

Dr inż. Zygmunt KUDŹMA
Prof.dr hab.inż. Edward PALCZAK
Mgr inż. Janusz RUTAŃSKI
Dr inż. Michał STOSIAK
Politechnika Wrocławska

Wybrane problemy eksploatacji maszyn z napędem hydrostatycznym

Streszczenie

W artykule przedstawiono niektóre problemy eksploatacji maszyn z napędem hydrostatycznym. Zidentyfikowano niektóre źródła drgań i hałasu w maszynach roboczych. Skupiono się na czynnikach hydraulicznych. Wskazano na negatywne skutki drgań. Zaproponowano zastosowanie tłumika pulsacji ciśnienia jako skuteczną metodę redukcji przyczyn nadmiernej hałaśliwości.

Summary

Some problems of operation of machines with hydrostatic drive were presented in the paper. Some sources of vibrations and noise in operational machines were identified. The paper focused on hydraulic factors. Negative effects of vibrations were indicated. Use of damper of pressure pulsation was suggested as an effective method for reduction of reasons of excessive noise.

1. Wprowadzenie

Ze względu na znane zalety hydrostatycznych układów napędowych ten rodzaj napędu dominuje w urządzeniach określanych ogólnie jako maszyny robocze ciężkie. Jako przykład można podać ładowarki, gdzie napęd osprzętu jest obecnie rozwiązany wyłącznie na drodze hydrostatycznej, podczas gdy w mechanizmie jazdy spotyka się zarówno rozwiązania hydrostatyczne jak i hydromechaniczne z elementami hydrokinetycznymi.

W ostatnich latach zauważyć można intensywny rozwój różnego typu systemów sterowania wpływających na parametry stanów nieustalonych, jak i właściwości w ruchu ustalonym hydrostatycznych układów napędowych, szczególnie należy tu wymienić układy „load sensing” lub sterowane mikroprocesorowo w technice proporcjonalnej.

Projektant układu napędowego, obok tak podstawowych parametrów, jak: moc wyjściowa, zakres prędkości elementu napędzanego, sprawność itd., stoi przed problemem zapewnienia określonych właściwości dynamicznych ze względu na specyfikę projektowanej maszyny. Kryteria oceny maszyn i urządzeń, a w szczególności maszyn z napędem hydrostatycznym, stawiane współcześnie, zostały ostatnio poszerzone o kryterium hałaśliwości ich pracy.

Hydrostatyczne układy napędowe obok powszechnie znanych zalet mają też istotną wadę – są źródłem hałasu o stosunkowo wysokim poziomie, co może być czynnikiem dyskwalifikującym ten rodzaj napędu ze względu na przekroczenie normatywnych wartości hałasu (sukcesywnie obniżanych) określonych względami ergonomicznymi. Z tego też względu poprawnie skon-

struowany układ obok założonych właściwości statycznych i dynamicznych powinien zapewnić możliwie najniższy poziom emitowanego hałasu [1].

Ponadto pracująca maszyna robocza jest źródłem drgań mechanicznych o szerokim spektrum częstotliwości. Drgania te oddziałują na operatora znajdującego się w maszynie, wszystkie podzespoły i podukłady maszyny oraz pośrednio na otaczające środowisko. Występowanie tych drgań powodować może niejednokrotnie zakłócenia w pracy całego układu hydraulicznego maszyny mobilnej. Jako zakłócenie pracy takiego układu rozumie się pojawienie się zmian w widmie pulsacji ciśnienia. To prowadzić może m.in. do zmniejszenia dokładności pozycjonowania organów wykonawczych, nierównomierności pracy, skrócenia czasu eksploatacji maszyny oraz wzrostu niekiedy poziomu emitowanego hałasu.

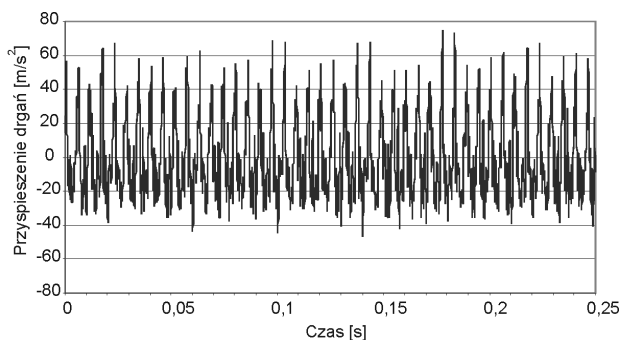
W artykule przedstawiono niektóre przyczyny powstawania drgań i hałasu maszyn roboczych ciężkich oraz wskazano problemy redukcji hałasu emitowanego przez te maszyny, ze szczególnym uwzględnieniem hałasu infradźwiękowego i szerzej hałasu niskoczęstotliwościowego.

2. Identyfikacja źródeł drgań i hałasu

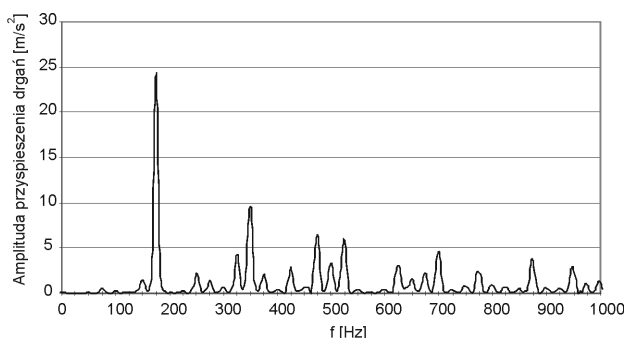
Wśród źródeł drgań maszyny roboczej wymienić można m.in.: niewyrównoważenie elementów wirujących, nierówności podłoża, po którym porusza się maszyna, zjawiska związane z przepływem czynnika roboczego w układach roboczych (pneumatycznych lub hydraulicznych), czy zmienność obciążeń. Jako przykład podaje się własne badania przyspieszenia drgań zbiornika zasilacza hydraulicznego – rysunku 1 i 2,

wykonane w kierunku ruchu elementu sterującego zamontowanego na nim zaworu hydraulicznego.

Ponadto wykazano, w pracach eksperymentalnych i studiach literaturowych, że w widmie przyspieszeń drgań maszyny roboczej wyposażonej w napęd hydrostatyczny obecne są również niższe składowe, poniżej 100 Hz [2, 3, 4, 5].



Rys.1. Zarejestrowane przyspieszenie drgań płyty zbiornika zasilacza hydraulicznego. Prędkość obrotowa wału pompy $n = 1450$ obr/min



Rys.2. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszenia drgań płyty zbiornika zasilacza hydraulicznego. Prędkość obrotowa wału pompy $n = 1450$ obr/min

Drgania te oddziałują na zawory hydrauliczne, w które wyposażone są również maszyny górnicze, rolnicze, budowlane oraz wytwórcze. Powodować one mogą wzbudzenie się drgań elementów sterujących (np. suwak, grzybek, kulka itp.) wybranych zaworów w szczególności w przypadku, gdy częstotliwość zewnętrznych drgań mechanicznych jest zbliżona do częstotliwości drgań własnych elementu sterującego zaworu [6]. Ponadto autorzy pracy [7] wskazują, że przyczyną drgań grzybka zaworu wzniosowego może być występująca kawitacja, przy czym podkreślają oni, że drganiom grzybka w zasadzie nie towarzyszą drgania korpusu zaworu.

Wzbudzenie hałasu w układzie hydraulicznym może odbywać się w dwojaki sposób:

- bezpośrednio – źródło hałasu wywołuje zmiany ciśnienia w otaczającym je powietrzu; przykładem takiego źródła hałasu może być wirnik wentylatora w silniku elektrycznym napędzającym pompę;
- pośrednio – czasowo zmienne siły pobudzają do drgań elementy układu hydraulicznego; na skutek drgań powierzchni tych elementów występuje emisja hałasu [8].

Decydujące znaczenie w układzie hydraulicznym ma hałas powstający na drodze pośredniej.

Zmienne siły działające na elementy układu hydraulicznego powstają na skutek pulsacji ciśnienia, powiązania w sposób mechaniczny elementów układu hydraulicznego, które realizowane jest za pośrednictwem przewodów i wspólnego zamocowania. Wzbudzenie drgań pojedynczego elementu np. zaworu pochodzi z oddziaływania cieczy i powoduje drgania elementów z nim połączonych. Zjawisko pulsacji ciśnienia jest konsekwencją, z jednej strony, okresowo zmiennego natężenia przepływu czynnika roboczego, co wynika z cyklicznego charakteru pracy elementów wyporowych pomp, z drugiej strony jest to skutek wymuszeń zewnętrznych w postaci drgań mechanicznych działających na elementy układu hydraulicznego mocowane do różnego typu konstrukcji nośnych np. rama ładowarki.

Innym źródłem występowania pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym jest zmienny charakter obciążeń silnika hydraulicznego oraz rozruch i hamowanie (stany nieustalone). Pulsacje ciśnienia w układach napędowych wywołane zmiennym obciążeniem systemów roboczych występują w niskim paśmie częstotliwości, tj. 0,5 do 10 Hz (zakres infradźwięków). Natomiast pulsacje pochodzące od pompy zawierają się w paśmie częstotliwości od 50 do 1500 Hz, a nawet więcej.

3. Badania doświadczalne

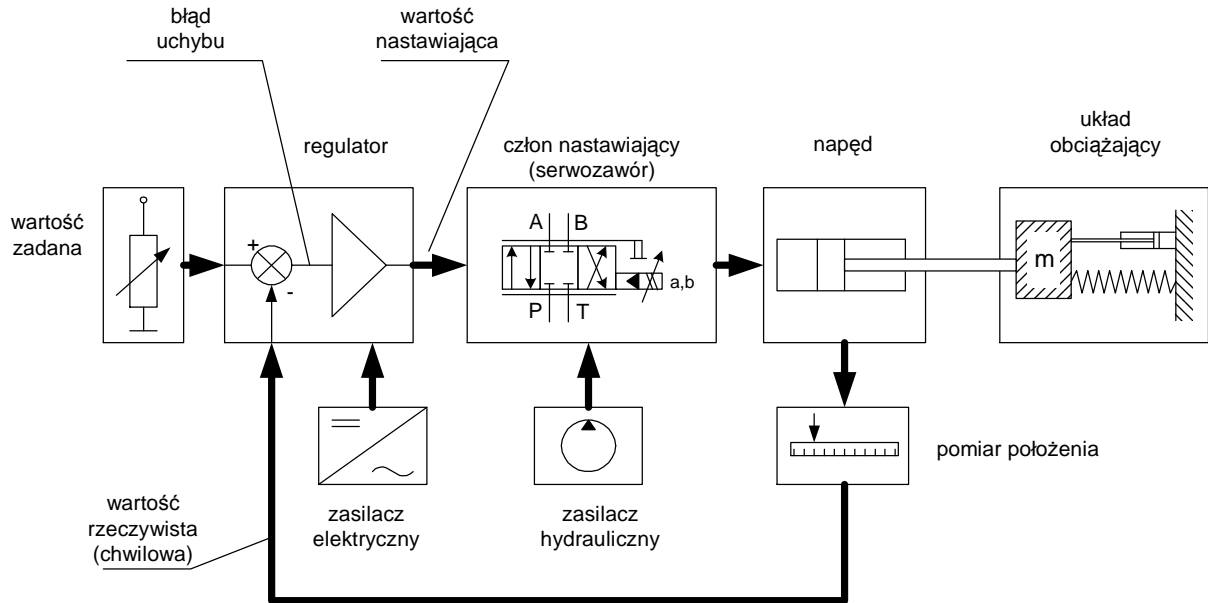
Celem ustalenia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych na zmiany w widmie pulsacji ciśnienia w zadanym układzie hydraulicznym przeprowadzono badania. Jako źródła zewnętrznych drgań mechanicznych użyto symulatora liniowego napędu hydrostatycznego, wyposażonego m.in. we wzmacniacz elektrohydrauliczny, jest on w stanie generować drgania mechaniczne o częstotliwości do 100 Hz. Szczegółowo budowę i funkcjonowanie symulatora opisano w [9].

Rysunek 3 przedstawia schemat blokowy omawianego symulatora jako układu regulacji położenia.

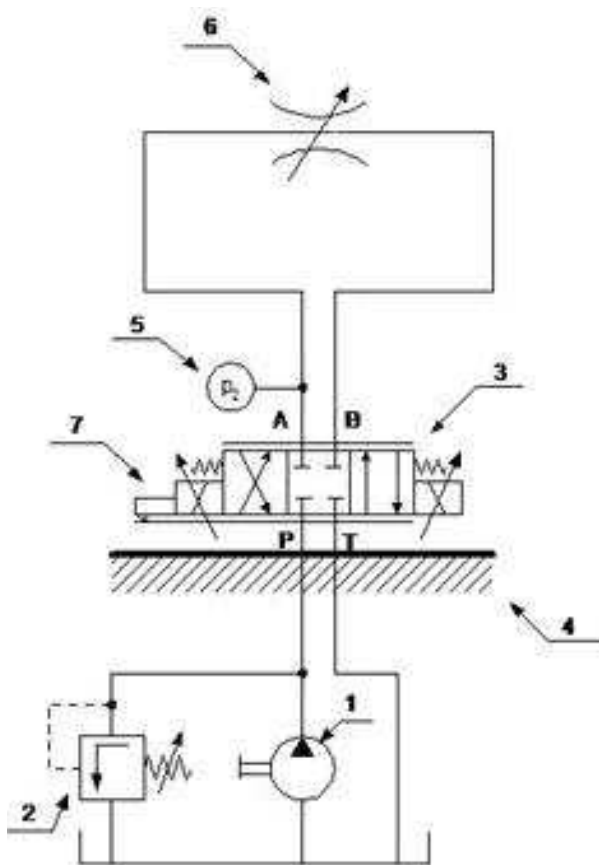
Na stole symulatora zamocowano rozdzielacz proporcjonalny, który poddano następnie drganiom mechanicznym, generowanym przez symulator. Schemat układu hydraulicznego badanego rozdzielacza prezentuje rysunek 4.

Zbiorny wykres widma amplitudowo-częstotliwościowego pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z drgającym rozdzielaczem proporcjonalnym podano na rysunku 5.

Na rysunku 5 wyraźnie widać występowanie składowych widma o częstotliwościach odpowiadających częstotliwościom zewnętrznych drgań mechanicznych. Ponadto występuje tu składowa pochodząca od pulsacji wydajności pompy zasilającej układ badanego rozdzielacza.



Rys.3. Schemat blokowy symulatora hydraulicznego jako układ regulacji położenia

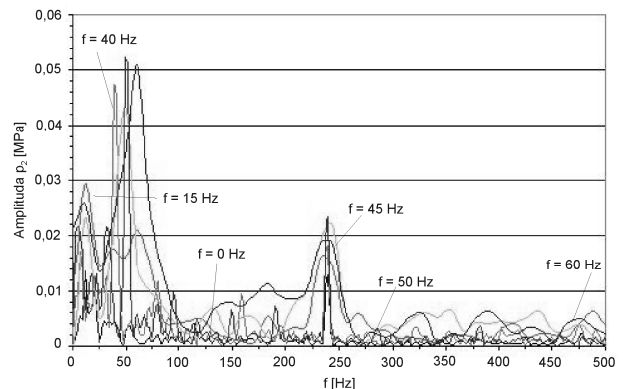


Rys.4. Schemat układu hydraulicznego badanego zaworu

1 – pompa wyporowa, 2 – zawór bezpieczeństwa, 3 – rozdzielacz proporcjonalny, 4 – drgający stół symulatora, 5 – pomiar ciśnienia, 6 – nastawny zawór dławiący jako obciążenie bezinercyjne, 7 – czujnik przemieszczenia suwaka

Prędkość obrotowa tej pompy oraz liczba jej elementów wyporowych wskazują, że składowa ta pojawi się przy częstotliwości około 242 Hz. Zatem na rysun-

ku 5 przedstawia się powstawanie pulsacji ciśnienia spowodowanej zewnętrznymi drganiami mechanicznymi działającymi na zawór.



Rys.5. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z rozdzielaczem proporcjonalnym wymuszonym z częstotliwością $f = 0, 15, 40, 45, 50$ i 60 Hz. Ciśnienie średnie 2 MPa, średnie natężenie przepływu $6,5$ dm³/min

Podobnym badaniom poddano rozdzielacz 4/3 sterowany konwencjonalnie. Oba badane rozdzielacze były zaworami jednostopniowymi. Zbiornicze wyniki tych badań, w postaci widma amplitudowo-częstotliwościowego przedstawiono na rysunku 6.

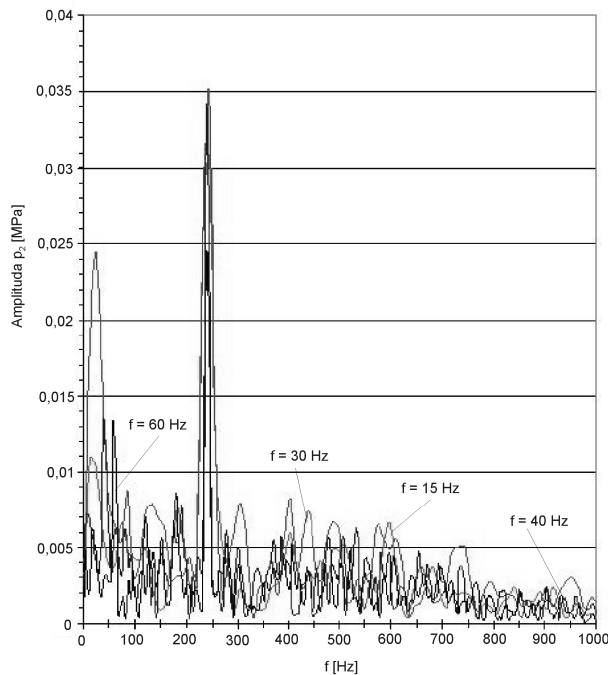
Również przebieg ciśnienia w trakcie rozruchu układu hydraulicznego mechanizmu obrotu żurawia samochodowego wskazują, że istotne amplitudy pulsacji ciśnienia zawierają się w granicach $5\div 25$ Hz i 160 Hz – rysunek 7.

Pierwszy zakres wynika z właściwości rezonansowych zaworu przelewowego i częstotliwości własnej mechanizmu obrotu, według zależności [10]:

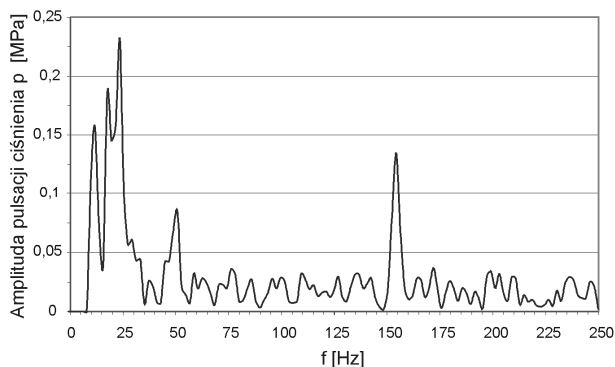
$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{q_s}{\sqrt{\frac{V_u}{B_z} I_{zr}}} \quad (1)$$

gdzie:

- q_s – chłonność właściwa silnika hydraulicznego,
- V_u – objętość początkowa cieczy w przewodach,
- B_z – zastępczy moduł sprężystości objętościowej uwzględniający odkształcalność cieczy i przewodów,
- I_{zr} – zredukowany masowy moment bezwładności.



Rys.6. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z jednostopniowym rozdzielaczem suwakowym sterowanym konwencjonalnie elektrycznie wymuszonym z częstotliwością $f = 15, 30, 40$ i 60 Hz. Ciężnienie średnie 2 MPa, średnie natężenie przepływu $6,5$ dm³/min



Rys.7. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia podczas procesu rozruchu przekładni hydrostatycznej mechanizmu obrotu żurawia samochodowego z udziałem zaworu przelewowego

Częstotliwość 160 Hz odpowiada podstawowej harmonicznej wahań wydajności pompy wyporowej wynikającej z ilości elementów wyporowych z i prędkości obrotowej n wału pompy.

Tak powstałe pulsacje ciśnienia propagują poprzez ciecz i przewody do odległych punktów układu hydraulicznego, a zespół zjawisk polegających na wzajemnym oddziaływaniu cieczy i struktury układu nazywa się powszechnie w literaturze światowej mianem Fluid Structure Interaction (FSI).

4. Próba redukcji pulsacji ciśnienia

Negatywne skutki powodowane przez pulsację ciśnienia oraz rosnące wymagania stawiane maszynom i urządzeniom wyposażonym w układy hydrauliczne zmuszają projektantów takich obiektów do redukcji pulsacji ciśnienia. Realizować to można metodami czynnymi lub biernymi.

Redukcji amplitud pulsacji ciśnienia generowanych przez pompy wyporowe w zakresie częstotliwości wymuszeń większych od 150 Hz dokonuje się za pomocą tłumików biernych. Zasada działania tłumików biernych opiera się na interferencji fali ciśnienia pochodzącej od pompy z falą ciśnienia odbitą od tłumika i biegnącą w kierunku przeciwnym [11, 12, 13]. Na wartość amplitud wahań ciśnienia można też wpływać poprzez geometrię przewodów hydraulicznych zasilających układ, uzyskując efekt zwiększania lub obniżenia amplitud pulsacji ciśnienia, w danej częstotliwości, w zależności od długości przewodów [14].

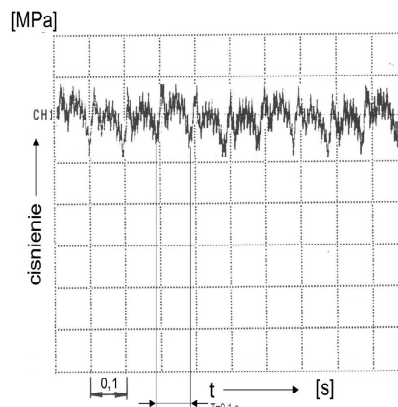
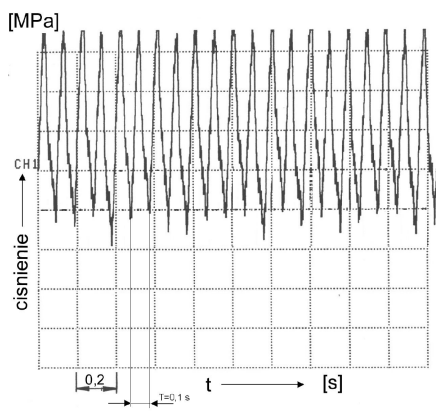
Natomiast w celu redukcji amplitud pulsacji ciśnienia w zakresie niskich częstotliwości zastosować można tłumik czynny, konstrukcja którego opisana jest w opisie patentowym [15]. Istota działania tłumika sprowadza się do przejęcia wymuszeń wahań wydajności, które to wahania są przyczyną wzbudzenia pulsacji ciśnienia występującej w układzie. Wymuszenia związane z wahaniami wydajności, a w konsekwencji ciśnienia przejmowane są przez układ: ruchomy tłok z tłoczyskiem-sprężyna hydropneumatyczna.

Z analizy modelu matematycznego (nie zamieszczonego w artykule) wynika, że dobór parametrów tłumika sprowadza się do zapewnienia warunku równości częstotliwości rezonansowej f_r układu tłok-sprężyna hydropneumatyczna, z częstotliwością wymuszeń f_w pulsacji ciśnienia, generowanej w układzie.

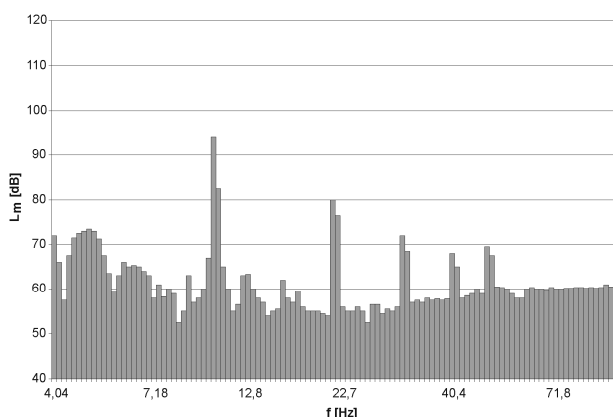
Przeprowadzone badania doświadczalne nad skutecznością działania wyżej wymienionego tłumika w procesie redukcji pulsacji ciśnienia, potwierdziły celowość jego zastosowania. Przykładowe wyniki badań doświadczalnych prezentuje rysunek 8.

Analizę wąskopasmową pulsacji ciśnienia przedstawiono na rysunkach 9 i 10.

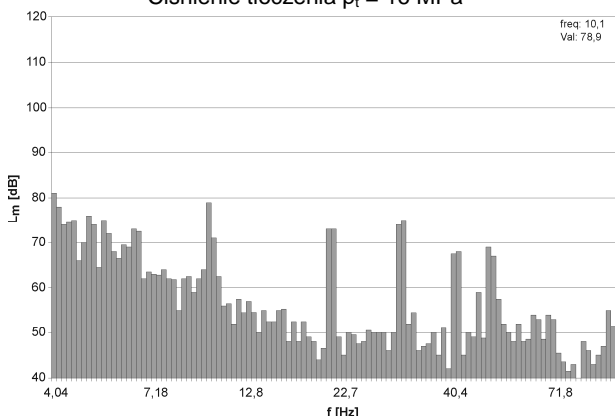
Uzyskano znaczącą redukcję amplitud dominujących składowych pulsacji ciśnienia. Skutkować to będzie redukcją amplitud drgań oraz generowanego hałasu.



Rys.8. Przebieg pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym. Częstotliwość wymuszeń pulsacji ciśnienia wzbudnikiem impulsu $f_w = 10$ Hz. Ciśnienie tłoczenia $p_t = 16$, CH1 – układ bez tłumika, CH2 – układ z tłumikiem



Rys.9. Analiza wąskopasmowa pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym bez tłumika czynnego. Częstotliwość wymuszeń pulsacji ciśnienia wzbudnikiem impulsów $f_w = 10$ Hz. Ciśnienie tłoczenia $p_t = 16$ MPa



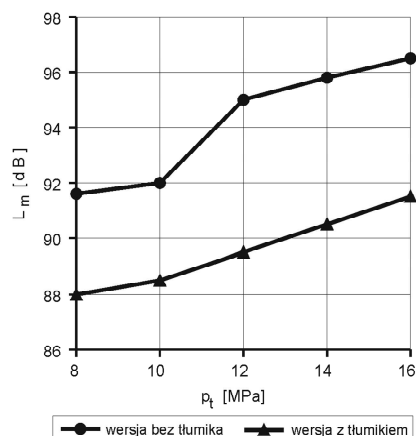
Rys.10. Analiza wąskopasmowa pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z tłumikiem czynnym. Częstotliwość wymuszeń pulsacji ciśnienia wzbudnikiem impulsów $f_w = 10$ Hz. Ciśnienia tłoczenia $p_t = 16$ MPa

5. Wnioski

Przedstawione rezultaty badań literaturowych i własnych świadczą o występowaniu w maszynach mobilnych drgań mechanicznych o szerokim spektrum, w tym również poniżej 100 Hz. Drganiom tym poddawane są również zawory hydrauliczne. W wyniku tego

powodowane są zmiany w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z badanym zaworem. Zmiany te obserwować można również w zakresie niskich częstotliwości (rys. 5 i 6). Tłumaczyć to należy tym, że częstotliwości zewnętrznych drgań mechanicznych zbliżone są niekiedy do częstotliwości drgań własnych elementów sterujących, np. suwaka. Powstające w ten sposób pulsacje ciśnienia mogą być transmitowane od miejsca powstawania (drgającego zaworu hydraulicznego) na dalsze elementy układu i maszyny poprzez przewody hydrauliczne. Ponadto przyczynić się mogą do zmniejszenia precyzji ruchu organów roboczych, nierównomierności ich pracy i mogą być przyczyną skrócenia okresu eksploatacji.

Zaprezentowano koncepcję redukcji pulsacji ciśnienia w zakresie niskich częstotliwości wymuszeń za pomocą specjalnej konstrukcji tłumika czynnego, szerzej opisanego w [15]. Przeprowadzono badania doświadczalne skuteczności zaprezentowanego tłumika w procesie obniżenia amplitud pulsacji ciśnienia. Najwyższą skuteczność stwierdzono w przypadku, gdy częstość własna tłumika pokrywa się z częstością wymuszeń, która ma ulec redukcji.



Rys.11. Przebieg charakterystyki hałaśliwości $L_m = f(p_t)$ hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200

W celu minimalizacji przenoszenia się zewnętrznych drgań mechanicznych podłoża na zawory hydrauliczne można zastosować m.in. izolatory drgań. Innym sposobem skutecznej redukcji pulsacji ciśnienia zarówno w niskich częstotliwościach (< 100 Hz), jak i w wyższych (150–350 Hz) można uzyskać stosując dodatkowo kompaktowy tłumik pulsacji ciśnienia [15, 16]. Efekt akustyczny zamontowania tłumika czynnego obrazuje rysunek 10.

Literatura

1. Dyrektywa nr 98/37/WE.
2. Kollek W., Kudźma Z., Stosiak M.: Propagacja drgań elementów nośnych maszyny roboczej ciężkiej. *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze*, 2/2008.
3. Stosiak M.: Oddziaływanie niskoczęstotliwościowych drgań mechanicznych podłoża na element sterujący zaworu hydraulicznego. *Inżynieria Maszyn*, vol. 11, z. 2/3.
4. Grajner J.: Izolacja drgań w maszynach i pojazdach. *Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej*, Wrocław 1997.
5. Engel Z.: *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*. PWN, Warszawa 2001.
6. Stosiak M.: Wpływ drgań mechanicznych podłoża na pulsację ciśnienia w układzie hydraulicznym. *Hydraulika i Pneumatyka* 3/2006.
7. Tsukiji T., Yang H., X. Fu, H. Gao: Numerical and experimental investigation of cavitating flow within hydraulic poppet valve. 3. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium. Aachen 2002.
8. Kollek W., Kudźma Z., Rutański J.: Hałas maszyn budowlanych z napędem hydrostatycznym. *Przegląd Mechaniczny* nr 1, 2006 r., s. 41-45.
9. Dokumentation SYHCE-1-1X. Mannesmann Rexroth. 1995.
10. Kudźma Z.: Porównanie napędów hydrostatycznych z silnikiem szybko i wolnoobrotowym. *Sterowanie i Napęd Hydrauliczny* nr 1, 1989, s. 12-14.
11. Kollek W., Kudźma Z.: Passive und aktive Methoden der Druckpulsation und Lärminderung in Hydrostatischen Systemen. II Deutsch – Polnisches Seminar Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik, Warszawa 1997.
12. Kudźma Z.: Tłumik pulsacji ciśnienia o przestrajalnej częstotliwości własnej. Czynniki stymulujące rozwój maszyn i systemów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław-Szklarska Poręba, 3-6 X 2001. Wrocław. *Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej*.
13. Kudźma Z.: Bierny tłumik pulsacji ciśnienia typu odgałęźnego. *Hydraulika i Pneumatyka* nr 6/2006.
14. Kudźma Z.: Właściwości dynamiczne przewodów hydraulicznych. *Hydraulika i Pneumatyka* nr 6/2005.
15. Kudźma Z. Kollek w. Rutański J.: Czynny tłumik pulsacji ciśnienia. Opis patentowy PL 165398.
16. Kollek W., Kudźma Z., Rutański J., Stosiak M.: Redukcja hałasu nisko i wysokoczęstotliwościowego w układach hydrostatycznych. *Przegląd mechaniczny* 4/2007.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2009 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Dr inż. Leszek DOLEGŁO
Mgr inż. Jan GIL
Kompania Węglowa S.A.
Prof. dr hab. inż. Kazimierz STOIŃSKI
Główny Instytut Górnictwa

Analityczna ocena wydajności objętościowej układu hydraulicznego stojaka zmechanizowanej obudowy ścianowej

Streszczenie

Kompania Węglowa S.A. w zdecydowanej większości eksploatuje pokłady zagrożone wstrząsami górotworu. Przydatność zmechanizowanych obudów ścianowych do warunków zagrożenia wstrząsami górotworu jest oceniana w oparciu o „upodatnienie” zgodnie z § 440 ust. 2 Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie BHP (Dz.U. Nr 124, poz. 863, 2006). Jednym z podstawowych parametrów wykorzystywanych w ocenie obudowy są wydajności układu hydraulicznego stojaka. Przedstawiona w artykule analityczna metoda umożliwia dokonanie oceny przepływów cieczy roboczej stojaka z wykorzystaniem modelowania numerycznego opartego o program ANSYS CFX.

Summary

The Coal Company, JSC mostly exploits the seams threatened by bumping hazard. Usefulness of powered roof supports to bumping conditions is assessed on the basis of ability to absorb excessive stresses without support damage according to § 440 item 2 of the Decree of Minister of Economy as regards Occupational Safety (Journal of Laws No. 124, item 863, 2006). Capacity of hydraulic system of a leg is one of basic parameters, which are used in assessment of support. Analytical method, which was presented in the paper, enables assessment of operational liquid of a leg with use of numerical modeling based on ANSYS CFX software.

1. Wprowadzenie

Kompania Węglowa S.A. w swojej strukturze organizacyjnej posiada wyspecjalizowaną jednostkę – Oddział Zakład Remontowo-Produkcyjny (ZRP), pracującą wyłącznie na potrzeby kopalni i zakładów KW S.A.

Zakład Remontowo-Produkcyjny w zakresie swojej statutowej działalności prowadzi między innymi remonty i modernizacje, w ostatnim okresie czasu również produkcję zmechanizowanych obudów ścianowych. Z uwagi na prowadzenie prac w wyżej wymienionym zakresie wyłącznie na potrzeby oddziałów Kompanii Węglowej S.A., zmechanizowane obudowy ścianowe są przystosowane do warunków geologicznych KW S.A.

Zagrożenie wstrząsami górotworu stanowi istotne zagrożenie naturalne, przed którym zmechanizowane obudowy ścianowe powinny być zabezpieczone. Istotnym czynnikiem zabezpieczającym zmechanizowane obudowy ścianowe przed skutkami wynikającymi ze wstrząsów górotworu są odpowiednio dobrane wydajności objętościowe układu hydraulicznego stojaka. Wydajność ta jest opisana wydatkiem objętościowym cieczy roboczej z przestrzeni podtłokowej (PT) I stopnia stojaka w zależności od ciśnienia.

Wydajność ta stanowi również jeden z podstawowych parametrów wykorzystywany w ocenie „upodatnienia” zmechanizowanej obudowy ścianowej, w oparciu o który jest on kwalifikowany do pracy w danych warunkach górniczo-geologicznych w myśl Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie BHP § 440 ust. 2 [10].

Problematyka zmechanizowanych obudów ścianowych do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu w prawodawstwie polskim nie jest jednoznacznie uregulowana. Wynika to z przyjęcia prawodawstwa europejskiego, w którym problematyka ta praktycznie nie występuje [5]. Podstawowe normy polskie, dotyczące zmechanizowanych obudów ścianowych, to:

- PN-EN 1804-1:2004 – dotyczy konstrukcji sekcji [7];
- PN-EN 1804-2:2004 – dotyczy hydrauliki siłowej [8];
- PN-EN 1804-3:2006 – dotyczy hydrauliki sterującej [9].

Zakład Remontowo-Produkcyjny znając przeznaczenie obudowy na etapie projektowania może dokonać stosownej oceny i odpowiednio do potrzeb dobrać układ hydrauliczny, jak również poszczególne jego elementy.

Dla oceny wydajności układu hydraulicznego jest wykorzystywana metoda analizy numerycznej opartej o program ANSYS CFX [1]. Metoda ta pozwala na modelowanie przepływów strugi cieczy z przestrzeni roboczej stojaka w oparciu o geometrię całego układu hydraulicznego. Jako wynik obliczeń uzyskuje się charakterystyki ujmujące wydajność objętościową cieczy roboczej z przestrzeni podtłokowej w zależności od ciśnienia PT lub prędkości zaciskania stojaka.

Analiza numeryczna oraz dobór układu hydraulicznego jest przeprowadzany indywidualnie dla każdej nowej obudowy ścianowej. Uzyskuje się efekty w postaci poprawy bezpieczeństwa pracy, optymalizacji układu hydraulicznego, pozwala również ograniczyć kosztowne i uciążliwe badania stanowiskowe.

Przedstawiona problematyka prezentowana jest na przykładzie zmechanizowanej obudowy ścianowej KW -09/26 POz W1/ZRP.

2. Podstawy obliczeniowe analitycznej metody wyznaczania przepływów z wykorzystaniem modelowania numerycznego

Zmechanizowana obudowa ścianowa wyposażona jest w układy hydrauliczne robocze, pracujące przy wysokich ciśnieniach i z dużymi przepływami objętościowymi. Stanowią one o funkcjonalności i bezpieczeństwie konstrukcji. Ciśnienie robocze zawiera się w przedziale 20÷100 MPa, a przepływy od pojedynczych litrów na minutę do ponad 1000 l/min⁻¹. Ciecze robocze to zwykle emulsje wodno-olejowe o zawartości 0,5÷2% emulgatora [11]. Przepływy są burzliwe, w których występują zjawiska hydrauliczne, tj.: warstwy przyściennej, kawitacji, udarów hydraulicznych, strat miejscowych. Analiza przepływów jest obliczeniowo bardzo trudna, dotychczas opierano się zwykle o badania stanowiskowe. Gwałtowny rozwój konstrukcji zmechanizowanej obudowy ścianowej w kierunku zwiększania gabarytów i podporności wyprzedził możliwości badawcze stanowisk laboratoryjnych. Uzasadniona jest zatem próba podjęcia oceny przepływów w sposób analityczny.

Określenie przepływów w układach roboczych zmechanizowanej obudowy ścianowej jest podstawą do

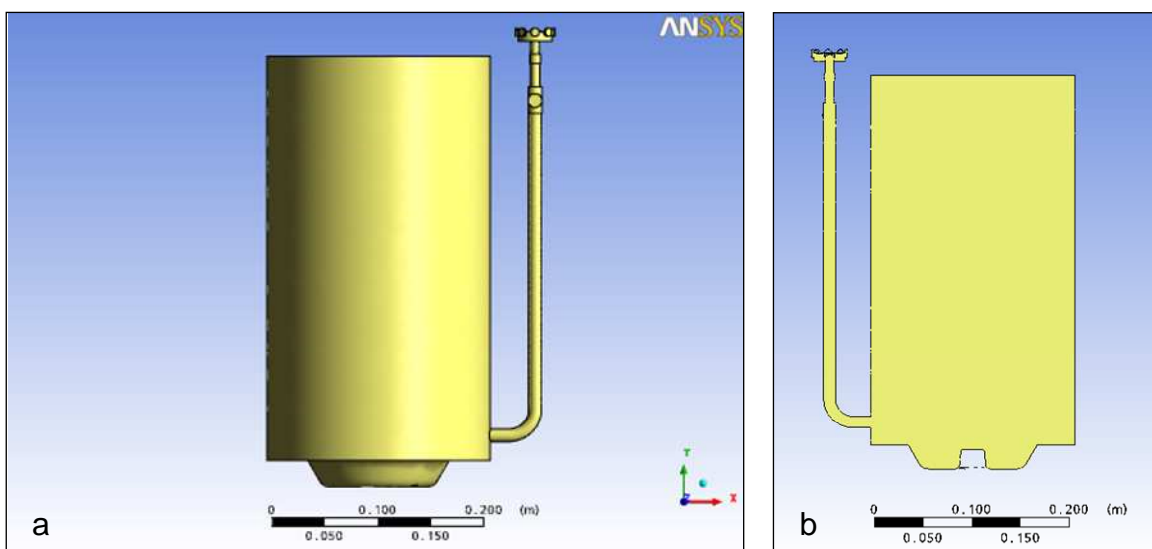
kwalifikowania jej do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Po analizie dostępnych metod i możliwości obliczeniowych zdecydowano się wykorzystać metodę modelowania numerycznego, opartego na programie ANSYS CFX. Wybrane układy hydrauliczne przedstawia się w układzie przestrzennym 3D, jako numeryczny model obliczeniowy, definiuje źródło zasilające i obserwuje przepływy dla parametrycznie zmiennej jednej wielkości fizycznej. Na ich podstawie można określać związki wydajności objętościowej z ciśnieniem w każdym miejscu układu hydraulicznego oraz dokonywać optymalizacji geometrii w kierunku zmniejszenia strat.

Program ANSYS CFX bazuje na numerycznej mechanice płynów, co zapewnia mu szerokie możliwości obliczeniowe. Umożliwia korzystanie z dwukierunkowego połączenia do wszystkich, znaczących systemów CAD. Posiada duże możliwości obliczeniowe, co pozwala uwzględniać w analizie wszystkie istotne uwarunkowania wynikające z konstrukcji, jak również hydromechaniki.

Program zawiera złożone procedury wspomagające zbudowanie modelu geometrycznego, wyposażonego w algorytm automatycznej dyskretyzacji oraz rozbudowany moduł graficznej prezentacji modelu i wyników obliczeń. Program ANSYS CFX składa się z trzech modułów, których przeznaczenie oraz funkcjonalność została przedstawiona na rysunku 1.



Rys.1. Moduły programu ANSYS CFX: CFX Pre-Processor – modyfikacja geometrii, ustalanie warunków początkowych, generowanie siatki; CFX Solver – część obliczeniowa wykorzystująca do rozwiązywania równań technologię multigrad; CFX Post-Processor – prezentowanie wyników analizy, możliwość prezentacji różnych wariantów rozwiązania [3]



Rys.2. Numeryczny model cieczy wypełniającej przestrzeń roboczą układu hydraulicznego zabezpieczenia stojaka przed wzrostem ciśnienia, a) widok przed podziałem płaszczyzną symetrii, b) widok przekroju płaszczyzną symetrii

ANSYS CFX z punktu widzenia fizyki do wykonania symulacji przepływu potrzebuje ustaleń dotyczących:

- parametrów fizycznych cieczy,
- podania informacji o dodatkowych siłach działających z zewnątrz (np. grawitacja do równań Naviera-Stokesa),
- włączenia dodatkowych równań liczących inne własności przepływu (energii, turbulencji i zmiany parametrów modeli, promieniowania cieplnego, itp.),
- ustalenia warunków brzegowych, jako źródeł do równań Naviera-Stokesa.

Model geometryczny analizowanej cieczy stanowi część całego obiektu matematycznego będącego podstawą do wykonania symulacji przepływu.

Program pozwala na wiele sposobów wygenerować ciecz modelową, dla prostych kształtów geometrycznych możemy ją narysować wprost w programie. Bardziej złożone kształty przestrzeni wewnętrznej, gdzie odwzorowanie ich jest bardzo trudne, a w niektórych przypadkach wręcz niemożliwe, można uzyskać modelową ciecz w sposób automatyczny.

Po wygenerowaniu w programie cieczy wypełniającej przestrzeń analizowanego układu zasadnym jest określenie czy uzyskany wirtualny model pozwala na podział płaszczyzną lub płaszczyznami symetrii. Wykonanie tej operacji znacząco zmniejsza objętość przeznaczoną do dyskretyzacji, a tym samym czas konieczny do wykonania obliczeń i uzyskania wyniku.

Zastosowanie w analizowanych modelach obliczeniowych symetrycznego podziału wiąże się z ustaleniem odpowiednich warunków brzegowych.

Na rysunku 2 został przedstawiony przykład podziału płaszczyzną symetrii cieczy modelowej układu hydraulicznego wraz z zaworem hydraulicznym, wykorzystany w symulacji.

Poprawnie zbudowany model dyskretny MES gwarantuje zbieżność rozwiązania numerycznego. Ważnym elementem w odwzorowaniu zjawiska zachodzącego podczas przepływu jest właściwa dyskretyzacja cieczy modelowej. Dyskretyzacja powinna być powiązana zarówno ze spodziewaną charakterystyką przepływu, jak i z algorytmem rozwiązywania równań Naviera-Stokesa – np. takie efekty jak warstwa przyściennea powinny być traktowane z uwzględnieniem jej grubości.

W rozwiązywaniu problemów przepływu przy użyciu programu ANSYS CFX dyskretyzację wykonuje się w modelu CFX-MESH. Możliwe jest użycie elementów trójkątnych (triangle) na siatce powierzchniowej oraz elementów pryzmatycznych (prism) w warstwie przyściennej oraz piramid i czworościanów (tetrahedron). ANSYS używa zmodyfikowanej metody SIMPLE w celu przyspieszenia zbieżności, stosując technikę MULTIGRID [1].

Podczas generowania siatki należy zwrócić szczególną uwagę na miejsca, gdzie jest wymagane utworzenie warstwy przyściennej. Program umożliwi wygenerowanie wielu warstw zależnie od potrzeb użytkownika.

Na rysunku 3 została przedstawiona dyskretyzacja cieczy modelowej odwzorowującej analizowany układ hydrauliczny. Zróżnicowanie gęstości siatki na poszczególnych elementach analizowanego układu widoczne jest na rysunku 3 a), c). W obszarze objętości cylindra, gdzie nie występują zmiany geometrii, jak również panującego wewnątrz ciśnienia, program automatycznie wygenerował siatkę o oczkach znacznie większych niż w pozostałych miejscach układu. W miejscach gdzie występują znaczne prędkości przepływu, zróżnicowanie geometrii lub zmiany kierunku strugi widoczne jest znaczne zagęszczenie siatki. Duża zmienność gęstości dyskretyzacji analizowanej objętości pozwoli lepiej odwzorować zjawiska zachodzące podczas analizowanego przepływu.

Równomierne zagęszczenie siatki jest nieefektywne podczas analizy, prowadzi do zwiększenia liczby stopni swobody wirtualnego modelu powodując, że wynik obliczeń numerycznych jest obciążony większym błędem, wynikającym z zaokrągleń.

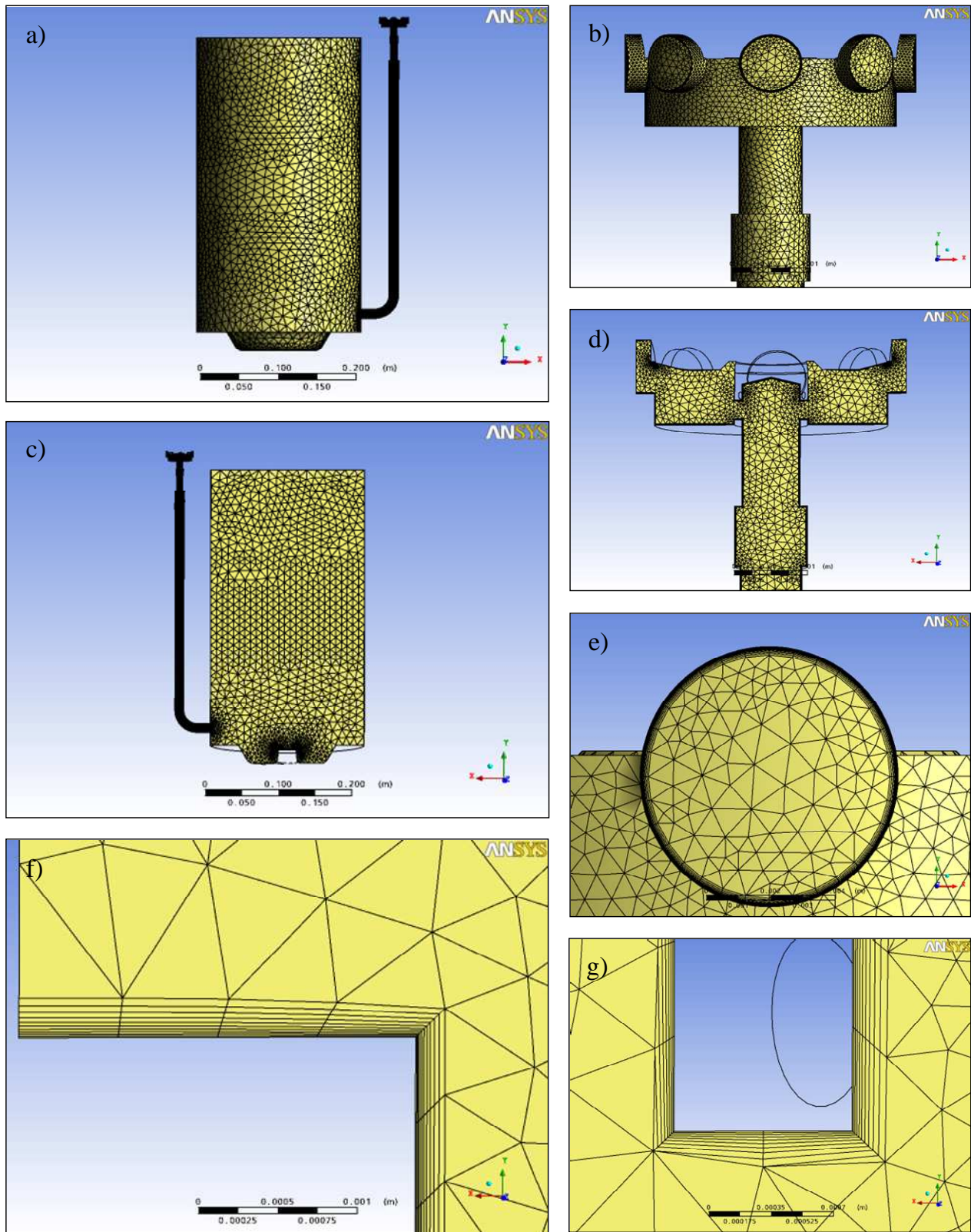
W elementach, gdzie podczas analizowanego przepływu spodziewamy się dużej zmienności ciśnienia i prędkości dodana jest warstwa przyściennea przedstawiona na rysunku 3 e), f) i g). Uwzględniając charakter przepływu, jak również geometrię elementu, określana jest każdorazowo do analizowanego przepływu odległość pierwszej warstwy od krawędzi zewnętrznej, oraz odległości kolejnych.

Podczas modelowania numerycznego przyjęto następujące założenia: w układzie płynie ciecz o stałej gęstości i lepkości (woda), ze względu na bardzo dużą liczbę Reynolds'a – badano przepływ turbulentny, bez wymiany ciepła i przy pominięciu sił masowych [12].

Przyjęte parametry cieczy modelowej:

- rozszerzalność cieplna = $0,000257 \text{ K}^{-1}$,
- lepkość dynamiczna = $0,000889 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$,
- gęstość = $997,0 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$,
- masa molowa = $18,02 \text{ kg kmol}^{-1}$,
- ciśnienie odniesienia = $0,1 \text{ MPa}$,
- temperatura = $25,0^\circ\text{C}$,
- ciepło właściwe = $4181,7 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$,
- przewodność cieplna = $0,6069 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Z przyjętych warunków brzegowych oraz geometrii układu wynika, że w układzie będzie występował przepływ burzliwy, w związku z tym obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem turbulentnego modelu obliczeniowego, stosując standardowy model turbulencji k-epsilon dedykowany do tego rodzaju obliczeń.



Rys.3. Dyskretyzacja modelu numerycznego analizowanej cieczy: a, b) powierzchnia zewnętrzna analizowanego układu, c, d) powierzchnia powstała z podziału płaszczyzną symetrii, e, f, g) widok warstwy przyściennej

3. Przykład zastosowania analizy numerycznej z wykorzystaniem programu ANSYS CFX do układu hydraulicznego obudowy KW-09/26 POzW1/ZRP

Obciążenie dynamiczne zmechanizowanych obudów ścianowych jako następstwo wstrząsów górotworu jest oceniane w oparciu o współczynnik dociążenia n_{tz} według metodyki GIG [11]. Jest to metoda analityczna stosowana od ponad 20 lat i poparta obserwacjami eksploatacyjnymi i ocenami statycznymi. Kwalifikuje ona dociążenie zmechanizowanej obudowy ścianowej w zależności od wartości współczynnika n_{tz} , którego wartość zależna jest od prognozowanej energii wstrząsu i odległości środka warstwy tąpnięcej od pułapu wyrobiska. W tabeli nr 1 przedstawiono przyjętą w metodzie klasyfikację wyrobisk wg wartości współczynnika dociążenia n_{tz} zmechanizowanej obudowy ścianowej w wyniku wstrząsu górotworu.

Klasyfikacja wyrobisk według dociążenia współczynnikiem n_{tz}

Tabela 1

Wartość współczynnika n_{tz}	1,0÷1,1	>1,1÷1,25	>1,25÷1,4	>1,4
Klasyfikacja wyrobisk według dociążenia określonego współczynnikiem n_{tz}	bardzo słabe	słabe	silne	bardzo silne
Procentowy udział przypadków według n_{tz}	25	60	14	1
Zalecany sposób doboru wyposażenia i warunków roboczych				
Prędkość zaciskania V_2 ms ⁻¹	nie dotyczy	> 0,1	> 0,15	> 0,2
Podporność wstępna / Podporność robocza	nie dotyczy	> 0,6	> 0,7	> 0,8
Podporność robocza / Podporność nominalna	nie dotyczy	nie dotyczy	nie dotyczy	> 0,9

Zalecenia ujęte w tabeli nr 1 wykorzystać można dla ustalenia (doboru) wydajności układu hydraulicznego stojaka obudowy. Przyjmując, że obudowa pracuje prawie we wszystkich warunkach górniczo-geologicznych, wykorzystując przyjęte prędkości zaciskania można określić wymaganą wydajność układu hydraulicznego. Wydajność ta powinna zostać przyjęta jako wydajność całego układu (doprowadzanie cieczy, przyłącze, zawór) według poniżej podanej zależności:

$$Q \geq V_2 \cdot S_1 \cdot 6 \cdot 10^4 \text{ [lmin}^{-1}\text{]}$$

gdzie:

S_1 – powierzchnia pierwszego stopnia stojaka [m²],

V_2 – przyjęta prędkość zaciskania stojaka (wartość maksymalna) [ms⁻¹].

Uwzględniając średnicę stojaka ϕ 0,21/016 m obudowy KW-09/26POz W1/ZRP oraz dostępność zaworów hydraulicznych na rynku, propozycję wydajności układów oraz zaworów zawiera tabela 2. Przyjęto parametry wyjściowe w oparciu o doświadczenia własne oraz literaturę [2, 11].

Zalecane wydajności układu hydraulicznego stojaka

Tabela 2

Wskaźnik n_{tz}	1,0÷1,1	>1,1÷1,25	>1,25÷1,4	>1,4
Klasyfikacja wyrobisk według dociążenia określonego współczynnikiem n_{tz}	bardzo słabe	słabe	silne	bardzo silne
Zalecana wydajność objętościowa układu hydraulicznego	> 60 lmin ⁻¹	> 210 lmin ⁻¹	> 311 lmin ⁻¹	> 415 lmin ⁻¹
Zalecane wydajności zaworów hydraulicznych	> 60 lmin ⁻¹	> 400 lmin ⁻¹		> 650 lmin ⁻¹

3.1. Parametry techniczne obudowy KW-09/26 POz W1/ZRP

Przedmiotowa obudowa jest przedstawiona na rysunku 4. Wyposażona jest w stojak dwuteleskopowy o średnicy I stopnia 0,21 m oraz zawory hydrauliczne zabezpieczające przed przeciążeniem o wydajności objętościowej: 60, 400, 650 lmin⁻¹ według Dokumentacji Techniczno-Ruchowej.

Dane techniczne obudowy KW-09/26 POz W1/ZRP:

- wysokość geometryczna 0,9/2,2 m,
- wysokość robocza 1,4/2,1 m,
- podporność robocza stojaka 1,31 MN,
- ciśnienie zasilania 25 MPa.

Rysunek 5 przedstawia stojak obudowy KW-09/26 POz W1/ZRP wraz z układem sterowania stojakiem hydraulicznym.

Stojak dwustopniowy (dwuteleskopowy):

- średnice I/II stopnia 0,21/0,16 m,
- podporność robocza 1,31 MN,
- wysokość min/max 1,1/2,3 m,
- ciśnienie robocze 38 MPa.

3.2. Analiza numeryczna układu

Analizie numerycznej został poddany układ hydrauliczny według rysunku 6, składający się z następujących elementów:

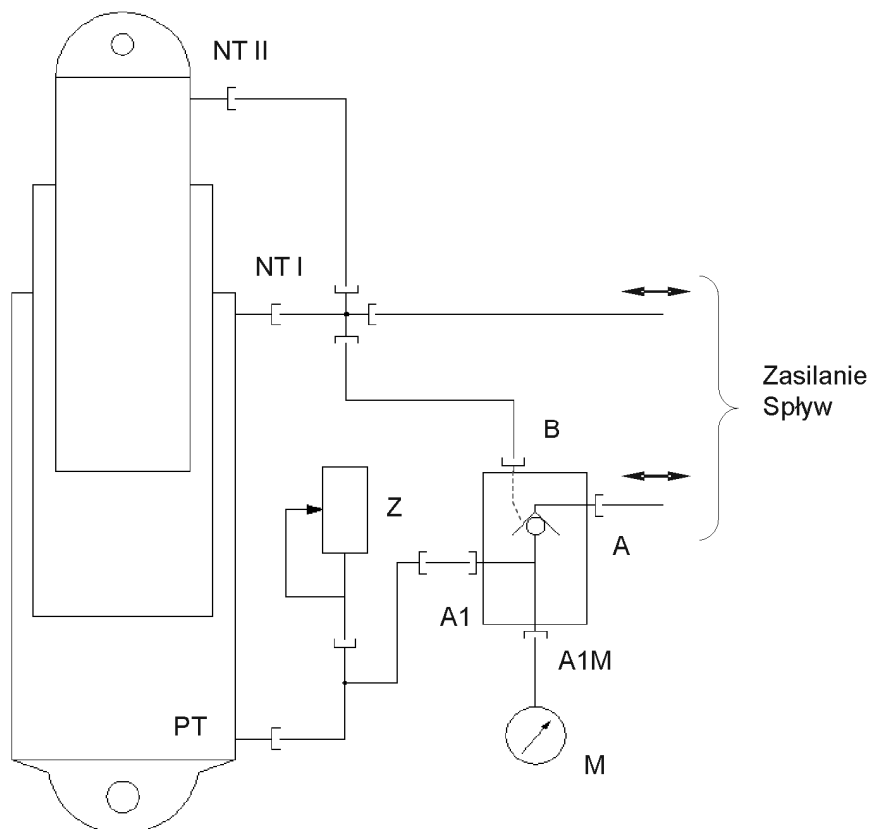
- stojak hydrauliczny,
- łącznik stalowy,
- przejściówka łącznik/zawór,
- zawór hydrauliczny.

Elementy układu hydraulicznego zostały odwzorowane jako obiekty 3D z zachowaniem rzeczywistych gabarytów i kształtów. Na modelu bryłowym cieczy została wykonana dyskretyzacja (podział analizowanego obszaru na elementy skończone), w wyniku której uzyskano 248980 węzłów i 748626 elementów dla 1/2 analizowanego modelu. Medium wypełniające analizowany układ stanowi ciecz o parametrach wody.

Na rysunku 7 są przedstawione przykładowe graficzne wyniki uzyskane z analizy przepływu cieczy przez zawór hydrauliczny dla zadanego ciśnienia 40 MPa:



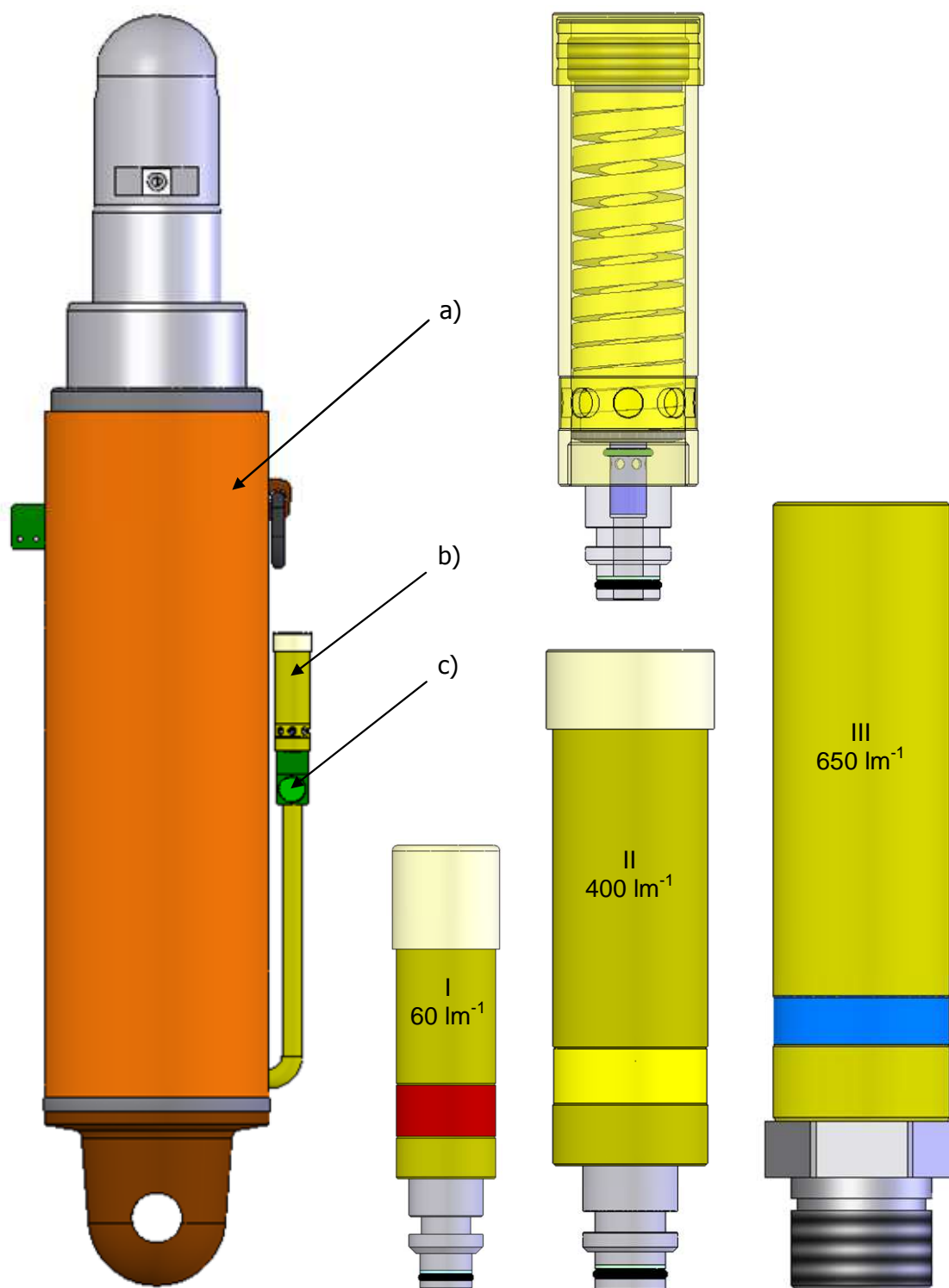
Rys.4. Zmechanizowana obudowa ścianowa KW-09/26 POz W1/ZRP [6]



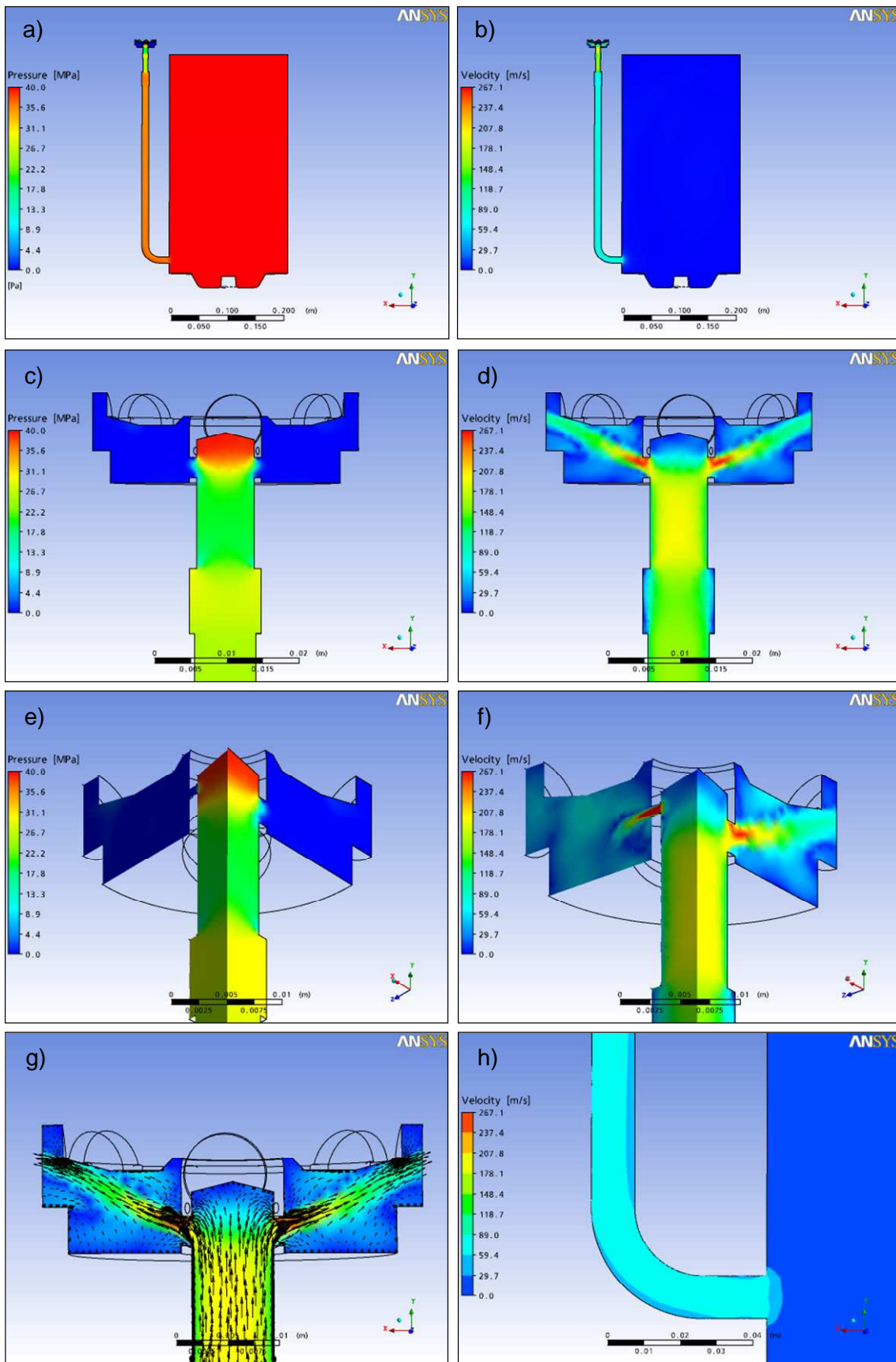
Rys.5. Schemat stojaka z układem sterującym

A, A1, B – przyłącza bloku zaworowego – DN 12 lub DN 10; A1M – przyłącze bloku zaworowego – DN6, DN10 lub gwintowane (przyłącze manometryczne); Z – zawór hydrauliczny (opcjonalnie) – SP 6, SP 10, SP 12 firmy „Dagos”; M – manometr. Stojak dwustopniowy (dwuteleskopowy): średnice I/II stopnia – 0,21/0,16 m; podporność robocza – 1,31 MN; wysokość min/max – 1,1/2,3 m; ciśnienie robocze – 38 MPa

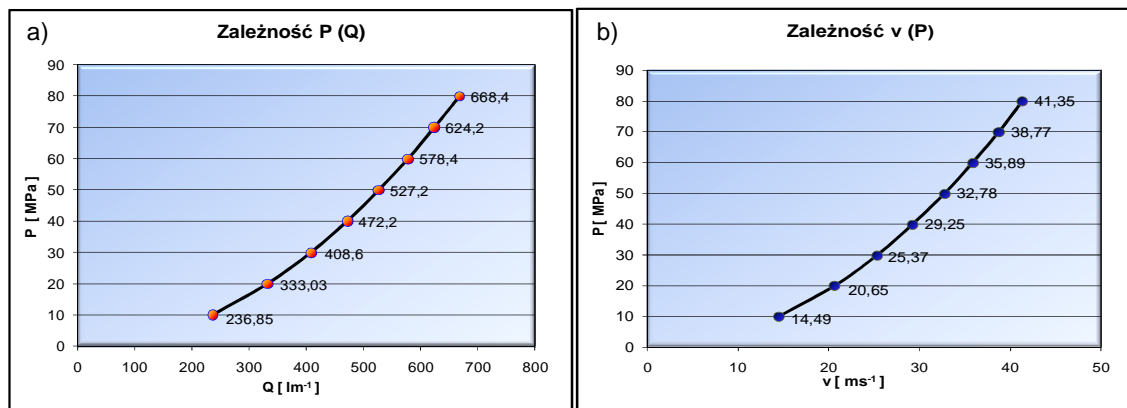
- | | | | |
|----------------------------------|-----------------------------|---|--------------------------|
| - przepływ masowy | 472,17 lmin ⁻¹ , | - maksymalne miejscowa prędkość przepływu | 267,1 ms ⁻¹ , |
| - maksymalne miejscowe ciśnienie | 40 MPa, | - prędkość na wylotach zaworu | 29,25 ms ⁻¹ . |
| - ciśnienie na wylotach zaworu | 829568 Pa, | | |



Rys.6. Elementy układu hydraulicznego z zaworami SP6 , SP10, SP12 [4, 6]: a) – stojak ϕ 0,21/0,16 m, b) – zawór hydrauliczny SP10 – przekrój, c) – przyłącze



Rys.7. Graficzna prezentacja wyników w osiowej płaszczyźnie przekroju: a, c, e) ciśnienia, b, d, f) prędkości, g) strumienia prędkości, h) mapy pola ciśnień



Rys.8. Przykładowa zależność ciśnienia statycznego cieczy modelowej od wydatku objętościowego $P(Q)$ oraz prędkości $P(v)$ dla zaworu hydraulicznego SP 10

Po ustaleniu warunków brzegowych niezbędnych do wykonania obliczeń został uruchomiony program ANSYS CFX. Spodziewane wyniki powinny określić charakterystykę przepływu cieczy w przestrzeni roboczej stojaka (w I stopniu) rozumianej jako zależność ciśnienia i wydajności $P = f(Q)$.

Na rysunku 7 została przedstawiona graficzna prezentacja wyników w płaszczyźnie przekroju przechodzącej przez środek modelowanego układu dla symulacji przy ciśnieniu wejściowym 40 MPa oraz swobodnym wypływie cieczy z otworów wylotowych zaworu hydraulicznego. Z zaprezentowanego rozkładu ciśnienia wynika, że w przestrzeni cylindra występuje stałe ciśnienie równe przyjętemu ciśnieniu wejściowemu. Spadek ciśnienia możemy zaobserwować w kanale kostki przyłączeniowej, łącznika stalowego i zaworu hydraulicznego.

Zmiana prędkości przepływu, podobnie jak i w przypadku ciśnienia, jest widoczna poza komorą cylindra. Charakterystyczne zmiany prędkości przepływu widoczne są w samym zaworze hydraulicznym, jak również w miejscach gdzie strumień cieczy zmienia kierunek przepływu.

3.3. Wyniki uzyskanych obliczeń

W poniższej tabeli przedstawiono przykładowe wyniki, jakie uzyskano na otworach wylotowych zaworu SP10 w 8 symulacjach wykonanych dla zmieniającego się ciśnienia statycznego, co 10 MPa w przedziale od 10÷80 MPa. Podana wartość prędkości przepływu cieczy w układzie hydraulicznym jest średnią odczytaną z całej powierzchni otworów wylotowych zaworu.

Analizując szczegółowo przestrzeń kanału wylotowego zaworu hydraulicznego możemy zaobserwować na rysunku 7 strefy występowania wyższej i niższej prędkości od podanych wartości w tabeli 3. Strefowość występowania różnych prędkości przepływu w głównej mierze uzależniona jest od geometrii kanału wylotowego zaworu.

Na podstawie wyników przedstawionych w tabeli 3 zostały sporządzone wykresy – rysunek 8 zależności wydatku objętościowego (a) oraz prędkości (b) od zmieniającego się ciśnienia statycznego w przestrzeni podłokowej stojaka hydraulicznego.

Tabela 3 przedstawia wyniki zależności ciśnienia od wydajności objętościowej oraz prędkości wypływu z otworów wylotowych zaworu hydraulicznego SP 10.

Tabela 3

Parametr	Wyniki symulacji							
	1	2	3	4	5	6	7	8
P [MPa]	10	20	30	40	50	60	70	80
Q [lm ³]	236,85	333,03	408,56	472,17	527,22	578,44	624,21	668,35
v [ms ⁻¹]	14,49	20,65	25,37	29,25	32,78	35,89	38,77	41,35

P – ciśnienie statyczne w przestrzeni podłokowej,
 Q – objętościowe natężenie przepływu,
 v – prędkość przepływu przez otwory wylotowe zaworu.

4. Wnioski

Ocena przepływów stanowi jedną z istotnych informacji wykorzystywanych dla kwalifikowania zmechanizowanych obudów ścianowych do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Problematyka jest istotna z uwagi na brak możliwości badań przepływów w stanowiskach badawczych. Dla wyżej wymienionych potrzeb opracowano metodę oceny z wykorzystaniem modelowania numerycznego opartego na programie ANSYS CFX.

Przedstawiana metoda wyznaczania przepływów jest w pełni analityczna. Została opracowana głównie dla potrzeb oceny przepływów w zmechanizowanej obudowie ścianowej. Z jej wykorzystaniem dokonano doboru i optymalizacji układu hydraulicznego zmechanizowanej obudowy ścianowej KW-09/26 POz W1/ZRP.

Zoptymalizowane układy stanowią podstawę układu hydrauliki i zostały wprowadzone do wszystkich obudów ZRP wyposażonych w stojaki o wewnętrznej śred-

nicy pierwszego stopnia ϕ 0,21 m. Metoda ta pozwala również weryfikować informacje katalogowe podawane przez producentów elementów stosowanych w układach hydraulicznych zmechanizowanych obudów ścianowych.

Opisana metoda zostanie zweryfikowana w drodze badań stanowiskowych, które w najbliższym czasie zostaną przeprowadzone na stojaku ϕ 0,21 m, po przygotowaniu odpowiedniej bazy pomiarowej.

Literatura

1. ANSYS CFX – Modelowanie komputerowej dynamiki płynów, <http://www.ansys.com/>
2. Badania stanowiskowe udarem masy. Sprawozdanie GIG, 09-326 z 2009.
3. Dadkhah F., Zecher J.: ANSYS Workbench. Schroff Development Corporation, 2008.
4. DAGOS s.c. – Dokumentacja Techniczno-Ruchowa.
5. Kasprusz A.: Praca doktorska: „Optymalizacja konstrukcji hydrauliki sterującej stojaka dla warunków zagrożenia wstrząsami górotworu”. GIG, Katowice 2007.
6. Materiały informacyjno-poglądowe Zakładu Remontowo-Produkcyjnego.
7. Norma PN-EN- 1804-1 2004 – Sekcje obudowy i wymagania ogólne.
8. Norma PN-EN- 1804-2 2004 – Stojaki, podpory i siłowniki pomocnicze.
9. Norma PN-EN- 1804-3 2008 – Hydrauliczne układy sterowania.
10. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych, (Dz.U. Nr 124, poz. 863, § 440 ust. 2).
11. Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. GIG, Katowice 2000.
12. Stoiński K., Doległo L.: Analityczna metoda wyznaczania przepływów z wykorzystaniem modelowania numerycznego. Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych „Cylinder 2009”. Instytut Techniki Górniczej KOMAG.

*Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2009 r.
Recenzent: prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf*

Modelowanie i symulacja zjawisk zachodzących w zmechanizowanej obudowie ścianowej

Streszczenie

Artykuł przedstawia zagadnienia symulacji zjawisk dynamicznych w hydraulicznej podporze górniczej. Opisano budowę modelu matematycznego uwzględniającego założenia upraszczające. Na tej podstawie ułożono model symulacyjny i przeprowadzono badania, z których wyciągnięto odpowiednie wnioski.

Summary

A problem of simulation of dynamic phenomena in mining hydraulic support was presented in the paper. Structure of mathematical model, including simplifications, was described. On that basis a simulation model was created and tests, from which suitable conclusions were drawn, were carried out.

1. Wprowadzenie

W wyniku wydobywania surowca naturalnego, jakim jest węgiel kamienny następuje naruszenie równowagi w górotworze, co w konsekwencji może powodować powstawanie wstrząsu. Wstrząs oddziałuje na wyrobisko, w wyniku czego obudowa zmechanizowana może ulec zniszczeniu oraz powstaje zagrożenie dla znajdujących się w wyrobisku górników.

Zjawiska, które powstają w górotworze, są jak dotychczas trudno, a wręcz niemożliwe do przewidzenia, co w konsekwencji nie pozwala dobrze im przeciwdziałać. Krótki czas trwania wstrząsu również jest niekorzystny, gdyż trudno jest określić miejsce jego wystąpienia oraz je zarejestrować. Mimo licznych prac wykonywanych na rzecz określania i przeciwdziałania wstrząsom, jedynym sposobem, który pozwala się tym zająć są skutki jakie one wywołały.

Obciążenia, jakim musi przeciwstawić się obudowa górnicza mają różny charakter, poczynając od obciążeń statycznych związanych z bardzo wolnymi ruchami górotworu, a kończąc na gwałtownych obciążeniach dynamicznych przypominających eksplozję pod względem prędkości przemieszczania się górotworu. Obciążenia dynamiczne działające na obudowy górnicze są wywołane energią kinetyczną górotworu przekazaną ze stropu na obudowę.

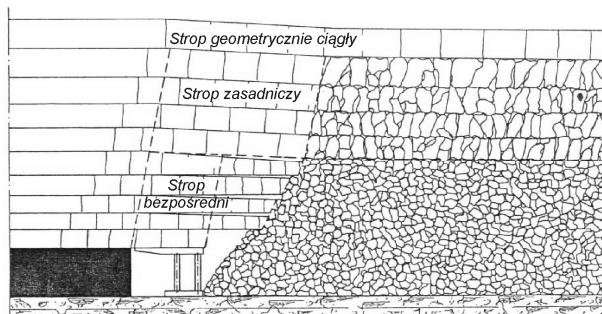
Jak przedstawiono na rysunku 1 strop bezpośredni znajduje się tuż nad wyrobiskiem za obudową i przechodzi w zwał tworząc rumowisko zwałowe [7]. Strop zasadniczy położony jest nad stropem bezpośrednim oraz rozciąga się nad rumowiskiem zwałowym. Skąły w stropie zasadniczym tracą ciągłość geometryczną i ulegają nieznacznemu przemieszczeniu. Nad stropem zasadniczym znajduje się strop geometrycznie ciągły, którego pierwotna struktura nie ulega zniszczeniu.

W wyniku takiego prowadzenia stropu i zastosowaniu zmechanizowanej obudowy ścianowej, rumowisko skalne zapewnia zachowanie naturalnej samo-

ności wyżej znajdujących się warstw skalnych. Umożliwia to eksploatację pokładów węgla przez kombajn lub strug górniczy w bezpieczny sposób dla górnika i eksploatowanych maszyn.

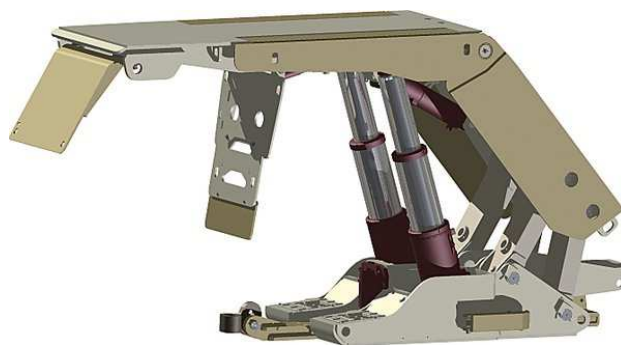
Obudowa górnicza powinna spełniać również inne ważne zadania, takie jak:

- zabezpieczenie górnika w trakcie wstrząsu górotworu,
- umożliwienie swobodnego dostępu do urządzeń sterujących,
- umożliwienie zamontowania oświetlenia i urządzeń zraszających.



Rys.1. Przykład współpracy obudowy ze stropem

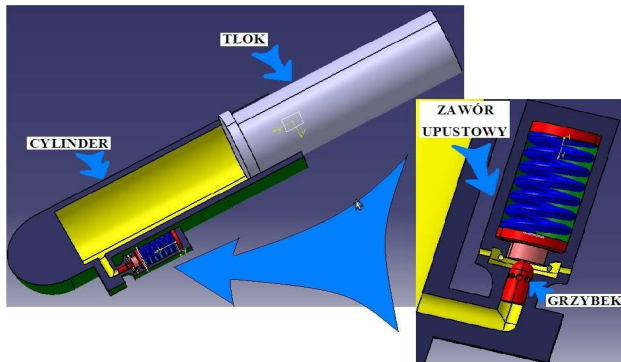
Elementem zabezpieczenia górników jest obudowa górnicza, której przykładowe rozwiązanie przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Przykładowa obudowa górnicza

Podstawowym elementem podpornościowym obudowy jest stojak hydrauliczny wraz ze współpracującym z nim zaworem upustowym. Wymaga się, aby układ podpornościowy obudowy utrzymywał podporność roboczą dla zmieniających się obciążeń w czasie oraz wysokości rozparcia obudowy. Wymaganie to jest realizowane w drodze doboru konstrukcji stojaka, jego sprężystości oraz stosowanie odpowiednio dobranych zaworów ograniczających ciśnienia w przestrzeniach roboczych.

Z uwagi na skomplikowaną strukturę obudowy zmechanizowanej przedmiotem analizy będzie uproszczona struktura składająca się z siłownika i zaworu bezpieczeństwa przedstawiona na rysunku 3.



Rys.3. Przedmiot analizy

Wysokie koszty tych badań i trudności techniczne ich prowadzenia spowodowały wzrost zainteresowania metodami analitycznymi. Niniejsza praca prezentuje metodę analityczną wyznaczania wartości obciążenia stojaka hydraulicznego pod obciążeniem dynamicznym w oparciu o dyskretny model matematyczny.

2. Model matematyczny

Model matematyczny zbudowano zakładając dyskretny rozkład masy i sprężystości oraz uwzględniając ograniczenia wynikające z użytego do obliczeń programu MATLAB-Simulink.

2.1. Założenia upraszczające

Model matematyczny powstał w oparciu o założenia upraszczające, które reprezentują obiekt rzeczywisty z wymaganą dokładnością.

- ciśnienie po stronie zlewowej jest stałe, $p_{z1} = \text{const}$,
- moduł sprężystości, gęstość oraz lepkość cieczy nie zmieniają się podczas pracy układu,
- pominięto wpływ siły ciężkości na działanie układu,
- pominięto odkształcenia elementów hydraulicznych,
- pominięto wpływ skończonej prędkości rozchodzenia się zaburzeń w układzie,
- sprężyna w zaworze upustowym posiada charakterystykę liniową,

- masa i sprężystość występują jako parametry skupione,
- założono, że pomiędzy powierzchniami ruchomymi nie występuje tarcie suche,
- założono, że w układzie nie występuje kawitacja,
- masy elementów stojaka hydraulicznego przedstawiono w postaci masy zredukowanej m_{t} uwzględniając, że masę zredukowaną elementu traktowanego jako sprężyna określa się jako 40% masy całkowitej:

$$m_{\text{t}} = 0,4 \cdot m_{\text{cs}} + m_{\text{s}} \quad (1)$$

gdzie:

m_{cs} – masa cieczy roboczej w stojaku,

m_{s} – masa elementów stojaka biorących udział w ruchu.

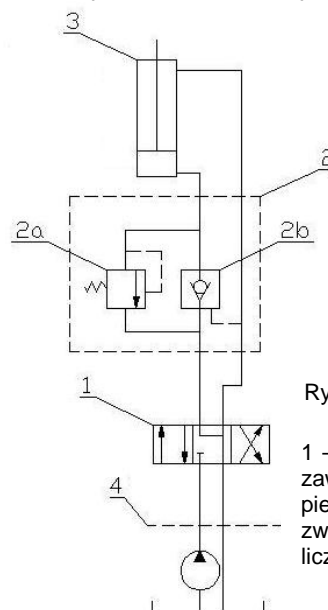
- masy elementów zaworu upustowego przedstawiono w postaci masy zredukowanej m_{z} :

$$m_{\text{z}} = m_{\text{grzybka}} + m_{\text{talerzyka}} + m_{\text{tłoczek}} + \frac{1}{3} m_{\text{sprężyny}} \quad (2)$$

- zastosowano ograniczenia ruchowe tłoka siłownika w zakresie $0 < x < x_{gr}$,
- zastosowano ograniczenia ruchowe dla grzybka zaworu $0 < y < y_{gr}$,
- w akumulatorze założono, że mamy do czynienia z przemianą adiabatyczną,
- w akumulatorze znajduje się gaz idealny.

3. Model matematyczny układu hydraulicznego podpory

Model matematyczny stojaka hydraulicznego wraz z zaworem odpowiada niżej zamieszczonemu schematowi hydraulicznemu. W modelu pominięto elementy takie jak: zawór zwrotny, rozdzielacz oraz elementy magistrali zasilającej, ponieważ nie biorą one czynnego udziału podczas działania podpory w czasie tąpnięcia.



Rys.4. Schemat hydrauliczny modelowanej podpory

1 – rozdzielacz 4/3, 2 – blok zaworowy, 2a – zawór bezpieczeństwa, 2b – zawór zwrotny, 3 – stojak hydrauliczny, 4 – centralna magistrala zasilająca

3.1. Model matematyczny siłownika

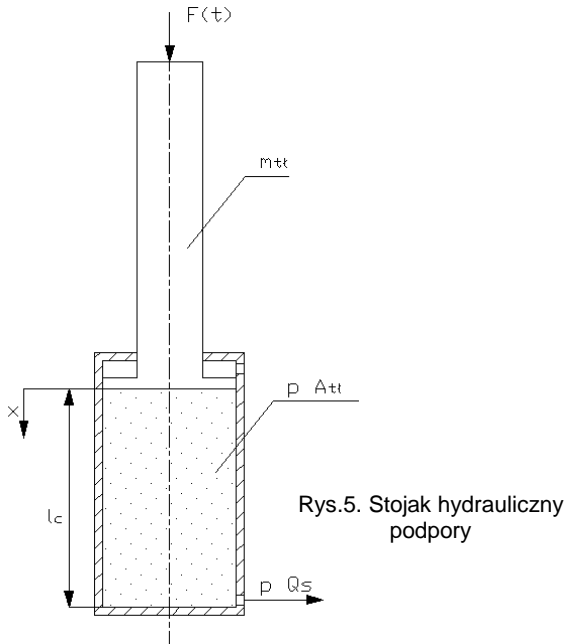
Zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 5 równanie sił działających na stojak hydrauliczny przyjmuje następującą postać:

$$F(t) - F_{sb} - F_{st} - F_{sh} = 0 \quad (3)$$

gdzie:

- F_{sb} – siła bezwładności stojaka wraz z masą m :

$$F_{sb} = (m_{tt} + m) \frac{d^2x}{dt^2} \quad (4)$$



Rys.5. Stojak hydrauliczny podpory

natomiast:

m_{tt} – masa zredukowana stojaka, kg,

m – masa udaru, kg,

- F_{st} – siła tarcia lepkiego:

$$F_{st} = f_s \cdot \frac{dx}{dt} \quad (5)$$

gdzie:

f_s – współczynnik tarcia lepkiego, $N \cdot s \cdot m^{-1}$, wyrażony zależnością $f_s = \mu \frac{A}{L}$

μ – lepkość dynamiczna, $N \cdot s \cdot m^{-2}$,

A – pole powierzchni styku tłoka z cylindrem, m^2 ,

L – luz pomiędzy tłokiem a cylindrem, m.

- F_{sh} – siła wywierana przez ciśnienie na powierzchni tłoka:

$$F_{sh} = p \cdot A_{tt} \quad (6)$$

gdzie:

A_{tt} – powierzchnia przekroju cylindra, m^2 ;

- $F(t)$ – siła wynikająca z obciążenia górotworem według [7]:

$$F(t) = F_w + F_d[1 + k_d e^{-\delta t} \sin(\omega t - \varphi)] \quad (7)$$

gdzie:

F_w – podporność wstępna stojaka, N,

$F_d = \eta_{tz} F_r - F_w$ – siła oddziałująca na stojak, N,

F_r – podporność robocza stojaka, N,

η_{tz} – współczynnik charakteryzujący stopień dociążenia w odniesieniu do podporności roboczej,

$k_d = 0,102 \omega V_o$ – współczynnik obliczeniowy,

$\omega = 3,13 \cdot \sqrt{\frac{k_s}{\eta_{tz} F \gamma}}$ – pulsacja układu drgającego, s^{-1} ,

$\delta = \delta_g + \delta_z$ – współczynnik tłumienia układu drgającego, s^{-1} ,

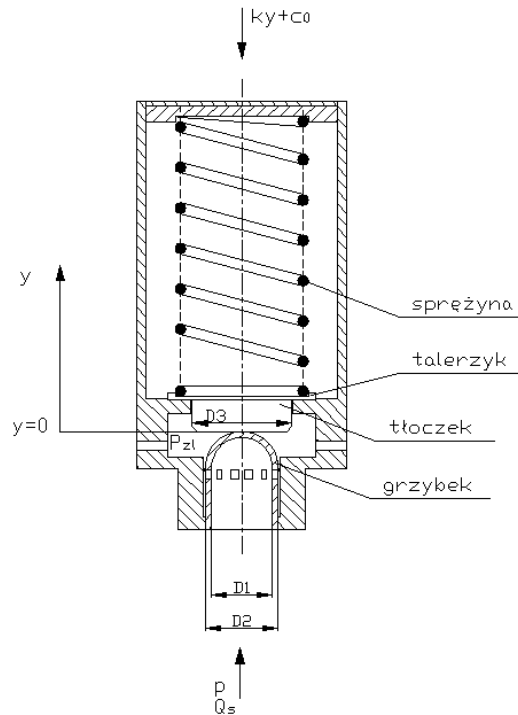
Powyższe równania rozpatrywane są dla następujących warunków początkowych: dla $x = 0$: $\frac{dx}{dt} = 0$,

i $\frac{d^2x}{dt^2} = 0$, oraz dla warunków brzegowych dla $x = x_{gr}$:

$$\frac{dx}{dt} = 0, \text{ i } \frac{d^2x}{dt^2} = 0.$$

3.2. Model matematyczny zaworu upustowego

Równanie sił działających na element uszczelniający zaworu upustowego oraz równania przepływu ułożono na podstawie schematu przedstawionego na rysunku 6.



Rys.6. Zawór upustowy podpory

Zgodnie ze schematem równanie sił działających na grzybek zaworu upustowego przyjmuje następującą postać:

$$F_{zh} - F_{zb} - F_{zt} - F_{zs} - F_{zd} = 0 \quad (8)$$

F_{zh} – siła wywierana przez ciśnienie p na grzybek zaworu:

$$F_{zh} = p \cdot A_1 + p_{z1} \cdot (A_3 - A_2) - p_{z1} \cdot A_2 \quad (9)$$

gdzie:

p_{z1} – ciśnienie po stronie zlewowej,

$A_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}$, $A_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$, $A_3 = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4}$ – odpowiednio pola przekroju.

– F_{zb} – siła bezwładności:

$$F_{zb} = m_z \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (10)$$

– F_{zt} – siła tarcia lepkiego:

$$F_{zt} = f_z \cdot \frac{dy}{dt} \quad (11)$$

gdzie:

f_z – współczynnik tarcia lepkiego zaworu wyrażony zależnością

$$f_z = \mu \frac{A_z}{L_z} \quad (12)$$

μ – lepkość dynamiczna, $N \cdot s \cdot m^{-2}$,

A_z – pole powierzchni styku grzybka ze ścianką zaworu, m^2 ,

L_z – luz pomiędzy grzybkiem a ścianką zaworu, m .

– F_{zs} – siła pochodząca od ugięcia sprężyny:

$$F_{zs} = k_{zs} \cdot y + c_0 \quad (13)$$

gdzie:

k_{zs} – sztywność sprężyny, $N \cdot m^{-1}$,

c_0 – napięcie wstępne sprężyny, N .

– F_{zd} – siła hydrodynamiczna:

$$F_{zd} = \rho \cdot \frac{Q_{gz}^2}{A_1} - \rho \cdot \frac{Q_{gz}^2}{A_{0g}} \cdot \cos \theta(y) \quad (14)$$

gdzie:

ρ – masa właściwa, $kg \cdot m^{-3}$,

θ – kąt wychylenia strugi cieczy.

Na podstawie wieloletniego doświadczenia w modelowaniu przyjęto, że zmiana kąta odchylenia strugi cieczy powinna odbywać się według zależności przedstawionej na rysunku 8 [1].

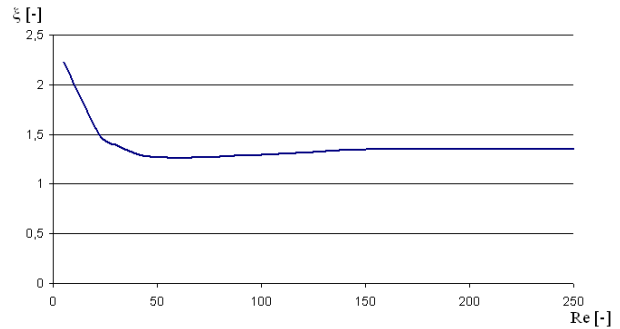
W równaniu na siłę hydrodynamiczną występuje A_{0g} – powierzchnia otworu grzybka. Ponieważ przekrój otworu grzybka zmienia się od wycinka kołowego do pełnego przekroju koła a otworów jest osiem to na tej podstawie wygenerowano zależność (15).

$$A_{0g} = A_{0g(y)} = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot \left[\left(\frac{\sqrt{8 \cdot y \cdot r + \frac{4}{3} \cdot y^2}}{r} \right) - \sin \frac{180}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{8 \cdot y \cdot r + \frac{4}{3} \cdot y^2}}{r} \right] \quad (15)$$

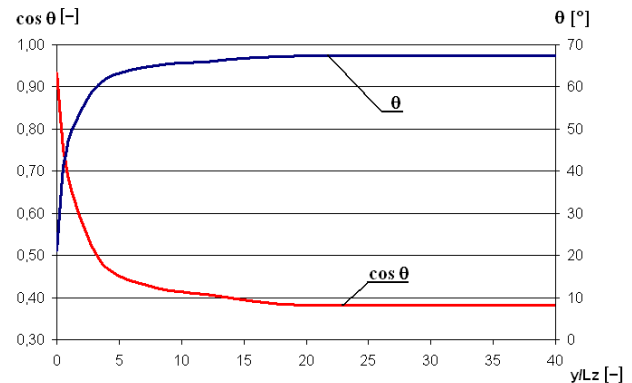
r – promień otworu grzybka.

$$Q_{gz} = 8 \cdot A_{0g} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \zeta_1}} \quad (16)$$

Występujący w równaniu (16) współczynnik strat przepływu ζ_1 wyznaczono na podstawie [5] i przedstawiono na rysunku 7.



Rys.7. Zmiana współczynnika strat przepływu ζ_1 w funkcji liczby Reynoldsa Re



Rys.8. Zmiana kąta odchylenia strugi cieczy θ : y – przemieszczenie grzybka zaworu, L_z – luz między grzybkiem a ścianką zaworu, θ – kąt odchylenia strugi

Powyższe równania rozpatrywane są dla następujących warunków początkowych:

$$\text{dla } y = 0: \frac{dy}{dt} = 0, \frac{d^2 y}{dt^2} = 0,$$

oraz dla warunków brzegowych:

$$\text{dla } y = y_{gr}: \frac{dy}{dt} = 0, \frac{d^2 y}{dt^2} = 0.$$

3.2.1. Równanie bilansu natężeń przepływu przez zawór

Zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunkach 5 i 6 równanie to przyjmuje postać:

$$Q_s - Q_{gz} - Q_c - Q_g = 0 \quad (17)$$

gdzie:

Q_s – natężenie przepływu spowodowane ruchem tłoka stojaka:

$$Q_s = A_{tt} \cdot \frac{dx}{dt} \quad (18)$$

Q_{gz} – natężenie strumienia przepływającego przez grzybek zaworu:

$$Q_{gz} = 8 \cdot A_{0g} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \zeta_1}} \quad (19)$$

Q_c – natężenie przepływu spowodowane ściśliwością cieczy roboczej pod tłokiem stojaka:

$$Q_c = \frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (20)$$

gdzie:

V_1 – objętość cieczy pod tłokiem, m^3 ,

B – moduł sprężystości objętościowej.

Q_g – natężenie przepływu spowodowane przemieszczeniem się grzybka zaworu:

$$Q_g = A_1 \cdot \frac{dy}{dt} \quad (21)$$

3.2.2. Równanie bilansu natężeń przepływu przez komorę podgrzybkową zaworu

$$Q_{gz} - Q_{cp} - Q_{gp} - Q_w = 0 \quad (22)$$

gdzie:

Q_{cp} – natężenie przepływu spowodowane ściśliwością cieczy roboczej w komorze podgrzybkowej:

$$Q_{cp} = \frac{V_p}{B} \cdot \frac{dp_{z1}}{dt} \quad (23)$$

gdzie:

V_p – objętość cieczy w komorze podgrzybkowej, m^3 ,

B – moduł sprężystości objętościowej.

Q_{gp} – natężenie przepływu spowodowane przemieszczeniem się grzybka zaworu:

$$Q_{gp} = (A_3 - A_2) \cdot \frac{dy}{dt} \quad (24)$$

Q_w – natężenie przepływu przez komorę podgrzybkową zaworu:

$$Q_w = 8 \cdot A_{0w} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{z1}}{\rho \cdot \zeta_2}} \quad (25)$$

gdzie:

A_{0w} – powierzchnia otworu w zaworze upustowym,

ζ_2 – współczynnik strat przepływu.

4. Program badań symulacyjnych

Badania przeprowadzono dla następujących parametrów:

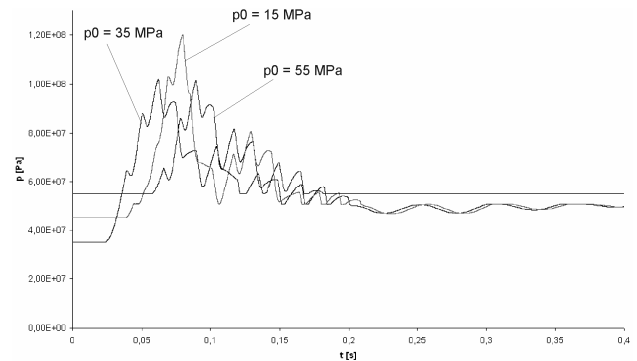
- ciśnienia wstępnego panującego pod tłokiem stojaka p_0 ,
- napięcia wstępnego sprężyny zaworu c_0 ,
- sztywności sprężyny zaworu k_{zs} ,
- modułu sprężystości cieczy roboczej B ,
- wysokości wysuwu tłoczyska stojaka x ,
- siły górotworu $F(t)$.

Podczas badań układu podpory hydraulicznej w modelu symulacyjnym zmieniano poszczególne wartości parametrów o $\pm 25\%$.

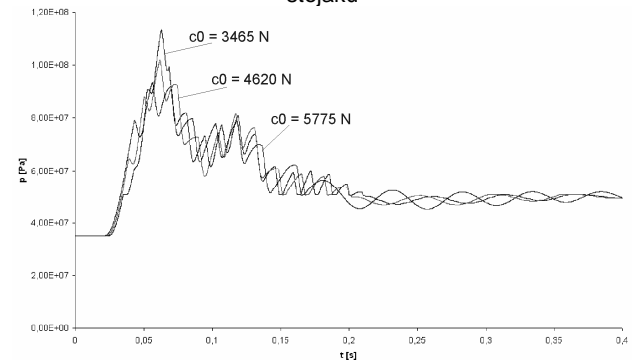
5. Wyniki badań symulacyjnych

Analiza wyników dla parametrów nominalnych

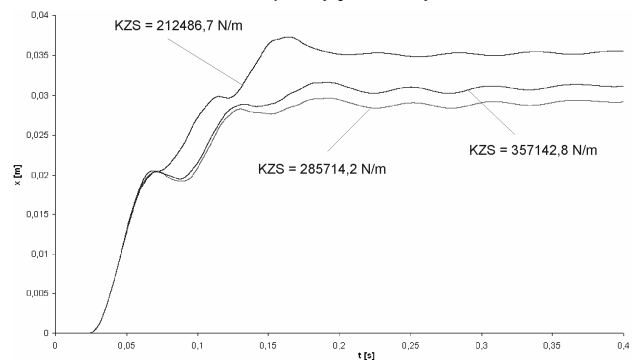
Na rysunkach 9 do 14 przedstawiono przebiegi przemieszczenia się tłoka stojaka oraz ciśnienia w chwili obciążenia stojaka siłą górotworu.



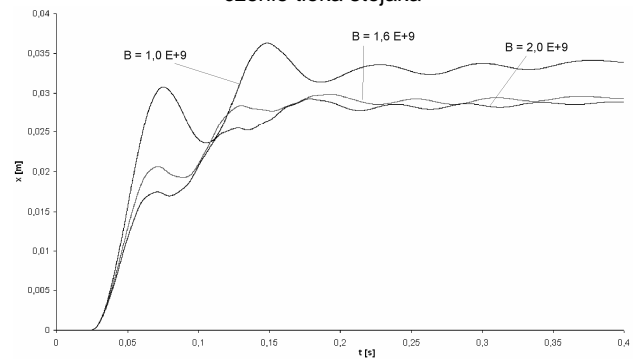
Rys.9. Wpływ ciśnienia podparcia na ciśnienie panujące w stojaku



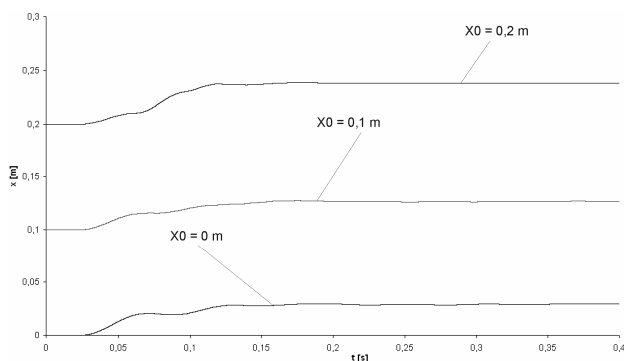
Rys.10. Wpływ napięcia wstępnego sprężyny zaworu na ciśnienie panujące w stojaku



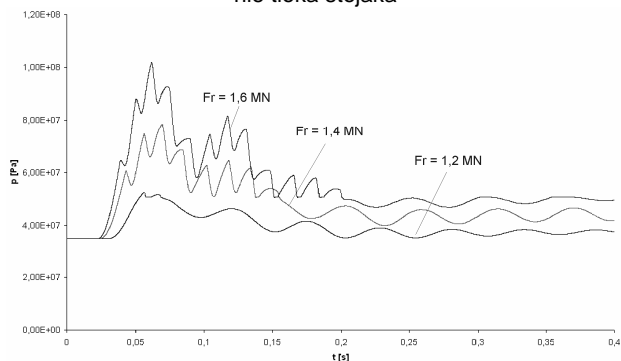
Rys.11. Wpływ sztywności sprężyny zaworu na przemieszczenie tłoka stojaka



Rys.12. Wpływ modułu sprężystości na przemieszczenie tłoka stojaka



Rys.13. Wpływ wysuwu wstępnego stojaka na przemieszczenie tłoka stojaka



Rys.14. Wpływ obciążenia górotworu na ciśnienie panujące w stojaku

6. Wnioski

Wyniki badań pozwoliły na wyciągnięcie następujących wniosków:

- Wzrost ciśnienia podparcia nie wpływa korzystnie na cały układ podpory. Podwyższając ciśnienie podparcia powodujemy wzrost obciążeń statycznych, przez wzrost ciśnienia w stojaku, a tym samym obniżamy odporności na przeciążenia dynamiczne.
- Zmniejszając napięcie wstępne sprężyny zwiększamy podatność układu, a to powoduje zwiększenie maksymalnego ciśnienia w układzie. Najkorzystniejszym parametrem jest wartość nominalna $c_0 = 4620$ N.
- Im mniejsza wartość sztywności sprężyn tym większy skok tłoka. Dla różnych wartości k_{zs} otwarcie grzybka następuje w tym samym momencie, różni się natomiast skokiem grzybka, wraz ze wzrostem sztywności k_{zs} maleje skok grzybka zaworu y .
- Wraz ze wzrostem modułu sprężystości cieczy maleje skok tłoka stojaka przy tym samym obciążeniu górotworu. Pozostałe wartości badane w modelu są na zbliżonym poziomie, można jednak zauważyć, iż dla malejących wartości B przyrost ciśnienia w stojaku narasta wolniej, co jest korzystne z punktu widzenia odporności układu na obciążenia dynamiczne.

- Zmieniając wartość wysuwu wstępnego tłoczyska powodujemy zmniejszenie objętości cieczy roboczej pod tłoczyskiem. Wraz ze wzrostem wartości x_0 zwiększa się szybkość przyrostu ciśnienia w stojaku, co jest niekorzystne z punktu widzenia obciążeń dynamicznych. Dla najmniejszego wysuwu tłoczyska $x_0 = 0,2$ m można zaobserwować bardzo duże oscylacje ciśnienia.
- Oddziaływanie górotworu ma największy wpływ na zachowanie układu, wraz ze wzrostem podporności roboczej rośnie skok tłoka stojaka. Najkorzystniejszy przebieg ciśnienia w stojaku mamy dla najmniejszej wartości podporności roboczej $F_r = 1,2$ MN, jest to oczywiste ponieważ dla takiej podporności roboczej mamy najmniejsze obciążenie dynamiczne działające na stojak hydrauliczny.

Literatura

1. Blackburn J.F., Reethot G., Shearer L.L.: Fluid power control. MIT Press 1966.
2. Domagała Z., Stoiński K.: Modelowanie zjawisk dynamicznych w stojaku hydraulicznym zmechanizowanej obudowy ścianowej.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych”. Cylinder 2001, Szczyrk, 25-27.09. 2001 Gliwice.
3. Domagała Z., Prokopowicz J., Popczyk Z.: Symulacja zjawisk dynamicznych w stojaku hydraulicznym obudowy ścianowej.” Hydraulika a pneumatyka”. 3-4/2006.
4. Domagała Z.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych zaworu przelewowego na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie napędowym hydraulicznym. Politechnika Wroclawska 15/91.
5. Merrit H.E., Hydraulic control system. John Wiley& Sons, New York 1967.
6. Mrozek B., Mrozek Z.: MATLAB i Simulink. Poradnik użytkownika. Helion 2004.
7. Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Wydawnictwa GIG, Katowice 2000.
8. Stoiński K.: Praktyczne aspekty upodatnienia obudowy zmechanizowanej. Napędy i sterowanie 7/8, 2008.
9. Stoiński K.: Stojaki dwuteleskopowe z wierconymi płaszczami cylindrów. KOMAG, Gliwice 2004.
10. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Tom 1, Tom 2, WNT, Warszawa 1995.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2009 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Edward Palczak

Najnowsze trendy w badaniu interakcji górotworu i ścianowej obudowy zmechanizowanej

Streszczenie

Najnowszy trend w doborze sekcji zmechanizowanej w górnictwie światowym związany jest z wykorzystaniem tzw. krzywych reakcji górotworu. Krzywe te są graficznym obrazem relacji obciążenia obudowy i konwergencji wyrobiska, co pozwala na określenie m.in. podporności obudowy wymaganej dla utrzymania konwergencji wyrobiska na określonym poziomie.

Summary

Newest trend in world mining industry as regards selection of powered roof support is associated with use of so-called rock mass reaction curves. These curves are graphical presentation of relationship between load of support and convergence of working, what enables to determine, among others, support's load bearing capacity to maintain required the convergence of working at given level.

1. Wprowadzenie

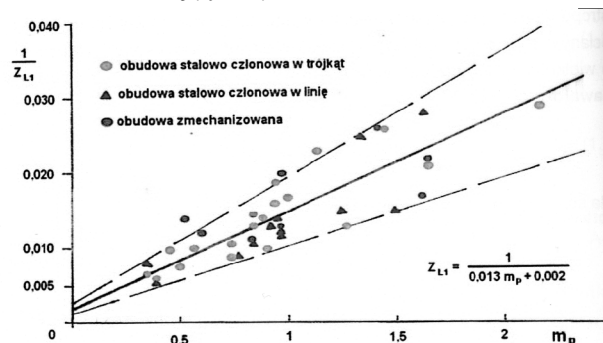
Kompleksy zainstalowane w wyrobiskach ścianowych pozwalają na uzyskanie wydobywania o wielkości od kilku do kilkudziesięciu tysięcy ton urobku na dobę, co wiąże się ze znaczną prędkością eksploatacji, utożsamianą np. z dobowym postępowaniem frontu ścianowego. Rekordowe wyniki produkcyjne uzyskiwane w ścianach wydobywczych są imponujące i daleko odbiegają od przeciętnych wyników zdecydowanej większości współczesnych polskich przodków ścianowych [30]. Dla przykładu, w kopalni „Twentymile” w stanie Colorado (USA) szczytowe wydobywanie dobowe z jednej ściany przekracza 45 tys. ton (46 340 t), a wartości prędkości eksploatacji sięgają 40 m/dobę¹.

Ciągły postęp w udoskonalaniu wyposażenia technicznego przodków ścianowych niesie ze sobą także wzrost cen maszyn i urządzeń stanowiących kompleksy ścianowe. Rośnie zatem wielkość kapitału inwestycyjnego i ryzyko poniesienia dużych strat przez zakład górniczy w przypadku zatrzymania ściany. Niezawodność sprzętu odgrywa zatem kluczową rolę w powodzeniu rynkowym zarówno kopalni, jak i producentów wyposażenia. Dbałość o jakość produktów przez ich producentów, jak i dobre rozpoznanie złoża przez kopalnię są jednak tylko warunkami koniecznymi, lecz nie wystarczającymi do osiągnięcia zamierzonego celu – określonego wydobywania dobowego.

¹ W kopalni węgla „Twentymile” eksploatowany pokład Wadze o grubości 2,6-2,9 m zalega na głębokości 300-400 m, a jego nachylenie sięga najwyżej 10°. Długości ścian, od 1999 roku, wynoszą 305 m, a wybiegi: 3,6-4,5 km (wcześniej nawet 5,5 km). Kopalnia prowadzi eksploatację tylko jednym przodkiem ścianowym, w którym urabianie odbywa się za pomocą kombajnu o zabiorze 900 mm; w czasie jednej zmiany wydobywczej wykonywane są zwykle 20-22 cykle produkcyjne. (<http://www.mining-technology.com>).

Obudowa ścianowa, ze względu na liczbę sekcji, stanowi największą część wydatków inwestycyjnych; według danych amerykańskich aż 60-80% w zależności od długości ściany [23, 28]. Ocenia się, że obok zastosowania systemów automatycznego sterowania i zaawansowanych technologii monitorowania parametrów pracy sekcji, ich prawidłowy dobór będzie warunkował w przyszłości dalszy wzrost produktywności ścian [14, 18].

Stosowana w Polsce metodyka doboru obudowy zmechanizowanej wyrobisk ścianowych, opracowana została w wyniku obserwacji i pomiarów połowych przeprowadzonych w wyrobiskach ścianowych, których maksymalny postęp dobowy wynosił zaledwie 4,5 m, co zupełnie nie odpowiada postępowaniom osiąganym przez wysoko wydajne obecnie prowadzone przodki ścianowe [3, 30]. Akcje badawcze, które prowadzone były w celu opracowania metody doboru obudowy ścianowej, w zdecydowanej większości (około 80%) polegały na wykonaniu pomiarów i obserwacji w ścianach z obudową indywidualną stalowo-członową (zabudowaną w trójkąt i w linię), a tylko w około jednej piątej przypadków wykonywane były w ścianach z obudową zmechanizowaną (rys. 1).



Rys.1. Zależność wartości jednostkowego nachylenia stropu Z_{L1} , mm/m od wskaźnika podporności obudowy m_p w ścianach zawałowych [3]

Podporność – zarówno wstępna, jak i robocza – ówczesznie stosowanych sekcji obudowy, była dalece niższa od obecnych rozwiązań. Empiryczne związki wyprowadzone w wyniku bardzo uproszczonych analiz teoretycznych nie obejmują więc, ani współcześnie spotykanych postępów ścian, ani też charakterystyk pracy współczesnych sekcji obudowy zmechanizowanej. Stosowana w naszym kraju metodyka doboru obudowy ścianowej powstała około trzydzieści lat temu i stąd może być stosowana w ograniczonym zakresie.

W górnictwie światowym dobór obudowy w przeszłości oparty był również o uproszczone analizy pozwalające na wyznaczenie obciążenia sekcji obudowy zmechanizowanej ciężarem skał stropowych [2, 13, 31, 32]. Modele te miały jednak ograniczoną przydatność i podjęto szeroko zakrojone badania i pomiary in-situ, jak i na pełnoskalowych symulatorach laboratoryjnych [1, 11, 22]. Prace te zaowocowały powstaniem nowych metod doboru obudowy ścianowej, dla najczęściej stosowanej opracowano dedykowany program użytkowy DEPOWS [14, 15]. Jednak i ta metoda ma już znaczenie raczej historyczne w związku z zaprzestaniem użytkowania w górnictwie amerykańskim obudowy ramowej, kasztowej i osłonowej czterostojakowej [23, 28].

2. Krzywe reakcji górotworu

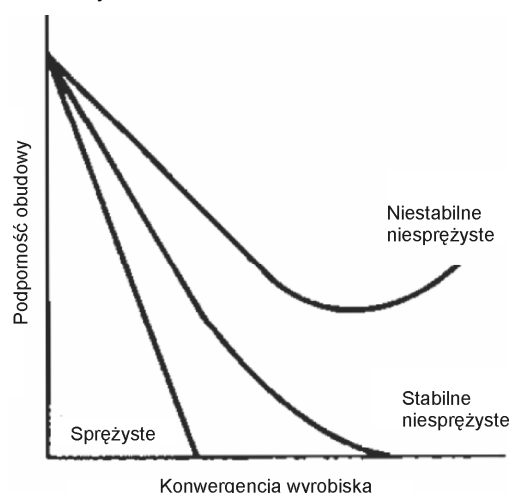
Najnowszy trend w doborze sekcji obudowy zmechanizowanej w górnictwie światowym związany jest z wykorzystaniem tzw. krzywych reakcji górotworu (*Ground Response Curves*) [6, 14, 19, 23].

Krzywe reakcji górotworu są graficznym obrazem relacji obciążenia obudowy i konwergencji wyrobiska, co pozwala na określenie m.in. podporności obudowy wymaganej dla utrzymania konwergencji wyrobiska na określonym poziomie. Krzywe te otrzymywane są zazwyczaj na drodze analizy dzięki przyjęciu pewnych założeń idealizujących własności ośrodka skalnego, w którym wykonywane jest wyrobisko i projektowana jest jego obudowa. Modele górotworu ciągłego o cechach ośrodka, na przykład, liniowo- i nieliniowo-sprężystego, idealnie plastycznego, sprężysto-plastycznego i sprężysto-plastycznego z osłabieniem, lepko-sprężystego przyjmowane są najczęściej. Wyznaczenie krzywych reakcji górotworu dla prostszych modeli konstytutywnych możliwe jest na drodze rozwiązań analitycznych, natomiast zastosowanie bardziej skomplikowanych modeli pociąga za sobą konieczność stosowania metod numerycznych.

Koncepcja wykorzystania krzywych reakcji górotworu do doboru obudowy wyrobisk znajduje często swoje miejsce w geomechanice światowej. Szczególnie popularne jest jej zastosowanie w doborze obudowy dla wyrobisk tunelowych, czy sztolni hydroelektrowni [7, 12]. Częściowo empiryczna metoda ich wyznaczania została szeroko omówiona m. in. przez Paneta [20].

Warto wspomnieć, że choć stosowana terminologia jest różna to podstawy tej koncepcji są zbieżne ze stosowanym w Polsce już przez Witolda Budryka, Antoniego Sałustowicza i Henryka Filcka podejściem określania tzw. współpracy obudowy z górotworem opracowanym dla wyrobisk korytarzowych [9, 24, 25]. Badacze skupieni wokół Akademii Górniczo-Hutniczej z Krakowa stworzyli dorobek wyróżniający się nawet na tle najlepszych światowych dokonań w tej dziedzinie. Wkład wyżej wymienionych założycieli polskiej szkoły mechaniki górotworu był następnie rozszerzany i propagowany m.in. przez Zdzisława Kłeczka, Marka Kwaśniewskiego, Antoniego Tajdusia i Jana Walaszczyka [10, 16, 17, 29]. Tłumaczony z języka angielskiego termin krzywe reakcji górotworu (*Ground Response Curves*) ma swój historyczny, zakorzeniony już polski odpowiednik – charakterystyka górotworu [5].

Jedną z możliwych strategii stabilizacji górotworu oparta może być o potrzebę powstrzymania zaciskania wyrobiska na poziomie akceptowalnym z inżynierskiego punktu widzenia. Krzywa reakcji górotworu jest krzywą obrazującą zależność podporności obudowy wymaganej do utrzymania konwergencji wyrobiska na danym poziomie w funkcji tejże konwergencji. Krzywe reakcji górotworu pokazane na rysunku 2 ilustrują tę relację w przypadku, odpowiednio, liniowo-sprężystego, kontrolowanego niesprężystego i niekontrolowanego niesprężystego zachowania się ośrodka skalnego. Punkt przecięcia się sprężystej krzywej reakcji górotworu z osią odciętych wyznacza całkowite sprężyste przemieszczenie konturów wyrobiska i wskazuje, że żadna obudowa nie jest wymagana, pod warunkiem, że konwergencja jest na akceptowalnym poziomie. Dla większości przypadków spotykanych w geomechanice, takie odkształcenie sprężyste będzie mniejsze od 0,1% promienia wyrobiska.



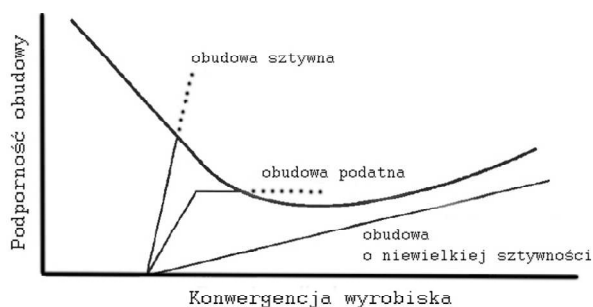
Rys.2. Krzywe reakcji górotworu jako ośrodka o różnych cechach zachowania się [12]

Krzywa obrazująca niekontrolowane niesprężyste zachowanie się ośrodka skalnego, wskazuje konieczność zastosowania obudowy – krzywa nie przecina osi

odciętych, co oznacza, że dojdzie do zawału (zaciśnięcia) wyrobiska.

Ze względu na ogólność koncepcji wyznaczania krzywych reakcji górotworu i zdolność do przeprowadzenia w tym podejściu analizy wpływu wielu istotnych zmiennych – krzywe reakcji górotworu stały się szeroko stosowanym, empirycznym narzędziem w projektowaniu obudowy wyrobisk.

W przypadkach, kiedy zastosowanie obudowy jest konieczne, krzywe reakcji górotworu pozwalają na określenie skuteczności poszczególnych typów obudowy, przez wykreślenie charakterystyk podpornościowych obudowy w tym samym układzie współrzędnych, co krzywe GRC. Na rysunku 3 przedstawiono charakterystykę obudowy sztywnej, podatnej oraz obudowy o niewielkiej sztywności.



Rys.3. Krzywa reakcji górotworu i charakterystyki różnych typów obudowy [12]

Najbardziej interesujące są punkty przecięcia charakterystyk obudowy z krzywymi reakcji górotworu, bo one oznaczają osiągnięcie stanu równowagi układu górotwór-obudowa.

Dążenia do osiągnięcia zerowej konwergencji wyrobiska przez zastosowanie jak najszywniejszej obudowy jest niewłaściwe, a w praktyce jest ono niewykonalne i prowadzi do niepotrzebnie dużych podporności obudowy i nieracjonalnych kosztów. Obudowa powinna

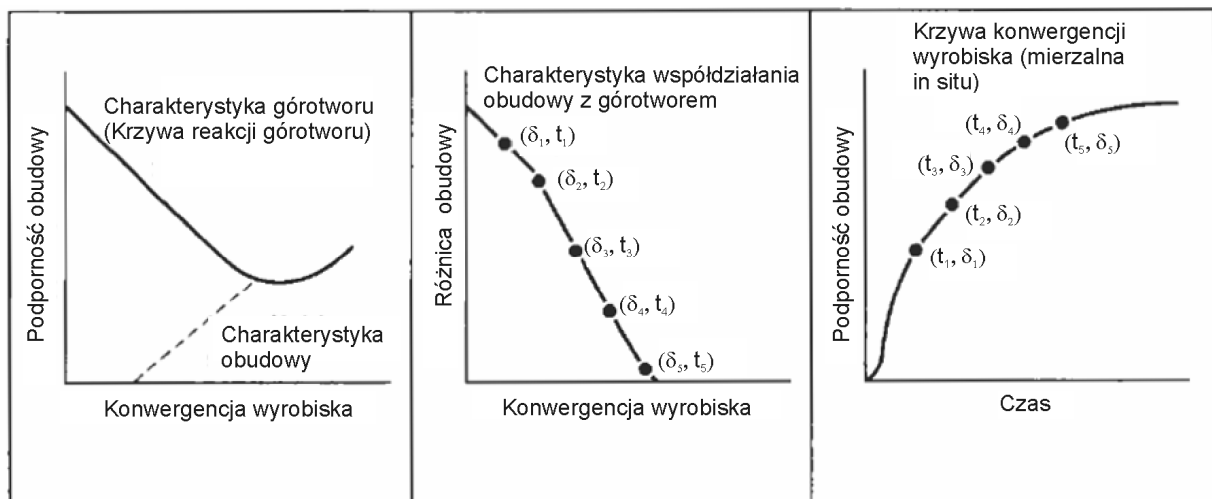
współpracować z górotworem w sposób dostosowany do lokalnych warunków w maszywie skalnym, tak by stan równowagi osiągnięty został przy założonym poziomie konwergencji wyrobiska.

Dzięki wiedzy o mechanizmie zjawiska współpracy obudowy z górotworem wynikającym z diagramów krzywych GRC i charakterystyk podpornościowych obudowy, możliwe jest zastosowanie czysto obserwacyjnego podejścia do wyznaczania rodzaju i charakterystyki koniecznej do zastosowania obudowy. W praktyce możliwy jest pomiar przemieszczenia konturu wyrobiska i wyrażenie go jako konwergencji wyrobiska. Krzywa reakcji górotworu i krzywa konwergencji wyrobiska są ze sobą związane jako różne przejawy tego samego zjawiska. Powiązanie to wyjaśniają cztery krzywe na rysunku 4.

Rozpoczynając od krzywej reakcji górotworu i charakterystyki obudowy informacje pozyskane z ich analizy można wyrazić jako pojedynczą krzywą „różnicy ciśnienia” pomiędzy dwoma pierwszymi (to jest brakującej podporności do osiągnięcia stanu równowagi) w funkcji konwergencji wyrobiska. Równowaga jest osiągnięta, kiedy „różnica ciśnienia” jest równa zero. Przyjmując, że „różnica ciśnienia” jest funkcją konwergencji oraz, że konwergencja wyrobiska jest funkcją czasu, można przedstawić krzywą zależności konwergencji od czasu. Ta krzywa jest, jak wiadomo, wyznaczalna w praktyce.

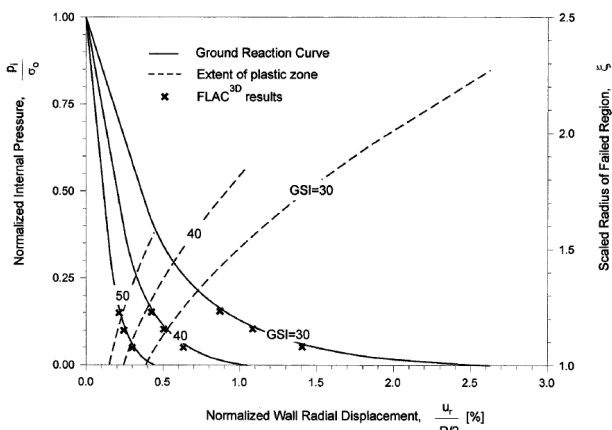
3. Przykłady zastosowania koncepcji współpracy obudowy z górotworem dla dobru ścianowej obudowy zmechanizowanej

Rezygnacja z najprostszych modeli konstytutywnych zachowania się materiału skalnego pociąga za sobą znaczne skomplikowanie obliczeń, często możliwych do przeprowadzenia tylko dzięki metodom modelowania numerycznego. Przykład użyteczności me-



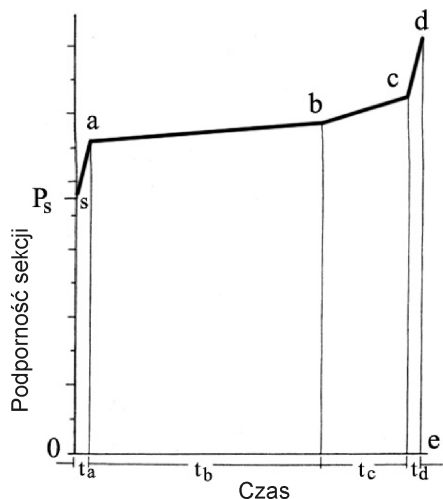
Rys.4. Powiązanie pomiędzy krzywą reakcji górotworu a mierzoną konwergencją wyrobiska [12]

tody różnic skończonych i zbieżności wyników jej implementacji z rozwiązaniami analitycznymi pokazali m.in. Carranza-Torres i Fairhurst [8]².



Rys.5. Krzywe reakcji górotworu i znormalizowany zasięg stref uplastycznienia w modelu górotworu o cechach ośrodka sprężysto-plastycznego z osłabieniem. Symbolami x pokazano wyniki symulacji numerycznych przeprowadzonych w programie FLAC^{3D} [8]

Wprowadzenie elektrohydraulicznych systemów sterowania sekcjami obudowy pozwoliło na określenie zmiennego obciążenia obudowy w całym cyklu jej pracy i wykorzystane zostało także do kontroli prawidłowości doboru obudowy ścianowej w istniejących ścianach i wskazaniu koniecznych ulepszeń dla kolejnej generacji obudowy. Ciągły pomiar ciśnienia medium roboczego we wszystkich stojakach hydraulicznych wszystkich sekcji w ścianie umożliwia monitorowanie pracy sekcji, jest też źródłem informacji o rzeczywistych obciążeniach sekcji (rys. 6).



Rys.6. Typowy przebieg zmian ciśnienia w stojakach obudowy zmechanizowanej podczas cyklu pracy obudowy [23]

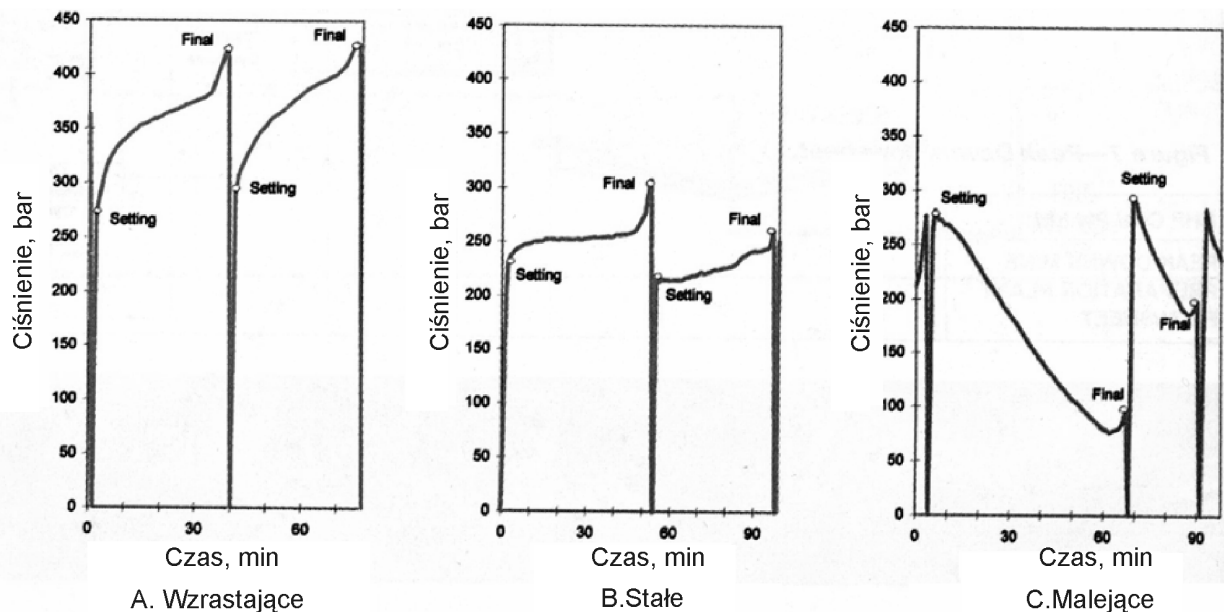
Po przemieszczeniu sekcji obudowy w stronę urabianej calizny podporność wstępna jest szybko osiągnięta w czasie t_s . Na rysunku 2 odpowiada on odcinkowi wstępnego obciążenia sekcji (o-s). Początek interakcji obudowy z górotworem (odcinek s-a) charakteryzuje się stosunkowo szybkim wzrostem podporności w czasie t_a . Po czym następuje okres relatywnie stałego obciążenia (a-b) w czasie t_b , kiedy kombajn nie urabia w bezpośrednim sąsiedztwie rozpatrywanej sekcji obudowy zmechanizowanej. Podczas tego okresu nacisk stropu jest względnie stały. Zbliżanie się kombajnu do obudowy (odcinek b-c), objawia się zwiększeniem obciążenia obudowy wynikającym ze zwiększenia powierzchni odsłoniętego stropu (zależnej od szerokości zabioru kombajnu). Ostatecznie, po obniżeniu sąsiedniej sekcji przygotowywanej do przemieszczenia w kierunku przenośnika zgrzeblowego, obciążenie sekcji gwałtownie rośnie (c-d) w czasie t_d , zazwyczaj krótszym niż 10 sekund. Obniżenie stropnicy sekcji przed jej przemieszczeniem skutkuje prawie natychmiastowym spadkiem podporności do zera (d-e) i cykl pracy sekcji obudowy zmechanizowanej w ścianie (s-a-b-c-d-e) się zamyka.

Dla sekcji obudowy o mniejszej podporności typowy przebieg zmian ciśnienia w cyklu pracy odpowiada generalnie przedstawionemu na rysunku 6. Wprowadzenie obudowy o zwiększonych podpornościach, zarówno wstępnej, jak i roboczej spowodowało, że odcinek wstępnego obciążenia sekcji (s-a na rysunku 6), jak i odcinek zwiększonego obciążenia sekcji związanego z urabianiem pokładu węgla w jej sąsiedztwie (b-c na rysunku 6) stają się bardziej płaskie, a co za tym idzie wzrost obciążenia sekcji jest mniej znaczący [23].

Według badań przeprowadzonych przez Penga, [21], w nowoczesnych obudowach zmechanizowanych o dużej podporności i ze sterowaniem elektrohydraulicznym można wydzielić (mimo zmiennych obciążeń w każdym cyklu i w każdej sekcji) trzy główne typy przebiegu zmian ciśnienia (rys. 7). Podział zależy od tego, czy ciśnienie w stojakach sekcji obudowy, po jej rozparciu, istotnie wzrasta, pozostaje mniej więcej na stałym poziomie, czy też pokaźnie spada.

Przebieg ciśnienia może być podzielony na trzy części w zależności od prędkości jego narastania. Najpierw następuje szybki wzrost ciśnienia po rozparciu sekcji. Druga część cyklu trwa najdłużej i obejmuje względnie stały wzrost ciśnienia. W ostatniej, trzeciej części, cyklu pracy, ciśnienie znów gwałtownie rośnie, najczęściej nie dłużej niż 5 minut przed przygotowaniem sekcji do przemieszczenia do przenośnika. Zmniejszanie ciśnienia w cyklu pracy obudowy (C) wskazuje, że strop cechuje się ekstremalnie małą wytrzymałością lub pomiędzy stropnicą/spagnicą sekcji, a warstwą stropu/spagu znajduje się duża ilość rumożu skalnego, albo też dochodzi do wycieku medium

² Prof. Barry Brady i Prof. Edwin Ted Brown podają analizę wykonaną przez Prof. Charlesa Fairhursta i jego współpracownika dr. Carlosa Carranza-Torresa jako przykład właściwego wykorzystania metod numerycznych dla doboru obudowy w swojej najnowszej książce (Brady i Brown, 2007).

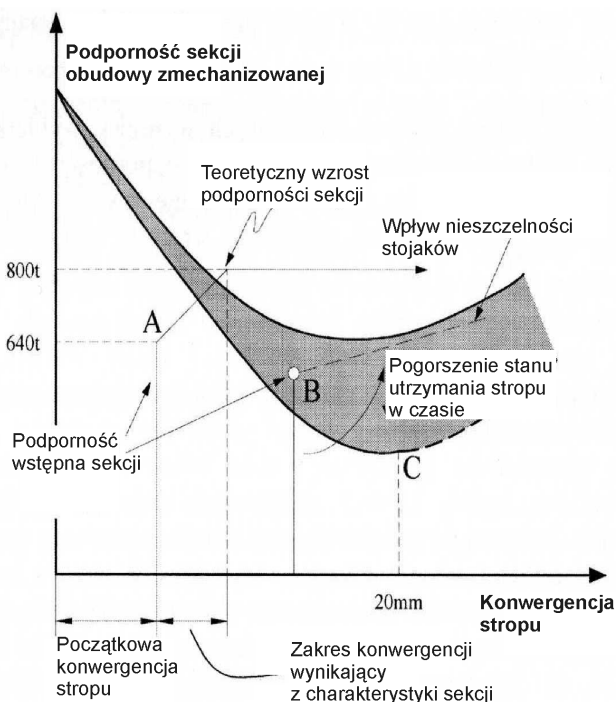


Rys.7. Trzy typy przebiegu zmian ciśnienia w stojakach obudowy zmechanizowanej podczas cyklu pracy obudowy [21]
(Setting – rozparcie sekcji; Final – koniec cyklu pracy sekcji obudowy)

hydraulicznego. Ciśnienie maleje gwałtownie po rozparciu obudowy z podpornością wstępną, następnie ciągle maleje, ale już z coraz mniejszą prędkością. W pewnych przypadkach nagle wzrasta przed końcem cyklu pracy, w innych maleje ze stałą prędkością aż do końca cyklu.

Dobór sekcji obudowy zmechanizowanej przy wykorzystaniu krzywych reakcji górotworu jest coraz powszechniejszy m.in. w górnictwie węglowym Australii.

Na rysunku 8 zaprezentowano przykładowe krzywe reakcji górotworu i wpływ różnych charakterystyk sekcji obudowy na warunki pracy w wyrobisku ścianowym.



Rys.8. Typowy przebieg krzywych reakcji górotworu [18]

Wskutek utworzenia się belki samonośnej, w początkowej fazie osiadania warstw tworzących stropową bryłę górotworu wymagana podporność obudowy zmniejsza się wraz ze wzrostem konwergencji. Następnie krzywa osiąga minimum, które odpowiada początkowi procesu niszczenia struktury skał, w wyniku czego przy dalszym wzroście konwergencji wyrobiska konieczne jest zapewnienie większej podporności sekcji obudowy. Punkt A przedstawia moment uzyskania zadanej wartości podporności wstępnej sekcji obudowy. Podporność sekcji wynikająca z oddziaływania stropowej bryły górotworu, rośnie aż do momentu uzyskania wartości, przy której osiąga się ustalenie stanu równowagi stropowej bryły górotworu. Na rysunku jest to punkt przecięcia się górnej krzywej reakcji górotworu z linią obrazującą teoretyczny przyrost podporności sekcji wywołany konwergencją wyrobiska. W przypadkach, gdy podporność robocza sekcji jest zbyt mała lub gdy została ona zbyt późno rozparta, konwergencja wyrobiska będzie rosła aż do momentu uzyskania podporności roboczej.

Pozyskanie danych z systemu pomiarowego układu sterowania pozwala na walidację modeli numerycznych i umożliwia także wiarygodne wyznaczenie charakterystyki górotworu (krzywych reakcji górotworu), i badanie wpływu zmian podporności wstępnej i roboczej na zachowanie się górotworu w najbliższym otoczeniu przodka ścianowego.

Charakter deformacji górotworu w otoczeniu wyrobiska ścianowego powstających na skutek eksploatacji pokładu węgla z zawałem skał stropowych nie pozwala, z całą pewnością, na zastosowanie prostych (np. sprężystych) modeli konstytutywnych, wysoce problematyczne jest także stosowanie do analizy metod numerycznych właściwych do badania ośrodków ciąż-

głych, jak metody elementów skończonych, elementów brzegowych czy nawet różnic skończonych. Powyższe trudności były przez dziesięciolecia barierą dla wykorzystania koncepcji krzywych reakcji górotworu³ (współpracy obudowy z górotworem według terminologii używanej wcześniej w Polsce) stosowanej zarówno w Polsce, jak i na świecie z powodzeniem do doboru obudowy wyrobisk korytarzowych, tunelowych i komorowych. Rozwój metody elementów odrębnych pozwala obecnie na wykorzystanie sprawdzonej koncepcji także dla doboru sekcji obudowy zmechanizowanej stosowanej w wyrobiskach ścianowych.

Dziesiątki lat badań, obserwacji i pomiarów polowych wykazały, że cechą szczególną górotworu, a mówiąc ogólniej – masywu skalnego, przypowierzchniowych partii skorupy ziemskiej – jest to, że występują w nim płaszczyzny osłabienia, spękania i szczeliny, a więc nieciągłości, które w oczywisty sposób osłabiają to continuum skalne, zmieniają jego właściwości i w znakomitym stopniu oddziałują, wpływają na jego zachowanie się. Powszechnie uważa się, że to one właśnie stanowią o właściwościach zachowania się górotworu, że to właśnie nieciągłości decydują o stateczności wyrobisk i budowli podziemnych czy naziemnych. Eksploatacja ścianowa pokładów węgla z zawładaniem skał stropowych jest jedną z technologii górniczych, która wywołuje takie zmiany w górotworze, kiedy założenie o ciągłości ośrodka w zupełności nie odpowiada rzeczywistemu stanowi masywu skalnego w otoczeniu wyrobiska ścianowego. Nie jest więc możliwe bezpośrednie wykorzystanie metod i programów, stosowanych do modelowania ośrodków ciągłych.

Metodą modelowania numerycznego, która stwarza możliwości modelowania górotworu i samej eksploatacji w sposób znacznie doskonalszy niż przy użyciu metod właściwych do badania ośrodków ciągłych jest metoda elementów odrębnych [16]. Metoda ta jest niezwykle przydatna do symulowania i analizy wpływu płaszczyzn zmniejszonej spójności, spękań i szczelin na zachowanie się górotworu i stateczność wykonywanych w nim wyrobisk i budowli podziemnych i naziemnych. Pozwala także na modelowanie obudowy ścianowej i badanie wpływu zmiennej charakterystyki podpornościowej sekcji i samej wartości podporności wstępnej i roboczej na zmianę wartości obciążenia sekcji, konwergencję wyrobiska ścianowego i warunki utrzymania stropu. Wykorzystanie w procesie obliczeniowym Newtonowskich równań ruchu pozwala także na przeprowadzenie symulacji badanego procesu (np. interakcji sekcji obudowy zmechanizowanej i górotworu) w czasie [17, 26, 27].

³ Metoda krzywych reakcji górotworu (Ground Reaction Curves lub Ground Response Curves w języku angielskim) znana jest także pod określeniem convergence-confinement lub confinement-convergence method.

4. Podsumowanie

Wyznaczenie krzywych GRC, z wykorzystaniem metody elementów odrębnych, stanowić może znaczący krok w kierunku opracowania nowej metodyki doboru ścianowej obudowy zmechanizowanej. Pozwolić także może nie tylko na uaktualnienie, zgodnie z rozwojem stanu wiedzy i dostępnych obecnie na świecie narzędzi analizy, metodyki doboru obudowy w Polsce, ale może być wręcz krokiem wyprzedzającym istniejące w najlepszych ośrodkach badawczych świata rozwiązania dotyczące doboru ścianowej obudowy zmechanizowanej.

Literatura

1. Barczak T.M. and Gearhart D.F.: Canopy and Base Load Distribution on a Longwall Shield. United States Department of Interior Bureau of Mines, Report of Investigations 9418, 1992.
2. Barry A.J., Nair O.B. and Miller J.S.: Specifications for Selected Hydraulic-Powered Roof Supports, USBM, IC 8424, pp. 15, 1969.
3. Biliński A.: Metoda doboru obudowy ścianowych wyrobisk wybierkowych i chodnikowych do warunków pola eksploatacyjnego. Monografia nr 11, Prace Naukowe CMG KOMAG, Gliwice 2005.
4. Biliński A. i Kostyk T.: Wpływ czynników naturalnych i technicznych na stan utrzymania stropu wyrobiska ścianowego. Prace Naukowe GIG nr 779, Katowice 1993.
5. Borecki M. i Kwaśniewski M.: Metody analityczne obliczania ciśnienia deformacyjnego oraz przemieszczeń lepkosprężystego górotworu izotropowego w sąsiedztwie wyrobisk korytarzowych na dużych głębokościach. W monografii pt. "Metody i środki eksploatacji na dużych głębokościach - Wybrane zagadnienia", 195-221. Politechnika Śląska, Gliwice 1982.
6. Brady B.H. and Brown E.T.: Rock mechanics: for underground mining. - 3rd ed, Springer, 2006.
7. Carranza-Torres C. and Fairhurst C.: On the stability of tunnels under gravity loading, with post-peak softening of the ground. Int. J. Rock Mech. & Min. Sci. Vol. 34, No. 3-4, 1997.
8. Carranza-Torres C. and Fairhurst C., The elastoplastic response of underground excavations in rock masses that satisfy the Hoek-Brown failure criterion. Int. J. Rock Mech. & Min. Sci. Vol. 36, pp. 777-807, 1999.
9. Filcek H.: Wpływ czasu na stan naprężenia i odkształcenia górotworu w sąsiedztwie wyrobiska chodnikowego. Zesz. Probl. Górn., t. 1, z. 1, s. 61-124, 1963.

10. Filcek H. i Kwaśniewski M.: Fundamentals of Mine Roadway Support Design: Rock-Support Interaction Analysis. Comprehensive Rock Engineering (Hudson, Brown, Fairhurst & Hoek eds.) Vol. 2, pp. 671-699.
11. Garson R. C., Yavorsky P. M., Barczak T. M. and Maayeh F. S.: State of the Art Testing of Powered Roof Supports. Proc. 2nd Conf. on Ground Control in Mining, West Virginia University, pp. 64-77, July 1982.
12. Hudson J.A. and Harrison J.P.: Engineering rock mechanics - an introduction to the principles. Elsevier Science, Amsterdam - Lausanne - New York - Oxford - Shannon - Singapore - Tokyo, pp. 444, 2000.
13. Jacobi O.: Praxis der Gebirgsbeherrschung. Verlag Glückauf GmbH, Essen, 1981.
14. Jaszczuk M.: Ścianowe systemy mechanizacyjne. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice, 2007.
15. Jiang J. M., Peng S. S. and Chen J. S.: DEPOWS – a Powered Support Selection Model. Proc. 30th U.S. Symposium on Rock Mechanics, University of West Virginia, pp. 141-148, Balkema, Rotterdam 1989.
16. Kwaśniewski M.: Metody numerycznego modelowania rozprzestrzeniania się energii sejsmicznej w górotworze. Prace Katedry Geomechaniki, Budownictwa Podziemnego i Zarządzania Ochroną Powierzchni Politechniki Śląskiej, NB-146/RG-4/2003, Gliwice 2003.
17. Kwaśniewski M.: Analiza numeryczna zachowania się górotworu w sąsiedztwie wyrobiska ścianowego w pokładzie eksploatowanym z zawalaniem warstw stropowych. W monografii pt. „Problematyka bezpiecznego użytkowania sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej” (M. Jaszczuk, red.), s. 38-68. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.
18. Medhurst T.P.: Embracing the future. World Coal, March 2005.
19. Medhurst T.P. and Reed K.: Ground response curves for longwall support assessment. Trans. Inst. Min. Metall. A, Vol. 114, pp. 81-88, June 2005.
20. Panet M. Calcul des tunnels par la méthode de Convergence-Confinement. Press de l'école Nationale des Ponts et Chaussées, 1995.
21. Peng S.S.: What Can a Shield Leg Pressure Tell Us?. Coal Age, pp. 54-57, March 1998.
22. Peng S.S., Hsiung S.M. and Jiang J.M.: Method of Determining the Rational Load Capacity of Shield Support at Longwall Faces. The Mining Engineer, pp. 616-167, October 1987.
23. Peng S.S.: Longwall Mining. Syd S. Peng publisher, 2006, pp. 621.
24. Sałustowicz A.: Ciśnienie górotworu na obudowę wyrobisk górniczych. Biuletyn Instytutu Węglowego Komunikat nr 66, s. 19. PWT, Katowice, 1950.
25. Sałustowicz A.: Mechanika górotworu. Wydawnictwo Górnictwo-Hutniczo, Stalinogród, 1955.
26. Smolnik G.: Prędkość osiadania powierzchni terenu pod wpływem eksploatacji tzw. „elementarnej paska” pokładu w świetle modelowania numerycznego. Materiały VII Szkoły Geomechaniki. Wydawnictwo Katedry Geomechaniki, Budownictwa Podziemnego i Zarządzania Politechniki Śląskiej, Gliwice - Ustroń, 2005a.
27. Smolnik G.: Modelowanie numeryczne i badanie prędkości przemieszczania się górotworu poddanego wpływom eksploatacji górniczej. W monografii pt. „Problemy eksploatacji górniczej pod terenami zagospodarowanymi” (red. J. Kwiatek). Zespół Wydawnictw i Usług Poligraficznych Głównego Instytutu Górnictwa., Katowice – Ustroń, 2005b.
28. Smolnik G.: Z marginesu na szczyt – rozwój ścianowego systemu eksploatacji pokładów węgla w USA w ciągu trzech dziesięcioleci. Maszyny Górnicze nr 1(117)/2009.
29. Tajduś A.: Utrzymanie wyrobisk korytarzowych w świetle wpływu czasu na naprężenia, odkształcenia i strefy zniszczenia w górotworze. Zesz. Nauk. AGH nr 330, Górnictwo 154, 1990.
30. Turek M.: Postęp dobowy ścian ważnym składnikiem procesu restrukturyzacji technicznej. Przegląd Górniczy nr 2, s. 3-9, 2008.
31. Wade L.V.: Longwall Support Load Predictions from Geological Information. Trans. SME-AIME, 262, pp. 209-213, 1977.
32. Wilson A.H.: Support Load Requirements on Longwall Faces. The Mining Engineer, pp. 479-491, June 1975.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2009 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Marek Jaszczuk

Dr inż. Jan MARIANOWSKI
Akademia Górniczo-Hutnicza

Zasilanie i sterowania pracą hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej z wykorzystaniem układu LS

Streszczenie

W artykule przedstawiono w skrócie istotę wiercenia obrotowo-udarowego oraz wyszczególniono podstawowe parametry determinujące o optymalnej prędkości wiercenia. Zaprezentowano funkcjonowanie układu hydraulicznego opartego o zasilanie pompą o zmiennym wydatku oraz sterowanie z użyciem rozdzielaczy proporcjonalnych. Opisano sterowanie układu roboczego wozu wiertniczego oparte o zasilanie pompami o stałej wydajności oraz o zasilanie pompami o zmiennej wydajności.

Summary

An idea of rotary-and-percussion drilling was shortly presented and basic parameters, which determine optimal drilling speed, were specified in the paper. Operation of hydraulic system, which is based on supply by a pump of changeable capacity and control with the use of proportional distributors, was presented. Control of operational system of drilling jumbo based on supply by pumps of constant capacity and on supply by pumps of changeable capacity was described.

1. Wprowadzenie

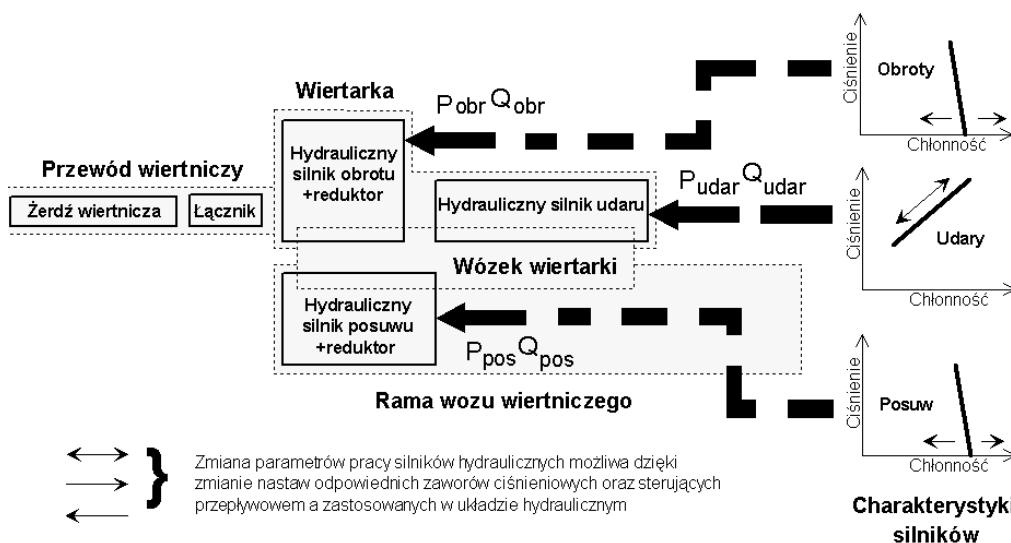
Zagadnienie automatyzacji procesu wiercenia wiertarką obrotowo-udarową sprowadza się do rozwiązania problemów w ściśle ze sobą współzależnych obszarach:

- I. Dobór głównych parametrów mechanizmów wchodzących w skład roboczego układu wierzącego, tj.:
 - mechanizmu udarowego:
 - energii uderzenia,
 - liczby uderzeń,
 - mechanizmu obrotów:
 - momentu obrotowego,
 - liczby obrotów,

- mechanizmu posuwu:
 - siły docisku,
 - prędkości posuwu.

II. Dobór i wybór odpowiedniego układu sterowania uwzględniającego związki fizyczne pomiędzy poszczególnymi parametrami roboczego układu wierzącego w aspekcie fizycznych właściwości skały.

Na rysunku 1 w sposób schematyczny zaprezentowano funkcjonowanie całego układu wierzącego, natomiast na rysunku 2 przedstawiono wiertarkę usytuowaną na lawecie wiertniczej i mechanizm posuwu, z pomocą którego wiertarka przemieszczana jest po lawecie. Aby nie komplikować opisu, zrezygnowano na rysunku 1 z umieszczenia w nim bloku sterowania, jakkol-

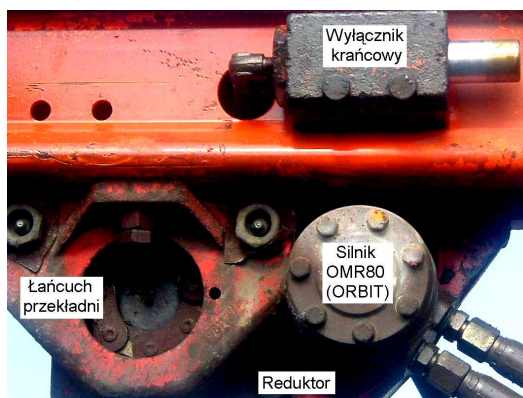
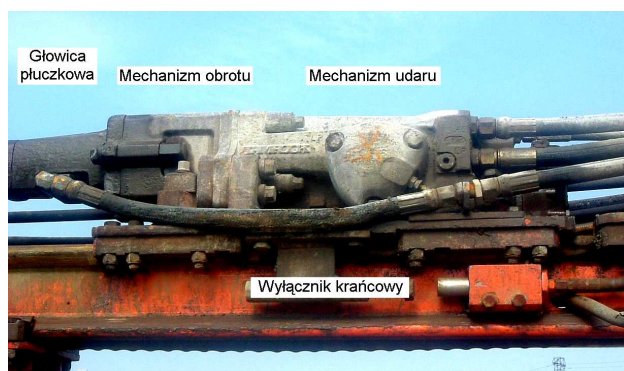


Rys.1. Idea funkcjonowania układu wierzącego wyposażonego w hydrauliczną wiertarkę obrotowo-udarową oraz hydrauliczny mechanizm posuwu [5]

wiek zostały zasygnalizowane charakterystyki silników biorących bezpośredni udział w procesie wiercenia.

Wiercenie otworu w skale (strzałowego, kotwiącego itd.) jest procesem permanentnego odślaniania dna otworu wiertniczego w caliznie skalnej. Aby taki proces miał miejsce, powinna być zachowana stałość parametrów pracy układu roboczego wozu wiertniczego. Dotyczy to przede wszystkim takich wielkości, jak:

- liczba uderzeń (częstotliwość) mechanizmu udarowego,
- liczba obrotów mechanizmu obrotów,
- prędkość posuwu mechanizmu docisku.



Rys.2. Widok części roboczej wozu wiertniczego SWW-1/1 HT

Właściwy ich dobór a później utrzymywanie stałej ich wartości i relacji pomiędzy sobą gwarantują sukces w postaci przewidywalnych, ale i powtarzalnych czasów odwiercenia otworu. Innymi słowy, znaczący wpływ na prawidłową pracę układu roboczego wozu ma stabilność jego parametrów kinematycznych, która przekłada się na konieczność zapewnienia poszczególnym mechanizmom stałego wydatku oleju [1, 2].

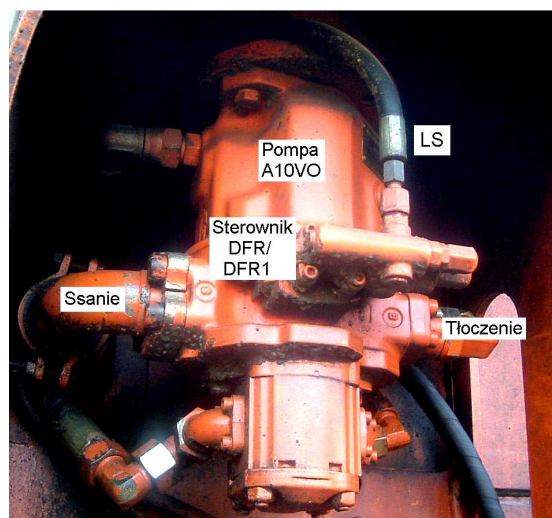
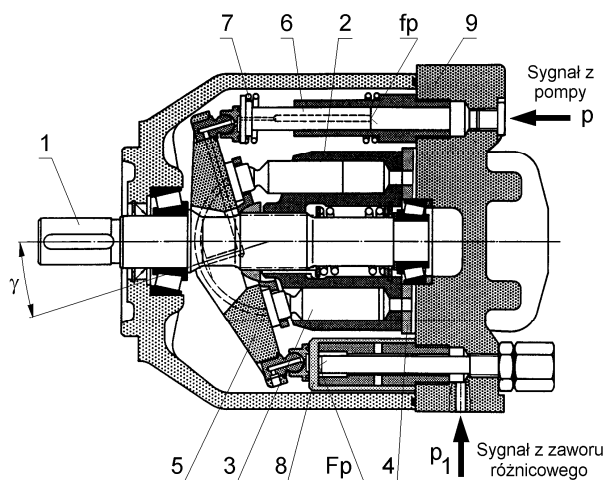
Zapewnienie stałych parametrów kinematycznych mechanizmom udaru, obrotów oraz posuwu było możliwe dzięki szerokiemu zastosowaniu zaworów różnicowych sprzężonych z rozdzielaczami linią LS (*Load Sensing*). Istotą tych układów są rozdzielacze dławiące specjalnej konstrukcji, które oprócz swej podstawowej funkcji, czyli sterowania kierunkiem przepływu, pełnią również rolę zaworów sterujących natężeniem przepływu [9]. W obudowę tych rozdzielaczy wbudowane są dwu- lub trójdrogowe regulatory przepływu, które realizują zasadę dławienia czynnego. Polega to na tym, że zawory różnicowe regulatorów (tzw. zawory kompensacyjne) samoczynnie dostosowują natężenie przepływu strumienia oleju w zależności od wartości spadku ciśnienia na rozdzielaczu, który jest zadawany poprzez odpowiednie ustawienie jego suwaka sterującego.

2. Zasada funkcjonowania pompy zmiennego wydatku

Opis zasady działania pompy zmiennego wydatku z regulatorem wydajności oparto o konstrukcję pompy A10VO, której przekrój widoczny jest na rysunku 3. Pompa składa się z dwóch podstawowych jednostek:

- jednostki zmiennego wydatku,
- jednostki sterującej.

Głównymi elementami pompy są: osadzony na łożyskowanym wale 1 napędowym wirnik 2 z siedmioma tłoczkami 3, tarcza rozrządu 4, nie wirująca wychyłna tarcza 5, nurtnik 6 ze sprężyną 7, ruchomy cylinder 8 oraz korpus pompy 9.



Rys.3. Pompa A10VO wchodząca w skład napędu układu roboczego wozu wierzącego SWW 1/1 HT – przekrój i widok [8]

Przekrój jednostki generującej wydatek Q_g , (rys. 3), w sposób jasny i wyraźny definiuje fakt, że wydatek ten wynika z wzajemnej relacji: nurnika 6 ze sprężyną 7 oraz usytuowanego po przeciwnej stronie wirnika pompy ruchomego cylindra 8, co przejawia się w wychyleniu tarczy 5 pompy o kąt γ , będący argumentem w nastawie ε_g pompy według relacji:

$$Q_g = V_{jg} \times \varepsilon_g \times n_g \quad (1)$$

gdzie:

$$\varepsilon_g = \frac{\tan \gamma}{\tan \gamma_{MAX}}$$

γ_{MAX} – maksymalne wychylenie tarczy pompy,

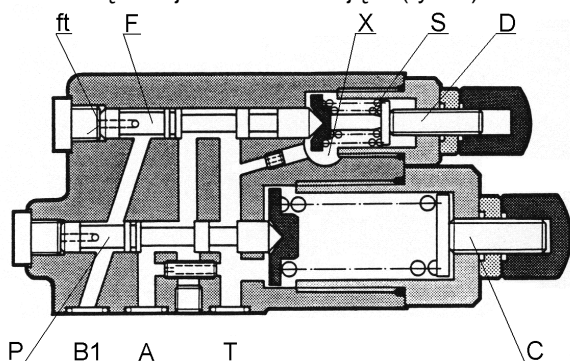
V_{jg} – wydatek jednostkowy pompy,

n_g – liczba obrotów wału napędowego generatora,

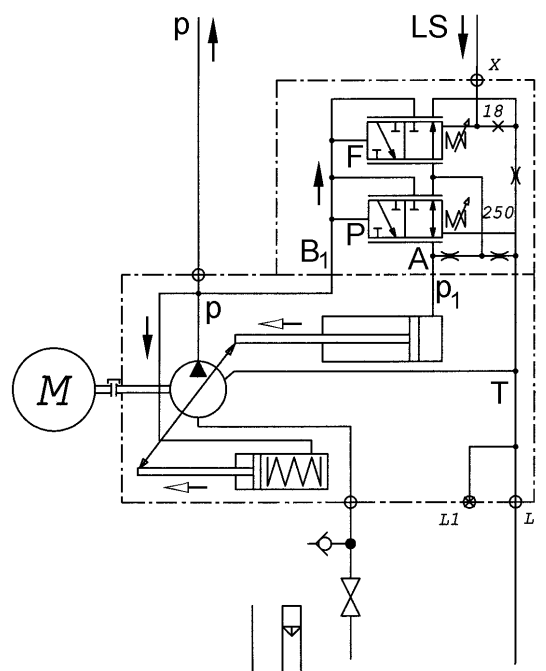
f_p – powierzchnia czołowa nurnika 6,

F_p – powierzchnia czołowa cylindra 8.

Z jednostką zmiennego wydatku (rys. 3) jest integralnie związana jednostka sterująca (rys. 4).



Rys. 4. Sterownik (jednostka sterująca) pompy typu A10VO [8], gdzie: F – tłoczek sterownika wydatku, P – tłoczek sterownika ciśnienia, X – wejście sygnału LS, S – sprężyna, C, D – śruby regulacyjne



Rys. 5. Usytuowanie sterownika pompy w jej układzie funkcjonalno-hydraulicznym

Na rysunku 5 przedstawiono uproszczony schematyczny układ funkcjonowania pompy o zmiennej wydajności i sprzężonego z nią systemem LS, a także przekrój jednostki sterującej, w skład której wchodzi zawór różnicowy będący sterownikiem wydajności pompy oraz zawór ciśnienia będący sterownikiem (ogranicznikiem) ciśnienia pracy pompy.

Jednostka sterująca wychyleniem tarczy pompy jest jej integralną częścią, jakkolwiek sterowniki wydatku i ciśnienia są w niej wyraźnie oddzielone. Linia B1 w jednostce sterującej odpowiada za system ciśnienia. Poprzez system kanałów w bloku tej jednostki ciśnienie z linii zasilania przekazywane jest na lewą stronę tłoczków sterujących, decydując o ich położeniu. Linią A obciążany jest siłownik tarczy decydujący o kącie jej nachylenia. Linia T z całym szeregiem kanałów łączy wnętrze pompy z linią spływu do zbiornika. Szczegółowy opis działania sterowników zawiera artykuł w monografii [10].

Dostosowanie układu napędowego do wymagań urządzenia wierzącego sprowadza się zatem do takiej zmiany nastawy ε_g wydajności pompy, aby odpowiadała ona chłonności zastosowanych silników:

- silnika obrotu – w mechanizmie posuwu oraz
- silnika tłokowego posuwisto-zwrotnego – w mechanizmie udaru.

3. Sterowanie pompą za pośrednictwem sygnału LS

3.1. Związek nastawy ε pompy z ciśnieniem P1

Nastawa ε pompy wynika z kąta γ nachylenia jej tarczy decydującego o skoku tłoczków, a tym samym o wydajności pompy. Nachylenie tarczy pompy jest wynikiem działania na nią:

- momentu $M(p)$ od tłoczka 6,
- momentu $M(\text{sprężyny})$ od sprężyny 7,
- momentu $M(P1)$ od tłoka 8,
- momentu $M(\text{tłoczków})$ oddziaływania tłoczków 3 wirującego cylindra 2.

Równowagę tarczy (rys. 6) sprowadzić można więc do równania równowagi momentów:

$$M(P1) + M(\text{tłoczków}) - M(p) - M(\text{sprężyny}) = 0 \quad (2)$$

gdzie:

$$M(P1) = P1 \times L \times \frac{\pi \times d_1^2}{4} \quad (2a)$$

$$M(\text{tłoczków}) = \frac{p \times f \times R_p}{2 \times \cos^2 \gamma} \quad (2b)$$

$$M(p) = p \times L \times \frac{\pi \times d_p^2}{4} \quad (2c)$$

$$M(\text{sprężyny}) = (x_0 + x_{max} - x) \times k_{spr} \times L \quad (2d)$$

d_1 – średnica tłoka 8 (rys. 3),

- d_p – średnica tłoczka 6 (rys. 3),
- f – powierzchnia tłoczka tłoczącego olej,
- R_p – promień okręgu na którym rozstawione są tłoczki,
- X_0 – ugięcie montażowe sprężyny 7 (rys. 3),
- X_{MAX} – maksymalne ugięcie sprężyny 7 (rys. 3),
- X – bieżące ugięcie sprężyny 7 (rys. 3).

Pozostałe oznaczenia jak na rysunku 6.

Wykonując odpowiednie przekształcenia otrzymano zależność (3) umożliwiającą określenie ciśnienia P_1 zmieniającego wychylenie tarczy pompy.

$$P_1 = A - B \times \varepsilon - p \times \left(\frac{C}{\cos^2 \gamma} - D \right) \quad (3)$$

gdzie:

A, B, C, D – stałe.

Nietrudno zauważyć (rys. 6), że układ wychylania tarczy, a tym samym zmiana wydatku pompy jest konstrukcją niezwykle czułą na zmianę ciśnienia P_1 podawanego przez sterownik wydatku pompy. Związek (3) jest prawie liniowy. Niewielka nieliniowość wynika z obecności wyrażenia $C/\cos^2 \gamma$.

3.2. Włączenie pompy

Przed włączeniem pompy (rys. 3), tarcza 5 pod działaniem sprężyny 7 wychylona jest do maksimum ustalonego konstrukcyjnie długością ruchomego cylindra 8, wszystkie odbiorniki są odcięte od źródła zasilania, co oznacza, że sygnał $LS = 0$. Z chwilą włączenia wału napędowego 1, w układzie zasilania ma miejsce gwałtowny wzrost ciśnienia powodujący przesterowanie tłoczka F zaworu różnicowego 1 wydatku pompy do pozycji połączenia linii zasilania B_1 z linią A . Zawór różnicowy 1 pełni w tej chwili niejako rolę zaworu dołączającego. Olej o ciśnieniu p nastawionym przez zawór różnicowy 1 działa na nie tylko na powierzchnię tłoczną cylindra 8, ale i na powierzchnię

przeciwległego nurnika 6 ze sprężyną 7. Powstała w ten sposób różnica momentów obraca tarczę pompy w kierunku minimalnego jej wychylenia γ_{MIN} również ustalonego konstrukcyjnie, ale tym razem wymiarami nurnika 6.

Aby opisana sytuacja mogła mieć miejsce, czyli aby wychylenie tarczy pompy $\gamma_{MAX} \Rightarrow \gamma_{MIN}$, musi być spełniony podstawowy warunek:

$$F_p \times p \geq f_p \times p + K_p \times (x_{MAX} + x_0) \quad (4)$$

gdzie:

K_p – stała sprężyny 7,

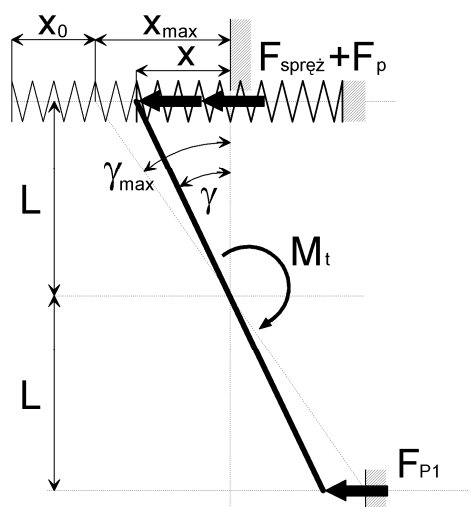
x_{MAX} – maksymalne ugięcie sprężyny 7,

x_0 – wstępne ugięcie sprężyny 7.

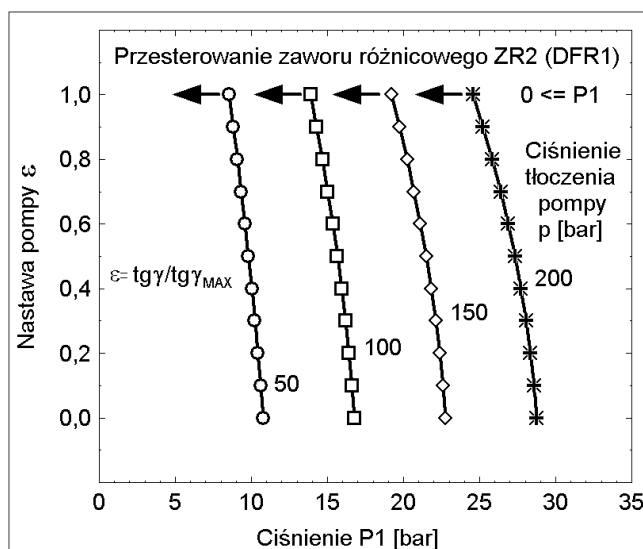
Nierówność (4) pozwala wyznaczyć wielkość minimalnego ciśnienia p_{MIN} związanego z nastawą zaworu różnicowego 1:

$$p_{MIN} \geq \frac{K_p \times (x_{MAX} + x_0) \times \frac{1}{f_p}}{\frac{F_p}{f_p} - 1} \quad (5)$$

gdzie: licznik ułamka (5) reprezentuje siłę sprężyny 7 przypadającą na jednostkę powierzchni nurnika 6, a mianownik podaje informację, jaka powinna być relacja pomiędzy powierzchniami F_p i f_p tłoków działających na tarczę pompy, aby ciśnienie p_{MIN} nastawy sterownika wydatku było możliwie małe i adekwatne do minimalnego ciśnienia sterowania. Iloraz (5) wyznacza jednocześnie fakt konieczności pójścia konstruktora na kompromis pomiędzy wymiarami sprężyny a wymiarami odpowiednich tłoków. Sprężyna z jednej strony musi zapewnić możliwość szybkiego, ale i elastycznego pokonywania oporów ruchu tarczy, a ze strony drugiej odpowiednio dobrane wymiary siłowników muszą zapewnić pewne i jednoznaczne pozycjonowanie tarczy podczas zmiennych warunków pracy pompy. Dla pomp klasy A10V0 stała sprężyny wynosi



Rys.6. Schemat obciążenia tarczy pompy oraz rezultaty obliczeń (3)



$K_{spr} = 35 \text{ N/cm}$, natomiast iloraz odpowiednich powierzchni wynosi $F_p/f_p = 4,1$. Ciśnienie p_{MIN} przyjmuje wartości rzędu 12÷22 bar.

3.3. Włączenie odbiornika przy pracującej pompie

Celem wyjaśnienia roli, którą pełni zawór różnicowy 1 w połączeniu z sygnałem X linii LS i jakie muszą być jego cechy przedstawiono dwie hipotetyczne sytuacje.

Sygnal $X = 0$, nastawa zaworu różnicowego p_{MIN} .

Włączenie odbiornika może przejawiać się dwoma odpowiedziami pompy:

- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie $p < p_{MIN}$, wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 cofając się pod działaniem sprężyny S otworzy połączenie A z T i ciśnienie p działające wraz ze sprężyną 7 na nurnik 6 wychylił tarczę pompy o kąt γ_{MAX} , ustawiając pompę w pozycji maksymalnego wydatku,
- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie $p = p_{MIN}$, wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 pod działaniem ciśnienia p uginając sprężynę S zamyka połączenie A z T, a otwiera połączenie B1 z A. Ciśnienie p działając teraz na dno powierzchni cylindra 8 zmniejsza wychylenie tarczy pompy do kąta γ_{MIN} , ustawiając pompę w pozycji minimalnego wydatku.

Zawór różnicowy ciśnienia pełni w tym przypadku niejako rolę zaworu odłączającego pompę od źródła zasilania reagującego na przekroczenie ciśnienia nastawy sterownika wydajności.

Sygnal $X > 0$, nastawa zaworu różnicowego p_{MIN}

Włączenie odbiornika również może przejawiać się podobnymi jak wyżej dwoma odpowiedziami pompy:

- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie $p < p_{MIN} + X$, wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 cofając się pod działaniem sprężyny S otworzy połączenie A z T i ciśnienie p działające wraz ze sprężyną 7 na nurnik 6 wychylił tarczę pompy o kąt γ_{MAX} , ustawiając pompę w pozycji maksymalnego wydatku,
- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie $p = p_{MIN} + X$, wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 pod działaniem ciśnienia p uginając sprężynę S zamyka połączenie A z T, a otwiera połączenie B1 z A. Ciśnienie p działając teraz na dno powierzchni cylindra 8 zmniejsza wychylenie tarczy pompy do kąta γ_{MIN} ustawiając pompę w pozycji minimalnego wydatku.

3.4. Zastosowanie rozdzielaczy proporcjonalnych do sterowania strumieniami oleju generowanymi przez pompę

Zastosowanie pomp o zmiennej wydajności z układami sterowania LS wymaga zastosowania rozdzielaczy tzw. proporcjonalnych. Zastosowanie tego rodzaju

elementów hydrauliki pozwala na uzyskanie bardzo dużej sprawności układu pod względem energetycznym (brak strat objętościowej, minimalna strata hydrauliczna) [7]. Do grupy tych elementów zaliczyć należy również zawory dołączające. Idea rozdzielacza proporcjonalnego sprowadza się do wykorzystania zaworu różnicowego do sterowania spadkiem ciśnienia na rozdzielaczu, a dokładniej, na utrzymaniu stałego spadku ciśnienia między jego wejściem a wyjściem. Pozwala to na uzyskanie proporcjonalności pomiędzy drogą X_R wymuszonego przemieszczenia suwaka rozdzielacza, a wydatkiem oleju Q dostarczanego przez rozdzielacz do odbiornika, co ogólnie przedstawiono w publikacji [10].

Omawianą proporcjonalność można uzyskać na wiele sposobów (6)(7)(8):

- przez zastosowanie joysticka układu elektrohydraulicznego:

$$\alpha \propto \Delta V \propto p_j \propto X_R \propto Q \quad (6)$$

- przez zastosowanie joysticka układu hydraulicznego:

$$\alpha \propto U \propto p_j \propto X_R \propto Q \quad (7)$$

- przez bezpośrednie użycie rozdzielacza hydraulicznego:

$$\alpha \propto X_R \propto Q \quad (8)$$

gdzie:

α – wychylenie dźwigni joysticka,

ΔV – spadek napięcia na sterowniku,

p_j – ciśnienie sterujące zredukowane.

Ze zrozumiałych względów tak na rozdzielaczu jak i na połączonym z nim szeregowo zaworze różnicowym mają miejsce konieczne konstrukcyjne spadki ciśnienia, które decydują o wspomnianej wyżej sprawności energetycznej. Skłania to konstruktorów do minimalizacji tych ciśnień. We współczesnych rozdzielaczach proporcjonalnych nie przekraczają one wartości około 8 bar.

3.5. Zasada funkcjonowania zaworu różnicowego sterownika wydatku pompy

Tłoczek F zaworu różnicowego (rys. 4) podlega działaniu sił wynikających z oddziaływania na jego czołowe powierzchnie f_1 ciśnień oleju oraz działaniu sprężyny S. Na rysunku 7 przedstawiono schematycznie układ ciśnień działających na jego wyróżnione powierzchnie.

$$\Delta P_2 + \Delta P_R + \Delta P_P \rightleftarrows \text{LS} + X$$

Rys.7. Oddziaływanie ciśnień na powierzchnie tłoczka sterownika wydatku pompy. X – siła napięcia sprężyny S (rys. 3), przypadająca na jednostkę powierzchni przekroju poprzecznego tłoczka

Bilans ciśnień przedstawia się następująco:

$$p \rightleftarrows \text{LS} + X \quad (9)$$

lub po podstawieniu za ciśnienie p tłoczenia:

$$\Delta P_{ZR} + \Delta P_{RP} + P_2 \Leftrightarrow LS + X \quad (9a)$$

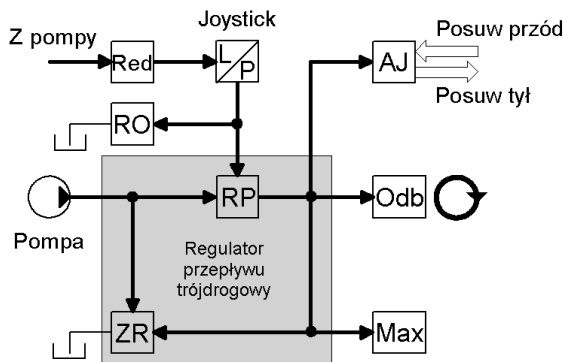
gdzie:

P_2 – ciśnienie zasilania odbiornika,

X – w nowych typach pomp osiąga wartość $12 \div 22$ bar.

To, w którą stronę będzie przechylać się tarcza pompy zależy od tego, która ze stron relacji (9a) będzie większa. Przewaga prawej strony (9a) daje sygnał do zwiększenia wydatku pompy poprzez większe wychylenie jej tarczy, i odwrotnie, przewaga lewej strony relacji (9a) jest sygnałem do zmniejszenia wydatku pompy poprzez zredukowanie wychylenia jej tarczy.

Jak już wspomniano, aby zminimalizować straty hydrauliczne, stosowane są rozdzielacze o minimalnym



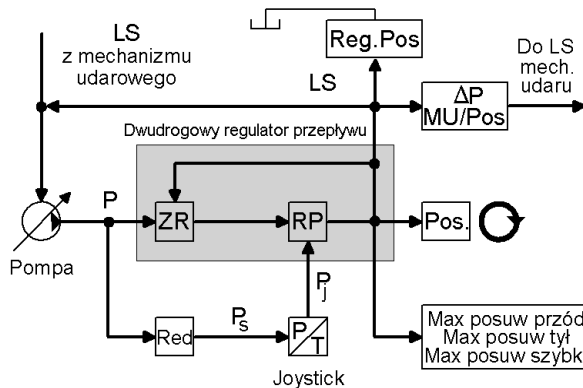
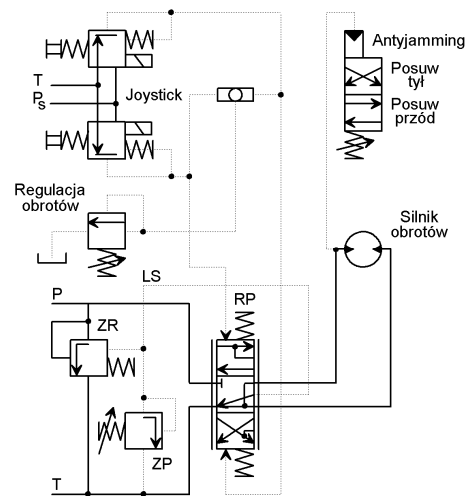
- | | |
|---------------------------------|------------------------|
| Red - zawór redukcyjny | AJ - antyjammig |
| RO - regulacja obrotów | ZR - zawór różnicowy |
| RP - rozdzielacz proporcjonalny | Odb - silnik obrotów |
| L/P - obroty lewe/prawe | Max - zawór maksymalny |

Rys.8. Funkcjonowanie układu zasilania i sterowania mechanizmu obrotów hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej [11]

spadku ciśnienia ΔP_{RP} . Umożliwiałyby to jednak tendencję (prawa strona relacji (9a) byłaby większa od lewej) do pracy pompy z nadmiernym wydatkiem i nadmiernym ciśnieniem. Aby temu zapobiec, na początku linii LS wpinany jest dławik ΔP_D , który sztucznie obniża sygnał LS dobiegający z odbiornika P_2 . Wtedy $LS = P_2 - \Delta P_D$. Ostatecznie relacja (9a) przyjmuje formę:

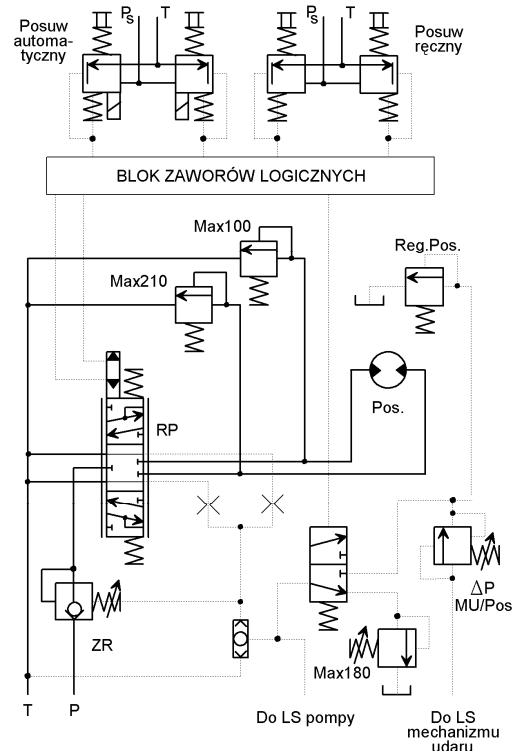
$$\Delta P_{ZR} + \Delta P_{RP} + \Delta P_D \Leftrightarrow X \quad (9b)$$

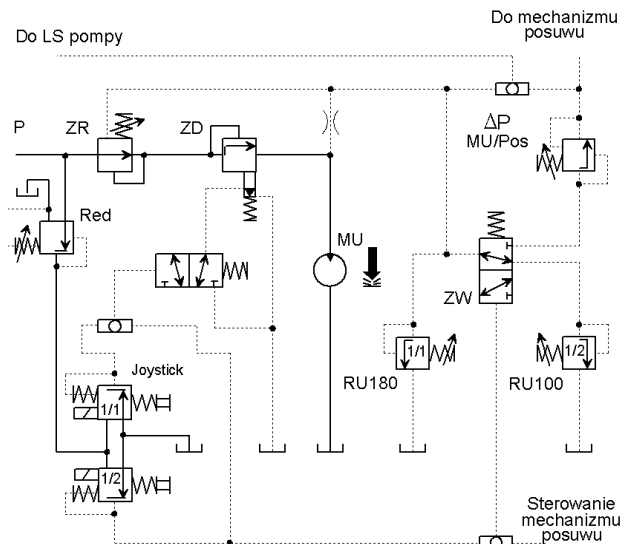
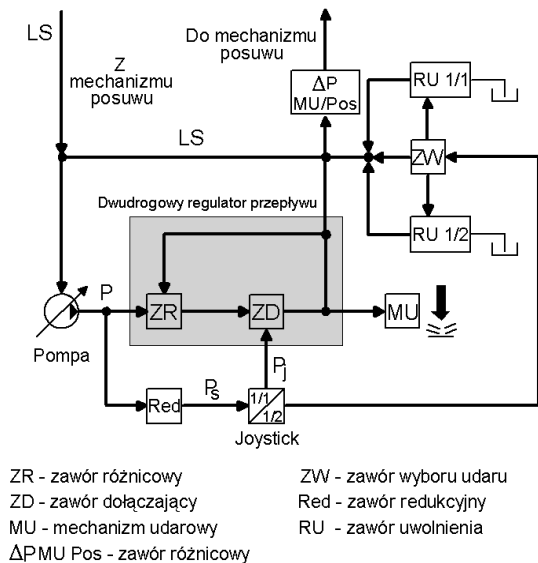
Z wzoru (9b) niezbiacie wynika, że o sytuacji pracy pompy decyduje współpraca dwóch zaworów różnicowych: pierwszego gwarantującego proporcjonalność rozdzielacza oraz drugiego wyznaczającego wydatek pompy.



- | | |
|--|---------------------------------------|
| Red - zawór redukcyjny | RP - rozdzielacz proporcjonalny |
| P/T - posuw przód/tył | Max - zawór maksymalny |
| RegP - regulacja posuwu | Pos. - odbiornik |
| ZR - zawór różnicowy | $\Delta P_{MU/Pos}$ - zawór różnicowy |
| Reg.pos. - regulacja posuwu (ciśnienie - siła docisku) | |

Rys.9. Funkcjonowanie układu zasilania i sterowania mechanizmu posuwu hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej [11]





Rys.10. Funkcjonowanie układu zasilania i sterowania mechanizmu udarów hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej [11]

4. Przykład układu roboczego wozu wiertniczego

Hydrauliczny układ roboczy THC500 (SWW-1/1 HT) składa się z pięciu głównych podukładów [3, 4, 5, 6]:

- układu mechanizmu udarowego (rys. 10),
- układu mechanizmu posuwu (rys. 9),
- układu mechanizmu obrotu (rys. 8),
- układu sterowania,
- układu sterowania (LS) pompą o zmiennej wydajności.

Praktycznie w skład układu sterowania wchodzi cztery bloki zaworowe, tj.:

- blok sterowania i kontroli udarami wiertarki i jej posuwem,
- blok antyzakleszczeniowy oraz sterowania automatyką powrotu wiertarki,
- blok sterowania prędkością i kierunkiem obrotów wiertarki,
- blok sterowania wysięgnikiem.

Omawiane układy proporcjonalnego zasilania i sterowania składają się z następujących komponentów:

1. Mechanizm udarowy: zawór różnicowy – zawór dołączający – dławik – zawory uwalniające ciśnienie – gniazdo LS.
2. Mechanizm posuwu: zawór różnicowy – rozdzielacz – zawory uwalniające ciśnienie – gniazda LS,
3. Mechanizm obrotów: zawór różnicowy – rozdzielacz – zawór utrzymujący maksymalne ciśnienie.

Na rysunkach 8, 9 i 10 przedstawiono w układzie funkcjonalnym pracę mechanizmu obrotów, mechanizmu posuwu wiertarki oraz mechanizmu udarów.

5. Podsumowanie

W wielu współczesnych maszynach i urządzeniach górniczych napędy hydrostatyczne są jedyną alternatywą napędu ich różnych mechanizmów i zespołów.

Ze względu na rosnące wymagania odnośnie energooszczędności, poziomu hałasu, dokładności i niezawodności działania, a także wzrostu zainstalowanych mocy istnieje pilne zapotrzebowanie na nowe rozwiązania układów hydraulicznych.

Zamieszczone wyżej rozważania wskazują, że układy hydrauliczne z zastosowaniem sterowania z adaptacją ciśnienia od obciążenia (LS) znalazły swoje właściwe miejsce w maszynach wierzących.

Literatura

1. Diehl G.W.: Automatisierung und Optimisierung der Bohrparameter beim hydraulischen Bohren. Tamrock News, 1979, R.11, z. 2, s. 22-27.
2. Eklind M.: Percussive Rock Drilling. Underground Mining Equipment. Atlas Copco. SE-70191 Örebro, Sweden 2005, s. 5-15.
3. Marianowski J.: Analiza i badania w zakresie funkcjonowania hydrauliczno-elektrycznego układu sterowania posuwem wiertarek typu HL 510B pracujących na samojezdnych wozach wierzących SWW 1/1 HT WIR i opracowanie procedur regulacji w/w układzie posuwu, AGH Kraków, 2002, umowa nr 5.5.130.90 [nie publikowane].
4. Marianowski J.: O skutkach poprawiania *High Technology* w elektrohydraulicznych układach sterowania pracą samojezdnych wozów wiertniczych. Napędy i Sterowania Hydrauliczne 2002. Konferencja Naukowo-Techniczna. SIMP. Wrocław, 22-24 maja 2002, s.104-108.

-
5. Marianowski J.: Podstawy funkcjonowania i sterowania pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych. *Maszyny Górnicze*, 2007, RXXV, z. 1 (109), s. 21-27.
 6. Marianowski J.: Analiza i badania właściwych nastaw regulacyjnych układu automatyki i roboczego układu wiercenia 2 szt. wozów wierzących typu SWW 1/1 HT oraz MONOMATIC HS 105L celem określenia sposobu przywrócenia w/w maszyn do pełnej sprawności technicznej. AGH Kraków, 2004, umowa 5.5.130.410 [nie publikowane].
 7. Pluta J., Podsiadło A., Sapiński B.: Energooszczędne układy hydrauliczne. Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie. II Międzynarodowa Konferencja Techniki Urabiania 2002. Materiały Konferencyjne. Kraków-Krynica, wrzesień 2002, s. 569-581.
 8. Sandvik TAMROCK Corp.: Service Manual Component Set Spare Parts Manual. S/N K 2012, Tampere, Finland 2000.
 9. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1984.
 10. Marianowski J.: Podstawy zasilania i sterowania pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych. Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych. Monografia. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2009, s. 183-196.
 11. Marianowski J.: Zasilanie i sterowanie pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych. Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne. Konferencja Naukowo-Techniczna. SIMP, Wrocław 7-9 października 2009, s. 370

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2009 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Mgr inż. Jan MAŁECKI
Instytut Techniki Górniczej KOMAG
Prof. dr hab.inż. Andrzej TYTKO
Akademia Górniczo-Hutnicza
Inż. Tadeusz WRÓBEL
TEMIX Sp. z o.o.

Wpływ oddziaływań dynamicznych na trwałość eksploatacyjną lin nośnych górniczych wyciągów szybowych

Streszczenie

Liny stalowe, w tym zwłaszcza liny wyciągowe górniczych wyciągów szybowych, mają ograniczony rewers pracy wynikający z ich trwałości zmęczeniowej. Autorzy niniejszego artykułu proponują przeprowadzanie ciągłego pomiaru sił w linach wyciągów szybowych, także z dwoma oraz z pojedynczą liną nośną, w celu określenia dynamiki obciążeń liny w pełnym cyklu pracy wyciągu szybowego. Pomiar sił w linie, pozwoli na dokonanie oceny wpływu układu regulacji prędkości maszyny wyciągowej oraz sterowania hamowania na dynamikę obciążeń. Rozpoznanie dynamiki umożliwi dokonanie optymalizacji układu sterowania napędem maszyny wyciągowej, celem obniżenia przeciążeń dynamicznych występujących w linach w tych fazach cyklu jazdy wyciągu szybowego, w których inicjowana jest zmiana prędkości ruchu. Obniżenie tej dynamiki powinno mieć korzystny wpływ na zużycie zmęczeniowe lin objawiające się pękaniem.

Summary

Steel ropes, especially hoisting ropes of mining shaft hoists, have limited life, which results from their fatigue strength. The paper authors suggest conducting of continuous measurement of forces in ropes of shaft hoists, with two hoisting ropes and single hoisting rope, to determine dynamics of loads of rope in the whole operational cycle of shaft hoist. Measurements of forces in a rope will enable to assess an impact of speed control system of hoisting machine and braking control on dynamics of loads. Recognition of dynamics will enable optimization of control system of hoisting machine drive to reduce dynamic overload in ropes at those stages of hoisting machine cycle of operation, in which change of operational speed is initiated. Decrease of this dynamics should have a positive impact on fatigue wear of ropes that appears in rope breaks.

1. Wprowadzenie

Przedmiotem artykułu jest ocena wpływu regulacji prędkości maszyny wyciągowej na zużycie zmęczeniowe lin objawiające się pękaniem drutów na odcinku, którego długość zależy m.in. od prędkości ruchu wyciągu i przyjętej krzywej jazdy. Podczas jazdy w górę załadowanego naczynia (skipu), w czasie poprzedzającym dojazd do poziomu technologicznego następuje przejście z ustalonej prędkości jazdy na prędkość dojazdową. W większości wyciągów towarzyszy temu występowanie w linach stanów dynamicznych objawiających się dość nagłą zmianą wartości sił. Są to chwilowe przeciążenia o znacznej stromości narastania, których generowanie inicjuje regulator jazdy, szczególnie starszego typu. Czynnikiem przyspieszającym proces zużycia zmęczeniowego jest to, że wzmiankowane przeciążenia występują w liczbie nawet kilkaset cykli na dobę, mają charakter falowy i kumulują się na stosunkowo krótkim odcinku lin już obciążonych momentami od zginania i siłami rozciągającymi. W przypadku wyciągów wielolinowych, w połączeniu z brakiem jednoznacznej metody wyrównywania sił pomiędzy poszczególnymi linami w tej fazie ruchu, przy-

spiesza to proces zużycia zmęczeniowego. Zjawisko to występuje także w przypadku układów jedno- i dwulinowych, w których nie prowadzi się pomiaru i rejestracji sił w linach.

Zagadnienia dynamiki wyciągów szybowych były przedmiotem studiów już w latach 70. [2]. Dopiero współcześnie, dzięki nowym możliwościom pomiarowym, można rozważać je w kategoriach ruchowych i eksploatacyjnych.

W opinii autorów niniejszego artykułu analiza zarejestrowanych zjawisk dynamicznych już na obecnym etapie pozwala stwierdzić, że w różnych układach napędowych maszyn wyciągowych oprócz doboru standardowych parametrów układu regulacji prędkości nie bez znaczenia jest uwzględnienie potencjalnych zjawisk dynamicznych objawiających się skokowym wzrostem sił w linach nośnych w fazach, w których następuje zmiana prędkości w cyklu jazdy. Naprężenia, jakie występują w poszczególnych przekrojach liny mają charakter przemieszczającej się fali z zanikającymi oscylacjami. Amplituda tych oscylacji, decydująca o zużyciu zmęczeniowym liny w wyniku kumulacji naprężeń, zależy od wielu czynników. Najważniejsze to kon-

struktura liny i jej parametry eksploatacyjne, ale ogromny wpływ ma też cały układ elektromechaniczny, gdyż dynamiczne wymuszenia generowane przez elektryczny układ napędowy wyciągu poprzez cały łańcuch kinematyczny maszyny wyciągowej przenoszone są na liny, a poprzez zawieszania na naczynia wyciągowe.

Reasumując, autorzy stawiają tezę, że *odpowiedni dobór parametrów pracy regulatora jazdy pozwoli na generowanie takich przebiegów sił w linach nośnych górniczych wyciągów szybowych, aby obniżyć tempo ich zużycia zmęczeniowego, co jest istotnym czynnikiem ich bezpiecznej i ekonomicznej eksploatacji.*

Niezbędnym elementem takiej eksploatacyjnej koncepcji podwyższenia trwałości zmęczeniowej lin jest pomiar rzeczywistych sił w linach w czasie pełnego cyklu jazdy w celu wykonania właściwej regulacji układów sterowania. W tej chwili istnieją dwa często w Polsce stosowane rozwiązania aparaturowe: opracowane w AGH i oferowane przez firmę TEMIX. To drugie rozwiązanie polega na stosowaniu wkładek pomiarowych siły WPS umieszczanych w łącznikach zmiennej długości zawieszonych naczyń wyciągowych górniczych wyciągów szybowych wraz ze stacjonarnym lub przenośnym urządzeniem do pomiaru i rejestracji sił. Urządzenie pozwala na wizualizację obciążeń w czasie całego cyklu jazdy. Umożliwia to graficzny program do analizy przeznaczony do wyposażenia służb technicznych utrzymania ruchu urządzeń szybowych. To „nowoczesne narzędzie pomiarowe” umiejętnie wykorzystywane przynosi zamierzone efekty techniczne oraz zwiększa bezpieczeństwo eksploatacji górniczych wyciągów szybowych.

Wkładowki pomiarowe siły typu WPS zastosowane m.in. w systemie monitoringu naciągu lin przewodniczych i przewodniczo-nośnych wiszących pomostów roboczych w głębinowych szybach stanowią skuteczną metodę zapewnienia właściwego rozkładu sił w poszczególnych linach. Graficzna wizualizacja poziomu sił w linach na monitorze komputerowym zlokalizowanym na stanowisku operatora wciągarek bębnowych usprawnia operację przestawiania i ustawiania pomostu roboczego. Zastosowanie wkładek pomiarowych siły typu WPS w systemie ciągłego monitoringu obciążeń lin nośnych naczyńa wydobywczego oprócz funkcji podstawowej stwarza dodatkową możliwość realizacji skutecznego układu kontroli niecałkowitego rozładunku skipu.

Zakład Badań Atestacyjnych Jednostka Certyfikująca Instytutu Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach prowadziła w 2009 roku na zlecenie firmy TEMIX badania atestacyjne nowej serii wkładek pomiarowych siły typu WPS-2 i WPS-2i. W odróżnieniu od poprzednich konstrukcji charakteryzują się one większą odpornością na trudne warunki środowiskowe. Większy zakres dynamiki pomiarów i możliwość implementacji opcjonalnego oprogramowania, podwyższenie często-

ści próbkowania powoduje, że oprócz celu podstawowego standardowe wkładki pomiarowe siły mogą zostać zastosowane dla celów badawczych. Narzędzie to może się okazać bardzo skutecznym rozwiązaniem do określania dynamiki sił w linach i obniżanie jej poprzez odpowiednią optymalizację układu zadawania i regulacji prędkości. Wykres sił występujących w zawieszonym naczyniu wyciągowym już w kolejnym, po regulacji, cyklu jazdy pozwala stwierdzić, czy siły w linach zostały obniżone czy nie. Technologia ta może zostać zastosowana również do wyciągów jedno- i wielolinowych, w których dotychczas obciążeń w linach nie mierzono.

2. Zużycie zmęczeniowe lin nośnych wyciągów szybowych

Zużycie zmęczeniowe lin stalowych generalnie związane jest z ich ograniczoną trwałością zmęczeniową, ale znaczący wpływ ma także korozja, starcia i niekiedy uszkodzenia mechaniczne. Istnieje kilka sposobów na liczbowe wyznaczenie tego parametru, ale wyznaczenie go ciągle przysparza wielu problemów interpretacyjnych, zwłaszcza dla lin stalowych będących w eksploatacji.

Poniżej przedstawiono przykładowe histogramy rozkładu liczby złomów drutów wzdłuż długości lin. Prezentowane wyniki uzyskano w okresie eksploatacji lin nośnych konstrukcji trójkątnospotkowej [1]. Histogramy te wykreślono na podstawie zliczania liczby widocznych złomów drutów na odcinkach o długości 10 m. Przedstawiono je na rysunkach 1 i 2. Obydwie liny pracowały w wyciągach skipowych o stałym natężeniu pracy. Autorzy na podstawie tempa przyrostu liczby złomów zmęczeniowych potwierdzili, że proces zużycia takich lin ma charakter „wybuchowy”, nie zainteresowali się jednak przyczynami pewnej prawidłowości w rozkładzie liczby złomów. Charakter „wybuchowy” procesu dobrze aproksymują równania o postaci (1) i (2) [6]. Charakter ten także dobrze opisują modele komputerowe przedstawione w tej pracy.

$$z = a \cdot t^b \quad (1)$$

$$\log z = b \cdot \log t + c \quad (2)$$

gdzie:

z – liczba pękniętych drutów,

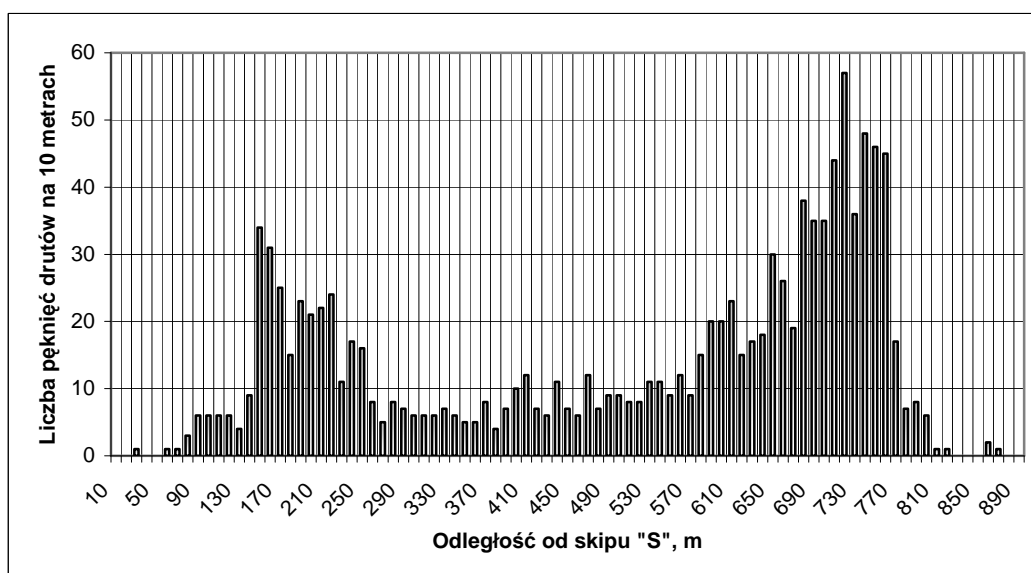
t – czas pracy liny w tygodniach,

a, b, c – stałe.

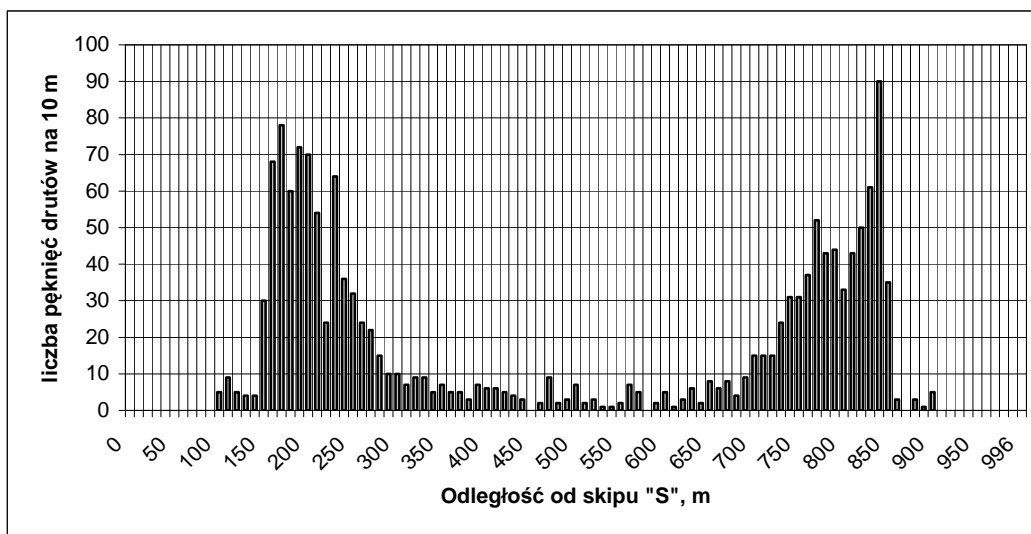
Przyczynami występujących prawidłowości w rozkładzie liczby złomów drutów wzdłuż długości liny zainteresowali się autorzy całej serii publikacji temu poświęconych np. [3]. W publikacji tej zamieszczono prezentowane poniżej na rysunkach 3 i 4 dwa histogramy. Obserwowane regularności autorzy tłumaczą wpływem kręcenia się lin, które ma istotny wpływ na zmianę długości skoku zwicia na odcinkach tuż przed kołem pędnym i stopniowo maleje w kierunku środ-

kowej części liny. Hipoteza ta ma bardzo mocne uzasadnienie, gdyż charakterystyczny kształt histogramu: „-U-” znajduje potwierdzenie w prawie identycznym rozkładzie względnej zmiany długości skoku zwicia liny wzdłuż jej długości. Zmiana długości skoku wywołana kręceniem się liny powoduje powstawanie cyklicznie zmiennych naprężeń (również o charakterze stycznym τ) i stanowi rodzaj maszyny zmęczeniowej przyspieszający proces zużycia zmęczeniowego wywołany cyklicznie zmiennymi naprężeniami od zginania i rozciągania typu σ . Oczywiście zupełnie inaczej mogą wyglądać rozkłady dla lin o liniowym styku drutów konstrukcji WS i z rzeniami PWRC dającymi liniowy styk ze splotkami, które coraz częściej stosowane są jako liny nośne. Jeszcze inaczej przedstawiają się histogramy rozkładów liczby złomów wzdłuż długości lin w wyciągach wielolinowych. Dla tych układów podstawowym czynnikiem kształtującym są nierównomierności w rozkładach naciągów poszczególnych gałęzi lin.

Charakterystyczny histogram rozkładu liczby złomów drutów wzdłuż długości liny można jednak także wyjaśnić w nieco inny sposób odwołując się do dynamiki całego układu elektromechanicznego maszyny wyciągowej. W pracy [4] jej autor wykazał rolę oddziaływań dynamicznych indukowanych przez przejeżdżające naczynie maszyny wyciągowej. Z kolei w pracy [8] autor analizuje stany dynamiczne występujące w czasie tzw. hamowania awaryjnego. Buduje modele dyskretne lin nośnych jako układów o rozłożonych parametrach masy i sprężystości wzdłuż długości liny. W pracy przedstawiono numeryczne rozwiązania układów równań różniczkowych z których wynika, że zmiana przyspieszenia to rodzaj impulsu generującego falę przemieszczeń wędrujących wzdłuż długości liny. Brak w równaniach czynnika tłumiącego nie pozwala stwierdzić, po jakim czasie fala taka może zaniknąć.

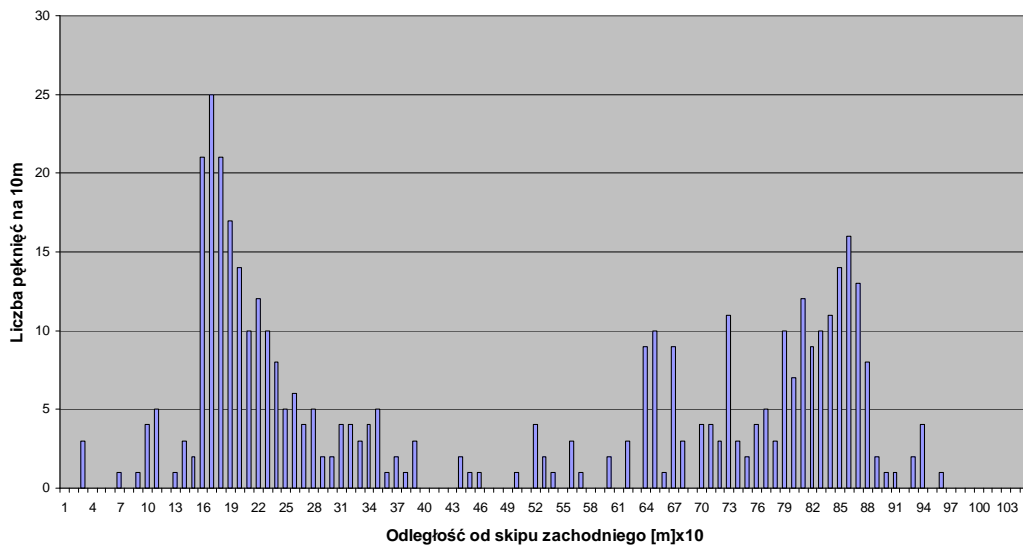


Rys.1. Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny $d = 62$ [1]



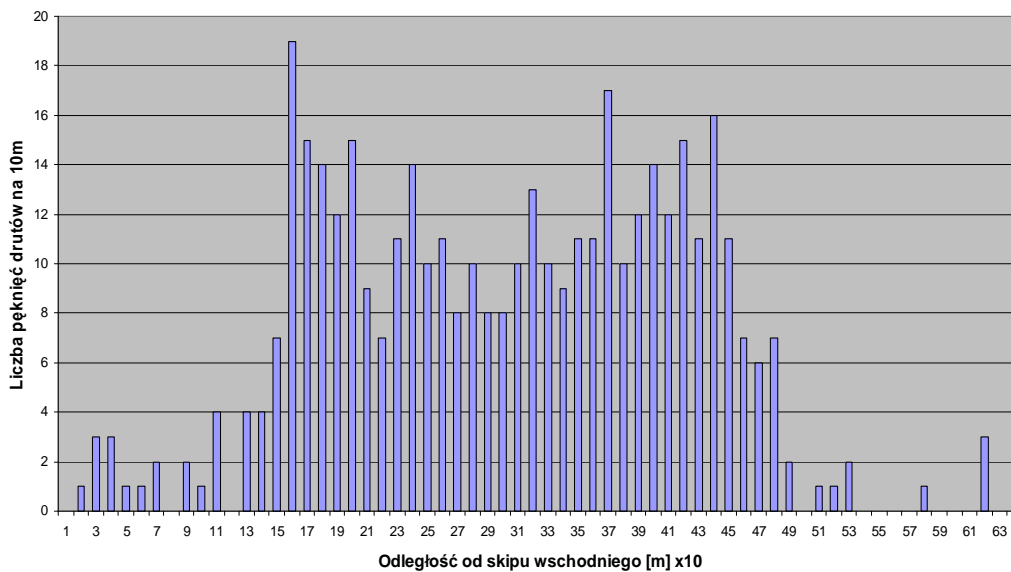
Rys.2. Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny $d = 65$ [1]

Długość liny 1050 m



Rys. 3. Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny nośnej trójkątnospłotkowej ($d = 65$ mm, $l = 1050$ m), maszyna usytuowana na zrębie [3]

Długość liny 640m



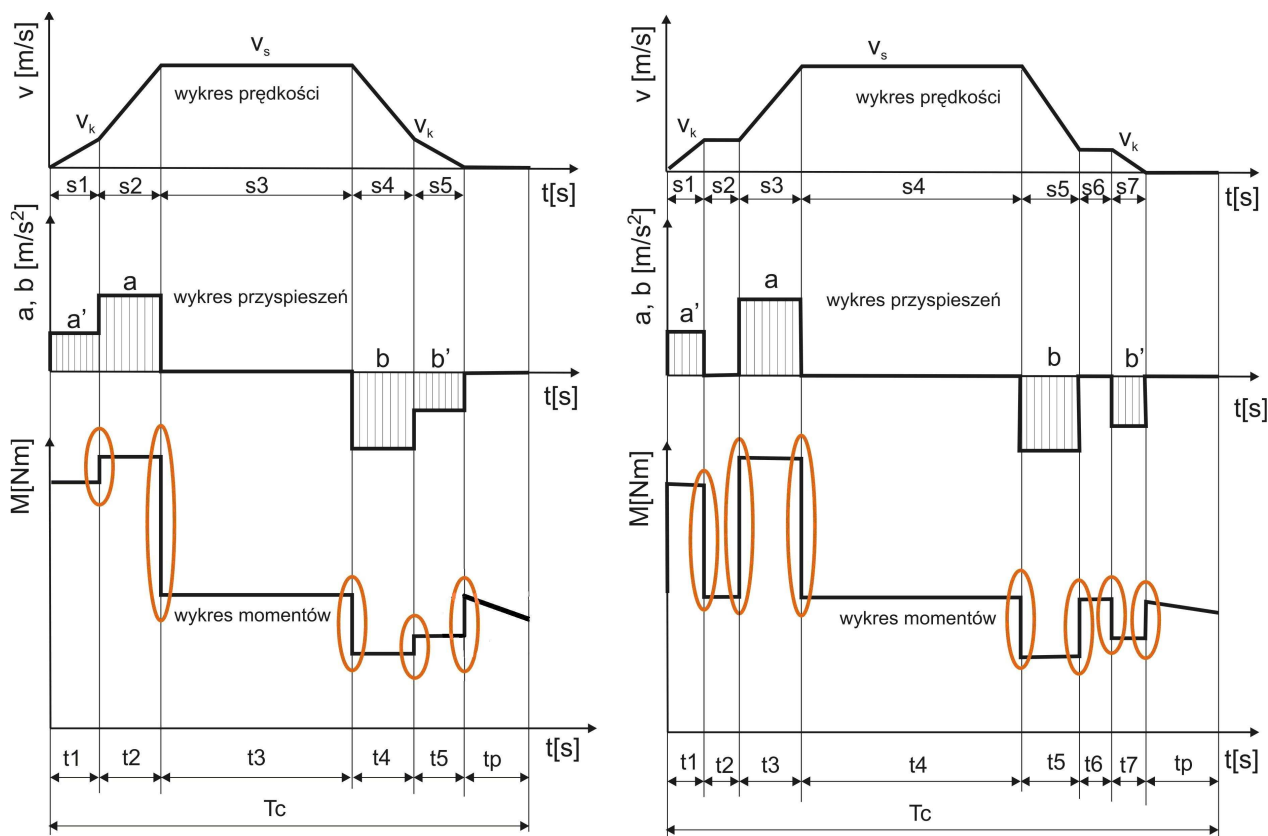
Rys.4. Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny nośnej trójkątnospłotkowej ($d = 65$ mm, $l = 640$ m), maszyna usytuowana na zrębie [3]

Jeszcze innym sposobem opisu problemu indukowania się obciążeń o charakterze dynamicznym od impulsowych wymuszeń w linie w czasie hamowania awaryjnego jest zastosowanie równania falowego dla opisu przemieszczania się fali naprężeń w przekrojach poprzecznych wzdłuż liny. Rozważania takie w kontekście wyrównoważenia obciążeń w linach układów wielokrotnych przedstawiono w artykule [7].

3. Cykl jazdy, a regulacja prędkości wyciągów szybowych

Na poniższych wykresach (rys. 5), przedstawiono trzy parametry związane z ruchem wyciągu szybowego

w funkcji czasu: v - prędkość ruchu, a - przyspieszenie (b - opóźnienie) i M - moment wywołany siłami w linach nośnych. Na osi czasu wyznaczono odpowiednio pięć (t_1 do t_5) i siedem (t_1 do t_7) charakterystycznych okresów czasu podczas ruchu wyciągu szybowego, pomiędzy którymi wartość momentu zmienia się skokowo. Celem uwidocznienia skokowych zmian wartości momentu, miejsca ich występowania zaznaczono kolorem pomarańczowym. Wszystkie skokowe zmiany momentu występują w momencie zmiany wartości przyspieszenia (opóźnienia) ruchu. Zmiany te wywołane są przez układ regulacji prędkości maszyny wyciągowej, który kształtuje dynamikę zmian sił w linach.



Rys.5. Pięcio- i siedmiookresowy wykres jazdy z zaznaczonymi zmianami sił dynamicznych

Poniższy rysunek 6 przedstawia zarejestrowaną dynamikę zmian obciążeń lin w wyciągu szybowym z siedmiookresowym cyklem jazdy. Wartości sił w linach mierzono i rejestrowano nowym urządzeniem firmy TEMIX o podwyższonej częstotliwości próbkowania (wynoszącej 70 Hz) z nowym oprogramowaniem. To nowe urządzenie zostało zbudowane w celu precyzyjnego odzwierciedlenia rzeczywistych przebiegów sił w linach nośnych, w tym zmian dynamicznych.

Przedstawiony poniżej wykres wykazuje istnienie zbieżności dynamiki zmian sił w linach nośnych wyciągu szybowego z okresami czasu występowania zmian wartości momentu napędowego oraz działania hamulca.

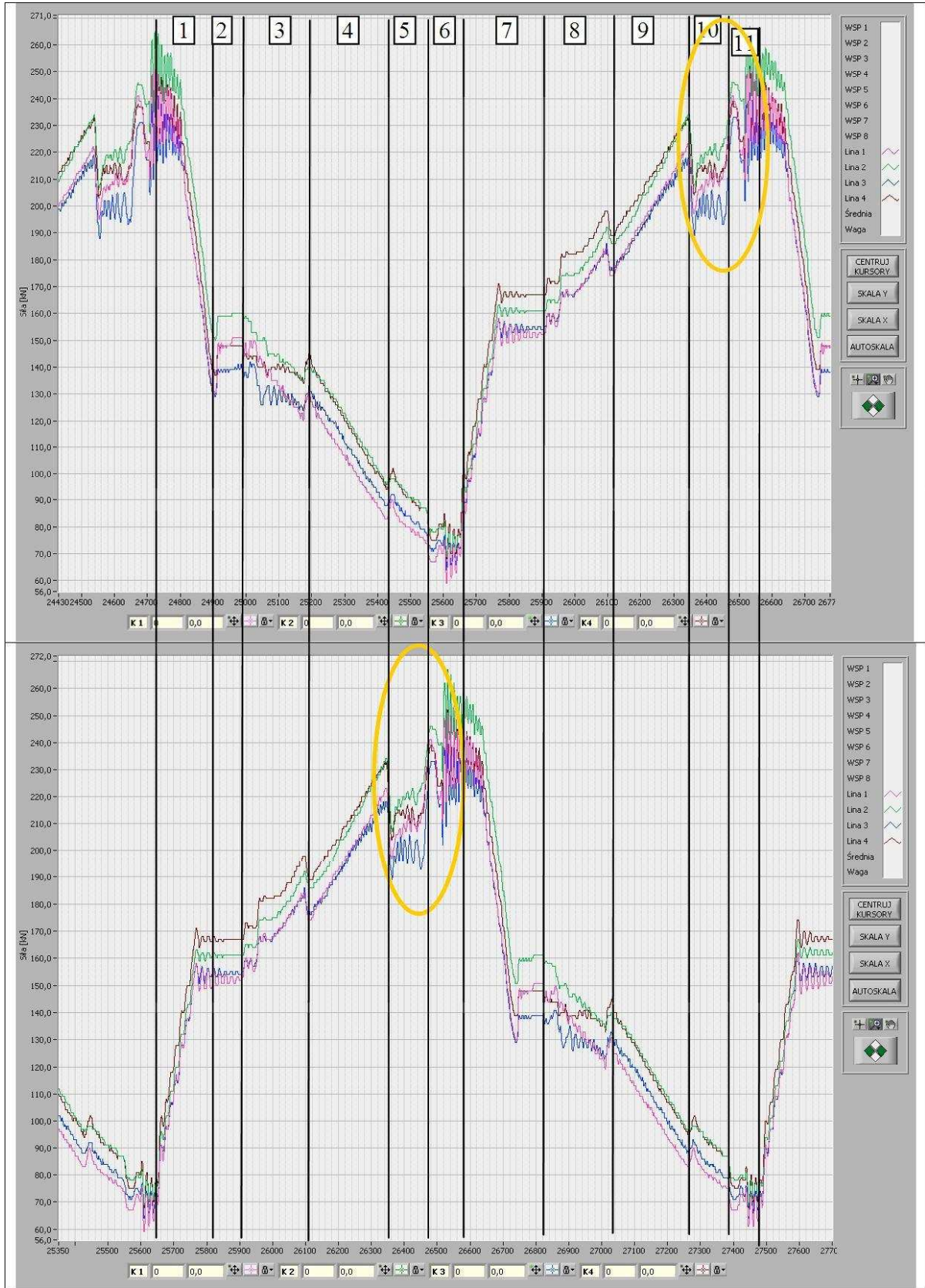
Wykres na rysunku 6 przedstawia zmiany wartości sił w linach nośnych, czterolinowego wyciągu szybowego, podczas dwóch cykli jazdy. Górny wykres przedstawia rozkład sił w linach nośnych w zawieszeniu skipu I, dolny w zawieszeniu skipu II.

Na rysunku kolorem pomarańczowym oznaczono skupiska najbardziej dynamicznych zmian sił w linach. Występują one w momencie zmniejszania prędkości ruchu podczas dojazdu oraz podczas hamowania zatrzymującego (STOP) na górnym poziomie technologicznym, czyli w wyniku działania układu regulacji prędkości maszyny wyciągowej oraz podczas zatrzymania w wyniku wyzwolenia hamulca i zdjęcia momentu napędowego.

Z zarejestrowanego rozkładu obciążeń w linach wynika ponadto, że w trakcie dojazdu do dolnego poziomu technologicznego, podczas zmniejszania prędkości ruchu, dojazdu i zatrzymania, dynamika zmian sił w linach i ich częstotliwość jest mniejsza.

Na rysunku 6 cyframi od 1 do 11 oznaczono poszczególne okresy czasu, w których występują charakterystyczne fazy cyklu wyciągu szybowego:

1. rozładunek skipu I; załadunek skipu II,
2. postój obydwóch naczyń: skip I rozładowany, skip II załadowany,
3. rozpoczęcie ruchu wyciągu (zadanie momentu napędowego, odwiedzenie hamulca) i zwiększanie prędkości ruchu, aż do osiągnięcia prędkości ustalonej,
4. ruch wyciągu z prędkością ustaloną,
5. zmniejszanie prędkości (wpływ układu regulacji prędkości),
6. dojazd do poziomów technologicznych: skipu I do załadunku, skipu II do rozładunku (zahamowanie i zdjęcie momentu napędowego),
7. załadunek skipu I, rozładunek skipu II, postój obydwóch naczyń,
8. rozpoczęcie ruchu wyciągu, zwiększanie prędkości ruchu, aż do osiągnięcia prędkości ustalonej,
9. ruch wyciągu z prędkością ustaloną,
10. zmniejszanie prędkości (wpływ układu regulacji prędkości),
11. dojazd i zatrzymanie na poziomach technologicznych; zahamowanie i zdjęcie momentu napędowego.



Rys.6. Zarejestrowane rozkłady obciążeń w linach czterolinowego wyciągu szybowego, mierzone w łącznikach zmiennej długości obydwóch zawieszek naczyń wyciągowych

4. Koncepcja obniżenia obciążeń dynamicznych w linach nośnych

Z omawianych w punkcie 2 prac wynika, że zadziałanie hamulca wywołuje opóźnienia mające wpływ na obciążenia lin, zawiesi i naczyń wyciągowych. Wpływ ten ma charakter fali naprężeń wędrującej wzdłuż liny. Fala ta, w zależności od tłumienia po pewnym czasie zanika. Wymuszenia takie oddziałują także na linę w czasie każdego cyklu pracy tzn. w chwili zmiany wartości przyspieszenia w czasie (zrywu) i unieruchomienia hamowaniem zatrzymującym (STOP). Momenty te występują, gdy naczynia wyciągowe znajdują się w powtarzalnej odległości od swoich skrajnych położań technologicznych. Ponieważ siły dynamiczne związane są z przyspieszeniami mas to najbardziej obciążony odcinek liny powinien być na odcinku: naczynie – koła odciskowe lub pędnie linowe i ze względu na tłumienie zanikać w kierunku środkowej części liny. Zmiana charakteru narastania przyspieszenia (zmiana przyspieszenia w czasie) powinna mieć istotny wpływ na zmianę charakterystyk sił dynamicznych, a przez to na zużycie zmęczeniowe lin w okresie ich eksploatacji. Charakterystyki jazdy maszyny wyciągowej i rolę oddziaływań dynamicznych w swojej pracy omawia [9].

Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono przykładowy przebieg sił w linach układu czterolinowego. Kolorem żółtym zaznaczono obszary szczególnie silnych oddziaływań dynamicznych. Różne rodzaje regulatorów jazdy kształtują charakterystyki w określonych przepisami zakresach. Parametry te są mierzalne, ale ustawiane są jednorazowo na etapie uruchomienia wyciągu szybowego. W chwili obecnej istnieją możliwości tech-

niczne ich określenia, co ilustruje rysunek 7 przedstawiający wyjątkowo dynamiczny obraz zjawiska zarejestrowany przez firmę TEMIX zestawem wkładek WPS-2. Urządzenie to, w porównaniu z rozwiązaniami poprzednio stosowanymi, ma zwiększony zakres dynamiki pomiarów, a częstotliwości próbkowania wynosi 70 Hz. Te zmiany oraz wprowadzenie funkcji filtrowania sygnału do oprogramowanie (filtr działa opcjonalnie i ma ustawiane parametry) pozwala na wyjątkowo precyzyjne odzwierciedlenie przebiegów sił w linach w tym zmian dynamicznych. Opcjonalne wyposażenie cyfrowych wkładek pomiarowych typu WPS w pojemne pamięci typu FLASH pozwoli także w przyszłości na analizę widmową zarejestrowanych przebiegów.

Przebiegi wartości sił w linach zawarte na rysunku 7 przedstawia uśredniony wynik pomiarów, ponieważ zostały zarejestrowane przy pomocy urządzenia firmy TEMIX o częstotliwości próbkowania poniżej 40 Hz i poprzedniej wersji oprogramowania. Urządzenia takie stosowane są od paru lat do pomiaru sił w czterolinowych wyciągach szybowych. Wykres ten nie odzwierciedla częstotliwości dynamicznych zmian sił występujących w linach. Wyniki pomiaru sił w linach uzyskiwane tym urządzeniem są wystarczające do przeprowadzenia wyrównania sił w linach nośnych wyciągu szybowego.

5. Wnioski

1. W okresie pracy lin wyciągowych obserwuje się zużycie zmęczeniowe objawiające się pękaniem drutów głównie na odcinku, którego długość zależy m.in. od prędkości ruchu wyciągu i przyjętej krzywej jazdy układu regulacji prędkości.



Rys.7. Zarejestrowany rozkład obciążeń w linach czterolinowego wyciągu szybowego z maszyną wyciągową umieszczoną na wieży w czasie dwóch cyklu pracy (próbki od około 3400 do 6390)

2. Na podstawie wielu wykonanych pomiarów obciążeń sił w linach stwierdza się, że jedną z możliwych przyczyn tego zużycia mogą być obciążenia dynamiczne występujące na krótkich odcinkach lin podczas dojazdu naczynia do górnej stacji rozładunku, generowane podczas zadawania i regulacji prędkości.
3. Zoptymalizowanie parametrów zadawania i regulacji prędkości pod kątem minimalizacji obciążeń dynamicznych w linach powinno podnieść eksploatacyjną trwałość zmęczeniową lin nośnych.
4. Cyfrowe wkładki pomiarowe typu WPS-Ec/2 i typu WPS-2 pozwalają na zarejestrowanie dynamicznych przebiegów sił w linach z wystarczającą rozdzielczością i dokładnością, aby określić ich charakterystyki częstotliwościowe.
5. Proponuje się wykonywanie pomiarów obciążeń w linach także dla wyciągów jedno i dwulinowych w celu zoptymalizowania nastawień układów zadawania i regulacji prędkości, szczególnie w modernizowanych wyciągach szybowych.
6. Współcześnie modernizowane maszyny wyciągowe, wyposażane w cyfrowy regulator jazdy z kontrolą zrywu, umożliwiają dokonanie optymalizacji sił dynamicznych lin nośnych górniczych wyciągów szybowych.
2. Knop H.: Wybrane zagadnienia z dynamiki wyciągów szybowych ZN AGH, Nr 489, Kraków 1975.
3. Nowacki J., Tytko A.: Zużycie zmęczeniowe lin nośnych górniczych wyciągów szybowych jako skutek zmiany długości skoku. Materiały 4 Konferencji Naukowo Technicznej Transport Szybowy 2007. KOMAG, Gliwice 2007.
4. Płachno M.: Nowe metody projektowania i eksploatacyjnej kontroli zbrojenia pionowych szybów górniczych. Monografie Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH, Kraków 2005.
5. Tytko A.: Eksploatacja lin stalowych. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 2003.
6. Tytko A.: Modelowanie zużycia zmęczeniowego i diagnostyka lin stalowych. Rozprawy Monografie nr 65. Wydawnictwa AGH, Kraków, 1998, s. 173.
7. Wolny S., Tytko A., Dzik S.: Influence of Dynamic Loads in Mining Multi Rope Friction Winders on Endurance of Hoisting Wire ropes. Acta Universitas Sibiensis, vol. XLIX, Technical Series, pp. 97–102, Sibiu 2004.
8. Wójcik M.: Awaryjne hamowanie górniczych wyciągów szybowych urządzeniami ciernymi – teoria, badania i aplikacje przemysłowe. Wydawnictwo IGSMiE PAN, Kraków 2002.
9. Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe. Część mechaniczna. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice-Warszawa 2004.

Literatura

1. Dłubis P., Nowak M., Tytko A.: Krzywe zużycia zmęczeniowego lin wyciągowych – przebiegi rzeczywiste i ich komputerowe modelowanie. Materiały 3 Konferencji Naukowo Technicznej Transport Szybowy 2007. KOMAG, Gliwice 2005.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2009 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich