

Nowe rozwiązanie zabezpieczeń funkcjonowania upodatnionej obudowy zmechanizowanej

Antoni Kalukiewicz, Jan Marianowski

Zastosowanie obudów o coraz większych średnicach stojaków wiąże się z koniecznością rozwiązywania określonych problemów ich funkcjonowania. Istota działania obudowy upodatnionej sprowadza się do kontrolowanego obniżania obudowy w przypadku, gdy jest ona obciążana ze strony stropu siłą wynikającą z podporności roboczej samej obudowy. Pamiętając, że podporność robocza wyznaczana jest z kolei maksymalnym ciśnieniem, które może istnieć w stojakach obudowy, jest rzeczą zrozumiałą, że to właśnie kontrola tego ciśnienia ma niezwykle istotne znaczenie. W zastosowanych rozwiązaniach technicznych obudowy teleskopowej podczas jej pracy (tj. przenoszenia obciążenia ze strony stropu na spodnik stojaka) mamy do czynienia z dwoma niezależnymi autonomicznymi obszarami emulsji poddanymi ciśnieniu:

- obszar pod tłokiem rdzennika zewnętrznego,
- obszar pod tłokiem rdzennika wewnętrznego,

które są rozdzielone tzw. zaworem dennym będącym niczym innym jak zaworem zwrotnym sterowanym mechanicznie położeniem rdzennika zewnętrznego względem spodka stojaka. W operacji rozpierania obudowy po całkowitym wysunięciu rdzennika zewnętrznego umożliwia dalsze rozpieranie obudowy drogą wysuwu rdzennika wewnętrznego. W przypadku wymuszonego ruchami górotworu obniżania się stropu w pierwszej kolejności wsuwa się rdzennik zewnętrzny dzięki otwarciu zaworów upustowego lub szybkiej upustowego. Trwać to może dopóty, dopóki tłoczek zaworu dennego nie oprze się o dno spodka. Wtedy, jeśli zachodzi taka konieczność, dzięki otwarciu zaworowi dennemu może dopiero wsuwać się rdzennik wewnętrzny, poddając dalej obudowę naciskającemu górotworowi. Rabowanie obudowy odbywa się w podobnej kolejności.

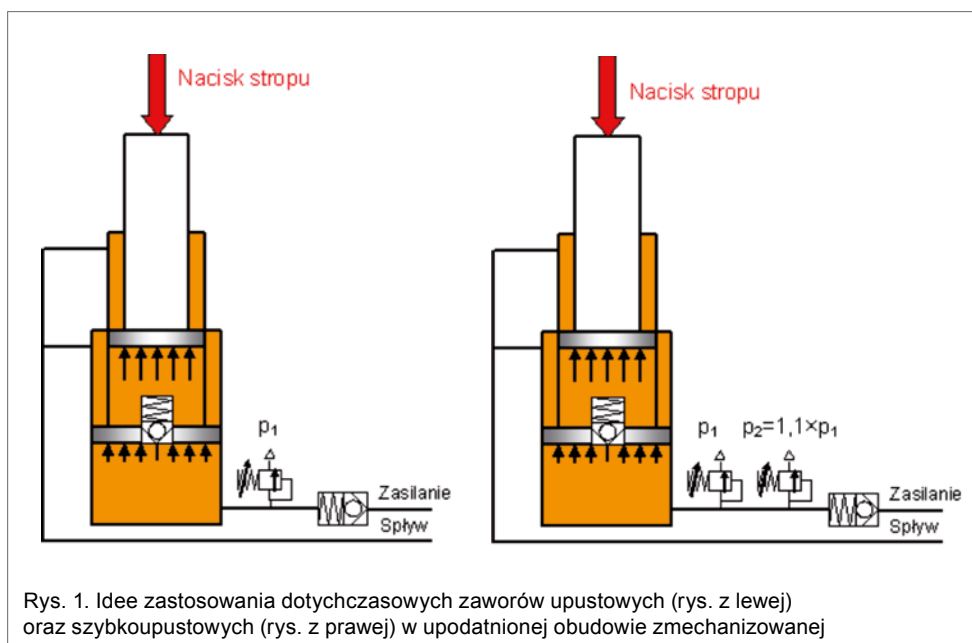
Wspomniana autonomiczność przestrzeni pod rdzennikami zewnętrznym i wewnętrznym jest wynikiem zastosowania na wlocie do każdego stojaka bloku zaworowego o specyficznej konstrukcji i wyposażonego także w zawór zwrotny (często sterowany ciśnieniem). Obszar pod tłokiem rdzennika zewnętrznego połączony jest z zaworem upustowym lub dodatkowo jego bliźniaczą konstrukcją zaworem szybkiej upustowym. Zastosowanie zaworu upustowego, a czasem i dodatkowo zaworu szybkiej upustowego

Streszczenie: W artykule przedstawiona została idea zastosowania zaworu upustowego w rdzenniku wewnętrznym stojaka i próba jej technicznego rozwiązania. Sprecyzowano warunki zastosowania takiego zaworu. Konstrukcję poddano próbom na specjalnie do tego celu zaadaptowanej prasie kuźniczej. Podano przykładowe rezultaty pomiarów.

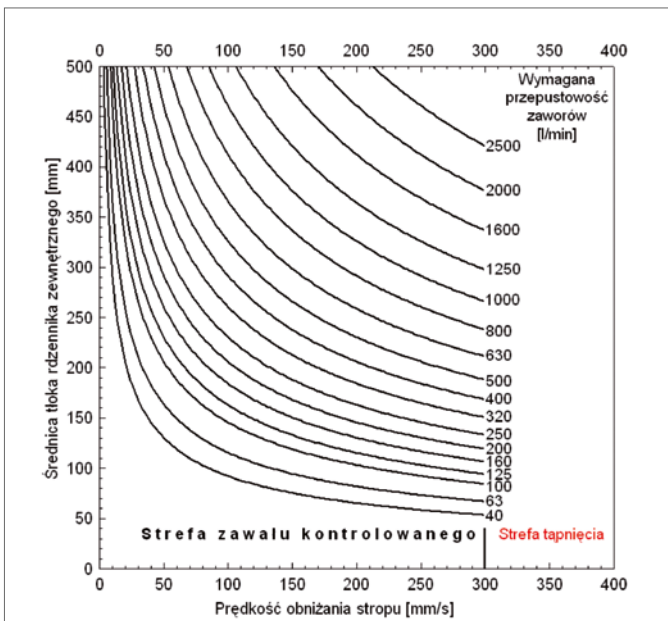
NEW SOLUTIONS OF SAFETY LOCK OPERATION OF A FLEXIBLE MECHANIZED SHIELD SUPPORTS

Abstract: In the article an idea of implementation of extraction valve into inner upper prop of mechanized shield supports prop as well as an approach of its technology solution have been presented. The application conditions of such a valve have also been defined. The construction has been put to the tests against a forging press which was particularly adapted to this aim. The example results of carried out measurements were given.

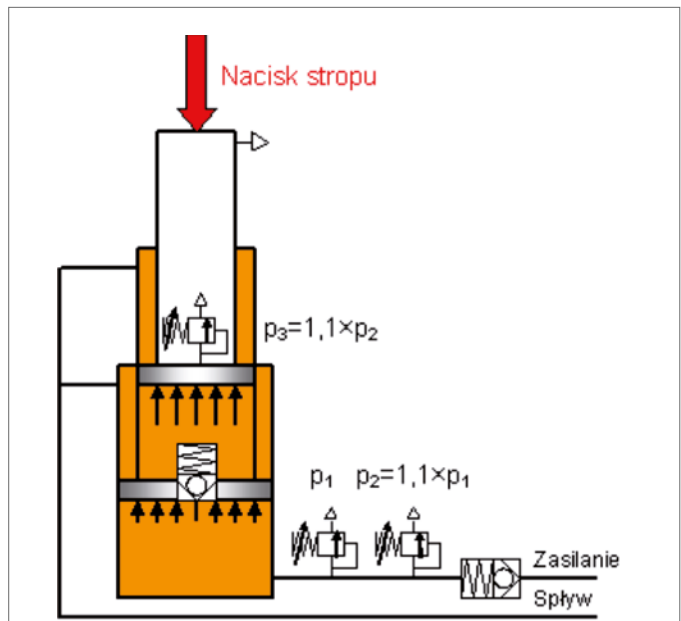
stowego pozwoliło na upodatnienie obudowy (uelastycznienie jej działania) drogą pozbywania się w miarę konieczności określonej ilości emulsji z układu hydraulicznego tak, aby nie została obniżona podporność robocza samej obudowy. Stosowane w układach hydraulicznych obudów zawory upustowe są niejako bezpiecznikami pierwszej (zawory upustowe) oraz drugiej (zawory szybkiej upustowe) kolejności działania.



Rys. 1. Idee zastosowania dotychczasowych zaworów upustowych (rys. z lewej) oraz szybkiej upustowych (rys. z prawej) w upodatnionej obudowie zmechanizowanej



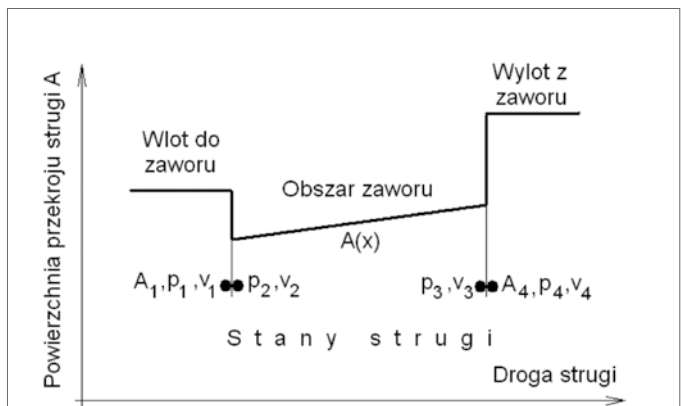
Rys. 2. Związek technicznych parametrów obudowy podatnej z dopuszczalnymi prędkościami osuwania się stropu [2]



Rys. 3. Idea zastosowania zaworu upustowego w tłoku rdzennika wewnętrznego w upodatkowanej obudowie zmechanizowanej

Aby zawory upustowe mogły pełnić w sposób właściwy swoją rolę w danej obudowie, powinny charakteryzować się odpowiednimi parametrami, tj. właściwą przepustowością (wydajnością) oraz możliwością nastawy ciśnienia umożliwiającymi adaptację danej obudowy do istniejących podczas eksploatacji warunków górniczo-geologicznych. Na rys. 2 przedstawiono, jak warunki osuwającego się z dopuszczalną prędkością stropu determinują dobór dla konkretnego rodzaju obudowy przepustowości zaworu upustowego mogącego mieć zastosowanie w danych warunkach eksploatacji.

Analizując wykresy na rys. 2, nietrudno zauważyć, że obudowom z zakresu dużych podpórności (duże średnice rdzenników zewnętrznych) towarzyszyć powinny zawory upustowe o wyjątkowo dużej przepustowości. Jest to zagadnienie dość złożone, bowiem z konstrukcyjnego punktu widzenia związane jest z kompromisem pomiędzy dużą prędkością wypływu strugi emulsji a jej przekrojem poprzecznym i trasą przepływu tak, aby podpórność robocza sekcji obudowy nie doznała na tym uszczerbku.



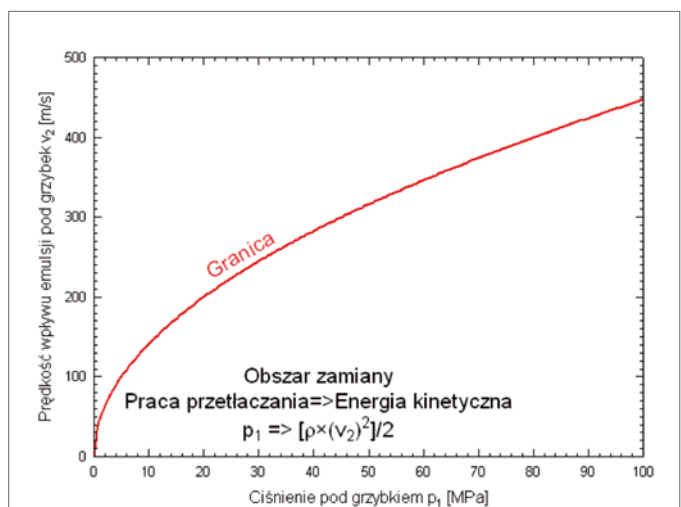
Rys. 4. Stany strugi podczas przepływu przez zawór grzybkowy [2]

Istota nowego rozwiązania

W artykule podjęto analizę idei zastosowania zaworu upustowego grzybkowego w rdzenniku wewnętrznym stojaka [1]. Zaproponowana konstrukcja miała na celu sprawdzenie możliwości technicznych takiego rozwiązania.

Ciśnienie panujące pod rdzennikiem wewnętrznym stojaka jest ciśnieniem zmnożonym w stosunku do ciśnienia panującego pod rdzennikiem zewnętrznym, co oznacza, że należy spodziewać się podczas pracy zaworu grzybkowego niezwykle intensywnej zamiany postaci entalpii związanej z pracą przetłaczania (tłoczenie emulsji do zaworu przez rdzennik wewnętrzny) na postać entalpii związaną z energią kinetyczną wypływającego strumienia emulsji z zaworu.

Z technicznego punktu widzenia najbardziej interesującym, ale i bardzo ważnym jest pierwszy próg, który pokonuje stru-



Rys. 5. Możliwości zmiany postaci entalpii podczas przepływu emulsji przez zawór grzybkowy [3]

mień cieczy, czyli miejsce 1–2, gdzie ma miejsce zjawisko zmiany kierunku przepływu strugi oraz zmiana przekroju, przez który struga przepływa (rys. 4).

Zazwyczaj zastosowanie zaworów ciśnieniowych ma trzy cele:

- uwolnienie układu od nadmiaru ciśnienia w układzie;
- zapewnienie układowi określonego ciśnienia (robocznego, zredukowanego, różnicowego itp.);
- utrzymanie ciśnienia w układzie zamkniętym (zbiornik, akumulator) przy odciętym źródle zasilania.

We wszystkich tych przypadkach przepływowi cieczy od generatora do wylotu z zaworu ciśnieniowego towarzyszą specyficzne zamiany i przemiany energii. Ponieważ mamy tutaj do czynienia z płynem, więc zrozumiałym jest, że podstawową formą tej energii jest entalpia, a ściślej jej składniki w postaci pracy przetłaczania oraz energii kinetycznej (rys. 5).

Drugi składnik jest bardzo istotny przy analizie układu hydrostatycznego z ciągłą pracą generatora, czyli z funkcjonującą w układzie pompą. Tak potraktowany proces przemian energetycznych opisać można znanym uogólnionym równaniem Bernoulliego dla stanu cieczy przed i za zaworem [5]

$$p_1 + \rho \times \frac{v_1^2}{2} = p_4 + \rho \times \frac{v_4^2}{2} + \sum \Delta p_i \quad (1)$$

gdzie:

- p_1 – ciśnienie cieczy przed wlotem do zaworu;
- v_1 – prędkość dopływu cieczy do zaworu;
- p_4 – ciśnienie cieczy na wylocie z zaworu;
- v_4 – prędkość wypływu cieczy z zaworu;
- $\sum \Delta p_i$ – straty na drodze strugi płynącej przez zawór.

Równanie (1) odnosi się do jednostki objętości płynu. Wyszczególnione w relacji (1) straty są wynikiem przepływu przez trzy strefy w zaworze (rys. 4), gdzie przekrój strugi cieczy ulega płynnym bądź skokowym gwałtownym zmianom. Straty te można ująć w równaniu (2), którego składniki określa znany wzór Darcy-Weisbacha [4, 6]

$$\sum \Delta p_i = \rho \times \frac{v_2^2}{2} \times \xi_{1-2} + \rho \times \frac{v_{2-3}^2}{2} \times \lambda_{2-3} \times \frac{L}{d_H} + \rho \times \frac{v_2^2}{2} \times \xi_{3-4} \quad (2)$$

gdzie:

- ξ_{1-2}, ξ_{3-4} – współczynniki miejscowych strat ciśnienia;
- $\lambda_{2-3}(x)$ – współczynnik liniowych strat ciśnienia;
- d_H – średnica hydrauliczna;
- L – długość trasy strugi wewnątrz zaworu.

Stosując zawór upustowy w stojaku w takiej konfiguracji jak w prezentowanej konstrukcji, czyli w dnie tłoka rdzennika wewnętrznego, należy pamiętać o relacji, jak parametry tego zaworu mają współgrać z parametrami zaworu bezpieczeństwa i geometrią siłownika teleskopowego, a także z założeniami geotechnicznymi dotyczącymi osiadania stropu w trakcie eksploatacji pokładu węgla metodą ścianową. Relacja wiążąca ww. wielkości ma postać równania (3) jak niżej [1].

$$Q_{ZURdZW} = \frac{\left(\frac{\pi D_{RdZ}^2}{4} \times V_{MAX_STROPU} - Q_{ZB} - Q_{ZU} \right)}{i} \quad (3)$$

- Q_{ZURdZW} – wydajność rozważanego zaworu upustowego w rdzenniku wewnętrznym;
- D_{RdZ} – średnica tłoka rdzennika zewnętrznego;
- D_{RdZW} – średnica tłoka rdzennika wewnętrznego;
- V_{MAX_STROPU} – maksymalna prędkość osadzania się stropu (przyjmuje się 0,3 m[s]);
- Q_{ZB} – wydajność zaworu bezpieczeństwa;
- Q_{ZU} – wydajność zaworu szyboupustowego;
- $i = D_{RdZ}^2 / D_{RdZW}^2$ – współczynnik multiplikacji ciśnień w siłowniku teleskopowym.

Zawór szyboupustowy zgodnie z definicją (rys. 1) jest drugim w kolejności zaworem działania, który powinien włączyć się z chwilą, gdy zawór przelewowy osiągnie maksymalną przepustowość (wydajność). Włączenie zaworu szyboupustowego odbywa się z chwilą, gdy wydajność zaworu przelewowego (przepływ laminarny) osiągnie kres związany z szybszym obniżaniem się stropu. Wtedy celem jest zastosowanie właśnie zaworu szyboupustowego zabezpieczającego przestrzeń pod tłokiem rdzennika zewnętrznego przed nadmiernym, gwałtownie rosnącym ciśnieniem (przepływ turbulentny). Na rys. 6 zestawiono nastawy i zakresy pracy dwóch hipotetycznych zaworów. Pierwszy z nich to zawór przelewowy o wydatku 180 [l/min] i nastawach od 300 [bar] do 500 [bar], natomiast drugi z nich to zawór szyboupustowy o wydatku przekraczającym 220 [l/min] i nastawach od 350 [bar] do 550 [bar].

Z technicznego punktu widzenia najlepiej stosować byłoby pojedynczy zawór o wymaganej przepustowości. Na rys. 6 przedstawiono zasadę doboru wydatku zaworu przelewowego (3) w odniesieniu do wymiarów średnic tłoków rdzenników wewnętrznych i spodziewanych oraz bezpiecznych prędkości osiadania stropu.

Proponowane przez autorów rozwiązanie (rys. 6) umiejscawia zawór upustowy w tłoku rdzennika wewnętrznego. Oznacza to jego pracę przy ciśnieniach zmnożonych o wartość $i \times 1,1$ w stosunku do ciśnienia robocznego panującego pod tłokiem rdzennika zewnętrznego (równego ciśnieniu otwarcia zaworu przelewowego).

Rezultaty pomiarów

Ogółem pomiarom poddano wszystkie trzy siłowniki. Przeprowadzono 25 eksperymentów dla różnych prędkości obniżania górnego kowadła z uchwytem symulujących obniżanie stropu. Na rys. 7 uwidoczniło przykładowe rezultaty otrzymane drogą rejestracji numerycznej.

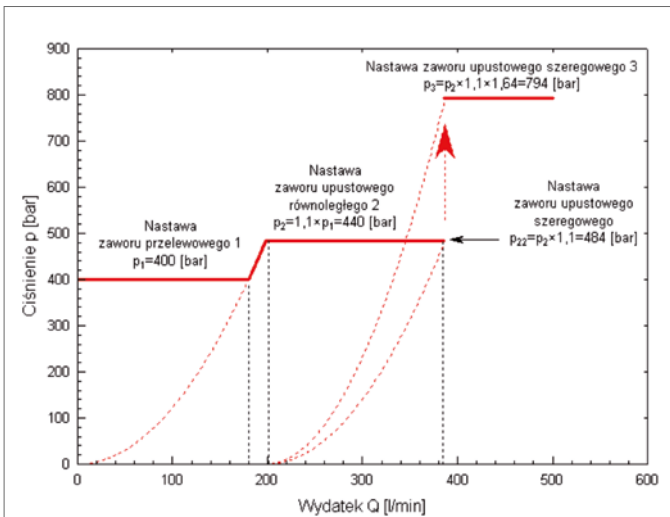
Obliczone na podstawie otrzymanych wykresów prędkości wsuwania się rdzennika wewnętrznego w rdzennik zewnętrzny zestawiono w pracy [1]. Wielkości tak zestawione pozwoliły na przybliżone wyznaczenie charakterystyk zaworów siłownika nr 1 i nr 2, co przedstawia rys. 7.

Siłownik nr 3 został potraktowany jako ocena możliwości przepływowych zaworu. Stąd jest brak dokładnych danych w zakresie prędkości opuszczania się prasy od 10 do 100%.

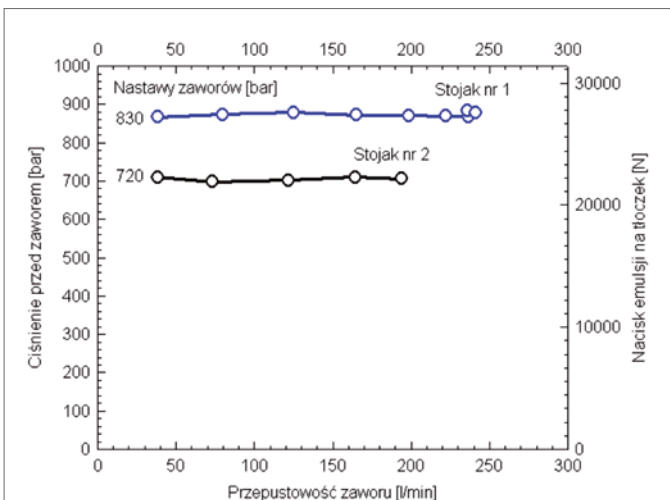
Na rys. 8 przedstawiono elementy nowego poddanego badaniom upustowego zaworu grzybkowego.

Poniżej zestawiono podstawowe dane techniczne zaworu i orientacyjne jego dane ruchowe otrzymane w rezultacie pomiarów:

- średnica otworu wlotowego pod grzybką – **20 [mm]**;
- rodzaj sprężyn napinających – **zestaw 8 sprężyn talerzowych**;



Rys. 6. Związek pomiędzy nastawami zaworów przelewowych a nastawami zaworów upustowych stosowanymi w stojakach teleskopowych. Hipotetyczne charakterystyki pracy zaworów zlinearyzowano [1]



Rys. 7. Charakterystyka zaworów dla stojaka nr 1 i nr 2 [1]



Rys. 8. Gniazdo i grzybek nowego upustowego zaworu grzybkowego przed montażem [1]

- połączenie sprężyn – **szeregowe**;
- wymiar pojedynczej sprężyny: średnicazew. × średnica wew. × grubość × wysokość – **100 × 54 × 5 × 8**;
- siła napinania zestawu – **20–30 [kN]**;
- ciśnienie otwarcia zaworu – **640–955 [bar]**;
- ciśnienie otwarcia zaworu przy nastawie zaworu przelewowego 400 [bar] – **708 [bar]**;
- orientacyjny wydatek docelowo – **880 [l/min]**.

Podsumowanie

Przeprowadzona analiza i pomiary funkcjonowania ciśnieniowego zaworu grzybkowego pozwoliły na wysnucie całego szeregu uwag co do jego konstrukcji, jak i działania.

1. Zaproponowana konstrukcja zaworu upustowego w rdzeniu wewnętrznym spełnia pokładane w niej oczekiwania, jako bezpiecznik trzeciego stopnia w ochronie stojaka obudowy przed nadmiernymi obciążeniami. Wymaga jednak dalszego doskonalenia w zakresie materiałowym, co wynika z występujących w tym obszarze bardzo dużych zmnożonych ciśnień stawiających przed materiałami odpowiednio wysokie wymagania.

2. Charakterystyka pracy zaworu wskazuje, że zawór funkcjonuje prawidłowo. Niezależnie od prędkości obciążania rdzenia wewnętrznego utrzymywana jest nastawiona wcześniej podporność robocza. Świadczy to o fakcie niewielkiego w badanym zakresie wpływu siły hydrodynamicznej na charakter pracy zaworu. Dla badanego przypadku jest ona znikomo mała w porównaniu z siłą wynikającą z oddziaływania ciśnienia stojaka na grzybek zaworu.

3. Zastosowane w konstrukcji wymiary grzybka zaworu wydają się nieco za duże. Fakt ten generuje zbyt duży zakres istnienia ujemnej i o dużej ujemnej wartości siły hydrodynamicznej. Dotyczy to przede wszystkim przyjęcia nieco za dużej średnicy wlotowej d_0 zaworu.

4. W celu wyznaczenia optymalnych warunków pracy zaworu należałoby w przyszłości poddać dokładnej analizie wpływ średnic grzybka d_0 , d oraz sztywności sprężyn k i ich nastaw na charakterystykę przepływową zaworu [3].

Literatura

- [1] KALUKIEWICZ, A., MARIANOWSKI J., KIPCZAK P.: *Przeprowadzenie badań stanowiskowych stojaka do upodatnionej obudowy dużej odporności*. [Umowa nr 5.5.130.900/TK/54/10], AGH Kraków, czerwiec 2010 [niepubl.].
- [2] MARIANOWSKI J.: *Gdzie ukryła się siła hydrodynamiczna w charakterystyce zaworu ciśnieniowego*. Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych. Monografia. Cylinder 2010. KOMAG Instytut Techniki Górniczej, Gliwice 2010, s. 111–122.
- [3] MARIANOWSKI J.: *Siła hydrodynamiczna w charakterystyce zaworu ciśnieniowego*. „Hydraulika i Pneumatyka” [oddano do Redakcji w grudniu 2010].
- [4] ORZECZOWSKI Z., PRYWER J., ZARZYCKI R.: *Mechanika płynów w inżynierii i ochronie środowiska*. WNT, Warszawa 2009.
- [5] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1964.
- [6] WALDEN H.: *Mechanika płynów*. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1983.

prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz, dr inż. Jan Marianowski – Katedra Maszyn Górniczych, Przerobczych i Transportowych, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, tel./fax 12-633 51 62; e-mail: akaluki@agh.edu.pl
e-mail: janmar@agh.edu.pl