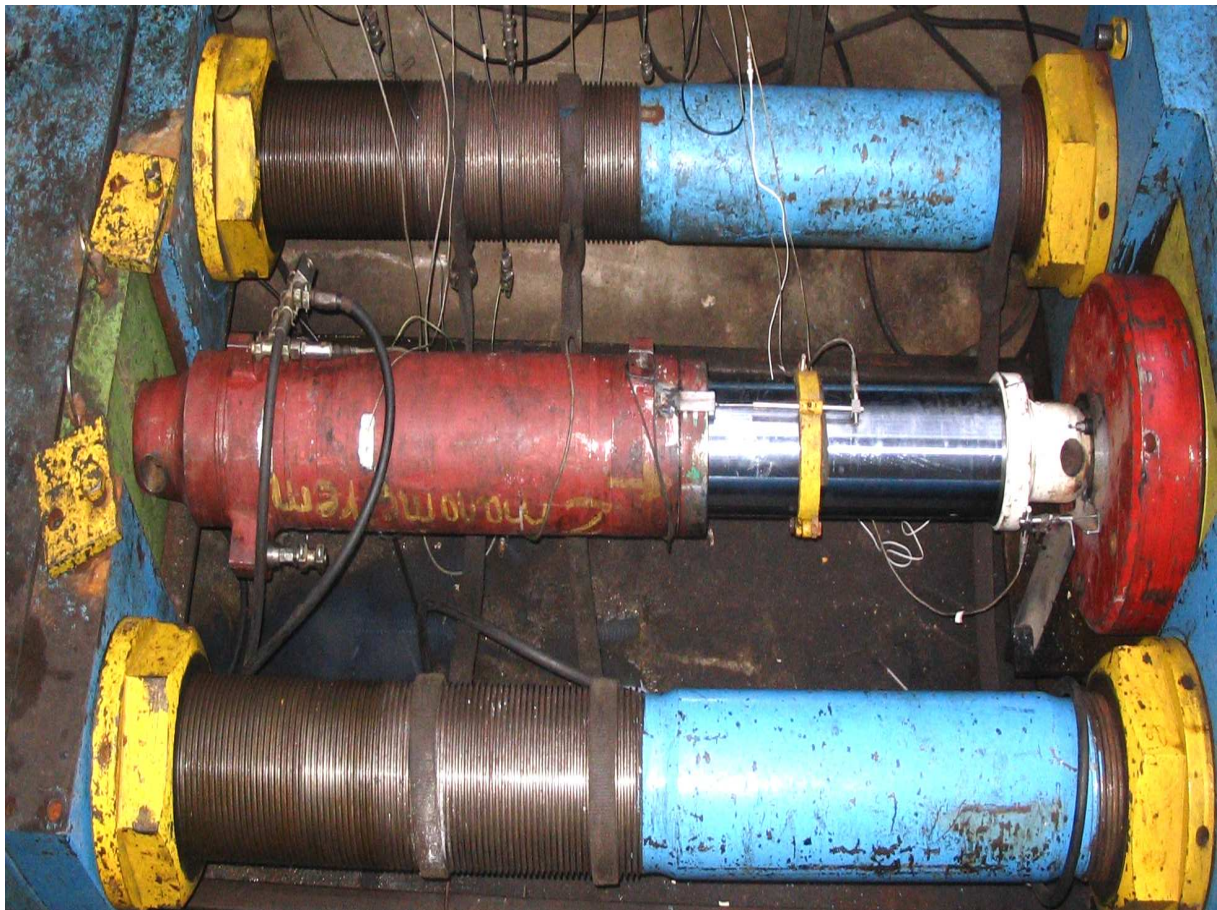
W przypadku weryfikacji modelu MES stojaka hydraulicznego poddanemu obciążeniu dynamicznemu zasadniczą trudność polega na ustaleniu parametrów charakteryzujących przebieg czasowy obciążenia zewnętrznego modelu, gdyż w trakcie badań stanowiskowych, niezależnie od metody generowania obciążenia dynamicznego, parametry te nie są wyznaczane.

Poniżej, po krótkim omówieniu metody generowania obciążenia dynamicznego poprzez spalanie materiału wybuchowego, przedstawiono propozycję wykorzystania pomiaru przemieszczenia tłoka generatora obciążenia dynamicznego do modelowania obciążenia zewnętrznego stojaka. Wyniki pomiarów przemieszczenia tłoka generatora oraz przebiegów czasowych ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka wykorzystano do weryfikacji modelu MES stojaka, opracowanego w CMG KOMAG [9].

2. Badania stanowiskowe

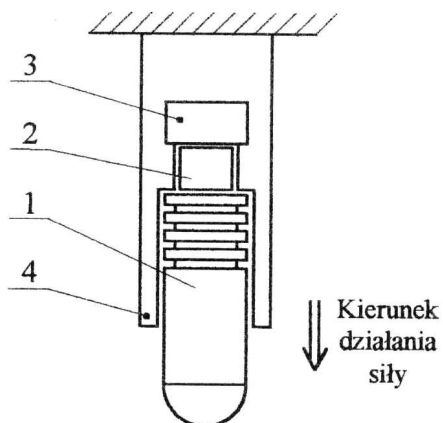
W CMG KOMAG prowadzone są badania stojaków hydraulicznych i zaworów upustowych na stanowisku z generatorem obciążenia dynamicznego (rys. 1).

Wymuszenie dynamiczne wywołane jest metodą wybuchową, w której do generowania obciążenia wy-



Rys.1. Widok stojaka w stanowisku badawczym

korzysta się energię pochodzącą ze spalania materiału wybuchowego typu miotającego. Schemat generatora obciążenia dynamicznego przedstawiono na rysunku 2. Jest to układ tłoka (1) i cylindra (4) z komorą ładunkową (2), w której umieszcza się ładunki prochowe w łuskach. Zamknięcia komory ładunkowej dokonuje się za pomocą zamka artyleryjskiego (3). Ciśnienie gazu powstałego w wyniku spalania materiału wybuchowego działa na tłok (1), który obciąża dynamicznie badany stojak [8].



Rys.2. Schemat generatora obciążenia dynamicznego stojaków w CMG KOMAG [8]

Wartość potrzebnej siły reguluje się gęstością ładowania komory generatora, natomiast czas narastania oraz czas trwania obciążenia, odpowiednim rodzajem i granulacją materiału wybuchowego. Parametry te, charakteryzujące zastosowany ładunek materiału wybuchowego, są ustalane doświadczalnie na podstawie obserwacji skutków działania obciążenia dynamicznego na stojak – zmian ciśnienia w stojaku. Takie podejście, wystarczające dla potrzeb badań atestacyjnych sprawia, że przebieg czasowy obciążenia zewnętrznego stojaka nie jest znany. Teoretyczne wyznaczenie przebiegu obciążenia dynamicznego stojaka, korzystając ze znanych modeli spalania materiału wybuchowego nie jest możliwe ze względu na konieczność przyjęcia szeregu założeń upraszczających dotyczących sztywności i szczelności komory oraz czynników wpływających na rozkład ciśnienia gazu w komorze. Z kolei zamontowanie czujnika siły pomiędzy generatorem obciążenia dynamicznego a głowicą stojaka zwiększa niebezpieczeństwo wywołania nieosiowego obciążenia stojaka, co może skutkować uszkodzeniem czujnika siły, a w skrajnych przypadkach zniszczeniem elementów stanowiska.

W związku z powyższym opracowano propozycję pośredniego określania obciążenia zewnętrznego stojaka poprzez pomiar przemieszczenia tłoka generatora

obciążenia dynamicznego. Pomiary te umożliwiają przyjęcie obciążenia dynamicznego modelu stojaka hydraulicznego poprzez zdefiniowanie wymuszenia kinematycznego ruchu modelu tłoka generatora.

Badania stanowiskowe dla weryfikacji modelu MES stojaka hydraulicznego wykonano na stanowisku przedstawionym na rysunku 1. Obiektem badań był stojak hydrauliczny \varnothing 200 mm o konstrukcji bazującej na często występujących w kopalniach stojakach sekcji obudowy typu FAZOS-12/28-Oz. Stojak ten rozparto w stanowisku (rdzennik wysunięty na długość 650 mm) pomiędzy trawersą stanowiska a tlokiem generatora obciążenia dynamicznego, wywołując obciążenie statyczne charakteryzowane przez ciśnienie w przestrzeni podtłokowej, wynoszące w kolejnych seriach badań odpowiednio 24 MPa i 35 MPa. Celem badań stanowiskowych był pomiar ciśnienia cieczy w przestrzeni podtłokowej stojaka hydraulicznego oraz pomiar przemieszczenia tłoka generatora obciążenia dynamicznego przy przeciążeniu dynamicznym wynoszącym od 1,7÷2,5-krotności ciśnienia statycznego.

Badania rozpoczęto od spalania małej masy materiału wybuchowego (MW), a następnie stopniowo ją

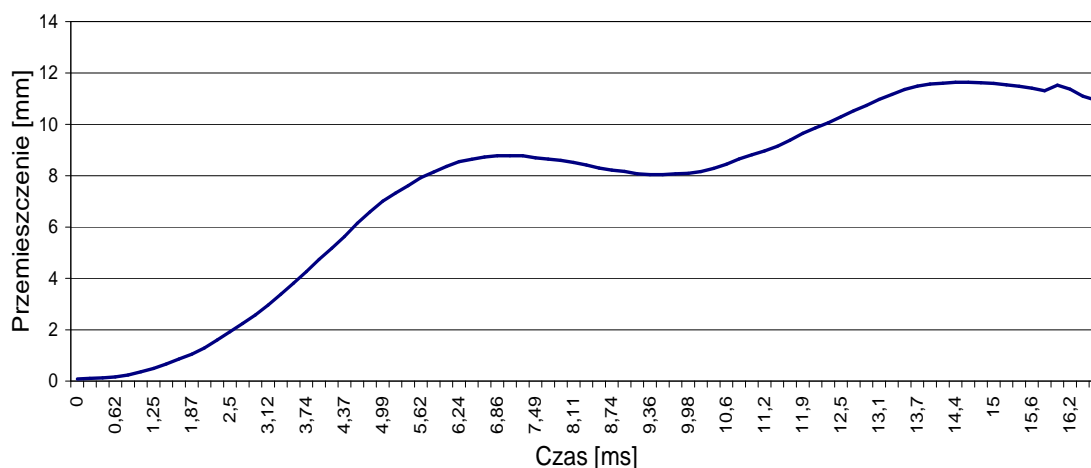
zwiększano aż do osiągnięcia wymaganego przyrostu ciśnienia cieczy w stojaku. Po ustaleniu MW, którego spalanie wywołuje założony przyrost ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka, wykonano po trzy próby w obu seriach badań.

W trakcie prób mierzono:

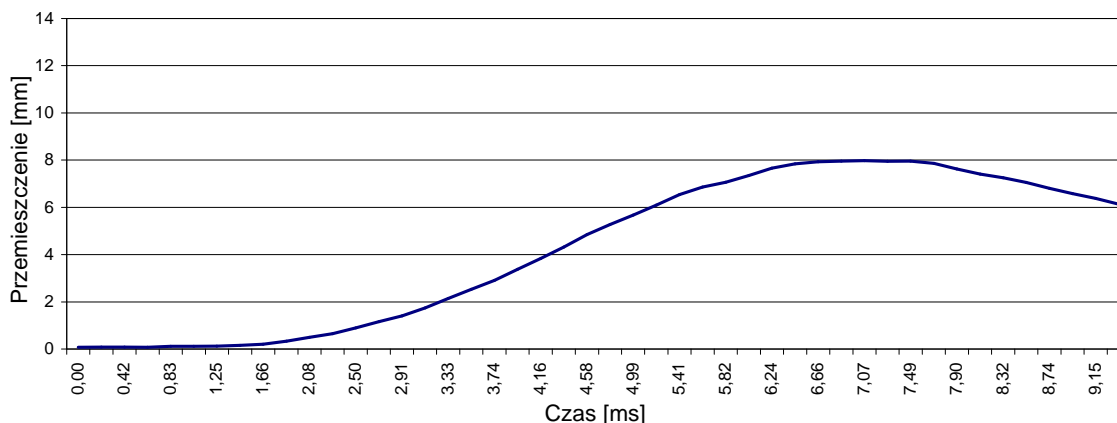
- ciśnienie cieczy w przyłączy do zasilania przestrzeni podtłokowej stojaka – za pomocą tensometrycznego przetwornika ciśnienia,
- przemieszczenia tłoka generatora obciążenia dynamicznego oraz rdzennika względem spodnika – za pomocą czujnika indukcyjnego.

Podczas obu serii badań laboratoryjnych rejestrowano przemieszczenie tłoka generatora obciążenia dynamicznego. Założono, że w trakcie działania obciążenia dynamicznego tłok generatora nie odrywa się od głowicy stojaka. Tak więc zmierzone przemieszczenie równe jest zsuwowi badanego stojaka.

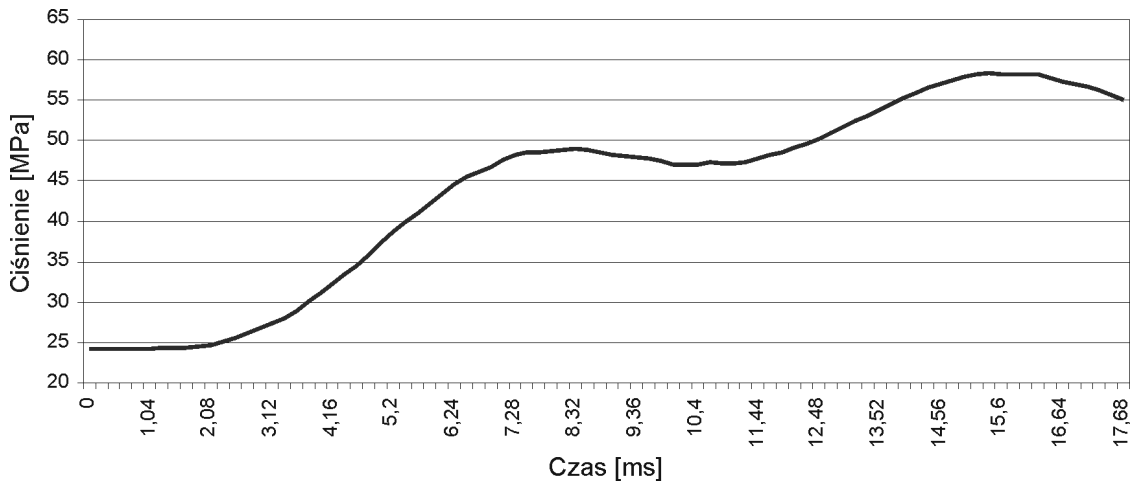
Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach 3 do 6. Ze względu na stwierdzoną dużą powtarzalność wyników przedstawiono wyniki jednej próby z każdej serii.



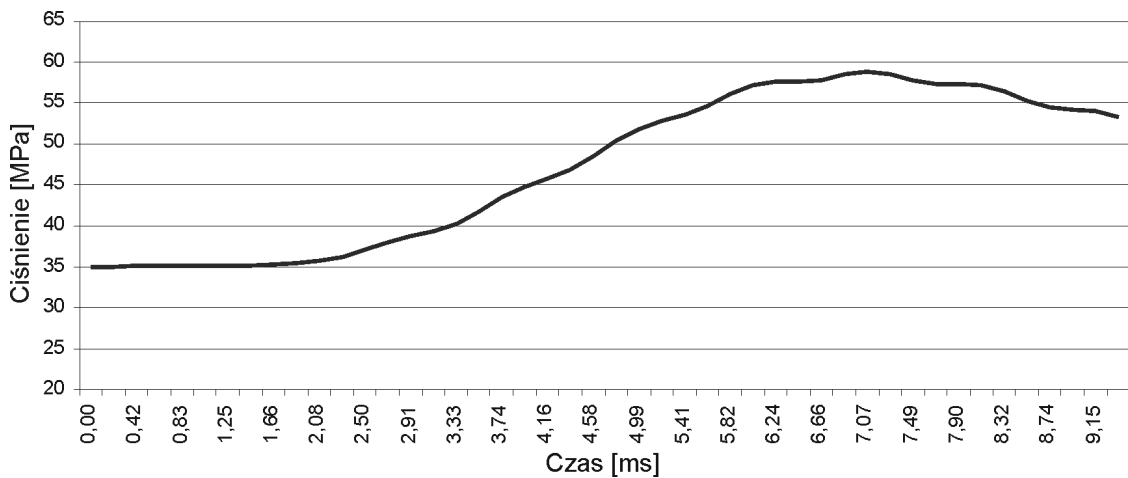
Rys.3. Seria 1 (ciśnienie nominalne cieczy 24 MPa) – przebieg czasowy przemieszczenia tłoka generatora



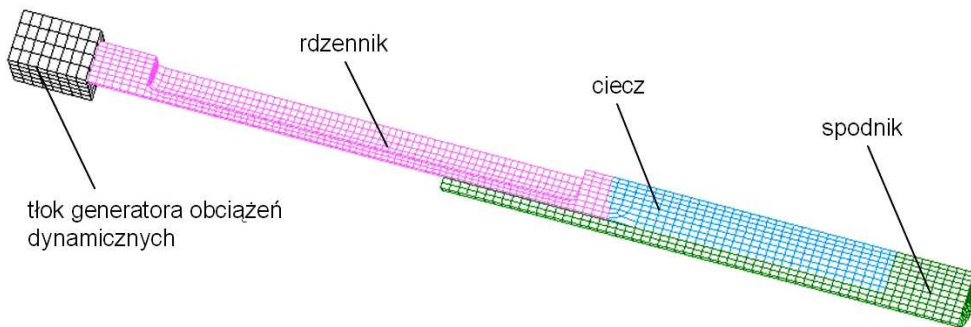
Rys.4. Seria 2 (ciśnienie nominalne cieczy 35 MPa) – przebieg czasowy przemieszczenia tłoka generatora



Rys.5. Seria 1 (ciśnienie nominalne cieczy 24 MPa) – przebieg czasowy ciśnienia cieczy



Rys.6. Seria 2 (ciśnienie nominalne cieczy 35 MPa) – przebieg czasowy ciśnienia cieczy



Rys.7. Schemat analizowanego układu

Przebiegi czasowe ciśnienia cieczy hydraulicznej w stojaku obciążonym siłą dynamiczną uzyskane podczas badań laboratoryjnych (rys. 5 i 6), posłużyły do weryfikacji doświadczalnej modelu MES stojaka hydraulicznego.

3. Testy numeryczne

W stojakach hydraulicznych obciążenie zewnętrzne przenoszone jest przez rury stalowe i przez ciecz zamkniętą w przestrzeni podtłokowej. Symulacja działania

takiego układu w przypadku obciążenia dynamicznego wymaga odwzorowania w modelu numerycznym obu rodzajów ciał – schemat analizowanego układu przedstawiono na rysunku 7.

Do odwzorowania podzespołów stalowych (rdzennik i spodnik stojaka) wykorzystano metodę elementów skończonych (MES). Podzespoły te podzielono na jednorodne elementy skończone przy użyciu elementów brylowych typu CHEXA oraz przypisano im model materiałowy o następujących właściwościach: moduł Younga $E = 2E + 11 \text{ Pa}$, gęstość $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$,

współczynnik Poissona $\nu = 0,3$ oraz granica plastyczności $\text{Re} = 7,8\text{E} + 8 \text{ Pa}$.

Przepływ cieczy opisany został metodą Eulera, tzn. określona jest pewna przestrzeń, w której śledzony jest ruch i stan materiału w niej zawartego. Program oblicza parametry stanu, takie jak: ciśnienie, masa, pęd, energia wewnętrzna materiału zawartego w komórce oraz siły działające na materiał w niej zawarty i wynikające stąd zmiany pędu [1]. Ciecz, wypełniająca przestrzeń podłokową stojaka, zamodelowana została przy użyciu elementów typu CHEXA. Elementom tym przypisano następujące właściwości materiałowe (płynu): gęstość $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ oraz moduł sprężystości objętościowej $a_1 = 2,2\text{E} + 9 \text{ Pa}$.

Przenoszone przez elementy skończone siły nie działają bezpośrednio na materiał zawarty w komórkach przestrzeni „Eulera”. Sprzężenie modelu ciała stałego z modelem cieczy polega na wprowadzeniu dodatkowego obiektu (powierzchni sprzężenia zwanych skórą, zamodelowanych powłokowymi elementami skończonymi typu *CQUAD4*) wykorzystującego w obu przypadkach mechanizm wprowadzania warunków brzegowych. Powierzchnia sprzężenia pozwala na przenoszenie parcia działającego na skutek sąsiedztwa z cieczą na węzły elementów skończonych. Powierzchnia ta również stanowi granicę dla cieczy, a jej przemieszczenie powoduje zmianę położenia brzegu cieczy i wymusza jej przepływ. Dzięki temu możliwe jest odwzorowanie przepływu cieczy w cylindrze stojaka, którego ścianki przemieszczają się czy deformują [1]. Sposób definiowania powierzchni sprzężenia pomiędzy cieczą a ciałem stałym przedstawiono na rysunku 8.

Modelując działanie obciążenia dynamicznego na stojak hydrauliczny zabudowany w sekcji rozpartej w wyrobisku należy uwzględnić nie tylko zewnętrzne obciążenie dynamiczne, lecz również wstępne statyczne obciążenie stojaka. Przyjęto, że początkowo

w przestrzeni podłokowej stojaka panuje ciśnienie statyczne, wynoszące w pierwszym teście 24 MPa natomiast w drugim 35 MPa. W omawianym zadaniu ciśnienie nominalne medium roboczego wprowadzone zostało do analizy numerycznej poprzez zdefiniowanie początkowej gęstości cieczy ρ_0 . Do obliczenia wartości ρ_0 służy równanie równowagi *EOSPOL* będące wielomianową funkcją gęstości. W przypadku ściskania (cieczy) przyjmuje ono postać [10-13]:

$$p = a_1 \cdot m, \text{ Pa} \quad (1)$$

gdzie: $m = \frac{\rho_0}{\rho} - 1$

p – ciśnienie cieczy, Pa,

ρ – gęstość cieczy, kg/m^3 ,

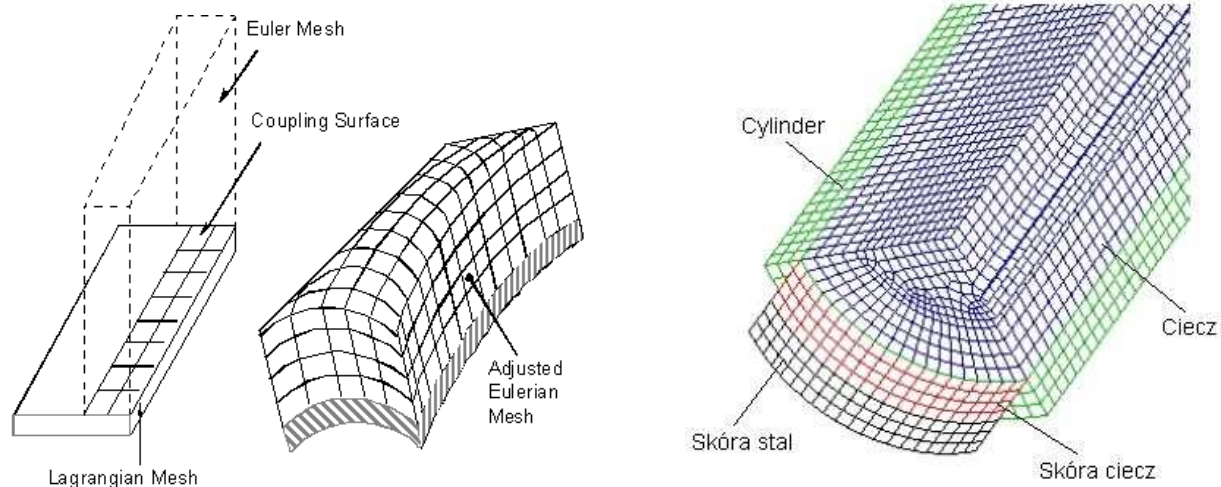
ρ_0 – poszukiwana gęstość cieczy, kg/m^3 ,

a_1 – moduł sprężystości objętościowej, Pa.

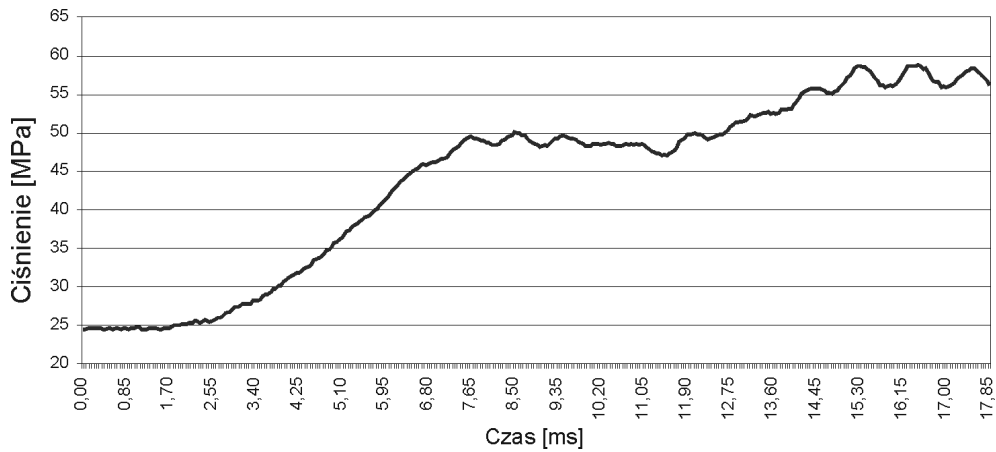
W obu zadaniach numerycznych zewnętrzne obciążenie dynamiczne działające na model stojaka zdefiniowano w postaci poruszającego się, ze ściśle określoną prędkością, modelu tłoka generatora. Prędkość tą obliczono na podstawie przebiegów czasowych przemieszczenia tłoka generatora obciążenia dynamicznego zarejestrowanych podczas badań stanowiskowych (rys. 3 i 4). Oba przebiegi (seria badań nr 1 i 2) podzielono na przedziały czasowe, dla których obliczono średnie prędkości definiujące w analizie numerycznej ruch tłoka obciążającego badany model.

Wyniki obu testów numerycznych, w postaci przebiegów czasowych ciśnienia cieczy w stojaku przedstawiono na rysunkach 9 i 10.

Podczas obliczeń zapisywane były również wartości przemieszczenia rdzennika względem spodka – zsuwu stojaka. Przebiegi czasowe zsuwu stojaka przedstawiono na rysunkach 11 i 12.



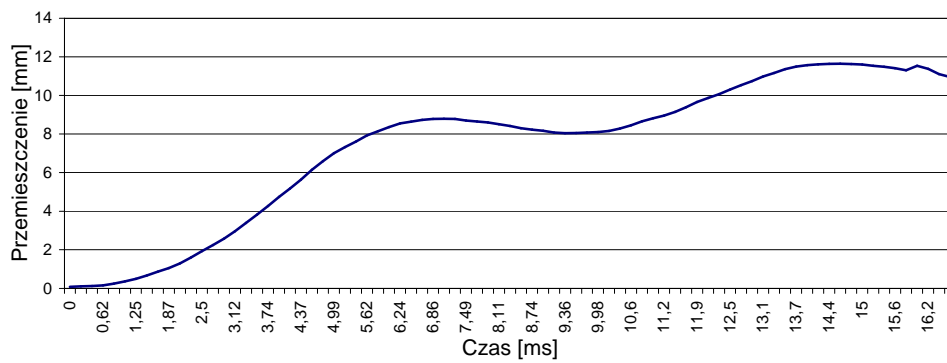
Rys.8. Definiowanie powierzchni sprzężenia pomiędzy cieczą a ciałami stałymi [2, 9-12]



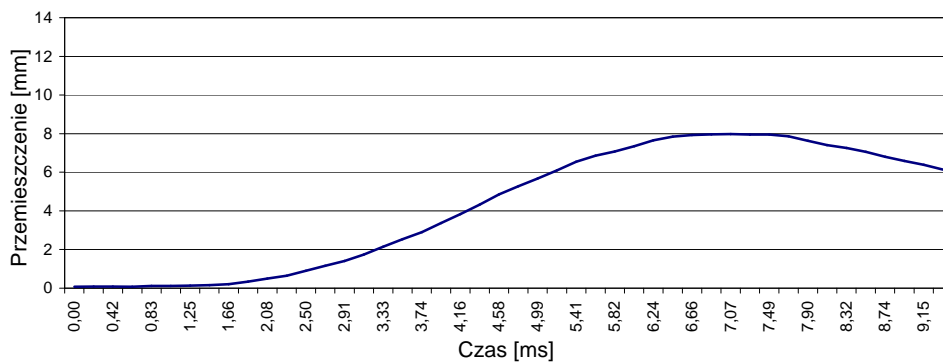
Rys.9. Test 1 (ciśnienie nominalne cieczy 24 MPa) – przebieg czasowy ciśnienia cieczy



Rys.10. Test 2 (ciśnienie nominalne cieczy 35 MPa) – przebieg czasowy ciśnienia cieczy



Rys.11. Test 1 (ciśnienie nominalne cieczy 24 MPa) – przebieg czasowy zsuwu stojaka



Rys.12. Test 2 (ciśnienie nominalne cieczy 35 MPa) – przebieg czasowy zsuwu stojaka

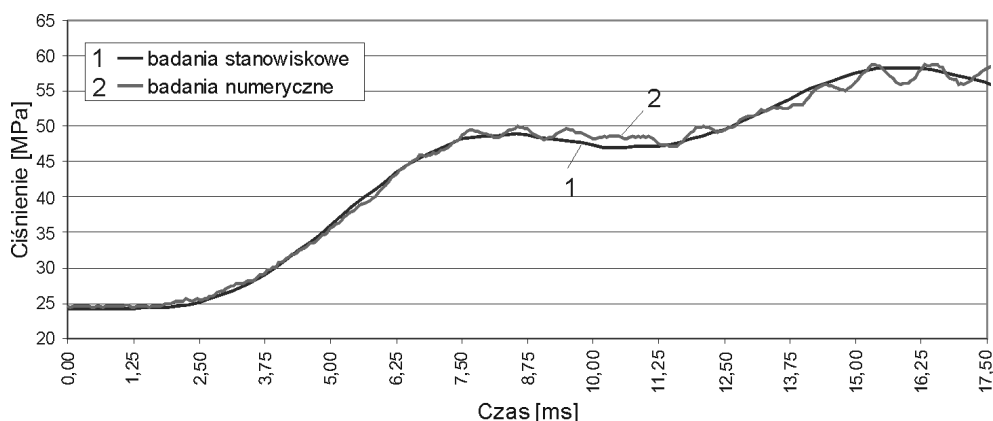
Przebiegi czasowe przedstawione na rysunkach 9 do 12 wykorzystano do weryfikacji doświadczalnej modelu stojaka hydraulicznego.

4. Weryfikacja doświadczalna modelu MES stojaka hydraulicznego

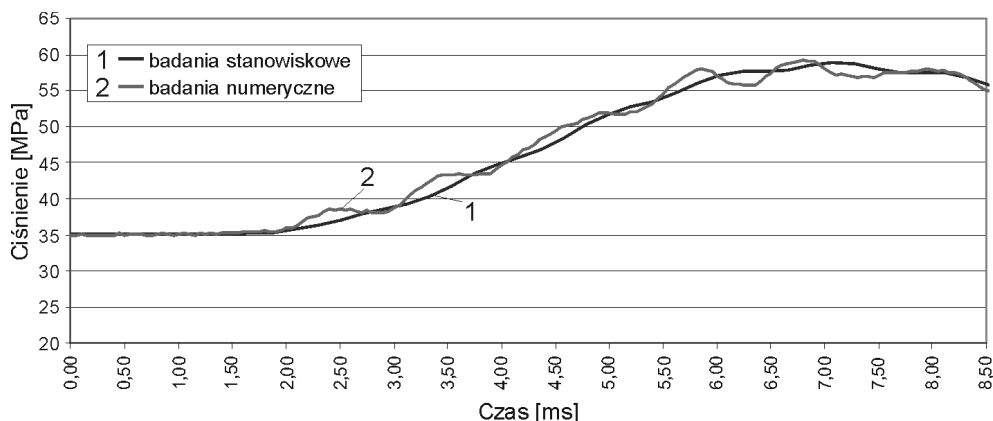
Weryfikacja wyników obliczeń przeprowadzonych metodą elementów skończonych, sprowadza się do porównania wartości ciśnienia cieczy w przestrzeni

podłokowej stojaka z wynikami ciśnienia uzyskanymi z badań laboratoryjnych.

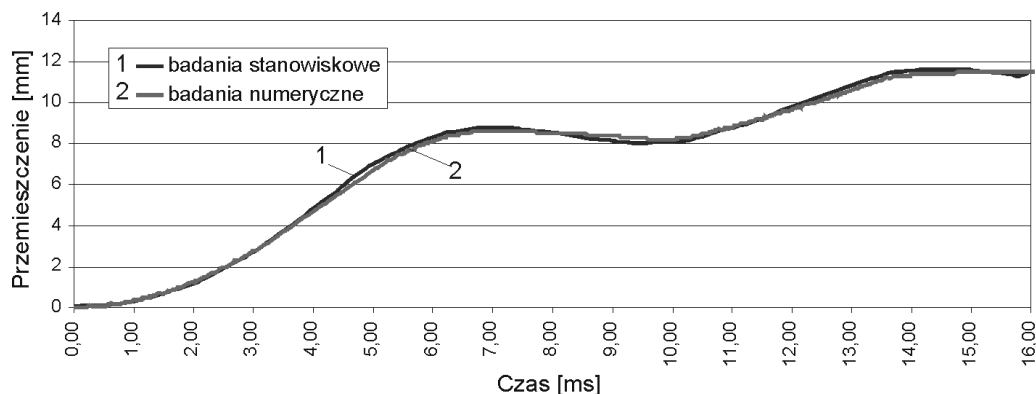
Na rysunkach 13 i 14 przedstawiono porównanie przebiegów czasowych ciśnienia cieczy w przestrzeni podłokowej stojaka, otrzymanych z badań laboratoryjnych (seria badań nr 1 i 2) oraz obliczeń numerycznych (testy numeryczne nr 1 i 2) – przy założeniu wartości ciśnienia nominalnego cieczy hydraulicznej równej 24 i 35 MPa.



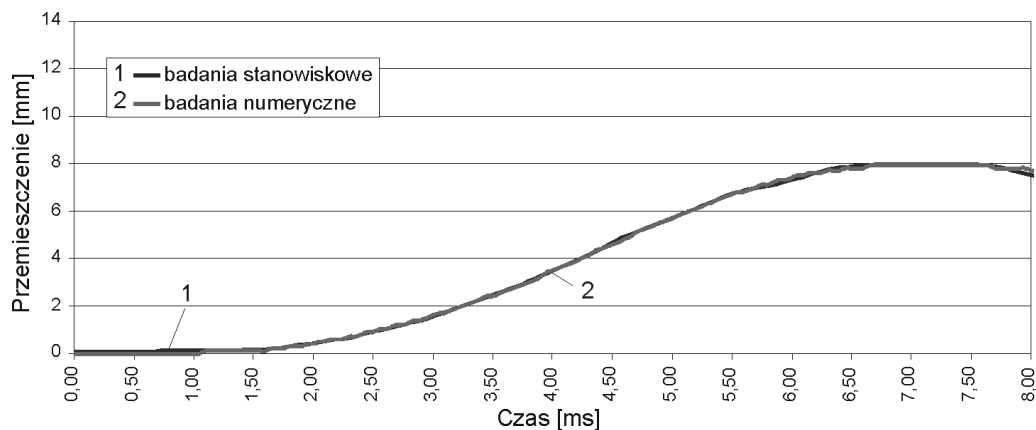
Rys.13. Przebiegi czasowe ciśnienia cieczy – zestawienie wyników badań stanowiskowych (seria nr 1) i obliczeń numerycznych (testy nr 1)



Rys.14. Przebiegi czasowe ciśnienia cieczy – zestawienie wyników badań stanowiskowych (seria nr 2) i obliczeń numerycznych (testy nr 2)



Rys.15. Przebiegi czasowe zsuwu stojaka – zestawienie wyników badań stanowiskowych (seria nr 1) i obliczeń numerycznych (testy nr 1)



Rys.16. Przebiegi czasowe zsuwu stojaka – zestawienie wyników badań stanowiskowych (seria nr 2) i obliczeń numerycznych (testy nr 2)

Zgodnie z przyjętym założeniem przemieszczenie tłoka generatora obciążenia dynamicznego zarejestrowane podczas badań (rys. 3 i 4) równe jest zsuwowi stojaka. Można więc ocenić poprawność modelowania wymuszenia kinematycznego ruchu modelu tłoka generatora porównując zarejestrowane przebiegi czasowe przemieszczenia tłoka z wynikami symulacji komputerowej zsuwu stojaka (rys. 11 i 12). Porównanie wyników pomiaru i analizy numerycznej zsuwu stojaka przedstawiono na rysunkach 15 i 16.

Duża zgodność przebiegów czasowych przedstawionych na rysunkach 13 do 16 świadczy o poprawności, zarówno modelu MES stojaka, jak również sposobu modelowania obciążenia zewnętrznego.

5. Podsumowanie

W przypadku modelowania działania obciążenia dynamicznego na stojak hydrauliczny opracowanie modelu MES wiąże się z koniecznością przyjęcia założeń upraszczających dotyczących, oprócz postaci geometrycznej modelu, głównie interakcji obszarów wypełnionych cieczą ze sprężystymi ściankami cylindra i tłoka oraz modelowanie wstępnego obciążenia statycznego stojaka. Oceny wpływu przyjętych założeń na zgodność modelu z obiektem rzeczywistym można dokonać jedynie porównując wyniki pomiarów przebiegów czasowych parametrów charakteryzujących obciążenie stojaka z wynikami symulacji komputerowej wykonanej z wykorzystaniem opracowanego modelu.

Weryfikacja zgodności modelu stojaka z obiektem rzeczywistym przedstawiona w niniejszej pracy polega na porównaniu przebiegów czasowych ciśnienia w przestrzeni podtłokowej uzyskanych podczas pomiarów, wykonanych na stanowisku wyposażonym w generator obciążenia dynamicznego, z wynikami symulacji komputerowej tych przebiegów. Warunki obciążenia zewnętrznego modelu stojaka zgodne z warunkami panującymi podczas próby uzyskano wyznaczając przebieg czasowy prędkości przemieszczenia

modelu tłoka generatora na podstawie zarejestrowanego przebiegu czasowego przemieszczenia tego elementu.

Uzyskana duża zgodność przebiegów czasowych wielkości mierzonych na stanowisku z analogicznymi wielkościami wyznaczonymi w wyniku symulacji komputerowej świadczy o poprawnym wykonaniu modelu MES stojaka. Metody modelowania interakcji różnych ośrodków, opisane w rozdziale 3 niniejszej pracy, można więc z powodzeniem stosować w budowie modeli innych układów mechanicznych – np. akumulatorów gazowych. Zweryfikowany w ten sposób model stojaka hydraulicznego zostanie wykorzystany do analizy skuteczności działania urządzeń zabezpieczających stojak przed skutkami działania obciążenia dynamicznego.

Literatura

1. Krzemień-Ojak P.: Symulacja działania siłowników pod obciążeniem dynamicznym przy wykorzystaniu metody elementów skończonych i objętości skończonych (MSC.Dytran). Materiały na konferencję KOMTECH 2004 "Zabezpieczenie systemów mechanicznych w górnictwie przed skutkami oddziaływania dużych energii". Ustroń, 2004.
2. Mazurek K., Szyguła M.: Symulacja komputerowa obciążenia dynamicznego stojaka hydraulicznego sekcji obudowy zmechanizowanej. Materiały na V Międzynarodową Konferencję „Zastosowanie Mechaniki w Górnictwie”. Dzierżno, 2005.
3. Mazurek K.: Zastosowanie MSC.Dytran do symulacji komputerowej obciążenia dynamicznego siłownika oraz weryfikacja badań symulacyjnych w warunkach laboratoryjnych. Konferencja Użytkowników MSC.Software. Kraków, 2005.
4. Pawłowski P., Wikło M.: Modelowanie przepływu energii przez układy pochłaniające energię. Warszawa: Pracownia Technologii Inteligentnych, 2003.

-
5. Profaska M.: Zniszczenia elementów obudów zmechanizowanych w wyniku tąpnięcia. Prace naukowe Głównego Instytutu Górnictwa. Seria: Konferencje nr 26. Katowice, 1998.
 6. Sikora W.: Oddziaływanie dużych energii na obudowy zmechanizowane. Materiały na konferencję KOMTECH 2004 „Zabezpieczenie systemów mechanicznych w górnictwie przed skutkami oddziaływania dużych energii”. Ustroń, 2004.
 7. Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. GIG. Katowice, 2000.
 8. Szuścik W., Bomersbach G.: Symulacja obciążeń dynamicznych w stojakach hydraulicznych. Prace naukowe 5 – Monografie CMG KOMAG. Gliwice, 2004.
 9. Szyguła M., Mazurek K. i inni: Dobór postaci konstrukcyjnej urządzenia absorbującego energię (określenie budowy i miejsca montażu. Opracowanie CMG KOMAG o symbolu SP/BDO-9518/OR1. Gliwice, 2005 (nie publikowane).
 10. MSC.Software Corporation: MSC.DYTRAN Seminar Notes. USA, 2003.
 11. MSC.Software Corporation: MSC.DYTRAN Workshop Examples. USA, 2003.
 12. MSC.Software Corporation: MSC Documentation Library. USA, 2005.
 13. MSC.Software Corporation: MSC.PATRAN Exercise Workbook. USA, 2001.
- Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2007 r.*
Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Modelowanie rozkładu sił działających na zespół roboczy ładowarki górniczej

Streszczenie

W artykule przedstawiono zespół ładujący ładowarki górniczej bocznie wysypującej z wysięgnikiem teleskopowym ŁBT-1200EH/LS-A i podano najczęstsze uszkodzenia, którym podczas eksploatacji ulegał ten zespół. Przeprowadzona analiza sił działających na zespół roboczy maszyny pozwoliła na określenie stanu naprężenia badanego układu i wytypowanie najbardziej wyciężonych węzłów tej konstrukcji. Ponadto przedstawiono kierunki dalszych prac, które będą realizowane pod kątem optymalizacji przedstawionego zespołu w aspekcie podwyższenia jego trwałości.

Summary

Loading device of ŁBT-1200EH/LS-A side discharge loader with a telescopic boom was presented in the paper and most frequent failures of this device during operation were given. Analysis of forces acting on the operational device of machine enabled to determine stresses of tested system and to find out most loaded nodes of the construction. Also directions of further research work, which should be carried out to optimize the presented device as regards its life.

1. Wstęp

Coraz intensywniejsze wydobywanie surowców mineralnych i coraz trudniejsze warunki geologiczne, na jakie napotyka proces wydobywczy powoduje wzrost mechanizacji prac wydobywczych. W związku z tym buduje się coraz to nowsze maszyny zapewniające szybki postęp prac prowadzonych w przodku [1].

Praca maszyn w bardzo trudnych i zmiennych warunkach powoduje, że ich zespoły robocze są często poddawane obciążeniom udarowym. Aby zapewnić niezawodną pracę układu, wymagane jest wykonanie dokładnych obliczeń wytrzymałościowych.

W wyniku eksploatacji maszyn pracujących w górnictwie występuje w nich wiele uszkodzeń mających różnorakie przyczyny. Ocenia się, że 80-90% pęknięć konstrukcji nośnych tych maszyn ma charakter zmęczeniowy [2, 3]. Powodem takiego stanu rzeczy są między innymi niedokładności związane z projektowaniem w zakresie wytrzymałości zmęczeniowej, błędy wytwórcze oraz nieodpowiednia eksploatacja.

Mimo wielu norm i przepisów ułatwiających konstruowanie, w praktyce obserwuje się często przykłady uszkodzeń związanych ze zmęczeniem materiału [4].

Rezultaty wielu badań eksperymentalnych wskazują na to, że uszkodzenia eksploatacyjne elementów konstrukcyjnych inicjowane są i powstają głównie w wyniku lokalnego uplastycznienia materiału w strefach, w których występuje największa kumulacja naprężeń [5, 6]. Drażnienie kamiennych wyrobisk korytarzowych w bardzo twardych skałach o wytrzymałości na ściskanie przekraczającej 100 MPa, prawie zawsze jest realizowane za pomocą materiałów wybuchowych. Jedną z czynności wykonywanych podczas urabiania

tą techniką jest ładowanie odstrzelonego urobku. Do realizacji tego procesu wykorzystuje się różnego rodzaju ładowarki, z czego najbardziej rozpowszechnionymi są ładowarki bocznie wysypujące [7, 8].

W niniejszym artykule przedstawiono model fizyczny zespołu roboczego ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A (rys. 1) oraz wyniki analizy sił działających na układ ładujący tej maszyny podczas ładowania urobku.

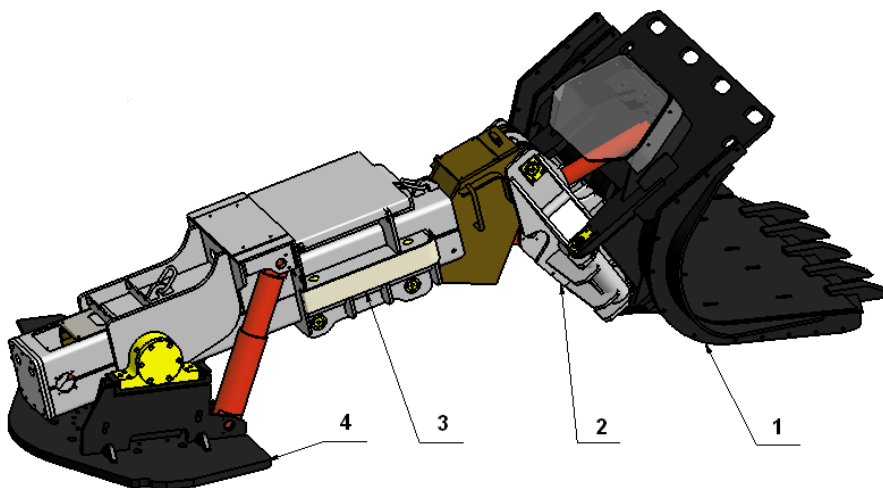
2. Zespół roboczy ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A

Jednym z najbardziej obciążonych zespołów ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A jest jej układ ładujący (rys. 2) odpowiedzialny za realizację głównej czynności maszyny, tj. przemieszczania odstrzelonego urobku w przodku chodnikowym.

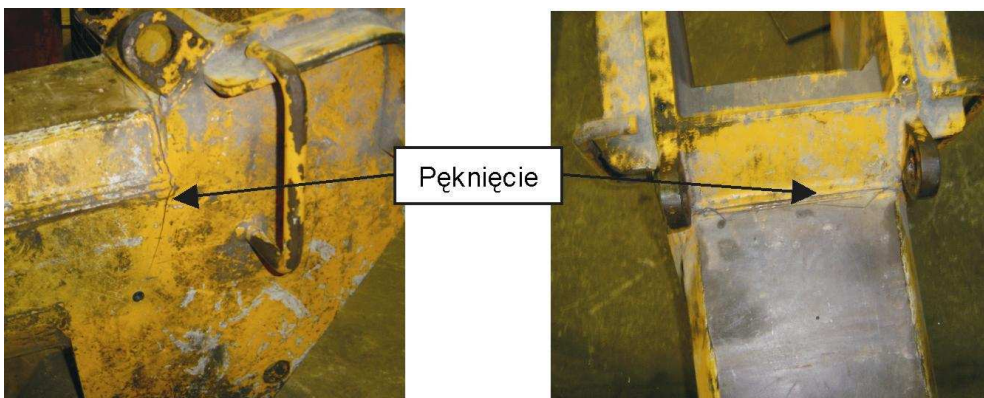
Zespół ładujący ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A, zbudowany z czerpaka (poz. 1), wahacza (poz. 2) i wysięgnika teleskopowego (poz. 3) jest połączony z podwoziem gąsienicowym za pomocą obrotnicy (poz. 4). Czerpak ładowarki połączony jest przegubowo z wysięgnikiem za pomocą wahacza. Konstrukcja tego połączenia umożliwia prawidłowe napełnianie czerpaka urobkiem oraz wysypywanie urobku w zależności od potrzeb na lewą bądź prawą stronę maszyny. Budowa wysięgnika teleskopowego osadzonego na obrotnicy pozwala na załadowanie urobku z przodku o maksymalnej szerokości 4400 mm z jednego ustawienia maszyny. Dzięki możliwości wysuwu (900 mm) wysięgnika teleskopowego oraz możliwości obrotu czerpaka poprzez wahacz i wychylania go na boki wyrobiska możliwe jest sprawne załadowywanie i wyładowywanie urobku na dalsze środki odstawy.



Rys.1. Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200 EH/LS-A z wysięgnikiem teleskopowym



Rys.2. Zespół ładujący ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A



Rys.3. Uszkodzone ramię wewnętrzne wysięgnika teleskopowego ładowarki

Dotychczasowe doświadczenia ruchowe z ładowarką ŁBT-1200EH/LS-A na przestrzeni kilku lat eksploatacji tych maszyn w podziemiach kopalń pokazały, że ramię wewnętrzne wysięgnika teleskopowego przenosi największe obciążenia powodując jego uszkodzenia. Najczęstszymi uszkodzeniami były pęknięcia ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego (rys. 3).

Przyczynami tych uszkodzeń mogły być zarówno błędy konstrukcyjne, wykonawcze, jak również niewłaściwa eksploatacja maszyny w przodku chodnikowym. Wykonanie wzmocnień w miejscach, gdzie dochodziło do uszkodzeń wyeliminowało awarie, jednak nie dało gwarancji na to, że zmieniona konstrukcja jest optymalna.

W związku z powyższym w CMG KOMAG podjęto prace mające na celu optymalizację konstrukcji zespołu ładującego ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A pod kątem zwiększenia jego wytrzymałości i niezawodności działania.

3. Analiza sił działających na układ ładujący ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A

Nabieranie urobku do czerpaka ładowarki odbywa się wskutek działania cylindrów hydraulicznych odpowiedzialnych za poszczególne ruchy całego zespołu ładującego. W układzie ładującym ładowarki górniczej ŁBT-1200EH/LS-A można wyróżnić pięć mechanizmów napędowych. Istotą ich działania jest zamiana ruchu postępowego tłoka w cylindrze hydraulicznym na ruch postępowy i obrotowy poszczególnych członów układu ładującego. Na rys. 4 przedstawiono schemat kinematyczny układu ładującego ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A.

Cylinder C_1 odpowiedzialny jest za ruch obrotowy całego zespołu ładującego osadzonego na obróticy w płaszczyźnie poziomej po 20° w lewą i prawą stronę. Cylinder C_2 realizuje ruch postępowy ramienia wewnętrznego względem ramienia zewnętrznego. Dwa cylindry C_3 powodują ruch podnoszenia i opuszczania całego układu w płaszczyźnie pionowej. Cylinder C_4 łączący ramię wewnętrzne wysięgnika teleskopowego z wahaczem powoduje ruch obrotowy wahacza i czerpaka w płaszczyźnie pionowej. Cylinder C_5 powoduje boczne wychylenie czerpaka względem wahacza, a tym samym wysypywanie urobku z czerpaka.

Z obserwacji pracy maszyny w przodku chodnikowym można wnioskować, że najwięcej ruchów zespół ładujący wykonuje w płaszczyźnie pionowej. W związku z tym postanowiono, że statyczna analiza wytrzymałościowa tego układu będzie uwzględniała położenia poszczególnych jego członów w tej płaszczyźnie. Analizie poddano siedem charakterystycznych położań elementów układu roboczego wysięgnika ładowarki.

Dla potrzeb rozpatrywanych zagadnień przyjęto, że cała konstrukcja zespołu ładującego łącznie z cylin-

drami hydraulicznymi jest doskonale sztywna, a materiał, z którego wykonane są poszczególne człony układu jest jednorodny i liniowo sprężysty w każdym punkcie konstrukcji. W analizie pominięto siły pochodzące od mas własnych poszczególnych członów. Jako wymuszenia przyjęto siły pochodzące od wbijania czerpaka w zwal urobku.

Głównym celem przeprowadzonej analizy było określenie wielkości reakcji w poszczególnych węzłach konstrukcji (rys. 5) będących wynikiem działania sił zewnętrznych.

Założono dwie siły wymuszające działające na czerpak podczas ładowania. Siła $Q = 226000$ N jest największą możliwą, jaką można uzyskać w cylindrze teleskopu podczas wbijania czerpaka w zwal urobku. Z kolei siła $T = 14500$ N pochodzi od tarcia występującego na styku czerpaka (napelnionego urobkiem) ze spagiem. Do obliczeń przyjęto współczynnik tarcia statycznego (stal o kamień) $f = 0,5$. Dla tak zdefiniowanego zadania w pierwszej kolejności napisano warunki równowagi dla podukładu czerpak-wahacz (rys. 6).

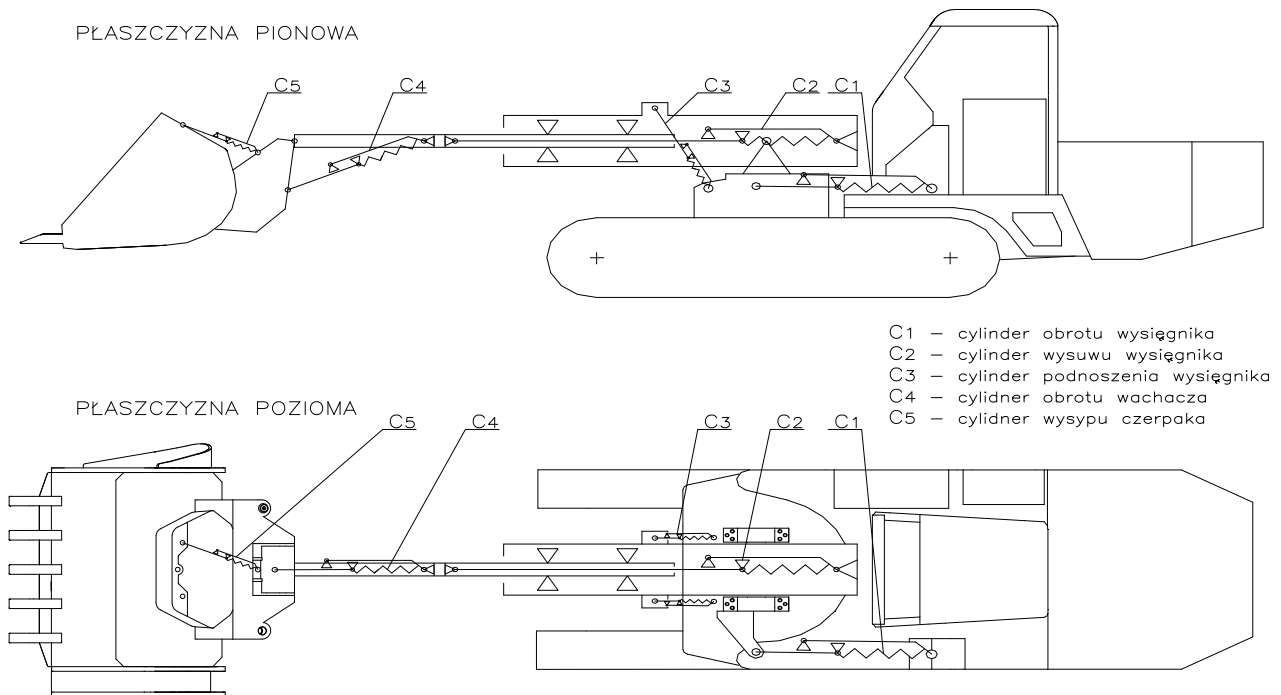
	Podukład I
$\sum F_{ix} = 0$	$R_1 - R_3 \cos \alpha + Q + T = 0$
$\sum F_{iy} = 0$	$R_2 - R_3 \sin \alpha = 0$
$\sum M_{iA} = 0$	$R_3 \sin \alpha \cdot L_4 - R_3 \cos \alpha \cdot L_1 + Q \cdot L_2 + T \cdot L_3 = 0$

Wyliczone wielkości reakcji R_1 , R_2 i R_3 w kolejnym kroku przyjęto jako siły zewnętrzne działające na pozostałą część zespołu roboczego (podukład II) pokazanego na rys. 7.

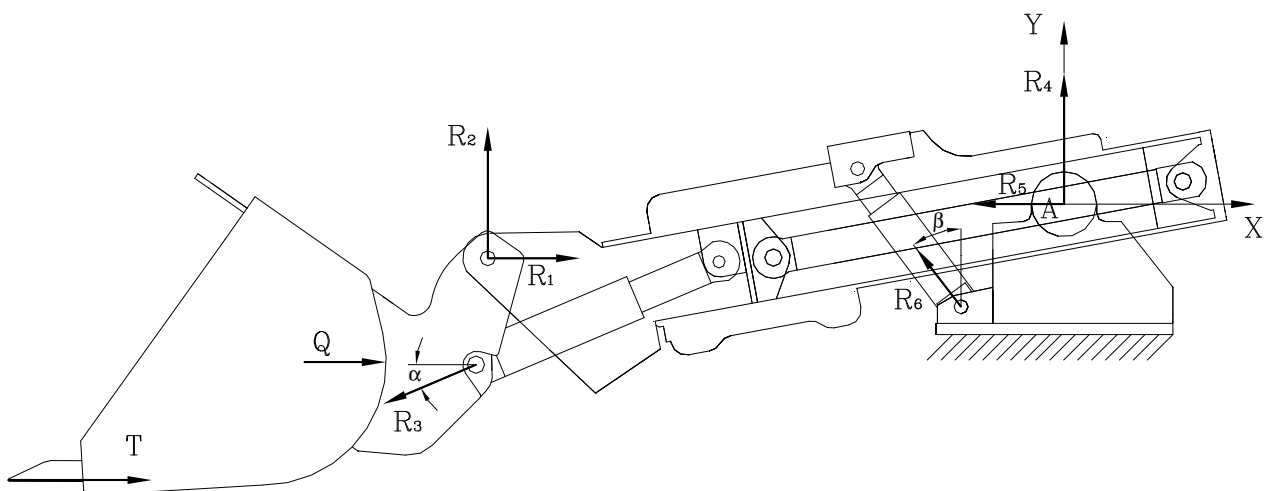
	Podukład II
$\sum F_{ix} = 0$	$-R_5 - R_6 \sin \beta + R_3 \cos \alpha - R_1 = 0$
$\sum F_{iy} = 0$	$R_4 + R_6 \cos \beta + R_3 \sin \alpha - R_2 = 0$
$\sum M_{iA} = 0$	$-R_6 \cos \beta \cdot L_5 - R_6 \sin \beta \cdot L_6 - R_3 \sin \alpha \cdot L_7 + R_3 \cos \alpha \cdot L_8 + R_2 \cdot L_9 - R_1 \cdot L_{10} = 0$

Przyjmując, że:

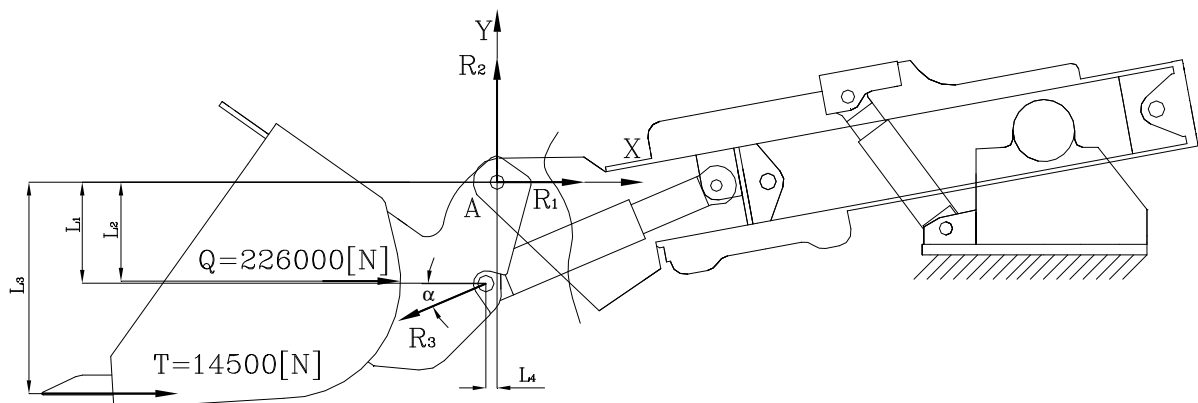
$L_1 = 0,381$ m	$L_6 = 0,369$ m	$\alpha = 23^\circ$
$L_2 = 0,373$ m	$L_7 = 2,111$ m	$\beta = 38^\circ$
$L_3 = 0,797$ m	$L_8 = 0,577$ m	
$L_4 = 0,042$ m	$L_9 = 2,069$ m	
$L_5 = 0,370$ m	$L_{10} = 0,195$ m	



Rys.4. Ogólny schemat kinematyczny układu ładującego ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A



Rys.5. Sposób obciążenia układu (położenie 1)



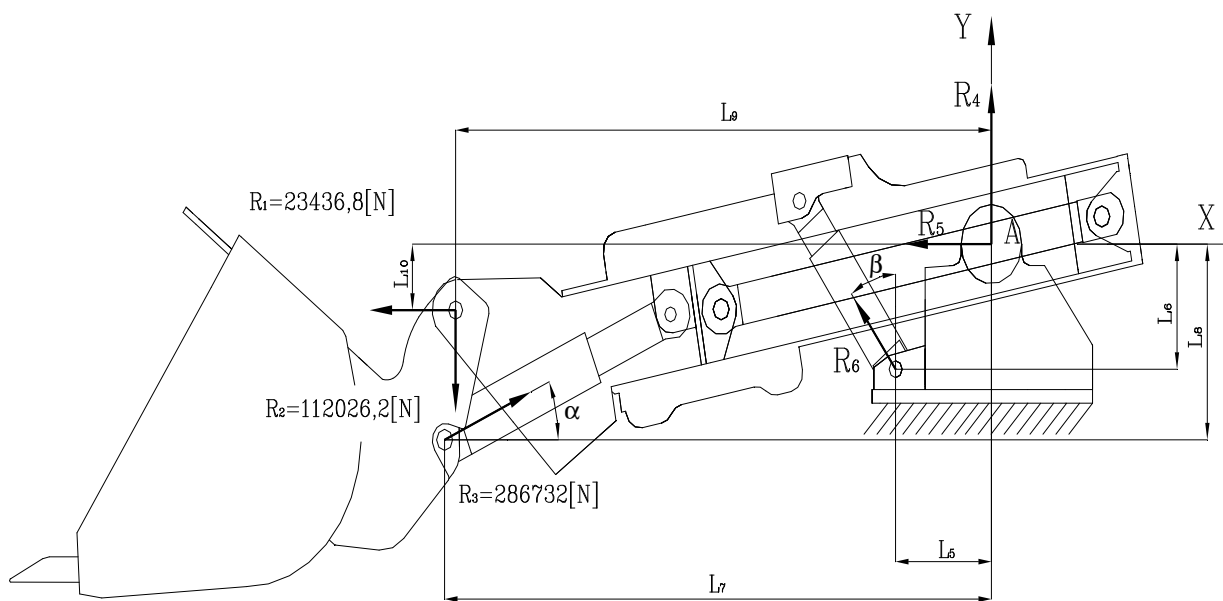
Rys.6. Podukład I (czerpak-wachacz)

otrzymano następujące wielkości reakcji:

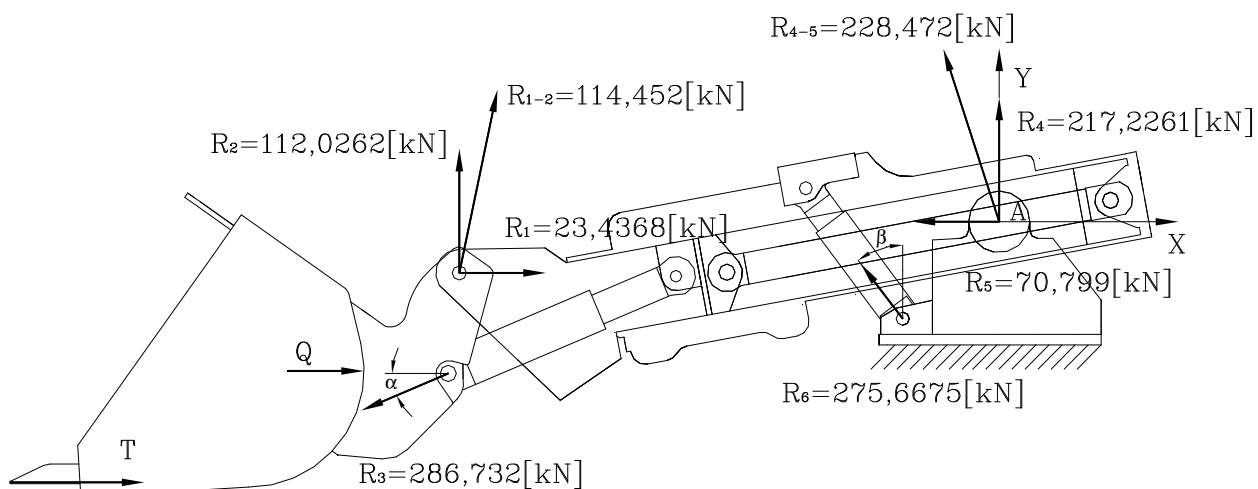
- $R_1 = 23436,8 \text{ N}$
- $R_2 = 112026,2 \text{ N}$
- $R_3 = 286732 \text{ N}$
- $R_4 = 217226,1 \text{ N}$
- $R_5 = 70799 \text{ N}$
- $R_6 = 275667,5 \text{ N}$

Na rysunku 8 pokazano otrzymane wielkości szukanych reakcji (sił) $R_1 \div R_6$ w poszczególnych węzłach konstrukcji. Jak już wspomniano wcześniej przeanalizowano siedem charakterystycznych położenia opisywanego układu ładującego w zależności od kąta wychylenia wysięgnika i czerpaka oraz wielkości wysuwu ramienia.

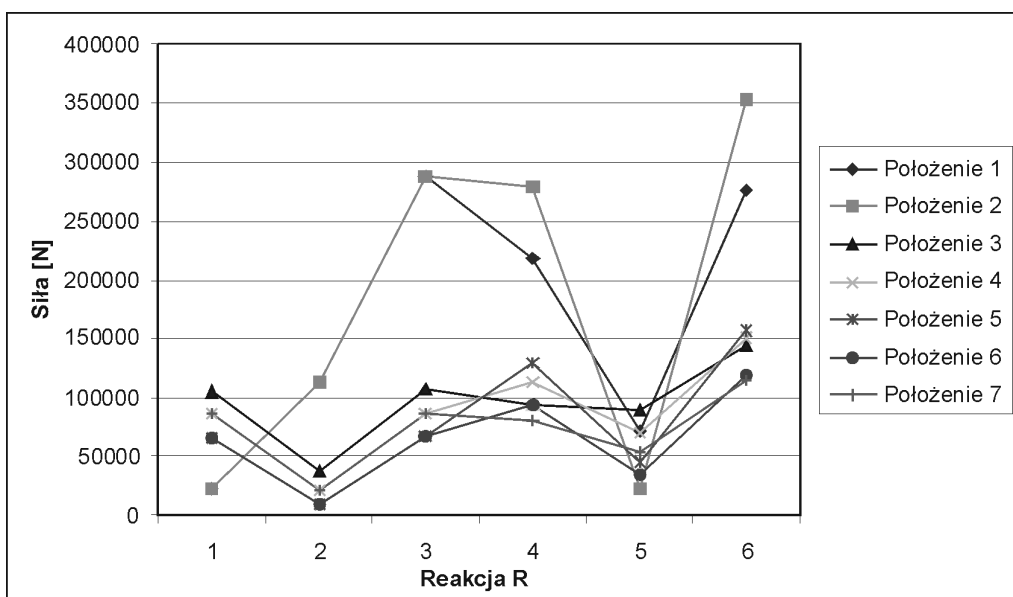
Otrzymane wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach (rys. 9 i rys. 10).



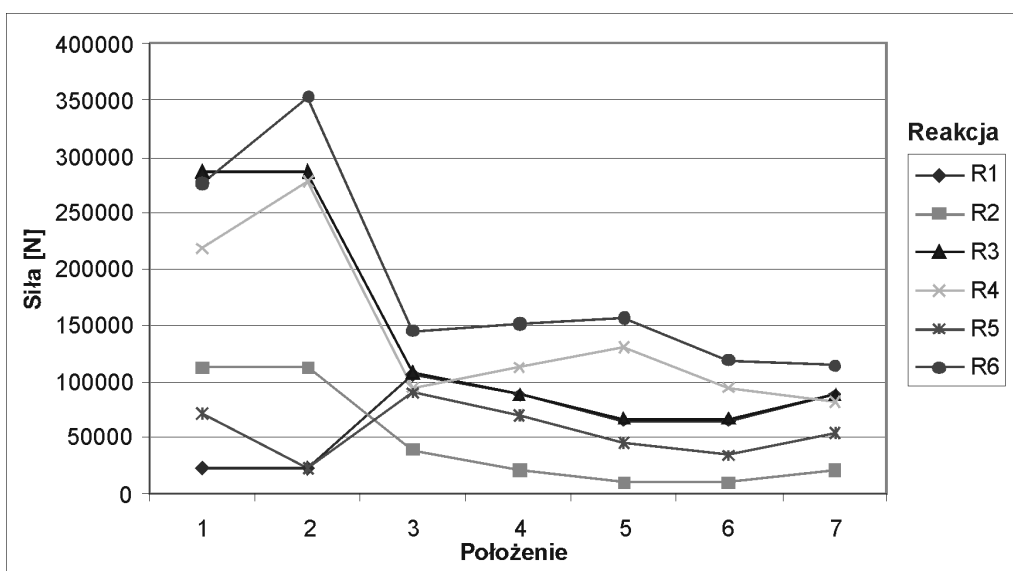
Rys.7. Podkład II (wysięgnik teleskopowy)



Rys.8. Wielkości reakcji w poszczególnych węzłach konstrukcji



Rys.9. Wykres reakcji R w zależności od położenia układu ładującego



Rys.10. Wykres reakcji R w zależności od położenia układu ładującego

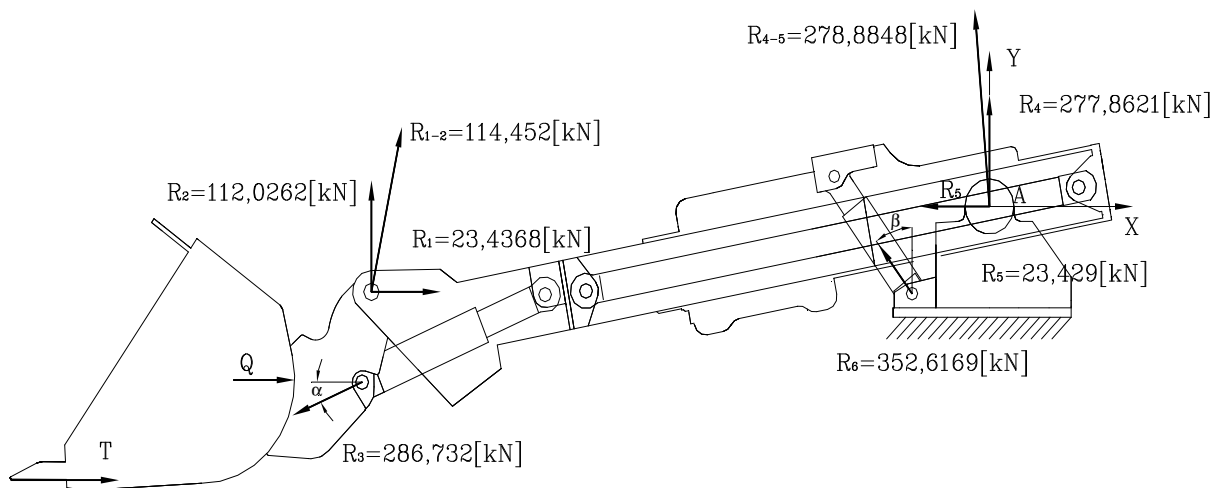
4. Podsumowanie i kierunki dalszych prac

Z uwagi na złożoność ruchów wykonywanych przez zespół ładujący ładowarki górniczej ŁBT-1200EH/LS-A podczas przemieszczania urobku w przodku analizę sił działających na ten układ ograniczono do ruchów wykonywanych w płaszczyźnie pionowej. Celem przeprowadzonych obliczeń było określenie sił, jakie działają na zespół ładujący maszyny. Na podstawie przeprowadzonej analizy siedmiu charakterystycznych położeń układu można stwierdzić, że największe siły występują podczas wzbijania czerpaka w zwał urobku przy maksymalnie wysuniętym cylindrze teleskopu (położenie 2) (rys. 9 i rys. 11). Obliczenia wykazały również, że najbardziej obciążonym węzłem konstrukcji jest połączenie ramienia zewnętrznego wysięgnika teleskopowego

z obrotnicą (reakcja R_6 w cylindrze podnoszenia wysięgnika (rys. 10)).

Kolejnym etapem identyfikacji sił działających na opisany układ ładujący ładowarki górniczej będzie analiza dynamiczna obejmująca zapis dynamicznych równań ruchu. Wielkości sił otrzymane w ramach analizy dynamicznej układu zostaną przyjęte do obliczeń numerycznych przy użyciu metody elementów skończonych jako obciążenia zewnętrzne.

Poza poznawczymi aspektami prowadzonych prac końcowym efektem będzie otrzymanie optymalnej pod względem wytrzymałościowym i trwałościowym konstrukcji zespołu ładującego, która w przyszłości zostanie zabudowana na podwoziu gąsienicowym ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A.



Rys.11. Siły działające na zespół roboczy (położenie 2)

Literatura

1. Karoliński J., Przybyłek G., Rusiński E.: Statyczna i dynamiczna analiza wysięgnika teleskopowego samojezdnej maszyny górniczej. *Systems: journal of transdisciplinary systems science*. 2004, Vol. 9, No. sp. II, s. 503-518.
2. Rusiński E., Moczko P.: Przyczyny uszkodzeń dźwigarów ramy podwozia koparki wielonaczyniowej. *Przegląd Mechaniczny* nr 4, 2002 s. 28-32.
3. Rusiński E., Moczko P., Karczewski K.: Numeryczno-doświadczalne prognozowanie trwałości elementów ustrojów nośnych maszyn. *Transport Przemysłowy* 2003 nr 4(14) s. 25-29.
4. Łagoda T.: Energetyczne modele oceny trwałości zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych w warunkach jednoosiowych i wieloosiowych obciążeń losowych. *Studia i Monografie z. 121*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 2001.
5. Seweryn A., Buczyński A., Szusta J.: Modelowanie kumulacji uszkodzeń w zakresie złożonych obciążeń niskocyklowych. Cz. I: Model umocnienia materiału. *Niezawodność i Eksploatacja* nr 4, 2004, s. 37-40.
6. Seweryn A., Buczyński A., Szusta J.: Modelowanie kumulacji uszkodzeń w zakresie złożonych obciążeń niskocyklowych Cz. II: Obliczanie trwałości zmęczeniowej. *Niezawodność i Eksploatacja* nr 4, 2004 s. 45-49.
7. Kalita M., Małyska G., Mazurek A., Pieczora E., Prostański D., Wyrobek E.: Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS-A nowoczesną i bezpieczną maszyną ładującą. Konferencja „Innowacyjne i Bezpieczne Systemy Mechanizacyjne do Eksploatacji Surowców Mineralnych” Zakopane 14-16.11.2006, Tom I, s. 119-127.
8. Kalita M., Pieczora E., Prostański D., Wyrobek E.: Mechanizacja robót przodkowych z zastosowaniem ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A. *Maszyny Górnicze* nr 4(108)2006, s. 30-36.

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Krzysztof Krauze

Wentylator lutniowy WLE/M-1200B/1

Streszczenie

Omówiono przesłanki i założenia opracowania konstrukcji wentylatora lutniowego do przewietrzania wyrobisk korytarzowych o długich wybiegach, do 3000 m. Omówiono budowę i zasadę działania jednostopniowego wentylatora WLE/M-1200B/1 oraz możliwe konfiguracje wyposażenia dodatkowego, tj. tłumików hałasu i króćców do podłączenia lutni o różnych średnicach. Przedstawiono przebieg prac realizowanych w ramach projektu celowego przez CMG KOMAG i firmę Grama, obejmujących obliczenia geometrii łopatek wirnika, prace projektowe, fazę badawczą oraz wdrożenie wentylatora. Przedstawiono wyniki badań oraz wyznaczone doświadczalnie charakterystyki wentylatora.

Summary

Conditions and assumptions for designing of ventube fan for ventilation of roadways of long panels, up to 3000 m, were discussed. Construction and principle of operation of one-stage WLE/M-1200B/1 fan and possible arrangement of additional equipment, i.e. silencers and stub pipes to connect ventubes of different diameters, were discussed. Work realized within a targeted project by the KOMAG Centre and Grama Company, including calculations of geometry of rotor blades, designing, testing and implementation of fan, were presented. Test results were presented and fan characteristics were determined experimentally.

1. Wstęp

Efektywne przewietrzanie wyrobisk korytarzowych o długich wybiegach (1000–3000 m) jest jednym z istotnych problemów w kopalniach węgla kamiennego. Zapewnienie odpowiedniej wydajności powietrza przy jednoczesnej konieczności pokonania oporów przepływu w długich odcinkach lutniociągów wymaga stosowania układów wentylatorów połączonych szeregowo (w celu uzyskania wysokich spiężeń) bądź równolegle (w celu uzyskania wysokich wydajności). Układy takie są kłopotliwe w eksploatacji ze względu na konieczność zapewnienia odpowiedniej synchronizacji poszczególnych jednostek w przypadku wentylatorów połączonych równolegle.

Dlatego w CMG KOMAG podjęto prace nad wentylatorem, który jako samodzielna jednostka zapewniałby możliwość efektywnego przewietrzania wyrobisk o wybiegach do 3000 m. W tym celu ustalono, że wentylator nowego rozwiązania będzie miał następujące parametry:

- ilość stopni	1
- średnica nominalna wirnika	1200 mm
- nominalna wydajność	13,5 m ³ /s
- nominalne spiężenie całkowite	4400 Pa
- sprawność zespołu silnik-wentylator	74%
- nominalna moc na wale silnika elektrycznego	90 kW
- prędkość obrotowa wału silnika elektrycznego	1485 min ⁻¹
- typ silnika elektrycznego	dSOKg 280M4-E prod. Celma Cieszyn

Założone parametry są wyższe od stosowanych obecnie wentylatorów WLE, które osiągają bądź podobne wydajności przy niższych spiężeniach bądź niższe spiężenia przy porównywalnej wydajności – patrz tabela 1.

Parametry dotyczących stosowanych wentylatorów WLE [1]

Tabela 1

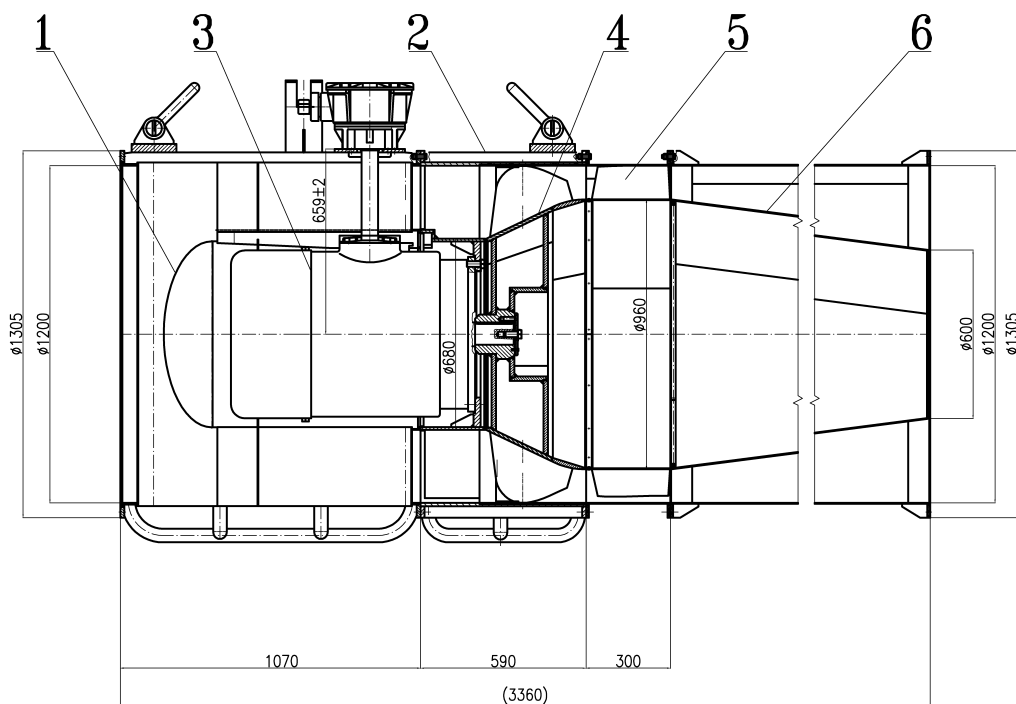
Jednostka	Ilość stopni	Wydajność nominalna [m ³ /s]	Spiężenie [Pa]
WLE-804AM	2	6,8	4120
WLE-1005B	2	10,0	3800
WLE-804B	2	6,2	4067
WLE-1004B	1	10,8	2160
WLE-1004A/1	1	13,0	2100

Wentylator o nowej konstrukcji oznakowano symbolem WLE/M-1200B/1, co oznacza:

- W – wentylator,
- L – lutniowy,
- E – z napędem elektrycznym,
- M – z merydionalnym przyspieszeniem strugi powietrza,
- 12 – średnica lutni (w dm),
- 00 – wersja konstrukcyjna,
- B – typ rozwiązania konstrukcyjnego, pozwalającego na pracę w warunkach metanowych,
- 1 – wentylator jednostopniowy, z kierownicą stałą.

2. Opis budowy i działania

Budowę zespołu zasadniczego wentylatora przedstawiono na rysunku 1.



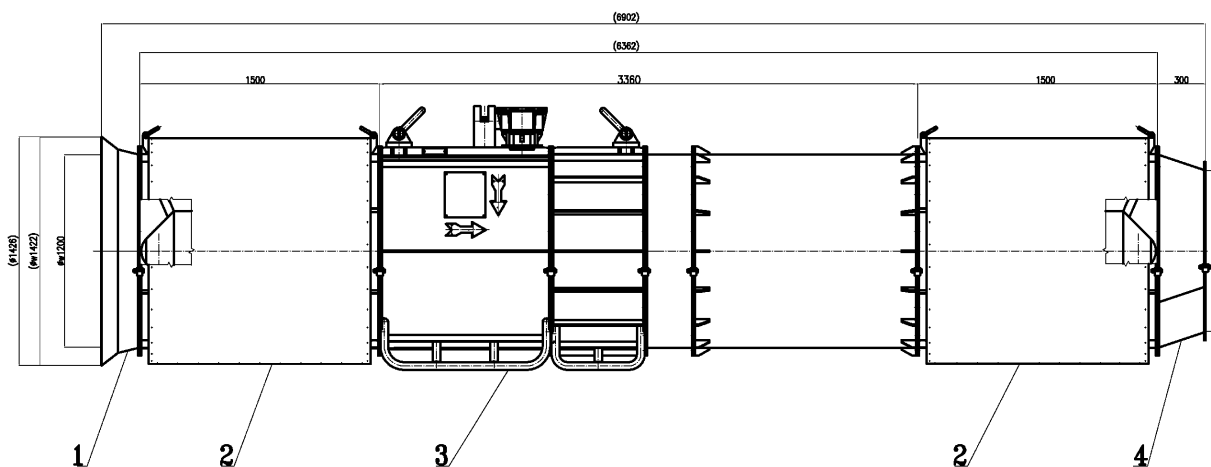
Rys.1. Budowa zespołu zasadniczego wentylatora WLE/M-1200B/1

Zespół zasadniczy składa się z kadłuba z osłoną silnika (1), członu nadłopatkowego (2), silnika elektrycznego dSOKg 280M4-E (3) na końcówce wału którego osadzony jest wirnik (4), członu kierowniczego (5) i dyfuzora (6).

Człon zasadniczy jest wyposażony w przyłącza kołnierzowe o średnicy nominalnej 1200 mm, za pomocą których można przyłączyć wyposażenie dodatkowe. Na rysunku 2 przedstawiono przykładową zabudowę wentylatora WLE/M-1200B/1, w której do członu zasadniczego (3) od strony wlotowej przyłączona jest zwężka wlotowa (1) i tłumik hałasu (2), zaś po stronie wylotowej – tłumik hałasu (3) i stożek przejściowy do przyłączenia lutni o średnicy nominalnej 1000 mm.

Wentylator może współpracować z lutniami o średnicach 800, 1000 i 1200 mm, w układach wentylacji ssącej i tłoczącej.

Silnik elektryczny napędzający wirnik wentylatora jest umieszczony w szczelnej osłonie i jest chłodzony powietrzem spoza strugi przepływającej przez wentylator. Dzięki temu może on tłoczyć powietrze zawierające metan lub pył węglowy w bezpiecznym stężeniu, a co za tym może być stosowany w podziemnych zakładach górniczych, w których występuje zagrożenie wybuchem metanu oraz wybuchem pyłu węglowego (wentylator zaliczany jest do urządzeń grupy I, ze stopniem bezpieczeństwa kategorii M2).



Rys.2. Zabudowa wentylatora WLE/M-1200B/1 z tłumikami hałasu, zwężką wlotową i króćcem do przyłączenia lutni o średnicy 1000 mm

Powietrze wpływające do wentylatora przepływa kanałem na zewnątrz obudowy silnika elektrycznego do członu nadłopatkowego, wewnątrz którego znajduje się wirnik, osadzony na czopie wału silnika elektrycznego. Podanie napięcia do silnika wywołuje ruch obrotowy wirnika. W wyniku poruszania się łopatek wirnika powstaje różnica ciśnień przed i za łopatkami, co powoduje przepływ powietrza wzdłuż lutniociągu. Ruch obrotowy łopatek powoduje również zawirowanie strugi, która ulega wyprostowaniu za pomocą kierownicy umieszczonej za wirnikiem (patrzac w kierunku przepływu powietrza). Końcowe ukształtowanie strugi powietrza odbywa się podczas przepływu przez dyfuzor w kierunku wylotu z wentylatora. Wentylator jest przystosowany do pracy ciągłej.

Warto podkreślenia jest zastosowanie silnika o prędkości obrotowej 1485 min⁻¹. Dzięki temu poziom hałasu generowanego przez wentylator jest niższy od innych konstrukcji, w których stosowane są silniki elektryczne o prędkości obrotowej 2900 obr⁻¹.

3. Prace projektowe i badania wentylatora

Prace projektowe nad konstrukcją wentylatora obejmowały w pierwszej kolejności wykonanie obliczeń aerodynamicznych w celu wyznaczenia postaci łopatek wirnika. Obliczenia te zostały wykonane przez specjalistów Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej [2]. W ich wyniku opracowano przestrzenną geometrię łopatki wirnika i stwierdzono, że:

- parametry wentylatora WLE/M-1200B/1 są ekstremalnie wysokie i leżą w zakresie odpowiednim dla wentylatorów promieniowych, stąd całkowita sprawność wentylatora może być niższa od innych konstrukcji wentylatorów osiowych,
- naprężenia w łopatkach są umiarkowane, jednak dla uniknięcia dodatkowych naprężeń od drgań własnych uzasadnione jest zastosowanie pasa okalającego wieniec łopatkowy,
- nie ma konieczności stosowania kierownicy wlotowej przed wirnikiem.

W CMG KOMAG została wykonana dokumentacja techniczna wentylatora, natomiast na podstawie wyznaczonych obliczeniowo współrzędnych wykonany został szablon i matryca do wykonywania łopatek. W dalszej kolejności został wykonany pierwszy modelowy egzemplarz wentylatora, który został poddany badaniom obejmującym:

- próby rozruchowe,
- wyznaczenie charakterystyk aerodynamicznych.

W ramach prób rozruchowych wykonanych na stanowisku w CMG KOMAG [3] wykonano następujące

pomiary wentylatora pracującego przy otwartym wlocie i wylocie:

- częstotliwość drgań własnych łopatki oraz wieńca podłopatkowego,
- wartość skuteczną przyspieszenia drgań podczas pracy wentylatora,
- parametry elektryczne,
- parametry akustyczne.

W wyniku badań określono poziom mocy akustycznej wentylatora $L_{WA} = 122,2$ dB.

Wyznaczanie charakterystyk wentylatora zostało wykonane w Instytucie Techniki Ciepłej w Łodzi na stanowisku badawczym zgodnym z normą PN-ISO 5801:2002 Wentylatory przemysłowe – Badanie charakterystyk pracy na stanowiskach znormalizowanych.

Pomiary prowadzono w obszarze statecznej pracy wentylatora. Zmianę strumienia objętości (tj. zmianę parametrów pracy wentylatora) uzyskiwano poprzez regulację urządzeniem dławiącym zainstalowanym na końcu rurociągu pomiarowego. Wartości wyników pomiarów zostały zredukowane na stałe, umowne warunki odniesienia:

- gęstość powietrza $\rho_{zred} = 1,2$ kg/m³,
- prędkość obrotową $n_{zred} = 1485$ obr⁻¹.

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów zostały wyznaczone charakterystyki przedstawiające zależność ciśnienia całkowitego, mocy wentylatora i sprawności w funkcji wydajności [4]. Charakterystyki te przedstawiono w postaci wykresu na rysunku 4.

Wykres zależności ciśnienia w funkcji wydajności wskazuje, że charakterystyka wentylatora jest monotoniczna, czyli wraz ze spadkiem wydajności następuje wzrost spiętrzenia całkowitego wentylatora. Zjawisko takie jest korzystne i umożliwia łączenie wentylatorów w układ pracy szeregowej w razie konieczności uzyskania jeszcze wyższych parametrów ruchowych.

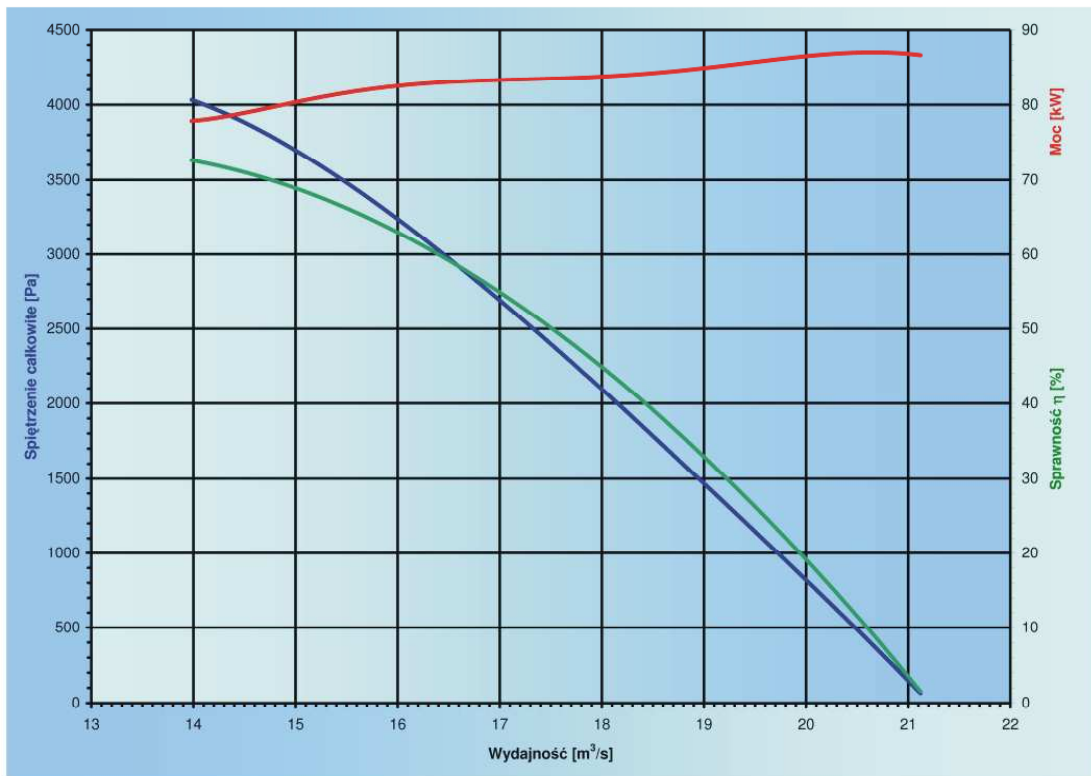
Na podstawie pomiarów charakterystyk zweryfikowano parametry nominalnego punktu pracy wentylatora ustalając je następująco:

- nominalna wydajność 14,4 m³/s
- nominalne spiętrzenie całkowite 4000 Pa

Prace obliczeniowe, projektowe i badawcze oraz wdrożenie wentylatora do produkcji zostały wykonane w ramach projektu celowego dofinansowanego ze środków budżetowych, realizowanego przez firmę Grama Sp. z o.o. jako zleceniodawcę i CMG KOMAG jako wykonawcę fazy badawczo-rozwojowej [5].



Rys.3. Widok wentylatora WLE/M-1200B/1 z tłumikami hałas na stanowisku badawczym w CMG KOMAG



Rys.4. Charakterystyki wentylatora WLE/M-1200B/1

4. Podsumowanie

Podsumowaniem prac nad opracowaniem wentylatora było spotkanie zorganizowane w CMG KOMAG w dniu 15 maja 2007 r., na którym obecni byli przedstawiciele około 20 kopalń i zakładów górniczych, producenta – firmy Grama Sp. z o. o. oraz CMG KOMAG. Prezentowane urządzenie spotkało się z szerokim zainteresowaniem, jego uczestnicy podkreślali, że konstrukcja może znaleźć szerokie zastosowanie do wentylacji drażonych wyrobisk korytarzowych, szczególnie o długich wybiegach. Dzięki niskiej prędkości obrotowej silnika poziom generowanego hałasu jest stosunkowo niski.

Jednostopniowa budowa oraz uzyskiwanie wysokich wartości spiętrzeń i wydajności przekładają się na wysoką niezawodność wentylatora w stosunku do stosowanych obecnie układów szeregowych bądź równoległych jednostek o niższych parametrach ruchowych. Dzięki odizolowaniu silnika elektrycznego napędzającego wirnik od strugi powietrza przepływającego przez wentylator, możliwe jest jego zastosowanie w pokładach zaliczanych do wszystkich kategorii zagrożeń wybuchem metanu lub pyłu węglowego. Wyposażenie dodatkowe wentylatora w postaci tłumików hałasu i króćców pozwala na dodatkowe obniżenie poziomu generowanego hałasu i na współpracę wentylatora z lutniami o średnicach 800, 1000 lub 1200 mm.

Literatura

1. Materiały reklamowe firmy Stalkon Sp. z o.o. Zabrze.
2. Weryfikacja obliczeń aerodynamicznych i wytrzymałościowych wirnika wentylatora lutniowego WLE/M-1200B/1, Wiropol Sp. z o.o., Gliwice, lipiec 2005.
3. Pomiary wentylatora WLE/M-1200B/1 – badania akredytowane i badania nieakredytowane, sprawozdania z badań nr 81/BT/2006 i 87/BT/2006, CMG KOMAG, Laboratorium Badań Stosowanych, Gliwice, listopad 2006.
4. Badania przepływowe wentylatora lutniowego WLE-1200, Instytut Techniki Ciepłej, Łódź, grudzień 2006 wraz ze sprawozdaniem z badań nr 96-U/06 Wyznaczenie charakterystyki aerodynamicznej wentylatora lutniowego WLE-1200.
5. Raport końcowy z realizacji projektu celowego nr 6 T12 2004 C/06423 wraz ze sprawozdaniem z wykonania projektu celowego nr 6 T12 2004 C/06423, Gliwice, luty 2007.

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Wpływ wysokości i kształtu pływaka na stabilność pomiaru w osadzarce pulsacyjnej

Streszczenie

Przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych wpływu wysokości i kształtu pływaka na stabilność pomiaru w łożu osadzarki. Badania przeprowadzono na stanowisku doświadczalnym osadzarki laboratoryjnej. Uzyskane wyniki badań wykazały, że wskazania pływaka w łożu osadzarki, przy założonych stałych parametrach doświadczeń podlegają zakłóceniom, które są zależne od jego cech geometrycznych

Summary

Results of laboratory tests of impact of height and shape of floater on a stability of measurements in a jig bed were presented. The tests were conducted at test stand of laboratory jig. Obtained test results shown that at constant test parameters, readings of floater in a jig bed are under disturbances, which depend on geometrical features of the floater.

1. Wstęp

Jednym z powszechniej stosowanych urządzeń do wzbogacania węgla w ośrodku wodnym jest osadzarka pulsacyjna. W procesie wzbogacania w osadzarkach można wyróżnić dwie podstawowe operacje decydujące o wynikach wzbogacania. Pierwszym z nich jest rozwarstwienie materiału. Pulsacyjny ruch wody w osadzarce powoduje, że wzbogacany materiał podlega cyklicznemu rozluźnianiu powodując jego rozwarstwienie według różnic gęstości ziaren.

Drugim podstawowym procesem jest rozdział rozwarstwowanego materiału na produkty wzbogacania i ich wyprowadzenie z przestrzeni koryta roboczego osadzarki. Rozdział wzbogaconego materiału na wyżej wymienione produkty następuje poprzez pomiar warstwy rozdzielczej (warstwy o zadanej gęstości rozdziału), czyli takiej, w której prawdopodobieństwo przejścia ziaren do produktów wzbogacania wynosi 50%.

Proces pomiaru warstwy rozdzielczej w osadzarkach pulsacyjnych decyduje o ilości i jakości produktów wzbogacania, poprzez bezpośredni wpływ wyników pomiaru wyżej wymienionego procesu na operację odprowadzania produktu ciężkiego z koryta roboczego. Do pomiaru położenia ziaren stanowiących warstwę rozdzielczą najczęściej wykorzystywane są czujniki pływakowe przemieszczające się pionowo we wzbogacanym materiale, zgodnie z częstotliwością pulsacji pod wpływem ruchu wznoszącego i opadającego strumienia wody, umiejscowione w strefie rozdziału produktów wzbogacania.

Ruch pływaka i jego wskazania podlegają zaburzeniom, które mogą powodować zmiany parametrów produktów wzbogacania. Jednym z podstawowych zakłóceń występujących w procesie wzbogacania, mają-

cych wpływ na dokładność wskazań pływaka, są zmiany charakterystyki nadawy [1, 2]. W niniejszym artykule przeprowadzono badania laboratoryjne wpływu cech geometrycznych pływaka na stabilność pomiaru, przy założonych stałych warunkach procesu (charakterystyka nadawy, parametry pulsacji, natężenie wody dolnej), które wykazały, że wskazania pływaków w wyżej wymienionych warunkach podlegały zakłóceniom, których wielkość zależna była od kształtu i wysokości pływaka.

2. Badania laboratoryjne

2.1. Metodyka badań

Badania technologiczne stabilności wskazań pływaka pomiarowego w funkcji jego cech geometrycznych (wysokość, kształt) przeprowadzono na stacjonarnym stanowisku doświadczalnym osadzarki laboratoryjnej.

W przeprowadzonych badaniach wykorzystano pływaki doświadczalne o różnych kształtach (przekrojach) i wysokościach oraz o tej samej podstawie. Analizowano kolejno:

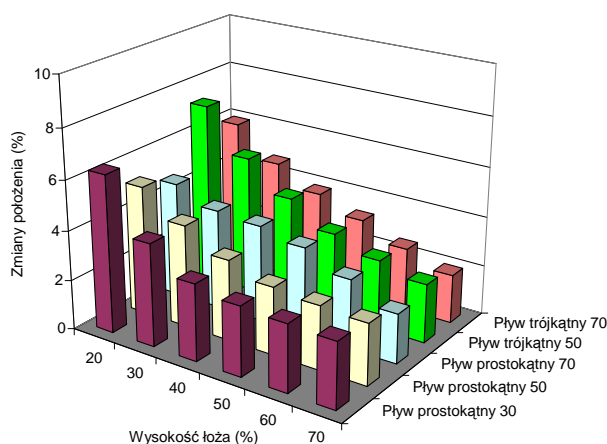
- trzy pływaki o przekroju podłużnym prostokątnym i wysokościach odpowiednio: 30, 50 i 70% wysokości całkowitej warstwy materiału w osadzarce,
- dwa pływaki o przekroju podłużnym trójkątnym i wysokościach odpowiednio: 50 i 70% wysokości całkowitej warstwy materiału w osadzarce.

Dla zachowania powtarzalności warunków w trakcie doświadczeń stałymi parametrami były:

- charakterystyka materiału doświadczalnego,
- parametry cyklu pulsacji,
- ciśnienie powietrza roboczego,
- natężenie wody dolnej.

2.2. Badania wpływu kształtu i wysokości pływaka

Doświadczenia polegały na rejestracji wskazań kolejno analizowanych czujników pływakowych, w łóżu osadzarki na warstwach o różnej grubości oraz analizie uzyskanych wyników pod kątem maksymalnych skrajnych wartości, wykazywanych przez pływak w trakcie fazy osadzania. Zestawienie uzyskanych wielkości, w postaci procentowych zakresów zmian dolnego położenia pływaka w stosunku do całości łóża (100%) przedstawiono na rysunku 1 oraz zamieszczono w tabeli 2 (zaciemnione pola w tabeli wskazują częściowe wynurzenie pływaków z warstwy materiału i ich przemieszczanie się w wodzie, w trakcie fazy osadzania materiału). Dla każdego pływaka obliczono również średnią zmian położenia z wszystkich punktów pomiarowych w łóżu osadzarki (Średnia) oraz średnią z punktów, w których wszystkie analizowane pływaki przemieszczały się w całkowitym zanurzeniu w materiale (Średnia (zanurzenie)).



Rys.1. Wpływ kształtu i wysokości pływaka na stabilność pomiaru warstwy

Zestawienie parametrów doświadczeń wpływu kształtu i wysokości pływaka na stabilność pomiaru

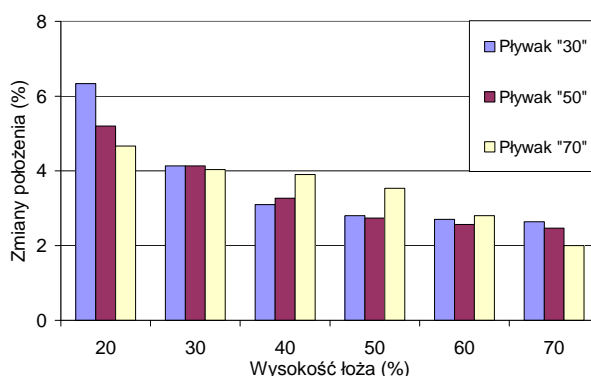
Tabela 1

Wysokość łóża	Pływak "prostokątny" 30	Pływak "prostokątny" 50	Pływak "prostokątny" 70	Pływak "trójkątny" 50	Pływak "trójkątny" 70
%	%	%	%	%	%
20	6,33	5,20	4,67	7,27	5,97
30	4,13	4,13	4,03	5,53	4,70
40	3,10	3,27	3,90	4,33	3,87
50	2,80	2,73	3,53	3,37	3,23
60	2,70	2,57	2,80	2,80	2,53
70	2,63	2,47	2,00	2,37	1,97
Średnia	3,62	3,39	3,49	4,28	3,71
Średnia (zanurzenie)	5,23	4,67	4,35	6,40	5,33

Rozpatrując wyniki doświadczeń można zauważyć, że wraz ze wzrostem wysokości pływaka zmniejszał się zakres zmian jego położenia dla określonej zadanej warstwy pomiarowej. W przypadku pływaków „prostokątnych” wyżej wymieniona zależność obejmowała po-

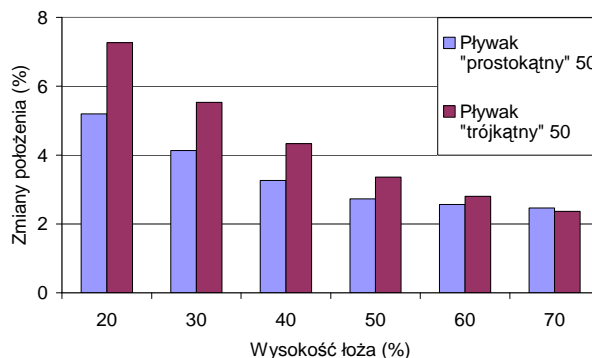
miar w dolnych warstwach łóża, natomiast w przypadku pływaków „trójkątnych” – całą warstwę łóża. Przyczyną większych zakłóceń w wyżej położonych punktach pomiarowych, uzyskanych w doświadczeniach z najwyższym pływakiem „prostokątnym” są najprawdopodobniej zaburzenia wywołane gwałtowniejszą zmianą gęstości warstw, w których przemieszczała się pływak (górną część pływaka przemieszczała się w ośrodku o niskiej gęstości praktycznie pozbawionej ziaren). W każdym doświadczeniu wielkość zakłóceń pomiarowych zwiększała się wraz ze zbliżaniem się punktów pomiarowych w kierunku pokładu sitowego osadzarki.

Na rysunku 2 przedstawiono wpływ zmian wysokości na przykładzie pływaka prostokątnego na wielkość zakłóceń wskazań.



Rys.2. Porównanie zakłóceń dla pływaków „prostokątnych”

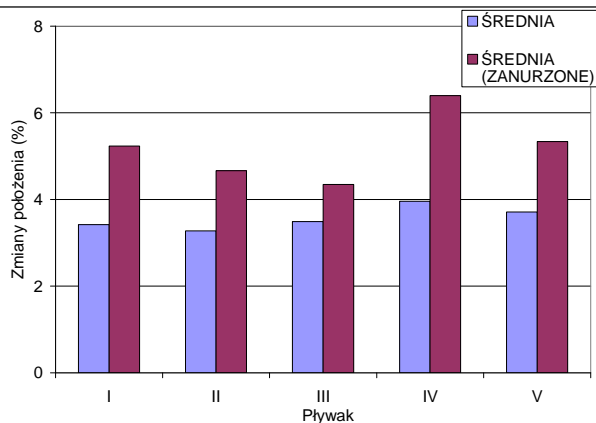
Porównanie zakłóceń uzyskanych przy zastosowaniu pływaków tej samej wysokości (50% grubości łóża) zaprezentowano na rysunku 3.



Rys.3. Porównanie zakłóceń pomiarowych dla różnych kształtów pływaka

Analiza wpływu kształtu pływak wykazała, że trójkątny przekrój podłużny pływaków powodował większe zakłócenia pomiaru w stosunku do pływaków o przekroju prostokątnym w większości punktów pomiarowych.

Na rysunku 4 przedstawiono średnie wartości zmian położenia pływaków z wszystkich pomiarów (Średnia) oraz pomiarów w trakcie których, wszystkie analizowane pływaki poruszały się w pełnym zanurzeniu w materiale (Średnia (zanurzenie)).



Rys.4. Średnie wartości zakłóceń w zależności od kształtu i wysokości pływaka: I - Pływak prostokątny 30, II - Pływak prostokątny 50, III - Pływak prostokątny 70, IV - Pływak trójkątny 50, V - Pływak trójkątny 70

Wykorzystując uzyskane zależności z tabeli 1 porównano w osobnych tabelach stabilność pomiarową pływaków tego samego kształtu – pływaki „prostokątne” (tabela 2) oraz tej samej wysokości (tabela 3). Obliczenia wykonano w taki sposób, że punktem odniesienia, przyjętego jako 100%, dla pozostałych wyników były wielkości uzyskane dla pływaka wykazującego, przy danym porównaniu, najmniejsze średnie zakłócenia.

Wpływ wysokości pływaka na stabilność pomiaru

Tabela 2

Wysokość łoża	Pływak "prostokątny" 30	Pływak "prostokątny" 50	Pływak "prostokątny" 70
%	%	%	%
20	135,5	111,3	100,0
30	102,5	102,5	100,0
40	79,5	83,8	100,0
50	79,3	77,3	100,0
60	96,4	91,8	100,0
70	131,5	123,5	100,0
Średnia	103,7	97,1	100,0
Srednia (zanurzenie)	120,2	107,4	100,0

Wpływ kształtu pływaka na stabilność pomiaru

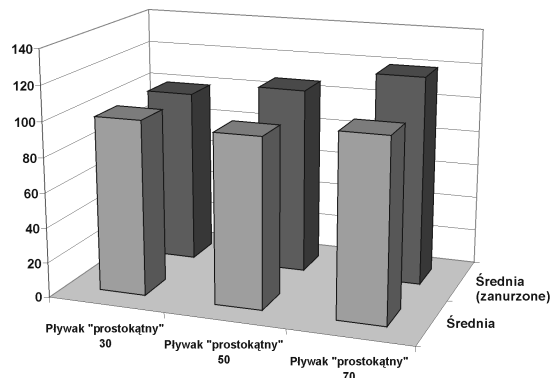
Tabela 3

Wysokość łoża	Pływak "prostokątny" 50	Pływak "trójkątny" 50	Pływak "prostokątny" 70	Pływak "trójkątny" 70
%	%	%	%	%
20	100,0	139,8	100,0	127,8
30	100,0	133,9	100,0	116,6
40	100,0	132,4	100,0	99,2
50	100,0	123,4	100,0	91,5
60	100,0	108,9	100,0	90,4
70	100,0	95,9	100,0	98,5
Średnia	100,0	126,2	100,0	106,3
Srednia (zanurzenie)	100,0	137,0	100,0	122,5

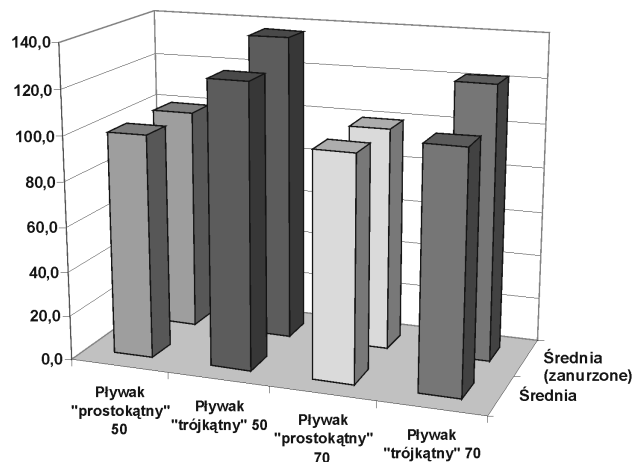
Z tabeli 2 wynika, że wpływ na stabilność wskazań pływaka ma, oprócz określonego punktu pomiarowego w łożu osadzarki, również gęstość warstw, w których się przemieszcza. Różnice w kolejnych pomiarach generowane przez pływak „prostokątny” 70 są najmniejsze w przypadku pełnego zanurzenia w materiale. Przemieszczanie się części pływaka w ośrodku o małej gęstości wywołuje zwiększanie się wyżej wymienionych różnic.

Z kolei dokładniejsza analiza zachowania się pływaków o różnych kształtach (tabela 3) wykazała, że w przypadku pływaków prostokątnych stabilność pomiarowa jest większa od pływaków trójkątnych przy pełnym zanurzeniu w materiale.

Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono średnie zakłócenia pomiarów dla wybranych cech geometrycznych pływaka w oparciu o wyniki zamieszczone w tabelach 2 i 3.



Rys.5. Średnie zakłócenia pływaków „prostokątnych”



Rys.6. Porównanie średnich zakłóceń pływaków „prostokątnych” i „trójkątnych”

3. Wnioski

- Przeprowadzone doświadczenia wykazały, że przy stałych warunkach procesu wzbogacania, istnieje zależność stabilności pomiaru warstwy łoża od cech geometrycznych pływaka pomiarowego (wysokość, kształt).

-
2. Wraz ze wzrostem wysokości pływaka zmniejszał się zakres zmian jego położenia dla określonej zadanej warstwy pomiarowej.
 3. Analiza wpływu kształtu pływaka wykazała, że trójkątny przekrój podłużny wywoływał większe zakłócenia pomiaru w stosunku do pływaków o przekroju prostokątnym.
 4. Przemieszczanie się części pływaka w ośrodku o małej gęstości wywoływała zmniejszenie stabilności pomiaru.
 5. Wielkość zakłóceń pomiarowych zwiększała się wraz ze zbliżaniem się punktów pomiarowych w kierunku pokładu sitowego osadzarki.

Literatura

1. Cierpisz S., Kowol D.: Wpływ zmian parametrów nadawy na fluktuacje gęstości rozdziału węgla w osadzance. Materiały XII Konferencji Automatyzacji Procesów Przeróbki Kopalni, Szczyrk, 2006.
2. Głowiak S.: Wpływ zmian charakterystyki nadawy na jakość produktów wzbogacania w osadzance. Materiały X Konferencji Automatyzacji Procesów Przeróbki Kopalni, Szczyrk, 2004.
3. Prace własne CMG KOMAG, 2006-2007.

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Aleksander Lutyński

Mgr inż. Arkadiusz CYMERYŚ
„Georyt – Centrum Produkcyjne” Sp. z o.o.
Dr inż. Rafał DUDEK
Dr inż. Krzysztof WŁADZIELCZYK
Akademia Górniczo-Hutnicza

Nowe typy rozdzielaczy sterowania pilotowego

Streszczenie

W artykule zaprezentowano nowe rozwiązania konstrukcji rozdzielaczy sterowania pilotowego obudów górniczych. Na wstępie przedstawiono krótką charakterystykę budowy i zasady działania sterowania pilotowego. Następnie opisano konstrukcję typowego rozdzielacza wchodzącego w skład sterowania z zaznaczeniem jego podstawowych elementów, oraz zaprezentowano jego nowe warianty konstrukcyjne. Szczególną uwagę zwrócono na problemy zapewnienia szczelności rozdzielaczy w trakcie ich pracy i właściwy dobór materiałów na uszczelnienia.

Summary

New design solutions of separators for remote control of mining supports were presented in the paper. Short characteristics of support and operational principles of remote control were presented at the beginning. Then construction of a typical separator included in a control system and its main components were described and new design variants of separator were presented. Special attention was paid to problems of ensuring leak tightness of separators during their operation and to proper selection of materials for sealing.

1. Wprowadzenie

Zastosowanie w polskich kopalniach węgla kamiennego wysoko wydajnych kompleksów ścianowych wyposażonych w nowe konstrukcje obudów zmechanizowanych spowodowało wprowadzenie do eksploatacji nowego typu sterowania cyklem pracy obudów – sterowania pilotowego.

Sterowanie pilotowe, w porównaniu z dotychczas stosowanymi blokami rozdzielaczy sterowanymi ręcznie, charakteryzuje się m.in. wyższym ciśnieniem zasilania, przy jednocześnie zmniejszonej sile przesterowania na rozdzielaczu sterującym i możliwością zestawienia dowolnych sekwencji sterowania w zależności od konstrukcji obudów i możliwości ich współpracy w kompleksie ścianowym. Oprócz tego jest ono łatwe i bezpieczne w obsłudze, ma możliwość zwiększania wydatku do chłonności zastosowanych siłowników obudowy i ich ilości, a także dostosowywania pracy obudowy do warunków górniczo-geologicznych danej ściany wydobywczej. Zalety sterowania pilotowego zostały szybko docenione i znajduje ono coraz szersze zastosowanie w krajowych i zagranicznych kopalniach węgla kamiennego.

Jedynym krajowym producentem układów sterowania pilotowego jest „Georyt – Centrum Produkcyjne” Sp. z o.o. W ciągu kilkunastu lat produkcji „Georyt” zaprojektował i wdrożył do produkcji szereg wersji konstrukcyjnych sterowań pilotowych, które stały się podstawowymi układami sterowania obudów w krajowym górnictwie węgla kamiennego [4, 6].

Obowiązujące od 01.05.2004 r. wymogi normy PN-EN 1804-3:2004 [7], wymusiły pilną konieczność zmodernizowania konstrukcji rozdzielaczy wchodzących w skład sterowania pilotowego. Według normy muszą one bowiem bezawaryjnie pracować i zachować szczelność przez 30000 cykli roboczych. Jest to wartość dwukrotnie wyższa od dotychczasowych wymagań krajowych użytkowników sterowań pilotowych.

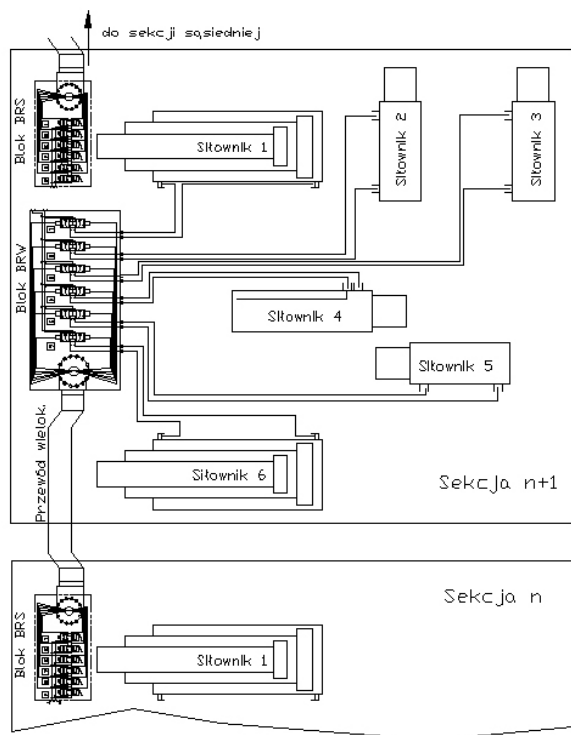
2. Budowa i zasada działania sterowania pilotowego

Zespoły sterowania pilotowego służą do sterowania pracą wszystkich siłowników hydraulicznych wchodzących w skład sekcji obudowy zmechanizowanej, tj.: stojaków, siłowników przesuwnika, podpory stropnicy, korekcji osłon bocznych itp. (rys. 1). Ponieważ sterowanie pracą danej sekcji obudowy odbywa się z sekcji poprzedzającej, sterowanie pilotowe jest zaliczane do tzw. sterownia przyległego [5, 6].

Jak wynika z rysunku 1, zespół sterowania pilotowego składa się z dwóch oddzielnych bloków:

- bloku rozdzielaczy sterujących (BRS),
- bloku rozdzielaczy wykonawczych (BRW).

Oba bloki (sterujący i wykonawczy) są połączone ze sobą przewodem wielokanałowym, za pośrednictwem złączy gwintowych, spełniającym rolę nośnika hydraulicznych impulsów sterujących.



Rys.1. Schemat ideowy sterowania pilotowego

Warto w tym miejscu nadmienić, że przewód wielokanałowy oraz przewody (odcinki) magistrali zasilającej i spływowej, są jedynymi przewodami giętkimi pomiędzy sekcjami obudowy. Przewody zasilania siłowników sekcji są, bowiem prowadzone pod sekcją, co wyeliminowało konieczność prowadzenia wiązki przewodów wysokociśnieniowych między sąsiednimi sekcjami, a tym samym pozwoliło na uniknięcie uszkodzeń tych przewodów np. w czasie dostawiania sekcji do trasy przenośnika.

Bloki rozdzielaczy sterujących BRS i wykonawczych BRW zbudowane są z płyt przyłączeniowych z zamontowanymi rozdzielaczami sterującymi lub wykonawczymi oraz elementami służącymi do podłączenia zasilania, spływu i przewodu wielokanałowego.

Sterowanie poszczególnymi rozdzielaczami wchodzącym w skład bloku rozdzielaczy sterujących odbywa się przez przestawienie dźwigni sterujących, które umożliwiają:

- zablokowanie dźwigni w położeniu zalterowanym tzn. dźwignia po zdjęciu nacisku nie powraca w położenie „zerowe”,
- zwolnienie dźwigni po zdjęciu nacisku i jej powrót do położenia zerowego.

Istnieją również konstrukcje dźwigni umożliwiające jej jedno- lub obustronne zablokowanie w zależności od potrzeb, przy czym dźwignia tego typu jest stosowana w przypadku braku podtrzymania funkcji na drodze hydraulicznej [4].

3. Analiza węzłów konstrukcyjnych wpływających na szczelność rozdzielaczy

Przed przystąpieniem do projektowania nowych konstrukcji rozdzielaczy została przeprowadzona analiza wszystkich awarii rozdzielaczy sterowania pilotowego w oparciu o raporty Działu Serwisu „Georyt – Centrum Produkcyjne” Sp. z o.o. Analiza ta doprowadziła do sformułowania następujących wniosków:

- główną przyczyną nieszczelności rozdzielaczy wykonawczych było zastosowanie uszczelnienia typu metal-metal; gniazdo, w którym powierzchnia stożka tłoczka uszczelniała węzeł ulegała wytarciui, wykłepaniu bądź powstawały ubytki materiału w wyniku gwałtownych uderzeń i wyłukania kawitacyjnego,
- podobna sytuacja miała miejsce w przypadku gniazda stożka zaworowego rozdzielaczy sterujących.

Usunięcie tych wad wymagało całkowitego przekonstruowania rozdzielaczy wykonawczych. Zmiany konstrukcyjne powinny objąć wszystkie elementy rozdzielaczy, przy czym musiały być spełnione następujące założenia:

- wymiary gabarytowe i montażowe korpusów rozdzielaczy nie mogły ulec zmianie,
- niezbędne jest wprowadzenie uszczelnień typu metal-tworzywo, przy czym tworzywo użyte na uszczelnienie powinno charakteryzować się możliwie najwyższymi własnościami chemiczno-mechanicznymi.

W przypadku rozdzielaczy sterujących nieszczelności były spowodowane dwoma przyczynami:

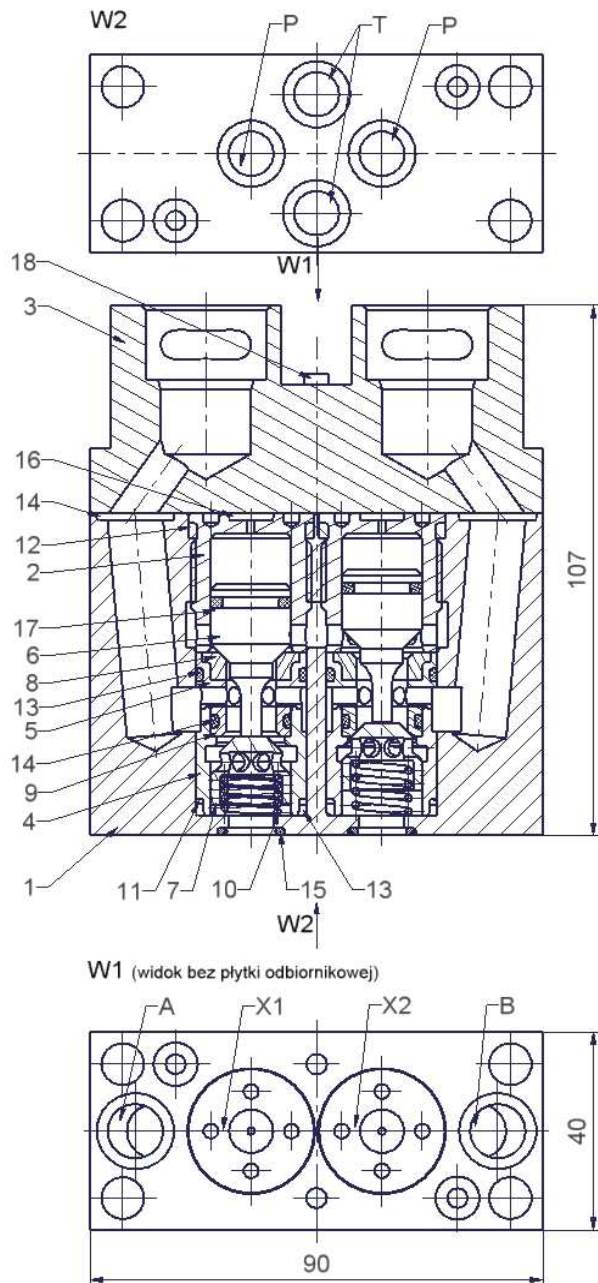
- nieszczelnością węzła kulka–gniazdo kulki,
- niewłaściwą konstrukcją suwaka odcinającego przestrzeń spływową rozdzielacza sterującego.

Dodatkowo założono zmiany wszystkich pierścieni uszczelniających użytych w konstrukcjach obu typów rozdzielaczy.

4. Konstrukcja nowych rozdzielaczy wykonawczych RW10

Rozdzielacze wykonawcze są podstawowymi elementami bloków rozdzielaczy wykonawczych BRW. Konstrukcja nowego rozdzielacza wykonawczego RW10 została przedstawiona na rysunku 2.

W korpusie (1) rozdzielacza znajdują się dwa zawory zasilające i spływowe. Zawory zasilające tworzą stożki zaworów (7), dociskane do krawędzi dolnej gniazda I (9) ciśnieniem zasilania i sprężyną (10). Zawory spływowe utworzone są przez tłoczki (6), które są osadzone suwliwie w tulei (2). Jak z powyższego wynika, rozdzielacze wykonawcze są rozdzielaczami typu zaworowego wyposażonymi w suwakozawory.



Rys.2. Rysunek zestawieniowy rozdzielacza wykonawczego RW10

Węzłami konstrukcyjnymi odpowiedzialnymi za szczelność zaworów zasilających i spływowych są:

- stożek (7) – gniazdo I (9) w przypadku zaworów zasilających,
- tłoczek (6) – gniazdo II (8) w przypadku zaworów spływowych.

Jak wspomniano powyżej w dotychczas produkowanych rozdzielaczach wykonawczych, w obu przypadkach stosowano uszczelnienie metal-metal [2, 6], które nie zapewniało szczelności w okresie 30000 cykli roboczych. W związku z tym szczególną uwagę skoncentrowano na doborze odpowiedniego materiału (tworzywa) na gniazda I i II.

4.1. Dobór materiału na gniazda

Przy doborze materiału na gniazda rozdzielaczy wykonawczych brano pod uwagę zarówno właściwości chemiczne, tj. odporność na działanie agresywnego medium roboczego, wytrzymałościowe, jak i podatność na skrawalność.

Na podstawie bardzo szerokiej analizy wszystkich dostępnych tworzyw poliamidowych [3], do zastosowania w konstrukcjach rozdzielaczy zostały wytypowane:

- Hopolimer poliksymetylenowy,
- Polieteroeteroketon.

Najważniejsze właściwości obu tworzyw przedstawiono w tabeli 1.

Wybrane właściwości tworzyw

Tabela 1

Lp.	Właściwości chemiczno-mechaniczne	Rodzaj materiału	
		Hopolimer poliksymetylenowy	Polieteroeteroketon
1	Gęstość [g/cm ³]	1,42	1,31
2	Wchłanianie wody do nasycenia [%]	0,5	0,2
3	Granica plastyczności [MPa]	70	110
4	Wydłużenie przy zerwaniu [%]	25	20
5	Moduł sprężystości [MPa]	3000	4400
6	Udarność (próba Charpy'ego) bez karbu	brak danych	nie pęka
7	Skrawalność i stabilność wymiarowa	dobra	bardzo dobra

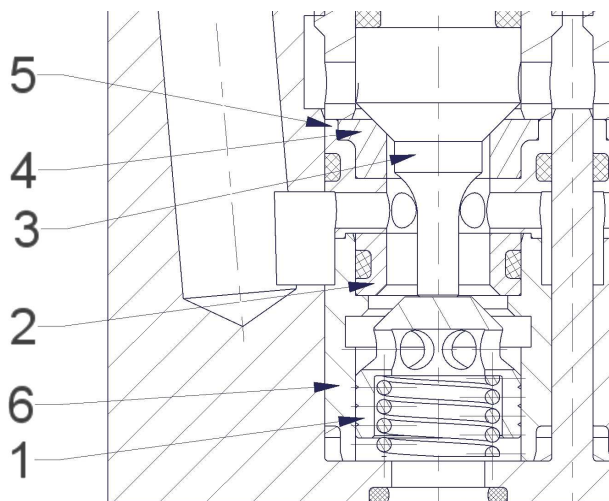
Z obu rodzajów tworzyw zostały wykonane gniazda o odpowiednich wymiarach, które wstępnie zostały zamontowane w seryjnie produkowanych rozdzielaczach i poddane próbom eksploatacyjnym. Stosowane przy tym różne pasowania gniazd w rozdzielaczach. Oba zaproponowane tworzywa przeszły test eksploatacyjny i zostały wprowadzone do produkcji seryjnej.

4.2. Nowe rozwiązania konstrukcyjne węzłów uszczelniających rozdzielaczy wykonawczych

Na rysunku 3 zostało przedstawione rozwiązanie węzłów uszczelniających rozdzielaczy wykonawczych. W przypadku tłoczka sterującego (3) został zmieniony kąt stożka przylegającego do powierzchni gniazda II (4). Gniazdo II osadzone jest w przegrodzie (5) z pasowaniem zależnym od wersji konstrukcyjnej rozdzielacza. Również w przypadku stożka zaworu (1) został zmniejszony kąt stożka. Gniazdo I (2) zostało zamontowane w tulei (6). Oba gniazda jak widać to na rysunku, mają powierzchnie zapewniające styk na średnicy z powierzchniami stożkowymi tłoczka i stożka zaworu, rzędu kilku milimetrów.

Wymiary nowej przegrody (5) i tulei (6) zostały dobrane do średnicy otworu w korpusie rozdzielacza. Warto nadmienić, że dla danej wersji rozdzielacza

dozwolone jest stosowanie gniazd wykonanych wyłącznie z jednego rodzaju wyżej wymienionych tworzyw.



Rys.3. Rozwiązanie węzłów uszczelniających rozdzielacza wykonawczego RW10

5. Konstrukcja nowych rozdzielaczy sterujących RS

Zakres niezbędnych zmian konstrukcyjnych w rozdzielaczu sterującym RS był znacznie mniejszy w porównaniu z rozdzielaczem wykonawczym. Konstruk-

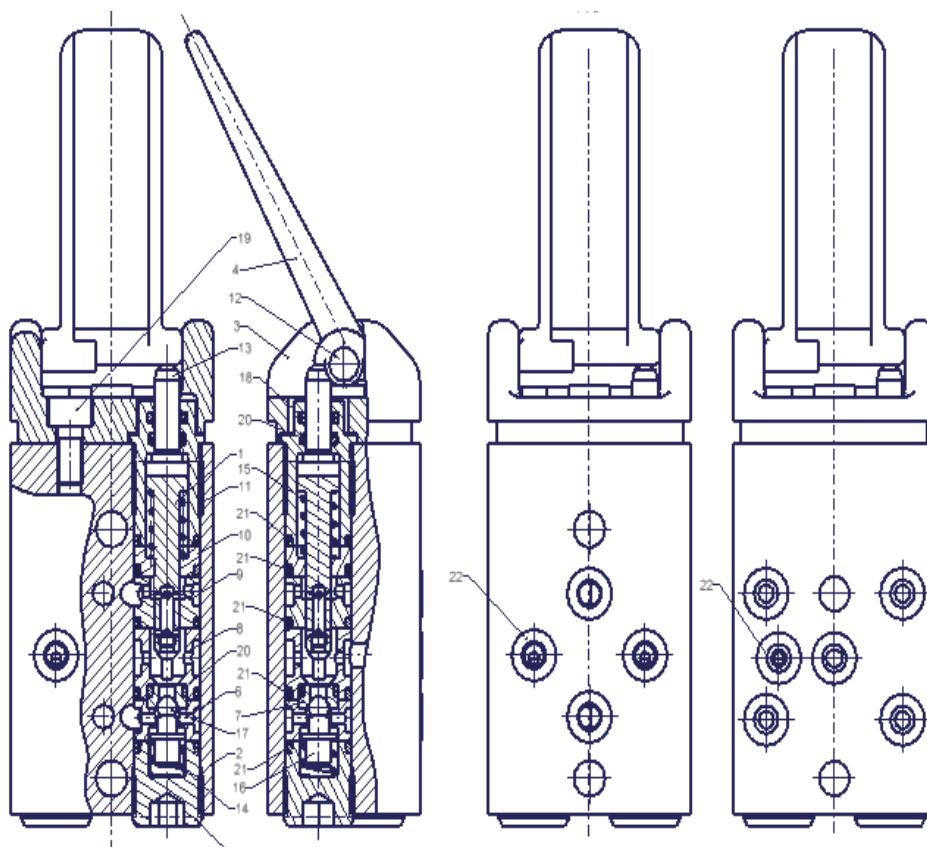
cję rozdzielacza sterującego przedstawiono na rysunku 4. We wszystkich wersjach rozdzielacza sterującego zostały dokonane następujące zmiany:

- doszczelniono węzeł kulka (17) – gniazdo kulki (7) poprzez zastosowanie gniazda z nowego tworzywa,
- doszczelniono węzeł odcinający przestrzeń sphywową rozdzielacza poprzez zmiany pasowań i materiału w suwakozaworze (1),
- wprowadzono zmiany konstrukcyjne w sprężynie kulki (14) oraz sprężynie suwakozaworu (15) wprowadzając w nich większą stałą sprężyny.

W pozostałych elementach dokonano niewielkich zmian materiałowych wpływających korzystnie na ich trwałość przy ilości cykli roboczych powyżej 30000.

6. Podsumowanie

Nowe konstrukcje rozdzielaczy wykonawczych z gniazdami wykonanymi z nowych tworzyw oraz zmienionymi pierścieniami uszczelniającymi przeszły cały zakres prób zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 1804-3:2004. Wszystkie sprawdzane wersje konstrukcyjne wyposażone w gniazda z obu rodzajów tworzyw przekroczyły liczbę 30000 cykli roboczych (średnio 34000–36000) bez utraty szczelności. Po rozmontowaniu rozdzielaczy nie stwierdzono objawów znisz-



Rys.4. Rysunek zestawieniowy rozdzielacza sterującego RS

czenia lub deformacji żadnego z testowanych gniazd. Podobnie, po szczegółowych oględzinach nie zauważono śladów zużycia na pozostałych elementach rozdzielaczy: stożkach zaworów, przegrodach czy tłoczkach sterujących. Nie ulega więc wątpliwości, że konstrukcja elementów i gniazd rozdzielaczy spełniają oczekiwania użytkowników i mogą być skierowane do produkcji seryjnej.

Nowe elementy rozdzielaczy wykonawczych powinny być zastosowane również w przypadku remontów rozdzielaczy z uszczelnieniem metal-metal. Pomysłne próby powyżej 30000 cykli roboczych przeszły również rozdzielacze sterujące. Nie stwierdzono żadnych nieszczelności w zmodernizowanych węzłach, natomiast nowa konstrukcja dźwigni i jej mocowania do korpusu w znaczny sposób ułatwia przesterowywanie rozdzielaczy.

Literatura

1. Chylaszek R., Tylek J.: Wybrane zagadnienia rozwoju sterowania hydraulicznego zmechanizowanymi obudowami ścianowymi realizowane w FAH „Georyt” S.A. II Międzynarodowa Konferencja „Techniki Urabiania” 2002, Kraków-Krynica 2002, s. 439-449.
2. Cymerys A., Władzielczyk K.: Problemy konstrukcji i eksploatacji układów sterowania pilotowego zmechanizowanych obudów ścianowych. Symposium „Maszyny Górnicze”, Wysowa 2003, s. 130-136.
3. Cymerys A., Dudek R.: Dobór materiałów na uszczelnienia rozdzielaczy wykonawczych. Georyt – AGH, Kraków 2005 [nie publikowane].
4. http://www.georyt.com/katalog_wyrobow/sterowanie_pilotowe.pdf. Katalog wyrobów firmy „Georyt – Centrum Produkcyjne” Sp. z o.o.
5. Irrisberger H.: Zmechanizowane Obudowy Ścianowe. Podręcznik dla praktyków.
6. Katalog wyrobów FAH “Georyt” S.A., Kraków 2002.
7. PN-EN 1804-3:2004: Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudów zmechanizowanych. Część 3: Hydrauliczne układy sterownicze.

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2007 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Perspektywy rozwoju górnictwa węgla kamiennego w Polsce

Streszczenie

Z inicjatywy Głównego Instytutu Górnictwa w Katowicach realizowany jest projekt celowy typu foresight pt. „Scenariusze rozwoju technologicznego przemysłu wydobywczego węgla kamiennego”, w którym uczestniczą również eksperci z Akademii Górniczo-Hutniczej, Politechniki Śląskiej, Polskiej Akademii Nauk, Centrum Elektryfikacji i Automatykacji Górnictwa EMAG oraz Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG. W artykule przedstawiono dotychczasowe wyniki projektu obejmujące analizę bilansu surowcowego pod kątem przewidywanej wielkości wydobycia węgla kamiennego w Polsce oraz przegląd stanu dotychczas stosowanych technologii w krajowym przemyśle wydobywczym.

Summary

A targeted project of a foresight type entitled “Scenarios of technological development of hard coal mining industry”, in which also the experts from AGH University of Science and Technology, Silesian University of Technology, Polish Academy of Sciences, EMAG Automation and Safety Systems and KOMAG Mining Mechanization Centre participate, is realized according to an initiative of the Central Mining Institute in Katowice. Previous project results, including analysis of raw minerals balance as regards predicted hard coal production in Poland and review of technologies used so far in Polish mining industry, were presented in the paper.

1. Uwagi wstępne

Przyszłość górnictwa węgla kamiennego w Polsce, zapewniającego bezpieczeństwo energetyczne kraju, jest przedmiotem ożywionej dyskusji, a nawet licznych kontrowersji. Na tle tego sformułowania ze wszech miar trafną była inicjatywa Głównego Instytutu Górnictwa, dotycząca realizacji tzw. foresightu technologicznego w zakresie rozwoju technologicznego przemysłu wydobywczego węgla kamiennego, kluczowego dla Polski surowca mineralnego, w horyzoncie czasowym do 2020 roku. W ramach dotychczasowej realizacji przedmiotowego projektu wykonano:

- analizę bilansu surowcowego węgla kamiennego,
- wariantową prognozę dostaw węgla kamiennego dla gospodarki kraju w perspektywie do 2020 roku,
- przegląd technologii wydobycia i przeróbki węgla kamiennego,
- przegląd technologii i technik mechanizacyjnych stosowanych w kopalniach węgla kamiennego,
- przegląd stanu stosowanych w górnictwie węgla kamiennego systemów automatyki, informatyki i zasilania,
- przegląd i analizę projektów foresight zrealizowanych w obszarze przemysłu wydobywczego na świecie.

2. Analiza kształtowania się stanu zasobów węgla kamiennego w Polsce

Baza zasobowa węgla kamiennego w Polsce uległa w ostatnich latach znacznemu zmniejszeniu. Ten spory

ubytek jest nie tylko efektem sukcesywnego szczypania zasobów, lecz wynika również ze zmian w ocenie złóż wskutek działań restrukturyzacyjnych. Już wcześniej z ośrodków eksperckich napływały informacje, że ilość zasobów jest zawyżana, a to przeszacowanie jest między innymi skutkiem wcześniejszych priorytetów rozwoju przemysłu węgla kamiennego, oderwanych od możliwości technicznych i wyników ekonomicznych. To uszczuplenie zasobów nastąpiło w rezultacie zmian legislacyjnych, korygujących kryteria przemysłowości, bilansowości oraz zasady przeklasyfikowania i skreślenia zasobów z ewidencji. Istnieje także wyraźny związek pomiędzy spadkiem zasobów, a budową autostrad, w filarach ochronnych których uwieziono znaczne zasoby wysokiej jakości węgla.

Głównym powodem zmiany zasobów przemysłowych w ostatnim 15-leciu były przekwalifikowania. Zmiany kwalifikacji wynikały przede wszystkim z opracowania nowych dokumentacji geologicznych i projektów zagospodarowania złóż w kopalniach, które kierując się rachunkiem ekonomicznym, mniej korzystne zasoby, z punktu widzenia rentownej eksploatacji kwalifikowały do innych grup. Z przeprowadzonej w projekcie analizy wynika, że aż 40% ubytku zasobów przemysłowych spowodowały inne przyczyny niż eksploatacja. Pośród tych przyczyn największy udział mają straty wynoszące w wybranych kopalniach od 14,4% do 28% zasobów oraz zmiana ich kwalifikacji stanowiąca od 5,5 % do 12%. Głównymi przyczynami tych zmian była skomplikowana tektonika złoża, występowanie złoża w otoczeniu starych zrobów, w filarach ochronnych obiektów powierzchniowych i w parcelach

o nieregularnych kształtach. Z kolei podstawowym powodem skreśleń zasobów z ewidencji był brak ich dostępności, powodujący konieczność oddzielnego udostępnienia oraz niekorzystne warunki geologiczno-górnice. Należy podkreślić, że skomplikowane warunki geologiczno-górnice, przejawiające się występowaniem zaburzeń tektonicznych stanowiły przyczynę ponad połowy przeklasyfikowań do zasobów pozabilansowych oraz wszystkich przypadków skreśleń z ewidencji.

Konsekwencją wdrażania kolejnych programów restrukturyzacyjnych była redukcja, zarówno wielkości wydobywania, jak i rozmiarów zatrudnienia. Spowodowało to całkowitą lub częściową likwidację kopalń, a w konsekwencji nieodwracalną utratę zasobów. Kolejnym ze sposobów redukcji nadmiernych mocy produkcyjnych było łączenie kopalń ze sobą sąsiadujących, które w wielu przypadkach było formą powolnej likwidacji tych zakładów górniczych. Podejmowane działania spowodowały wzrost koncentracji wydobywania oraz projektowanie eksploatacji w możliwie najbardziej korzystnych warunkach geologiczno-górnich.

Mając na względzie powyższe uwagi, z punktu widzenia tworzenia scenariuszy dalszego rozwoju technologicznego przemysłu węgla kamiennego, istotną jest nie tylko wielkość bazy zasobowej i jej wystarczalność, lecz przede wszystkim kształtowanie się zasobów pod względem dostępności oraz uwarunkowań geologiczno-górnich.

Przeprowadzona analiza stanu bazy zasobowej w aktualnie czynnych kopalniach węgla kamiennego dowodzi, że istotnego znaczenia nabierają fakty o ograniczeniach prowadzenia eksploatacji, wynikające z uwięzienia zasobów w filarach ochronnych. W obrębie filarów ochronnych uwięzionych jest 22% ogólnej wielkości zasobów przemysłowych, z czego 30% na poziomach czynnych. Aż w 9 kopalniach udział zasobów w filarach ochronnych przekracza 50% udostępnionych zasobów.

Wymogi ochrony powierzchni w obszarach górniczych istniejących kopalń powodują, że coraz więcej zasobów wysokiej jakości węgla zostanie również w przyszłości uwięzionych w filarach ochronnych. Ich eksploatacja niesie za sobą szereg ustaleń formalnoprawnych oraz konieczność zastosowania specjalnych systemów eksploatacji, uwzględniających odpowiednie sposoby likwidacji zrobów. Przewiduje się, że ochrona autostrad A-4 i A-1 na odcinkach przechodzących przez obszary górnicze kopalń skrzepuje wydobywanie 460 mln Mg (około 10%) zasobów przemysłowych. Największy udział zasobów skrzepowanych filarami pod autostradami dotyczy kopalń „Halemba”, „Makoszowy” i „Bielszowice”.

Trzeba jednak zaznaczyć, że część zasobów w filarach ochronnych może zostać uwolniona na

skutek likwidacji chronionych obiektów (np. zbędnych szybów łączonych kopalń, czy niepotrzebnych wyrobisk podziemnych), część z nich mogłaby być również wyeksploatowana z zastosowaniem podsadzki hydraulicznej.

Niejednokrotnie, na skutek łączenia kopalń i likwidacji poziomów, występowanie zasobów może mieć miejsce powyżej najwyższego poziomu wentylacyjnego. Związana z wykonaniem dodatkowych wyrobisk wentylacyjnych zmiana sposobu przewietrzania mogłaby przywrócić zasoby zalegające nad poziomem wentylacyjnym.

Istotnym czynnikiem utrudniającym i ograniczającym dostępność złoża jest skomplikowana tektonika złoża. Częstokroć bowiem gęsta sieć uskoków uniemożliwia zaprojektowanie ścian o większych wybiegach oraz uzyskanie właściwej koncentracji wydobywania.

Również ograniczające dostępność złoża fragmentaryczne występowanie lub nieregularne kształty parcel niekoniecznie muszą spełniać wymogi eksploatacji systemami ścianowymi. Istnieje bowiem możliwość ich wybrania innymi tzw. krótkofrontowymi systemami wybierania. Należy w tym miejscu podkreślić, że niejednokrotnie sięgające 30% zasobów przemysłowych straty w zasobach wynikające z eksploatacji stanowią zasoby, które ze względu na panujące warunki geologiczno-górnice nie mogą być wybrane systemem ścianowym. Straty te mogłyby być znacznie mniejsze w przypadku stosowania w takich rejonach, przykładowo, systemów zabierkowych czy chodnikowych.

Ostatnimi laty można było zauważyć tendencję, wynikającą z ograniczania wielkości wydobywania, polegającą na projektowaniu eksploatacji w możliwie najbardziej korzystnych warunkach górniczo-geologicznych. Spowodowało to pomijanie zasobów w obszarach uwięzionych w filarach resztkowych, czy w rejonach o skomplikowanej tektonice. Sukcesywne szczypanie złoża wymusi jednak w przyszłości sięgnięcie po te zasoby, co spowoduje ujawnianie się przejawów zagrożeń naturalnych i narzuci wymogi odnośnie ochrony obiektów powierzchniowych.

Analizując problem dostępności zasobów należy poruszyć istotną z punktu widzenia rozwoju technologicznego, kwestię pozyskania nowych zasobów. Wiąże się to z budową nowych kopalń, bądź też z budową nowych poziomów wydobywczych. Dotychczasowe zaniechania w tym zakresie oraz finansowe i techniczno-organizacyjne ograniczenia w realizacji inwestycji mogą spowodować, że działania te zostaną jeszcze bardziej wydłużone. W tej sytuacji niejednokrotnie zachodzić będzie potrzeba do sięgnięcia po wzmiankowane już wcześniej zaniechane zasoby, uwięzione w resztkach czy filarach ochronnych.

Do uwarunkowań geologicznych związanych z załeganiem złóż węgla kamiennego należą głębokość

zalegania, miąższość i nachylenie, urabialność i własności fizyko-mechaniczne, charakter skał spągostropowych oraz zmienność i zaburzenia w zaleganiu pokładów. Będące pochodną przytoczonych parametrów, warunki górnicze wynikać zatem będą z kolejności wybierania pokładów, obecności zaszczości eksploatacyjnych, występowania zagrożeń naturalnych oraz wymogów ochrony powierzchni. Z kolei przez niskie parametry jakości węgla należy rozumieć wysoką zawartość popiołu i siarki oraz niską wartość opałową.

Dyskusja wymienionych czynników pozwoliła wyróżnić trzy grupy różniące się stopniem rzeczowości ich wyznaczania.

Do grupy przyczyn obiektywnych czyli możliwych do jednoznacznego wykazania zaliczono występowanie zasobów w filarach ochronnych oraz występowanie zasobów powyżej najwyższego poziomu wentylacyjnego. W grupie przyczyn subiektywnych czyli trudnych w jednoznacznej ocenie wymieniono zmienną, na granicy bilansowości, grubość pokładu, skomplikowane zaburzenia tektoniczne, występowanie licznych przesterów skały płonnej, konieczność oddzielnego udostępnienia odrębnych partii złoża, fragmentaryczne występowanie lub nieregularne kształty parcel oraz płytkie zaleganie pokładów. Ostatnią zdefiniowaną grupę stanowią przyczyny niejednoznaczne, gdzie umieszczono zagrożenie tąpniętami oraz dużą zawartość popiołu i niską wartość opałową. Należy stwierdzić, że przypisane poszczególnym grupom określenia nie zawsze są precyzyjne, nie dając pewności co do słuszności podjętych decyzji.

Z dotychczasowych doświadczeń wynika, że eksploatacja pokładów w zdefiniowanych warunkach niejednokrotnie była możliwa, a decyzje o przeklasyfikowaniu części zasobów lub skreśleniu ich z ewidencji podejmowane obligatoryjnie, bez przeprowadzenia szczegółowych analiz. Stąd też autorzy projektu, skądinąd słusznie, zaproponowali ilościowy sposób rozpatrywania geologiczno-górnich warunków występowania pokładów. Zdefiniowane cechy charakteryzujące te warunki rozdzielono na korzystne, nie powodujące zagrożenia dla bezpieczeństwa pracy lub pogorszenia warunków eksploatacji oraz jako niekorzystne, charakteryzujące warunki stwarzające zagrożenie dla bezpieczeństwa pracy lub pogarszające warunki eksploatacji. Pośród tych cech wyszczególniono między innymi, bardzo istotne z punktu widzenia bezpieczeństwa pracy i warunków eksploatacji zagrożenia naturalne, takie jak zagrożenie wodne, tąpniętami, metanowe i wybuchem pyłu węglowego. Jednakże nie należy zapominać o pozostałych zagrożeniach, takich jak zagrożenie pożarami endogenicznymi, podwyższoną temperaturą i wyrzutami gazów i skał. Zagrożenia te mogą również decydować o warunkach eksploatacji.

Jakkolwiek wnioskowany sposób podejścia do uwarunkowań geologiczno-górnich jest trafny, to należy

rozpatrywać te cechy nie tylko szczegółowo, lecz również łącznie, uwzględniając złożoność i czasoprzestrzenność prowadzenia robót górniczych, wynikających chociażby z występowania zagrożeń skojarzonych. Zatem decyzja o przeklasyfikowaniu zasobów, bądź skreślenia ich z ewidencji winna mieć charakter ekspercki, odnoszący się do konkretnych wieloparametrowych i skomplikowanych uwarunkowań geologiczno-górnich złoża oraz jakości węgla.

W analizie stanu bazy zasobowej w aktualnie czynnych kopalniach węgla kamiennego istotnego znaczenia nabierają stwierdzenia o ograniczeniach prowadzenia eksploatacji wynikające z zagrożeń naturalnych. Według tej analizy 16% zasobów przemysłowych występuje w pokładach II i III stopnia zagrożenia tąpniętami, 25% w pokładach III i IV kategorii zagrożenia metanowego, 29% w rejonach o temperaturze górotworu przekraczającej 28°C. Dodać tutaj należy znaczny udział pokładów skłonnych do samozapalenia oraz występowanie zagrożenia wyrzutami węgla i metanu w kopalniach eksploatujących węgle koksowe. Niestety stan tych zagrożeń będzie nadal wzrastał. Zwiększą się bowiem wpływające na ich wielkość takie parametry, jak głębokość eksploatacji, wytrzymałość skał otaczających pokłady, czy stan zaawansowania i skrepowania eksploatacji.

3. Ocena dotychczas stosowanych technologii górniczych, technik mechanizacyjnych oraz infrastruktury systemowej w przemyśle węgla kamiennego

Na proces produkcyjny w przemyśle węgla kamiennego składa się wiele technik i technologii. Do najważniejszych z nich należą technologie górnicze, techniki mechanizacyjne oraz infrastruktura systemowa.

Na podstawie przeglądu i analizy dotychczas stosowanych technologii górniczych w przemyśle wydobywczym węgla kamiennego można wyróżnić, zwłaszcza w zakresie technologii eksploatacji, powszechnie stosowane systemy długofrontowe oraz zanikające systemy krótkofrontowe. Także pod względem sposobu likwidacji zrobów powszechnie stosuje się zawal stropu, a podsadzka hydrauliczna wykorzystywana jest sporadycznie. Odnosząc się do wcześniejszych stwierdzeń wskazujących na potrzebę wybierania w przyszłości parcel nieregularnych, filarów resztkowych, czy uwolnionych filarów ochronnych, należy stwierdzić, że coraz częściej zachodzić będzie potrzeba stosowania aktualnie zanikowych technologii, jak systemy zabierkowe i chodnikowe, czy systemy z podsadzką hydrauliczną.

Nieunikniony wzrost głębokości wybierania i coraz większe skrepowanie prowadzonej eksploatacji spowoduje nasilenie występowania większości zagrożeń

naturalnych. Stąd też dotychczasowe sposoby prowadzenia robót udostępniających, przygotowawczych i eksploatacyjnych coraz bardziej uwzględniać będą skalę tych zagrożeń. Zaliczone do technologii pomocniczych wentylacja i odwadnianie również nierozłącznie wiążą się występowaniem związanych z atmosferą kopalnianą tzw. zagrożeń atmosferycznych oraz zagrożeń wodnych.

Z analiz stosowanych technologii i technik mechanizacyjnych związanych z wykonywaniem korytarzowych wyrobisk udostępniających i przygotowawczych wynikają istotne tendencje. Następuje wzrost stosowania urabiania mechanicznego, gdzie aktualnie ponad 90% wyrobisk wykonuje się z wykorzystaniem kombajnów chodnikowych. Postęp drażenia tych wyrobisk przy urabianiu mechanicznym dochodzi do 16,5 m/dobę.

W większości ścianowych wyrobisk eksploatacyjnych w górnictwie polskim stosuje się wyposażenie standardowe, zapewniające pełną mechanizację wszystkich realizowanych w ścianie operacji technologicznych. A zatem do urabiania wykorzystuje się kombajny, umożliwiające jednocześnie ładowanie urobku na stanowiący środek odstawy ścianowy przenośnik zgrzebłowy. Zabezpieczenie wyrobiska ścianowego realizowane jest przez obudowę zmechanizowaną przystosowaną konstrukcyjnie do zawałowej lub podszkawkowej likwidacji wybranej przestrzeni.

W ostatnich latach, z uwagi na koncentrację wydobycia, widoczna jest tendencja zwiększania mocy kombajnów, czy też, w związku z zwiększającymi się długościami ścian, wydłużania przenośników ścianowych. Jednakże coraz większe skrępowanie prowadzonej eksploatacji, w tym występowanie zagrożeń naturalnych, nie będzie korelować z tym kierunkiem.

Należy w tym miejscu zwrócić uwagę na znaczną dysproporcję pomiędzy wielkością wydobycia z pokładów cienkich, a wielkością zasobów w tych pokładach. Pomimo spadku udziału pokładów cienkich (do 1,5 m) w zasobach przemysłowych, to nadal jest on znaczny i wynosi około 18,5%. Można zatem przypuszczać, iż w wyniku nieuniknionego szczyptywania się zasobów w pokładach średnich i grubych, wydobycie ze ścian niskich będzie się zwiększać. Spowoduje to również powrót do stosowanych w tych ścianach strugowych technologii urabiania.

Stosowane w przemyśle wydobywczym węgla kamiennego technologie górnicze i mechanizacyjne wymagają korzystania z różnego rodzaju rozwiązań dotyczących zasilania maszyn i urządzeń, przepływu informacji o realizacji poszczególnych procesów technologicznych, ich automatyzacji, jak i sposobów automatycznego zabezpieczenia załóg górniczych i mienia kopalni przed niebezpiecznymi skutkami występowania zagrożeń naturalnych. Wymienione elementy syste-

mów zasilania, informatyki i automatyki składają się na zasadniczą infrastrukturę systemową, zabezpieczającą produkcję węgla kamiennego.

W segmencie systemowego zasilania, rozumianego jako kopalniana sieć elektroenergetyczna, wydzielono dwie kategorie sieci: średniego (powyżej 1 kV) i niskiego (do 1 kV) napięcia. Sieć średniego napięcia prowadzona od powierzchniowej stacji transformatorowej do rozdzielni głównej stanowi zasilanie odbiorników na powierzchni kopalni i odbiorników w wyrobiskach kopalni. Do tych pierwszych zalicza się centralne odbiorniki dużej mocy, takie jak: wentylatory główne czy maszyny wyciągowe oraz odbiorniki małej mocy z urządzeniami przeróbki mechanicznej czy transportu przyszybowego. Pośród tych drugich odbiorniki centralne dużej mocy stanowią pompy głównego odwadniania, zaś odbiorniki lokalne maszyny urabiające. Z kolei sieć niskiego napięcia rozprowadzana jest do znacznie większej liczby odbiorników, zarówno na powierzchni, jak i w wyrobiskach podziemnych. Sieć ta zasilą maszyny i urządzenia stacjonarne i jezdne, narzędzia ręczne oraz całą sieć oświetleniową i sygnalizacyjną.

W zakres systemowej automatyki wchodzi rozwiązywanie dotyczące sterowania i automatyzacji maszyn i urządzeń górniczych, a także zabezpieczenia kontrolujące, technologiczne czy decyzyjne ograniczające bądź wręcz eliminujące czynnik ludzki. Pośród nich można zatem wyróżnić rozwiązania z zakresu kontroli i sterowania procesami podstawowych i pomocniczych technologii górniczych oraz rozwiązania z zakresu kontroli i zabezpieczenia załogi i ruchu zakładu górniczego przed niebezpiecznymi skutkami zagrożeń górniczych.

Pośród maszyn i urządzeń pracujących w wyrobiskach górniczych automatyka obejmuje: maszyny urabiające w przodkach korytarzowych i eksploatacyjnych, ścianowe obudowy zmechanizowane oraz urządzenia transportu urobku, materiałów i ludzi, a w procesie przeróbki mechanicznej węgla zarówno urządzenia, jak i ciągi technologiczne. Systemowa automatyka obsługuje również szereg technologii pomocniczych, jak choćby wentylację czy odwadnianie.

Rozwiązania z zakresu kontroli i zabezpieczenia przed zagrożeniami górniczymi obejmują zagrożenia naturalne, takie jak: zagrożenie metanowe, pożarami endogenicznymi, oraz zagrożenia technologiczne, jak związane z pożarami maszyn i urządzeń, zagrożenie pożarami egzogenicznymi czy pyłami szkodliwymi dla zdrowia. W ramach kontroli i oceny stanu zagrożenia tąpnięciami stosowane są metody sejsmoakustyczne, sejsmologiczne i sejsmiczne. Inną grupę stanowią systemy monitorowania różnych parametrów związanych z atmosferą kopalnianą. Należą do nich między innymi: metan, stanowiący o zagrożeniu metanowym, tlenek i dwutlenek węgla oraz ciśnienie barometryczne związane z zagrożeniem pożarowym, temperatura i wilgot-

ność powietrza obrazujące zagrożenie klimatyczne, zapylenie powietrza określające poziom zagrożenia pyłowego oraz prędkość powietrza istotna w kontroli większości zagrożeń wentylacyjnych. Trzeba podkreślić, iż automatyczna metanometria uniemożliwiająca zapłon, a konsekwencji wybuch metanu stanowi aktualnie jeden z najbardziej istotnych elementów automatyki, zwłaszcza w obliczu ostatniej katastrofy w kopalni „Halemba”. Ostatnio coraz częściej, w warunkach współwystępowania zagrożeń naturalnych, ma miejsce zintegrowane wieloparametrowe monitorowanie kilku zagrożeń. Dotyczy ono zwłaszcza zagrożeń tąpnięciami, metanowego i pożarowego.

Analizując przegląd stanu infrastruktury systemowej stosowanej w górnictwie węgla kamiennego uwidacznia się jej znaczne zróżnicowanie. Mamy bowiem do czynienia z różnorodnością rozwiązań w odniesieniu do stosowanych podstawowych i pomocniczych technologii górniczych i mechanizacyjnych oraz różnych sposobów kontroli i zabezpieczeń w aspekcie występowania w polskich kopalniach wszystkich znanych zagrożeń naturalnych. Różnice te występują również pod względem powszechności stosowania i poziomu technicznego, które to kryteria decydują o zanikowym, stosowanym czy rozwojowym charakterze tych rozwiązań. Trzeba podkreślić, że wszystkie te rozwiązania, bez względu na skalę zastosowania czy zaawansowanie techniczne, odpowiadają potrzebom racjonalnego rozwoju technologicznego przemysłu węgla kamiennego oraz zapewnieniu bezpieczeństwa załogi i ruchu zakładów górniczych. Zasadnicze znaczenie ma jednak ten drugi aspekt stosowania rozwiązań infrastruktury systemowej, zwłaszcza w sytuacji intensyfikacji występujących w polskim górnictwie węglowym zagrożeń naturalnych.

4. Określenie kierunków technologicznego rozwoju przemysłu węgla kamiennego

Analiza bilansu surowcowego pod kątem przewidywanej wielkości wydobycia oraz przegląd stanu dotychczas stosowanych technologii w przemyśle wydobywczym węgla kamiennego będzie podstawą, w połączeniu z planowaną oceną innowacyjności tych technologii, do wyznaczenia scenariuszy rozwoju technologicznego tej branży. Scenariusze te winny zawierać określenie możliwości rozwojowych istniejących i stosowanych technologii oraz rozpoznanie możliwości stosowania nowych technologii, bądź zmodyfikowanych technologii stosowanych wcześniej.

Przeprowadzona dyskusja kształtowania się zasobów węgla kamiennego pod kątem ich dostępności i uwarunkowań geologiczno-górnicznych oraz wieloparametrowa analiza dotychczasowego stanu technologicznego przemysłu węgla kamiennego skłania do sformułowania kilku wybranych tez kierunków tego rozwoju.

W górnictwie węgla kamiennego utrzymać się będzie ekonomicznie uzasadniona tendencja dążenia do koncentracji wydobycia, czyli pozyskiwania jak największego wydobycia z możliwie najmniejszej liczby jednostek eksploatacyjnych. Wraz ze zmniejszającą się w przyszłości liczbą czynnych ścian, wybieranych pokładów, poziomów czy kopalń, zwiększać się będzie wielkość jednostkowego wydobycia. Spowoduje to konieczność unowocześnienia ścianowej technologii eksploatacji pozwalającej na osiągnięcie wysokiego wydobycia. Uzyskanie pożądanej wielkości wydobycia zależy od wielu często wzajemnie powiązanych czynników geologiczno-górnicznych i techniczno-organizacyjnych. Pożądane efekty zależą nie tylko od właściwie zaprojektowanych systemów eksploatacji, ale są przede wszystkim wynikiem korzystnych uwarunkowań w zaleganiu złoża.

Tymczasem wydobywanie węgla kamiennego już dziś często przebiega w złożonych warunkach geologiczno-górnicznych. Eksploatacja prowadzona jest na coraz większych głębokościach, w rejonach zaburzeń tektonicznych, w obszarach oddziaływania zaszczości eksploatacyjnych, w filarach ochronnych obiektów podziemnych i powierzchniowych, w obszarach o dużej metanonośności, w trudnych warunkach klimatycznych itp. Te uwarunkowania powodować będą, iż coraz więcej wybieranych zasobów węgla kamiennego pochodzić będzie z obszarów skrzepowanych, kreujących ujawnianie się przejawów zagrożeń naturalnych i narzucających wymogi odnośnie ochrony obiektów powierzchniowych. Uzyskiwanie coraz większego wydobycia ze ścian będzie zatem utrudnione między innymi poprzez ograniczenia prędkości frontu eksploatacyjnego z uwagi na zagrożenie tąpnięciami, zagrożenie metanowe, czy ochronę powierzchni lub też, ze względu na zagrożenie pożarowe, poprzez zmniejszenie długości ścian. Opisany stan rzeczy spowoduje, iż w trakcie przyszłej eksploatacji nastąpi intensyfikacja występowania takich zagrożeń, jak: zagrożenie tąpnięciami, zagrożenie metanowe, zagrożenie pożarami, zagrożenie klimatyczne oraz zagrożenie wyrzutami gazów i skał. Dlatego też w scenariuszach rozwoju technologicznego podziemnej eksploatacji złóż za istotne uważa się podjęcie problematyki zagrożeń naturalnych. Udoskonalenie istniejących, a także wypracowanie nowych metod oceny stanu i profilaktyki zagrożeń naturalnych, pozwoli w przyszłości na ukierunkowany rozwój bezpiecznej technologii robót górniczych. Służyć temu będzie również ulepszanie konstrukcji maszyn i urządzeń, wprowadzenie pełnej automatyzacji oraz systemów nadzoru i monitoringu.

Sukcesywne szczypanie zasobów węgla kamiennego, wymusi na zakładach górniczych sięgnięcie po zasoby uwięzione w filarach resztkowych, a utrzymywana tendencja łączenia kopalń pozwoli na wybieranie szybowych filarów ochronnych czy filarów oporowych. Coraz częściej z powodów ekonomicznych, wysokiego

zagrożenia pożarowego czy wymagań dotyczących ochrony obiektów powierzchniowych i podziemnych, zakłady górnicze prowadzić będą eksploatację w obrębie, bądź strefach bezpośredniego oddziaływania pól resztkowych, filarów ochronnych, oporowych, w sąsiedztwie zaburzeń uskokowych o dużych amplitudach oraz w rejonach o znacznym zaangażowaniu tektonicznym. Nieregularne obszary resztkowe w rejonach o dużym zagrożeniu metanowym, pożarowym i tapaniami, a także uwolnione obszary w rejonach infrastruktury powierzchniowej i podziemnej wymuszą pewne specyficzne rozwiązania techniczne. Spowoduje to konieczność odpowiedniej koordynacji wybierania i rozcięcia złoże, zastosowania określonego systemu eksploatacji, adekwatnego sposobu kierowania stropem, utrzymania właściwego natężenia eksploatacji czy wdrożenia trafnej profilaktyki zagrożeń naturalnych. Istnieje zatem potrzeba określenia przyszłych scenariuszy technologii wybierania resztek złoże, filarów ochronnych i oporowych, scenariuszy pozwalających na wybór najkorzystniejszego systemu eksploatacji w zależności od zmieniających się warunków wybierania, kosztów eksploatacji czy minimalizacji strat złoże.

Wzmiankowane szczypanie zasobów złoże, zwłaszcza z pokładów średnich i grubych, spowoduje również konieczność sięgnięcia do zaniechanych ze względów ekonomiczno-technologicznych znacznych zasobów w pokładach cienkich. Wybieranie tych pokładów nie tylko spowoduje powrót do strugowych technologii urabiania, ale musi się wiązać się z rozwojem konstrukcji kombajnów oraz obudów przeznaczonych do ścian niskich.

Należy zwrócić uwagę, że zasygnalizowane problemy dotyczące rozwoju technologii eksploatacji często występują łącznie, wzajemnie na siebie oddziałując. Stąd też istotnym jest kompleksowe rozpatrywanie przedstawionej problematyki, gdzie kryterium bezpieczeństwa powinno stanowić priorytet nadrzędny.

5. Podsumowanie

Realizowany projekt „foresight węglowy”, którego celem jest określenie scenariuszy rozwoju technologicznego i funkcjonowania górnictwa węgla kamiennego w warunkach zrównoważonego rozwoju należy uznać ze przedsięwzięcie jak najbardziej słuszne i ze wszzech miar potrzebne.

„Foresight” stanowi przedsięwzięcie upowszechnione w świecie u schyłku XX wieku i realizowane do dzisiaj na coraz większą skalę, a jego celem jest ustalenie istotnych problemów gospodarczych i społecznych, prognozowanie rozwoju regionalnego czy technologicznego, a także wspomaganie procesów decyzyjnych. Jego charakter doskonale zdefiniował Jenifer Cassinngen Harpe określając foresight jako *„proces obejmujący współpracę, dyskusję oraz konsultację pomiędzy grupami partnerów prowadzące do opracowania wspólnych wizji przyszłości i strategii, mających na celu określenie możliwości długofalowego naukowego, technologicznego i innowacyjnego rozwoju”*.

Autorzy realizowanego polskiego „foresightu węglowego” należą do grona wybitnych naukowców i praktyków reprezentujących m.in. Główny Instytut Górnictwa, Akademię Górniczo-Hutniczą, Politechnikę Śląską, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Centrum Elektryfikacji i Automatyzacji Górnictwa EMAG, Polską Akademię Nauk.

Należy mieć nadzieję, że rezultaty ich prac nie tylko posłużą władzom i przedsiębiorcom, informując ich o nowych tendencjach rozwojowych górnictwa węgla kamiennego, ale również wskażą priorytetowe kierunki działań w tym zakresie.

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2007 r.