

BADANIE, KONSTRUKCJA, WYTWARZANIE IEKSPLOATACJA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH



ISBN 978-83-60708-72-9 Open Access (CC BY-NC 3.0. PL)





Cylinder 2013

Instytut Techniki Górniczej

Praca zbiorowa

BADANIE, KONSTRUKCJA, WYTWARZANIE I EKSPLOATACJA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Monografia

Gliwice 2013

Redakcja naukowa monografii:

Prof. dr hab. inż. Adam Klich Dr inż. Antoni Kozieł Prof. dr hab. inż. Edward Palczak

Redaktor techniczny:

Mgr Anna Okulińska

Recenzenci:

Prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf Prof. dr hab. inż. Adam Klich Dr inż. Piotr Osiński Prof. dr hab. inż. Edward Palczak Prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota Prof. dr inż. Włodzimierz Sikora Dr inż. Michał Stosiak

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374100, 2374355

Skład i druk: Komdruk-Komag Sp. z o.o. ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374651, 2374563

Projekt okładki: Natalia Król

ISBN: 978-83-60708-72-9

Nakład: 100 szt.

Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Wprowadzenie

Prezentujemy Państwu kolejną monografię pt. "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych CYLINDER 2013".

Opracowanie to dotyczy problemów związanych z projektowaniem, badaniami oraz wdrożeniem innowacyjnych rozwiązań z obszaru układów hydraulicznych.

Postęp techniczny w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń wymaga stałego zwiększania trwałości i niezawodności układów hydraulicznych, wprowadzania nowych technologii i materiałów konstrukcyjnych, ograniczania zużycia elementów hydraulicznych, modernizacji elementów i układów hydraulicznych, zwiększania żywotności eksploatacyjnej cieczy hydraulicznych, nowych rozwiązań w technice filtracyjnej oraz doskonalenia konstrukcji instalacji hydraulicznych.

Współczesność stawia w dziedzinie układów hydraulicznych coraz to nowe wyzwania. Aby im sprostać już nie wystarczą tradycyjne metody projektowania. Coraz częściej należy sięgać po nowe narzędzia projektowe.

Niniejsza monografia jest zbiorem prac naukowych, polskich i zagranicznych autorów, zawartych w czterech rozdziałach, których problematyka obejmuje: projektowanie układów hydraulicznych, badania, analizy i symulacje układów hydraulicznych, układy sterowania, diagnostyki i monitoringu napędów hydraulicznych, innowacyjne rozwiązania układów hydraulicznych w praktyce.

Czytelnik może zapoznać się z wieloma zagadnieniami, które w niezwykle interesujący sposób przedstawiają przykłady innowacyjnych rozwiązań i nowe kierunki rozwoju w dziedzinie napędów płynowych.

W imieniu Autorów publikacji oraz Redakcji naukowej monografii wyrażamy pogląd, że zaprezentowanie najnowszych technik i technologii z dziedziny hydrauliki stanowiących dorobek jednostek naukowych i produkcyjnych, jest dowodem uczestnictwa w rozwoju gospodarki opartej na wiedzy.

Redaktorzy monografii wraz z osobami zaangażowanymi w jej redakcję składają serdeczne podziękowania wszystkim Autorom oraz Recenzentom publikacji.

Redaktorzy naukowi monografii: prof. dr hab. inż. Adam Klich dr inż. Antoni Kozieł prof. dr hab. inż. Edward Palczak

Gliwice, wrzesień 2013 r.

Spis treści

	1. PROJEKTOWANIE UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH					
1.1.	. Analiza układu hydraulicznego zasilania stojaka w aspekcie doboru parametrów zaworu przelewowego					
1.2.	Wykorzystanie nowoczesnych narzędzi komputerowych przy projekto- waniu aparatury hydraulicznej					
1.3.	Nowa metoda klasyfikacji stali nierdzewnej na podstawie jej oporności kawitacyjnej (A new contribution on the ranking of stainless steels by their cavitation erosion resistance)					
1.4.	System zwiększający ogólny współczynnik konwersji energii słone- cznej na energię elektryczną (Guidance systems used to increase the overall efficiency of conversion of solar energy into electricity)					
1.5.	Skuteczność działania siłownika hydraulicznego w aspekcie techni- cznym i ekonomicznym					
	2. BADANIA, ANALIZY I SYMULACJE UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH					
2.1.	Współczynniki strat energetycznych w elementach napędu hydrostatycznego					
2.2.	Straty i sprawność energetyczna silników i systemów napędowych (Losses and energy efficiency of drive motors and systems)					
2.3.	Straty energii w układach hydraulicznych (Energy losses in hydraulic systems)					
2.4.	Wpływ napływu i wypływu czynnika roboczego na właściwości akustyczne i hydrauliczne pompy zębatej					
2.5.	Wpływ lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju na wyznaczanie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności					
2.6.	Symulacja odkształceń w węźle kompensacji luzów satelitowego agregatu pompowego					
2.7.	Rola siły hydrodynamicznej w wyznaczaniu charakterystyki zaworu ciśnieniowego					
2.8.	Parametry modalne zaworu zwrotnego sterowanego stosowanego w układzie hydraulicznym sekcji obudowy zmechanizowanej					
2.9.	Modelowanie i weryfikacja zjawisk dynamicznych zachodzących w teleskopowych stojakach hydraulicznych					

2.10.	Analiza działania innowacyjnego urządzenia udarowego oparta na symulacji (Experimental simulation-based performance analysis of an innovative percussive device)	237			
2.11.	Zwiększenie sprawności napędu hydraulicznego poprzez zastosowanie odzysku energii (The increasing of energy efficiency of the drive hydraulic systems by using the energy recovery technology)				
2.12.	Badania w celu walidacji modelu symulacyjnego turbiny wiatrowej niskiej mocy przy stałej prędkości (Experimental research to validate simulation model of constant speed at low power axis wind turbine)				
2.13.	. Badania w celu walidacji modelu symulacyjnego przekładni hydrau- licznej silników hydraulicznych dla turbin wiatrowych niskiej mocy (Experimental research to validate simulation model of hydraulic motors hydraulic transmission for low power wind turbines)				
2.14.	Symulacja numeryczna przepływu płynu w miejscu oporu hydrau- licznego (Numerical simulation of fluid flow inside a hydraulic resistance)	287			
2.15.	Hydrostatyczny napęd turbin niskiej mocy – symulacja numeryczna. (Hydrostatic transmission for low-power turbines – numerical simulation)				
2.16.	 Hydrostatyczny napęd dla turbin niskiej mocy – modelowanie mate- matyczne (Hydrostatic transmission for low-power turbines – mathe- matical modelling) 3 				
2.17.	 Analiza porównawcza symulacji łączonego napędu mechaniczno- hydraulicznego (Comparative analysis of simulations for a Combined Mechano-Hydraulic Drive) 				
	3. UKŁADY STEROWANIA, DIAGNOSTYKI I MONITORINGU NAPĘDÓW HYDRAULICZNYCH				
3.1.	Struktura kinematyczna hydraulicznego manipulatora równoległego o trzech stopniach swobody	327			
3.2.	Budowa i sterowanie manipulatora typu Tripod z napędem hydraulicznym	343			
3.3.	Sprawność energetyczna napędu hydrostatycznego ze sterowaniem proporcjonalnym na tle sterowania objętościowego	355			
3.4.	Przetwornik minimalnego przepływu	365			
3.5.	Proporcjonalny zawór redukcyjny – badania	375			
3.6.	Strukturalizacja procesu diagnozowania szczelności układu hamulco- wego w ujęciu teorii logiki i mnogości	387			

3.7.	Monitorowanie napędów hydro-pneumatycznych za pomocą modelu obliczeniowego w chmurze (The hydro-pneumatic drives monitoring 3 using cloud computing services)				
3.8.	Rozważania na temat ciśnieniowych zaworów upustowych (Conside- rations about pressure relief valves)	403			
	4. INNOWACYJNE ROZWIĄZANIA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH W PRAKTYCE				
4.1.	Żuraw pokładowy z kompensacją nurzania	415			
4.2.	Satelitowy agregat pompowy	425			
4.3.	Sterownik elektrohydrauliczny typu SEMI-3 – przykładem współ- czesnych trendów konstrukcyjnych	437			
4.4.	Ładowarka szybowa 2LS-5T	455			
4.5.	Urządzenie naciągające pręty wstępnie sprężonych wzmocnionych struktur betonowych (Device for tensioning of strands of prestressed reinforced concrete structures)	469			
4.6.	Poprawa sprawności aktywnych elementów urządzenia EXPLANT 500 napędzanych hydraulicznie (Increasing the efficiency of hydraulically driven active organs from the construction of the equipment EXPLANT 500)	475			
4.7.	Hydrotroniczne stanowisko badawczo-dydaktyczne	485			
4.8.	Elektrohydrauliczny symulator poślizgu do szkolenia kierowców zawo- dowych (Electro-hydraulic mobile skidding simulator for professional drivers training)	499			
4.9.	Wykorzystanie napędów pneumatycznych do rewitalizacji jezior (The use of the pneumatic drives in renaturation technique for the lakes)	509			
4.10.	Automatyczne urządzenie do niwelacji gruntu oparte na serwomecha- nizmach elektrohydraulicznych sterowanych laserem (Automatic land leveling equipments based on the elektro-hydraulic servomechanisms controlled by laser)	519			
	Indeks autorów	533			
	Streszczenia w jezyku polskim i angielskim	535			
	J (- J I				

ROZDZIAŁ 1

PROJEKTOWANIE UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Tabala 1

Analiza układu hydraulicznego zasilania stojaka w aspekcie doboru parametrów zaworu przelewowego

Sebastian Kocybik, Marek Sobieraj, Marcin Mądry – Fabryka Maszyn i Urządzeń "TAGOR" S.A.

1. Wprowadzenie

Przystępując do projektowania układu hydraulicznego sekcji obudowy zmechanizowanej, konstruktorzy biorą na siebie odpowiedzialność związaną przede wszystkim z bezpieczeństwem osób, które będą urządzenie obsługiwały. Stale zmieniające się wymagania publikowane w normach i biuletynach, a także częste wyjazdy na kopalnie i rozmowy z górnikami, przyczyniają się do ciągłego podnoszenia jakości i funkcjonalności elementów hydrauliki sterowniczej i siłowej, przy zachowaniu maksymalnego poziomu bezpieczeństwa. Jednym z największych zagrożeń mogących wystąpić w trakcie pracy obudowy zmechanizowanej jest wzrost ciśnienia w hydraulicznych elementach wykonawczych. Aby temu zapobiec stosuje się zawory przelewowe, stanowiące swoisty bezpiecznik.

Zgodnie z wytycznymi zawartymi w normach, w celu zabezpieczenia siłowników hydraulicznych przed nadmiernym wzrostem ciśnienia, mogącym doprowadzić do zniszczenia konstrukcji oraz spowodować zagrożenie dla załogi, stosuje się zawory przelewowe. W zależności od przepustowości zawory te podzielono na 4 kategorie przedstawione w tabeli 1.

Kategoria	Natężenie przepływu
Ia Ib	30 l/min ≤ 60 l/min > 60 l/min ≤ 150 l/min
II	> 150 l/min ≤ 400 l/min
III	> 400 l/min ≤ 1000 l/min
IV	> 1000 l/min

Klasyfikacja zaworów typu A (źródło: [1])

Jak wiadomo właściwy dobór zaworu przelewowego pozwala uniknąć wielu niebezpiecznych sytuacji, a także zminimalizować ryzyko uszkodzenia siłowników hydraulicznych. Nasuwa się jednak pytanie co do rzeczywistej wydajności zastosowanych zaworów bezpieczeństwa, a także jaki wpływ ma na tą wydajność zastosowana armatura. Aby bliżej przyjrzeć się zagadnieniu powzięto próbę określenia, jak konfiguracja układu hydraulicznego zasilania stojaka, ma się do faktycznej wydajności zastosowanych zaworów przelewowych.

2. Charakterystyka analizowanych układów hydraulicznych

W celu przeprowadzenia analizy rzeczywistej wydajności zaworu przelewowego wybrano, spośród dotychczas stosowanych rozwiązań, cztery różne konfiguracje podłączenia zaworu o wydajności do 400 l/min oraz nastawie 38 MPa, przedstawione na rysunkach 1 – 4.

Wersja I

W skład układu hydraulicznego zasilania stojaka wchodzi zawór zwrotny pojedynczy DN12 mocowany bezpośrednio do płyty przyłączeniowej stojaka. Przestrzeń nadtłokowa zabezpieczona jest zaworem przelewowym, który zamocowano za pośrednictwem armatury DN12 w postaci kolanka gniazdowo - wtykowego oraz złączki wtykowej i trójnika gniazdowego.



Rys.1. Wersja I układu hydraulicznego zasilania stojaka [źródło: opracowanie własne]

Wersja II

Podobnie jak w wersji I zawór zwrotny DN12 zamocowany jest do płyty przyłączeniowej stojaka. Modyfikacja układu polega na ograniczeniu ilości armatury, jaka znajduje się na drodze pomiędzy przestrzenią nadtłokową stojaka a zaworem przelewowym do jednego kolanka gniazdowo - wtykowego DN12.



Rys.2. Wersja II układu hydraulicznego zasilania stojaka [źródło: opracowanie własne]

Wersja III

Układ w tej postaci jest próbą sprawdzenia, w jakim stopniu armatura hydrauliczna wpływa na rzeczywistą wydajność układu hydraulicznego. W związku z powyższym wszystkie elementy złączne, jakie występowały we wcześniejszych przypadkach zostały usunięte.



Rys.3. Wersja III układu hydraulicznego zasilania stojaka [źródło: opracowanie własne]

Wersja IV

System podłączenia zaworu przelewowego w wersji IV jest rozwiązaniem dość powszechnie stosowanym w stojakach obudów zmechanizowanych jako miejsce aplikacji zaworu szybkoupustowego. Punktem przyłączeniowym dla zaworu jest tu rurka wyprowadzona bezpośrednio z dna stojaka i zakończona gniazdem typu Stecko.



Rys.4. Wersja IV układu hydraulicznego zasilania stojaka [źródło: opracowanie własne]

3. Analiza – założenia

Analizę rzeczywistego przepływu medium roboczego przez zawór przelewowy wykonano w oprogramowaniu Autodesk Simulation CFD. Jako dane wejściowe przyjęto wymuszenie w postaci prędkości przesuwu tłoka wynoszące v = 0,1 m/s, co odpowiada średniemu zagrożeniu wstrząsami według ntz.

W pierwszym etapie analizy wykonano modele 3D spodnika stojaka, zaworu zwrotnego pojedynczego DN12, zaworu przelewowego DN12 oraz armatury hydraulicznej, a następnie zamodelowano przedstawione wcześniej układy hydrauliczne. Dla celów badawczych, w każdym z układów wybrano cztery punkty charakterystyczne (rysunek 5-8), które w dalszej kolejności posłużą do określenia i porównania wartości strat przepływu. Punkty 1 i 2 obrano w pobliżu miejsc o gwałtownej zmianie geometrii, które mogą mieć znaczący wpływ na straty przepływu. Punkt 3 leży w sąsiedztwie rozgałęzienia,

gdzie medium robocze, w zależności od wariantu zasilania stojaka, może przepływać prosto lub też zakręcać o 90°. Punkt 4 zlokalizowano w tłoczku zaworu przelewowego.



Rys.5. Wersja I [źródło: opracowanie własne]



Rys.6. Wersja II [źródło: opracowanie własne]











Czyniąc kolejny krok przygotowania do analizy, określono model cieczy roboczej wypełniającej przygotowane wcześniej modele (rysunki 9-12).

Rys.9. Model cieczy dla wersji I [źródło: opracowanie własne]





Rys.11. Model cieczy dla wersji III [źródło: opracowanie własne]



Rys.12. Model cieczy dla wersji IV [źródło: opracowanie własne]

4. Analiza

Zgodnie z przyjętymi założeniami, szczególną uwagę zwrócono na prędkość medium roboczego w wytypowanych wcześniej czterech punktach. Dla ułatwienia porównania wyników dla każdego z przypadków, poniżej przedstawiono wyniki dla każdego z punktów we wszystkich odmianach.

Punkt 1



Rys.13. Rozkład prędkości dla wariantu 1 [źródło: opracowanie własne]



Rys.14. Rozkład prędkości dla wariantu 2 [źródło: opracowanie własne]



Rys.15. Rozkład prędkości dla wariantu 3 [źródło: opracowanie własne]



Rys.16. Wykres prędkości dla wariantu 4 [źródło: opracowanie własne]



Rys.17. Wykres prędkości dla wariantu 1 [źródło: opracowanie własne]



Rys.18. Wykres prędkości dla wariantu 2 [źródło: opracowanie własne]



Rys.19. Rozkład prędkości dla punktu 3 [źródło: opracowanie własne]



Rys.20. Wykres prędkości dla punktu 4 [źródło: opracowanie własne]

Analizując powyższe wykresy zauważa się znaczący wpływ zastosowanej armatury oraz bloku zaworowego na zmianę prędkości przepływu medium roboczego przez pierwszy punkt pomiarowy. Różnica prędkości pomiędzy pierwszymi trzema wykresami a wykresem wariantu 4 świadczy o decydującym oddziaływaniu bloku zaworowego na wartości przepływu. Na wykresach dla wariantów 1-3 prędkość jest podobna, co dowodzi o stosunkowo małym udziale samej konfiguracji armatury na prędkości w pierwszym punkcie pomiarowym. Pik prędkości na wykresie drugim spowodowany jest lokalnymi zawirowaniami w przepływie cieczy w cylindrze stojaka.

Punkt 2



Rys.21. Rozkład prędkości dla wariantu 1 [źródło: opracowanie własne]



Rys.22. Rozkład prędkości dla wariantu 2 [źródło: opracowanie własne]



Rys.23. Rozkład prędkości dla wariantu 3 [źródło: opracowanie własne]



Rys.24. Rozkład prędkości dla wariantu 4 [źródło: opracowanie własne]



Rys.25. Wykres prędkości dla wariantu 1 [źródło: opracowanie własne]



Rys.26. Wykres prędkości dla wariantu 2 [źródło: opracowanie własne]



Rys.27. Wykres prędkości dla wariantu 3 [źródło: opracowanie własne]



Rys.28. Wykres prędkości dla wariantu 4 [źródło: opracowanie własne]

Kolejne wykresy pokazują wpływ załamania przewodu odprowadzającego ciecz ze stojaka w drugim punkcie pomiarowym. Na wszystkich wariantach są widoczne podobne zaburzenia przepływu w momencie przejścia przez załamanie pod kątem ostrym.

Punkt 3



Rys.29. Rozkład prędkości dla wariantu 1 [źródło: opracowanie własne]



Rys.30. Rozkład prędkości dla wariantu 2 [źródło: opracowanie własne]



Rys.31. Rozkład prędkości dla wariantu 3 [źródło: opracowanie własne]



Rys.32. Rozkład prędkości dla wariantu 4 [źródło: opracowanie własne]



Rys.33. Wykres prędkości dla wariantu 1 [źródło: opracowanie własne]



Rys.34. Wykres prędkości dla wariantu 2 [źródło: opracowanie własne]



Rys.35. Wykres prędkości dla wariantu 3 [źródło: opracowanie własne]



Rys.36. Wykres prędkości dla wariantu 4 [źródło: opracowanie własne]

Trzecim punktem pomiarowym jest moment przejścia przez rurę i możliwości zmiany kierunku przepływu. Przepływ cieczy w tym przypadku stabilizuje się. Można dokładnie odczytać z wykresów wartości prędkości przepływu w poszczególnych wariantach przyłączeniowych. Wzrost prędkości na końcu wykresu spowodowany jest zmniejszeniem przekroju.

Punkt 4



Rys.37. Rozkład prędkości dla wariantu 1 [źródło: opracowanie własne]



Rys.38. Rozkład prędkości dla wariantu 2 [źródło: opracowanie własne]



Rys.39. Rozkład prędkości dla wariantu 3 [źródło: opracowanie własne]



Rys.40. Rozkład prędkości dla wariantu 4 [źródło: opracowanie własne]



Rys.41. Wykres prędkości dla wariantu 1 [źródło: opracowanie własne]



Rys.42. Wykres prędkości dla wariantu 3 [źródło: opracowanie własne]



Rys.43. Wykres prędkości dla wariantu 2 [źródło: opracowanie własne]



Rys.44. Wykres prędkości dla wariantu 4 [źródło: opracowanie własne]

Powyższe wykresy ilustrują wzrost prędkości przepływu spowodowany zmniejszeniem średnicy kanału przez który przepływa ciecz. Skoki prędkości na końcach wykresów spowodowane są przepływem przez kanaliki w grzybku zaworu przelewowego.

W celu obliczenia wartości strumienia jaki wypływa z zaworu przelewowego, a tym samym wartość użyteczną zaworu wykorzystujemy poniższy wzór:

$$\dot{Q} = v \times A$$

gdzie:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

				Tabela 2
	Wariant I	Wariant II	Wariant 3	Wariant 4
Punkt 1	339	320	301	565
Punkt 2	301	320	348	555
Punkt 3	329	314	282	546
Punkt 4	323	325	277	540

Zestawienie wartości przepływu [l/min] w poszczególnych punktach w zależności od wariantu konfiguracji układu hydraulicznego (źródło: opracowanie własne)

5. Podsumowanie

Przeprowadzone analizy dowodzą, że najlepszą z analizowanych wersji dla układu zasilania stojaka hydraulicznego w aspekcie doboru parametrów zaworu przelewowego, jest wersja z zaworem zamontowanym bezpośrednio na wyprowadzonej z dna stojaka rurce zakończonej gniazdem Stecko. Rozwiązanie to cechuje najmniejsza liczba strat miejscowych i liniowych. Montaż zaworu na bloku zaworowym stojaka w każdym wariancie powoduje znaczący spadek prędkości przepływu czynnika roboczego. Ciekawostką jest, że wariant trzeci, pomimo braku zastosowania armatury wypada najmniej korzystnie. Dowodzi to, że każdy przypadek musi być rozpatrywany indywidualnie, ponieważ nie ma gotowej konfiguracji, która pozwalałaby uzyskać optymalne wyniki. Warto byłoby zastanowić się nad możliwością wprowadzenia jednolitych zasad doboru, które nakładałyby obowiązek sprawdzenia proponowanej konfiguracji przed jej zastosowaniem w podziemiach kopalni. Zakres tematyczny analizy układu hydraulicznego zasilania stojaka jest niezwykle rozległy. Podjęta próba określenia wartości przepływów w poszczególnych punktach pomiarowych oraz otrzymane wyniki dowodzą, że istnieją przesłanki, aby temat rozwijać, a także rozszerzyć go o obliczenia analityczne.

Literatura

- 1. PN-EN 1804-3+A1 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej. Część 3: Hydrauliczne układy sterowania.
- 2. Ciałkowski M.: Mechanika płynów. Zbiór zadań z rozwiązaniami, Poznań 2008.
- 3. Jeżewska Kabsch K., Szewczyk H.: Mechanika płynów, Wrocław 2001.
- 4. Gryboś R.: Mechanika płynów, skrypty uczelniane nr 1654, Gliwice 1991.

Wykorzystanie nowoczesnych narzędzi komputerowych przy projektowaniu aparatury hydraulicznej

Edward Lisowski – Politechnika Krakowska, Janusz Rajda – Ponar Wadowice S.A.

1. Wprowadzenie

We współczesnych warunkach rynku hydrauliki siłowej istotnym są parametry techniczne wyrobów, koszty ich produkcji oraz możliwości szybkiego reagowania na nowe potrzeby rynku. W Ponar Wadowice S.A. działania związane z uruchomieniem nowych oraz doskonaleniem parametrów technicznych i ekonomicznych produkowanych już wyrobów są procesem ciągłym. W ramach tego procesu analizowane i optymalizowane są różne rozwiązania konstrukcyjne, a następnie budowane są prototypy wyrobów i prowadzone badania stanowiskowe. Przed wykonaniem prototypów prowadzone są dodatkowo analizy teoretyczne, których zadaniem jest również obniżenie kosztów wdrożenia i produkcji seryjnej wyrobów. W analizie konstrukcji zaworów hydraulicznych istotne znaczenie mają programy wykorzystujące metody elementów skończonych do obliczeń wytrzymałościowych MES i do symulacji przepływów CFD. W monografii przedstawione będą przykładowe prace badawczo-rozwojowe nowych i modernizowanych wyrobów, wdrożone w Ponar Wadowice S.A., przy których było wykorzystywane tego typu zaawansowane oprogramowanie.

Wdrażanie w Ponar Wadowice S.A. nowoczesnych metod projektowania i analizy konstrukcji było możliwe w znacznej mierze dzięki zintensyfikowaniu współpracy z wyższymi uczelniami technicznymi.

2. Wyznaczenie charakterystyk oporów przepływu zaworów logicznych metodą CFD

Rynek hydrauliki siłowej wykazuje coraz większe zainteresowanie zaworami logicznymi (zwanymi też rozdzielaczami zaworowymi). W tym zakresie Ponar Wadowice S.A. podjął prace rozwojowe budując elementy sterownia do 2400 dm³/min. i ciśnieniu roboczym do 42 MPa. Na rysunku 1 przedstawiono model 3D zaworu logicznego wykonanego w programie CAD (Solid Edge), który w katalogu oznaczony jest symbolem URZS25/S. Cechą tego rozwiązania jest możliwość zachowania wysokiej szczelności wewnętrznej pomiędzy przyłączami A, B i X , co uzyskano poprzez zastosowanie na części walcowej elementu zamykającego (tłoczka) uszczelnienia o bardzo niskim współczynniku tarcia.


Rys.1. Zawór logiczny URZS25: a) model 3D zaworu URZS25/S, b) przykładowy schemat zabudowy zaworu: 1 - pokrywa, 2 - dysza dławiąca, 3 - tuleja zaworu, 4 - sprężyna, 5 - element zamykający (tłoczek) z tłumieniem, 6 - element zamykający (tłoczek) bez tłumienia, A, B, X - przyłącza zaworu

Korzystając z pojedynczych zaworów logicznych można budować różne warianty sterowania kierunkiem przepływu cieczy, analogicznie do standardowych rozdzielaczy hydraulicznych suwakowych. Dla przykładu w pracy [7] autorzy przedstawili rozdzielacz hydrauliczny zbudowany z czterech zaworów logicznych. Jak wykazano w pracy [7] zastosowanie zaworów logicznych umożliwiło obniżenie oporów przepływu o blisko 35% dla tej samej wielkości nominalnej zaworu.

Przy analizie CFD niezbędnym jest wyznaczenie modelu geometrycznego kanału, w którym przepływa ciecz hydrauliczna. Istnieją programy, które dają możliwość automatycznego wygenerowania modelu strugi, jednakże zwykle udaje się to w przypadkach prostych geometrii. Wykorzystując modele zaworów wykonanych do celów projektowych przekształcono je w programie CAD (Solid Edge), uzyskując bezpośrednio model geometryczny cieczy. Na rysunku 2 pokazano model geometryczny cieczy dla pojedynczego zaworu URZS25, z uwzględnieniem odcinków kanałów dolotowych.

Rysunek 3 przedstawia siatkę modelu drogi przepływowej dla zaworu URZS umieszczonego w korpusie rozdzielacza czterodrogowego zbudowanego z zaworów logicznych [7]. Przy budowie siatki modelu drogi przepływowej zastosowano trzy warstwy przyścienne oraz zagęszczono siatkę w miejscach o skomplikowanej geometrii. Ilość elementów wynosiła ok. 650 000.

Do analizy przyjęto następujące założenia:

- brak poślizgu cieczy na ściankach,
- nieściśliwość cieczy roboczej (olej hydrauliczny),
- stałe właściwości cieczy roboczej,
- model jest w warunkach równowagi termicznej,
- lepkość cieczy hydraulicznej wynosi 41 mm²/s (w temperaturze 50°C).



Rys.2. Model drogi przepływowej dla zaworu URZS25



Rys.3. Siatka modelu drogi przepływowej zaworu URZS25 [7]



Rys.4. Rozkład ciśnienia w przekroju przez okna zaworu URZS25 [7]

Do symulacji przepływu wykorzystano program ANSYS/Fluent [14]. W analizie CFD wyznaczono mapy zmian ciśnienia oraz charakterystyki przepływowe. Na rysunku 4 pokazano rozkład ciśnienia w przekroju przez okna przepływowe zaworu URZS25.



Rys.5. Wartości oporów przepływu dla URZS25: *1 - badania stanowiskowe* 2 - wynik symulacji CFD [7]

Na rysunku 5 przedstawiono porównanie charakterystyki oporów przepływu dla zaworu URZS25 uzyskanej na drodze symulacji z wynikami badań stanowiskowych. Różnice wynosiły poniżej 5%. Badania stanowiskowe prowadzone były zgodnie z wymogami normy ISO 6403 [11] i odpowiednio do nich prowadzone były obliczenia CFD w celu wyznaczenia charakterystyk oporów przepływu.



Rys.6. Charakterystyki oporów przepływu uzyskane na drodze obliczeń CFD

Uzyskane charakterystyki przepływowe na drodze analizy CFD dla zaworów URZS32, URZS40, URZS50 przedstawiono na rysunku 6.

3. Zmniejszenie oporów przepływu dla zaworów WZZC06 i WZZC10

Na przykładzie modernizacji zaworów zwrotnych do zabudowy warstwowej typu WZZC06 i WZZC10 (rys. 7, rys. 8) zostaną przedstawione efekty obniżenia oporów przepływu przy wykorzystaniu analizy CFD do oceny proponowanych rozwiązań konstrukcyjnych.



Rys.7. Zawór WZZC06 przed modernizacją: 1 - korpus, 2 - stożek, 3 - tulejka, 4 - sprężyna



Rys.9. Modele strugi dla zaworu WZZC6 dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych: a) wersja nr 1, b) wersja nr 2, c) wersja nr 3, d) wersja nr 4

Zawór zwrotny jest względnie prostą konstrukcją i dlatego w momencie podejmowania tematu nie oczekiwano nadzwyczajnych efektów poprawy oporów przepływu. Motywacją do zastosowania metody numerycznej do realizacji tego zadania była oszczędność czasu przy realizacji tematu oraz kosztu budowy wielu prototypów, ograniczając się do jednego prototypu wybranego na drodze analizy numerycznej spośród różnych propozycji. Ponadto oczekiwano znalezienia optymalnego rozwiązania dla zespołu elementów zaworu zwrotnego: gniazdo - stożek, które występują również jako podzespoły w wielu innych zaworach.

W tym celu przygotowano cztery modele strugi dla czterech różnych rozwiązań zaworu WZZC6 (rys. 9):

- wersja nr 1 dotychczas produkowana,

- wersja nr 2 z otworami skośnymi d = 3 mm,
- wersja nr 3 z otworami skośnymi d = 3,5 mm,
- wersja nr 4 z otworami skośnymi d = 4 mm.

W przypadku wersji nr 1(dotychczas produkowanej) istniała możliwość porównania wyników metody numerycznej CFD z wynikami badań stanowiskowych.

Metodyka postępowania przy symulacji przepływu jest podobna jak zastosowana dla wyznaczenia oporów przepływu zaworów URZS (patrz rozdział 1.), z tą jednak różnicą, że dla podniesienia dokładności symulacji przepływu zastosowano tu pięć warstw przyściennych. Rysunek 10 przedstawia siatkę modelu przepływu oraz obliczony rozkład ciśnienia na powierzchni ścianek elementów zaworu w stanie otwartym.



Rys.10. Model przepływu dla wersji zaworu dotychczas produkowanej (według rys. 8a): *a) siatka modelu drogi przepływu, b) rozkład ciśnienia na powierzchniach drogi przepływu*



Rys.11. Rozkład prędkości cieczy wzdłuż linii prądu dla modelu strugi WZZC06 - wersja nr1 według rys. 8a

Analizując kształt linii prądów dla modelu nr 1 oraz rozkład prędkości cieczy roboczej wzdłuż linii prądów (rys. 11) można wysnuć wnioski, że potencjalnymi miejscami, gdzie występują największe straty ciśnienia są:

- otwory w stożku zaworu, gdzie struga zmienia gwałtownie kierunek ruchu oraz wzrasta lokalnie jej prędkość; ponadto w strefie pomiędzy gniazdem a stożkiem (otwartego) zaworu można zaobserwować zawirowania (wniosek: należy dostosować kierunek osi otworów w stożku zaworu do kierunku przepływu oraz powiększyć ich średnice),
- gniazdo zaworu; występuje tu lokalny przyrost prędkości ze względu na przewężenie średnicy strugi (wniosek: należy powiększyć średnicę gniazda).

Uzyskane wyniki symulacji oporów przepływu dla zaworu produkowanego dotychczas (nr 1) oraz zaworu w wersjach poprawionych (nr 2, nr 3 i nr 4) przedstawiono na rysunku 12. Dla wersji nr 2 wartość oporów przepływu została zredukowana o połowę w porównaniu do wersji nr 1, a dla wersji nr 3 opory przepływu zmniejszyły się czterokrotnie. Wersja nr 4 jest nieznacznie lepsza niż wersja nr 3, jednakże ze względu na gorszą jej technologiczność konstrukcji do dalszej analizy i wykonania prototypu przyjęto rozwiązanie nr 3.





W przypadku zaworu WZZC10 uzyskano podobne rezultaty. Nowe rozwiązania konstrukcyjne zaworów WZZC06 i WZZC10 przedstawiono na rysunku 13.



Rys.13. Nowe rozwiązania konstrukcyjne zaworów zwrotnych: *a)* WZZC06, *b)* WZZC10 1 - korpus, 2 - stożek, 3 - tulejka, 4 - sprężyna

4. Poprawa parametrów rozdzielacza suwakowego WE10

Kolejnym prezentowanym zadaniem, i jednocześnie najbardziej złożonym, które zostało podjęte z wykorzystaniem analizy numerycznej, była poprawa parametrów rozdzielacza suwakowego WE10 (rys. 14). Zadanie to zostało sformułowane w nieco odmienny sposób niż te opisane w poprzednich przykładach. W tym przypadku celem poprawy były dwa parametry:

- generalna poprawa charakterystyk zakresu działania (przepływu granicznego) rozdzielacza,
- podniesienie ciśnienia roboczego do 35 MPa.



Rys.14. Rozdzielacz WE10 z przyłączem płytowym wg ISO 4401-05; 1 - korpus, 2 - suwak, 3 - elektromagnes, 4 - sprężyna, 5 - przycisk awaryjny

4.1. Poprawa charakterystyki zakresu działania rozdzielacza WE10

Pierwsze z postawionych zadań - zwiększenie zakresu działania - można osiągnąć poprzez zwiększenie siły elektromagnesu i dobór odpowiednich, nowych sprężyn powrotnych. Ten sposób jako trywialny, nie był brany pod uwagę, gdyż wymagałby zapewne podniesienia mocy zasilania cewki elektromagnesu. Drugi sposób, wymagający zaangażowania myśli technicznej i wiedzy teoretycznej, to zmniejszenie sił hydrodynamicznych działających na suwak (poszczególne odmiany suwaków) rozdzielacza WE10 [14]. Przyłącze rozdzielacza WE10 według ISO 4401-05 [13] (dawniej: CETOP05) posiada dwa kanały odpływowe: Ta i Tb (rys. 15).



Rys.15. Plan przyłącza płytowego rozdzielacza WE10 według ISO 4401-05

Użytkownik rozdzielacza ma możliwość skorzystania z nich w dowolny sposób - może podłączyć spływ do jednego z nich lub do obu jednocześnie. W zależności od sposobu podłączenia spływu, osiągane i deklarowane wartości zakresu działania mogą być różne dla danego typu suwaka. Taka właściwość przyłącza ISO 4401-05 przy podłączeniu jednego kanału spływowego (Ta lub Tb) powoduje osiąganie niższych, a co za tym idzie, konieczność deklarowania przez producentów niższych wartości zakresu przepływu dla rozdzielacza. Jak wynika z tej krótkiej analizy, zmniejszenie wartości sił hydrodynamicznych działających na suwak rozdzielacza WE10 powinno mieć tu jeszcze dodatkowe znaczenie.

Do symulacji przepływu zostało wykorzystane, podobnie jak w opisywanych wyżej przykładach, oprogramowanie CFD - ANSYS/Fluent. W tym przypadku zadanie było znacznie bardziej złożone, ponieważ należało wyznaczyć wartości sił działających na ruchomy element zaworu (suwak). Tematyka wyznaczania sił hydrodynamicznych działających na suwak rozdzielacza poruszana jest w publikacjach różnych autorów, między innymi w pracach [1, 2, 9, 11].

Przy pierwszym podejściu do tematu przyjęto, że należy skupić się na zmianach dotyczących krawędzi suwaków rozdzielacza. W tym celu przeanalizowano konstrukcję suwaków o najczęściej używanych schematach łączeń (w kodowaniu określanych literami E, G, H, J). Zaproponowano kilka różnych korekt i poddano je analizie numerycznej pod kątem działających na nie sił

hydrodynamicznych. Podobnie jak w poprzednich przypadkach konieczne było stworzenie modeli przepływu. Dla każdego suwaka, a także dla każdego jego położenia, niezbędne jest stworzenie osobnego modelu przepływu (odrębnie), a następnie siatki elementów, co jest działaniem pracochłonnym. Dla potrzeb obliczeń przepływy można modelować i liczyć odrębnie dla każdego połączenia realizowanego przez rozdzielacz, a następnie uzyskane wyniki sumować.



Rys.16. Model dróg przepływowych rozdzielacza WE10J: a) P-A, b) B-Tb

Na rysunku 16 pokazane są drogi przepływowe realizowanych połączeń rozdzielacza (P-A i B-Tb) z suwakiem "J" w jednym z jego skrajnych położeń. W modelach dróg przepływowych przy analizie numerycznej zastosowano również 5 warstw przyściennych, a ilość wygenerowanych elementów siatki zawierała się w granicach 500 000 do 1 000 000.



Rys.17. Rozkład ciśnienia na ściankach elementów rozdzielacza dla modeli dróg przepływowych rozdzielacza WE10J: *a) P-A, b) B-Tb*

W wyniku przeprowadzonych analiz uzyskano rozkład ciśnień na ściankach elementów rozdzielacza WE10J (rys. 17) oraz rozkład prędkości cieczy wzdłuż linii prądu (rys. 18). Następnie wyliczono składową wektora siły działającą na kierunku ruchu tłoczka sterującego. Podobne obliczenia wykonano dla pozostałych badanych tłoczków. Wyniki obliczeń składowej siły hydrodynamicznej działającej na suwak zostały zweryfikowane poprzez badania na specjalnym stanowisku [9].





Rys.19. Tłoczek "J" rozdzielacza WE10: *a) przed wprowadzeniem modyfikacji kształtu, b) po wprowadzonych modyfikacjach kształtu*

Przeprowadzono obliczenia sił hydrodynamicznych dla różnych typów suwaków w wersjach dotychczas produkowanych, a także w wersjach zmodyfikowanych. Wyniki obliczeń pozwoliły na wyciągnięcie wniosków, że nie można w sposób istotny poprawić parametrów rozdzielacza tylko na drodze zmian w konstrukcji suwaków. Uzyskane wyniki dawały poprawę na poziomie do 5%.

Aby potwierdzić uzyskane w drodze analiz numerycznych wyniki, wykonano prototyp wybranego suwaka "J" w wersji zmodyfikowanej (z dodatkowymi kierownicami strugi cieczy - rys. 19) i przeprowadzono badania stanowiskowe rozdzielacza WE10 z tym suwakiem. Rzeczywiście, uzyskane wyniki zakresu działania (przepływu granicznego) nie uległy istotnej poprawie. Ponadto szacowany koszt obróbki bardziej skomplikowanego, po dokonanych zmianach, kształtu suwaka uległ istotnemu wzrostowi. Przemawia to za zaniechaniem wdrażania tego rozwiązania i poszukiwaniem innych rozwiązań postawionego zadania, wskazując na podjęcie prac nad kształtem kanałów komunikacyjnych w korpusie rozdzielacza.

Prowadząc szczegółową analizę uzyskanych wyników symulacji komputerowej rozkładu ciśnienia i sił hydrodynamicznych działających na poszczególne suwaki rozdzielacza WE10, potwierdzone wyrywkowymi badaniami stanowiskowymi, opracowano koncepcję modyfikacji korpusu rozdzielacza.

Koncepcja ta została zweryfikowana pozytywnie i rozwinięta w drodze symulacji komputerowej. Ostateczna propozycja nowego rozwiązania kanałów komunikacyjnych korpusu pozwoliła na redukcję blisko o 50% sił hydrodynamicznych działających na kierunek ruchu rozpatrywanego suwaka sterującego rozdzielacza. Taki wynik zachęcił do wykonania prototypu nowego korpusu na drodze obróbki wiórowej i przeprowadzenia prób stanowiskowych badania zakresu działania rozdzielacza w wersji z suwakiem "H", dla której przeprowadzono wcześniej pełną analizę numeryczną. Wyniki badań stanowiskowych (rys. 20) potwierdziły rezultaty uzyskane na drodze symulacji komputerowej. Szczegółowe wyniki oraz przebieg analiz CFD i badań nad nowym rozwiązaniem korpusu zamieszczono w pracy autorów [9].



Rys.20. Porównanie charakterystyk zakresu działania rozdzielacza WE10H [9]: 1 - w wersji standard, 2 - w wersji ze zmodyfikowanym korpusem

4.2. Podniesienie ciśnienia roboczego do 35 MPa

Problem wytrzymałości i sztywności korpusu przy podniesieniu ciśnienia roboczego do wartości 35 MPa (dotąd - 31,5 MPa) został przeanalizowany po rozwiązaniu pierwszego zadania, z uwagi na możliwość wprowadzenia ewentualnych wymaganych zmian w kanałach korpusu rozdzielacza. Dodatkowo zostały uwzględnione inne modyfikacje mające głównie na celu redukcję masy odlewu, co ze względów przede wszystkim ekonomicznych jest istotne.

Do analiz wytrzymałościowych zastosowano oprogramowanie ABACUS.

Przeprowadzono obliczenia wytrzymałości korpusu dla obciążeń nominalnych 35 MPa przy założeniu współczynnika bezpieczeństwa k = 1,5. Wyniki obliczeń dla przyjętego materiału odlewu dają wynik pozytywny (rys. 21a).



Rys.21. Analiza wytrzymałościowa korpusu rozdzielaczaWE10 (przekrój wzdłużny, model zdeformowany): *a) naprężenia HMH, b) odkształcenia*

Przeprowadzono również obliczenia odkształceń korpusu (rys. 21b), a w szczególności wzajemnych przemieszczeń w strefie współpracy z suwakiem rozdzielacza, z uwagi na mikronowe wielkości luzu pomiędzy tymi elementami. Wyniki analizy są również pozytywne i pozwalają na podniesienie dopuszczalnej wartości ciśnienia roboczego do 35 MPa.

5. Podsumowanie

Przedstawione w monografii przykłady wykorzystania nowoczesnych technik komputerowych (w postaci oprogramowania typu CFD oraz MES, a także

CAD) do projektowania aparatury hydraulicznej dowiodły ich wielkiej przydatności i wykazały wiele ich zalet.

Zastosowanie oprogramowania CFD i MES pozwala na:

- ocenę różnych rozwiązań konstrukcyjnych i optymalizacji konstrukcji [3],
- znaczne skrócenie czasu wdrażania projektów,
- oszczędności na kosztach prototypów,
- projektowanie założonych charakterystyk wyrobów (tematyka poruszana w pracy [6]),
- identyfikację zagadnień przepływu w poszczególnych wyrobach oraz w zespołach zaworów (przykłady tego typu analizy przedstawiono w pracach [4 i 8]).

Narzędzia, o których była mowa w pracy, są ciągle doskonalone i w związku z tym wzrasta ich skuteczność i możliwość coraz lepszego modelowania elementów i zjawisk. Należy w tym miejscu dodać, że efektywne posługiwanie się nimi wymaga posiadania odpowiedniego doświadczenia i wysokich kwalifikacji użytkownika. Wymagają też one użycia bardzo dobrego sprzętu komputerowego. Jednak podstawową barierą dla powszechnego stosowania tego typu oprogramowania jest niestety wysoki koszt zakupu ich licencji.

Najlepsze efekty techniczne i ekonomiczne wykorzystywania oprogramowania MES i CFD w projektowaniu aparatury hydraulicznej można osiągnąć przy tematach wymagających zastosowania technik odlewniczych do wytwarzania korpusów zaworów. Pozwala to oczekiwać wysokiego poziomu pewności, że poniesione znaczne nakłady finansowe na uruchomienie produkcji odlewu przyniosą spodziewane efekty techniczno-ekonomiczne.

Literatura

- 1. Amirante R., Moscatelli P.G., Catalano L.A.: Evaluation of the flow forces on a direct (single stage). Energy Conversion and Management 48 (2007) 942–953.
- 2. Amirante R., Del Vescovo G., Lippolis A.: Evaluation of the flow forces on an open centre directional control valve by means of a computational fluid dynamic analysis. Energy Conversion and Management 47 (2006) 1748–1760.
- Domagała M., Lisowski E.: Optimization hydraulic components using fluidsolid interaction simulation, Proceedings of 4th FPNI-PhD Symposium., 151-159, Florida- Sarassota 2006.
- 4. Domagała M.: CFD Analysis of a flow control valve. Proceedings of 5th FPNI-PhD Symposium, 445-450, Cracow 2008.

- Launder B. E., Spalding D. B.: The Numerical Computation of Turbulent Flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3 (1974) 269–289.
- 6. Lisowski E., Domagała M.: Determination of static characteristic of direct acting relief valve. Proceedings of the 1st international conference on computational methods in fluid power technology, 211-220, Melbourne 2003.
- Lisowski E., Rajda J.: CFD analysis of pressure loss during flow by hydraulic directional control valve constructed from logic valves. Energy Conversion and Management 65 (2013) 285–291.
- 8. Lisowski E., Rajda J.: Modelowanie przepływu przez zespół zaworów. Materiały z międzynarodowej konferencji naukowo-technicznej Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2012, 20-27, Wrocław 2012.
- 9. Lisowski E., Czyżycki W., Rajda J.: Three dimensional CFD analysis and experimental test of flow force acting on the spool of solenoid operated directional control valve. Energy Conversion and Management 70 (2013) 220–229.
- 10. Del Vescovo G., Lippolis A.: Three-dimensional analysis of flow forces on directional control valves. Int. J. Fluid Power 2003; 4(2).
- 11. Standard ISO 6403:1988 Hydraulic fluid power Valves controlling flow and pressure Test methods.
- 12. Standard ISO 4401:2005 Hydraulic fluid power Four-port directional control valves Mounting surfaces.
- 13. Catalogue Ponar Wadowice: Directional spool valve type WE10 electrically operated. WK 499 495, 04.2012.
- 14. ANSYS/Fluent Inc. 13.0 users guide, 2011.

A new contribution on the ranking of stainless steels by their cavitation erosion resistance

Ilare Bordeasu, Adrian Karabenciov, Sebastian Titus Duma - Politehnica University of Timisoara

1. Introduction

Although cavitation and its effects are vastly studied for obtaining indestructible materials to the cavitation, researchers still put a lot of effort in finding the solution to this problem [1, 5, 8]. All the studies conducted thus far (concerning the elaboration technology of half-finished products, classic and unconventional heat treatments, obtaining various chemical compositions, etc.) led to the decrease of the destructive, or the increase of the lifespan of parts in different hydrodynamic cavitation conditions. For the stainless steels used in the manufacturing of blades and rotors for hydraulic machines (especially turbines and pumps), the solutions for obtaining increased cavitation erosion resistance must take into account their weldability, which is necessary for the repairs on the damaged areas. Still, researchers continue to present a series of diagrams and formulas [5, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13] which enable the prediction of the cavitation erosion behavior and resistance generated mainly in systems with high cavitation erosion destruction, like vibratory apparatuses. The latest trends (Sakai Shima, Frank, a.o.) aim towards the correlation of the 1/MDER parameter (the revers of the mean depth of erosion, which basically expresses the cavitation erosion resistance) with the most important mechanical properties (Brinell hardness HB, tensile strength TS, yield Strength YS) specific to different structures of stainless steel (austenite, martensite, ferrite). Since microstructural constitution is determined by the chemical composition (see Schäffler diagram) we judge as necessary the creation of relations between the reference parameter 1/MDER, the mechanical properties and chemical elements, which best shows the nature of the structural constituents. The version presented in the paper uses the amounts of equivalent chromium (Cr_e) and nickel (Ni_e) which are used for the determination of steels' structure on the Schäffler diagram.

2. Studied materials. Research equipment and method used

The materials used in the paper belong to the stainless steels used in the manufacturing of blades and rotors for hydraulic pumps and turbines. Before the sampling of specimens for cavitation resistance research, the cast blanks were subjected to heat treatments for the annealing for homogenization followed by a return at high temperature [1, 5, 10].

		1 able				
Nr	Steel	Approximate carbon content [%]	Cr _e [%]	Ni _e [%]	Structure	
1	Ni05Cr12C01		14.26	4.81	75% M+25%F	
2	Ni2Cr12C01	0.1	14.62	6.23	90% M+10%F	
3	Ni6Cr12C01	0.1	14.9	10.14	40% M+60%A	
4	Ni10Cr12C01		14.66	14.74	100%A	
5	Ni2Cr12C0036		13.27	3.15	55% M+45%F	
6	Ni4Cr12C0036	0.26	13.1	5.25	86% M+14%F	
7	Ni6Cr12C0036	0.30	13.16	6.69	100% M	
8	Ni8Cr12C0036		13.54	9.16	90% M+10%A	
9	Ni10Cr6C01	0.1	11,924	15,173	32%M+68%F	
10	Ni10Cr10C01		14,919	14,854	100%A	
11	Ni10Cr18C01		22,414	14,138	98%A+2%F	
12	Ni10Cr24C01		30,362	15,101	81%A+19%F	
13	Ni10Cr13C0036		13,209	11,454	55%M+45%F	
14	Ni10Cr14C0036	0.026	15,022	11,4935	30%M+70%F	
15	Ni10Cr16C0036	0.036	17,824	11,515	100%A	
16	Ni10Cr18C0036		19,610	11,508	93%A+7%F	
17	OH12NDL	0.1	13.2	4.45	88%M+12%F	
18	X20Cr13	0.15	14,05	5,4	90%M+10%F	
19	III-RNR stainless steel	0.12	16.1	6.1	84%M+16%F	
20	X10CrNi18/4PH	0.1	20,23	8,125	74%A+5%M+21%F	

The structure of the steels according to the Schäffler diagram, using the Cr_e si Ni_e equivalents

The structure of the studied steels, which was determined on the Schäffler diagram using the equivalent quantities of Cr and Ni, is shown in Table 1.

The mechanical properties were measured in specialized laboratories (resistance and material science laboratories [1, 13]).

For simplicity, the naming of the first 16 steels showed in Table 1, and used in the paper, is comprised of:

- approximate nickel percentage,
- approximate chromium percentage,
- approximate carbon percentage.

The names of the last four steels are the same ones used in our Cavitation Laboratory for various contracts and papers [1, 3, 4].

All the 20 steels taken for analysis were subjected to cavitation erosion in the T1 vibratory apparatus with nickel tube, found in the Hydraulic Machines Laboratory in Timisoara [1, 10, 11]. The functioning parameters of the apparatus (double vibration amplitude = 94 μ m, vibration frequency = 7 kHz, power of ultrasound electronic generator = 500 W, specimen diameter =14 mm), were maintained at constant values during the entire duration of the cavitation tests (165 minutes). Tap water was used as the cavitation liquid environment on the basis that its composition is close to that of the streams and the Danube river, which flow in the territory of Romania. The water's temperature was maintained at 21 ±1°C.

3. The influence of the Cr_e/Ni_e ration on the cavitation resistance

The parameter which best describes a material's cavitation erosion resistance, according to the ASTM G32-2010 standards, is the reversed mean depth of erosion 1/MDER.



Fig.1. The influence of structural constitution and chemical composition, expressed by the Cr_e/Ni_e ratio, on cavitation resistance

The Schäffler diagram [1, 10, 11] shows that the structure of a stainless steel (martensite, austenite, ferrite or a combination of the three) depends on the

degree of alignment in alphagenous elements, or the percentage of chromium (Cr_e) and nickel (Ni_e) equivalents respectively. Since the cavitation resistance, and the value of the reference element 1/MDER respectively, depend on the structural constitution of the steel, the diagram in figure 1 show the curve that suggests the influence trend of the Cr_e/Ni_e ratio for the 20 studied steels. At the same time, the use of this ratio (Cr_e/Ni_e) also highlights the influence of the main and secondary chemical elements on the cavitation resistance.

The names (notations) in figure 1 are intended for the identification of the steels and are in accordance with the names in Table 1.

The diagram in figure 1 suggests a decrease of the cavitation resistance along with the increase of the Cr_e/Ni_e ratio. We estimate this trend as normal, since the increase of the Cr_e/Ni_e ratio value can be obtained by two means:

- 1. by increasing the Cr_e content, given a constant nickel content, in which case the ferrite content (the component with the lowest cavitation resistance) present in the steels structure increases,
 - or:
- 2. by lowering the Ni_e content with a constant chromium content, in which case they obtained structure is composed of martensite and ferrite or just ferrite (see the Schäffler diagram, figure 3.3), so a structure that also contains the component with the lowest cavitation resistance (ferrite).

4. The influence of the mechanical properties on cavitation resistance

The most extensive studies conducted on various materials regarding the influence of mechanical properties on cavitation resistance were conducted by Hammitt and Garcia [6, 7] and Hobbs [9] using various liquids. These studies are materialized through formulas which correlate the 1/MDER parameter with one or more mechanical properties (hardness, final resilience, tensile strength, etc.) the most appreciated being the one with the Brinell hardness. All the formulas established by Hmmitt and Garcia show that cavitation resistance can be estimated, to some degree, depending on the used test apparatus, but especially depending on the type and nature of the material. Starting from these premises, the figures below show the diagrams which highlight the influence on cavitation resistance, expressed by the 1/MDER parameter, of the main mechanical properties of the 20 stainless steels.

These diagrams also show the formulas for the approximation curves.

As for the diagram in figure 1, the numbers (notations) are intended for the identification of the steels, in concordance with the numbers in table 1.



Fig.2. The variation of cavitation resistance with steel hardness



Fig.3. The variation of cavitation resistance with tensile strength



Fig.4. The variation of cavitation resistance with final resilience



Fig.5. The variation of cavitation resistance with final resilience and Brinell hardness



Fig.6. The variation of cavitation resistance with yield tensile

Table 1 summarizes the formulas for the approximation curves in figures 2 to 6, in order to shortly analyze the effect of the scale and shape parameters in relation to the values obtained by Garcia [6] and Hammitt [7].

		6 1				•			
Anoli	typol	tormulac	A t	tho	onn	rovi	motio	n eu	PULOC
Апап	ινιαι	TOTINUIAS	UI.	LIIC	avv	IUAI	шано	n cu	1 8 63

_			-	
т.	հ	1.	<u> </u>	
12) [(• /.	

Figure	Analytical formula	Coefficient C	Coefficient D	Remarks
2	$1/\text{MDER} = C \cdot HB^D$	0,0008	1,8	
3	$1/\text{MDER} = C \cdot R_m^D$	0,00014	1,75	
4	$1/\text{MDER} = C \cdot UR^D$	23	0,35	$UR = R^2_m/2E$
5	$\frac{1/\text{MDER}}{C \cdot (UR \cdot HB)^D}$	0,7	0,57	
6	$1/\text{MDER} = C \cdot R_{p0.2}^{D}$	0,0002	1,8	

The analysis of the data from table 4.4, regarding the shape of the analytical formulas and the values of the coefficients for the correlation of the main mechanical properties HB, R_m , $R_{p0,2}$, shows that:

- the values for parameter D are the same or very close to the values established by Hammitt [7] and Garcia [6]. This difference shows that the formulas determined through this study can be used in order to increase the generalization degree of the formulas proposed by the two researchers.

Also, it can be seen that the shape parameter D used for the correlation with the Brinell hardness, figure 2, is identical to the one established by Hammitt [7, 8] and Garcia [6], thus confirming the validity of the formulas established by them;

- the correlations with the tensile strength R_m and the yield limit $R_{p0.2}$, through similarly shaped formulas to the ones established by Hammitt-Garcia for hardness, present the possibility of estimating the resistance of stainless steels related to these characteristics too.

At the same time, we asses that through the formulas of the approximation curves shown in figures 2 to 6 it is shown that hardness, yield limit and tensile strength can be included in a formula which shows the behavior trend of the material to cavitation erosion.

By using the ranking methods of stainless steels studied in the Cavitation Laboratory in Timisoara, the diagrams in figures 7 and 8 correlate the cavitation resistance, expressed by the 1/MDER parameter, with the mechanical properties expressed by groups, namely the Φ parameter, and the Φ_1 dimensionless parameter. The Φ_1 parameter was obtained by using the mechanical properties of the OH12NDL stainless steel (indexed with "*e*") [1], the reference stainless steel in the Cavitation laboratory.

The curves marked **I**, **II** and **III** are drawn by using the models established by Sakai-Shima [12] and Bordeasu [1], [2], but extended by using the principles established by Bordeasu and his collaborators [4] by defining four ranking ranges (super resistance, excellent resistance, very good resistance, good resistance) which have upper limits defined by the values of the 1/MDER parameter.

Curve IV *"continuous line"* represents the lower limit of the studied steels because, according to our studies, values of the Φ and Φ_1 parameters defined by this curve, are native to the unalloyed or low alloy steels [1], and the *"intermittent line"* curve is for showing that any increase of the Φ Şi Φ_1 parameters can only take place through different treatments (thermal, thermochemical, mechanical, unconventional, etc.) which lead to increased mechanical characteristics.

Also, concerning the mechanical properties, the lower limitation of the ranges is done considering the following:

- 1. stainless steels generally have superior mechanical properties to low alloy steels or unalloyed steels, without superficial or structural hardening treatments;
- 2. the choice of stainless steels for parts working in cavitation conditions is mainly done based on mechanical properties, without taking into account at first the eventual use of treatments that increase these properties;

3. lately, in order to increase the cavitation resistance, the steels used in the manufacturing of ship propellers, blades and rotors for hydraulic machines suffer superficial and structural hardening treatments which increase the mechanical properties, especially tensile strength and hardness.



Fig.7. The influence of mechanical properties on cavitation resistance



Fig.8. The influence of mechanical properties on cavitation resistance

The formulas for the curves in figures 7 and 8, which express the upper limits of the cavitation resistance ranges, are:

- for the correlation with the Φ parameter

for curve I

$$1/MDER = 0.022 (1 - e^{-0.031 \cdot \Phi}) + 0.022 \cdot 0.031 \cdot \Phi e^{-0.031 \cdot \Phi}$$
(1)

for curve II

$$1/MDER = 0.062 \cdot (1 - e^{-0.021 \cdot \Phi}) + 0.062 \cdot 0.021 \cdot \Phi \cdot e^{-0.021 \cdot \Phi}$$
(2)

for curve III

$$1/MDER = 0.31 \cdot 0.006 (1 - e^{-0.006 \cdot \Phi}) + 0.31 \cdot 0.006 \Phi \cdot e^{-0.006 \cdot \Phi}$$
(3)

- for the correlation with the ${\cal P}_l$ parameter
 - for curve II

$$1/MDER = 0.022 (1 - e^{-1.2 \cdot \Phi_1}) + 0.022 \cdot 1.2 \cdot \Phi_1 \cdot e^{-1.2 \cdot \Phi_1}$$
(4)

for curve II

$$1/MDER = 0.006 \cdot (1 - e^{-0.09 \cdot \Phi_1}) + 0.006 \cdot 0.09 \cdot \Phi_1 \cdot e^{-0.09 \cdot \Phi_1}$$
(5)

- for curve III

$$1/MDER = 0.31 \cdot (1 - e^{-0.2 \cdot \Phi_1}) + 0.31 \cdot 0.2 \cdot \Phi_1 \cdot e^{-0.2 \cdot \Phi_1}$$
(6)

It can be seen that these formulas, due to the ranking in the 4 ranges of resistance and the use of the 1/MDER parameter in ore/ μ m, have an additional exponential element compared to those established by Sakai-Shima [12] and Bordeasu [1, 2], and the scale and shape parameters have completely different values (492 and 1,887 – the Sakai-Shima model, 445 and 2,163 – the model Bordeaşu respectively).

The interesting part of this limitation is the fact that the intersection points between the curve for the delimitation of the properties (**curve IV**) and the curves for the delimitation of the resistance ranges (from good resistance to super resistance) lead to values of the 1/MDER parameter, table 3, which approximately respect the criterion of the doubling interval established by Jurchela, in his thesis [10], regarding the normalized resistance to cavitation parameter R_{ns} (another parameter used by researchers and recommended by the ASTM standards [14]).

	Class					
Correlation	Super resistantexcellentvery good		very good	good		
parameter	The1/MDER parameter					
		[hours/	/μm]			
${\Phi}$	>0,078	0,038-0,078	0,016-0,038	<0,016		
$arPhi_1$	>0,08	0,039-0,08	0,016-0,039	<0,016		

The limits of the cavitation erosion resistance ranges

Table 3

Curve V from figures 7 and 8 through which the experimental results are approximated, suggests that by increasing the values of Φ and Φ_1 , and the

mechanical properties respectively, the cavitation resistance will rise. This observation justifies the efforts of researchers for finding treatment technologies through which the blades and rotors of hydraulic machines will gain extended life spans under unavoidable cavitation loads.

The overlapping of ranges, for high values of the Φ or Φ_1 parameters, by this upper limiting mode, as can be seen in figures 7 and 8, shows that, similar to reality, in the case of some steels that gain properties through various means, these steels can be labeled as being with good or very good cavitation resistance, of with very good or excellent cavitation resistance respectively. Therefore the delimitation by reliable values is impossible for a process as complex as cavitation is.

5. The correlation of the 1/MDER parameter with the mechanical properties and the Cr_e/Ni_e ratio

Starting from the diagrams in figures 7 and 8 and using the formulas from Sakai-Shima [12], improved by Bordeasu [1, 2], the diagrams in figures 9 and 10 were created, and we consider them as a generalization for stainless steels, because through the Ψ parameter, and the Ψ_1 parameter respectively (using the OH12NDL stainless steel as reference material) we introduce the influence of chemical constitution too, through the Cr_e/Ni_e ratio which, according to the Schäffler diagram [1, 10, 11] determines the nature of the microstructural constituents.

The equations of the curves in figures 9 and 10 are:

- the correlation with the *y* parameter
 - for curve I

$$1/MDER = 0.024 \cdot (1 - e^{-0.031 \cdot \psi}) + 0.024 \cdot 0.031 \cdot \psi \cdot e^{-0.031 \cdot \psi}$$
(7)

- for curve II

$$1/MDER = 0.06 \cdot (1 - e^{-0.016 \cdot \psi}) + 0.06 \cdot 0.016 \cdot \psi \cdot e^{-0.016 \cdot \psi}$$
(8)

– for curve III

$$1/MDER = 0,22 \cdot (1 - e^{-0,01 \cdot \psi}) + 0,22 \cdot 0,1 \cdot \psi \cdot e^{-0,1 \cdot \psi}$$
(9)

- the correlation with the ψ_1 parameter

$$1/MDER = 0.024 \cdot (1 - e^{-1.8 \cdot \psi I}) + 0.024 \cdot 1.8 \cdot \psi_I \cdot e^{-1.8 \cdot \psi I}$$
(10)

- for curve II $1/MDER = 0.06 \cdot (1 - e^{-1.9 \cdot \psi l}) + 0.06 \cdot 1.9 \cdot \psi_l \cdot e^{-1.9 \cdot \psi l}$ (11) - for curve III

$$1/MDER = 0.18 \cdot (1 - e^{-0.9 \cdot \psi 1}) + 0.18 \cdot 0.9 \cdot \psi_1 \cdot e^{-0.9 \cdot \psi 1}$$
(12)



Fig.9. The influence of mechanical properties and chemical constituents on cavitation resistance



Fig.10. The influence of mechanical properties and chemical constituents on cavitation resistance

It can be observed that, although these formulas are similar in form to the ones determined earlier, by including the Cr_e/Ni_e ratio, the scale and shape parameter have completely different values. This aspect demonstrates the complexity of the cavitation process and the difficulty of establishing a generally valid model, because of the many factors which determine the cavitation resistance [5, 7, 8, 13].

These diagrams too show that for the intersection points between the curves limiting the resistance ranges and the curve of the mechanical properties correlated with the Cr_e/Ni_e ratio, in the lover region (left), the doubling of the range existence limit of a cavitation resistance class is approximately respected, starting from minimum to maximum, table 4. This phenomenon takes place regardless of the parameter we use for the correlation of the mechanical

Table 4

properties and structure, either the ψ parameter or the ψ_1 dimensionless parameter, according to the Bordeasu and Sakai-Shima methods.

The limits of the cavitation erosion ranges

	Class						
Correlation	Super resistant excelent very good good						
parameter	Cavitation resistance parameter1/MDER [hours/µm]						
Ψ	>0,077	0,038-0,77	0,017-0,038	<0,017			
ψ_{I}	>0,077	0,038-0,07	0,017-0,039	<0,017			

From the delimitation of the various resistances through the three curves, the following can be concluded:

- 1. The existence of the ranges from good to super resistant is justified, because obtaining high properties requires the use of adequate treatments and new technologies, which should lead to chemical constitutions necessary in order to obtain structural components with increased cavitation resistance.
- 2. The limitation to the left is necessary in order to differentiate the steels with low mechanical properties which are not part of the stainless steels range (unalloyed and low alloyed steels, monophasic metals, etc.).
- 3. The limitation to the right of the resistance range is given on the reason that the mechanical properties and the structure can be changed through various heat, thermo chemical, mechanical or unconventional treatments which can lead to a significant increase of the cavitation erosion resistance.
- 4. These diagrams allow the anticipation of a steel's cavitation erosion resistance if the mechanical properties and the chemical composition are known.

Unlike figures 7 and 8, in figures 9 and 10 the V curve, which approximates the experimental results, suggests that an increase of ψ or ψ_1 leads to a decrease of the cavitation resistance. We consider that this phenomenon takes place due to an increase of the ferrite range (the structural component with the lowest cavitation resistance) through the increase of the Cr_e/Ni_e ratio.

The diagrams in figures 9 and 10 also confirm the overlapping in the high ranges of the ψ and ψ_1 parameters, a fact recorded in the ranking by the Φ and Φ_1 parameters, namely that it is possible to conceive steels with combinations of the structure or the mechanical properties that allow them to be considered with having a good or very good cavitation resistance, or a very good or excellent cavitation resistance.

6. Conclusions

- 1. A model has been created for the anticipation of cavitation resistance for stainless steels, representing a generalization of the formulas provided by Sakai-Shima and Bordeaşu, thus allowing the ranking of stainless steels studied in the Cavitation laboratory of the Politehnica University in Timisoara in four resistance classes (good, very good, excellent and super resistant) and limits these ranges with the Φ , Φ_1 , ψ or ψ_1 parameter respectively.
- 2. For the anticipation of the cavitation behavior of stainless steels intended for the manufacturing of hydromechanics equipment, the diagrams in figure s 7 to 10 can be used, by calculating the Φ_I , ψ or ψ_I parameter respectively.
- 3. In order to expand the usability range of the formulas and diagrams presented in this paper it is necessary to increase the database of stainless steels studied in vibratory apparatuses with different working parameters also.
- 4. The presented method confirms the necessity of including in the standards of provisions related to the cavitation erosion resistance of stainless steels used for the casting of blades and rotors of hydraulic machines, as well as for ship propellers. This necessity is imposed by the fact that the ranking of materials by the cavitation erosion resistance (1/MDER) depends on different criteria compared to the standard material ranking (especially for steels) by quality ranges.
- 5. The method needs to be verified by extending it to other vibratory apparatuses with working parameters that differ from the ones of the T1 magnetostrictive vibratory apparatus with nickel tube, but also to other steel categories as well as to superficially and structurally hardened stainless steels.

Bibliography

- 1. Bordeașu I.: Eroziunea cavitațională a materialelor, Editura Politehnica, Timișoara, 2006.
- 2. Bordeaşu, I., Anton, M.I.: Correlation Between Cavitation Rate with Both Parameters of the 6. Vibratory Apparatus and the Phisico-mechanical Properties of the Material, Third International Symposium on Cavitation, Grenoble, 7-10 April, France, 1998, p. 199-202.
- 3. Bordeașu I., Popoviciu M., Karabenciov A., Jurchela A.D., Chirita C.: New contributions in the correlation of Mechanical properties with the cavitation Resistance of stainless steels, Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Tomul LVIII (LXII), Fasc. 1, pp. 34-41, 2012.
- 4. Bordeașu I., Mitelea I., Popoviciu M.O., Chirita C.: Method for classifying stainless steels upon cavitation resistance, Considerations regarding the

behavior of some austenitic stainless steels to cavitation erosion, METAL 2012, 21th International Conference on Metallurgy and Materials, May 18-20, 2011, Brno, Czech Republic, pp.626.

- 5. Frank J.P., Michel J.M.: Fundamentals of cavitation. Kluwer Academic Publishers-Dordrecht/Boston/London. 2004.
- 6. Garcia R.: Comprehensive Cavitation damage Data for Water and Various Liquid Metals Including Correlation with Material and Fluid Properties, Technical Raport Nr. 6, The University of Michigan, 1966.
- 7. Hammitt F.G., Bhatt N.R.: Cavitation Damage resistance of Hardened Steels, Univ. Michigan, 1970, p. 1-36.
- 8. Hammitt, F.G.: Cavitation and Multiphase Flow Phenomena. McGraw Hill International Book Company, 1980.
- 9. Hobbs J.M.: Experience with a 20 KC Cavitations erosion test, Erosion by Cavitations or Impingement, ASTM STP 408, Atlantic City, 1960.
- 10. Jurchela A.D.: Cercetări asupra eroziunii produse prin cavitație vibratorie la oțelurile inoxidabile cu conținut constant în crom și variabil în nichel, Teza de doctorat, Timisoara, 2012.
- 11. Karabenciov A.: Cercetări asupra eroziunii produse prin cavitație vibratorie la oțelurile inoxidabile cu conținut constant în nichel și variabil în crom, Teza de doctorat, Timisoara, 2013.
- 12. Sakai I., Shima A.: On a New Representative Equation for Cavitation Damage Resistance of materials, Report No. 385, Tokyo. 1987.
- 13. Steller J.K.: International cavitation erosion test test facilities and experimental results, 2 emes Journees Cavitation, Paris, March, 1992.
- 14. ***Standard method of vibratory cavitation erosion test, ASTM, Standard G32-2010.

Guidance systems used to increase the overall efficiency of conversion of solar energy into electricity

Catalin Dumitrescu, Corneliu Cristescu, Ionel Nita, Liliana Dumitrescu, Niculae Ionița – Hydraulics&Pneumatics Research Institute INOE 2000-IHP, Radu Onofrei – SC GAMA TOOLS SRL

1. Introduction

Using the potential of renewable energy sources (RES) in Romania is one of the priorities in the medium and long term strategies; the goal for 2010 was to achieve 33% of total electrical energy consumption, 35% in 2015 and 40% in year 2020. Gross inland energy consumption, 24%, will be provided from renewable sources in 2020. [1]. This percentage will be provided from hydro, solar, wind, biomass, etc.

Romania is located in the sunlight European 'B' zone, having a very high solar potential, more than half the country benefits from an annual average energy flux of 1275 kWh/m²/year [8]. For this reason, the development of technologies and equipment for use sunlight to produce electricity, especially through PV technology, is a big opportunity for our country.

Poland also has a significant potential for use of solar energy to produce electricity, most of the country having the solar irradiation between 1000 and 1160 kWh/m² [8].



Fig.1. Romania solar map



Fig.2. Poland solar map

In this context enter the interests of our institute, INOE 2000-IHP Bucharest, which developed in last years a new direction of research, for renewable energies. One specific subsets of the generators using mobile photovoltaic panels are the actuators and systems/automatic guidance devices (mono-axial or bi-axial), which adjust the position of the panel following the apparent movement of the sun in the daytime.

2. Guidance systems for PV panels

If the user wants to increase efficiency, solar trackers drive is realized with electrical, hydraulic or pneumatic systems on one or two axes.

Hydraulic and pneumatic solutions are required where necessary forces and moments are superior to these pure electric; the pneumatic solutions are suitable for low forces, because of specific advantages [2]:

- making large work forces and moments, with values between electrical and hydraulic systems,
- accessibility at no cost for the working fluid (air in the atmosphere),
- functional safety (no risk of fire, explosion, air motors do not produce heat, can withstand overloads without damage).

If large forces and moments are required, hydraulics remains the only feasible solution. Below are presented two solutions hydraulic operated trackers, 2-axis, one based on classic hydraulic solution (MV Power Systems) [7] and one which use the thermal expansion solution (Eco-Kinetics) [6].



Fig.3. MV Power Systems tracker



Fig.4. Eco - Kinetics tracker

The thermal hydraulic ECO-KINETICS TRACKER is a modern system, developed by SOLAR TRACKING. The operating mechanism uses thermal expansion of a liquid as the motive force and can provide several hundred kgf when operated at the safe working limit of the seals.

In terms of automation of the positioning systems, they are non-automatic or automatic. An example of an automatic system is shown in the following figure (figure 5), the linear displacement version; for angular displacement, the linear motor (hydraulic or pneumatic cylinder) is replaced by a rotary motor [4, 5].


Fig.5. Linear automatic positioning system

Taking into account the current state of the art, and also the achievements in the last years in the Institute, we have developed two types of actuators, electro-pneumatic and electro-mechanic, for a tracker designed for PV panels.

3. Presentation of the proposed solution

3.1. The guidance system proposed for the pneumatic tracker

The guidance system will have two main movements automatically controlled following the axes Oz and Ox - according to figure 6 and also two (optional) movements for seasonal adjustment, a rotational one following Oyaxis and a translational one following Oz–axis, not illustrated.



Fig.6. Two-axes positioning principle

3.2. The model of pneumatic tracker proposed (without automation)

- a) Pneumatic diagram proposed. This system was designed within the institute INOE 2000-IHP, with classical and proportional pneumatic elements, which currently are found in the catalogs of the most famous manufacturers of pneumatic components – SMC, in this case [4]. The scheme comprises three functional subassemblies located within the automation system in this manner (Figure 7):
 - pneumatic generator group (1.0),

- command group (2.0),
- tracker drive group, mounted on the PV panel (3.0).



Fig.7. Tracker pneumatic scheme - original INOE 2000-IHP achievement

The structure of these pneumatic subassemblies is the following:

- The pneumatic group includes: a portable compressor with maximum air flow 40 l/ min, maximum pressure 16 bar (1); an isolation tap valve 3/8 (2); a standard group for preparation air filter-regulator-lubricator (FRU) containing a 3/8 filter of minimum 80 l/min, filtration fineness 25µm with clogging indicator (3), a manual pneumatic regulator size 3/8 (4), a manual 3/8 lubricator macro-fog type (5) (optional); a buffer air tank of 20 1 stainless steel, to eliminate the pressure pulsation (6); an electric tap valve 24 Vdc size 3/8 to close the air when the panels are on standby (during the night) (7); an electric regulator to limit the working pressure of proportional distributors (maximum 6 bar) (8); two pressure filters of 5 µm, to protect proportional devices and servomotors M1 and M2 (10.1 and 10.2).
- The commands group includes: two modular, proportional 5/3 distributors actuated at 24 Vdc, electric adjustment range between 5-20 mA (11.1 and 11.2) there has been chosen having the scheme with closed centers to protect the guidance system against the disturbing effect of the wind; four silencers to limit sonic pollution from the facility to maximum 45 dB, during the period of switching the distributors (12.1...12.4).

Drive group of guidance system (of the operation elements) includes two pneumatic actuators (servo-motors) with vanes, to perform movement of panels in the range 0-90⁰, equipped with position sensors, MR1 (14) and MR2(15); a pneumatic cylinder dedicated to the application for lifting the panels vertically (elevation) (13).

Technical datasheet of the proposed pneumatic tracker is shown in Table 1.

Pneumatic tracker features

Table 1

	Table 1
Tracker type	Biaxial
Tracker drive	Electro-pneumatic
Tracker guidance system	Pseudo-equatorial or azimuthal
Traker operation elements	(Servo) pneumatic motors
Support elevation (manually adjustable)	200 mm
Maximum azimuthal rotation of the tracker	180° (sundial clock 3.6° set)
Maximum zenithal rotation of the tracker	90° (sundial clock 3.6° set)
Traker automation	Pneumatic or electronic

3.3. Automation diagram proposed for the photovoltaic panel

3.3.1. Structure of the automation block diagram of PV panel – is presented in figure 8.



Fig.8. Automation diagram

3.3.2. Description of operation principle of the automation system of the PV panel

- a) The solar concentrator bicellular type takes over the photonic radiation of sunbeams and emits the positioning signal of the panel, as it follows:
 - when both cells of the concentrator are equally illuminated (sunbeams fall perpendicularly to the concentrator), it results that PV panel is properly oriented, and electronic system signs to confirm this,
 - when cells are illuminated unevenly (sunbeams don't fall perpendicularly to the concentrator), its electronic system will generate the command for panel rotation on Oz or Ox axis (depending on the readings of the solar electronic clock within the automation system) until both cells of the concentrator are equally illuminated again.

In both cases, the signals emitted by the electronic parts of the concentrator address the working commands for both proportional distributors and rotation actuators.

- b) The photovoltaic converter Takes over and turn the photovoltaic signals of the concentrator into direct current sending it to the storage batteries.
- c) The storage batteries store the new energy and delivers it to the system to be used as a source of electrical controls of 24 Vdc for the tracker, or to be transformed into current.
- d) Through the distribution group the electricity generated is sent in two directions: 1) for use in the internal network of the panels and 2) to be delivered within the network.

When it is delivered for internal use, some of the solar energy converted into alternating current serves to drive the compressed air generator by which the pneumatic tracker is driven. In the case of driving hydraulic or pneumatic trackers, the entire automation system is recommended to be connected to the public network, because it is possible that the energy used to drive the proportional devices not to meet fully the frequency requirements imposed, in which case it switches over to the public network.

3.4. The automation diagram proposed for the guidance system of the PV panel (the pneumatic tracker) – is presented in figure 9.

It is an original design of the specialists from our institute, Pneumatics department, starting from the tracker pneumatic diagram shown in Figure 7.



Fig.9. The automation diagram for the pneumatic tracker

3.4.1. Description of the structure of the proposed automation diagram

The automation diagram of the tracker consists of the following functional blocks, according to Figure 10.

- The system for signal processing and amplification (PID type).
- The electronic unit for control-adjustment of proportional distributors D1 and D2 (controller). Transducers of the block are represented by the (linear) position sensors that the distributors used in the diagram are equipped with.
- The system for conversion and amplification of signals for the actuators MR1 and MR2.
- The electronic block for control-adjustment of rotary actuators; transducers
 of the block are represented by the (angular) position sensors that the rotary
 actuators used in the diagram are equipped with.

3.4.2. Description of the operation of the tracker automation diagram

a) Input signals used in the tracker automation system

They come from two sources: electrical signals transmitted by the automation system of the panel, and pressure-flow signals within the pneumatic drive system.

In the latter case these signals generate - in the solution proposed by us -the torques, respectively the angular velocities at which the panels are rotated by means of pneumatic actuators. In general, as in our case, these signals have constant size (the size of rotation torques and the rotation

speed are the same, regardless of the panel position and the tasks that require them), reason why the pneumatic input signals we are talking about are binary type (all or nothing).

b) Functioning of the system for processing and amplification of signals

Signals taken from the automation system of the panel are converted and amplified to be used in driving the proportional electromagnets the distributors D1 and D2 are equipped with.

c) The electronic block for control-adjustment of proportional distributors

Each distributor is equipped with two electromagnets that read the currents coming from the two photovoltaic cells. Based on the difference of signal and their sign the distributor slide valve switches to one side or another, determining the rotation direction of the actuators. At equal signals the distributor passes to the neutral mode, the actuators stopping their rotation. The operations described above are performed using a controller that each distributor is equipped with.

d) - The system for amplification of signals for the actuators MR1 and MR2

Signals used by MR1 and MR2 rotary actuators differ in shape, amplitude, etc. from those of the proportional distributors from the above. For use in tandem with those of the distributors it is necessary their conversion and amplification, at the same signal size.

e) - The electronic block for control-adjustment of rotary actuators

The control motion of rotation of the actuators MR1 and MR2 is performed by comparing the error signal between the one used by the proportional distributors and the one resulted through the actuator rotation command. Position of orientation of the panels is certified as the correct one only when the error signal of the solar concentrator must be zero as well.

3.5. Electro-mechanic tracker variant

Another tracker solution is based on electro-mechanical drive. This is a patented solution, that is intended to be developed and tested in the future, within a broader research project that aims to increase the efficiency of use of renewable sources. In the case described below, the tracker follows the sun's position on an axis, but the solution can be easy adapted for 2-axis tracking.

The solution of guidance proposed (patent nr. 126700/30.08.2012 [3]), shown schematically in figure 10), can be applied to all types of solar panels: thermal, PV or hybrid.

The solution is based on continuous comparison between the luminous flux falling on the two photocells, the first (10) fixed on the outside and is

permanently lit, and the second (9) is situated in a housing (8) provided with a slot; as long as there is a difference between the two beams, is ordered a rotation to a support (3) where is fixed the panel (thermal, photovoltaic, hybrid). The assembly electric motor-demultiplier transmits, by pinion 5, the rotation to crown 4, fixed on the support 3, by bearings 2.1 and 2.2, in the main support 1.



Fig.10. Positioning system, 1 axis, patented by INOE 2000-IHP - lateral and upper view

This 1 axis tracking mechanism has the following advantages:

- the cost price is low, since the simple construction, is made of cheap materials,
- can be used for any type of solar panel (thermal, photovoltaic, hybrid); for PV panels or hybrid ones, the solution can be adapted so as to take the electric drive energy from panel.

4. Conclusions

This article has highlighted the possibilities of using the means of orientation (trackers) for PV panels, based on pneumatic or electromechanical drive. The solutions presented are in stage of elaboration at Hydraulics and Pneumatics Institute, INOE 2000-IHP Bucharest. With the physical realization and testing in real operating conditions, it is estimated that improving the performance in solar energy capture and conversion into electricity will reach a level of 20 ... 30%, compared with the fixed solutions.

Bibliography

- 1. Alexandru Săndulescu: National strategy în the domain of the renewable energy, Conference: Renewable energy in Romania present and perspectives, Bucharest, Romania, 2009.
- 2. Mihai Avram: Actionari hidraulice si pneumatice Echipamente si sisteme clasice si mecatronice, Editura Universitara Bucuresti, 2005.

- 3. Patent nr. 126700/30.08.2012 Dispozitiv de orientare automată a unui captator de energie solară (Device for automated orienting of a solar panel).
- 4. SMC Europe Division. Best Pneumatics, SMC Romania, 2006.
- Duţu I., Rădoi R., Matache G.: Considerations about digital PID control of electro-hydraulics equipment, "HIDRAULICA" magazine nr. 3 – 4 / 2012, pag. 34-38, ISSN 1453-7303.
- 6. www.eco-kinetics.com/solar-products-and-services/solar-trackers.html
- 7. www.mvpowersystems.com
- 8. www.solargis.info

Skuteczność działania siłownika hydraulicznego w aspekcie technicznym i ekonomicznym

Mariusz Pietrzak - Test Systemy Uszczelniające, **Wojciech Okularczyk** - Test Systemy Uszczelniające, Politechnika Częstochowska

1. Wprowadzenie

Napędy hydrauliczne (hydrostatyczne) ze względu na swoją sprawność energetyczną są stosowane w maszynach i urządzeniach eksploatowanych w wielu branżach przemysłu. W zaawansowanych technologicznie branżach przemysłu, przy produkcji wielkoseryjnej i masowej, także w wojskowości, użytkownik jest zmuszony do przyjęcia polityki eksploatacyjnej, która zapewni odpowiedni poziom niezawodności maszyn, urządzeń, linii technologicznych, sprzętu wojskowego, a w tym ich napędu, przy niskich kosztach całkowitych. Podejmowane przez użytkownika czynności, mają z reguły charakter odtworzeniowy lub, rzadziej, dostosowawczy. Odtworzenie, zakłada zachowanie aktualnej funkcjonalności urządzenia przy redukcji kosztów, natomiast dostosowanie polega na modernizacji np. napędu celem poprawienia jego efektywności pracy lub spełnienia norm prawnych w zakresie BHP, ochrony środowiska, emisji hałasu.

Prace odtworzeniowe związane z siłownikiem mogą polegać na wymianie starego siłownika na nowy, zregenerowaniu (poprawie) starego siłownika wraz z typowymi operacjami technologicznymi towarzyszącymi regeneracji lub wyłącznie wymianie w nim uszczelnień i/lub łożysk w uchach, czy zastosowanie elementów o większej trwałości (dodanie).

Działania dostosowawcze mogą obejmować szeroki zakres działań lub ograniczać się do niewielkich usprawnień. Nie są one związane bezpośrednio z siłownikiem, lecz mają na celu zwiększenie jego dostępności eksploatacyjnej.

Każde działanie naprawcze lub wymiana siłownika hydraulicznego wymaga oceny jego opłacalności, a użytkownik potrzebuje wskaźników, które ocenią przyjęte rozwiązanie pod względem technicznym i ekonomicznym.

Celem niniejszej monografii jest przedstawienie analizy skuteczności działania siłownika w ujęciu technicznym i ekonomicznym.

2. Wskaźniki decyzyjne

Skuteczność działania siłownika hydraulicznego jest wskaźnikiem pozwalającym podjąć decyzję: wymienić siłownik na nowy, zregenerować go, czy jedynie wymienić uszczelnienia. Użyteczność wskaźnika została sprawdzona i opisana w szeregu publikacjach z zakresu eksploatacji maszyn i urządzeń, m.in. instalacji hydraulicznych, urządzeń pompowych [1, 2, 5, 8, 9]:

$$ES = \frac{E_{HS}}{LCC} \tag{1}$$

 E_{HS} – efektywność działania siłownika hydraulicznego,

LCC – (Life Cycle Cost Analysis) – koszt cyklu życia siłownika.

Wskaźnik efektywności działania siłownika hydraulicznego jest narzędziem, przyjmując za kryterium wyboru koszty i wskaźniki techniczne związane z niezawodną pracą siłownika hydraulicznego.

3. Efektywność działania siłownika hydraulicznego – aspekt techniczny

Efektywność działania siłownika hydraulicznego wymaga uwzględnienia szeregu parametrów eksploatacyjnych, opisujących ilościowo jakość uzyskanej pracy. Parametry te są mierzone i analizowane za pomocą metod staty-stycznych. Przyjmując jednak pewne uproszczenia, do szacowania poszczególnych składników poniższego równania, można posłużyć się prostymi wzorami i narzędziami wspomagającymi obliczenia inżynierskie [3, 4, 7].

$$E_{HS} = A \cdot R \cdot M \cdot C \tag{2}$$

- A dostępność eksploatacyjna (ang. Availability) gotowość do działania,
- R niezawodność (ang. Reliability) działanie bez uszkodzeń w długim czasie,
- M naprawialność (ang. Maintainablility) łatwość napraw i obsługi w krótkim czasie,
- *C* zdolność (*ang.* C*apability*) do wykonywania pracy zgodnie z przy jętymi standardami.

Na rysunku 1 przedstawiono czasy opisujące pracę i naprawy siłownika hydraulicznego [9].



Rys.1. Czasy operacyjne w fazie cyklu życia siłownika hydraulicznego [9]

Dostępność eksploatacyjną A, czyli gotowość do działania, opisuje poniższy wzór:

$$A = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} \tag{3}$$

MTBF – średni czas między awariami siłownika hydraulicznego,

MTTR – średni czas napraw siłownika,

MTTF – przeciętny czas do awarii siłownika.

Przykładowo: MTBF = 200 tygodni (4 lata); MTTR = 2 tygodnie. Wartość A = 0,99.

Zakładając, że prawdopodobieństwo działania siłownika hydraulicznego w określonym czasie ma rozkład wykładniczy, możemy określić je ze wzoru [3, 4]:

$$R(t) = e^{\frac{-t}{MTBF}} \tag{4}$$

t – rozpatrywany okres pracy siłownika (np. w latach).

Przykładowo: w okresie t = 1 rok, a pomiędzy awariami poprzednimi (*MTBF*) minęło 8 lat, otrzymujemy prawdopodobieństwo działania siłownika przez najbliższy rok R = 0,88, ale dla działania przez najbliższe trzy lata spadnie do R = 0,69.

W przypadku siłowników hydraulicznych, na jego niezawodność wpływa kilka istotnych czynników tj.:

- jakość oleju hydraulicznego,
- stan powierzchni cylindra i tłoczyska,
- uszczelnienia dobrane odpowiednio do warunków pracy.

Chcąc zapewnić odpowiedni poziom niezawodności w dłuższym okresie eksploatacji siłownika należy monitorować wymienione wyżej obszary. Należy dbać o systematyczną wymianę olejów hydraulicznych i filtrów. Metalowe powierzchnie robocze cylindra hydraulicznego powinny mieć odpowiednią chropowatość osiąganą w procesie honowania oraz chromowania technicznego i polerowania. Uszczelnienia muszą być wykonane z materiałów dostosowanych do cieczy roboczej; dobrane do wymiarów zabudowy i rodzaju pracy siłownika.

Na naprawialność M wpływ ma przyjęta metoda tej naprawy – wymiana uszczelnień, regeneracja siłownika, produkcja nowego. Przyjmując wykładniczy rozkład prawdopodobieństwa, wskaźnik ten może być określony ze wzoru [3, 4]:

$$M(t) = 1 - e^{\frac{-t}{MTTR}}$$
(5)

Każde rozwiązanie absorbuje określony czas, co przekłada się bezpośrednio na koszty. Szuka się rozwiązań najprostszych gwarantujących odpowiednią jakość pracy przy założonych kosztach. Zapewnić ją może konstrukcja układu hydraulicznego, samego siłownika i jego elementów składowych np. uszczelnień.

Przykładowo: jeśli siłownik działał bezawaryjnie przez t = 200 tygodni, a czas wymiany uszczelnień MTTR = 2 tygodnie (wraz z transportem do serwisu) albo gruntownego remontu (MTTR = 6 tygodni) to nadal wartość $M(t) \approx 1$.

Ostatnim parametrem do określenia efektywności działania siłownika hydraulicznego jest zdolność do wykonania pracy *C*, zgodnie z przyjętymi standardami [3, 4, 9]:

$$C = k \cdot \frac{czas \ wykorzystania \ instalacji}{czas \ trwania \ procesu \ produkcyj \mathbf{n}go} \tag{6}$$

gdzie:

$$k = \frac{m}{m+n}$$

k – współczynnik wyrażający stosunek pracy uzyskanej (np. ilości poprawnych wyrobów *m*) do pracy włożonej (wyroby poprawne *m* i wadliwe *n*) przyjmuje wartość ≤ 1 .

W przypadku np. głównego siłownika prasy, czy wtryskarki, współczynnik k może wynosić 0,999, ale straty spowodowane przez wyprodukowanie wyrobów wadliwych mogą być znaczne.

Należy zwrócić uwagę, że poza czasem *MTBF*, ujmującym awaryjność i naprawę siłownika, niezbędne jest zdemontowanie i zamontowanie siłownika w instalacji, stąd wzór 6 na zdolność do wykonania pracy *C*, zawiera również te czasy.

W praktyce inżynierskiej można posłużyć się arkuszem kalkulacyjnym lub nomografem (rys. 2). Posiadając wiedzę na temat wymaganej ilości cykli pracy siłownika (*LU*) i mierzonego średniego czasu między awariami (*MTBF*), można określić jego niezawodność R(t). Podobnie, rejestrując czas naprawy (*MTTF*) użytkownik jest w stanie określić naprawialność M(t). Na rysunku 2 przedstawiono nomografy, na które zaniesiono odpowiednie dane.

Czas operacyjny zmierzono cyklami pracy siłownika. Ilość cykli może być określona dla odpowiedniego przedziału czasu np. roku lub 5 lat.



Rys.2. Nomografy do określania niezawodności eksploatacyjnej R(t) (a) i naprawialności M(t) (b)

Ustalono badanie wskaźników eksploatacyjnych. Rejestrowano odpowiednio czas pomiędzy awariami i czas naprawy. Następnie wyniki uśredniono i wyznaczono odpowiednio średni czas między awariami MTBF i średni czas napraw MTTR. W podanym przykładzie wartość MTBF ma wartość 10 000 000 cykli, a wartość MTTF –50 000 cykli.

Wszystkie ustalone wartości naniesiono na nomograf. Poprowadzenie linii prostej pomiędzy zaznaczonymi punktami pozwala, bez odwoływania się do skomplikowanych obliczeń, na wyznaczenie stosownych wskaźników. Dla opisywanego przykładu wskaźnik niezawodności wyniósł 70%, a naprawialność 99,9%.

4. Koszt cyklu życia siłownika hydraulicznego – aspekt ekonomiczny

Koszt cyklu życia siłownika hydraulicznego jest łącznym kosztem fazy przedprodukcyjnej, produkcyjnej, eksploatacyjnej i demontażu. W Polskiej Normie PN-EN 60300-3-3 zdefiniowano LCC jako łączny koszt ponoszony w cyklu życia wyrobu [6].

Ogólna formuła obliczeniowa kosztów ponoszonych przez przedsiębiorstwo eksploatujące siłownik hydrauliczny w całym cyklu jego życia, przyjmuje następującą postać [2, 5, 8, 9]:

$$LCC = C_{pi} + C_{mr} + C_{en} + C_{ek} + C_{on} + C_{sp} + C_{os} + C_{d}$$
(7)

- LCC koszt cyklu życia siłownika hydraulicznego (ang. Life Cycle Cost),
- C_{pi} koszt początkowy inwestycji np. koszt projektu,
- C_{mr} koszt montażu i rozruchu siłownika hydraulicznego,
- C_{en} koszt energii,
- C_{ek} koszt eksploatacji,
- C_{on} koszt obsługi i napraw,
- C_{sp} koszt strat w produkcji spowodowanych przestojami siłownika,
- C_{os} koszt ochrony środowiska,

 C_d – koszt demontażu i utylizacji siłownika hydraulicznego.

Typowy rozkład kosztów użytkowania instalacji hydrauliki siłowej przedstawiono na rysunku 3. Warto zwrócić uwagę, że koszt nowego siłownika stanowi niecałe 50% zużytej energii.

Koszt początkowy inwestycji, związany jest najczęściej z opracowaniem najkorzystniejszego dla klienta rozwiązania technicznego siłownika hydraulicznego i planu procesów remontu, regeneracji lub produkcji siłownika, a następnie jego montażu.

W typowych układach hydraulicznych składających się z pompy hydraulicznej, zaworów rozdzielających i cylindrów hydraulicznych, decydujące znaczenie mają koszty energii elektrycznej zasilającej pompę. Koszty te można zredukować stosując urządzenia o wysokiej sprawności. Oszczędności mogą sięgnąć nawet poziomu od 30% do 50%.



Rys.3. Rozkład kosztów użytkowania instalacji hydrauliki siłowej [9]

Koszty obsługi i napraw siłowników hydraulicznych wymagają od użytkownika zastosowania rozwiązań o odpowiedniej konstrukcji. Musi ona

zapewnić łatwy dostęp do elementów siłownika, pełną ocenę jego stanu, łatwość wymiany uszczelnień. Przyjęcie optymalnego rozwiązania pozwala na skrócenie czasu obsługi i obniżenie kosztów obsługi i napraw.

Decydujące znaczenie dla kosztów użytkowania siłowników hydraulicznych pracujących w instalacjach o dużym znaczeniu, np. prasach, wtryskarkach, wytłaczarkach wielkogabarytowych, mają koszty strat spowodowanych nieprzewidzianą awarią. Sytuacja taka wymaga zastosowania siłowników o wysokiej niezawodności.

Koszty przestojów spowodowanych awarią urządzeń o niskiej niezawodności, mogą w pewnych przypadkach przekroczyć koszty zakupu instalacji hydraulicznej.

Wyciek przepracowanych olejów hydraulicznych, wprost do otoczenia, stanowi wielkie zagrożenie dla środowiska oraz dla zdrowia ludzi i zwierząt. Prawo wymusza na użytkownikach instalacji hydraulicznych, stosowanie odpowiedniej polityki zarządzania odpadami i nakłada kary za niespełnianie określonych punktów ustawy [10].

Przeprowadzając analizę LCC, należy określić możliwie jak najwięcej składników kosztów. Jeżeli jest to niemożliwe, należy zidentyfikować główne nośniki kosztów, które będą dominowały w okresie użytkowania siłownika hydraulicznego. Rozpatrując różne scenariusze eksploatacji , należy pamiętać, by każdy wariant miał ten sam czas trwania.

Określenie czynników technicznych i ekonomicznych w cyklu życia siłownika hydraulicznego, powala na wyznaczenie optymalnego rozwiązania za pomocą wskaźnika, którym jest skuteczność działania. Wskaźnik ten pozwala ocenić przyjętą politykę eksploatacji instalacji hydraulicznej maszyny.

5. Analiza przypadku

Założono trzy sposoby postępowania z siłownikiem hydraulicznym.

Wariant A, zakłada doraźną wymianę uszczelnień w całym okresie użytkowania siłownika bez względu na stan techniczny siłownika i jego osprzętu przynajmniej raz w roku.

Wariant B – użytkownik cyklicznie, co 2 lata remontuje siłownik hydrauliczny (regeneruje powierzchnie robocze cylindra, tłoka i tłoczyska, wymienia uszczelnienia).

Wariant C, to wymiana siłownika na nowy, co 5 lat użytkowania. Założono określone koszty eksploatacyjne wynikające z przyjętej polityki eksploatacyjnej.

Wynik analizy przedstawiono na wykresach (rys. 4.)



Jak łatwo zauważyć optymalnym podejściem do zarządzania eksploatacją w ujęciu rocznym jest przyjęcie wariantu B. Zapewnia najniższe koszty i względnie wysoką efektywność wykorzystania.

Sytuacja wygląda inaczej w przypadku pięcioletniego ujęcia kosztów. Zupełnie nieopłacalne jest użytkowanie wyeksploatowanego siłownika, który wymaga częstej wymiany uszczelnień.

Rozpatrując politykę obniżania kosztów eksploatacji widać, że dobrym rozwiązaniem jest także regeneracja siłownika. Wymiana uszczelnień dwa razy w roku, generuje znaczne koszty, większe nawet niż kapitał włożony w zakup siłownika nowego. Przy takiej kalkulacji kosztów, zakup nowego siłownika może być nieopłacalny.

Analizując okres pięcioletni najefektywniejsza wydaje się być wymiana siłownika lub jego gruntowna regeneracja, odtwarzająca stan początkowy.

6. Podsumowanie

Analiza skuteczności działania siłownika hydraulicznego, daje możliwość właściwej oceny podejmowanych decyzji. Należy wymienić trzy główne korzyści z jej stosowania:

- ocena całkowitych kosztów eksploatacji siłownika i ocena kosztów zakupu, remontu, czy zakupu nowego, w odniesieniu do kosztów energii, przestojów, napraw, czy ochrony środowiska,
- uzasadnienie wprowadzania zmian w konstrukcji eksploatowanych siłowników celem ekonomicznie efektywnego ich użytkowania,
- wspieranie wdrażania pomysłów innowacyjnych w konstrukcji i eksploatacji instalacji hydraulicznych.

Autorzy monografii zauważają także kilka barier w efektywnym stosowaniu tego narzędzia. Są nimi:

- ustawa o zamówieniach publicznych preferująca minimalne koszty zakupów [11],
- brak działań w firmach, eksploatujących maszyny i urządzenia wyposażone w siłowniki hydrauliczne, pozwalających mierzyć i oceniać koszty energii,
- mała wiedza na temat praktycznego wykorzystania analiz kosztów cyklu życia badanego obiektu i jego wskaźników eksploatacyjnych.

Literatura

 Andersson C., Jonsson M., Stahl J-E.: Modeling of Maintenance Costs. 44th CIRP Conference on Manufacturing Systems, Madison, Wisconsin, US, 2011.

- 2. Barringer H.P.: A Life Cycle Costs Summary. International Conference of Maintanance Societies ICOMS, Perth, Australia, Maj 2003.
- BarringerH.P.: Availability, Reliability, Maintainability, and Capability. Barringer & Associates, Inc. Humble, Texas, USA, 1997. Department of Defence 3rd edition, DoD 3235.1-H, Washington, DC, USA, 1982.
- 4. Fitch E.C., Hong I.T.: Hydraulic System Design for Service Assurance. BarDyne, Inc. of Stillwater, Oklahoma 1999.
- 5. Frenning L., Alfredsson K., Hovstadius G.: Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems. HI/Europump, Parsippany, New Jork, 2001.
- 6. Polska Norma PN-EN 60300-3-3: Zarządzanie niezawodnością. Przewodnik zastosowań, Szacowanie cyklu życia. S. 11, PKN, Listopad 2006.
- 7. Primer A: Test & Evaluation of System Reliability, Avability and Maintainability.Department of DefenseUSA, 1982.
- 8. Selech J., Kurczewski P.: Metoda szacowania kosztu cyklu życia (LCC) i jej zastosowanie w dziedzinie budowy i eksploatacji obiektów technicznych. Inżynieria i Aparatura Chemiczna, 2010, 49, 5, 105-106.
- Świderski M.: Analiza LCC (Life Cycle Cost Analysis) narzędziem wspomagającym ocenę projektów inwestycyjnych związanych z techniką pompową. IX Forum Użytkowników POMP, Szczyrk, Październik 2003.
- 10. Ustawa z dnia 19 grudnia 2002 r. o zmianie ustawy o odpadach oraz niektórych innych ustaw. Dz. U. z 2003 r. Nr 7, poz. 78.
- 11. Ustawa Prawo zamówień publicznych z dnia 23 stycznia 2004 r. Dz. U. z 2010 r. nr113, poz. 759.

ROZDZIAŁ 2

BADANIA, ANALIZY I SYMULACJE UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Współczynniki strat energetycznych w elementach napędu hydrostatycznego

Zygmunt Paszota – Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

W każdym układzie napędowym należy zastąpić obraz przepływu mocy opisany dotychczas powszechnie stosowanym wykresem Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy proponowanym przez autora wykresem wzrostu mocy w układzie przeciwnego do kierunku przepływu mocy.

W publikacjach $[1 \div 23]$ omówiono problemy związane z nową perspektywą oceny strat i sprawności energetycznej układów napędu i sterowania hydrostatycznego maszyn i urządzeń. W publikacjach [24, 25] stwierdzono, że nowa perspektywa oceny sprawności energetycznej konieczna jest w zasto-sowaniu do wszystkich odmian silników i układów napędowych, między innymi: silników spalinowych, turbin, silników elektrycznych, silników wyporowych stosowanych w napędach hydrostatycznych czy śrub napędowych jednostek pływających. Należy więc opisywać straty i sprawność energetyczną a także pole pracy każdego silnika i układu napędowego jako zależne od wielkości fizycznych niezależnych od strat występujących w silniku i w układzie. Takimi wielkościami fizycznymi jest prędkość (kątowa lub liniowa) oraz obciążenie (moment lub siła) silnika opisane współczynnikami $\overline{\omega}_{M}$ prędkości oraz \overline{M}_{M} obciążenia a zmieniające się w polu ($0 \le \overline{\omega}_{M} \le \overline{\omega}_{Mmax}$, $0 \le \overline{M}_{M} \le \overline{M}_{Mmax}$) pracy silnika i układu.

Nowa perspektywa badania strat i sprawności energetycznej układów napędowych znalazła zrozumienie i poparcie renomowanego czasopisma brytyjskiego The Naval Architect, May 2013 [26].

Konsekwencją proponowanego spojrzenia jest w napędzie hydrostatycznym konieczność zastosowania współczynników strat energetycznych w modelach matematycznych strat występujących w elementach napędu.

W monografii przedstawiono równania definicyjne współczynników strat energetycznych (nazwanych przez autora współczynnikami k_i), strat, które występują w elementach tworzących hydrostatyczny układ napędowy. Współczynniki k_i opisują wielkości strat mechanicznych, objętościowych lub ciśnieniowych występujących w pompie wyporowej i w obrotowym wyporowym silniku hydraulicznym. Opisują także wielkości strat ciśnieniowych występujących w przewodach łączących oraz strat ciśnieniowych wynikających

ze spadków ciśnienia wymaganych przez niektóre struktury sterowania dławieniowego prędkości silnika.

Straty energetyczne występujące w zespołach elementu (pompy, silnika hydraulicznego) są w modelach opisane jako zależne od wielkości fizycznych, które w rozważanym zespole od strat nie zależą a jednocześnie bezpośrednio na straty wpływają. Modele matematyczne strat uwzględniają więc zależność strat od parametrów wyjściowych zespołu, w którym straty powstają.

2. Konieczność zastąpienia badań sprawności energetycznych pompy i silnika hydraulicznego oceną współczynników strat energetycznych

Charakterystyki sprawności energetycznych badanej pompy lub silnika hydraulicznego (sprawności objętościowej, ciśnieniowej, mechanicznej, całkowitej) nie mogą być wykorzystane w ocenie sprawności energetycznej układu napędu hydrostatycznego z zastosowaną pompą lub silnikiem hydraulicznym.

Znajomość przebiegu sprawności energetycznej maszyny wyporowej jako niezależnej całości nie wystarcza do oceny jej zachowania energetycznego w hydrostatycznym układzie napędowym o wybranej strukturze sterowania prędkości silnika hydraulicznego. Zachowanie energetyczne maszyny wyporowej w układzie wynika z warunków stworzonych przez zastosowaną strukturę zmiany prędkości wału silnika hydraulicznego, a więc jest różne w różnych warunkach. Wymagane jest ponadto jego opisanie w postaci funkcji aktualnych parametrów pracującego układu a także jako funkcji współczynnika $\overline{\omega}_{M}$ prędkości oraz współczynnika \overline{M}_{M} obciążenia silnika hydraulicznego w układzie.

Konieczne jest więc zastąpienie dotychczas stosowanych badań sprawności energetycznych maszyn wyporowych badaniami strat energetycznych w maszynach. Rezultaty takich badań umożliwiają ocenę sprawności pompy lub silnika hydraulicznego jako niezależnej całości (ocenę dokonaną przy ciśnieniu nominalnym pracy układu), jak i ocenę sprawności maszyny zastosowanej w układzie napędowym (dokonaną w całym zakresie zmiany współczynników $\overline{\omega}_M$ i \overline{M}_M). Takie możliwości stwarzają badania strat energetycznych w pompie i w silniku hydraulicznym połączone z oceną współczynników występujących w nich strat energetycznych. Nazwano te współczynniki "współczynnikami k_i ".

Opis strat energetycznych w pompie i w silniku hydraulicznym (oraz w pozostałych elementach układu) musi być zgodny z wykresem wzrostu mocy w układzie napędowym w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy. Opis zależności strat w elemencie od parametrów bezpośrednio o nich

decydujących umożliwia opisanie tych strat również jako funkcji parametrów pracy układu, w którym element zastosowano.

Znajomość współczynników k_i strat energetycznych występujących w elemencie układu hydrostatycznego (w pompie, w silniku hydraulicznym, ale także w przewodach i w zespole sterowania dławieniowego prędkości silnika) umożliwia zbudowanie modeli matematycznych strat i sprawności energetycznej układu jako całości złożonej z elementów. Modele matematyczne strat i sprawności energetycznej elementu w układzie muszą uwzględniać warunki wynikające z zastosowanej struktury układu, z poziomu przyjętego ciśnienia nominalnego, z prędkości obrotowej silnika napędzającego wał pompy, ze zmiany lepkości zastosowanej cieczy roboczej (oleju hydraulicznego).

Współczynniki k_i opisują względną wartość poszczególnych strat w elemencie. Umożliwiają ocenę proporcji wielkości strat oraz ocenę wartości sprawności energetycznej elementu (objętościowej, ciśnieniowej, mechanicznej) będącej skutkiem strat występujących przy ciśnieniu nominalnym p_n pracy układu, w którym element jest zastosowany.

Ocena strat i sprawności energetycznej elementów zastosowanych w hydrostatycznym układzie napędowym wymaga związania modelu matematycznego strat występujących w elemencie z poziomem przyjętego ciśnienia nominalnego p_n pracy układu oraz z prędkością obrotową $n_{P0} = n_{Me}$ wału pompy wynikającą z prędkości obrotowej wału zastosowanego silnika elektrycznego (lub spalinowego) napędzającego pompę.

Parametry p_n i n_{P0} (oraz wydajność teoretyczna q_{Pt} na obrót wału pompy) opisują jednocześnie teoretyczną moc $P_{Pt} = Q_{Pt} p_{Pn} = q_{Pt} n_{P0} p_n$ pompy zastosowanej w układzie, moc, którą dysponowałby układ złożony z elementów idealnych, pracujący przy ciśnieniu nominalnym p_n . Moc P_{Pt} teoretyczna pompy zastosowanej w układzie staje się mocą odniesienia, do której odniesione mogą być moce ΔP strat występujących w elementach oraz moce rozwijane przez elementy układu.

Współczynniki k_i strat energetycznych (objętościowych, ciśnieniowych, mechanicznych) występujących w elementach tworzących hydrostatyczny układ napędowy odnoszą więc te straty do:

- ciśnienia nominalnego p_n układu (maksymalnego ciśnienia ciągłej pracy, którym dysponuje układ w przewodzie tłocznym pompy),
- prędkości n_{P0} pompy nieobciążonej (w okresie, gdy indykowany przyrost Δp_{Pi} ciśnienia w pompie jest równy zeru $\Delta p_{Pi} = 0$),
- wielkości charakteryzujących elementy zastosowane w układzie, np. do wydajności teoretycznej q_{Pt} na obrót wału pompy, chłonności teoretycznej q_{Mt} na obrót wału silnika hydraulicznego obrotowego,

- wielkości wynikających z wielkości charakteryzujących elementy i z wielkości charakteryzujących układ, np.:
- wydajności teoretycznej $Q_{Pt} = q_{Pt} n_{P0}$ pompy,
- momentu teoretycznego $M_{Pt} = q_{Pt} p_n/2\Pi$ wału pompy,
- prędkości teoretycznej $n_{Mt} = Q_{Pt}/q_{Mt} = q_{Pt} n_{P0}/q_{Mt}$ wału silnika hydraulicznego obrotowego,
- momentu teoretycznego $M_{Mt} = q_{Mt} p_n/2\Pi$ wału silnika hydraulicznego obrotowego.

Odniesienie strat energetycznych występujących w elementach układu do wymienionych wielkości charakterystycznych umożliwia jednoznaczną i dokładną ocenę strat w warunkach generowanych przez:

- parametry pracy hydrostatycznego układu napędowego,
- zastosowaną w układzie strukturę zmiany prędkości silnika hydraulicznego,
- wymagane od układu napędowego przez napędzane nim urządzenie (maszynę) chwilowe wielkości współczynników: $\overline{\omega}_M$ prędkości i \overline{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego.

W efekcie, dzięki znajomości współczynników k_i poszczególnych strat, możliwe jest określenie strat i sprawności energetycznej elementów pracujących w układzie napędowym (całkowitej, objętościowej, ciśnieniowej, mechanicznej) a także sprawności całkowitej układu o określonej strukturze sterowania prędkości silnika jako funkcji współczynnika $\overline{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \overline{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego.

Zaproponowane, z wykorzystaniem współczynników k_i , modele matematyczne opisujące straty umożliwiają ocenę zachowania energetycznego elementów i układu jako funkcji stosunku v/v_n lepkości v cieczy roboczej (oleju hydraulicznego) do lepkości v_n odniesienia.

Współczynniki k_i określane są przy lepkości odniesienia $v_n = 35 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$ cieczy roboczej.

Współczynniki k_i zastosowane są w modelach matematycznych strat, mocy strat i mocy rozwijanych w elementach, sprawności energetycznej elementów i sprawności napędu hydrostatycznego, w którym element jest zastosowany.

Określane jest także pole $(0 \le \overline{\omega}_M \le \overline{\omega}_{M max})$ i $0 \le \overline{M}_M \le \overline{M}_{M max})$ pracy hydrostatycznego układu napędowego (silnika hydraulicznego pracującego w układzie).

3. Równania definicyjne współczynników k_i

Równania definiujące współczynniki k_i strat energetycznych występujących w elementach hydrostatycznego układu napędowego opisują straty w pompie (o stałej i o zmiennej wydajności na obrót wału), straty w przewodach układu, straty w silniku hydraulicznym obrotowym (o stałej i o zmiennej chłonności na obrót wału), a także straty wynikające z wymagań stawianych przez niektóre struktury zespołu sterowania dławieniowego prędkości silnika hydraulicznego (np. z wymagań stawianych przez rozdzielacz proporcjonalny lub serwozawór).

3.1. Współczynniki *k_i* strat energetycznych w pompie

- Współczynnik k_1 natężenia strat objętościowych w komorach roboczych pompy, przeliczonego na jeden obrót wału pompy o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału, natężenia strat występującego przy indykowanym przyroście Δp_{Pt} ciśnienia w komorach równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu hydrostatycznego, w którym pompa jest zastosowana – $\Delta p_{Pt} = p_n$, natężenia odniesionego do teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy:

$$k_{1} = \frac{Q_{Pv|q_{Pt},\Delta p_{Pi}=p_{n},v_{n}}}{n_{P|q_{Pt},\Delta p_{Pi}=p_{n},v_{n}}} \frac{1}{q_{Pt}}$$

Współczynnik k_1 nawiązuje do opisu:

$$Q_{Pv} = f (\Delta p_{Pi}, v)$$

natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w komorach roboczych pompy jako funkcji indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych i lepkości kinematycznej v cieczy roboczej. Umożliwia zbudowanie modelu matematycznego opisującego natężenie Q_{Pv} strat objętościowych.

Współczynnik k_i zastosowany jest w modelu matematycznym opisującym natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w komorach roboczych pompy, w modelu, w którym indykowany przyrost Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych odniesiony jest do ciśnienia nominalnego p_n układu hydrostatycznego, zaś lepkość v cieczy roboczej odniesiona jest do lepkości v_n odniesienia cieczy:

$$Q_{P_{\mathcal{V}}} = k_I q_{P_I} n_{P|q_{P_I},\Delta p_{P_I}=p_n,\nu_n} \left(\frac{\Delta p_{P_I}}{p_n}\right)^{a_{p_{\mathcal{V}}}} \left(\frac{\nu}{\nu_n}\right)^{a_{p_{\mathcal{V}}}}$$

Zastosowanie w modelu matematycznym bezwymiarowych stosunków $\Delta p_{Pi'}/p_n$ oraz $\nu'\nu_n$ daje możliwość określania wykładnika " $a_{p\nu}$ " (wpływu indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych na natężenie $Q_{P\nu}$) oraz wykładnika " $a_{\nu\nu}$ " (wpływu lepkości ν cieczy roboczej na natężenie $Q_{P\nu}$), a więc umożliwia dokładny opis zależności $Q_{P\nu}$ od Δp_{Pi} i od ν .

Równanie definicyjne opisujące współczynnik k_l oraz model matematyczny wiążą opis natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w komorach roboczych pompy z teoretyczną objętością roboczą q_{Pt} pompy, z prędkością obrotową n_P wału pompy i z ciśnieniem nominalnym p_n układu hydrostatycznego.

– Współczynnik k_2 spadku prędkości obrotowej n_P wału pompy o stałej wydajności q_{Pi} na obrót wału w porównaniu z prędkością n_{P0} wału pompy nieobciążonej (przy $\Delta p_{Pi} = 0$), spadku Δn_P występującego przy indykowanym przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu hydrostatycznego, w którym pompa jest zastosowana – $\Delta p_{Pi} = p_n$, spadku odniesionego do prędkości n_{P0} :

$$k_{2} = \frac{\Delta n_{P|q_{Pt},\Delta p_{Pi}=p_{n},v_{n}}}{n_{P0}} = \frac{n_{P0} - n_{P|q_{Pt},\Delta p_{Pi}=p_{n},v_{n}}}{n_{P0}} = \frac{n_{P|q_{Pt},\Delta p_{Pi}=0,v_{n}} - n_{P|q_{Pt},\Delta p_{Pi}=p_{n},v_{n}}}{n_{P|q_{Pt},\Delta p_{Pi}=0,v_{n}}}$$

Ściślej mówiąc, współczynnik k₂ nie jest współczynnikiem strat energetycznych w pompie. Umożliwia natomiast opisanie spadku prędkości $n_P = n_{Me}$ $= f(M_P)$ obrotowej wału pompy jako efektu charakterystyki mechanicznej silnika napędzającego pompę a więc opisanie obniżenia z tej racji możliwości energetycznych pompy.

Współczynnik k_2 nawiązuje do opisu:

$$\Delta n_P = n_{P0} - n_P = n_{Me0} - n_{Me} = f(M_P) = f(q_{Pt}, \Delta p_{Pi}, v_n)$$

spadku Δn_P prędkości obrotowej n_P wału pompy porównanej z prędkością n_{P0} wału pompy nieobciążonej.

We wzorach przyjmuje się upraszczające założenie, że zmiana lepkości ν cieczy roboczej ma pomijalny wpływ na prędkość n_{P0} wału pompy nieobciążonej. Zakłada się jednocześnie, że spadek Δn_P prędkości wału pompy, jako efekt przyrostu Δp_{Pi} indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy, jest niezależny od lepkości ν cieczy roboczej. Spadek $\Delta n_P = f(M_P)$ jest bowiem funkcją momentu $M_P = M_{Pi} + M_{Pm}$ czyli sumy momentu indykowanego $M_{Pi} = \frac{q_{Pi}\Delta p_{Pi}}{2\Pi}$ i momentu M_{Pm} strat mechanicznych w pompie, zaś przyrost ΔM_{Pm} momentu strat mechanicznych związany z przyrostem Δp_{Pi} jest praktycznie niezależny od lepkości ν cieczy roboczej.

Współczynnik k_2 zastosowany jest w modelu matematycznym opisującym prędkość n_P wału pompy (pompy o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału) jako funkcję prędkości n_{P0} wału pompy nieobciążonej (przy $\Delta p_{Pi} = 0$) oraz jako funkcję stosunku $\Delta p_{Pt'}/p_n$ indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy do ciśnienia nominalnego p_n układu hydrostatycznego. W modelu matematycznym przyjmuje się upraszczające założenie, że spadek

prędkości n_P wału pompy jest proporcjonalny do indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w jej komorach roboczych:

$$n_{P|q_{Pt}} = n_{P0} \left(1 - k_2 \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} \right)$$

Równanie definicyjne opisujące współczynnik k_2 oraz model matematyczny wiążą opis prędkości n_P wału pompy o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału z prędkością n_{P0} wału pompy nieobciążonej i z ciśnieniem nominalnym p_n układu hydrostatycznego.

– Współczynnik k_3 strat ciśnieniowych w kanałach (i w rozdzielaczu) pompy, występujących przy natężeniu Q_P w kanałach równym teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy, strat odniesionych do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym pompa jest zastosowana:

$$k_3 = \frac{\Delta p_{P_P|Q_P=Q_{P_I},v_n}}{p_n}$$

Współczynnik k3 nawiązuje do opisu:

$$\Delta p_{Pp} = \Delta p_{Pp1} + \Delta p_{Pp2} = f(Q_P, v)$$

strat ciśnieniowych Δp_{Pp} w kanałach pompy (sumy $\Delta p_{Pp1} + \Delta p_{Pp2}$ straty ciśnieniowej w kanale dopływowym (ssawnym) i straty ciśnieniowej w kanale odpływowym (tłocznym)) jako funkcji natężenia Q_P cieczy roboczej (wydajności Q_P pompy) w kanałach i lepkości kinematycznej ν cieczy. Umożliwia zbudowanie modelu matematycznego opisującego straty ciśnieniowe ΔpPp w kanałach pompy.

Współczynnik k_3 zastosowany jest w modelu matematycznym opisującym straty ciśnieniowe Δp_{Pp} w kanałach pompy, w modelu, w którym natężenie Q_P cieczy roboczej (wydajność Q_P pompy) w kanałach odniesione jest do wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy, zaś lepkość v cieczy odniesiona jest do lepkości odniesienia v_n cieczy:

$$\Delta p_{Pp} = k_3 p_n \left(\frac{Q_P}{Q_{Pt}}\right)^{a_{Qp}} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vp}}$$

Zastosowanie w modelu matematycznym bezwymiarowych stosunków Q_P/Q_{Pt} oraz v/v_n daje możliwość określania wykładnika a_{Qp} wpływu natężenia Q_P cieczy (wydajności Q_P pompy) w kanałach na straty ciśnieniowe Δp_{Pp} oraz wykładnika a_{vp} wpływu lepkości v cieczy roboczej na straty ciśnieniowe Δp_{Pp} a więc umożliwia dokładny opis zależności Δp_{Pp} od Q_P i od v.

Równanie definicyjne opisujące współczynnik k_3 oraz model matematyczny wiążą opis strat ciśnieniowych Δp_{Pp} w kanałach pompy z wydajnością teoretyczną Q_{Pt} pompy i z ciśnieniem nominalnym p_n układu hydrostatycznego.

– Współczynnik $k_{4.1}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału (czyli z $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt} = 1$), momentu strat występującego przy przyroście $\Delta p_{Pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy, momentu strat odniesionego do momentu teoretycznego M_{Pt} wału pompy:

$$k_{4.1} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=1, v_{n}}}{M_{Pt}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=1, v_{n}}}{\frac{q_{Pt} p_{n}}{2\Pi}}$$

– Współczynnik $k_{4.1.1}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o zmiennej wydajności $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału, momentu strat występujących przy przyroście $\Delta p_{Pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy i przy współczynniku $b_P = 0$ zmiany wydajności na obrót wału pompy, momentu strat odniesionego do momentu teoretycznego M_{Pt} wału pompy:

$$k_{4.1.1} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}}}{M_{Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}}}{\frac{q_{Pi}p_{n}}{2\Pi}}$$

– Współczynnik $k_{4,1,2}$ przyrostu momentu strat mechanicznych w zes- pole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o zmiennej wydajności $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału, przy przyroście $\Delta p_{Pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy, przyrostu momentu występującego w wyniku wzrostu współczynnika b_P zmiany wydajności na obrót wału pompy od $b_P = 0$ do $b_P = 1$, przyrostu momentu strat mechanicznych odniesionego do momentu teore- tycznego M_{Pt} wału pompy:

$$k_{4.1.2} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=1, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}}}{M_{Pt}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=1, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}}}{\frac{q_{Pt}p_{n}}{2\Pi}}$$

Komentarz: Suma $k_{4.1.1} + k_{4.1.2}$ współczynników momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o zmiennej wydajności $q_{P_{gv}} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału jest równa współczynnikowi $k_{4.1}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału:

$$k_{4.1.1} + k_{4.1.2} = k_{4.1}$$

Współczynnik k_{4.2} przyrostu momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału (czyli z $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt} = 1$), przyrostu momentu strat występującego w wyniku przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych (i, w efekcie, indykowanego momentu M_{Pi} w komorach) od $\Delta p_{Pi} = 0$ (od $M_{Pi} = 0$) do $\Delta p_{Pi} = p_n$ (do $M_{Pi} = M_{Pt} = q_{Pt} p_n/2\Pi$), przyrostu momentu strat mechanicznych odniesionego do momentu teoretycznego M_{Pt} wału pompy:

$$\begin{split} k_{4,2} &= \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{p_{i}}, b_{p}=l, v_{n}}}{M_{Pi}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{p_{i}}, b_{p}=l, v_{n}}}{\frac{q_{Pt}\Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{p_{i}}, b_{p}=l, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{p_{i}}=0, b_{p}=l, v_{n}}}{\frac{q_{Pt}\Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{p_{i}}, b_{p}=l, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{p_{i}}=0, b_{p}=l, v_{n}}}{2\Pi} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{p_{i}}, b_{p}=l, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{p_{i}}=0, b_{p}=l, v_{n}}}{M_{Pt}}$$

Współczynnik $k_{4,2}$ przyrostu momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o zmiennej wydajności $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału, przyrostu momentu strat występującego w wyniku przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych (i, w efekcie, indykowanego momentu M_{Pi} w komorach) od $\Delta p_{Pi} = 0$ (od $M_{Pi} = 0$) do $\Delta p_{Pi} = p_n$ (do $M_{Pi} = b_P M_{Pt} = b_P q_{Pt} p_n/2\Pi$), przyrostu momentu strat mechanicznych odniesionego do momentu teoretycznego M_{Pt} wału pompy:

$$k_{4,2} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}, v_{n}}}{M_{Pi}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}, v_{n}}}{\frac{b_{P} q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}=l, v_{n}}}{\frac{q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_{n}, b_{P}=l, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=l, v_{n}}}{\frac{q_{Pt} P_{n}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_{n}, b_{P}=l, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=l, v_{n}}}{M_{Pt}}$$

. . .

Komentarz: Współczynnik k4.2 przyrostu momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o zmiennej wydajności $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału jest równy współczynnikowi $k_{4,2}$ przyrostu momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału:

$$k_{4.2|q_{Pgv}} = k_{4.2|q_{Pt}}.$$

Współczynniki $k_{4,1}$ ($k_{4,1,1}$, $k_{4,1,2}$) i $k_{4,2}$ nawiązują do opisu:

$$M_{Pm} = f(M_{Pi}, n_P, q_{Pt}(q_{Pgv}), v)$$

momentu M_{Pm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} (z $b_P = 1$) na obrót wału i o geometrycznej (zmiennej) wydajności $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału. Moment M_{Pm} jest funkcją momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych pompy, prędkości n_P wału pompy, wielkości q_{Pt} lub q_{Pgv} wydajności na obrót wału pompy i lepkości kinematycznej v cieczy roboczej. Założono, że pompa pracująca w układzie napędzana jest z praktycznie stałą prędkością obrotową n_P . Współczynniki umożliwiają zbudowanie modeli matematycznych opisujących moment M_{Pm} strat mechanicznych w zespole "komory robocze - wał" pompy:

– w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} ($b_P = 1$) na obrót wału:

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}=l, v} = k_{4,l} M_{Pl} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{im}} + k_{4,2} M_{Pl} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{a_{pm}} = \left[k_{4,l} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{im}} + k_{4,2} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{a_{pm}}\right] M_{Pl} = \left[k_{4,l} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{lm}} + k_{4,2} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{a_{lm}}\right] M_{Pl} = \left[k_{4,l} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{lm}} + k_{4,2} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{a_{lm}} + k_{4,2} \left(\frac{\Delta p_$$

– w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności $q_{Pgv} (q_{Pgv} = b_P q_{Pt})$ na obrót wału:

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P, v}} = \left(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_{P}^{a_{bm}}\right) M_{Pt} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{4.2} M_{Pt} b_{P} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{a_{pm}} = \\ = \left[\left(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_{P}^{a_{bm}}\right) \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{4.2} b_{P} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{a_{pm}}\right] M_{Pt} = \\ = \left[\left(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_{P}^{a_{bm}}\right) \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{4.2} b_{P} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{a_{pm}}\right] \frac{q_{Pt} p_{n}}{2\Pi}$$

Zastosowanie w modelu matematycznym bezwymiarowego stosunku $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt}$ daje możliwość określania wykładnika a_{bm} wpływu geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} na obrót wału pompy na przyrost momentu $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_P}$ strat mechanicznych w zespole "komory robocze - wał" pompy nieobciążonej.

Jednocześnie przyjęto uproszczenie (zakładając wynikający z niego pomijalny błąd) mówiące, że przyrost momentu $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_P}$ strat mechanicznych w pompie nieobciążonej jest proporcjonalny do wydajności q_{Pgv} na obrót wału pompy a więc, że wykładnik a_{bm} jest równy 1:

 $a_{bm} = 1$

Zastosowanie w modelach matematycznych bezwymiarowego stosunku ν/ν_n daje możliwość określania wykładnika $a_{\nu m}$ wpływu lepkości ν cieczy roboczej na moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,\nu}$ strat mechanicznych w zespole "komory robocze - wał" pompy nieobciążonej.

Zastosowanie w modelach matematycznych bezwymiarowego stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ daje możliwość określania wykładnika a_{pm} wpływu przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych na przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}}$ momentu strat mechanicznych w zespole "komory robocze - wał" pompy obciążonej przyrostem Δp_{Pi} ciśnienia.

Jednocześnie przyjęto hipotezę zakładającą, że przyrost $\Delta M_{P_m|\Delta p_{Pi}, b_P, v_n}$ momentu strat mechanicznych w pompie jest proporcjonalny do momentu M_{Pi} indykowanego w jej komorach roboczych, czyli, że wykładnik a_{pm} jest równy 1:

$$a_{pm} = 1$$

W efekcie, modele matematyczne zastosowane w rozważaniach przyjmują formę:

– w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} ($b_P = 1$) na obrót wału:

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi},v} = k_{4.I} M_{Pl} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vm}} + k_{4.2} M_{Pl} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} = \left[k_{4.I} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vm}} + k_{4.2} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n}\right] M_{Pl} = \left[k_{4.I} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vm}} + k_{4.2} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n}\right] \frac{q_{Pl} p_n}{2\Pi}$$

– w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} ($q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$) na obrót wału:

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P,v}} = \left(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} \ b_{P}\right) M_{Pt} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{im}} + k_{4.2} M_{Pt} b_{P} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}} = \\ = \left[\left(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} \ b_{P}\right) \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{im}} + k_{4.2} \ b_{P} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right] M_{Pt} = \\ = \left[\left(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} \ b_{P}\right) \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{im}} + k_{4.2} \ b_{P} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right] \frac{q_{Pt} p_{n}}{2\Pi}$$

Równania definicyjne opisujące współczynniki $k_{4.1}$, $k_{4.1.1}$, $k_{4.1.2}$ i $k_{4.2}$ oraz modele matematyczne wiążą opis momentu M_{Pm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał" pompy z momentem teoretycznym M_{Pt} pompy wynikającym z wydajności teoretycznej q_{Pt} na obrót wału pompy i z ciśnienia nominalnego p_n układu.

– Współczynnik $k_{lc|p_n}$ ściśliwości cieczy roboczej (oleju hydraulicznego) określający stopień zmniejszenia aktywnej objętości cieczy roboczej wypieranej przez pompę w trakcie jednego obrotu wału, przy przyroście Δp_{Pi} indykowanym ciśnienia w komorach roboczych równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu, w którym pompa jest zastosowana – $\Delta p_{Pi} = p_n$, w porównaniu z objętością aktywną równą teoretycznej wydajności q_{Pt} (V_{Pt}) lub równą geometrycznej wydajności q_{Pgv} (V_{Pgv}) na obrót wału (określoną przy przyroście Δp_{Pi} indykowanym ciśnienia w komorach roboczych równym zeru – $\Delta p_{Pi} = 0$):

$$k_{lc|p_n} = \frac{q_{Pt} - q_{Pt|\Delta p_{Pt} = p_n}}{q_{Pt}}$$

lub:

$$k_{lc|p_n} = \frac{q_{Pgv} - q_{Pgv|\Delta p_{Pi} = p_n}}{q_{Pgv}}$$

Ściśliwość cieczy roboczej (współczynnik $k_{lc|p_n}$) ma wpływ na ocenę współczynnika k₁ natężenia strat objętościowych Q_{Pv} w komorach roboczych pompy oraz współczynnika $k_{4.2}$ przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}}$ momentu strat mechanicznych w zespole "komory robocze - wał" pompy (strat występujących przy indykowanym przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych większym od zera). Wpływ ściśliwości cieczy roboczej jest wyraźny w sytuacji, gdy pompa pracuje w układzie wysokociśnieniowym, szczególnie wtedy, gdy ciecz robocza jest jednocześnie zapowietrzona. Uwzględnienie współczynnika $k_{lc|p_n}$ ściśli-

wości cieczy roboczej wiąże się z koniecznością określenia jego wielkości.

3.2. Współczynniki k_i strat energetycznych w przewodach układu

– Współczynnik k_5 strat ciśnieniowych w przewodzie łączącym odpływ pompy z zespołem sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika hydraulicznego bądź z rozdzielaczem dławiącym, strat występujących przy natężeniu Q_M w przewodzie równym teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy, odniesionych do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym przewód jest zastosowany:

$$k_5 = \frac{\Delta p_{CI|Q_M = Q_{Pt}, V_n}}{p_n}$$

– Współczynnik $k_{6.1}$ strat ciśnieniowych w przewodzie łączącym zespół sterowania dławieniowego szeregowego prędkości silnika hydraulicznego bądź rozdzielacz dławiący z dopływem silnika hydraulicznego, strat występujących przy natężeniu Q_M w przewodzie równym teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy, odniesionych do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym przewód jest zastosowany:

$$k_{6.1} = \frac{\Delta p_{C2|Q_M = Q_{P_t}, v_n}}{P_n}$$

– Współczynnik $k_{6,2}$ strat ciśnieniowych w przewodzie łączącym odpływ silnika hydraulicznego ze zbiornikiem bądź z rozdzielaczem dławiącym a następnie rozdzielacz dławiący ze zbiornikiem, strat ciśnieniowych występujących przy natężeniu Q_M w przewodzie równym teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy, odniesionych do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym przewód jest zastosowany:

$$k_{6.2} = \frac{\Delta p_{C3|Q_M = Q_{Pt}, v_n}}{p_n}$$

lub

$$k_{6.2} = \frac{\left(\Delta p_{C3} = \Delta p_{C3} + \Delta p_{C3}\right)_{Q_M = Q_{Pl}, v_n}}{p_n}$$

Współczynniki k_5 , $k_{6.1}$ i $k_{6.2}$ nawiązują do opisu:

 $\Delta p_C = f(Q_M, v)$

strat ciśnieniowych w przewodach układu jako funkcji natężenia Q_M (chłonności Q_M silnika hydraulicznego) w przewodach i lepkości kinematycznej ν cieczy roboczej. Umożliwiają zbudowanie modeli matematycznych opisujących straty ciśnieniowe Δp_C w przewodach układu.

Współczynniki k_5 , $k_{6.1}$ i $k_{6.2}$ zastosowane są w modelach matematycznych opisujących straty ciśnieniowe w przewodach, w modelach, w których natężenie Q_M (chłonność Q_M silnika hydraulicznego) odniesione jest do wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy, zaś lepkość v cieczy roboczej odniesiona jest do lepkości odniesienia v_n cieczy:

$$\Delta p_{CI} = k_5 p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}}\right)^{a_{QP}} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vP}}$$
$$\Delta p_{C2} = k_{6.1} p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}}\right)^{a_{QP}} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vP}}$$
$$\Delta p_{C3} = k_{6.2} p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}}\right)^{a_{QP}} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vP}}$$

lub:

$$\Delta p_{C3} = \Delta p_{C3}^{'} + \Delta p_{C3}^{''} = k_{6.2}^{'} p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}}\right)^{a_{QP}} \left(\frac{\nu}{\nu_n}\right)^{a_{vP}} + k_{6.2}^{''} p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}}\right)^{a_{QP}} \left(\frac{\nu}{\nu_n}\right)^{a_{vP}}$$

Zastosowanie w modelach matematycznych bezwymiarowych stosunków Q_M/Q_{Pt} oraz ν/ν_n daje możliwość określania wykładnika a_{Qp} wpływu natężenia Q_M w przewodach na straty Δp_C ciśnieniowe oraz wykładnika $a_{\nu p}$ wpływu lepkości ν cieczy roboczej na straty Δp_C ciśnieniowe a więc umożliwia dokładny opis zależności poszczególnych strat Δp_C w przewodach od Q_M i od ν .

Równania definicyjne opisujące współczynniki k_5 , $k_{6.1}$ i $k_{6.2}$ (lub $\dot{k}_{6.2}$ i $\ddot{k}_{6.2}$) oraz modele matematyczne wiążą opisy strat ciśnieniowych Δp_{C1} , Δp_{C2} , Δp_{C3} (lub $\Delta p'_{C3}$ i $\Delta p''_{C3}$) w przewodach z wielkością wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy i z ciśnieniem nominalnym p_n układu hydrostatycznego.

3.3. Współczynniki k_i strat energetycznych w silniku hydraulicznym obrotowym

– Współczynnik $k_{7.1.1}$ momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał - komory robocze" silnika hydraulicznego o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału (czyli z $b_M = q_{Mgv}/q_{Mt} = 1$), występującego przy momencie $M_M = 0$ obciążającym wał i przy prędkości obrotowej wału $n_M = 0$, momentu strat odniesionego do momentu teoretycznego M_{Mt} wału silnika:

$$k_{7.1.1} = \frac{M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=1,v_n}}{M_{Mt}} = \frac{M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=1,v_n}}{\frac{q_{Mt}p_n}{2\Pi}}$$

– Współczynnik $k_{7.1.2}$ przyrostu momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał - komory robocze" silnika hydraulicznego o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału (z $b_M = 1$), występującego przy momencie $M_M = 0$ obciążającym wał i przy wzroście prędkości wału od $n_M = 0$ do $n_M = n_{Mt}$, przyrostu momentu strat odniesionego do momentu teoretycznego M_{Mt} wału silnika:

$$k_{7.1.2} = \frac{M_{Mm|M_M=0,n_M=n_{Mt},b_M=1,v_n} - M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=1,v_n}}{M_{Mt}}$$
$$= \frac{M_{Mm|M_M=0,n_M=n_{Mt},b_M=1,v_n} - M_{Mm|M_M=0,n_M=0,b_M=1,v_n}}{\frac{q_{Mt}P_n}{2\Pi}}$$

– Współczynnik $k_{7.2}$ przyrostu momentu strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" silnika hydraulicznego o stałej chłonności q_{Mt} na obrót wału (z $b_M = 1$), przy prędkości wału $n_M = n_{Mt}$, występującego przy wzroście momentu na wale od $M_M = 0$ do $M_M = M_{Mt}$, przyrostu momentu strat odniesionego do momentu teoretycznego M_{Mt} wału silnika:

$$k_{7.2} = \frac{M_{Mm|M_M = M_{Mt}, n_M = n_{Mt}, b_M = l, v_n} - M_{Mm|M_M = 0, n_M = n_{Mt}, b_M = l, v_n}}{M_{Mt}}$$
$$= \frac{M_{Mm|M_M = M_{Mt}, n_M = n_{Mt}, b_M = l, v_n} - M_{Mm|M_M = 0, n_M = n_{Mt}, b_M = l, v_n}}{\frac{q_{Mt} P_n}{2\Pi}}$$

Współczynniki k7.1.1, k7.1.2 i k7.2 nawiązują do opisu:

 $M_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), v)$

momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał-komory robocze" silnika hydraulicznego o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} (z $b_M = 1$) i o geometrycznej (zmiennej) chłonności $q_{Mgv} = b_M q_{Mt}$ na obrót wału silnika, jako funkcji momentu M_M na wale, prędkości n_M wału, wielkości q_{Mt} lub q_{Mgv} chłonności na obrót wału i lepkości v cieczy roboczej. Umożliwiają zbudowanie modeli matematycznych opisujących moment strat mechanicznych w zespole "wał - komory robocze" silnika:

– w silniku hydraulicznym o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} ($b_M = 1$) na obrót wału:

$$M_{Mm|M_{M,n_{M},b_{M}=I,v}} = \left[\left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \left(\frac{n_{M}}{n_{Mt}} \right)^{a_{nm}} \right) \right] M_{Mt} \left(\frac{v}{v_{n}} \right)^{a_{nm}} + k_{7.2} \left(\frac{M_{M}}{M_{Mt}} \right)^{a_{Mm}} M_{Mt}$$
$$= \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \left(\frac{n_{M}}{n_{Mt}} \right)^{a_{nm}} \right) \frac{q_{Mt} p_{n}}{2\Pi} \left(\frac{v}{v_{n}} \right)^{a_{m}} + k_{7.2} \left(\frac{M_{M}}{\frac{q_{Mt} p_{n}}{2\Pi}} \right)^{a_{Mm}} \frac{q_{Mt} p_{n}}{2\Pi}$$

– w silniku hydraulicznym o geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} $(q_{Mgv} = b_M q_{Mt})$ na obrót wału:

$$M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M},\nu} = \left[\left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \left(\frac{n_{M}}{n_{Mt}} \right)^{a_{nm}} b_{M}^{a_{bm}} \right) \right] M_{Mt} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}} \right)^{a_{nm}} + k_{7.2} \left(\frac{M_{M}}{M_{Mt}} \right)^{a_{Mm}} M_{Mt} \\ = \left[\left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \left(\frac{n_{M}}{n_{Mt}} \right)^{a_{nm}} b_{M}^{a_{bm}} \right) \right] \frac{q_{Mt} p_{n}}{2\Pi} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}} \right)^{a_{nm}} + k_{7.2} \left(\frac{M_{M}}{\frac{q_{Mt} p_{n}}{2\Pi}} \right)^{a_{Mm}} \frac{q_{Mt} p_{n}}{2\Pi}$$

Zastosowanie w modelach matematycznych bezwymiarowego stosunku n_M/n_{Mt} daje możliwość określania wykładnika a_{nm} wpływu prędkości obrotowej n_M wału silnika na przyrost momentu $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych w zespole "wał - komory robocze" silnika hydraulicznego nieobciążonego.

Zastosowanie w modelu matematycznym bezwymiarowego stosunku $b_M = q_{Mgv}/q_{Mt}$ daje możliwość określania wykładnika a_{bm} wpływu geometrycznej (zmiennej) chłonności q_{Mgv} na obrót wału na przyrost momentu $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych w zespole "wał - komory robocze" silnika hydraulicznego nieobciążonego.

Jednocześnie przyjęto uproszczenia (zakładając wynikające z nich pomijalne błędy) mówiące, że przyrost momentu $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych w silniku nieobciążonym jest proporcjonalny do prędkości n_M wału silnika oraz do chłonności q_{Mgv} na obrót wału silnika a więc, że wykładniki a_{nm} i a_{bm} są równe 1:

$$a_{nm} = 1$$
$$a_{bm} = 1$$

Zastosowanie w modelach matematycznych bezwymiarowego stosunku v/v_n daje możliwość określania wykładnika a_{vm} wpływu lepkości v cieczy roboczej na moment $M_{Mm|M_M=0}$ strat mechanicznych w zespole "wał - komory robocze" silnika hydraulicznego nieobciążonego.

Zastosowanie w modelach matematycznych bezwymiarowego stosunku M_M/M_{Mt} daje możliwość określania wykładnika a_{Mm} wpływu momentu M_M na wale silnika hydraulicznego na przyrost $\Delta M_{Mm|M_M}$ momentu strat mechanicznych w zespole "wał - komory robocze" silnika.
Jednocześnie przyjęto hipotezę, że przyrost $\Delta M_{Mm|M_M,n_{Mt},b_M=l,v_n}$ momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym jest proporcjonalny do momentu M_M na wale silnika, czyli, że wykładnik a_{Mm} jest równy 1:

$$a_{Mm} = 1$$

W efekcie, modele matematyczne zastosowane w rozważaniach przyjmują formę:

– w silniku hydraulicznym o teoretycznej (stałej) chłonności q_{Mt} ($b_M = 1$) na obrót wału:

$$M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M}=I,v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}}\right) M_{Mt} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{7.2}M_{M}$$
$$= \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}}\right) \frac{q_{Mt}p_{n}}{2\Pi} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + k_{7.2}M_{M}$$

– w silniku hydraulicznym o geometrycznej (zmiennej) chłonności $q_{M_{gv}} (q_{M_{gv}} = b_M q_{Mt})$ na obrót wału:

$$M_{Mm|M_{M},n_{M},b_{M},v} = \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}} b_{M}\right) M_{Mt} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{1m}} + k_{7.2} M_{M}$$
$$= \left(k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_{M}}{n_{Mt}} b_{M}\right) \frac{q_{Mt} p_{n}}{2\Pi} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{1m}} + k_{7.2} M_{M}$$

Równania definicyjne opisujące współczynniki $k_{7.1.1}$, $k_{7.1.2}$ i $k_{7.2}$ oraz modele matematyczne wiążą opis momentu M_{Mm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "wał - komory robocze" silnika hydraulicznego z momentem teoretycznym M_{Mt} silnika wynikającym z chłonności teoretycznej q_{Mt} na obrót wału silnika i z ciśnienia nominalnego p_n układu.

– Współczynnik k_8 strat ciśnieniowych w kanałach (i w rozdzielaczu) silnika hydraulicznego, występujących przy natężeniu Q_M w kanałach równym teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy, strat odniesionych do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym pompa jest zastosowana:

$$k_8 = \frac{\Delta p_{MP|Q_M = Q_{Pl}, v_n}}{p_n}$$

Współczynnik k8 nawiązuje do opisu:

$$\Delta p_{Mp} = \Delta p_{Mp1} + \Delta p_{Mp2} = f(Q_M, v)$$

strat ciśnieniowych Δp_{Mp} w kanałach silnika (sumy $\Delta p_{Mp1} + \Delta p_{Mp2}$ straty ciśnieniowej w kanale dopływowym i straty ciśnieniowej w kanale odpływowym) jako funkcji natężenia Q_M cieczy roboczej (chłonności Q_M silnika) w kanałach i lepkości kinematycznej ν cieczy. Umożliwia zbudowanie modelu matematycznego opisującego straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach silnika.

Współczynnik k_8 zastosowany jest w modelu matematycznym opisującym straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach silnika, w modelu, w którym natężenie Q_M cieczy roboczej (chłonność Q_M silnika) w kanałach odniesione jest do wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy, zaś lepkość ν cieczy odniesiona jest do lepkości odniesienia ν_n cieczy:

$$\Delta p_{Mp} = k_8 p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}}\right)^{a_{Qp}} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{tp}}$$

Zastosowanie w modelu matematycznym bezwymiarowych stosunków Q_M/Q_{Pt} oraz ν/ν_n daje możliwość określania wykładnika a_{Qp} wpływu natężenia Q_M cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} oraz wykładnika $a_{\nu p}$ wpływu lepkości ν cieczy roboczej na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} a więc umożliwia dokładny opis zależności Δp_{Mp} od Q_M i od ν .

Równanie definicyjne opisujące współczynnik k_8 oraz model matematyczny wiążą opis strat ciśnieniowych Δp_{Mp} w kanałach silnika z wielkością wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy i z ciśnieniem nominalnym p_n układu hydrostatycznego.

– Współczynnik k_9 natężenia strat objętościowych w komorach roboczych silnika hydraulicznego, natężenia strat występującego przy indykowanym spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu hydrostatycznego, w którym silnik jest zastosowany – $\Delta p_{Mi} = p_n$, natężenia odniesionego do wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy:

$$k_{g} = \frac{Q_{Mv|\Delta p_{Mi}=p_{n},n_{Mt},v_{n}}}{Q_{Pt}} = \frac{Q_{Mv|\Delta p_{Mi}=p_{n},n_{Mt},v_{n}}}{n_{P0}q_{Pt}}$$

Współczynnik k9 nawiązuje do opisu:

$$Q_{M\nu} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$$

natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych silnika hydraulicznego jako funkcji indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych, prędkości obrotowej n_M wału i lepkości ν cieczy roboczej. Umożliwia zbudowanie modelu matematycznego opisującego natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych.

Współczynnik k₉ zastosowany jest w modelu matematycznym opisującym natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika hydraulicznego, w modelu, w którym indykowany spadek Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych odniesiona jest do ciśnienia nominalnego p_n układu hydrostatycznego, prędkość obrotowa n_M odniesiona jest do prędkości teoretycznej n_{Mt} wału silnika, zaś lepkość v cieczy roboczej odniesiona jest do lepkości v_n odniesienia cieczy:

$$\mathbf{Q}_{\mathrm{Mv}} = \mathbf{k}_{9} \, \mathbf{Q}_{\mathrm{Pt}} \left(\frac{\Delta \mathbf{p}_{\mathrm{Mi}}}{\mathbf{p}_{\mathrm{n}}}\right)^{\mathbf{a}_{\mathrm{pv}}} \left(\frac{\mathbf{n}_{\mathrm{M}}}{\mathbf{n}_{\mathrm{Mt}}}\right)^{\mathbf{a}_{\mathrm{nv}}} \left(\frac{\mathbf{v}}{\mathbf{v}_{\mathrm{n}}}\right)^{\mathbf{a}_{\mathrm{vv}}}$$

Zastosowanie w modelu matematycznym bezwymiarowych stosunków $\Delta p_{Mt'}/p_n$, $n_{M'}/n_{Mt}$ oraz $v'v_n$ daje możliwość określania wykładnika a_{pv} (wpływu indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych na natężenie Q_{Mv}), wykładnika a_{nv} (wpływu prędkości obrotowej n_M wału na natężenie Q_{Mv}) oraz wykładnika a_{vv} (wpływu lepkości cieczy roboczej na natężenie Q_{Mv}) a więc umożliwia dokładny opis zależności Q_{Mv} od Δp_{Mi} , n_M i od v.

Równanie definicyjne opisujące współczynnik k_9 oraz model matematyczny wiążą opis natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych silnika hydraulicznego z wydajnością teoretyczną Q_{Pt} pompy i z ciśnieniem nominalnym p_n układu hydrostatycznego.

3.4. Współczynniki k_i strat energetycznych wynikających z wymagań stawianych przez niektóre struktury zespołu sterowania dławienio-wego prędkości silnika hydraulicznego

– Współczynnik k_{10} minimalnego spadku Δp_{EEmin} ciśnienia w regulatorze przepływu dwudrogowym, który gwarantuje jeszcze stabilizację natężenia przepływu, spadku ciśnienia odniesionego do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym regulator jest zastosowany:

$$k_{10} = \frac{\Delta p_{EEmin}}{p_n}$$

Symbol k_{10} oznacza także współczynnik spadku Δp_{EE} ciśnienia w regulatorze przepływu trójdrogowym, spadku ciśnienia odniesionego do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym regulator jest zastosowany:

$$k_{10} = \frac{\Delta p_{EE}}{p_n}$$

– Współczynnik k_{11} minimalnego spadku ciśnienia Δp_{DEmin} w rozdzielaczu dławiącym (rozdzielaczu proporcjonalnym, serwozaworze), wymaganego przez maksymalną szczelinę dławiącą f_{DEmax} rozdzielacza w celu uzyskania natężenia przepływu w rozdzielaczu równego teoretycznej wydajności Q_{Pt}

pompy zastosowanej w układzie z rozdzielaczem, spadku ciśnienia odniesionego do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym rozdzielacz jest zastosowany:

$$k_{11} = \frac{\Delta p_{DEmin|f_{DEmax},Q_{DE}=Q_{Pt}}}{p_n}$$

4. Wnioski

- 1. W każdym układzie napędowym należy zastąpić obraz przepływu mocy opisany dotychczas powszechnie stosowanym wykresem Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy proponowanym przez autora wykresem wzrostu mocy w układzie przeciwnego do kierunku przepływu mocy.
- 2. Należy więc opisywać straty i sprawność energetyczną, a także pole pracy każdego silnika i układu napędowego jako zależne od wielkości fizycznych niezależnych od strat występujących w silniku i w układzie. Takimi wielkościami fizycznymi jest prędkość (kątowa lub liniowa) oraz obciążenie (moment lub siła) silnika opisane współczynnikami $\overline{\omega}_{M}$ prędkości oraz \overline{M}_{M} obciążenia a zmieniające się w polu ($0 \le \overline{\omega}_{M} \le \overline{\omega}_{M max}$, $0 \le \overline{M}_{M} \le \overline{M}_{M max}$) pracy silnika i układu.
- 3. Konsekwencją proponowanego spojrzenia jest w napędzie hydrostatycznym konieczność zastosowania współczynników strat energetycznych w modelach matematycznych strat występujących w elementach napędu. Autor nazwał je współczynnikami k_i .
- 4. W pracy zdefiniowano współczynniki k_i strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych występujących w pompie i w silniku hydraulicznym oraz współczynniki k_i strat ciśnieniowych w przewodach a także współczynniki k_i strat ciśnieniowych wynikających z wymagań stawianych przez niektóre struktury sterowania dławieniowego prędkości silnika hydraulicznego.
- 5. Modele matematyczne ze współczynnikami k_i strat w elementach są zastosowane w modelach matematycznych sprawności energetycznych elementów i hydrostatycznego układu napędowego, a także w modelach matematycznych opisujących pole pracy silnika hydraulicznego i układu. Straty energetyczne występujące w zespołach elementu (pompy, silnika hydraulicznego) są w modelach opisane jako zależności od wielkości fizycznych, które w rozważnym zespole od strat nie zależą a jednocześnie bezpośrednio na straty wpływają. Modele matematyczne strat uwzględniają więc zależność strat od parametrów wyjściowych zespołu, w którym straty powstają.

Literatura

- Paszota Z.: Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część I – Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Rozdział w monografii p.t.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka "Cylinder". Centrum Mechanizacji Górnictwa "Komag", Gliwice 2008.
- 2. Paszota Z.: Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część II Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Rozdział w monografii p.t.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka "Cylinder". Centrum Mechanizacji Górnictwa "Komag", Gliwice 2008.
- Paszota Z.: Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – cz. I. Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 10(114), Październik 2008.
- 4. Paszota Z.: Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – cz. II. Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 11(115), Listopad 2008.
- Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part I – Rotational hydraulic motor speed series throttling control systems. Polish Maritime Research 3 (57) 2008, Vol. 15.
- Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part II – Rotational hydraulic motor speed parallel throttling control and volumetric control systems. Polish Maritime Research 4 (58) 2008, Vol. 15.
- Paszota Z.: Pole pracy układu napędu hydrostatycznego. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Kozieła i Edwarda Palczaka. Biblioteka "Cylinder". Centrum Mechanizacji Górnictwa "Komag", Gliwice 2009.

- Paszota Z.: Parametry badań sprawności energetycznej pomp i silników hydraulicznych. Pole pracy układu napędu hydrostatycznego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 11(127) Rok XI, Listopad 2009.
- 9. Paszota Z.: The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motors. Polish Maritime Research 4 (62) 2009, Vol. 16.
- 10. Paszota Z.: Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Kozieła i Edwarda Palczaka. Biblioteka "Cylinder 2010". Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010.
- 11. Paszota Z.: Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Kozieła i Edwarda Palczaka. Biblioteka "Cylinder 2010". Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010.
- Paszota Z.: Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 10(138) Rok XII, Październik 2010.
- 13. Paszota Z.: Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 11(139), Listopad 2010.
- 14. Paszota Z.: Energy losses in the hydraulic rotational motor definitions and relations for evaluation of the efficiency of motor and hydrostatic drive. Polish Maritime Research 2 (65) 2010,Vol. 17.
- 15. Paszota Z.: Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in a hydraulic rotational motor for hydrostatic drive. Polish Maritime Research 3 (66) 2010, Vol. 17.
- Paszota Z.: Napędy hydrostatyczne jako maszyny bezpieczne i energooszczędne. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo – techniczny, Nr 1(141), Styczeń 2011.
- Paszota Z.: Napędy hydrostatyczne jako maszyny bezpieczne i energooszczędne. Katalog Konferencji Naukowo – Technicznej "Innowacyjne Maszyny i Technologie – Bezpieczeństwo" 03 – 04 lutego 2011 r. w Szczyrku.
- 18. Paszota Z.: Hydrostatic drives as safe and energy saving machines. The drive investigation method compatible with the diagram of power increase

opposite to the direction of power flow. Polish Maritime Research 1(68) 2011, Vol. 18.

- 19. Paszota Z.: Theoretical models of the torque of mechanical losses in the pump used in a hydrostatic drive. Polish Maritime Research 4/2011, Vol. 18.
- 20. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump. International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 16 18 maja 2012, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP Wrocław : ODK SIMP we Wrocławiu, 2012.
- 21. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II Mechanical losses in a pump. International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 16 18 maja 2012, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP Wrocław: ODK SIMP we Wrocławiu, 2012.
- 22. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump. Polish Maritime Research 2(73) 2012, Vol. 19.
- 23. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II Mechanical losses in a pump. Polish Maritime Research 3 (75) 2012, Vol.19.
- 24. Paszota Z.: Losses and energy efficiency of drive motors and systems. Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems. Polish Maritime Research 1(77), 2013, Vol.20.
- 25. Paszota Z.: Straty i sprawność energetyczna silników i układów napędowych. Zastąpienie wykresu Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy wykresem wzrostu mocy przeciwnego do kierunku przepływu mocy otwiera nową perspektywę badań silników i układów napędowych. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny, Nr 5 (169), Maj 2013.
- 26. The Naval Architect, May 2013, pages 72 76, Feature/ Eastern Europe: Driving a new perspective. Professor Zygmunt Paszota, faculty of ocean engineering and ship technology, Gdansk University of Technology, Poland, explains a new approach to the Sankey Diagram for drive motors.

Losses and energy efficiency of drive motors and systems

(Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems)

Zygmunt Paszota – Politechnika Gdańska

1. Introduction

Losses and energy efficiency of every drive motor must be presented as functions of physical quantities independent of losses in the motor. Such quantities are speed and load required by the machine or device driven by the motor, changing in the drive operating field. Speed and load of the motor decide of the instantaneous useful power of the motor and also in a differentiated way of kinds and values of losses occurring in the motor.

However, losses and energy efficiency of the drive motors and systems are evaluated by researchers and manufacturers as functions of parameters depending on the losses. An example of the wrong interpretation may be presentation of energy efficiencies of the hydrostatic rotational displacement motors as dependent on the flow intensity of the motor feeding liquid and on the pressure decrease of the motor.

Energy efficiency of turbines is presented in a similar way.

A cause of such situation is the traditional, commonly accepted but erroneous, view of the power flow in the drive motors and systems represented by the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow.

It is necessary to replace the Sankey diagram by the proposed diagram of increase of power in the motor and in the drive system in the direction opposite to the direction of power flow $[1 \div 26]$.

The proposed view of losses and energy efficiency should be applied to all types of motor and drive systems, for instance:

- internal combustion motors,
- turbines,
- electric motors,
- hydrostatic displacement motors,
- ship screw propellers.

The aim of this paper is showing the resulting problems of the above postulates, exemplified by operation of a rotational displacement motor in a hydrostatic drive system. In order to make possible objective evaluation of the energy behaviour of different motor and system solutions and sizes, the losses and energy efficiency should be described and compared as dependent on the motor speed coefficient $\overline{\omega}_{_M}$ and load coefficient $\overline{M}_{_M}$ changing in the drive system operating field $(0 \le \overline{\omega}_{_M} < \overline{\omega}_{_Mmax}, 0 \le \overline{M}_{_M} < \overline{M}_{_Mmax})$.

The presented proposals open a new perspective of unavoidable research of drive motors and systems, making it possible to compare objectively the energy efficiency of different types of motors and drive systems.

2. Independent and dependent parameters of a drive motor and system operation, exemplified by operation of a displacement motor in a hydrostatic drive system

The work of a rotational or linear hydraulic motor as an element of hydrostatic drive and control system, directly connected with the driven machine (device) must provide parameters required by the driven machine (angular speed ω_M (rotational n_M) of the shaft or linear speed v_M of the piston rod and shaft load (torque) M_M or piston rod load (force) F_M) and also ensure the required machine movement direction.

The mechanical parameters of a motor (speed $\omega_M(n_M)$ or v_M and also load M_M or F_M) change in the range from zero to maximum values $\omega_{Mmax}(n_{Mmax})$ or v_{Mmax} and M_{Mmax} or F_{Mmax} .

The required current speed ω_M (n_M) or v_M and required current load M_M or F_M of the driven machine are an effect of its work cycle and the work task. The current driven machine speed and load values are independent of the type and structure of that machine driving system control (e.g. an electrical or hydrostatic system).

The current speed and current load of a hydrostatic system driven machine have a direct or indirect impact on the mechanical, volumetric and pressure losses in the hydraulic motor, pump and other system elements, a system with determined motor speed control structure. The losses are also an effect of the viscosity of the used working liquid (hydraulic oil).

The current speed $\omega_M(n_M)$ or v_M and current load M_M or F_M of the driven machine influence, in consequence, the current hydraulic motor absorption capacity Q_M and pressure decrease Δp_M and also (depending on the used motor speed control structure) the current pump capacity Q_P and discharge pressure p_{P2} .

If in effect of the increasing, required by the driven machine (device) hydraulic motor speed ω_M (n_M) or v_M , as well as in effect of the increasing, required by the driven machine motor load M_M or F_M , and also in effect of the

mechanical, volumetric and pressure losses of the hydrostatic drive system elements, the maximum drive system capacity (determined by the maximum pump capacity Q_{Pmax} or maximum pump discharge conduit pressure p_{P2max} limited to the system nominal pressure p_n) is fully used, then further increase of $\omega_M(n_M)$ or v_M as well as M_M or F_M will not be possible.

Maximum pump capacity Q_{Pmax} is smaller than its theoretical capacity Q_{Pt} . The pump theoretical capacity Q_{Pt} is a product of the theoretical capacity q_{Pt} per one pump shaft revolution and the no-load pump shaft speed n_{P0} . The pump Q_{Pmax} capacity, however, results from the loaded pump speed n_P , lower than the speed n_{P0} , and from volumetric losses in the pump.

The system nominal pressure p_n is a maximum permissible continuous operation pressure p_{P2max} determined in the pump discharge.

The maximum speed values ω_{Mmax} (n_{Mmax}) or v_{Mmax} as well as the maximum load values M_{Mmax} or F_{Mmax} of the hydraulic motor used in a hydrostatic drive system are limited by the maximum pump capacity Q_{Pmax} or by the system (pump) nominal pressure p_n and also by the corresponding mechanical, volumetric and pressure losses in the remaining system elements, the losses being also an effect of viscosity of the working liquid used. Therefore, the ω_{Mmax} (n_{Mmax}) or v_{Mmax} , M_{Mmax} or F_{Mmax} values are dependent variables.

The current mechanical operating parameters of the hydraulic motor used in a hydrostatic drive system (current motor speed ω_M (n_M) or v_M and current motor load M_M or F_M) are independent values in the motor, deciding of the motor losses and of the hydraulic parameters (the current motor absorbing capacity Q_M and current pressure decrease Δp_M also depending on the motor mechanical, volumetric and pressure losses). The current motor absorbing capacity Q_M and current pressure decrease Δp_M are dependent variables in the motor.

In the hydraulic motor (hydrostatic drive system) operating field $(0 \le \omega_M (n_M) < \omega_{Mmax} (n_{Mmax}), 0 \le M_M < M_{Mmax})$ or $(0 \le v_M < v_{Mmax}, 0 \le F_M < F_{Mmax})$, the pressure and flow intensities in the system and also the energy losses in the motor, in the pump and in the whole system, power of energy losses and energy efficiencies of the system elements should be considered as a functions of the current speed $\omega_M (n_M)$ or v_M and the current load M_M or F_M required by the system driven machine (device). Also the torque M_P that the pump loads the driving (electric or internal combustion) motor with and the speed n_P that the motor drives the pump with should be considered as a functions of the current speed and the current load required by the system driven machine.

The decrease of speed n_P that the electric or internal combustion motor drives the pump with is connected with the increase of torque M_P that the pump loads the motor with. The decrease of speed depends on the operating

characteristics of the motor, which is not a component of the hydrostatic drive system. Therefore, the pump driving speed n_P should be treated as a parameter independent of the hydrostatic system (of the pump).

3. Non-dimensional coefficients of the displacement motor parameters, coefficients of energy losses in the hydrostatic drive elements

The energy efficiency of the hydrostatic drive system and its elements is described by mathematical models as functions of the hydraulic motor (hydrostatic drive system) speed coefficient $\overline{\omega}_{M}$ and load coefficient \overline{M}_{M} .

The current angular speed ω_M (rotational speed n_M) required of a rotational motor or the linear speed v_M required of a linear motor, operating in a hydrostatic drive system, are replaced in the energy efficiency mathematical models by the motor speed non-dimensional coefficient $\overline{\omega}_M$:

$$\overline{\omega}_{M} = \frac{\omega_{M}}{\omega_{Mt}} = \frac{n_{M}}{n_{Mt}} = \frac{\omega_{M} q_{Mt}}{2\Pi Q_{Pt}} = \frac{n_{M} q_{Mt}}{Q_{Pt}}$$

or:

$$\overline{\omega}_{M} = \frac{v_{M}}{v_{Mt}} = \frac{v_{M} S_{M1}}{Q_{Pt}}$$

The rotational hydraulic motor speed coefficient $\overline{\omega}_M$ is a ratio of the current angular speed ω_M (rotational speed n_M), required of the motor by driven machine, to:

theoretical angular speed
$$\omega_{Mt} = \frac{2\Pi Q_{Pt}}{q_{Mt}}$$

(theoretical rotational speed $n_{Mt} = \frac{Q_{Pt}}{q_{Mt}}$)

which would correspond with the theoretical capacity Q_{Pt} of the motor driving pump and with the theoretical motor absorbing capacity q_{Mt} per one shaft revolution. The speed ω_{Mt} (n_{Mt}) would be achievable on the condition, that there are no volumetric losses in the hydrostatic drive system (including the pump and the hydraulic motor) and the pump is driven by an (electric or internal combustion) motor operating with constant rotational speed $n_P = n_{P0}$ independent of its load.

The theoretical angular speed ω_{Mt} (rotational speed n_{Mt}) of a rotational motor is treated as a constant reference value for the motor current angular speed ω_M (rotational speed n_M).

The linear hydraulic motor speed coefficient $\overline{\omega}_M$ is a ratio of the current linear speed v_M , required of the motor by driven machine, to:

theoretical linear speed
$$v_{Mt} = \frac{Q_{Pt}}{S_{MI}}$$

which would correspond with the theoretical capacity Q_{Pt} of the motor driving pump and with effective area S_{Mt} of the motor piston in the inlet chamber. The speed v_{Mt} would be achievable on the condition, that there are no volumetric losses in the hydrostatic drive system (including the pump and the hydraulic motor) and the pump is driven by a (electric or internal combustion) motor operating with constant rotational speed $n_P = n_{P0}$ independent of its load.

The theoretical linear speed v_{Mt} of a linear motor is treated as a constant reference value for the current motor linear speed v_M .

The current torque M_M required of a rotational motor or current force F_M required of a linear motor, operating in a hydrostatic drive system, are replaced by the motor load non-dimensional coefficient \overline{M}_M :

$$\overline{M}_{M} = \frac{M_{M}}{M_{Mt}} = \frac{2\Pi M_{M}}{q_{Mt} p_{n}}$$

or:

$$\overline{M}_{M} = \frac{F_{M}}{F_{Mt}} = \frac{F_{M}}{S_{M1}p_{n}}$$

The rotational hydraulic motor load coefficient \overline{M}_{M} is a ratio of the current torque M_{M} , required of the motor by driven machine, to:

theoretical torque
$$M_{Mt} = \frac{q_{Mt} p_n}{2\Pi}$$

which would correspond with the theoretical absorbing capacity q_{Mt} per one motor shaft revolution and with the hydrostatic system nominal pressure p_n . The torque M_{Mt} would be achievable on the condition that there are no mechanical or pressure losses in the hydraulic motor and in the remaining system elements (except the pump) and the pressure p_{P2max} in the pump discharge conduit is equal to the system nominal pressure p_n .

The rotational motor theoretical torque M_{Mt} is treated as a constant reference value for the current motor torque M_M .

The linear hydraulic motor load coefficient \overline{M}_{M} is a ratio of the current force F_{M} , required of the motor by driven machine, to:

theoretical force $F_{Mt} = S_{M1} p_n$

which would correspond with the effective area S_{MI} of the motor piston in its inlet chamber and with the system nominal pressure p_n . The force F_{Mt} would be achievable on the condition that there are no mechanical or pressure losses in the hydraulic motor and in the remaining system elements (except the pump) and the pressure p_{P2max} in the pump discharge conduit is equal to the system nominal pressure p_n .

The linear motor theoretical force F_{Mt} is treated as a constant reference value for the current motor force F_M .

The mechanical, volumetric and pressure losses in a hydraulic motor, pump and in the remaining hydrostatic drive system elements are described in the mathematical models of the losses, power of losses and energy efficiency by the coefficients k_i – relations to the values connected with the values of the hydrostatic drive system characteristic parameters:

- theoretical capacity q_{Pt} per one pump shaft revolution,
- theoretical absorbing capacity q_{Mt} per one rotational hydraulic motor revolution or effective piston area S_{M1} in the linear motor inlet chamber,
- theoretical pump capacity Q_{Pt} ,
- system nominal pressure p_n .

The basis of energy evaluation of the particular design solutions and size of the volumetric machines is a catalogue of the coefficients k_i of energy losses in various types of pumps and hydraulic motors used in the hydrostatic drive systems, operating with different levels of pump theoretical capacity Q_{Pt} and system nominal pressure p_n , with the working liquid reference viscosity v_n .

4. The motor operating field in a drive system

Figure 1 presents the operating field of a rotational or linear displacement motor in a hydrostatic drive system. The operating field is determined in the plane of motor mechanical parameters, i.e. speed coefficient $\overline{\omega}_{M}$ and load coefficient \overline{M}_{M} , independent of the motor and of the system.

The limit values $\overline{\omega}_{Mmax} = f(\overline{M}_M)$ or $\overline{M}_{Mmax} = f(\overline{\omega}_M)$ of the hydraulic motor operating field are determined by the maximum motor feed capabilities in the hydrostatic drive system. The values $\overline{\omega}_{Mmax}$ and \overline{M}_{Mmax} are dependent on the motor and on the system losses.

The maximum motor absorbing capacity Q_{Mmax} , achieved in the system by the applied motor speed control structure, should be equal or close to the instantaneous maximum pump capacity Q_{Pmax} (resulting from the theoretical capacity Q_{Pt} , decrease of the pump shaft rotational speed n_P and the intensity of pump volumetric losses Q_{Pv}).



Fig.1. The range of motor speed coefficient $\overline{\omega}_{M}$ and load coefficient \overline{M}_{M} $(0 \le \overline{\omega}_{M} < \overline{\omega}_{M \max}, 0 \le \overline{M}_{M} < \overline{M}_{M \max})$ in a hydrostatic drive system

The maximum possible motor pressure decrease Δp_{Mmax} should be equal or close to the system nominal pressure p_n determined in the pump discharge conduit, reduced by the pressure losses Δp_C in the system conduit (In the motor series throttling speed control structure, the maximum slot area of the throttling valve, proportional directional valve or servo-valve should allow to minimize the pressure decrease $\Delta p_{DE|Q_{Mmax}}$ with the set $Q_{Mmax} \approx Q_{Pmax}$).

Therefore the limit values $\overline{\omega}_{Mmax}$ of the hydraulic motor speed coefficient are a function of the current motor load coefficient \overline{M}_M , coefficients k_i of the volumetric losses in the hydrostatic system elements (including coefficient k_2 of the pump shaft rotational speed decrease Δn_P) and a function of the ratio v/v_n of working liquid viscosity v to the reference viscosity v_n .

On the other hand, the limit values \overline{M}_{Mmax} of the hydraulic motor load coefficient are a function of the current motor speed coefficient $\overline{\omega}_{M}$, coeffi-

cients k_i of the mechanical and pressure losses in hydrostatic system elements and a function of the ratio ν/ν_n of working liquid viscosity ν to the reference viscosity ν_n .

5. Direction of power increase in a drive system

The Sankey diagram is the fundamental cause of the incorrect evaluation of losses in a drive system.

The Sankey diagram connected with a drive system suggests an evaluation defining the output power of the system as a difference between the system input power and sum of the powers of losses occurring in the system. Therefore the energy losses in the system are evaluated as a function of parameters describing the input power.

In accordance with the proposed by the author diagram of power increase in a drive system opposite to the direction of power flow, the system input power is a sum of the system output power and powers of losses occurring in the system. The energy losses in the system are evaluated as a function of parameters describing the system output power.

Full picture of the energy losses in a drive system is a picture of power of energy losses in the system elements. Shaft power of the hydrostatic system feeding pump is equal to the sum of hydraulic motor shaft (or piston rod) power and powers of individual losses in the power flowing from the pump shaft to the hydraulic motor shaft (or piston rod).

The quantity of power increases, in order to overcome the power of energy losses, in the opposite direction to the direction of power flow. Therefore, the image of power of energy losses in the system should be constructed in the direction from the hydraulic rotational motor shaft or from linear motor piston rod towards the system feeding pump shaft.

Powers of the hydraulic motor, pump and of other system element losses (mechanical, volumetric, pressure losses) should be determined as functions of the parameters independent of those losses and influencing directly those losses.

Power of energy losses in the system elements and also power of those elements must be precisely defined.

6. Diagram of power increase in a rotational displacement hydraulic motor, replacing the Sankey diagram

Figure 2 illustrates the diagram, proposed by the Author, of power increase in a rotational hydraulic motor opposite to the direction of power flow, replacing the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow.

The power P_{Mc} consumed by the hydraulic motor is a sum of motor shaft useful power P_{Mu} and powers of three different energy losses in the motor. The losses occur in series increasing power in the opposite direction to the direction of power flow. In effect, the power in the motor increases from the shaft useful power P_{Mu} to the working liquid power P_{Mc} consumed by the motor:

$$P_{Mc} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv} + \Delta P_{Mp}$$

Mechanical losses (and power ΔP_{Mm} of mechanical losses) occur in the ,,shaft - working chambers" assembly.

Volumetric losses (and power ΔP_{Mv} of volumetric losses) occur in the working chambers.

Pressure losses (and power ΔP_{Mp} of pressure losses) occur in the channels.



Fig.2. Diagram of power increase in a rotational displacement hydraulic motor, opposite to the direction of power flow, replacing the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow (example of motor with theoretical (constant) capacity $q_{Mt}(V_{Mt})$ per one shaft revolution)

Power increases from the motor useful power P_{Mu} required on the motor shaft by the driven machine (device) to power P_{Mc} consumed and required by the motor of the working liquid.

The increase of power is an effect of the powers of losses in the motor: power ΔP_{Mm} of mechanical losses in the "shaft - working chambers" assembly, power ΔP_{Mv} of volumetric losses in the working chambers and power ΔP_{Mp} of pressure losses in the channels.

Powers ΔP_{Mm} , ΔP_{Mv} and ΔP_{Mp} of the losses are functions of the output parameters of the motor assembly where the losses occur and diversified functions of the working liquid viscosity v: power ΔP_{Mm} of mechanical losses is a function of torque M_M and shaft speed n_M (ω_M) required of the motor by the driven machine (device) and a function of the working liquid viscosity v, power ΔP_{Mv} of volumetric losses is a function of the pressure decrease Δp_{Mi} indicated in working chambers (of torque M_{Mi} indicated in the chambers) and of the shaft rotational speed n_M as well as a function of the working liquid viscosity v, power ΔP_{Mp} of pressure losses is a function of motor capacity Q_M and of the working liquid viscosity v.

Power P_{Mi} indicated in the working chambers: $P_{Mi} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm}$, power P_{Mci} of the working liquid consumed in the working chambers: $P_{Mci} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv}$, power P_{Mc} of the working liquid consumed by the motor:

$$P_{Mc} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv} + \Delta P_{Mp}.$$

The proposed diagram replaces the Sankey diagram of distribution of power in hydraulic motor causing incorrect loss evaluation during the hydraulic motor energy investigations.

7. Complex dependence of energy losses in a rotational displacement hydraulic motor on the shaft speed, on the shaft torque, on the capacity per one shaft revolution and on the working liquid viscosity

There exists a direct dependence of the torque M_{Mm} of mechanical losses in the "shaft - working chambers" assembly on the torque M_M , on the motor shaft rotational speed n_M , on the capacity q_{Mt} (or q_{Mgv}) per one shaft revolution as well as on the working liquid viscosity v.

There is a complex dependence of the intensity Q_{Mv} of volumetric losses in the working chambers on the shaft loading torque M_M and on the torque M_{Mm} of mechanical losses in the "shaft - working chambers" assembly (decrease Δp_{Mi} of pressure indicated in the working chambers depends on M_M and M_{Mm} , on q_{Mt} (or q_{Mgv}) and has direct impact on Q_{Mv}) and also on the shaft speed n_M (influencing in a diversified way the torque M_{Mm} of mechanical losses and intensity Q_{Mv} of volumetric losses). The intensity Q_{Mv} of volumetric losses depends on a diversified impact of the working liquid viscosity v: indirectly by impact of v on the torque M_{Mm} of mechanical losses in the "shaft - working chambers" assembly and directly by impact of v on the intensity Q_{Mv} of losses in the working chambers.

It can be said, that it is a complex dependence of pressure losses Δp_{Mp} in the channels on the shaft rotational speed n_M , on the capacity q_{Mt} (or q_{Mgv}) per one shaft revolution and on intensity Q_{Mv} of volumetric losses in the working chambers. The intensity Q_{Mv} of volumetric losses influences the motor capacity

 Q_M and at the same time $Q_{M\nu}$ depends in a complex way on the shaft loading torque M_M and on the torque M_{Mm} of mechanical losses in the "shaft - working chambers" assembly. Pressure losses Δp_{Mp} in the motor channels are also dependent on the diversified impact of the working liquid viscosity v: indirectly by impact of v on the torque M_{Mm} of mechanical losses in the "shaft - working chambers" assembly and by impact of v on the intensity $Q_{M\nu}$ of volumetric losses in the working chambers and directly by impact of v on the losses Δp_{Mp} of pressure in the channels.

Contrary to the commonly used, both by manufacturers and researchers, methods of evaluation of the rotational hydraulic motor losses, it is unacceptable to create a "sum" of the torque M_{Mm} of mechanical losses in the "shaft - working chambers" assembly and the "torque" of pressure losses Δp_{Mp} in the motor channels, and also such a "sum" must not be evaluated as directly dependent on the same chosen parameters, because those losses are of different character and depend on different parameters:

$$M_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt} (q_{Mgv}), v)$$

$$\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v)$$

The impact of hydraulic oil viscosity v on the energy losses in a hydraulic motor, i.e. on:

- torque M_{Mm} of mechanical losses in the "shaft working chambers" assembly,
- intensity Q_{Mv} of volumetric losses in the working chambers,
- pressure losses Δp_{Mp} in the channels,

is diversified.

Dependence of the motor losses on the hydraulic oil viscosity v should be presented in expressions describing also the dependence of those losses on other parameters which influence them directly:

$$M_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt} (\mathbf{q}_{Mgv}), v),$$
$$Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v),$$
$$\Delta p_{Mp} = f(Q_M, v).$$

The motor overall efficiency η_M , as a function of M_M , n_M , q_{Mt} (q_{Mgv}) and v, is a product of η_{Mnv} , η_{Mv} and η_{Mp} efficiencies:

$$\eta_{M} = f(M_{M}, n_{M}, q_{Mt} (q_{Mgv}), v) = \frac{P_{Mu}}{P_{Mc}} = \frac{M_{M}\omega_{M}}{\Delta p_{M}Q_{M}} = \frac{2\Pi M_{M}n_{M}}{\Delta p_{M}Q_{M}} = \eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mpv}$$

where: P_{Mu} is the motor useful power,

 P_{Mc} is the motor consumed power.

Each of the three efficiencies, as a factor in the product describing the overall efficiency, is evaluated as a function of parameters directly influencing the respective losses and a function of parameter to which the losses are "added":

- motor mechanical efficiency η_{Mm} :

$$\eta_{Mm} = \frac{P_{Mu}}{P_{Mi}} = \frac{M_{M}\omega_{M}}{(M_{M} + M_{Mm})\omega_{M}} = \frac{2\Pi M_{M}n_{M}}{2\Pi (M_{M} + M_{Mm})n_{M}} =$$
$$= \frac{M_{M}}{M_{M} + M_{Mm}} = f(M_{M}, n_{M}, q_{Mt}(q_{Mgv}), v)$$

where P_{Mi} is the power indicated in the motor working chambers:

$$P_{Mi} = \Delta p_{Mi} q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M = (M_M + M_{Mm}) \omega_M = 2 \Pi (M_M + M_{Mm}) n_M$$

- motor volumetric efficiency η_{Mv} :

$$\eta_{M_{v}} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mci}} = \frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt}(q_{Mgv}) n_{M}}{\Delta p_{Mi}(q_{Mt}(q_{Mgv}) n_{M} + Q_{Mv})} = \frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt}(q_{Mgv}) n_{M}}{\Delta p_{Mi} Q_{M}} =$$
$$= \frac{q_{Mt}(q_{Mgv}) n_{M}}{q_{Mt}(q_{Mgv}) n_{M} + Q_{Mv}} = \frac{q_{Mt}(q_{Mgv}) n_{M}}{Q_{M}} = f(\Delta p_{Mi}, q_{Mt}(q_{Mgv}), n_{M}, v)$$

where P_{Mci} is the power consumed in the motor working chambers:

$$P_{Mci} = \Delta p_{Mi} (q_{Mt} (q_{Mgv}) n_M + Q_{Mv}) = \Delta p_{Mi} Q_M$$

- motor pressure efficiency η_{Mp} :

$$\eta_{Mp} = \frac{P_{Mci}}{P_{Mc}} = \frac{\Delta p_{Mi}(q_{Mt}(q_{Mgv})n_M + Q_{Mv})}{(\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp})(q_{Mt}(q_{Mgv})n_M + Q_{Mv})} = \frac{\Delta p_{Mi}Q_M}{\Delta p_M Q_M} = \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}} = \frac{\Delta p_{Mi}}{\Delta p_M} = f(\Delta p_{Mi}, Q_M, V)$$

In order to present the motor volumetric efficiency η_{Mv} as a factor in the $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ product describing η_M , i.e. to present η_{Mv} as a complex dependence on the $(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), v)$ parameters describing η_M and dependent on the mechanical losses, the intensity $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mib}, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), v)$ of volumetric losses in the working chambers should be determined with:

$$\Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi (M_{M} + M_{Mm})}{q_{Mi}(q_{Mgv})}$$

and with torque M_{Mm} of mechanical losses in the "shaft - working chambers" assembly as an $M_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), v)$ function.

In order to present the motor pressure efficiency η_{Mp} as a factor in the η_{Mm} η_{Mv} η_{Mp} product describing η_M , i.e. to present η_{Mp} as a complex dependence on the $(M_M, n_M, q_M(q_{Mgv}), v)$ parameters describing η_M and dependent on the mechanical and volumetric losses in the motor, the pressure losses $\Delta p_{Mp} = f$ (Q_M, v) in the channels must be determined with:

$$Q_M = q_{Mt}(q_{Mgv}) n_M + Q_{Mv}$$

then intensity $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ of volumetric losses in the working chambers must be determined with

$$\Delta p_{Mi} = \frac{2\Pi \left(M_{M} + M_{Mm}\right)}{q_{Mt}(q_{Mgv})}$$

and the torque M_{Mm} of mechanical losses in the "shaft - working chambers" assembly must be determined as an $M_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), v)$ function.

The characteristic of the hydraulic motor overall efficiency $\eta_M = f(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), v)$ presents a complex picture as a product $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ of three efficiencies correctly described by:

mechanical efficiency $\eta_{Mm} = f(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), v),$ volumetric efficiency $\eta_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, q_{Mt}(q_{Mgv}), n_M, v)$ and pressure efficiency $\eta_{Mp} = f(\Delta p_{Mi}, Q_M, v).$

The picture of the hydraulic motor overall efficiency $\eta_M = f(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), v)$ must be supplemented by assessment of the hydraulic motor operating field $(0 \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{M_{max}}, 0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{M_{max}})$ in the hydrostatic drive system, i.e. assessment of the range of n_M and M_M ($\overline{\omega}_M$ and \overline{M}_M) parameters.

In the motor (and the hydrostatic drive system) $(0 \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{M_{max}}, 0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{M_{max}})$ operating field, its current speed $n_M (\overline{\omega}_M)$ and load $M_M (\overline{M}_M)$ are an effect of the demand of the motor (system) driven machine (device) and are independent of the losses in the hydraulic motor and in the motor driving hydrostatic system.

However, the hydraulic motor (system) operating field limit values n_{Mmax} ($\overline{\omega}_{Mmax}$) and M_{Mmax} (\overline{M}_{Mmax}) depend on the maximum capacity of the hydraulic motor driving system. The values n_{Mmax} ($\overline{\omega}_{Mmax}$) and M_{Mmax} (\overline{M}_{Mmax}) determine simultaneously the corresponding motor energy efficiency η_M and the overall system efficiency η .

The limit parameters of the hydrostatic drive system operation result from the pump theoretical capacity Q_{Pt} and the system nominal working pressure p_n as well as from the actual energy losses in the hydraulic motor, conduits and pump and also losses in the motor speed throttling control assembly (if it is installed). Therefore, the limit values n_{Mmax} ($\overline{\omega}_{Mmax}$) and M_{Mmax} (\overline{M}_{Mmax}) are also dependent on the working liquid viscosity v changing in the $v_{min} \le v \le v_{max}$ range. The hydrostatically driven hydraulic motor operating field is also influenced by the $n_P = f(M_P)$ characteristic of the (electric or internal combustion) motor in the pump driving system.

8. Necessity of the energy loss mathematical models with the loss coefficients in displacement motor and in hydrostatic drive system

Evaluation of the hydraulic motor overall efficiency $\eta_M = f(M_M, n_M, q_{Mt}(q_{Mgv}), v)$ as a product $\eta_{Mm} \eta_{Mv} \eta_{Mp}$ of three motor efficiencies can be performed only by means of the mathematical models of losses and efficiencies, where the defined coefficients k_i of energy losses in the motor and in the motor drive system are used.

Evaluation of the hydraulic motor energy efficiency is performed together with evaluation of the efficiency of a hydrostatic drive system where the hydraulic motor is used (including also the energy efficiency of pump, conduits and the hydraulic motor speed throttling control assembly (if it is used)).

In the proposed method, based on the mathematical models of losses, each kind of energy losses is a function of parameters directly influencing the losses and independent of those losses.

Evaluated are the values of the k_i coefficients of energy losses, relating the mechanical, volumetric and pressure losses in the hydraulic motor, pump and other system elements to the reference values of driving system: nominal pressure p_n of the system, theoretical capacity Q_{Pt} of the system driving pump, theoretical torque M_{Pt} of the pump shaft as well as theoretical torque M_{Mt} of the hydraulic motor shaft. The k_i coefficients are determined at the hydraulic oil reference viscosity v_n . At the same time the impact is determined of the viscosity ratio v/v_n in the $v_{min} \le v \le v_{max}$ range on each kind of energy losses.

The method allows to evaluate the values and proportions of mechanical, volumetric and pressure losses in the hydraulic motor, pump, conduits and in the throttling assembly (if installed), as well as the dependence on the hydraulic oil viscosity v.

The energy investigations of a pump and hydraulic motor as independent displacement machines are limited to determination of the k_i coefficients of losses in them. The energy efficiency characteristics of those machines are

determined in parallel with efficiency evaluation of the hydrostatic drive system where they are used.

The knowledge of k_i coefficients of the mechanical, volumetric and pressure losses in the drive system elements allows to obtain, with the numerical method, the characteristics of the hydrostatic drive system overall efficiency, pump efficiency, hydraulic motor efficiency, conduit efficiency and the motor speed throttling control assembly (if it is used) structural efficiency in the motor (system) ($0 \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{M max}, 0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{M max} \rangle$) operating field at a selected ratio ν / ν_n of the hydraulic oil viscosity ν to the reference viscosity ν_n .

Characteristics of the overall efficiency of elements used in a hydrostatic drive system: pump η_P , hydraulic motor η_M , conduits η_C and throttling control assembly (if it is used) structural efficiency η_{st} are defined as functions of the hydraulic motor (system) speed coefficient $\overline{\omega}_M$ and load coefficient \overline{M}_M and the hydraulic oil viscosity ratio ν/ν_n .

At the same time the hydraulic motor $(0 \le \overline{\omega}_M \langle \overline{\omega}_{M_{max}}, 0 \le \overline{M}_M \langle \overline{M}_{M_{max}})$ operating field in the hydrostatic drive system is determined at the selected ratio v/v_n of the hydraulic oil viscosity to the reference viscosity.

Characteristics of energy efficiency of the pump and hydraulic motor with the determined constant coefficients k_i of losses and also of efficiency of the conduits are different in hydrostatic systems with different motor speed control structures.

The method is precise by definition and simple in use. It simplifies the laboratory investigation of pumps, hydraulic motors and hydrostatic drive systems. It allows to seek for energy saving solutions of pumps and hydraulic motors. It allows also to evaluate the overall energy efficiency of the drive and to find energy saving hydrostatic drive system structures.

9. Conclusions

- 1. Losses and energy efficiency of every drive motor and system must be presented as functions of physical quantities independent of losses in the motor and system. Such quantities are speed and load required by the machine or device driven by the motor, changing in the $(0 \le \overline{\omega}_M < \overline{\omega}_{Mmax}, 0 \le \overline{M}_M < \overline{M}_{Mmax})$ drive operating field. Speed and load of the motor decide of the instantaneous useful power of the motor and also in a differentiated way of kinds and values of losses occurring in the motor.
- 2. In energy considerations of a motor and a drive system, it is necessary to replace the Sankey diagram by the proposed diagram of power increase in the direction opposite to power flow.

- 3. It is necessary to determine the motor operating field in its drive system, i.e. to determine the motor speed coefficient $\overline{\omega}_{M}$ and load coefficient \overline{M}_{M} dependent on and independent of losses in the motor and in the system.
- 4. The example of operation of a rotational displacement motor in a hydrostatic drive system shows a complex relation of energy losses in the motor and in the system to the motor shaft speed and load, to the capacity per one shaft revolution and to the working liquid viscosity. Evaluation of the motor overall efficiency η_M as a product of mechanical efficiency η_{Mm} , volumetric efficiency η_{Mv} and pressure efficiency η_{Mp} can be performed only by means of mathematical models of losses and efficiencies with the use of defined coefficients of losses in the motor and in the motor driving system.
- 5. The presented proposals open a new perspective of unavoidable research of drive motors and systems, making it possible to compare objectively the energy efficiency of different types of motors and drive systems.

Bibliography

- Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part I – Rotational hydraulic motor speed series throttling control systems. Chapter in the monograph: "Research, design, production and operation of hydraulic systems" (in Polish), Adam Klich, Edward Palczak and Andrzej Meder editors. "Cylinder" Library. Komag Mining Mechanisation Centre, Gliwice 2008.
- Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part II – Rotational hydraulic motor speed parallel throttling control and volumetric control systems. Chapter in the monograph: "Research, design, production and operation of hydraulic systems" (in Polish), Adam Klich, Edward Palczak and Andrzej Meder editors. "Cylinder" Library. Komag Mining Mechanisation Centre, Gliwice 2008.
- 3. Paszota Z.: Direction of increase of power stream in the hydrostatic drive and control system. Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part I – Rotational hydraulic motor speed series throttling control systems (in Polish), Napędy i sterowanie, scientific monthly, No 10 (114), October 2008.
- 4. Paszota Z.: Direction of increase of power stream in the hydrostatic drive and control system. Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part II – Rotational hydraulic motor speed parallel throttling control

and volumetric control systems (in Polish), Napędy i sterowanie, scientific monthly, No 11 (115), November 2008.

- Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part I – Rotational hydraulic motor speed series throttling control systems. Polish Maritime Research 3 (57) 2008, Vol. 15.
- Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part II – Rotational hydraulic motor speed parallel throttling control and volumetric control systems. Polish Maritime Research 4 (58) 2008, Vol. 15.
- 7. Paszota Z.: The operating field of a hydrostatic drive system. Chapter in the monograph: "Research, design, production and operation of hydraulic systems" (in Polish), Adam Klich, Antoni Kozieł and Edward Palczak editors. "Cylinder" Library. Komag Mining Mechanisation Centre, Gliwice 2009.
- 8. Paszota Z.: Parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motors. The operating field of a hydrostatic drive system (in Polish), Napędy i sterowanie, scientific monthly, No 11 (127), November 2009.
- 9. Paszota Z.: The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motors. Polish Maritime Research 4 (62) 2009, Vol. 16.
- Paszota Z.: Energy losses in a rotational hydraulic motor definitions and relations for evaluation of the efficiency of motor and hydrostatic drive. Chapter in the monograph: "Research, design, production and operation of hydraulic systems" (in Polish), Adam Klich, Antoni Kozieł and Edward Palczak editors. "Cylinder" Library. Komag Mining Mechanisation Centre, Gliwice 2010.
- 11. Paszota Z.: Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in a hydraulic rotational motor for hydrostatic drive. Chapter in the monograph: "Research, design, production and operation of hydraulic systems" (in Polish), Adam Klich, Antoni Kozieł and Edward Palczak editors. "Cylinder" Library. Komag Mining Mechanisation Centre, Gliwice 2010.
- 12. Paszota Z.: Energy losses in a rotational hydraulic motor definitions and relations for evaluation of the efficiency of motor and hydrostatic drive (in Polish), Napędy i sterowanie, scientific monthly, No 10 (138), October 2010.
- 13. Paszota Z.: Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in a hydraulic rotational motor for hydrostatic drive (in Polish), Napędy i sterowanie, scientific monthly, No 11(139), November 2010.

- Paszota Z.: Energy losses in the hydraulic rotational motor definitions and relations for evaluation of the efficiency of motor and hydrostatic drive. Polish Maritime Research 2 (65) 2010, Vol. 17.
- 15. Paszota Z.: Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in a hydraulic rotational motor for hydrostatic drive. Polish Maritime Research 3 (66) 2010, Vol. 17.
- 16. Paszota Z.: Hydrostatic drives as safe and energy saving machines (in Polish), Napędy i sterowanie, scientific monthly, No 1(141), January 2011.
- 17. Paszota Z.: Hydrostatic drives as safe and energy saving machines (in Polish), Proceedings of the "Innovative machines and Technologies Safety" conference, Szczyrk 03 04 February 2011.
- Paszota Z.: Hydrostatic drives as safe and energy saving machines. The drive investigation method compatible with the diagram of power increase opposite to the direction of power flow. Polish Maritime Research 1(68) 2011,Vol. 18.
- 19. Paszota Z.: Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in the pump used in a hydrostatic drive. Polish Maritime Research 4(71) 2011, Vol. 18.
- 20. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump /International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 16 18 May 2012 / Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP Wrocław : ODK SIMP Wrocław, 2012.
- Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II Mechanical losses in a pump /International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 16 18 May 2012/ Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP Wrocław: ODK SIMP Wrocław, 2012.
- 22. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump.Polish Maritime Research 2(73), 2012, Vol.19.
- 23. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II Mechanical losses in a pump. Polish Maritime Research 3(75), 2012, Vol.19.
- 24. Paszota Z.: Losses and energy efficiency of drive motors and systems. Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of

power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems. Polish Maritime Research 1(77), 2013, Vol.20.

- 25. Paszota Z.: Losses and energy efficiency of drive motors and systems. Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems (in Polish), Napędy i sterowanie, scientific monthly, No 5 (169), May 2013.
- 26. The Naval Architect, May 2013, pages 72 76, Feature/ Eastern Europe: Driving a new perspective. Professor Zygmunt Paszota, faculty of ocean engineering and ship technology, Gdansk University of Technology, Poland, explains a new approach to the Sankey Diagram for drive motors.

Energy losses in hydraulic systems

Petrin Drumea, Ștefan Simionescu, Andrei Țârlescu – INOE 2000-IHP București, **Adrian Mirea** – SC ROMFLUID SA București

1. Introduction

Energy losses in the current hydraulic systems, ranging between 30% and 50%, can no longer be accepted and therefore relevant scientific research carried out in the last 20 years has analyzed the main causes, vulnerable places in the installations and ways to reduce them. In fact, energy losses are determined, among others, by the friction of the fluid layers between them and with the pipes through which they pass and by the pressure drops on the equipment, at bends and diameter changes. Finally all these cumulated hydraulic pressure losses turn into heat, and thus to the energy loss is also added the destructive action of the high temperature and the obligation to introduce additional cooling equipment in the system. Another way of losing energy in hydraulic systems is given by the hydraulic leaks, which are small in the beginning and increasingly larger over time. Over time there was another way of losing energy, namely by sending to the tank through the safety valve of the excess flow given by the pump. There is excess flow in the system in some phases, because the system works with constant flow at all time. It should be noted that this type of losses was greatly limited, modern proportional hydraulic systems solving the problem of flow adaptation to the requirements of the serviced equipment [13].

2. Structure of hydraulic systems

Any type of system in question, whether using traditional hydraulics (on/off) type A, proportional hydraulics type B, digital hydraulics with parallel connected components type C or switching-type digital hydraulics type D, is composed of pumping group, distribution equipment, hydraulic motors, pipes and auxiliary components.

2.1. Pumping equipments

The pumping group is composed of an electric or mechanic driving motor, an oil tank with all its constructive elements and a pump. The pump type is different for the four types of systems analyzed. For systems of types A (fig. 1) and B (fig. 2) the pumps are common, well developed as project and realization and today with a total efficiency of approximately 90%. The most used are the gear pumps (fixed) and the axial piston pumps. Axial piston pumps can be fixed or adjustable and for the case of adjustable pumps they can be equiped with

many types of controllers, each managing to close the flow discharged to the load requirements of the system, on coresponding work phases.



Fig.1. Type A (traditional – all/nothing) hydraulic system

Fig.2. Type B (proportional) hydraulic system

For systems of types C and D there is an option using classic pumps, in which the flow is selected by switching valve (fig. 3a) or by pump size (fig. 3b) and another option that uses pumps with independently controlled pistons, as shown in Figure 4a. In Figure 3a, the pump is fixed and the flow in the system is adjusted by switching the switching valve at a level required every time. Theoretically no safety valve is necessary, but in practice things are different. In Figure 3b are shown three fixed pumps driven by the same motor. The flow adjustment is ensured through individual connection to the system or tank, according to the flow requirements of each work phase. Besides the differences in the type of pumps, it is noted that there are no differences in the general structure of the pump group, meaning that the tank and its annexes don't disappear [1, 2, 4, 8].



Fig.3. Switching pump (a) and parallel connected pumps (b)



Fig.4. Piston type digital pump (a) and pump-motor (b) [1]

2.2. Distribution equipments

This group of equipments includes elements for distribution and for the flow control. Because of the major differences between the four types of systems in what concerns the distribution, our research will focus here, for the begining. It is important that the results of this research will lead to elements simple from the technological point of view, as fast and as accurately as possible both in achievement and in repeating the performances.

In systems of type A (fig. 5) besides the common directional valve are also introduced flow control elements such as throttles and flow valves with two or three ways. In the case of throttles and two way flow valves, the excess flow will be sent to the tank through the safety valve, hence at the maximum system pressure. Solutions to introduce variable pumps and 3-way flow valves were huge steps in reducing energy wastage, but not enough.



Fig.5. Type A hydraulic system: 1-drive motor; 2-hydraulic pump; 3-safety valve; 4-hydraulic directional valve; 5-throttle; 6-flow valve

In systems of type B (Fig. 6), by including servovalves and/or proportional directional valves, the system was simplified, the price increased slightly, while the energy losses were greatly reduced by their combination with modern control schemes for pumps, including load-sensing in recent versions, and increased by pressure drop on servovalve.



Fig.6. Type B hydraulic system: 1-drive motor; 2-adjustable hydraulic pump; 3-safety valve; 4-servovalve

C-type systems (Fig. 7), well represented by the team of Prof. Linjama and Prof. Vilenius of the Tampere University, have gained a great development, representing the most analized digital hydraulics solution, with good theoretical results, but with still many technical and financial problems [1].



Fig.7. Type C hydraulic system: implementation of distributed four-way valve by digital fluid control units [1]

D-type systems (Fig. 8), developed mainly by the team of Prof. Scheidl in Linz, promises a great organological simplification and a substantial reduction in energy losses, without currently imposing on the hydraulic market [11].



Fig.8. Elementary switching control scheme (left) and typical signals in one way mode operation (right) [11]

2.3. Pipes and auxiliar components

In the group of auxiliar components are included firstly the elements for conditioning the working fluid such as filters, coolers, check valves, pressure valves, as well as hydro-pneumatic accumulators. They are definitely necessary for type A and type B systems, quite possible necessary for several C-type systems, and even for those of type D for which it theoretically states as unnecessary. Long pipelines, who through their length, bends and section variations are an important source of energy losses, are included in all types of systems at about the same level even if it seems that for type D-systems the simplified structure greatly reduces their influence [15].

2.4. Hydraulic motors

In all the systems are rotary or linear hydraulic motors (cylinders) and used to convert pressure into torque or driving force. To reduce energy losses the solution that is looming for hydraulic cylinders is to create variants in which it can be changed the active surface, as shown in Figure 9. This are solutions that are considered today as very important for systems of type C. For installations of type A, type B and even D, hydraulic cylinders are those traditional, for which energy losses are difficult to reduce. Rotary hydraulic motors are usually similar to rotary pumps, so it is interesting to find industrial solutions for systems of type C and type D, given the fact that for the systems of type A and type B solutions for modernization are difficult to find [1, 7].



Fig.9. Different implementations of multi-chamber cylinders. LP = low pressure line, HP = high pressure line [1]

3. Energy losses in components and systems

3.1. Energy losses in hydraulic systems of type A

In this section will be taken into consideration losses in pumps, distribution and control systems, pipes and hydraulic motors.

- a) Losses in pumps are determined by internal losses and mechanical friction, and the total efficiency, which represents the energy efficiency, will be determined as the product of volumetric efficiency and mechanical efficiency. An increase in the technological level of pumps manufacture, together with improved materials and increased tribological performances, made that the volumetric efficiency determined primarily by side clearances, as well as the mechanical efficiency determined by friction, both have values over 90%, so that in the end the total efficiency will also be over 90%.
- b) Losses in the distribution and control section are local losses determined by either construction of the equipment or the working methodology of the system. If losses on every component can be treated as local losses and reduced by improving the forms of flow, within fairly narrow limits, technological losses recorded on flow control valves and regulators can be minimized through a proper design of the whole system and especially through the use of adjustable pumps with high level of automation. Upgrades in this area of a hydraulic system could lead to the greatest reductions in energy losses with current equipments and technologies. In fact, the most important thing is to devise a system by which the discharges to the tank through the safety valve to be minimized.
- c) Losses on pipelines and auxiliar components are generally quite high and are comprised of linear losses and losses on auxiliary equipments such as

filters, accumulators and coolers. Generally, losses on auxiliar components can be treated as local losses with relatively small values, with rather small possibilities of reduction, as some of these components don't permanently intervene into operation (accumulators), and others can be bypassed.

The big problem are the linear losses in the pipelines, which generally have high values and on which is working much and generally efficient. Designers choose the shortest routes, reduce them to the minimum, avoiding the forming of local areas of turbulence. Very important when designing a hydraulic system is that the choosing of the pipes – material, shape, inner part processing and diameter – to ensure as little friction as possible and the velocity profile to approach the form in Figure 10 [10, 15].



Fig.10. Speed profile of the fluid in a straight tube

d) Energy losses in hydraulic motors are quite important, even though not essential. Losses in rotary motors are similar to energy losses in pumps because also in this case the one that counts is the tribological element and less the technological element, through which are produced at normal prices side clearances that can reduce internal flow losses. Hydraulic cylinders, with their component materials and the structure may reduce losses, but can not remove them.

In any case, in the cylinders used today in hydraulic systems, we find the friction between the rod and rod cap seal, between the piston and cylinder body and in the couplings by which the cylinder is attached to the mechanical equipment. Much important and more dangerous are the problems caused by a poor grip on the machine, because high radial forces are introduced which induce high friction and therefore high power losses. Unfortunately, mostly these bad assemblies do not depend on hydraulics, but cause faults devastating for the hydraulics. For the hydraulic cylinders are taken into account the sum of Stribeck friction, Coulomb friction and viscous friction. To reduce the influence of Coulomb friction and viscous friction were made new materials for seals and bearings in the cylinder, as well as fluids with reduced friction [14].

3.2. Energy losses in hydraulic systems of type B

Losses in pumps, pipes, auxiliary components and motors are quite similar to those described above for Type A hydraulic systems. The news for the systems of Type B are related to the command type of adjustable pumps, which basically started to be used in all classical installations, and to the distribution and control parts. It is known that the flow control is done by varying the fluid passage section, by the servovalve or proportional hydraulic control valve, according to the command current size and the pressure drop on the device. If in the catalog this pressure drops have normalized values of 70 bar for servovalves and 10 bar for proportional control valves, in order to give the static and dynamic parameters of the devices, in reality we can discuss of another level of pressure drop established in the system, as a relationship between the load level and the safety valve setting. The idea is that through the automated system to obtain a closeness of the flow delivered by the pump to the flow delivered by the servovalve for each phase, so that losses to be as small as possible, but unfortunately not zero. The curves shown in Fig. 11 and in Fig. 12 show that the flow variation is closely related to the pressure drop and the slide valve's position in the body, namely the size of the crossing area.



Fig.11. Pressure drops on proportional hydraulic drives

3.3. Energy losses in hydraulic systems of type C

a) Losses in pumps are basically about the same as those in pumps of type A and B, as it comes about creating pressure by mechanical drive of some axial pistons. Losses on pipelines and auxiliary components are similar to those of type A and type B, since the pipeline routes are about the same and the quality of processing, materials and diameters are similar.


Fig.12. Pressure drops on servovalves

- b) Energy losses on distribution equipments are greatly diminished by a configuration specific to digital control valves and by removing other elements of flow control. Whatever the constructive version chosen, hydraulic pressure losses on the device are reduced, but not completely removed. It is very important that in the selection process of control valves to have the posibility of choosing them depending on the required flow in the system in each working phase [1, 5].
- c) By the many new solutions of digital actuators can be reached a full use of the hydraulic energy delivered by the system, mostly just by the pump. New solutions don't entirely reduce the internal friction, but they substantially improve its overall functioning.

3.4. Energy losses in hydraulic systems of type D

Switching-type digital hydraulics represents a solution of great interest which provides close proximity between the available flow rate and the required flow rate in each phase of work and also greatly reduces the number of hydraulic equipments for distribution and control. Another great advantage is the reduced number of pipelines and hence linear losses. Otherwise the problem of the pumps and motors is similar to Type C systems [11].

4. Methods to reduce losses in hydraulic systems

Energy losses in hydraulic systems can be reduced by both interventions on component equipments, as well as through interventions on the system [12, 13].

- a) Interventions on equipment
 - Choosing of modern materials, more resistant to high forces and pressures, but especially to friction, in order to reduce wear, for use in the construction of pumps and motors.
 - Use of modern technologies which reduce side clearances and all areas where flow losses can occur for pumps, motors and control valves.

- Choosing of pipes made of materials that can be better processed on the inside and compatible with the working fluid.
- Setting of circuits as short as possible, with little direction changes and as lew as possible diameter changes.
- Choosing of a suitable working fluid, with viscosity adapted to the type of movement, to the type of materials used for pipes and equipments, and especially to the temperature and temperature variation in the system.
- The choice of materials for hydraulic cylinders and bushings of and for the sealing elements on the basis of reduction of friction forces and wear.
- b) Interventions on the system

Over time, in the last century, the role of hydraulic drives in industrial development has increased continuously and only recently appeared signs that there are areas where electric drives have become an economical alternative. Interesting is that instead of exclusive criteria of technical level or production price, the criterion of energy losses appeared, where hydraulic drives apparently do not stay well in all situations. To remedy this obstacle, researchers in the field approached a few ways including major modernization including the following, important from the author's point of view:

- Using variable pumps.
- Creating regulators for pumps to fit easily in an automation system which to approach the flow value delivered by the required flow value in each phase of work.
- Reducing equipment in functional schemes by transferring part of tasks to the electronics and informatics, mechatronizing the system.
- Transition to the new principles such as the digital hydraulics, which means new equipment and schemes with new general concept.
- The use of digital hydraulic power management systems (DHPMS) for the purpose to reduce energy losses purposed.
- Hydraulic coupling of the pump with the motor almost totally reduce other distribution and control elements for digital hydraulic switching drives.
- Starting from all the elements presented above, the authors wrote in Table 1 the elements of a qualitative comparison between the four types of hydraulic systems.

Comparison of energy losses for hydraulic systems [1, 3, 6, 9, 11] Table 1					
Type of energy loss	A (On/off hydraulics)	B (Proportional hydraulics)	C (Parallel type digital hydraulics)	D (Switching type digital hydraulics)	
Hydraulic friction	L_2	L_2	L_2	$L_2 \rightarrow L_1$	
Mechanical friction	L_I	L_{l}	L_I	L_I	
Pressure drops on equipments – pumps, valves, actuators etc.	L_2	L_2	$L_2 \rightarrow L_1$	$L_2 \rightarrow L_1$	
Local pressure drops – connec- tions, diameter changes etc.	L_{I}	L_{I}	L_{I}	L_{I}	
Leakages	L_2	L_{I}	L_0	L_0	
Flow discharged under pressure to tank	L_2	$L_1 \rightarrow L_0$	L_0	L_0	
System complexity and linear losses	L_2	L_2	L_{l}	$L_1 \rightarrow L_0$	

Comparison of energy losses for hydraulic systems [1, 3, 6, 9, 11]

 L_0 – very small losses, close to 0;

 L_1 – small losses;

 L_2 – medium losses;

 L_3 – high losses.

5. Conclusions

The research results in the last years have started to show in practical action.

Proportional hydraulics and classic reduced greatly the energy losses through massive coupling with electronics and informatics, making the step to mechatronization.

The emergence of digital hydraulics has opened a new way, which is still not accepted and applied widely in industry, primarily due to price and secondary due to the novelty of the idea.

The rapid development of digital hydraulics and increase in its usability will soon lead to sharing applications between all 4 types of hydraulic equipment.

Hydraulics is generally still quite used, is in a permanent increase in technical level and production price equalization.

Bibliography

- 1. Linjama M.: Digital fluid power state of the art The twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 18-20, 2011, Tampere, Finland.
- 2. Linjama M., Huhtala K.: Digital hydraulic power management system towards lossless hydraulics The Third Workshop on Digital Fluid Power, October 13 14, 2010, Tampere, Finland.
- 3. Bishop E.:: Digital hydraulic technology DigitalHydraulic LLC, Fort Wayne, USA, 2001.
- 4. Drumea P., Stoilă M.A., Simionescu Ş.: Digital hydraulics reduces energy consumption in fluid power drives International Conference of Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development TERERD, June 20-22, 2013, Olanesti, Romania.
- 5. Linjama M., Vilenius M.: Digital hydraulics towards perfect valve technology journal Digitalna Hidravlika, 2008, Slovenia.
- 6. Huova M, Linjama M.: Energy efficient digital hydraulic valve control utilizing pressurized tank line Tampere University of Technology, Finland.
- Linjama M., Vilenius M.: Energy-efficient motion control of a digital hydraulic joint actuator – Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, TSUKUBA, November 7-10, 2005, Finland.
- 8. Lepădatu I.: Experimental Research focused the mechatronic positioning systems for regulating the geometrical volume of the pumps with radial pistons University Politehnica Bucharest Scientific Bulletin, Volume 72, Issue 4, 2010.

- 9. Theissen H.: Fluid power for sustainability Proceedings of 2011 International Salon of Hydraulics and Pneumatics – HERVEX, 9-11 November 2011, Calimanesti-Caciulata, Romania.
- 10. Oprean A, Marin V., Dorin A.: Hydraulic drives Technical Press House, Bucharest, 1976.
- Scheidl R., Kogler H., Winkler B.: Hydraulic switching control objectives, concepts, challenges and potential applications – Proceedings of 2012 International Conference of Hydraulics and Pneumatics – HERVEX, 7-9 November 2012, Calimanesti-Caciulata, Romania.
- 12. Shang T.: Improving performance of an energy efficient hydraulic circuit -, 2004, April, University of Saskatchewan, Canada.
- 13. Macheta A., Kania S.: Literature survey hydraulic losses Small or medium scale focused research project STREP, 2009.
- Cristescu C., Drumea P., Krevey P., Dumitrescu L.: Mechatronics system for recovering kinetic energy of the motor vehicles, in the braking phase – POSTER Sesion – The 5th Fluid Power Net International-PHD Symposium, 1-5 July, 2008, Krakow, Poland.
- 15. Georgescu A.M., Georgescu S.A.: Pipeline hydraulics and hydraulic machines Printech Press House, Bucharest, 2007.

Wpływ napływu i wypływu czynnika roboczego na właściwości akustyczne i hydrauliczne pompy zębatej

Piotr Osiński, Edward Palczak, Janusz Rutański – Politechnika Wrocławska

1. Wprowadzenie

Rozwój konstrukcji nowoczesnych elementów i układów hydraulicznych jest związany z problemem minimalizacji masy (gabarytów), energooszczędnością [10] oraz równie ważnym zagadnieniem dotyczącym zmniejszenia hałasu. Z praktyki eksploatacyjnej układów z napędem hydrostatycznym wynika, że pompy wyporowe są najbardziej intensywnymi źródłami hałasu [1, 3]. Grupie pomp wyporowych stosowanych jako generatory energii, pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym i zarysie ewolwentowym są najbardziej rozpowszechnione we wszystkich dziedzinach techniki. Ich globalne zastosowanie oceniane jest na ponad 50% w odniesieniu do wszystkich wytwarzanych pomp [5]. Pompy te stosuje się ze względu na prostą i zwartą budowę, niezawodność pracy i stosunkowo niski koszt wykonania. Charakteryzuje jednak stosunkowo wysoka hałaśliwość ~ 80 dB (A) podczas eksploatacji. Hałaśliwość pracy pompy wynika z przyczyn hydraulicznych związanych ze zjawiskiem przepływu czynnika roboczego oraz z przyczyn mechanicznych. Przyczyny mechaniczne związane są głównie z błędami wykonania i montażu kół zębatych oraz łożysk, które w trakcie pracy są źródłem drgań dźwiękotwórczych. Są one stosunkowo dobrze rozpoznane i można je skutecznie likwidować dokładną zaawansowaną technologią obróbki oraz starannym montażem. Podstawowymi jednak przyczynami znacznej hałaśliwości pompy zębatej są zjawiska hydrauliczne, na które składają się:

- nagły wzrost ciśnienia między ssawnym a tłocznym obszarem pompy,
- pulsacja wydajności i wynikająca z niej pulsacja ciśnienia [11],
- zasklepianie cieczy we wrębach kół zębatych [11],
- zjawisko kawitacji polegające na wydzielaniu się powietrza z oleju [6, 7].

Skuteczne wyeliminowanie lub ograniczenie dokuczliwego hałasu wiąże się z koniecznością podejmowania badań doświadczalnych (eksperymentalnych) mających na celu lokalizację oraz identyfikację źródeł drgań i hałasu.

Lokalizacja odnosi się do określenia miejsca w maszynie lub obiekcie, odpowiedzialnego za wysoki poziom emitowanego hałasu, natomiast przez identyfikację rozumiemy znalezienie przyczyny hałasu [1, 7]. W hydraulicznych pompach wyporowych, hałas jest efektem zjawisk związanych z przepływem czynnika roboczego.

2. Identyfikacja źródeł hałasu w pompach zębatych

Podstawowym zjawiskiem decydującym o trwałości, niezawodności sprawności i hałaśliwości pompy zębatej są zmienne w czasie obciążenia działające na koła zębate, przenoszone za pośrednictwem łożysk na pozostałe elementy pompy. Istotnym źródłem tych wymuszeń są zmiany ciśnienia czynnika roboczego zachodzące w przestrzeniach międzyzębnych podczas obrotu koła zębatego. Metodę pomiaru ciśnienia obwodowego pokazano na rysunku 1, natomiast na rysunku 2 przedstawiono przykładowe wyniki doświadczalne zarejestrowane podczas jednego pełnego obrotu koła zębatego.



Rys.1. Koło zębate pędzone pompy eksperymentalnej i schemat układu pomiarowego: 1 - koło zębate pędzone, 2 - piezoelektryczny czujnik ciśnienia M105 B22, 3 - przewód ekranowany, 4 - głowica Hottingera, 5 - wzmacniacz ładunkowy F463A, 6 - oscyloskop cyfrowy HM205-3, 7 - drukarka termiczna HD 148



Rys.2. Doświadczalny przebieg ciśnienia w pompie eksperymentalnej 2PZ2

W przedstawionym przebiegu można wyróżnić charakterystyczne obszary oznaczone odpowiednio kątami φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 . Hałaśliwość pracy pompy zębatej zależy w dużym stopniu od rozmiarów i ukształtowania czyli rozwiązania konstrukcyjnego tych obszarów oraz występujących w nich ciśnień. Obszar ssawny określony kątem φ_1 , w którym występuje ciśnienie ssania p_s umożliwia doświadczalne uściślenie i korektę geometrycznych parametrów komory ssawnej. Konstrukcja komory powinna zapewnić spokojny napływ oleju, całkowite wypełnienie wrębów międzyzębnych koła zębatego, a następnie płynne przejście do obszaru φ_2 wzrostu ciśnienia. Teoretyczne wymiary komory ssawnej można wyznaczyć na podstawie zależności przedstawionych w dostępnej literaturze [8]. W rzeczywistości kąty definiujące obszar ssawny mogą być nieco większe. Wynika to z faktu zastosowania szczelin przepływowych w postaci sfazowań. Uzyskuje się dzięki temu mniejsze prędkości ich wypełniania czynnikiem. Zatem w konsekwencji ogranicza się możliwość występowania lokalnego zjawiska kawitacji, mającego zdecydowany wpływ na poziom hałasu.

W obszarze φ_2 wzrostu ciśnienia (rys. 2) jedną z ważniejszych przyczyn hałaśliwości jest przyrost ciśnienia zatem duży stosunek dp/dt względnie $dp/d\varphi$. Powoduje on powstanie dużych sił pulsujących, wymuszając drgania mechaniczne.

W obszarze φ_3 ciśnienie jest stałe i odpowiada ciśnieniu tłoczenia p_i . Przepływ czynnika z obszaru wzrostu ciśnienia do komory tłocznej powinien się odbywać podobnie, jak w przypadku komory ssawnej: płynnie i spokojnie. Wymagania te można spełnić przez zastosowanie szczelin przepływowych wykonanych w korpusie pompy zębatej. Prawidłowo skonstruowana pod względem rozładowania ciśnienia komora tłoczna zapewnia zmniejszenie hałaśliwości pracy pompy.

Obszar φ_4 gwałtownych zmian ciśnienia (według rys. 2) wynika ze zmiany objętości czynnika znajdującego się w przestrzeni zasklepionej współpracujących ze sobą kół zębatych. Te niekontrolowane uderzenia ciśnienia przekraczające znacznie wartości ciśnienia tłoczenia p_t , jak widać to na rysunku 2, są jedną z głównych przyczyn przeciążeń dynamicznych występujących w pompie oraz jej hałaśliwości. W celu zapobieżenia temu zjawisku stosuje się system rowków odciążających, wyfrezowanych na powierzchniach korpusów łożyskowych współpracujących z kołami zębatymi. Geometryczne wymiary rowków i ich usytuowanie oraz ich wpływ na hałaśliwość pracy pompy zębatej były przedmiotem badań eksperymentalnych przedstawionych w [9]. Jednakże w odniesieniu do całościowego zagadnienia hałasu pompy zębatej wydaje się niezbędne zbadanie wpływu ukształtowania komory ssawnej i tłocznej mających wpływ na zjawiska przepływowe zachodzące w obszarach φ_1 , φ_2 , φ_3 .

3. Obiekt badań i akustyczny układ pomiarowy

Obiekt badań stanowiły modelowe pompy zębate o zmiennym przekroju kanału ssawnego i tłocznego o wydajności właściwej $q = 16 \text{ cm}^3/\text{obr. prod.}$ WPH Wrocław. Przedstawione do badań akustycznych i hydraulicznych wersje pomp zębatych z wprowadzonymi zmianami konstrukcyjnymi w postaci sfazowania krawędzi w przekroju kanału ssawnego *s* [mm] i tłocznego *t* [mm] zestawiono w tabeli 1 oraz na rysunku 3.

			Tabela 1	
	Wersja	Wymiar sfazowania		
Lp.	modelowa	Kanał ssawny	Kanał tłoczny	
	pompy zębatej	mm	mm	
1.	2PZ2-12,5/28	Wersja fabryczna (ostre krawędzie)		
2.	2PZ2-12,5/28 a	s=0,5	t=0,0	
3.	2PZ2-12,5/28 b	s=1,0	t=0,0	
4.	2PZ2-12,5/28 c	s=1,5	t=0,0	
5.	2PZ2-12,5/28 e	s=1,5	t=0,5	
6.	2PZ2-12,5/28 f	s=1,5	t=1,0	
7.	2PZ2-12,5/28 g	s=1.5	t=1,5	



Rys.3. Wersja modelowa pompy zębatej 2PZ2 -12,5/28 z wprowadzonymi szczelinami przepływowymi w komorze ssawnej [s] oraz komorze tłocznej [t]

Badania hałasu pomp zębatych przeprowadzono w akustycznej komorze pogłosowej, gdzie w ośmiu punktach rozmieszczone były mikrofony pomiarowe, z których odczytywano, a następnie uśredniano wartości wypadkowe poziomu dźwięku L_A [dB(A)] i poziomu ciśnienia akustycznego L_m [dB]. Mikrofony pomiarowe były podłączone do multipleksera. Wartość poziomu odczytywana była na mierniku wzmacniacza pomiarowego oraz na dwukanałowym analizatorze częstotliwości po wyborze odpowiedniego kanału na multiplekserze. Ogólny schemat blokowy układu pomiarowego przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Schemat blokowy toru pomiarowego do wyznaczania hałasu pomp modelowych;
KA - komora akustyczna dyfuzyjna, IKiEM Politechniki Wrocławskiej, OB. - badany obiekt - hydrauliczna pompa zębata, M1-M8 -pojemnościowe mikrofony pomiarowe z przedwzmacniaczami typ 4165 + 2639 f- my Brüel& Kjaer, MUX - multiplekser 8-kanalowy, typ 2811 f-my Brüel& Kjaer, AF – dwukanalowy analizator częstotliwości, typ 2144 f- my Brüel& Kjaer, KO- komputer klasy PC, CA- kalibrator akustyczny (pistonfon), typ 4220 f- my Brüel& Kjaer, DR – drukarka

Badania akustyczne i hydrauliczne przeprowadzono dla siedmiu jednostek zębatych. Pomiary hałasu wykonane w akustycznej komorze pogłosowej objęły wyznaczenie poziomu dźwięku L_A w funkcji ciśnienia tłoczenia, natomiast pomiary hydrauliczne objęły wyznaczenie wydajności rzeczywistej pompy oraz momentu dostarczonego, co umożliwiło wyznaczenie sprawności wolume-trycznej i całkowitej badanych jednostek modelowych. Warunki eksploatacyjne pracy pomp podczas prowadzenia badań przyjęto zgodnie z zaleceniami producenta WPH Wrocław. Zachowując w trakcie prowadzenia badań akustycznych i hydraulicznych takie same warunki pomiarowe zapewniono możliwość dokonania porównań uzyskanych wyników badań poszczególnych wersji jednostek modelowych z wersją w wykonaniu fabrycznym.

4. Wyniki pomiarów

Wpływ wprowadzonych szczelin przepływowych (w postaci sfazowań krawędzi według rysunku 3) w przekroju kanału ssawnego i tłocznego na poziom hałasu przedstawiono na rysunkach 5, 6, 7. Na zamieszczonych wykresach porównano poziom dźwięku L_A pomp modelowych 2PZ2-12,5/28 b (s = 1,0; t = 0,0 mm) i 2PZ2-12,5/28 e (s = 1,5; t = 0,5 mm) z poziomem dźwięku L_A pompy w wykonaniu fabrycznym. Wybór tych jednostek do przeprowadzenia weryfikacji, był podyktowany faktem, że wprowadzone zmiany konstrukcyjne w tych wersjach modelowych doprowadziły w efekcie do najbardziej istotnego obniżenia hałasu. Porównanie poziomu dźwięku wykonano przy trzech prędkościach obrotowych wynoszących kolejno n = 1000; 1500 i 2000 obr/min w zakresie ciśnień tłoczenia p_t od 0 do 32 MPa.

Na rysunkach 8, 9, 10 przedstawiono porównanie sprawności objętościowej η_V dwóch jednostek modelowych 2PZ2-12,5/28 b (s = 1,0; t = 0,0 mm) i 2PZ2-12,5/28 e (s = 1,5; t = 0,5 mm) z wersją fabryczną 2PZ2-12,5/28 przy trzech prędkościach obrotowych n = 1000, 1500, 2000 obr/min w zakresie obciążeń p_t od 0 do 32 MPa.



Rys.5. Porównanie poziomu dźwięku pompy zębatej w wersji fabrycznej 2PZ2-12,5/28 z wersjami modelowymi 2PZ2-12,5/28 b (s = 1,0; t = 0,0 mm) oraz 2PZ2-12,5/28 e (s = 1,5; t = 0,5 mm). Prędkość obrotowa n = 1000 obr/min.



Rys.6. Porównanie poziomu dźwięku pompy zębatej w wersji fabrycznej 2PZ2-12,5/28 z wersjami modelowymi 2PZ2-12,5/28 b (s = 1,0; t = 0,0 mm) oraz 2PZ2-12,5/28 e (s = 1,5; t = 0,5 mm). Prędkość obrotowa n = 1500 obr/min.



Rys.7. Porównanie poziomu dźwięku pompy zębatej w wersji fabrycznej 2PZ2-12,5/28 z wersjami modelowymi 2PZ2-12,5/28 b (s = 1,0; t = 0,0 mm) oraz 2PZ2-12,5/28 e (s = 1,5; t = 0,5 mm). Prędkość obrotowa n = 2000 obr/min.



Rys.8. Porównanie sprawności objętościowej $\eta_v = f(pt)$ pompy zębatej w wersji fabrycznej 2PZ2-12,5/28 z wersjami modelowymi 2PZ2-12,5/28 b (s = 1,0; t = 0,0 mm) oraz 2PZ2-12,5/28 e (s = 1,5; t = 0,5 mm). Prędkość obrotowa n = 1000 obr/min.



t = 0,0 mm) oraz 2PZ2-12,5/28 e (s = 1,5; t = 0,5 mm). Prędkość

obrotowa n = 1500 obr/min.



Rys.10. Porównanie sprawności objętościowej $\eta_v = f(pt)$ pompy zębatej w wersji fabrycznej 2PZ2-12,5/28 z wersjami modelowymi 2PZ2-12,5/28 b (s = 1,0; t = 0,0 mm) oraz 2PZ2-12,5/28 e (s = 1,5; t = 0,5 mm). Prędkość obrotowa n = 2000 obr/min.

Z zamieszczonych na rysunkach 8, 9 i 10 charakterystyk wynika, że wprowadzenie sfazowań krawędzi komór ssawnej i tłocznej nie ma istotnego wpływu na sprawność objętościową przy prędkości obrotowej n = 2000 obr/min. Natomiast przy prędkości obrotowej wynoszącej n = 1000 i 1500 obr/min, jednoczesne wprowadzenie szczelin przepływowych w komorze ssawnej i tłocznej, co ma miejsce w jednostce modelowej 2PZ2-12,5/28 e (s = 1,5; t = 0,5 mm) prowadzi do obniżenia sprawności wolumetrycznej o wartość $\sim 2\%$ w przedziale ciśnień tłoczenia $p_t = 10 - 32$ MPa. W przypadku jednostki modelowej 2PZ2-12,5/28 b (s = 1,0; t = 0,0 mm) o jednostronnym sfazowaniu komory ssawnej, obniżenie sprawności objętościowej w porównaniu z wersją fabryczną nie występuje. Obie jednostki, jak pokazują charakterystyki zamieszczone na rysunkach 8, 9, 10 wykazują podobną sprawność objętościową.

5. Podsumowanie

W badaniach nad zmniejszeniem hałasu w pracy pomp zębatych wykorzystuje się metodę czynną i bierną. Najskuteczniejszą jest metoda czynna, która zakłada ingerencję konstrukcyjną w źródło powstania hałasu, a zatem likwidację lub ograniczenie przyczyn dźwiękotwórczych [1, 11]. Istotnym problemem jest kształtowanie zjawisk przepływowych występujących w pompie, mających zdecydowany wpływ na poziom emitowanego do otoczenia hałasu. Przeprowadzone badania potwierdzają istotny wpływ kształto-

wania charakterystycznych obszarów (stref) przebiegu ciśnienia w pompie zębatej. Wyniki badań wykazały, że wprowadzenie szczeliny przepływowej s = 1,0 mm w komorze ssawnej, pompy modelowej 2PZ2-12,5/28 b ułatwiającej dopływ i wypełnienie olejem wrębów międzyrębnych w obszarze ssawnym φ_1 , oraz zapewniającej płynne przejście do obszaru wzrostu ciśnienia φ_2 , prowadzi do znacznego obniżenia hałasu. Poziom dźwięku pompy modelowej 2PZ2-12,5/28 b (s = 1,0; t = 0,0 mm) jest przy prędkości obrotowej n = 1000 obr/min, niższy o 2 dB(A) od wykonania fabrycznego w całym zakresie obciążeń. Przy prędkości obrotowej n = 1500 obr/min obniżenie zawarte jest w przedziale 1-3 dB (A), natomiast przy prędkości n = 2000obr/min, wynosi maksymalnie 2 dB (A).

Uzupełnieniem korzystnych efektów akustycznych pompy modelowej 2PZ2-12,5/28 b jest jej sprawność wolumetryczna, przyjmująca w całym zakresie obciążeń wartości zbliżone do jednostki w wykonaniu fabrycznym.

Literatura

- Kollek W., Osiński P.: Assessment Of Energetistic Measuring Techniques And Their Application To Diagnosis Of Acoustic Condition Of Hydraulic Machinery And Equipment Archives of Civil and Mechanical Engineering Copyright © 2013 Politechnika Wrocławska. Published by Elsevier Urban & Partner Sp. z o.o.
- Kollek W., Osiński P., Stosiak M., Wilczyński A., Cichoń P.: Problems relating to high-pressure gear micropumps Archives of Civil and Mechanical Engineering Copyright © 2013 Politechnika Wrocławska. Published by Elsevier Urban & Partner Sp. z o.o.
- 3. Kollek W., Kuźma Z., Osiński P., Rutański J.: Poziom hałasu i drgań pompy zębatej zależne od materiału korpusu. Hydraulika i Pneumatyka. 1/2002.
- 4. Kollek W., Kuźma Z., Osiński P., Rutański J.: Wpływ podcięcia stopy zęba na właściwości hydrauliczne pomp zębatych. Przegląd Mechaniczny. 4/2008.
- 5. Kollek W.: Pompy zębate konstrukcja i Eksploatacja. Zakład Narodowy im. Ossolińskich. Wrocław. 1966.
- 6. Kollek W., Kuźma Z., Rutański J.: Wpływ zjawisk związanych z przepływem w wysokociśnieniowej pompie zębatej na jej hałaśliwość. XIII Konferencja. Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. Zakopane 2000.
- Kollek W., Kuźma Z., Rutański J.: Poziom hałasu elementów hydraulicznych zależny od czynników przepływowych. Hydraulika i Pneumatyka. 5/2005.
- 8. Baszta T.M.: Maszino stroitielnaja gidrawlika. Moskwa 1963. Maszgiz.

- 9. Kollek W., Rutański J., Chrobot M., Wieczorek K.: Badanie procesu odciążania przestrzeni zasklepionej w pompach zębatych. Przegląd Mechaniczny.20/99.
- 10. Osiński P., Deptuła A., Partyka M.A.: Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multi-valued logic trees. Archives of Civil and Mechanical Engineering Copyright © 2013 Politechnika Wrocławska. Published by Elsevier Urban & Partner Sp. z o.o.
- 11. Kollek W., Osiński P.: Modelling and design of gear pumps: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2009.

Wpływ lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju na wyznaczanie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności

Jan Koralewski - Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

W pracach [1 – 3] autor przedstawił wyniki badań wpływu lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie tłokowej o zmiennej wydajności na przykładzie pompy z wychylnym blokiem cylindrowym typu A7V58RD firmy BOSH REXROTH bez uwzględnienia wpływu ściśliwości oleju hydraulicznego zastosowanego w stanowisku badawczym. Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Wydziału Mechanicznego, a wyniki tych badań opracowane zostały w Katedrze Mechatroniki Morskiej Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

Badania wykonano przy:

- 8 temperaturach 9 oleju hydraulicznego (lepkości kinematycznej v oleju): 9 = 20°C ($v = 120,40 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$), 9 = 24°C ($v = 91,16 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$), 9 = 30°C ($v = 65,37 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$), 9 = 36°C ($v = 47,05 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$), 9 = 43°C ($v = 34,68 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$), 9 = 50°C ($v = 26,41 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$), 9 = 60°C ($v = 18,77 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$), 9 = 68°C ($v = 14,53 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$),
- 8 wartościach przyrostu Δp_P ciśnienia w pompie: $\Delta p_P = 1,6$ MPa, $\Delta p_P = 3,2$ MPa, $\Delta p_P = 6,3$ MPa, $\Delta p_P = 10$ MPa, $\Delta p_P = 16$ MPa, $\Delta p_P = 20$ MPa, $\Delta p_P = 25$ MPa, $\Delta p_P = 32$ MPa,
- 7 współczynnikach b_P wydajności pompy: $b_P = 0,227$; $b_P = 0,361$; $b_P = 0,493$; $b_P = 0,623$; $b_P = 0,752$; $b_P = 0,880$; $b_P = 1$.

W niniejszej monografii autor przedstawia wyniki badań wpływu lepkości i ściśliwości niezapowietrzonego, jak i zapowietrzonego oleju na wyznaczanie strat objętościowych w pompie tłokowej o zmiennej wydajności.

Problem wpływu ściśliwości niezapowietrzonej i zapowietrzonej cieczy roboczej na straty objętościowe i mechaniczne w pompie wyporowej o zmiennej wydajności podjął Z. Paszota [4 - 10].

2. Ściśliwość cieczy w pompie tłokowej o zmiennej wydajności

Ściśliwością nazywamy podatność płynu na odkształcenia objętościowe wraz ze zmianą ciśnienia. Miarą jest współczynnik β ściśliwości definiowany jako:

$$\beta = -\frac{1}{V_0} \frac{dV}{dp} \tag{1}$$

Dla przyrostów skończonych można zastosować zależność dla zmiany objętości początkowej V_0 przy wzroście ciśnienia o wartość Δp :

$$\Delta V = -\beta V_0 \Delta p \tag{2}$$

Odwrotnością współczynnika ściśliwości jest moduł *B* sprężystości objętościowej cieczy:

$$B = \frac{1}{\beta} \tag{3}$$

Dla olejów mineralnych moduł B sprężystości jest zależny od ciśnienia p i temperatury **9**.

Zależności te zilustrowano na wykresach (rys. 1 i rys. 2).





Rys.1. Zależność modułu odkształcenia objętościowego K olejów mineralnych od ciśnienia i lepkości [12]



Wartości liczbowe modułu B stosowanych olejów hydraulicznych są następujące [11]:

- w temperaturze normalnej (20° C), są bliskie *B* = 1500 MPa,
- B rośnie ze wzrostem ciśnienia (o około 1% przy 2 MPa wzrostu ciśnienia w zakresie do 20 MPa ($a_p = 0,005/1$ MPa)),
- B maleje ze wzrostem temperatury (o około 1% przy 2[°]C wzrostu temperatury w zakresie do 100° C ($a_9 = -0.005/1^{\circ}$ C)).

W komorach roboczych badanej pompy tłokowej, w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym, panowało nieznaczne nadciśnienie $p_{Pli} \approx 0.05$ MPa (czyli ciśnienie absolutne $p_{Plia} \approx 0.15$ MPa). Przyjmijmy, że wartość modułu sprężystości objętościowej oleju w komorach, przy temperaturze oleju $\vartheta = 20^{0}$ C, jest równa:

$$B_{|_{PPIia\approx 0.15MPa; \mathcal{G}=20^{\circ}C}} = 1500 MPa \tag{4}$$

Zależność modułu B od przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych oraz od przyrostu $\Delta \vartheta$ temperatury oleju można więc opisać wyrażeniem:

$$B = B_{|p_{P_{lia}}\approx 0.15MPa; \mathcal{G}=20^{\circ}C}(1 + a_{p}\Delta p_{P_{i}} + a_{\mathcal{G}}\Delta \mathcal{G})$$
(5)

Ściśliwość oleju hydraulicznego w dużym stopniu zależy od zawartości nierozpuszczonego w nim powietrza. Miarą ilości nierozpuszczonego powietrza w oleju jest współczynnik ε zapowietrzenia oleju jako stosunek objętości V_a powietrza do objętości $V_0=V_0+V_a$ mieszaniny równej sumie objętości V_o oleju i objętości V_a powietrza:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_o + V_a} = \frac{V_a}{V_o} \tag{6}$$

Współczynnik ε zapowietrzenia oleju jest określony przy ciśnieniu absolutnym p_{Plia} w komorach roboczych pompy w okresie ich połączenia z jej kanałem dopływowym.

Przyrost Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy powoduje zmniejszenie objętości mieszaniny oleju i powietrza o wielkość ΔV równą (przy założeniu hipotezy ściskania powietrza $pV_a = cte$):

$$\Delta V = \Delta V_o + \Delta V_a = \frac{V_o}{B} \Delta p_{Pi} + \frac{V_a}{p_{PIia} + \Delta p_{Pi}} \Delta p_{Pi}$$
(7)

Jeśli współczynnik ε zapowietrzenia jest mały, co jest najczęstszym przypadkiem, V_o jest bliskie V_0 . Wówczas można napisać [11]:

$$\Delta V = V_0 \left(\frac{1}{B} + \frac{\varepsilon}{p_{PIia} + \Delta p_{Pi}} \right) \Delta p_{Pi}$$
(8)

Moduł *B*' sprężystości objętościowej zapowietrzonego oleju zdefiniowany został zależnością:

$$\frac{1}{B'} = \frac{1}{B} + \frac{\varepsilon}{p_{P_{Iia}} + \Delta p_{P_i}}$$
(9)

lub, w warunkach zmiany ciśnienia i temperatury zapowietrzonego oleju, zależnością:

$$\frac{1}{B'} = \frac{1}{B_{|p_{Plia}\approx 0.15MPa, 9=20^{\circ}C} \left(1 + a_{p} \Delta p_{Pi} + a_{g} \Delta \theta \right)} + \frac{\varepsilon}{p_{Plia} + \Delta p_{Pi}}$$
(10)





 Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy granicznych wartościach $\vartheta = 20^{\circ}$ C (linie ciągłe) i $\vartheta = 68^{\circ}$ C (linie przerywane) zakresu zmiany temperatury oleju hydraulicznego przyjętych w trakcie badań. Przyjęto, że moduł sprężystości objętościowej oleju, przy ciśnieniu absolutnym $p_{Plia} \approx 0.15$ MPa w komorach roboczych pompy w okresie ich połączenia z kanałem dopływowym oraz przy temperaturze oleju

 $\vartheta = 20^{\circ}$ C, jest równy B = 1500 MPa. Założono współczynnik $a_p = 0,005/1$ MPa zmiany modułu B oleju w wyniku przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych oraz współczynnik $a_g = -0,005/1^{\circ}$ C zmiany modułu B w wyniku zmiany temperatury ϑ oleju



Rys.4. Początkowa objętość $(0,5 q_{Pt} + 0,5 q_{Pgv})$ oleju, która ulega ściskaniu w pompie wyporowej o zmiennej wydajności w wyniku przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach, odpowiadająca nastawie q_{Pgv} zmiennej geometrycznej objętości roboczej

Na rysunku 3 przedstawiono moduł *B* sprężystości objętościowej niezapowietrzonego oleju ($\varepsilon = 0$) oraz moduł *B* zapowietrzonego oleju ($\varepsilon > 0$) jako zależności od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy granicznych wartościach $\vartheta = 20^{\circ}$ C i $\vartheta = 68^{\circ}$ C zakresu temperatury oleju hydraulicznego przyjętych w trakcie badań.

W pompie o zmiennej wydajności początkowa objętość V_0 oleju (rys. 4), która ulega ściskaniu w wyniku przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach pompy, odpowiadająca nastawie q_{Pgv} zmiennej geometrycznej objętości roboczej, jest równa:

$$V_0 = 0,5q_{Pt} + 0,5q_{Pgv} \tag{11}$$

Gdy zmienna (nastawiana) geometryczna objętość robocza q_{Pgv} osiąga wielkość maksymalną równą teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy $(q_{Pgv}=q_{Pt})$, objętość V_0 oleju ulegająca ściskaniu osiąga wartość:

$$V_0 = 0,5q_{Pt} + 0,5q_{Pt} = q_{Pt} \tag{12}$$

Zmiana ΔV objętości cieczy, wynikająca ze ściśliwości cieczy na skutek przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach pompy (przedstawiona na rys. 4), jest równa stracie objętościowej q_{Pvc} wynikającej ze ściśliwości oleju w trakcie jednego obrotu jej wału:

$$\Delta V = q_{Pvc} \tag{13}$$

Strata q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu jej wału (rys. 4), wynikająca ze ściśliwości niezapowietrzonego (lub zapowietrzonego) oleju, występująca przy nastawie q_{Pgv} jej geometrycznej zmiennej objętości roboczej, określona jest (w nawiązaniu do (7) i (8)) wzorem:

$$q_{Pvc} = \frac{(0.5q_{Pt} + 0.5q_{Pt})\Delta p_{Pi}}{B'}$$
(14)

zaś przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$, wzorem:

$$q_{Pvc} = \frac{q_{Pi} \Delta p_{Pi}}{B'} \tag{15}$$

a po zastąpieniu $\frac{I}{B}$ wyrażeniem (10), wzorem:

$$q_{Pvc} = (0.5q_{Pt} + 0.5q_{Pgv}) \left[\frac{1}{B_{|_{PPIia} = 0.15MPa, \mathcal{B} = 20^{\circ}C}} \left(1 + a_{p}\Delta p_{Pi} + a_{g}\Delta \mathcal{B} \right) + \frac{\varepsilon}{p_{PIia} + \Delta p_{Pi}} \right] \Delta p_{Pi}$$
(16)

zaś przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$, wzorem:

$$q_{P_{Vc}} = q_{P_t} \left[\frac{1}{B_{|p_{P_{lia}} \approx 0, 15MPa, 9=20^{\circ}C} \left(1 + a_p \Delta p_{P_i} + a_g \Delta 9 \right)} + \frac{\varepsilon}{p_{P_{lia}} + \Delta p_{P_i}} \right] \Delta p_{P_i} \quad (17)$$

Na rysunku 5 przedstawiono przykładowo (przy założonym współczynniku $\varepsilon = 0.0135$ zapowietrzenia oleju) wyniki obliczeń straty $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ wydajności badanej pompy w trakcie jednego obrotu wału z uwzględnieniem wzoru (16) dla przypadków nastawy q_{Pgv} geometrycznej zmiennej objętości roboczej oraz z uwzględnieniem wzoru (17) dla przypadku maksymalnej nastawy $q_{Pgv} = q_{Pt}$ czyli przypadku teoretycznej objętości roboczej pompy.



Rys. 5. Strata q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu wału, wynikająca ze ściśliwości cieczy zapowietrzonej ($\varepsilon = 0,0135$), zmniejszająca objętość czynną cieczy wypieraną przez pompę w porównaniu z teoretyczną objętością roboczą q_{Pt} ($b_P = 1$) lub geometryczną objętością roboczą q_{Pgv} ($0 < b_P < 1$)

Zmiana q_{Pvc} jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, przedstawiona na rysunku 5, uwzględnia więc wpływ zmieniających się objętości V_0 (rys. 4) cieczy w komorach roboczych podlegających ściskaniu, będących rezultatem pracy pompy wyporowej o zmiennej wydajności q_{Pev} (o zmiennym współczynniku b_P) na obrót wału.

Strata q_{Pvc} wydajności pompy w trakcie jednego obrotu wału, wynikająca ze ściśliwości cieczy, zmniejsza objętość czynną cieczy wypieraną przez pompę w porównaniu z teoretyczną objętością roboczą q_{Pt} lub geometryczną zmienną objętością roboczą q_{Pgv} (określonymi przy $\Delta p_{Pi} = 0$). Fakt ten należy uwzględnić zarówno przy ocenie natężenia $q_{Pv} = Q_{Pv}/n_P$ strat objętościowych w komorach roboczych jak i przy ocenie przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}}$ momentu strat mechanicznych

w zespole konstrukcyjnym "komory robocze - wał", strat wynikających z przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy.

3. Wyznaczanie geometrycznej zmiennej objętości roboczej q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy

Istotne, szczególnie w ocenie charakterystyk pracy pompy wyporowej o zmiennej wydajności na obrót wału, jest dokładne określenie teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} oraz geometrycznych objętości roboczych q_{Pgv} pompy. Objętości geometryczne q_{Pgv} zmieniają się w przedziale $0 \le q_{Pgv} \le q_{Pt}$ a odpowiadające im współczynniki $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt}$ zmiany wydajności pompy zmieniają się w przedziale $0 \le b_P \le 1$. Dokładna ocena wartości współczynnika $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt}$ zależy więc od dokładności oceny q_{Pgv} i q_{Pt} .

Teoretyczna objętość robocza q_{Pt} i geometryczne objętości robocze q_{Pgv} pompy są oceniane przy indykowanym przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych równym zeru ($\Delta p_{Pi} = 0$); ich wielkości są określane drogą aproksymacji, w punkcie $\Delta p_{Pi} = 0$, linii $q_P = Q_P/n_P = f(\Delta p_{Pi})$ opisującej, przy ustalonej nastawie pompy (ale nieznanej dokładnie wartości współczynnika b_P), objętość q_P wypieraną w trakcie jednego obrotu wału jako zależność od wielkości Δp_{Pi} . Linia $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ wyznaczona jest punktami pomiarowymi uzyskanymi w trakcie badań.

Rysunek 6 przedstawia przykład zależności $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ wydajności q_P na obrót wału badanej pompy osiowej tłokowej od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, przy współczynnikach $b_P = 0,225$ i $b_P = 1$ zmiany wydajności pompy na obrót wału. Są to więc przykłady poszukiwania geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} na obrót wału pompy oraz oceny podziału natężenia q_{Pv} strat objętościowych na obrót wału na stratę objętościową q_{Pvl} wynikającą z przecieków oleju w komorach roboczych i stratę objętościową q_{Pvc} wynikającą ze ściśliwości niezapowietrzonego (lub zapowietrzonego) oleju.

Określona za pomocą wzoru (16) strata $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ w trakcie jednego obrotu wału, wynikająca ze ściśliwości cieczy, występująca przy nastawie q_{Pgv} zmiennej geometrycznej objętości roboczej pompy (lub według wzoru (17) przy nastawie q_{Pt} teoretycznej objętości roboczej pompy) dodawana jest do wydajności $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ na obrót wału określonej linią przebiegającą przez punkty pomiarowe wynikające z badań. W wyniku dodania $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ do $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ otrzymujemy przebieg q_P bez ściśliwości $= f(\Delta p_{Pi})$ wydajności pompy jako różnicę między q_{Pgv} (bądź q_{Pt}) a stratą objętościową q_{Pvl} wynikającą z przecieków oleju (niezależną od ściśliwości cieczy):

$$(q_{P bez \, \acute{s}ci\acute{s}liwo\acute{s}ci} = q_{Pvc} + q_P) = f(\Delta p_{Pi}) \tag{18}$$

$$(q_{P bez \, ściśliwości} = q_{Pgv} \, (bqdz' \, q_{Pt}) - q_{Pvl}) = f(\Delta p_{Pi}) \tag{19}$$



Rys.6. Zależność wydajności q_P pompy na obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w jej komorach roboczych, przy współczynniku $b_P = 0,225$ i $b_P = 1$ zmiany wydajności pompy; wielkości q_{Pgv} geometrycznej objętości roboczej i q_{Pt} teoretycznej objętości roboczej na obrót wału (określone przy $\Delta p_{Pi} = 0$) oraz podział natężenia $q_{Pv} = q_{Pvl} + q_{Pvc}$ strat objętościowych na obrót wału na stratę objętościową q_{Pvl} wynikającą z przecieków oleju w komorach i stratę objętościową q_{Pvc} wynikającą ze ściśliwości niezapowietrzonego (lub zapowietrzonego) oleju wynikają z wielkości współczynnika ε zapowietrzenia oleju ($\varepsilon = 0 \div 0,016$); współczynnik lepkości $\nu/v_n = 1$, temperatura oleju 9 = 43⁰C (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)

Aproksymacja linii $q_{P bez ściśliwości} = f(\Delta p_{Pi})$ przy $\Delta p_{Pi}=0$ umożliwia określenie wielkości q_{Pgv} (lub q_{Pt}):

$$q_{P bez \, scisliwosci \,|\Delta \mathbf{p}_{\mathsf{Pi}}=0} = q_{Pgv} \,(lub \, q_{Pt}) \tag{20}$$

Jak pokazuje rysunek 6, teoretyczna objętość robocza q_{Pt} badanej pompy, określona drogą aproksymacji, w punkcie $\Delta p_{Pi} = 0$, linii $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ wynikającej z badań i będącej rezultatem również ściśliwości cieczy, jak i linii $(q_P \ bez \ sciśliwości = q_{Pvc} + q_P) = f(\Delta p_{Pi})$ uwzględniającej ściśliwość niezapowietrzonego (przy $\varepsilon = 0$) oleju, uzyskuje praktycznie tę samą wielkość $q_{Pt} = 58,9 \ \text{cm}^3$ /obr. Aproksymacja linii $(q_P \ bez \ sciśliwości = q_{Pvc} + q_P) = f(\Delta p_{Pi})$ w punkcie $\Delta p_{Pi} = 0$, dokonana z uwzględnieniem ściśliwości zapowietrzonego oleju, pokazuje przyrost wielkości q_{Pt} praktycznie proporcjonalny do współczynnika ε zapowietrzenia oleju. Przedstawiono to wyraźniej na rysunku 7. Przykładowo, teoretyczna objętość robocza, przy założeniu współczynnika $\varepsilon = 0,0135$, uzyskuje wielkość $q_{Pt} = 59,57 \text{cm}^3/\text{obr.}$



Rys.7. Efekt oceny geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} na obrót wału pompy wynikający z założenia współczynnika ε zapowietrzenia oleju przetłaczanego przez pompę; ocena q_{Pgv} i q_{Pt} (rys. 7, rys. 8) wynika z aproksymacji, przy $\Delta p_{Pi} = 0$, zależności wydajności q_P pompy na obrót wału od indykowanego przyrostu ΔpPi ciśnienia w komorach roboczych, z uwzględnieniem ściśliwości zapowietrzonego oleju (przy określonym współczynniku ε zapowietrzenia oleju) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)

Rysunki 8a i 8b przedstawiają wielkości geometryczne objętości roboczej q_{Pgv} ($b_p = 0,225$) i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} ($b_p = 1$) na obrót wału pompy, uzyskane przy różnych wartościach stosunku v/v_n lepkości oleju, a także średnie wartości q_{Pgv} i q_{Pt} uzyskane przy założonych wielkościach $B = \infty$, B = 1500 MPa modułu sprężystości objętościowej, przy założonych wartościach $\varepsilon = 0, \varepsilon = 0,008, \varepsilon = 0,0135$ współczynnika zapowietrzenia oleju.



Rys.8a. Wyznaczenie geometrycznej zmiennej objętości roboczej $q_{Pgv} (q_{Pgv} = b_P \cdot q_{Pl})$ i wartości współczynnika b_P wydajności pompy na podstawie zależności wydajności q_P pompy na jeden obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{Pl} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju oraz średnia wartość q_{Pgv} ; założone wielkości $B = \infty$ i B = 1500 MPa, założone wartości $\varepsilon = 0$, $\varepsilon = 0,008, \varepsilon = 0,0135, b_P = 0,225$



Rys.8b. Wyznaczenie geometrycznej zmiennej objętości roboczej $q_{Pgv} (q_{Pgv} = b_P \cdot q_{Pt})$ i wartości współczynnika b_P wydajności pompy na podstawie zależności wydajności q_P pompy na jeden obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju oraz średnia wartość q_{Pgv} ; założone wielkości $B = \infty$ i B = 1500 MPa, założone wartości $\varepsilon = 0$, $\varepsilon = 0,008, \varepsilon = 0,0135, b_P = 1$

4. Wyniki badań strat objętościowych

Na rysunkach 9a i 9b przedstawiono podział strat objętościowych $q_{Pv} = f(\Delta p_{Pi})$ na stratę $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikającą ze ściśliwości cieczy oraz stratę $q_{Pvl} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikającą z przecieków oleju przy różnych wartościach ε współczynnika zapowietrzenia cieczy w badanej pompie, przy geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pi} na obrót wału. Widzimy niezmienione, przy różnych wartościach współczynnika ε zapowietrzenia, przebiegi zależności straty $q_{Pvl} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikającej z przecieków oleju oraz zmieniające się przebiegi $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ straty wynikającej ze ściśliwości cieczy a także przebiegi $(q_{Pv} = q_{Pvl} + q_{Pvc}) = f(\Delta p_{Pi})$ straty objętościowych $q_{Pv} = f(\Delta p_{Pi})$ w pompie jako sumy $q_{Pvl} = f(\Delta p_{Pi})$ straty wynikającej z przecieków i $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ straty wynikającej ze ściśliwości cieczy.

Rysunki 10a i 10b przedstawiają zależność straty objętościowej q_{Pv} na obrót wału (przy założeniu $B = \infty$) bądź straty objętościowej q_{Pvl} na obrót wału wynikającej z przecieków oleju, przy założeniu B = 1500 MPa, $a_p = 0,005/1$ MPa, $a_v = -0,005/1^{\circ}$ C) od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach v/v_n lepkości oleju, przy współczynnikach b = 0,225 i $b_p = 1$ zmiany wydajności q_{Pgv} na obrót wału pompy. Przy uwzględnieniu ściśliwości cieczy straty wynikające z przecieków oleju w komorach roboczych pompy okazują się wyraźnie mniejsze.

Udział straty objętościowej q_{Pvc} wynikającej ze ściśliwości niezapowietrzonego ($\varepsilon = 0$) i zapowietrzonego oleju ($\varepsilon = 0,0135$) jako składnika straty $q_{Pv} = q_{Pvl} + q_{Pvc}$ objętościowej w badanej pompie był wysoki (rys. 11a, rys. 11b). Przy współczynniku $b_P = 1$ zmiany wydajności pompy i współczynniku $\varepsilon = 0$ (przy oleju niezapowietrzonym) udział ten mieścił się w granicach od 30 do 40%, przy współczynniku zapowietrzenia $\varepsilon = 0,0135$ udział ten zmienia się w granicach od 40÷50% do 80÷90%. Przy współczynniku $b_P =$ 0,225 udział ten jest nieco niższy, ale równie wysoki.

Rysunek 12 przedstawia obraz straty objętościowej q_{Pvl} wynikającej z przecieków oleju jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, przy różnych wartościach współczynnika b_P wydajności pompy i różnych wartościach v/v_n lepkości oleju. Malejąca lepkość v oleju wyraźnie wpływa na wzrost przecieków w pompie, natomiast zmiana współczynnika b_P wydajności pompy nie ma praktycznego wpływu na przecieki w komorach.



Rys.9a. Podział straty objętościowej $q_{Pv} = f(\Delta p_{Pi})$ w pompie na stratę $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikającą ze ściśliwości oleju oraz stratę $q_{Pvl} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikającą z przecieków oleju przy różnych wartościach ε zapowietrzenia oleju i różnych wartościach ν/ν_n współczynnika lepkości oleju w badanej pompie, przy geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} pompy (b_P =0,225) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



Rys.9b. Podział straty objętościowej $q_{Pv} = f(\Delta p_{Pi})$ w pompie na stratę $q_{Pvc} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikającą ze ściśliwości oleju oraz stratę $q_{Pvl} = f(\Delta p_{Pi})$ wynikającą z przecieków oleju przy różnych wartościach ε zapowietrzenia oleju i różnych wartościach ν/ν_n współczynnika lepkości oleju w badanej pompie, przy geometrycznej objętości roboczej q_{Pgv} pompy ($b_P = 1$) (pompa typu HYDROMATIK A7V.DR.1.R.P.F.00)



Rys. 10a. Strata objętościowa q_{Pv} (przy założeniu $B = \infty$) bądź strata objętościowa q_{Pvl} na obrót wału wynikająca z przecieków oleju (przy założeniu B = 1500 MPa, $a_p = 0,005/1$ MPa, $a_{\theta} = 0,005/1$ °C) jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pl} ciśnienia w komorach

roboczych pompy, przy różnych wartościach stosunku v/v_n lepkości oleju, przy współczynniku $b_P = 0,225$ zmiany wydajności q_{Pgv} na obrót wału pompy ($b_P = q_{Pgv}/q_{Pt}$)



Rys.10b. Strata objętościowa q_{Pv} (przy założeniu $B = \infty$) bądź strata objętościowa q_{Pvl} na obrót wału wynikająca z przecieków oleju (przy założeniu B = 1500 MPa, $a_p = 0,005/1$ MPa,

 $a_9 = 0,005/1$ °C) jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju, przy współczynniku $b_P = 1$ zmiany wydajności $q_{Pg\nu}$ na obrót wału pompy ($b_P = q_{Pg\nu}/q_{Pt}$)



Rys.11a. Udział straty objętościowej q_{Pvc} wynikającej ze ściśliwości niezapowietrzonego ($\varepsilon = 0$) i zapowietrzonego ($\varepsilon = 0,0135$) oleju w stratach objętościowych q_{Pv} pompy przy współczynniku $b_P = 0,225$ wydajności pompy



Rys.11b. Udział straty objętościowej q_{Pvc} wynikającej ze ściśliwości niezapowietrzonego ($\varepsilon = 0$) i zapowietrzonego ($\varepsilon = 0,0135$) oleju w stratach objętościowych q_{Pv} pompy przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy



Rys.12. Straty objętościowe q_{Pvl} wynikające z przecieków oleju jako zależność od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, przy różnych wartościach współczynnika b_P wydajności pompy i różnych wartościach v/v_n lepkości oleju; strata q_{Pvl} jest praktycznie niezależna od współczynnika b_P wydajności pompy

5. Wnioski

- 1. Możliwość określenia zapowietrzenia cieczy roboczej i wynikająca z tego ściśliwość cieczy umożliwiają określenie strat q_{Pv} objętościowych oraz podział na straty q_{Pvl} wynikające z przecieków w komorach pompy i straty q_{Pvc} wynikające ze ściśliwości cieczy, za które konstrukcja pompy wyporowej nie odpowiada.
- 2. Wpływ ściśliwości cieczy na ocenę strat objętościowych w pompie przy współczynniku $\varepsilon = 0,0135$ zapowietrzenia oleju był duży. Straty wynikające ze ściśliwości cieczy stanowiły od 30 do 90% strat objętościowych w zależności od wielkości przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, stosunku v/v_n lepkości oleju i współczynnika b_P wydajności pompy.
- Znajomość ściśliwości cieczy niezapowietrzonej umożliwia wyznaczenie strat objętościowych wynikających z przecieków cieczy w komorach pompy.
- 4. Należy wyraźnie rozdzielić straty objętościowe wynikające z przecieków cieczy i straty objętościowe wynikające ze ściśliwości cieczy, a do oceny pompy przyjmować tylko straty wynikające z przecieków.

Literatura

- 1. Koralewski J.: Wpływ lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie o zmiennej wydajności. Rozdział w monografii p.t.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka "Cylinder". Centrum Mechanizacji Górnictwa "Komag", Gliwice 2011.
- 2. Koralewski J.: Wpływ lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie o zmiennej wydajności. "Napędy i sterowanie", 9 /2011.
- 3. Koralewski J.: Influence of hydraulic oil viscosity on the volumetric losses in a variable capacity piston pump. Polish Maritime Research 3, 2011, Vol. 18.
- 4. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump//International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 16 18 maja 2012/Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP Wrocław ODK SIMP we Wrocławiu, 2012.
- Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II Mechanical losses in a pump// International Scientific-Technical Conference Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 16 – 18 maja 2012/Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP -Wrocław: ODK SIMP we Wrocławiu, 2012.
- 6. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump// Polish Maritime Research 2/2012, Vol. 19.
- 7. Paszota Z.: Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part II Mechanical losses in a pump // Polish Maritime Research 3, 2012, Vol.19.
- 8. Paszota Z.: Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym. Rozdział w monografii p.t.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka "Cylinder". Centrum Mechanizacji Górnictwa "Komag", Gliwice 2011.
- 9. Paszota Z.: Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym. "Napędy i sterowanie", 10/2011.
- 10. Paszota Z.: Theoretical models of the torque of mechanical losses in the pump used in a hydrostatic drive. Polish Maritime Research 4 / 2011, Vol. 18.
- 11. Guillon M.: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne Warszawa 1967.
- 12. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne Warszawa 2004.

Symulacja odkształceń w węźle kompensacji luzów satelitowego agregatu pompowego

Piotr Patrosz – Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

W trakcie prac nad projektem: "Nowe opracowanie hydraulicznych maszyn satelitowych do napędów z cieczami ekologicznymi i niepalnymi" pojawiła się koncepcja stworzenia agregatu pompowego, w którym pompa satelitowa o odwróconej kinematyce byłaby zespolona z silnikiem elektrycznym i umieszczona wewnątrz niego. W niniejszej monografii przedstawiono symulacje MES prowadzone na etapie konstruowania agregatu, mające na celu określenie odkształceń węzła kompensacji luzów osiowych oraz opracowanie poprawionej konstrukcji. Na etapie projektowania obliczono metodą MES cztery różne koncepcje agregatu. Ponadto ostatnia IV koncepcja agregatu została szczegółowo przeanalizowana w celu dobrania odpowiednich pól powierzchni obszarów kompensacyjnych. Szczegółowy opis konstrukcji agregatu i jego zasadę działania przedstawiono w [4].

2. Koncepcja I agregatu i zasada działania kompensacji



Rys.1. Satelitowy agregat pompowy wg koncepcji I: 1 – kolektor ssący, 2 – wałek, 3 – mechanizm satelitowy, 4 – płyta kompensacyjna, 5, 6 – o-ringi, 7 – kolektor tłoczny, 9 – przyłącze tłoczne

Koncepcję I agregatu przedstawiono na rysunku 1. Węzeł kompensacji zbudowany jest z dwóch płyt kompensacyjnych 4 dociskanych do mechanizmu satelitowego 3 siłą wywołaną ciśnieniem cieczy w przestrzeni między kolektorem tłocznym 7 a płytą kompensacyjną, ograniczonej dwoma o-ringami 5 i 6. Średnica o-ringów determinuje wielkość pola kompensacyjnego, a ta z kolei wartość siły dociskającej. Siła dociskająca powinna być na tyle duża, aby zapewnić szczelność i na tyle mała, aby nie zablokować mechanizmu satelitowego [3].

3. Model bryłowy koncepcji I agregatu i wyniki obliczeń

Symulację odkształceń rozpoczęto od zbudowania modelu geometrycznego reprezentującego poszczególne elementy silnika (rys. 2 i rys. 3). Model bryłowy został uproszczony jedynie do 8 elementów bezpośrednio biorących udział w przenoszeniu obciążeń i niezbędnych do uzyskania wyników [1, 2]. Nie modelowano ruchomych elementów silnika, czyli satelitów i obwodnicy. Pominięto je ponieważ ograniczałyby możliwość odkształceń płyt kompensacyjnych. Ponadto wysokość tych elementów jest tak dobrana, aby nigdy nie dochodziło do ich zaciskania, a więc w poprawnie działającym agregacie nie wpływają na odkształcenia w węźle kompensacji luzów osiowych.

Modele bryłowe zostały podzielone na czworościenne i sześciościenne elementy skończone (rys. 4.). Cały model zbudowany jest z 1753504 elementów skończonych, co zapewnia dobrą zbieżność rozwiązania i zadowalającą dokładność obliczeń.



Rys.2. Model bryłowy pompy satelitowej wg koncepcji I (z pominięciem satelitów i obwodnicy)



Rys.3. Modele bryłowe poszczególnych elementów pompy satelitowej wg koncepcji I: a) kolektor ssący, b) kolektor tłoczny, c) płyty kompensacyjne, d) planeta, e) przyłącze tłoczne, f) wałek z nakrętką



Rys.4. Podział na elementy skończone pompy satelitowej wg koncepcji I

Obciążenie modelu zostało przyłożone tak, aby pokrywało się z polami ciśnień w pracującej pompie (rys. 5). Do obliczeń przyjęto, że:

- pompa tłoczy ciecz pod ciśnieniem 30 MPa,
- w szczelinach między satelitami i płytkami rozrządu oraz obwiednią i płytami rozrządu panuje ciśnienie średnie równe 15 MPa [1],
- we wszystkich kanałach tłocznych występuje ciśnienie 30 MPa.



Rys.5. Pola ciśnień na płytach kompensacyjnych (kolor czarny – 30 MPa, kolor ciemnoszary – 15 MPa)





Rys.8. Zmiana odległości między płytami kompensacyjnymi w pompie wg koncepcji I

Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 6. Warstwice odkształceń uśredniono i przedstawiono w formie dwóch wykresów (rys. 7). Jeden z nich przedstawia odkształcenia płyty po stronie kanału ssącego, a drugi odkształcenia płyty po stronie przyłącza tłocznego. Oba te wykresy przedstawiają odkształcenia osiowe w funkcji odległości od osi agregatu, zwanej dalej promieniem. Z wartości odkształceń poszczególnych płyt wyznaczono zmianę odległości między płytami kompensacyjnymi (rys. 8). Dodatnia wartość świadczy o powiększaniu się szczeliny czołowej między płytkami a obwiednią, a ujemna o jej zmniejszaniu.

Maksymalne odkształcenia płyt kompensacyjnych obliczone dla pierwszej wersji agregatu osiągnęły bardzo dużą i nie akceptowalną wartość blisko 30 µm. Powiększenie się szczeliny czołowej do poziomu 55 µm znacząco obniżyłoby sprawność objętościową, wywołując przecieki wewnętrzne. Tak duże odkształcenia spowodowane są złym doborem wielkości pól kompensacyjnych. Ponadto zaobserwowano, że kolektor tłoczny jest zbyt elastyczny.

4. Budowa modelu i wyniki badań wersji II agregatu pompowego

W wersji II zmieniono kształt kolektora tłocznego (rys. 9), usztywniając go oraz zmieniono wielkość pól kompensacyjnych poprzez zmianę średnicy o-ringów 5 i 6.

Uzyskane wyniki obliczeń (rys. 10, rys. 11) wersji II agregatu pompowego nadal wykazały nadmierną elastyczność kolektora tłocznego. Ponadto maksymalne odkształcenia płyty kompensacyjnej po stronie kanałów tłocznych oraz płyty po stronie kanałów ssących wynosiły odpowiednio 19 µm i 26 µm. Jest to poziom niższy niż w wersji I jednak nadal niezadowalający, gdyż szczelina czołowa między ruchomymi elementami mechanizmu a płytami kompensacyjnymi wynosi 45 µm. Stosunkowo nieduże zmiany wartości odkształceń w porównaniu z wersją I sugerują wprowadzenie poważniejszych zmian do konstrukcji agregatu.



Rys.9. Satelitowy agregat pompowy wersja II: 1 - kolektor ssący, 2 - walek, 3 - mechanizm satelitowy, 4 - płyta kompensacyjna, 5, 6 - o-ringi, 7 – kolektor tłoczny, 8 - przyłącze tłoczne



¹⁸⁶



Rys.12. Satelitowy agregat pompowy wersja III: 1 - kolektor ssący, 2 - wałek, 3 - mechanizm satelitowy, 4 - płyta kompensacyjna, 5, 6 - o-ringi, 7 - kolektor zespolony

5. Budowa modelu i wyniki badań wersji III agregatu pompowego

Aby zmniejszyć odkształcenia płyt kompensacyjnych z konstrukcji wersji III agregatu satelitowego wyeliminowano elastyczny kolektor, łącząc go w jeden element z przyłączem tłocznym (rys. 12). Ponadto zmieniono wymiary o-ringów 5, 6. W wyniku tej modyfikacji uzyskano wyniki przedstawione na wykresach (rys. 13, rys. 14). Obserwowane jest znaczne zwiększenie sztywności kolektora, a ponadto zmiana kierunku odkształceń płyty tłocznej. Dzięki temu, mimo iż bezwzględne wartości odkształceń płyt kompensacyjnych pozostały na podobnym poziomie, to jednak wysokość szczeliny czołowej uległa znacznemu zmniejszeniu do poziomu nie przekraczającego 12 µm.

Mimo iż w wersji III satelitowego agregatu pompowego obserwujemy znaczny spadek wysokości szczeliny czołowej, to jednak odkształcenie płyty kompensacyjnej po stronie ssącej utrzymuje się na wysokim poziomie 22 µm, co mogłoby doprowadzić do ich przyspieszonego zużycia i pękania. Dodatkowo dodatnia wartość zmiany odległości między płytami kompensacyjnymi świadczy o wzroście szczeliny ze wzrostem ciśnienia. Na podstawie wcześniejszych badań i doświadczeń z maszynami satelitowymi należy stwierdzić, że korzystniejszą sytuacją jest taka, w której odległość ta maleje.



w pompie wg koncepcji III

6. Budowa modelu i wyniki badań wersji IV agregatu pompowego (kompensacja)

Wersja IV satelitowego agregatu pompowego (rys. 15) uwzględnia wszystkie poprawki wprowadzone wersji III, a ponadto została wyposażona w dodatkowe pole kompensacyjne po stronie ssącej utworzone między o-ringami 8 i 9. Przestrzeń ta była połączona z wysokociśnieniową komorą roboczą za pośrednictwem niewielkiego kanału w płycie kompensacyjnej. Zastosowanie takiego rozwiązania miało na celu zmniejszenie odkształceń płyty kompensacyjnej po stronie kanału ssącego oraz co za tym idzie odwrócenie kierunku zmiany odległości między płytami. Dodatkowo w celu ograniczenia wartości odkształceń w węźle kompensacji luzów osiowych pogrubiono obie płyty kompensacyjne o około 50%.

Obliczenia wersji VI uwzględniały różne warianty wielkości pól kompensacyjnych zarówno po stronie tłocznej, jak i ssącej. Symulacje miały na celu znalezienie najlepszej konfiguracji pól kompensacyjnych. Wszystkie warianty zostały przedstawione w formie zbiorczej na wykresach (rys. 16 i rys. 17).



Rys.15. Satelitowy agregat pompowy wersja III: 1 - kolektor ssący, 2 - wałek, 3 - mechanizm satelitowy, 4 - płyta kompensacyjna, 5, 6, 8, 9 - o-ringi, 7 - kolektor zespolony



Najlepszy z punktu widzenia odkształceń jest wariant "a". Dobór pól kompensacyjnych w tym wariancie zapewnił niewielkie odkształcenia płyt kompensacyjnych i zacisk elementów mechanizmu na niskim poziomie 2 µm.

Zastosowanie kolektora zespolonego spowodowało powiększanie się szczelin między płytkami rozrządu, a kolektorami. Ponieważ w modelu bryłowym obwiednia była unieruchomiona szczeliny utworzyły się po obu jej stronach (rys. 18). W rzeczywistości cały mechanizm satelitowy przemieścił by się wraz z płytami kompensacyjnymi w kierunku kanału ssącego. Zamykając wszystkie szczeliny po jego stronie, ale powiększając po stronie tłocznej. Szczeliny między płytami rozrządu a kolektorami powinny pozostać szczelne dzięki o-ringom, jednakże jak wykazała praktyka, jeśli wysokość szczelin przekroczy pewną wartość to o-ringi mogą być przez nie wyciśnięte.



Rys.18. Warstwice odkształceń w kierunku osiowym elementów agregatu pompowego modelowanym w wariancie "a" wersji IV

7. Wnioski

Aby wyeliminować możliwość rozszczelnienia się agregatu w obszarze styku płyt kompensacyjnych z kolektorami zaleca się zastosowanie twardszych uszczelnień na tych powierzchniach, np. poliuretanowych a ponadto powrót do kolektora tłocznego zastosowanego w wersji I agregatu, przy jednoczesnym doborze pól kompensacyjnych z wersji IV wariant "a". Uwzględnienie tych zmian spowoduje, że płyty kompensacyjne zachowają stan odkształceń przedstawiony na rysunku 18 i będzie on niezależny od odkształceń kolektora tłocznego. Ostateczną konstrukcję satelitowego agregatu pompowego przedstawiono na rysunku 19.



Rys.19. Satelitowy agregat pompowy wersja ostateczna: 1 - kolektor ssący, 2 - wałek, 3 - mechanizm satelitowy, 4 - płyta kompensacyjna, 5, 6, 8, 9 - o-ringi, 7 - kolektor tłoczny, 10 - przyłącze tłoczne

Literatura

- Patrosz P.: Komputerowa analiza odkształceń i naprężeń elementów hydraulicznych silników satelitowych typoszeregu SM przy wykorzystaniu metody elementów skończonych; VII Sympozjum Modelowanie i Symulacja Komputerowa w Technice, Łódź 2010.
- 2. Patrosz P., Elgert K.: Komputerowa analiza węzła kompensacji luzów nowego typu silników satelitowych; Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów; Cylinder 2009; Gliwice 2009.
- 3. Śliwinski P.: New satellite pumps. Key Engineering Materials Vol. 490. Trans Tech Publications. Szwajcaria, 2012.
- 4. Śliwiński P.: "Satelitowy agregat pompowy". Publikacja zgłoszona na konferencję CYLINDER 2013.

Rola siły hydrodynamicznej w wyznaczaniu charakterystyki zaworu ciśnieniowego

Jan Marianowski – Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

Stosowanie obudów o coraz większych średnicach stojaków oznacza konieczność rozwiązywania określonych zadań dotyczących ich funkcjonowania. Istota działania obudowy elastycznie przejmującej obciążenia sprowadza się do kontrolowanego obniżania obudowy wówczas, gdy jest ona obciążana stropem siłą wynikającą z podporności roboczej samej obudowy. Podporność ta jest wyznaczana z kolei maksymalnym ciśnieniem, które może istnieć w stojakach obudowy, zatem kontrola tego ciśnienia ma niezwykle istotne znaczenie. W zastosowanych rozwiązaniach technicznych obudowy teleskopowej podczas jej pracy, tj. przenoszenia obciążenia ze stropu na podstawę cylindra I stopnia (zwanego spodnikiem) stojaka, mamy do czynienia z dwoma niezależnymi autonomicznymi obszarami emulsji poddanymi ciśnieniu [1, 8]:

- obszar pod tłokiem rdzennika zewnętrznego (zwanego cylindrem II stopnia lub rdzennikiem I stopnia),
- obszar pod tłokiem rdzennika wewnętrznego (zwanego rdzennikiem II stopnia).

Obszary te są rozdzielone tzw. zaworem dennym, czyli zaworem zwrotnym sterowanym mechanicznie położeniem rdzennika zewnętrznego względem stopy spodnika stojaka. Podczas rozpierania obudowy po całkowitym wysunięciu rdzennika zewnętrznego ułatwia dalsze rozpieranie obudowy pod wpływem wysuwu rdzennika wewnętrznego. W przypadku wymuszonego ruchami górotworu obniżania stropu po otwarciu zaworów roboczych (bezpieczeństwa oraz upustowego), w pierwszej kolejności wsuwa się rdzennik zewnętrzny. Trwać to może dopóty, dopóki tłoczek zaworu dennego nie oprze się o podstawę spodnika stojaka. Wówczas, jeśli zachodzi taka konieczność, dzięki otwartemu zaworowi dennemu może wsuwać się rdzennik wewnętrzny, poddając dalej obudowę naciskającemu górotworowi. W podobnej kolejności odbywa się rabowanie (wsuwanie tłoczysk czyli rdzenników) stojaków będące jedną z sekwencji cyklu pracy sekcji obudowy.

Wspomniana autonomiczność przestrzeni pod tłokami rdzennika zewnętrznego i wewnętrznego jest wynikiem zastosowania dodatkowo na wlocie do każdego stojaka bloku zaworowego o specyficznej konstrukcji, wyposażonego w zawór zwrotny (często sterowany ciśnieniem). Obszar pod tłokiem rdzennika zewnętrznego zamknięty jest ponadto zaworami: zaworem podporności roboczej oraz dodatkowo jego bliźniaczą konstrukcją – zaworem upustowym działającym przy ciśnieniu o 10% wyższym aniżeli nastawa zaworu roboczego.

Zastosowanie zaworu upustowego pozwala na przedłużenie elastycznego oddziaływania obudowy na górotwór z chwilą uzyskania przez zawór podporności roboczej maksymalnej wydajności. Oznacza to, o ile zachodzi taka potrzeba, konieczność dalszego pozbywania się określonej ilości emulsji z układu hydraulicznego w taki sposób, aby nie doszło do obniżenia podporności roboczej samej obudowy. Stosowane w układach hydraulicznych obudów zawory są niejako bezpiecznikami pierwszej (zawory robocze) i drugiej (zawory upustowe) kolejności działania. Zawory robocze i upustowe mogą spełnić prawidłowo swoją funkcję w obudowie tylko wtedy, jeśli osiągają właściwą przepustowość (wydajność), a nastawa ich ciśnienia pozwala na przystosowanie obudowy do warunków górniczo-geologicznych podczas eksploatacji. Na rysunku 1 pokazano jak warunki osuwającego się z dopuszczalną prędkością stropu determinują przepustowości zaworów: roboczego lub upustowego mogących mieć zastosowanie w odniesieniu do wymiarów rdzenników wewnętrznych stojaków obudowy.





Analizując wykresy na rysunku 1 nietrudno zauważyć, że obudowom z dużymi podpornościami (duże średnice rdzenników zewnętrznych) towarzyszyć powinny zawory upustowe o wyjątkowo dużej przepustowości. Jest to zagadnienie dość złożone, chodzi bowiem o to, że prędkość wypływu strugi emulsji, jej przekrój poprzeczny i droga przepływu nie mogą wpływać negatywnie na podporność roboczą sekcji obudowy. Niniejsze opracowanie dotyczy zastosowania zaworu upustowego w rdzenniku wewnętrznym stojaka. Ciśnienie pod rdzennikiem wewnętrznym stojaka jest ciśnieniem zmultiplikowanym w stosunku do ciśnienia pod rdzennikiem zewnętrznym. Oznacza to, że należy się spodziewać podczas eksploatacji zaworu bardzo 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.



Rys.2. Idea zastosowania zaworu upustowego w rdzenniku wewnętrznym stojaka teleskopowego [3]

Na rysunku 2 przedstawiono ideę funkcjonowania zastosowania zaworu upustowego 2-go stopnia regulującego ciśnienie emulsji w obszarze pod tłokiem rdzennika wewnętrznego, co pozwala na uelastycznienie pracy stojaka dla przypadku, gdy prędkość osuwania się stropu przekracza wartości dla których został dobrany zawór upustowy pierwszej kolejności działania. Nietrudno zauważyć, że ciśnienie panujące pod rdzennikiem wewnętrznym

stojaka jest ciśnieniem multiplikowanym w stosunku do ciśnienia panującego pod rdzennikiem zewnętrznym. Oznacza to, że należy spodziewać się podczas pracy tego zaworu niezwykle intensywnej zamiany postaci entalpii związanej z pracą przetłaczania (tłoczenie emulsji do zaworu przez tłok rdzennika wewnętrznego) na postać entalpii związaną z energią kinetyczną wypływającego strumienia emulsji z zaworu. Na rysunku 3 na tle współrzędnych ciśnienie – wydatek przedstawiono hipotetyczną współpracę obu zaworów. Rzeczywiste krzywe poziome zlinearyzowano.



Rys.3. Związek pomiędzy nastawą zaworu przelewowego (p_1) a nastawą zaworu upustowego w rdzenniku wewnętrznym (p_2) . Wydatek zaworu przelewowego przyjęto za równy 180 [l/min]

Przyjęty wydatek Q_z zaworu przelewowego ze zrozumiałych względów determinuje wydatek proponowanego zaworu upustowego Q_w , co wynika z bilansu zmian objętości emulsji w komorach podtłokowych rdzennika zewnętrznego i wewnętrznego z uwzględnieniem prędkości przemieszczania się tłoków tychże rdzenników, rysunek 4. Bilans powyższy pozwala na napisanie fizycznej równości (1) wiażącej wydatki obu zaworów [2, 3].

$$Q_W = \frac{1}{i^2} \left(v_{str} \times \frac{\pi D_Z^2}{4} - Q_Z \right)$$
(1)

gdzie:

v_{str} – prędkość osiadania stropu,

 D_Z – średnica tłoka rdzennika zewnętrznego,

- D_W średnica tłoka rdzennika wewnętrznego,
- Q_W wydatek proponowanego zaworu upustowego,
- Q_Z maksymalny wydatek zastosowanego zaworu przelewowego,

 $i = D_Z / D_W$.







Rys.5. Związek parametrów wydajnościowych zaworów z parametrami geometrycznymi stojaków teleskopowych dla maksymalnej prędkości osiadania stropu

Równanie (1) wiąże ze sobą pięć podstawowych wielkości fizycznych opisujących geometrię układu oraz wymagane parametry wydajnościowe zaworów: przelewowego i upustowego w aspekcie szybkości obniżania się pracującego stropu. Na rysunku 5 zestawiono graficznie równanie (1) w zależności od geometrii zastosowanego stojaka teleskopowego w aspekcie maksymalnej dopuszczalnej w zawale kontrolowanym prędkości osuwania się stropu równej 0,300 [m/s].

2. Siła hydrodynamiczna

W obrębie stożka grzybka, talerzyka lub suwaka zaworu prędkość cieczy hydraulicznej zmienia wartość i kierunek. Fizycznie zmiana pędu cieczy jest wynikiem działającej na powierzchni strugi siły, a bilans pędu strugi ma postać [7, 9, 10]:

$$\dot{F}_{2} - \dot{F}_{1} = V \times \rho \times \left(\dot{v}_{3} - \dot{v}_{1}\right)$$
⁽²⁾

gdzie:

 \vec{P}_{i} – pęd cieczy dopływającej do grzybka,

 $\overrightarrow{P_2}$ – pęd cieczy wypływającej spod grzybka,

 $\vec{v_l}$ – prędkość cieczy dopływającej pod grzybek,

 $\vec{v_3}$ – prędkość cieczy wypływającej spod grzybka

 ρ – gęstość cieczy,

V – objętość strugi doznającej zmiany pędu.

Jeśli odniesiemy zmianę pędu (2) do czasu Δt , w którym ta zmiana nastąpiła, otrzymać możemy znane z fizyki równanie zwane równaniem siły hydrodynamicznej \vec{F}_{HD} o postaci:

$$\frac{\Delta \dot{F}_{I-2}}{\Delta t} = \frac{\Delta V}{\Delta t} \times \rho \times \left(\dot{v}_{3} - \dot{v}_{1} \right) \Longrightarrow \dot{F}_{HD} = Q \times \rho \times \left(\dot{v}_{3} - \dot{v}_{1} \right)$$
(3)

gdzie:

Q – wydajność strugi cieczy.

Siła (3) przyłożona jest do powierzchni strugi cieczy tak, aby zmienić jej pęd. Rozważając szczegółowo przepływ cieczy przez zawór nietrudno zauważyć, że dopływowi cieczy pod grzybek towarzyszy nie tylko zmiana kierunku przepływu strugi, ale i zmiana jej prędkości powstająca wskutek nagłego zmniejszenia przekroju poprzecznego. We wcześniejszych pracach [4, 5, 6] przedstawiono szczegółowo bilans sił działających na grzybek zaworu. Poniżej, rysunek 6, dla przykładowych wymiarów geometrycznych zaworu

przedstawiono charakter przebiegu siły hydrodynamicznej w funkcji wydatku zaworów o różnej konstrukcji. Nietrudno zauważyć, że zawór grzybkowy (z dodatnim kątem) jako jedyny zawór charakteryzuje się dla pewnego obszaru wydatku ujemną wartością siły hydrodynamicznej. Przekłada się to na tendencję do samo zamykania się zaworu z chwilą obniżenia wydatku cieczy przepływającej przez zawór.



Rys.6. Wpływ kąta rozwarcia grzybka na wielkość siły hydrodynamicznej. Przyjęta *a priori* do obliczeń prędkość $v_3 = 250$ [m/s]

3. Parametry strugi wpływającej i wypływającej spod grzybka zaworu

Na rysunku 7 pokazano stany strugi podczas przepływu przez trzy strefy oddzielone dwoma progami (miejsce zmiany przekroju strugi) w zaworze. Przekrój strugi cieczy zmienia się płynnie lub gwałtownie skokowo. Najbardziej interesujący, ale i bardzo ważny jest pierwszy próg, pokonywany przez strumień cieczy, czyli miejsce 1-2, gdzie dochodzi do zmiany kierunku przepływu strugi i zmiany powierzchni przekroju jej przepływu.

Do określenia prędkości wypływu v_3 emulsji spod grzybka (ale jeszcze pod grzybkiem) należy przede wszystkim ustalić wznios grzybka x (ugięcie sprężyny) w warunkach, gdy występuje minimalna wartość siły F_{HD} . Tak przyjęte założenie pozwoliło na wykorzystanie równania ciągłości strugi w postaci (4):

$$\frac{1}{2} \times A_1 \times v_3 \times \cos\Theta = A(x) \times v_3 \tag{4}$$

gdzie A(x) jest boczną pierścieniową powierzchnią stożka pod grzybkiem, przez którą wypływa spod grzybka emulsja z prędkością v_3 . Z elementarnych rozważań geometrycznych wynika, że wielkość powierzchni A(x) można wyrazić jako (5):

$$A(x) = \pi \times \left(d_1 + \frac{x}{2} \times \sin 2\Theta \right) \times x \times \sin \Theta$$
(5)

która w zestawieniu z równaniem (4) umożliwia wyznaczenie poszukiwanej wartości x_1 jako równej:

$$x_{I} = \frac{-d_{I} + \sqrt{d_{I}^{2} + \frac{d_{0}^{2}}{2} \times \cos^{2}\Theta}}{\sin 2\Theta}$$
(6)

gdzie:

 d_0 – średnica włotowa otworu o powierzchni A_1 ,

 d_1 – średnica zewnętrzna gniazda grzybka.



Rys.7. Stany strugi podczas jej przepływu przez zawór [3]

Wyznaczenie wzniosu x_1 grzybka (6) umożliwiającego przepływ emulsji z wydajnością gwarantującą wystąpienie minimalnej siły hydrodynamicznej (5a) pozwala na określenie prędkości wypływu emulsji (7) tak, aby działanie siły hydrodynamicznej mogło zniwelować ugięcie sprężyny [5] wywołane wzrostem ciśnienia w układzie:

$$v_{3} = \frac{2}{\cos\Theta} \sqrt{\frac{k \times x_{1}}{\rho \times A}}$$
(7)

gdzie:

$$A = \pi d_1^2 / 4$$

Otrzymana (6) wartość prędkości wypływu emulsji spod grzybka zaworu wymaga dyskusji, rysunek 8.





Prędkość wypływu (7) determinująca istnienie minimalnej siły hydrodynamicznej jest prędkością końcową wylotu cieczy spod strefy grzybka. Ponieważ wlot tej cieczy charakteryzuje struga o przekroju A_2 znacznie mniejszym od przekroju strugi wylotowej (5), należy spodziewać się wystąpienia w miejscu wlotu pod grzybek znacznie większych prędkości od określonych zależnością (7). Z dużą dozą dokładności w zależności (8) określono relacje pomiędzy prędkościami wlotową pod grzybek v_2 a wylotową v_3 spod grzybka zaworu:

$$v_2 = \frac{d_1 + \frac{x}{2}\sin 2\Theta}{d_0 + \frac{x}{2}\sin 2\Theta} \times v_3$$
(8)



Rys.9. Wpływ sztywności sprężyn oraz wymiarów gniazda pod grzybkiem zaworu na wielkość siły hydrodynamicznej działającej na grzybek

Jest to tym istotniejsze, gdy mamy do czynienia z większą średnicą zewnętrzną grzybka d względem średnicy włotowej d_0 , wówczas prędkości v_3 w obszarze zaworu 1 i 2 towarzyszą niezwykle duże opory, ograniczające znacznie przepływ. Można powiedzieć, że istnieje tu rodzaj swoistego sprzężenia zwrotnego pomiędzy prędkością strugi odpowiadającą za wydajność zaworu, a oporami jej przepływu, których suma powinna być dokładnie równa ciśnieniu tłoczenia pod zaworem (decydującemu o podporności). Kilka słów wyjaśnienia należy poświęcić zjawisku funkcjonowania zaworu otwieranego pod działaniem naddatku ciśnienia Δp działającego na spód grzybka zaworu z siłą równą $A \times \Delta p$, która ma za zadanie:

- niwelowanie siły hydrodynamicznej,
- oddziałując i działając dodatkową siłą k×x podnieść grzybek na wysokość x aby umożliwić przepływ emulsji zgodnie z równaniem ciągłości strugi.

Oznacza to, że ciśnienie otwarcia zaworu jest zawsze większe od jego nastawy o wartość wynikającą z równania równowagi sił:

$$A \times \Delta p = 2 \times k \times x \tag{9}$$

Zawór będzie dobrze działał, gdy ciśnienie pod grzybkiem będzie nieco wyższe od jego nastawy o wartość Δp (9). Na rysunku 9 przedstawiono dla różnych wymiarów gniazd zaworów grzybkowych (d_0 , d_1) przebieg sił hydrodynamicznych będących funkcją przepustowości zaworu. Każda z parabol reprezentuje konstrukcję zaworu wyposażonego w sprężynę o zdefiniowanej wcześniej sztywności.

4. Dobór sztywności sprężyn

Dobór sztywności sprężyn oznacza nie tylko ich wybór z tytułu posiadanej przez nich cechy zwanej sprężystością, ale przede wszystkim sprecyzowanie rodzaju sprężyny oraz jej wymiarów geometrycznych, które są zdefiniowane właśnie sztywnością samej sprężyny. W rozważaniach ograniczono się do zastosowania w zaworach sprężyn śrubowych ściskanych. Wybór ten jest rezultatem zauważonego bardzo niewielkiego rozrzutu wartości sztywności oraz wymiarów geometrycznych w obrębie wyprodukowanej serii sprężyn, co gwarantuje powtarzalność parametrów technicznych samego zaworu upustowego jako całości.

Wyrażony równaniem (9) niezbędny wzrost ciśnienia w obszarze pod grzybkiem implikujący podniesienie grzybka jest wynikiem, jak wcześniej wyjaśniono, konieczności niwelacji siły hydrodynamicznej F_{HD} o ujemnej wartości. Zakładając, że ciśnienie Δp oraz związana z nim siła hydrodynamiczna F_{HD} działają w obszarze zewnętrznej średnicy d_1 gniazda zaworu (w obszarze tym ma miejsce zmiana kierunku i wartości prędkości strugi emulsji) dla minimalnej wartości siły hydrodynamicznej F_{HDMIN} równanie (9) może przyjąć formę:

$$2F_{HDMIN} = A\Delta p \Longrightarrow 2kx_{l} = \frac{\pi d_{l}^{2}}{4}\Delta p \tag{10}$$

Równanie (10) jest podstawą wyznaczania stałej sztywności sprężyny k. Wcześniej jednak należy ustalić dopuszczalny naddatek ciśnienia Δp w stosunku do ciśnienia nastawy zaworu p tak, aby charakterystyka przyszłego zaworu była możliwie płaska. Jest to możliwe, gdy spodziewany naddatek ciśnienia Δp stanowi niewielką część ciśnienia p nastawy samego zaworu (czego zresztą oczekuje się od tego typu konstrukcji). W dalszej analizie przyjęto wartość naddatku ciśnienia Δp jako równą 10% ciśnienia nastawy zaworu p (11):

$$\Delta p = 0, l p \tag{11}$$

gdzie:

p – ciśnienie nastawy zaworu upustowego,

co pozwala określić liczbowo poszukiwaną stałą sztywności sprężyny (10) jako równą (12):

$$k = \frac{0.1 \times A}{2x_i} p \tag{12}$$

gdzie x_1 wyznaczane jest relacją (6) zdefiniowaną przez konfigurację wymiarów gniazda zaworu.

5. Określenie sił i ciśnień niwelujących działanie siły hydrodynamicznej

Istnienie siły hydrodynamicznej F_{HD} determinuje charakter i przebieg charakterystyki p(Q) dla danej konfiguracji zaworu. Ciśnienie oznaczone na rysunku 10 jako p_G jest ciśnieniem dodatkowym wynikającym z przetłaczania emulsji z obszaru znajdującego się pod naciskiem sprężyny o stałej k utrzymującej pod grzybkiem zaworu ciśnienie $p+p_G$ do przestrzeni o ciśnieniu atmosferycznym. Wielkość ciśnienia p_G jest funkcją nie tylko wymiarów geometrycznych gniazda zaworu, ale też i sztywności samej sprężyny. Obliczenia wskazują, że im stała sztywności k sprężyny jest większa, tym również i ciśnienie p_G jest odpowiednio większe. Przebieg ciśnienia przetłaczania emulsji przez zawór grzybkowy ma trzy charakterystyczne obszary, (rys. 10). W obszarze pierwszym wzrostowi wydatku emulsji płynącej przez zawór towarzyszy wzrost ciśnienia dodatkowego p_G , którego obecność niweluje nie tylko ujemny skutek działania siły hydrodynamicznej (10) będącej oporem przepływu ale i wymusza na sprężynie zaworu takie jej ugięcie, aby miał miejsce odpowiedni przepływ samej emulsji. W obszarze drugim wraz ze wzrostem wydatku Q wartość siły hydrodynamicznej zmierza (wzrasta) do zera, (rys. 5). Oznacza to, że w procesie podniesienia grzybka zaworu dominującą rolę zaczyna pełnić ciśnienie Dp (9)(10). Ten stan równowagi trwa aż siła hydrodynamiczna $F_{HD} = 0$. Dalszemu wzrostowi wydatku Q (trzeci obszar) towarzyszy już tylko dominacja siły hydrodynamicznej decydującej o drastycznym wzroście oporów przepływu.



Rys.10. Wpływ wydatku zaworu grzybkowego oraz jego geometrii na opory związane z przepływem emulsji przez zawór

6. Przykładowe wyznaczenie charakterystyki zaworu

Wyznaczone analitycznie, rysunek 10, spadki ciśnienia emulsji dla określonych warunków jej przepływu przez zawór, pozwoliły przy uwzględnieniu nastaw samych zaworów, wyznaczyć ich pełne charakterystyki. Na rysunku 11 przedstawiono pełną charakterystykę przepływowa zaworu o określonej geometrii gniazda. Ze zrozumiałych względów, charakterystyki ograniczono do zakresu ujemnej wartości siły hydrodynamicznej.



Rys.11. Charakterystyka zaworów grzybkowych dla określonej geometrii gniazda zaworu. Każda z krzywych reprezentuje zastosowanie sprężyny o sztywności właściwej dla danej nastawy (12)

7. Uwagi końcowe

Przeprowadzona analiza doboru podstawowych parametrów zaworów grzybkowych pozwoliła na wysnucie następujących wniosków:

- 1. Siła hydrodynamiczna determinuje działanie ciśnieniowego zaworu grzybkowego, a jej powstanie wiąże się z naddatkiem ciśnienia otwierającego zawór.
- 2. Wyznaczenie optymalnych warunków pracy zaworu wymaga dokładnej analizy wpływu średnic gniazda zaworu d_0 , d_1 oraz sztywności sprężyn k i ich nastaw na charakterystykę przepływową zaworu.
- 3. Teoretyczna postać krzywej, opisującej wielkość siły hydrodynamicznej wskazuje na to, że zanim osiągnie ona wartość minimalną, wydajność zaworu jest konsekwencją działania naddatku ciśnienia na sprężynę, czyli dochodzi do otwarcia zaworu pod wpływem siły pochodzącej od ciśnienia hydraulicznego stojaka i przepychania przez zawór zbędnej ilości emulsji. Dopiero, gdy krzywa *siła–wydajność* zaczyna rosnąć, to wydajność jest związana z otwieraniem zaworu pod wpływem oddziaływania hydrodynamicznego.

- 4. Z charakterystyki pracy wynika, że zawór funkcjonuje prawidłowo. Niezależnie od prędkości obciążania rdzennika wewnętrznego utrzymuje się nastawioną wcześniej podporność roboczą. Świadczy to o nieznacznym w badanym zakresie wpływie siły hydrodynamicznej na charakter pracy zaworu. Dla badanego przypadku jest ona znikoma w porównaniu z siłą wynikającą z oddziaływania ciśnienia stojaka na grzybek zaworu.
- 5. Zaproponowana konstrukcja zaworu upustowego w rdzenniku wewnętrznym spełnia z powodzeniem funkcję bezpiecznika drugiego lub trzeciego stopnia, chroniąc stojak obudowy przed nadmiernymi obciążeniami. Wymaga jednak dalszego doskonalenia, zwłaszcza dotyczy to doboru materiału, co wynika z występujących w tym obszarze bardzo dużych zmultiplikowanych ciśnień.

Literatura

- Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: Zmechanizowane obudowy ścianowe. Podręcznik dla praktyków. Tiefenbach Polska Sp. z o.o. Katowice 2003.
- Kalukiewicz A., Marianowski J.: Nowe rozwiązanie zabezpieczeń funkcjonowania upodatnionej obudowy zmechanizowanej. Napędy i Sterowanie, 2011 nr 7/8, s.32-36.
- 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 2010 (praca nie publikowana).
- 4. Korecki Z.: Napędy i sterowanie hydrauliczne maszyn górniczych. Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1993.
- 5. Marianowski J.: Gdzie ukryła się siła hydrodynamiczna w charakterystyce zaworu ciśnieniowego. Konferencja CYLINDER 2010, KOMAG Instytut Techniki Górniczej, Gliwice 2010, s.111-122.
- 6. Marianowski J.: Siła hydrodynamiczna w charakterystyce zaworu ciśnieniowego. Hydraulika i Pneumatyka, Wrocław 2011, R XXXI, nr 2 s.12-15.
- 7. Orzechowski Z., Prywer J., Zarzycki R.: Mechanika płynów w inżynierii i ochronie środowiska. WNT, Warszawa 2009.
- 8. Smużyński P.: Obudowy zmechanizowane. Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1993.
- 9. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1964.
- 10. Walden H.: Mechanika płynów. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1983.

Parametry modalne zaworu zwrotnego sterowanego stosowanego w układzie hydraulicznym sekcji obudowy zmechanizowanej

Jarosław Czubaszek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Stanisław Szweda - Politechnika Śląska

1. Wprowadzenie

Problematyka występowania szybkozmiennych zmian ciśnienia w układzie hydraulicznym sekcji obudowy zmechanizowanej jest przedmiotem wielu prac badawczych [3, 4, 6, 7]. W opinii użytkowników obudowy zmechanizowanej szybkozmienne przebiegi czasowe mogą być przyczyną uszkodzenia elementów układu hydraulicznego. W trakcie prac badawczych prowadzonych w Laboratorium badań ITG KOMAG, dotyczących ustalenia przyczyn powstawania szybkozmiennych zmian ciśnienia występujących w układzie podczas rabowania siłownika sekcji obudowy zmechanizowanej [4] ustalono, że istotny wpływ na obserwowane zmiany ciśnienia mają drgania zaworu zwrotnego sterowanego. Jedną z metod opisywania drgań układu mechanicznego o wielu stopniach swobody, jakim jest zawór, jest metoda analizy modalnej. Metoda ta umożliwia przedstawienie drgań układu mechanicznego o wielu stopniach swobody w postaci kombinacji, niezależnych od siebie, drgań układów o jednym stopniu swobody – zwanych modami dynamicznymi. Mod dynamiczny charakteryzują następujące parametry modalne:

- częstość własna ω_{0r} ,
- współczynnik tłumienia δ_r odniesiony do częstości własnej.

Można je wyznaczyć na podstawie analizy modelu autoregresyjnego sygnału ciśnienia w przestrzeni podtłokowej siłownika. Wartości parametrów modalnych zidentyfikowanych modów dynamicznych zależą, zarówno od parametrów układu hydraulicznego, jak również od parametrów mechanicznych charakteryzujących sprężystość i tłumienie elementów zaworu. W związku z powyższym identyfikacja modów dynamicznych charakteryzujących zmianę ciśnienia będzie miała wpływ na zakres uproszczeń przyjmowanych przy budowie modelu fizycznego układu hydraulicznego budowanego celem symulacji komputerowej obserwowanego przebiegu czasowego ciśnienia.

Ustalenie związku pomiędzy wielkościami charakteryzującymi zawór zwrotny sterowany, a wyznaczonymi parametrami modalnymi, przedstawione poniżej, umożliwi wskazanie kierunków modyfikacji postaci konstrukcyjnej zaworu prowadzonych celem wyeliminowania niekorzystnych zmian ciśnienia.

2. Badania stanowiskowe

Przedmiotem badań był zawór zwrotny sterowany (1) zabudowany na stojaku hydraulicznym w klasycznym układzie zasilania hydraulicznego,

przedstawionym na rysunku 1. W trakcie badań usunięto z niego zawór ograniczający ciśnienie (2), w celu obserwacji maksymalnych wartości zmian ciśnienia, rejestrowanych za pomocą przetwornika (3).



Rys.1. Układ sterowania stojaka hydraulicznego [3]; *1 – zawór zwrotny sterowany,* 2 – zawór przelewowy (ograniczający ciśnienie), 3 – przetwornik ciśnienia, 4 – rozdzielacz

Podstawowe dane techniczne zaworu zwrotnego sterowanego używanego w trakcie badań zestawiono w tabeli 1.

Zawór zwrotny sterowany - BZ1	$p_n = 48 \text{ MPa}$			
		Masa tłoczka	kg	0,119
		Stała sprężyny tłoczka	N/m	$89,2 \cdot 10^3$
Í.		Masa grzybka	kg	0,018
	COADU	Stała sprężyny grzybka	N/m	$133,7 \cdot 10^3$
Masę tłoczka i grzybka oraz stałe sprężyn wyznaczono eksperymentalnie				

Podstawowe dane techniczne zaworu zwrotnego sterowanego [2]



Przykład zarejestrowanego przebiegu czasowego zmian ciśnienia przedstawiono na rysunku 2.

Rys.2. Przykładowy przebieg czasowy ciśnienia [2]

W trakcie badań zarejestrowano 18 przebiegów czasowych ciśnienia, analogicznych do przebiegu przedstawionego na rysunku 2. W tabeli 2 zestawiono podstawowe parametry dotyczące minimalnej i maksymalnej wartości ciśnienia oraz czasu t trwania zarejestrowanych dynamicznych zmian ciśnienia.

							Tabela 2
Nr badania	p_{min}	p_{max}	t	Nr badania	p_{min}	p_{max}	Т
	MPa	MPa	ms		MPa	MPa	MS
1	10,9	46,5	121	10	5,0	46,0	144
2	10,5	54,1	184	11	6,2	56,4	175
3	11,6	42,0	184	12	5,8	44,1	161
4	9,9	47,1	161	13	7,0	39,1	69
5	15,2	41,3	115	14	8,9	53,2	80
6	14,6	39,7	93	15	23,4	44,3	28
7	9,9	54,9	240	16	14,0	54,1	73
8	9,2	43,7	182	17	14,0	55,6	77
9	8,9	42,6	176	18	16,2	53,1	63

Parametry charakterystyczne przebiegów czasowych, ciśnienie w przestrzeni podtłokowej stojaka [2]

Korzystając z zarejestrowanych 18 przebiegów czasowych ciśnienia w przestrzeni podtłokowej wyznaczono parametry modalne układu hydraulicznego z zaworem zwrotnym sterowanym.

3. Metoda wyznaczania parametrów modalnych układu hydraulicznego z zaworem zwrotnym sterowanym

Z tabeli 2 wynika, że średni czas trwania t zmian dynamicznych ciśnienia wynosi około 130 ms. Ze względu na krótkie czasy trwania sygnału pomiarowego zdecydowano, że zgodnie z [1], do wyznaczania parametrów modalnych układu zostanie zastosowany model autoregresyjny [AR] sygnału pomiarowego.

Analizowany przebieg czasowy ciśnienia p(i) traktuje się jako wyjście dynamicznego filtru liniowego o transmitancji $\frac{1}{A(z^{-1})}$ modelu AR, pobudzanego białym szumem e(i). W przypadku sygnałów, których widma zawierają wyraźne maksima, zaleca się stosowanie modelu typu AR przedstawionego schematycznie na rysunku 3 [1].

$$e(i) \rightarrow \boxed{\frac{1}{A(z^{-1})}} \rightarrow p(i)$$

Rys.3. Schemat modelu typu AR [1]

Wielomian $A(z^{-1})$ modelu autoregresyjnego (AR) przebiegu czasowego ciśnienia określa wzór:

$$A(z^{-1}) = I + A_{I} \cdot z^{-1} + \dots + A_{dA} \cdot z^{-dA}$$
(1)

gdzie:

dA	_	stopień modelu,
$A_{1},, A_{dA}$	_	współczynnik wielomianu modelu AR,
z^{-1}	_	operator jednokrokowego opóźnienia zdefiniowany zgodnie ze wzorem:
		-1 (·) (· 1)

$$z^{-1}p(i) \equiv p(i-1)$$
 (2)

$$p(i)$$
 – wartość przebiegu czasowego w chwili i $\equiv 0, 1, ..., N_p$ -1,
 N_p – liczba próbek pliku cyfrowego zawierającego przebieg

N_p – niczba probek pliku cylrowego zawierającego przebieg czasowy.

Podczas analizy przebiegu czasowego ciśnienia, stopień dA modelu oraz współczynniki A_i modelu AR wyznaczono korzystając z procedur obliczeniowych zawartych w pakiecie *System Identification Toolbox* programu MATLAB v.7.5. [5].

Równanie charakterystyczne modelu autoregresyjnego (AR) sygnału przyspieszenia przyjmuje postać:

$$\lambda^{n} + A_{l}\lambda^{n-l} + A_{2}\lambda^{n-2} + \dots + A_{dA-l}\lambda + A_{dA} = 0$$
(3)

gdzie:

 λ_r – pierwiastki równania charakterystycznego; 1, 2, ..., n.

Związek pomiędzy pierwiastkami równania charakterystycznego modelu AR sygnału ciśnienia a parametrami modalnymi układu z zaworem zwrotnym sterowanym określa zależność:

$$\lambda_r = e^{(\delta_r + i \cdot \omega_r) \Delta t_c} \tag{4}$$

gdzie:

 δ_r – współczynnik tłumienia odniesiony do częstości własnej,

 ω_r – częstość drgań własnych tłumionych,

 Δt_c – okres próbkowania przebiegu czasowego przyspieszenia ciśnienia.

Z równania (4) wynika, że współczynnik tłumienia odniesiony do częstości własnej określa wzór:

$$\delta_r = \frac{1}{\Delta t_c} \cdot \ln |\lambda_r|; r = 1, 2, ..., dA$$
(5)

Częstość swobodnych drgań tłumionych wyznacza się z zależności (6), wynikającej ze wzoru (4):

$$\omega_r = \frac{1}{\Delta t_c} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im}(\lambda_r)}{\operatorname{Re}(\lambda_r)}; r = 1, 2, \dots, dA$$
(6)

Częstość własną określa zależność:

$$\omega_{0,r} = \sqrt{\delta_r^2 + \omega_r^2} \tag{7}$$

Korzystając z powyższych zależności wyznaczono częstości drgań własnych tłumionych - ω_r , współczynniki tłumienia – δ_r oraz częstości własne – $\omega_{0,r}$ rozpatrywanego zaworu zwrotnego sterowanego.

4. Parametry modalne układu hydraulicznego z zaworem zwrotnym sterowanym

Zgodnie z procedurą estymacji lokalnych parametrów modalnych, wartości pierwiastków równania charakterystycznego, parametry charakteryzujące mody dynamiczne układu z zaworem zwrotnym sterowanym, wyznaczono drogą statystycznego opracowania wyników analizy zarejestrowanych przebiegów czasowych, spowodowanych rabowaniem siłownika hydraulicznego.

Analiza modelu autoregresyjnego, zbudowanego dla danego zarejestrowanego przebiegu czasowego ciśnienia, umożliwiła wyznaczenie od 10 do 50 modów dynamicznych, charakteryzowanych przez częstość własną $\omega_{0,r}$ i współczynnik tłumienia δ_r . Z zależności (4) wynika, że pierwiastkom równania charakterystycznego o zbliżonych wartościach odpowiadają na płaszczyźnie (δ_r , ω_r) punkty o współrzędnych (δ_{ri} , ω_{ri}) leżące blisko siebie.



Rys.4. Wyznaczanie parametrów modalnych ciśnienia w stojaku [Źródło: opracowanie własne]

Tok obliczeń częstości własnych układu z zaworem zwrotnym sterowanym i współczynników tłumienia sprowadzał się do pogrupowania otrzymanych rozwiązań (δ_{ri}, ω_{ri}), a następnie do uśrednienia częstości własnych i współczynników tłumienia w wyróżnionych grupach [8]. Kryterium grupowania obliczonych wartości (δ_{ri}, ω_{ri}) zdefiniowano następująco:

- punkty o współrzędnych (δ_{ri} , ω_{ri}) należące do jednej grupy (o zbliżonych wartościach λ_r) leżące wewnątrz okręgu o średnicy D = 200 rad·s⁻¹; wartość średnicy D jest sześciokrotnie większa od rozdzielczości widma częstości,
- okrąg o średnicy *D* otacza punkty o współrzędnych (δ_{ri} , ω_{ri}) wyznaczone dla co najmniej 10 z pośród analizowanych 18 przebiegów czasowych ciśnienia.
Na rysunku 4 przestawiono zaznaczone punkty, odpowiadające wyznaczonym parametrom modalnym δ_{ri} i ω_{ri} oraz okręgi o średnicy *D*, wyróżniające podzbiory wartości δ_{ri} i ω_{ri} , niezbędne do wyznaczenia, za pomocą kryteriów określonych powyżej, wartości częstości drgań własnych tłumionych ω_r i współczynnika tłumienia δ_r , charakteryzujących parametry modalne sygnału ciśnienia w stojaku. Ze względu na różną skalę osi na wykresie przedstawionym na rysunku 4, okręgi te mają postać zniekształconą – eliptyczną.

Korzystając z zarejestrowanych sygnałów ciśnienia wyznaczono parametry modalne δ_{0i} , ω_{0i} charakteryzujące 9 modów dynamicznych.

W tabeli 3 zestawiono wartości średnie parametrów modalnych ciśnienia w stojaku oraz granice przedziału ufności, zbudowanego dla wartości średniej parametru, na poziomie ufności 95%.

	r	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Częstość drgań swobo- dnych tłumio- nych ω_r [rad·s ⁻¹]	Wartość średnia	1139,1	2174,9	2740,9	3090,2	3592,9	4304,3	6130,6	6465,8	6718,8
	Granice prze- działu ufności	1181,6	2219,9	2784,0	3117,8	3639,0	4351,7	6170,1	6859,2	6746,4
		1096,5	2129,9	2697,8	3062,7	3546,8	4256,9	6091,1	6072,4	6691,3
Współ- czynnik tłumienia δ_r [rad·s ⁻¹]	Wartość średnia	138,9	106,9	84,7	111,6	121,4	87,4	115,6	107,8	149,9
	Granice prze- działu ufności	177,5	139,9	111,0	133,5	142,1	106,1	141,6	133,9	193,9
		100,3	74,0	58,3	89,7	100,6	68,7	89,7	81,7	106,0
Częstość własna ω_{0r} [rad·s ⁻¹]	Wartość średnia	1148,7	2178,1	2742,2	3092,2	3595,2	4305,3	6131,9	6466,9	6720,7
	Granice prze- działu ufności	1192,3	2223,1	2786,3	3120,6	3641,2	4352,7	6171,2	6860,3	6747,6
		1105,1	2133,2	2698,4	3064,0	3549,1	4257,9	6092,5	6073,6	6693,9

Zestawienie parametrów charakteryzujących zidentyfikowane mody dynamiczne układu z zaworem zwrotnym sterowanym [Źródło: opracowanie własne] Tabela 3

Uwzględniając granice przedziałów ufności dla wartości częstości własnej $\omega_{0,2}$ zestawione w tabeli 3 można wyróżnić częstości ω_{00} i ω_{08} będące kolejnymi harmonicznymi częstości ω_{02} . Z kolei częstość własną ω_{01} można interpretować jako pierwszą podharmoniczną częstości ω_{02} . Analogiczna relacja występuje pomiędzy częstościami ω_{04} i ω_{07} .

Z analizy widma amplitudowego ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka, omówionej w publikacjach [3, 6, 7] wynika, że drgania te charakteryzują częstości własne mieszczące się w paśmie od 1570 rad s⁻¹ do 2827 rad s⁻¹. Spośród częstości własnych zestawionych w tabeli 3 w przedziale tym mieszczą się częstości własne $\omega_{02} i \omega_{03}$.

Wszystkie częstości własne zestawione w tabeli 3 mają wartości mniejsze od częstości zmian ciśnienia, spowodowanych uderzeniem hydraulicznym w przestrzeni podtłokowej stojaka. Przyjmując bowiem prędkość - c rozcho-

dzenia się fali ciśnienia w emulsji olejowo-wodnej, wynoszącą: $1400 \frac{m}{s}$ przy wysokości słupa cieczy pod tłokiem, wynoszącej l = 600 mm, częstość zmian ciśnienia można wyznaczyć na podstawie zależności :

$$\omega = \frac{\pi c}{l} = 7330 \frac{rad}{s} \tag{8}$$

Tak wiec, największa zidentyfikowana częstość własna ω_{09} , wynosząca 6720,7 rad·s⁻¹, jest mniejsza o około 10% od częstości zmian ciśnienia spowodowanych uderzeniem hydraulicznym. Na tej podstawie można stwierdzić, iż parametry dziewięciu zidentyfikowanych modów dynamicznych są zależne do parametrów zaworu zwrotnego sterowanego.

5. Interpretacja wyników badań

Przyczyny rejestrowanych zmian ciśnienia mogą być spowodowane drganiem tłoczka lub grzybka zaworu zwrotnego sterowanego (rys. 5 poz. 2 lub 4).





Masy obydwu elementów oraz współczynniki sprężystości sprężyn zestawiono w tabeli 1. Ruch każdego z tych elementów, traktowany jako drganie układu o jednym stopniu swobody, charakteryzują częstość własna wynosząca:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_s}{m}} \tag{10}$$

gdzie:

 c_s – stała sprężyny,

m – masa elementu drgającego (tłoczka lub grzybka).

Wyznaczona w ten sposób częstość własna układu złożonego z grzybka (4) i sprężyny grzybka (5) wynosi 2725 rad s⁻¹. Mieści się ona w granicach przedziału ufności dla częstości własnej trzeciego modu dynamicznego ω_{03} . Drgania układu złożonego z grzybka i sprężyny tłoczka charakteryzuje częstość własna wynosząca 2226 rad s⁻¹ różniącą się tylko o 3 rad s⁻¹ od górnej granicy przedziału ufności dla wartości średniej częstości własnej drugiego modu dynamicznego ω_{02} . Można więc stwierdzić, że mody ω_{02} i ω_{03} są zależne od masy grzybka i stałych sprężystości sprężyn zaworu zwrotnego sterowanego.

6. Podsumowanie

Jedną z metod analizy szybkozmiennych drgań ciśnienia w przestrzeni roboczej stojaka hydraulicznego jest analiza modalna. Na podstawie 18 zarejestrowanych przebiegów czasowych ciśnienia wyznaczono parametry charakteryzujące 9 modów dynamicznych rozpatrywanego układu hydraulicznego.

Częstości własne charakteryzujące wyznaczone mody dynamiczne są mniejsze od częstości zmian ciśnienia spowodowanych uderzeniem hydraulicznym powstałym w przestrzeni podtłokowej stojaka. W związku z tym zidentyfikowane mody dynamiczne charakteryzują drgania elementów zaworu zwrotnego sterowanego, wynika stąd również, że nie jest konieczne uwzględnianie całego układu stojaka hydraulicznego w modelu fizycznym zaworu zwrotnego sterowanego.

Analizując układ mechaniczny zaworu zwrotnego sterowanego stwierdzono, że częstości własne układu grzybek - sprężyna grzybka oraz grzybek – sprężyna tłoczka odpowiadają częstości własnej drugiego i trzeciego modu dynamicznego ω_{02} , ω_{03} . Konieczne jest zatem uwzględnianie tych elementów przy modelowaniu zaworu zwrotnego sterowanego.

Literatura

1. Bielińska E., Figwer J.: Analiza, identyfikacja i predykcja ciągów czasowych. Skrypt Politechniki Śl. Nr 1923, Gliwice 1997.

- Czubaszek J.: Wpływ hydraulicznych elementów sterujących na nieustalone zmiany ciśnienia w przestrzeni roboczej siłownika hydraulicznego. Komag 2013. Praca nie publikowana.
- 3. Czubaszek J., Madejczyk W.: Badania układu sterowania sekcji obudowy zmechanizowanej. Hydraulika i Pneumatyka 2012, nr 2, s. 24-27.
- Czubaszek J., Szweda S.: Badania zmian ciśnienia w układzie hydraulicznym sekcji obudowy zmechanizowanej. Maszyny Górnicze. 2012 nr 4 s. 3-8.
- 5. Mrozek B., Mrozek Z.: MATLAB 5.x SIMULNIK 2.x poradnik użytkownika. Wyd. PLJ, Warszawa 1998.
- 6. Pytlik A.: Drgania w układach hydraulicznych sekcji obudowy zmechanizowanej. Napędy Sterowanie 2008, nr 4, s. 121-130.
- Stoiński K., Pytlik A., Szymała J.: Uderzenia hydrauliczne powstałe w elementach hydrauliki sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej". Maszyny Górnicze 3/2007.
- 8. Szweda S.: Identyfikacja parametrów charakteryzujących obciążenie sekcji obudowy zmechanizowanej spowodowane dynamicznym oddziaływaniem górotworu. ZN. POL. Śl. Nr 1648, s. Górnictwo z.259, Gliwice 2004 r.

Modelowanie i weryfikacja zjawisk dynamicznych zachodzących w teleskopowych stojakach hydraulicznych

Zygmunt Domagała – Politechnika Wrocławska, **Jan Marianowski** – Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

Pozyskiwanie węgla kamiennego w Polsce jest możliwe wyłącznie metodą głębinową, za pomocą systemu ścianowego, który wymaga zastosowania obudów zmechanizowanych do zabezpieczenia stropu. Mimo zmniejszającego się w ostatnich latach wydobycia, wzrasta liczba zagrożeń naturalnych wyni-kających z eksploatacji górniczej, na coraz to niższych głębokościach. Nasila się też energia oraz częstotliwość występowania wstrząsów sejsmicznych, a ich charakter zależy od wielu czynników (głównie od głębokości eksploatacji, ale również od czynników: geologicznych, eksploatacyjnych, zaszłości, stosowania środków ochronnych).

W celu zapewnienia niezawodności i bezpieczeństwa pracy obudów zmechanizowanych, konieczne jest poznanie mechanizmów powstawania wstrząsów, ich przewidywania, oraz oddziaływania na obudowę [7]. Jest to stosunkowo trudne ze względu na krótki czas trwania zjawiska, oraz niemożliwy do przewidzenia moment jego wystąpienia. Warunki kopalniane nie sprzyjają prowadzeniu badań, ze względu na ich złożoność, oraz konieczność posiadania dużych nakładów finansowych. Dlatego przeprowadzane pomiary uzupełnia się o wyniki uzyskane za pomocą metod analitycznych, znacznie tańszych i nie wymagających skomplikowanych aparatur i stoisk badawczych.

Obciążenia jakim musi przeciwstawiać się obudowa górnicza mają różnych 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.

Obudowa zmechanizowana ma cechy obudowy tymczasowej i utrzymanie stropu na dłuższy czas nie jest jej zadaniem.

Zadaniem obudowy zmechanizowanej jest zapewnienie bezpiecznego i nie zakłóconego przez górotwór wybierania węgla z wyrobiska eksploatacyjnego.

Aby wykonać tego typu zadania obudowa zmechanizowana musi spełnić poniższe funkcje [2]:

- osłonięcie wyrobiska przed opadaniem skał ze stropu,
- osłanianie wyrobiska przed przedostawaniem się skał z rumowiska zawałowego do przestrzeni roboczej,

 osłonięcie wyrobiska przed odpadającymi z czoła ściany kęsami węgla w pokładach grubości powyżej 2,5 m lub staczającymi się po przenośniku kęsami urobku w pokładach o nachyleniu powyżej 25°.

Aby obudowa mogła spełniać powyższe zadania, musi posiadać odpowiednią konstrukcję uzależnioną od warunków w jakich pracuje.



Rys.1. Przykładowa obudowa górnicza TAGOR

Rodzaj zadań, które muszą spełniać stojaki hydrauliczne, oraz zróżnicowane warunki w jakich pracują, doprowadziły do powstania wielu typów ich konstrukcji, z których wyróżniamy dwie podstawowe grupy: jednoteleskopowe (jednostopniowe) oraz dwuteleskopowe (dwustopniowe).

Z uwagi na skomplikowaną strukturę obudowy zmechanizowanej przedmiotem analizy jest uproszczona struktura składająca się z siłownika dwuteleskopowego i dwóch zaworów upustowych, którą ilustruje rysunek 2. Stosownie drugiego zaworu upustowego podłączonego do cylindra drugiego stopnia jest rozwiązaniem nowatorskim [5, 6]. Powoduje to jednak określone trudności w modelowaniu pracy siłowników dwuteleskopowych.

Wysokie koszty tych badań i trudności techniczne ich prowadzenia spowodowały wzrost zainteresowania metodami analitycznymi. W niniejszej monografii przedstawiono metodę analityczną wyznaczania wartości obciążenia stojaka hydraulicznego pod obciążeniem dynamicznym w oparciu o dyskretny model matematyczny, a następnie zweryfikowano go w oparciu o badania eksperymentalne przeprowadzone na prasie hydraulicznej w Hucie Stalowa Wola.



Rys.2. Uproszczony model stojaka będącego przedmiotem modelowania [źródło: opracowanie własne]

2. Model matematyczny

Model matematyczny opracowuje się na podstawie przyjętych hipotez i założeń. Zbudowano go 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 [2]:

- ciśnienie po stronie zlewowej jest stałe, p_{zl} = const,
- moduł sprężystości, gęstość i lepkość cieczy nie zmieniają się podczas pracy układu,
- pominięto wpływ sił ciężkości na działanie układu,
- pominięto odkształcenie elementów hydraulicznych,
- pominięto wpływ skończonych 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,

– masę elementów stojaka hydraulicznego przedstawiono w postaci masy zredukowanej $m_{\tau l}$ uwzględniając, że masę zredukowaną elementu traktowanego jako sprężyna określa się jako 40% masy całkowitej:

$$m_{d} = 0.4 \cdot m_{cs} + m_s \tag{1}$$

gdzie:

 m_{cs} – masa cieczy roboczej w stojaku,

 m_s – masa elementów stojaka biorących udział w ruchu.

masy elementów przedstawione w postaci masy zredukowanej m_z:

$$m_{\rm z} = m_{grzybka} + m_{talerzyka} + m_{tloczka} + \frac{1}{3}m_{sprężyny}$$
(2)

- zastosowano ograniczenia ruchowe dla tłoka siłownika w zakresie oraz w zakresie,
- zastosowano ograniczenia ruchowe dla grzybka zaworu.

2.2. Model matematyczny układu hydraulicznego podpory

Model matematyczny powstał w oparciu o założenia upraszczające, które reprezentują obiekt rzeczywisty (teleskopowy stojak hydrauliczny) z wymaganą dokładnością. 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.

2.3. Model matematyczny siłownika

Równania równowagi sił przyjęto na podstawie schematu obciążeń stojaka przedstawionego na rysunku 3 i mają one postać:

$$F(t) - F_{sb2} - F_{st2} - F_{sh2} = 0$$
(3)

$$P_{II}(A_{II} - A_d) - F_{sb1} - F_{st1} - F_{sh1} = 0$$
(4)

gdzie:

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

 F_{st} – siła tarcia lepkiego,

 F_{sh} – siła wywierana przez ciśnienie na powierzchnię tłoka,

F(t) – siła oddziaływania górotworu.

Równania (3) i (4) rozpatrywane są dla następujących warunków początkowych:

$$x = x_{gr}, \quad \frac{dx}{dt} = 0, \quad \frac{d^2x}{dt^2} = 0, \quad z = 0, \quad \frac{dz}{dt} = 0, \quad \frac{d^2z}{dt^2} = 0$$

oraz dla następujących warunków brzegowych:



Rys.3. Stojak hydrauliczny podpory [1, 2]

2.4. Model matematyczny zaworu upustowego

2.4.1. Równania sił

Równanie sił obciążających elementy zaworu upustowego wyprowadzono w oparciu o schemat konstrukcyjny zaworu upustowego przedstawiony na rysunku 4.

Równanie sił działających na element uszczelniający zaworu upustowego ma postać:

$$F_{zh} - F_{zb} - F_{zt} - F_{zs} - F_{zd} = 0$$
⁽⁵⁾

gdzie:

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

 F_{zb} – siła bezwładności,

 F_{zt} – siła tarcia lepkiego,

- F_{zs} siła pochodząca od ugięcia sprężyny,
- F_{zd} siła hydrodynamiczna.

Powyższe równania rozpatrywane są dla następujących warunków początkowych:

$$y=0, \quad \frac{dy}{dt}=0, \quad \frac{d^2y}{dt^2}=0$$

oraz dla następujących warunków brzegowych:



Rys.4. Schemat zaworu [1, 2]

2.4.2. Równanie bilansu natężeń przepływu przez komorę podgrzybkową zaworu

Równanie sił działających na suwak zaworu upustowego (5) może zostać uzupełnione o równanie bilansu natężeń przepływu przez komorę podgrzybkową zaworu [8]:

$$Q_{gz} - Q_{cp} - Q_{gp} - Q_{w} = 0 ag{6}$$

gdzie:

- Q_{gz} natężenie strumienia przepływającego przez grzybek zaworu,
- Q_{cp} natężenie przepływu spowodowane ściśliwością cieczy roboczej w komorze podgrzybkowej
- $Q_{\rm gp}$ natężenie przepływu spowodowane przemieszczeniem się grzybka zaworu,

 Q_w – natężenie przepływu przez komorę podgrzybkową zaworu.

2.4.3. Równanie bilansu natężeń przepływu przez zawór

Ponadto równanie sił (5) wymagało uzupełnienia o równanie bilansu natężeń przepływu przez sam zawór [8]

$$Q_{sl} - Q_{gz} - Q_{cl} - Q_g = 0 \tag{7}$$

$$Q_{sll} - Q_{cll} = 0 \tag{8}$$

gdzie:

- Q_s natężenie przepływu spowodowane ruchem tłoka stojaka,
- Q_c natężenie przepływu spowodowane ściśliwością cieczy roboczej pod tłokiem,
- Q_g natężenie przepływu spowodowane przemieszczeniem się grzybka zaworu.

Równania sił oraz natężenia przepływu przez prototypowy zawór upustowy opisano tymi samymi równaniami (5-8) co dla zaworu umieszczonego przy pierwszym stopniu stojaka. Zróżnicowano je jedynie indeksami.

3. Badania symulacyjne i wyniki

Do zamodelowania równań przedstawionych powyżej użyto oprogramowania komputerowego firmy The MathWorks o nazwie MATLAB z pakietem Simulink. Poniżej na rysunkach (5-7) przedstawiono przykładowe przebiegi.

Rysunek 5 ilustruje przemieszczenie się cylindra I stopnia pod wpływem różnych wartości sił oddziaływania górotworu. Im ta siła jest większa tym przemieszczenie jest większe, ponieważ otwiera się zawór upustowy i część cieczy wypływa. W badaniach symulacyjnych nie obciążano podporę hydrauliczną maksymalną wartością siły, ponieważ uległa by ona uszkodzeniu. Maksymalna wartość tej siły została określona na podstawie obliczeń wytrzymałościowych dla konkretnego rozwiązania konstrukcyjnego podpory hydraulicznej.

Przemieszczenie się rdzennika po przyłożeniu siły oddziaływania górotworu przedstawia rysunek 6. Ponieważ w cylindrze II stopnia występują wyższe wartości ciśnień to po przyłożeniu siły górotworu wynoszącej $0,3*F(t)_{max}$ widać znaczące przemieszczenie się rdzennika. Przemieszczenie to wywołane jest otwarciem się prototypowego zaworu upustowego. Badania symulacyjne przedstawione na rysunkach 5 i 6 potwierdziły spostrzeżenia projektantów i górników, że wzrost wartości siły oddziaływania górotworu na zachowanie się podpory hydraulicznej jest istotny.



Rys.5. Wpływ siły oddziaływania górotworu F(t) na przemieszczenie cylindra I stopnia



Rys.6. Wpływ siły oddziaływania górotworu F(t) na przemieszczenie rdzennika



Rys.7. Wpływ zmiany wysuwu rdzennika II stopnia na jego przemieszczenie

Rysunek 7 przedstawia wpływ wysokości stropu na przemieszczenie się rdzennika na skutek ruchu górotworu. Analiza tego przebiegu wykazała, że im wyższa jest wartość podparcia stropu tym większa jest amplituda drgań przemieszczenia rdzennika.

Poprawność przyjętych założeń upraszczających oraz model matematyczny postanowiono zweryfikować. W tym celu przeprowadzono eksperyment polegający na obciążeniu siłownika teleskopowego podpory hydraulicznej prasą.

4. Stanowisko badawcze

4.1. Cel pomiarów

Celem pomiarów było w warunkach zbliżonych do rzeczywistych:

- sprawdzenie funkcjonowania zaworu upustowego w warunkach, w których jest umiejscowiony,
- określenie wydajności (przepustowości) zaworu upustowego,
- określenie ciśnień otwierania i zamykania zaworu.

Zmienną zadaną z zewnątrz była prędkość ruchu tłoka rdzennika zewnętrznego symulująca prędkość obniżania się stropu w kopalni, i która po związaniu ze średnicą tłoka rdzennika zewnętrznego pozwoliła szacować wydajność tego rodzaju tłoczenia, a w konsekwencji otrzymać charakterystykę pracy sprężynowego zaworu upustowego.

4.2. Zakres pomiarów

Zakres pomiarów przewidywał wykonanie badań wymuszonego prasą procesu ściskania stojaków przy różnych prędkościach opuszczania górnego kowadła prasy. Ściskanie stojaków przy zamkniętych w nich przestrzeniach hydraulicznych wymuszało pracę zewnętrznego zaworu upustowego. Zakres możliwych do uzyskania prędkości opuszczania górnego kowadła prasy wyznaczył jednocześnie zakres możliwych do uzyskania przepustowości testowanych zewnętrznych zaworów upustowych.

4.3. Stanowisko badawcze

W skład stanowiska badawczego wchodziły trzy układy:

- zaadaptowany do celów badań mechaniczny układ prasy kuźniczej,
- hydrauliczny układ odpowietrzania i sterowania pozycjonowaniem stojaka,
- układ pomiarowy.



Układ mechaniczny

Do procesu ściskania stojaków zastosowano prasę kuźniczą wykorzystywaną w HSW Stalowa Wola do zgniatania i kucia wlewków stalowych.

Aby można było prasę taką wykorzystać do celów badawczych wyposażono ją w odpowiednie do tego celu uchwyty, które zajęły miejsce kowadeł: górnego i dolnego i pełniły rolę mocowań stojaka w stropnicy i spągnicy obudowy górniczej. O ile konstrukcja górnego uchwytu nie przedstawiała żadnych trudności, o tyle dolne mocowanie stojaka okazało się być nieco złożonym, bowiem musiało spełniać dwa warunki:

- 1. utrzymywać stojak w pionie podczas zgniatania stojaka (gniazda mocujące),
- utrzymywać stojak w pionie podczas jego wysunięcia spod kowadła celem uzupełnienia emulsji w rdzenniku zewnętrznym lub innymi słowy z powrotem wysunąć ze stojaka rdzennik wewnętrzny, co było możliwe tylko według procedur odpowietrzania stosowanych dla stojaków teleskopowych (rura prowadząca z gniazdem mocującym).

Powyższe warunki wynikały z faktu ograniczoności miejsca między kowadłami prasy. O ile dolne kowadło mogło zostać całkowicie usunięte, o tyle górne stanowiło przeszkodę. Drogą wymiany i zastąpienia standardowego kowadła górnego tzw. kowadłem włoskim można było uzyskać dodatkową przestrzeń umożliwiającą zrealizowanie podczas pomiarów wsuwania rdzennika wewnętrznego na prawie całej jego długości.

Część mechaniczna układu pomiarowego

Część mechaniczna układu pomiarowego obejmowała wyposażenie do mocowania czujników pomiarowych oraz proste elementy hydrauliki siłowej przeznaczone do kierowania strumienia emulsji do stref nad- lub podtłokowych, czyli wykonywania czynności rozpierania lub rabowania stojaka albo też do odcinania tego strumienia umożliwiając obciążenie stojaka. Do realizacji procedur hydrauliki został wykorzystany zawór zwrotny o specyficznej konstrukcji połączony ze standardowym zaworem odcinającym.

Część elektryczna układu pomiarowego

W skład elektrycznej części pomiarowej wchodziły:

- indukcyjny miernik przemieszczeń z wzmacniaczem,
- indukcyjny przetwornik ciśnienia z wzmacniaczem,
- dzielnik napięć,
- komputer pomiarowy z czasem próbkowania 0,001 [s].

Schemat stosowanego układu pomiarowego przedstawia rysunek 8.

4.4. Procedura przygotowania, przeprowadzenia i zakończenia prób

Każdorazowo pomiary związane były ze specyficzną, lecz pochłaniającą znaczną część czasu procedurą postępowania. Adaptacja prasy wymagała dla każdego okresu przeprowadzania prób realizacji prac, jakkolwiek pomocniczych, tym niemniej niezbędnych:

- demontażu kowadeł i uchwytów roboczych,
- montażu kowadeł i uchwytów dla stojaka,
- demontażu kowadeł i uchwytów dla stojaka,
- montażu kowadeł i uchwytów roboczych i przygotowanie prasy do pracy.

Ponieważ czas prób badawczych w danym dniu musiał zamknąć się w określonym okresie, czyli w zmianie pracy równej 8 godz., rzeczywistym pomiarom przysługiwał tylko niewielki ułamek ogólnie dostępnego czasu.





4.5. Wielkości mierzone i metodyka przeprowadzania prób

Wielkościami mierzonymi były:

- ciśnienie panujące pod tłokiem rdzennika zewnętrznego w funkcji czasu,
- przemieszczenie tłoczyska rdzennika wewnętrznego w funkcji czasu.

Metodyka przeprowadzania prób dla każdego stojaka (zaworu upustowego) składała się z następujących sekwencji:

1. Posadowienie stojaka w uchwycie.

- 2. Zgranie osi badanego stojaka z osią kowadła górnego i unieruchomienie stojaka za pomocą śrub regulacyjnych.
- 3. Mechaniczne wysunięcie stojaka z uchwytem spod prasy.
- 4. Podpięcie hydraulicznego układu napędowego stojaka przy odpowietrzonych przewodach hydraulicznych.
- 5. Podpięcie układu pomiarowego.
- 6. Trzykrotne wykonanie operacji pełnego luźnego rozparcia i pełnego zrabowania stojaka.
- 7. Ustalenie konfiguracji maksymalnego wysunięcia rdzennika wewnętrznego umożliwiającej pomiar przemieszczenia dla pełnego zakresu pomiarowego czujnika przemieszczeń.
- 8. Zamknięcie przestrzeni roboczych stojaka.
- 9. Mechaniczne wsunięcie stojaka pod prasę i zgranie osi kowadła górnego z osią stojaka.
- 10. Opuszczenie górnego kowadła z uchwytem tak, aby jego gniazdo zetknęło się z końcem tłoczyska rdzennika wewnętrznego.
- 11. Pomiar ściśnięcia stojaka z ustaloną wcześniej prędkością (10%) i w zadanym z góry bezpiecznym obszarze uniemożliwiającym przypadkowe jego zniszczenie.
- 12. Podniesienie górnego kowadła z uchwytem.
- 13. Mechaniczne maksymalne wysunięcie stojaka spod prasy.
- 14. Otwarcie przestrzeni roboczych stojaka.
- 15. Ustalenie konfiguracji maksymalnego wysunięcia rdzennika zewnętrznego umożliwiającej pomiar przemieszczenia dla pełnego zakresu pomiarowego czujnika przemieszczeń.
- 16. Zamknięcie przestrzeni roboczych stojaka.
- 17. Mechaniczne wsunięcie stojaka pod prasę i zgranie osi kowadła górnego z osią stojaka.
- 18. Opuszczenie górnego kowadła z uchwytem tak, aby jego gniazdo zetknęło się z końcem tłoczyska rdzennika wewnętrznego.

 Pomiar ściśnięcia stojaka z ustaloną wcześniej kolejną prędkością (20%) i w zadanym z góry bezpiecznym obszarze uniemożliwiającym przypadkowe jego zniszczenie.

Pomiary danego stojaka prowadzane były aż do wyczerpania ustalonego wcześniej zakresu prędkości ściskania stojaka, które zdeterminowane były opuszczaniem górnego kowadła prasy z prędkościami równymi **10%**, **20%**, **30%**, **40%**, **50%**, **60%**, **70%**, **80%**, **90%** i **100%** jego maksymalnej możliwości. Na stopniowanie wydajności niższej aniżeli 10% nie pozwoliły układy hydrauliczne ustalające dokładność nastaw. Prędkość opuszczania kowadła a tym samym prędkość, z którą wciskany był rdzennik zewnętrzny w spodnik (stojak 210/180 DAGOST) wypierając z nich poprzez zawór upustowy emulsję, ustalano poprzez nastawy zaworów przelewowych o skończonej czułości i sterowanych ze stanowiska w sterowni prasy. Nastawiane w sterowni zakresy uzgadniane były każdorazowo wcześniej z prowadzącymi pomiary.

Na rysunku 9 przedstawiono stojak 210/180 DAGOST wyposażony w zawór upustowy przed pomiarem.



Rys.9. Stojak dwuteleskopowy 210/189 (Kompania Węglowa S.A.) na stanowisku pomiarowym

5. Weryfikacja przyjętego modelu w oparciu o doświadczalne badania

Ponieważ warunki przeprowadzonego eksperymentu w pełni nie odzwierciedlają rzeczywistych ruchów górotworu wprowadzono w modelu dodatkowe założenie upraszczające. Zamiast siły, która obciąża siłownik teleskopowy ruchem górotworu na podstawie, siłownik ten obciążono stałą siłą równoważącą ciśnienie hydrostatyczne, które zostało zarejestrowane w czasie eksperymentu.

Badania symulacyjne zostały przeprowadzone dla różnych wielkości prototypowego zaworu upustowego oznaczonego symbolami SP6, SP10, SP12C (DAGOS s.c.) oraz dla różnych wartości ciśnień i wysunięć siłownika teleskopowego. Na rysunkach (10 - 15) przedstawiono porównanie wyników badań symulacyjnych oraz eksperymentalnych. Dodatkowo zarejestrowano chwilowe natężenia przepływu przez zawór upustowy.



Rys.10. Przebieg przemieszczeń rdzennika stojaka – próba (25) zawór SP6 (DAGOS s.c.)



Rys.11. Przebieg ciśnień w komorze pod rdzennikiem – próba (25) zawór SP6 (DAGOS s.c.)



Rys.12. Przebieg natężenia przepływu - zawór prototypowy – próba (25) zawór SP6 (DAGOS s.c.)



Rys.13. Przebieg przemieszczeń rdzennika stojaka – próba (17) zawór SP10 (DAGOS s.c.)







Rys.15. Przebieg natężenia przepływu - zawór prototypowy – próba (17) zawór SP10 (DAGOS s.c.)

Porównując przemieszczenia rdzennika i przebiegi ciśnień uzyskanych z pomiarów eksperymentalnych oraz symulacji można zauważyć dużą zgodność wyników. Występujące rozbieżności są wynikiem przyjętego założenia upraszczającego. Przyjęcie stałej wartości siły, która w sposób skokowy obciąża siłownik teleskopowy powoduje, że szybkość przyrostu ciśnienia *dp/dt* jest zbyt duża a to ma wpływ na przebieg ciśnienia i przemieszczenie rdzennika. Znajomość parametrów i wielkości napędu prasy, na której przeprowadzone były badania eksperymentalne pozwolą w dalszej przyszłości na wyeliminowanie tej niewielkiej rozbieżności wyników. Dodatkowo zarejestrowano przebiegi natężenia przepływu przez prototypowy zawór upustowy.

6. Podsumowanie

Zbudowany model może być podstawą do symulacji badań niszczących stojaki obudowy górniczej uwzględniających siłę oddziaływania górotworu.

Zaproponowany sposób określania zjawisk dynamicznych w stojakach hydraulicznych wyposażonych w zawory upustowe pozwala uzyskać wyniki zbliżone do wyników badań stanowiskowych. Modelowanie i badanie na prasach jest znacznie tańsze i wygodniejsze w użyciu, gdyż nie wymaga budowania kosztownych stanowisk, na których symulowano by ruchy górotworu. Może być również wykorzystany do oceny przydatności stojaków o różnej konstrukcji przeznaczonych do przejmowania obciążeń dynamicznych w różnych warunkach eksploatacyjnych. Aby wyniki tych obliczeń były wiarygodne, parametry techniczne stojaka oraz współpracującego z nim zaworu, powinny być ustalone w oparciu o dokumentację techniczną.

Metoda ta powinna znaleźć również zastosowanie w pracach konstrukcyjnych nad nowymi obudowami oraz przy doborze stojaków do warunków górniczych.

Literatura

- 1. Domagała Z.: Modelowanie i symulacja zjawisk zachodzących w zmechanizowanej obudowie ścianowej. Maszyny Górnicze. 2009, nr 4.
- 2. Domagała Z., Prokopowicz J.: Analiza zjawisk dynamicznych zachodzących w hydraulicznej podporze górniczej w warunkach gwałtownego zaciśnięcia wyrobiska. Górnictwo Odkrywkowe. 2010.
- Kalukiewicz A., Marianowski J., Kipczak P.: Przeprowadzenie badań stanowiskowych stojaka do upodatniowej obudowy dużej podporności. AGH Kraków czerwiec 2010. Umowa 5.5.130.900/TK/54/10 [nie publikowane].
- Kalukiewicz A., Marianowski J., Kipczak P.: Wykorzystanie prasy kuźniczej do badań stojaków obudowy zmechanizowanej o dużej podporności. KOMTECH 2010 Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo – Efektywność – Niezawodność. Monografia. Instytut Techniki Górniczej KOMAG Gliwice 2010, s.405-414.
- 5. Marianowski J.: Siła hydrodynamiczna w charakterystyce zaworu ciśnieniowego. Hydraulika i Pneumatyka. 2011 R. 31 nr 2 s. 12–15.
- 6. Marianowski J.: Gdzie ukryła się siła hydrodynamiczna w charakterystyce zaworu ciśnieniowego. Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych. Praca zbiorowa. Monografia. Gliwice: Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2010 CYLINDER 2010 s.111–122.
- 7. Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu, Wydawnictwa GIG, Katowice 2000.
- 8. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny Tom 1,2 WNT Warszawa 1995.



Experimental simulation-based performance analysis of an innovative percussive device

Claudia Kozma, Liviu Vaida, Daniel Banyai, Lucian Marcu, Dan Opruța – Technical University of Cluj-Napoca

1. Introduction

Drilling by percussion or rotary percussion refers to a mechanical process for dislocation of formations like rock, concrete and asphalt.

Drilling principle is based upon an impact mechanism which imparts shocks to a tool (a bit, a rod steel or a shank). The impact mechanism has a piston which by hitting the tool transmits energy forward to the tool. The tool transmits the shocks to the rock causing the rock to be subjected to the dislocation process.

The analysed subject is a hydraulic percussive device that can be used to drill rock, concrete and asphalt or the like. This hydraulic percussive device is conceived in order to optimize the functional parameters of the hydraulic drills.

The percussion piston of the impact mechanism is controlled by use of an innovative command and control structure which is a rotatable distributor. The system formed by the rotatable distributor and the hydraulic motor of the impact piston minimizes the parasitic hydraulic capacities, the weight, and improves the dynamic behavior of the piston.

Due to its innovative command and control structure the hydraulic percussive device, a patent application is filed [14].

The hydraulic percussive device is detailed presented in [5, 6, 7, and 14].

In this paper, the research work performed within a doctoral thesis is revealed at its current stage.

2. The percussive drill model

In figure 1 it is revealed a section through the designed percussive device. Thus, the components of the percussive device can be observed. There are revealed the percussive piston with bilateral piston rod and the rotatable distributor. This two components are assembling into the blocks B1 and B2.

In the percussive device, the percussive piston delimitates two working chambers C1 and C2. The chamber C1 communicates directly with the hydraulic pump. The chamber C2 is supplied with fluid flow through the rotatable distributor. By its circular displacement, the rotary distributor makes the connections of the chamber C2 with the high pressure circuit and, alternatively, with the low pressure circuit.



Fig.1. The demonstrative percussive device model [7]

3. The experimental stand

In figure 2 and figure 3 the image assembly and the schematic representation of the experimental installation conceived for testing the innovative hydraulic percussive drill are revealed.



Fig.2. Experimental installation for testing the hydraulic percussive equipment (image assembly) [7]

By testing the hydraulic percussive drill using the experimental stand presented in figure 2, the following tasks are aimed to be solved:

- stability test for the percussive device;
- experimental determination of steady-state behaviour of the percussive device;
- research of fluid flow influence on the percussive device;
- optimisation of the mechanical structure of the percussive device.

The assembly image and the schematic representation of the experimental installation (figure 2 and figure 3) allow the identification of the following main components of the experimental installation:

- the hydraulic percussive device;
- a hydraulic group to supply the percussive device;
- the specific sensorics;
- a motor (electric, hydraulic, thermal, piezoelectric) to actuate the rotary distributor;
- the data acquisition interface and a PC (command, acquisition and data processing).



Fig.3. Experimental installation for testing the hydraulic percussive equipment (schematic representation)

4. The hydraulic group used to supply the percussive device

The fluid flow source of the percussive device is revealed in figure 4a (image assembly) and in figure 4b (schematic representation). One of its components is a gear pump which delivers flow up to 8 l/min at 10 - 50 bar (adjustable working pressure). Through the usage of this gear pump the flow

rates range is limitated. Although, the analysing quality of system performance is not affected.

As it can be observed also in the hydraulic scheme (figure 4b), the hydraulic group comprises the hydraulic devices needed for a hydraulic circuit to work at a constant pressure.

5. Sensors and interface equipments

The monitorization of the percussive device's working was realised by simultaneously recording the signals transmited by the pressure sensors and by the inductive linear displacement transducer. The pressure sensors is disposed on the high pressure circuit (circuit suppling the working chamber C2). The inductive displacement transducer measures the stroke of the percussive piston which is mounted in the percussive device.



Fig.4. Hydraulic supply group (RH – hydraulic reservoir; F1, F2 – filter;
PV – gear pump; SD – safety valve; SSU – check valve; R – open-close valve; M – manometer; a – supply) [7] a) image figure of the hydraulic group; b) hydraulic operation scheme

The sensor used to monitorize the pressures is of type E-ATR-5, manufactured by the company Atos, and is presented in figure 5.5.

The main characteristics of the used pressure tranducer are:

- pressure measuring range: 0 250 bar,
- linearity and hysteresis range at $25^{\circ}C: < \pm 3\%$,
- maximum pressure: 4 x full-scale,
- response time: 1 ms,
- hydraulic connection: 1/4" BSP niplu,
- electronic supply: 15 30 V cc,
- output signal: 0 10 V.



In figure 5 is shown the tension-pressure characteristic curve of the used pressure transducer.

Fig.5. The tension-pressure characteristic curve of the used pressure transducer [7]

The pressure p_{C2} from the working chamber C_2 of the linear hydraulic motor is a function of the voltage U_a received and supplied by the pressure transducer was calculated with the following relation:

$$p_{c2} = 25 \cdot U_a \ [bar] \tag{1}$$

The stroke of the percussive piston was measured by means of a potentiometer transducer of type T/TR and manufactured by NOVOtechnik.

The technical characteristics of the used displacement transducer are:

- operating frequency: 5 Hz
- maximum permissible applied voltage: 42 V,
- environmental data: vibration 0 2000 Hz,
- mechanical data: measured nominal value (stroke length) 150 mm,
- minimum measurable stroke: 0,15 μm.

In order to determine the stroke x_v of the percussive piston as a function of the supply voltage U_a , the displacement transducer powered at 15 V.

Through the multitude of the programs specialized in acquisition, analysis ans interpretation of data in real time, it was selected LabVIEW program platform to perform the experimental research regarding the performance of the percussive device.

6. The actuation of the hydraulic rotatable distributor

A three-phase electrical motor (power 700 W, rated speed 1500 rpm) was used to actuate the rotatable spool. The power supply of electrical motor was

realized by means of an inverter which assures a speed between 60 and 1500 rpm.

The electric motor is connected to the rotatable spool through the use of a flat belt drive. In figure 6 is shown an image of the experimental stand revealing the way of connecting.

7. The evolution of the experimental program and the obtained results

Considering a constant supply pressure (20 bar, adjusted through the use of the pressure valve SD – figure 4b) for the percussive device, a series of experiments were done. Also, the rated speed of the electric motor used to actuate the rotatable spool was repeatedly modified through the use of a frequency converter (figure 2). The stroke of the percussive piston and the number of double strokes achieved by the piston in a time period of $0 \div 1$ seconds were monitorized. The measurements were loaded in files and the results are revealed in figure and figure. From these temporal diagrams, the avarage values of the piston stroke were extracted.



Fig.6. The actuation of the rotatable distributor [7]

In table 1 a serie of magnitude variations performed by the percussive piston during 1 sec at a constant flow rate is exposed. The variations are obtained in Matlab using the values recorded and delivered by the displacement transducer presented above. It was intended to observ the magnitude of piston stroke at different rated speeds and at a working pressure assumed constant.

In table 2 a serie comprising the variations of the pressure in the chamber C2 (the controlled working chamber) is exposed.

Furthermore, the experimental values selected for this measurement serie are revealed in table 3. The supply flow is Q = 8 l/min.

The performed measurements permit the analysis of the stroke evolution for a constant supply flow and a variable rate speed applyied to the rotatable distributor. In figure 7, the evolution of the piston stroke in correlation with the rotational speed is presented.

Analysing the characteristic $x_p(n)$ for a constant supply flow, it results that the magnitude of the percussive piston stroke descends as the rated speed applied to the rotatable distributor increases. Furthermore, it is observed that at low speeds the magnitude of the piston stroke relates to the maximum possible stroke (the piston stroke being mechanically limited).





As it is obvious and as it results from the performed simulations, as the rate speed increase proportionally with the flow rate, the percussive piston achieves maximum strokes.

In figure 8 it is presented the characteristic $x_p(t_c)$, at the same flow rate. The t_c is the notation used to represent the time in which the percussive piston achieves a double stroke.







The variation of the working pressure in the controlled working chamber [7] (continue)

In figure 9, the values of the characteristic $x_p(t_c)$ obtained by simulation and those from measurements performed on the experimental stand are revealed.

					Table 3
No.	n (rpm)	p ef (bar)	x_{p_ef} (mm)	Commutation frequency (double strokes/sec)	Commutation time (sec)
1	150	9.668	3.55	10	0.1
2	200	9.467	3.55	13	0.0769
3	225	9.332	3.55	15	0.066
4	240	9.434	3.51	16	0.062
5	285	9.530	2.72	20	0.05
6	330	9.456	2.53	22	0.045
7	375	9.587	2.24	25	0.041
8	390	9.630	2.03	26	0.038
9	480	9.828	1.74	32	0.031
10	525	9.657	1.42	35	0.028
11	615	9.803	1.11	41	0.024
12	750	10.147	0.72	46	0.021

The experimental values [7]





The characteristic of the simulation is obtained based on the following system characteristic equation [5, 7]:

$$\frac{2}{s} \cdot Q_{Load}(s) = X_{p}(s) \cdot \left[\left(\frac{\frac{A \cdot x_{p \max}}{E} \cdot C_{pLoad_I} \cdot m_{p}}{A \cdot C_{pLoad_3}} \cdot s^{2} + \frac{\frac{A \cdot x_{p \max}}{E} \cdot C_{pLoad_I} \cdot \mu}{A \cdot C_{pLoad_3}} \cdot s \right) + \left(\frac{C_{ep} \cdot C_{pLoad_2} \cdot m_{p}}{A \cdot C_{pLoad_3}} \cdot s + \frac{C_{ep} \cdot C_{pLoad_2} \cdot \mu}{A \cdot C_{pLoad_3}} \right) + A \cdot (I + \alpha) \right]$$

$$(2)$$

where:

Ε	_	the liquid bulk modulus of elasticity,
m_p	_	the total inertial mass reduced to impact piston mass,
μ	_	the friction coefficient,
p_{Load}	_	the pressure drop on the hydraulic linear motor,
Q_{Load}	_	the average volumetric flow rate supplied to the motor chambers,
x_{pmax}	_	the maximum stroke of the impact piston,
C_{ep}	_	is the external leakage coefficient,
C_{ip}	_	is the internal leakage coefficient,
p_{C1}, p_{C2}	_	are the pressures in the supply, respectively the discharge lines,
Α, αΑ	_	the piston areas with α as the ratio between them.





And:

$$Q_{Load} = \frac{Q_{C2} + Q_{C1}}{2}$$
(3)

$$p_{Load} = p_{C2} - p_{C1} \tag{4}$$

$$C_{pLoad_l} \cdot p_{Load} = p_{C2} + \alpha \cdot p_{Cl} \tag{5}$$

$$C_{pLoad_2} \cdot p_{Load} = C_{ep} \cdot p_{CI} \tag{6}$$

$$C_{pLoad_3} \cdot p_{Load} = p_{C2} - \alpha \cdot p_{C1} \tag{7}$$





A complete detailed mathematical analysis is presented in [5, 7].

8. Conclusions and disscutions

Thus, it can be concluded that the mathematic model developed in order to analyse the innovative percussive device is correct. Moreover, this model can be used to design hydraulic vibropercussive drills.

The analysed subject is a hydraulic percussive device that can be used to drill rock, concrete and asphalt or the like, and the presented concept can be applied to serve in mining exploration drilling, oil and gas, water well drilling, construction drilling industries. This hydraulic percussive device is conceived in order to optimize the functional parameters of the hydraulic percussive or rotary percussive drills.

In the present paper, the research work performed within a doctoral thesis is revealed at its current stage.

Bibliography

- 1. Ahola E., Esko M., et. all.: Method for controlling pressure fluid operated percussion device, and percussion device", Assignee: Sandvik Mining and Construction Oy, Pat. No.: US 7836969 B2, 2010.
- 2. Birath P.: Percussion device, drilling machine including such a percussion device and method for controlling such a percussion device, Assignee: Atlas Copco Rock Drills AB, Pat. No.: US 8069928 B2, 2011.
- 3. Henriksson R. S., Lundgren A. W.: Hydraulic impact mechanism, Assignee: Atlas Copco Construction Tools AB, Pat. No.: US 7410010 B2, 2008.
- 4. Keskiniva M., Maki J., et. all: Pressure-fluid-operated percussion device, Assignee: Sandvik Mining and Construction OY, Pat. No.: US 7878263 B2, 2011.
- Kozma C., Banyai D.V.: Modeling of a three way rotatable fluid distributor used to command and control a hydraulic rock drill, Hidraulica Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics, România, No.1, pp. 42-51, ISSN: 1453-7303, 2013.
- Kozma C., Vaida L.: Improvements in hydraulic impact mechanisms controlled by rotatable distributors, Hidraulica Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics, No.1, pp. 19-26, ISSN: 1453-7303, 2013.
- 7. Kozma C.: Contributions regarding the optimization of the functional parameters of the hydraulic drills, doctoral thesis, 2013.
- 8. Lohmann S., Fritz K., et. all: Hydraulic impact hammer with overpressure and piston-overtravel protection, Assignee: Atlas Copco Construction Tools GmbH, Pat. No.: US 7779930 B2, 2010.
- Mezentsev I.V.: Influence of design factors on the efficiency of hydraulic hammers, Journal of Mining Science, Vol. 39, No. 4, pp. 400-404, ISSN: 1573-8736, 2003.
- Patterson W. N., Patterson G. R.: Internally dampened percussion rock drill, Pat. No.: US 8028772 B2, 2011.
- 11. Pettersson M., Johansson A.: Hydraulic impact mechanism for use in equipment for treating rock and concrete, Applicant: Atlas Copco Rock Drills AB, Pat. No.: WO 2012/030272 A1, 2012.
- 12. Piras B.: Percussion equipment driven by a pressurized incompressible fluid, Assignee: Montabert, US 8151900 B2.
- 13. Tuomas G.: Method and device for rock drilling, Assignee: Atlas Copco Rock Drills AB, US 8151899 B2, 2012.
- 14. Vaida L., Kozma C.: Generator hidraulic de vibrații pentru perforatoare hidraulice rotopercutante, registered to OSIM: A/10018/2012, 2012.
The increasing of energy efficiency of the drive hydraulic systems by using the energy recovery technology

Corneliu Cristescu, Petrin Drumea, Catalin Dumitrescu, Radu Rădoi – Hydraulics and Pneumatics Researci Institute-INOE 2000-IHP, Bucharest, Romania

1. Introduction

Usually, for the driving of the machinery, equipments and technological systems, most part of installed power is used in phase of starting/accelerating, in order to accumulate a kinetic energy or a potential energy, useful in their operation. After consuming the active phase of the work cycle and after achieving useful mechanical work, in these systems remains unused amount of energy available, which, before resuming the next work cycle, is removed from the system by conventional methods, dissipative, i.e. by braking, in which the energy is lost irretrievably in atmosphere and, sometimes, with negative impact over the environment. For engineers, the technical problem that needs to be solved, is to recover this available energy and, then, reusing it in active phases of the next work cycle, in order to improve/increase the energetic efficiency of the driving systems of the machines, equipments and technological systems [2].

Therefore, in the last decade, engineers have begun a number of actions to identify these situations, to design and develop of technical solutions, for the newly developed equipments, but, also, for existing ones, by which a part of this energy available can be captured, stored and, then, reused in the next cycle of work, in order to greatly increase energy efficiency of the systems.

In the following, the paper presents some theoretical and experimental results obtained by the Hydraulics and Pneumatics Research Institute INOE 2000-IHP from Bucharest, regarding the creating and implementation of some energy recovery hydraulic systems, in order to demonstrate the possibility and viability of technical solutions chosen si, also, to show the increasing of the energy efficiency, in mobile and industrial hydraulic driving systems.

2. The recovery of the kinetic energy at the braking of the motor vehicles

The development of road transport has a strong impact on the environment, over the global warming of the planet and over the resources of fossil fuels, which are about to be depleted.

To reduce the fuel consumption and to limit the gases emission of motor vehicle, the manufacturers had developed less polluting vehicles with can reduce fuel consumption.

As it known, in the braking phase, the kinetic energy of the motor vehicle,

accumulated in the accelerating phase, is converted in the thermal energy, which is, normally and irremediable, wasted/ lost in atmosphere. The technical problem, which is solved by the engineers, was to conceive and implementation the energy recovery systems in order to capturing, converting and storing the kinetic energy, in the braking phases, and, then, reusing it in the starting phases.

To reduce the fuel consumption and to limit the gas emission, have appeared the energy recovery systems at the braking of motor vehicle, which used different technical solutions for capturing, storing and reusing of the this energy [2].

The propulsion systems, which have in addition to a conventional internal combustion engine, at least one subsystem able of providing torque to the wheels of the car and recover some of the kinetic energy, are known as Hybrid Regenerative Systems of the hybrid motor vehicles.

The main objective of the hybrid systems consists in the recovering of the kinetic energy from the road motor vehicles, in the braking phase, reducing the fuel consumption and the pollution and increase the energy efficiency of the motor vehicles [3]. In figure 1, it can see the evolution of the energy in the working cycle of one motor vehicles [7], and, in the figure 2, it can see the distribution of energies during the standard european urban working cycle ECE 15 [1].



Fig.1. Energy evolution in the working cycle

There are a lot of technical solutions for the hybrid propulsion systems which can recovery the kinetic energy from the motor vehicles. But, the most widespread systems are the thermo-electric system and the thermo-hydraulic system. Romanian system is one of the last types [4].



Fig.2. Energies distribution in standard cycle ECE 15

In order to achieve the kinetic energy recovery system, the adopted technical solution was that of kinetic energy recovery by hydraulic means. In the braking phases, the kinetic energy of the motor vehicle is *converted* into hydrostatic energy, which is *stored* at high pressure in hydro-pneumatic accumulators by one hydraulic machine, which works as a pump in this phase. In the acceleration phase, the hydrostatic energy, *stored* in hydro-pneumatic accumulators in the braking phases, is *converted back* into mechanical energy by the hydraulic machine, which is working now as a hydraulic motor, which will generate the acceleration of the motor vehicle [2].

2.1. Constructive configuration and implementation of energy recovery system on vehicle

Constructive and functional concept of developing and implementing a system for braking energy recovery is shown, in schematically, in figure 3, which presents a conceptual model of construction and installation/implementation of the kinetic energy recovery system on a motor vehicle. The energy recovery system consists, in essence, of a hydro-mechanical module which includes a variable displacement hydraulic machine, that can operate both in pump mode, during braking, and in engine mode, during start-up/acceleration of the motor vehicle. The hydro-mechanic module is connected in a parallel line with the existing thermo-mechanic drive line of the vehicle, in order to capture and store the kinetic energy of vehicle, in the braking phase [4].



Fig.3. A conceptual model of construction and installation/implementation of the recovery system on vehicles

The implementation/installation of the energy recovery system can be done on motor vehicles that have a long Cardan axle between the gearbox CV and the differential mechanism DIF, by replacing it with two shorter axles. Mechanical connection between the Cardan axles Ac1 and Ac2 and the recovery system R-A is permanent and is achieved through a mechanical transmission, which adapts the rotational speed of the Cardan axle to the operating rotational speed of the hydraulic machine/unit UH in the system. Depending on the specific conditions provided by the motor vehicle on which the recovery system is installed, the coupling outlet and mechanical transmission can be placed at the end of the Cardan axle Ac1 close to the gearbox, at the end of the Cardan axle close to the rear drive train TR, or between the gearbox CV and the drive train TR, by splitting the Cardan axle. The hydraulic unit is a hydraulic machine of variable displacement/geometric volume, which can vary between 0 and a maximum value ($V_g = \max$). Axial piston hydraulic unit can be removed from the zero displacement position, only when the vehicle goes forward. When it goes into reverse, the displacement of the unit remains zero ($V_g = 0$). Recovery system, also, comprises the hydraulic station to achieve hydraulic circuits, as well as the transducers required for monitoring and automation of braking and acceleration processes.

The hydraulic machine, which is driven by a mechanical transmission, is controlled by an electric and electronic control subsystem, which performs also the interfacing with the braking and acceleration systems of the basic motor vehicle, operation being controlled through a processor, which provides the information support specific to mechatronic systems [5, 6].

The implementation/mounting of the kinetic energy recovery hydraulic system, on the motor vehicle with clasical thermo-mechanical propulsion system, leads to transformation of the motor vehicle into a thermo-hydraulic hybrid vehicle with a hibrid propulsion system [4].

2.2. The conceptual model of the Romanian kinetic energy recovery hydraulic system

The energy recovering hydraulic system was designed to be implemented on one Romanian motor vehicle, well-known as ARO 243 type, which has a 4x4 driving system, figure 4. The figure 4 distinguishes the Diesel engine MD, the gearbox CV and the gear transmission to the front wheels, through one torque and rotation transducer (TMR) and one cardan axle. Also, the figure distinguishes the mechanical transmission to the hydraulic machine/unity UH, the low pressure thanks LT and the height pressure stored system compounds of the two hydraulic and pneumatic accumulators AC1 and AC2.



Fig.4. Conceptual model of the Romanian kinetic energy recovery hydraulic system

The hydraulic power driving is transmitted to the breech wheels through the one torque and rotation transducer (TMR) and one cardan axle. The hydraulic machine can be connected, in parallel, anywhere in the driveline, but, generally, it is mounted in the driveshaft, between gearbox and differential mechanism. The main part of the energy recovery system is the hydraulic machine with variable geometrical volume. The hydraulic machine is acted through one transmition, being assisted by an electro-hydraulic subsystem and an informatics subsystem, interfaced with the braking and acceleration subsystems of the vehicle.

2.3. The main physical modules of the kinetic energy recovery hydraulic system

The main module of the kinetic energy recovery system, are presented in the figure 5:



Fig.5. The main modules of the kinetic energy recovery system; *a*) *The motor vehicle ARO-243; b*) *The hydro-mechanical module; c*) *The hydraulic station; d*) *The accumulators battery*

2.4. Some theoretical results regarding the dynamic behavior of the hybrid motor vehicle

In order to know the dynamic behavior of the hybrid motor vehicle, were elaborated the mathematical models and the simulation programs for the *starting and braking phase and* had been obtained a lot of variation diagrams. For example, the diagram for the energy efficiency at the hydraulic propulsion is shown in figure 6 and for braking energy recovery coefficient is in figure 7, where can see that the theoretical possibility to energy recovery is over 65%.







Fig.7. Variation of braking energy recovery coefficient

3. Experimental model for recovery rotating kinetic energy

In this part, the paper presents the designing, manufacturing, implementation and testing of a new technical solution for an energy recovery systems, from an electro-mechanical-hydraulic driving system, belonging of one technological equipment, having a mechanical structure with rotational mechanism hydraulic actuated. From the beginning, it was intended to achieve a small experimental model, that does not require too great masses in rotational movement, to avoid to get out of control, with negative consequences during the experiments.

The main part of the experimental model consists of a Mechanical System, which contains a mechano-hydraulic giro inerțial device with horizontal axis, as shown in figure 8, which is a mechanical ensemble (3), which assure the transmition of the hydrostatic power, by converting into mechanical energy by a reversible hydraulic machine (1), with the horizontal axis coupled with the axis of the rotational mase, and, also, a measuring box, which offer the possibility to measure the torque and the rotational speed, by a special torque and rotational speed transducer (2). The other three elements, 4, 5 and 6, depicts the strengthened bearing (4), the axis of the rotating mass (5) and, respectively, the flange (6) of the rotating mass (M).

The second ensamble of the experimental model, represented in Figure 9, consists in a Hidraulic System, composed in a clasical hydraulic station (1), with electric comand panel (2) and, also, ERHS-the energy recovery hydraulic system (3), from figure 9.



Fig.8. Giroinertial Device



Fig.9. Hydraulic station with ERHS

In order to monitoring and recording the evolution of the main functional parameters of the experimental model, for recovery the rotational kinetic energy, was necessary to design and to develop a special data acquisition system, which allows the data acquisition and computer processing of signals collected from the all existing transducers being on the hydro-mechanical system. For demonstrating of the possibility to recovery the rotational kinetic energy, was necessary the designing and the manufacturing a special testing stand, figure 10.

After the manufacturing and testing of the data acquisition and monitoring system, this was integrated/implemented in the the testing stand, in order to monitoring and captured the evolution of the main dynamic parameters of the experimental model, which aims to demonstrate the possibility to recovery the rotational kinetic energy from one rotational mechanism with hydraulic driving system.



Fig.10. General Schema of the testing stand

The testing stand, presented in figure 11, consists in three main systems:

- an electro-informatics system, which contains the monitoring and data acquisition system, with electronic boards, data acquisition board DAQ and the PC computer with special software built in LabVIEW medium, and, also, the all sensors and transducers implemented on the mechanical and hydraulic systems, figure 12,
- a mechanical system, which contains: a gyro inertial masse (M), with hydraulic driving by a hydraulic motor (HM), a torque and rotation transducer (TRT), pressure transducers (TP1, TP2 and TP3) and, also, the flow meters (TQ1 and TQ2), figure 13,
- a hydraulic system, composed by classical hydraulic station which contains a hydraulic pump/generator (HG) with necessary relief valve (RV), a oil tank (T) and, also, a distribution valve/device (DV), figure 14.



Fig.11. General view of the testing stand



Fig.12. The electro-informatics system



Fig.13. The mechanical system



Fig.14. The hydraulic system

Supplementary, the hydraulic system has an energy recovery hydraulic system-ERHS (in Patent-pending), which contains the technical solution to recovery energy, stocking the saved energy (AC) and, also, the reusing the saved energy in the active phase.

The last two systems are the main subassemblies/components of the experimental model for rotational kinetic energy recovery demonstration, which simulates a rotational mechanism from the componence of the technological equipment.



Fig.15. Torque and rotational speed transducer



Fig.16. The pressure transducers



Fig.17. The gear wheel flow meter



Fig.18. The turbine flow meter

In order to monitoring and recording the evolution of the main functional parameters of the experimental model for recovery the rotational kinetic energy, on the mechano-hydraulic system, subjected on the testing regarding the demonstration of the possibility to recover the rotational kinetic energy, there are many sensors and transducers:

- 1 Shaft Rotary Torque/Sensor, presented in figure 15, is DR 2112 type, from Lorenz Messtechnik, characterized by: torque (0.025-28000) Nm, max. Angular sped 15000 RPM, supply (12-28) VDC, output: +/- (0-5) VDC and +/- (0-10) VDC. This has a TTL output signal for rotation speed,
- 3 Pressure Transducers, presented in figure 16, is a GS4200 type, from GENSPEC, with local displaying, from ELLISON SENSORS INTER., characterized by: pressure range 0-400 bar, supply 13-36 V DC and output 4-20 mA,
- Gear Wheel Flow Meter, with two flow direction, presented in figure 17, is a KZA1865R20S3 type, from KOBOLD, for maximum pressure 160 bar, with frequency output signal and power supply 24 V DC (12-30 V DC), maxim power output 0.3 W,
- Turbine Flow Meter, with one flow direction, presented in figure 18, is RT-015AK001E type, with local displaying, from HONSBERG, characterized by: voltage ranges 10-30 V DC, output 4(0)-20 mA and metering range 1.8-18.0 l/mi.

3.1. Some experimental results

After finished the testing stand, were developed a series of experimental tests on mechano hydraulic system for rotation kinetic energy recovery. Through the using the monitoring and data acquisition system, were obtained a lot of graphical results. In figure 19, are presented, up to down, the variations of the main hydraulic parameters of the system: p1- inlet pressure in hydraulic motor, p2- outlet pressure from hydraulic motor, p3-stocking subsystem pressure and oil flow. In figure 20, are presented the energetic parameters: the acceleration energy, the recovered energy and, also, the energy recovery coefficient.



Fig.19. The variation of the hydraulic parameters



Fig.20. The variation of the energetic parameters

4. Conclusions

The paper presents a new technology used to increasing the energy efficiency of the drive hydraulic systems, which consists in implementation of one special system that has the possibility to recover the available energy that remains unused after achieving of the until mechanical work and, then, reusing the saved energy in the next working cycle.

There are presented some considerations regarding the thermo-hydraulic hybrid motor vehicles, that is using the energy recovery technology, and, in brief, is presented a Romanian version of a thermo-hydraulic motor vehicle, conceived in mechatronics conception, which confirm that the theorretical posibility to energy recovery, in braking phase, is over 65%.

In the last part, is presented an laboratory conceptual experimental model, used to demonstration of the posibility to recovery the rotational kinetic energy, which simulates a rotational mechanism from one technological equipment with rotational mechanisms.

The experimental results, already obtained, have validated the technical solutions addressed, and, by experimenthal measuring, confirmed the real possibility to energy recovery about 60%.

The adopted technical solutions can be promoted in the new technological equipments, in the designing stage, as well as in the existing equipments, where can be implemented in the phase of rehabilitation or the repairing of them.

Bibliography

- 1. Chiappini, E.: Recupero di energia cinetica sui veicoli, ATA Ingegneria dell'autoveicolo, pp. 49-54, maggio-giugno 2005.
- 2. Cristescu C.: Recuperarea energiei cinetice la franarea autovehiculelor (The kinetic energy recovering at the braking of the motor vehicles). Editura (Publishing House) AGIR, ISBN 978-973-720-219-2, Bucharest, Romania, 2008.
- Cristescu C, Drumea P., Dumitrescu C.: The increasing of the energy efficiency of the motor vehicles by using the hydraulic systems for kinetic energy recovering. In: Proceedings Vol. II of the 10th International Multidisciplinary Scientific Geo-Conference & EXPO - SGEM 2010, 20 -26 June 2010, Albena Resort, Bulgaria, pp. 339- 346, ISBN 10: 954-91818-1-2, ISBN 13: 978-954-91818-1-4, Bulgaria, 2010.
- Cristescu C., Drumea P., Ion Guta Dr. & Dumitrescu C.: From the kinetic energy recovery system to the thermo-hydraulic hybrid motor vehicle. In: Scientific Proceedings-2011, Slovak University of Technology In Bratislava, (STU), Faculty of Mechanical Engineering, pp. 89 – 94, Printed by Nacladatestvo STU Bratislava, Edited by Ernest Gondar, Michal Cekan, Mirislav Horvat, ISSN 1338-1954, !SSN 1338-5011 (online), Slovak Republic, 2011.
- Cristescu C., Drumea P., Ilie I., Blejan M. & Dutu I.: Mechatronic system for recovering braking energy conceived for the medium and heavy motor vehicles. In: vol. 'Abstract proceedings', Paper Nr. F014, ISSE 2008, The 31-st International Spring Seminar on Electronics Technology-Reliability

and Life Time Prediction, 7-11 May, 2008, Budapest, Hungary, pg. 192-193, 2008.

- Cristescu C., Drumea P., Ion Guta Dr., Dumitrescu C. & Chirita C.: (2011). Mechatronic Systems for Kinetic Energy Recovery at the Braking of Motor Vehicles, Chapter in book Advances in Mechatronics, Horacio Martínez-Alfaro (Ed.), ISBN: 978-953-307-373-6, InTech, Croatia, 2011. Available from: http://www.intechopen.com/articles/show/title/mechatronic-systemsfor-kinetic-energy-recovery-at-the-braking-of-motor-vehicles
- 7. Hirose, K., a.o.: Overview of Current and Future Hybrid Technology, ATA vol. 55, no. 11/12, pp. 365-373, 2002.

Experimental research to validate simulation model of constant speed at low power axis wind turbine

Mihai Afrăsinei, Constantin Chiriță, Vasile Damaschin, Andrei Grama – Technical University "Gheorghe Asachi" from Iassy

1. Introduction

Experimental procedure is done basically by the same way as in the experiment by numerical simulation.

Designed experimental bench work were introduced two modules (Figure 1) and filtering module and a module for open circuit. Filtration module fitted with electric pump 5 is designed to filter oil returning to the tank from the pump off and drain pump. Open circuit module is provided additionally to enable bench and other elements of the composition of hydraulic transmission. In experimental of work, this module is not used for research purposes pursued.

2. General

Overview, experimental stand components are shown in Figure 2.2, where the observed location of the stand closed circuit module being visible double pump 12, the turbine rotor simulation module 13 and pump control mechanism. On the left side of the figure is shown the load module. Location of various hydraulic components would be tested experimentally is the mass M T channel, the module is powered by a constant flow pump 6 (Figure 1), driven by an asynchronous electric motor 3.

Structural elements of the hydraulic system names are set out below:

1 Check valve 13 Principal tank 2 Pressure gauge Ø100, 0-400 14 Ball valve bar 3 Axial piston unit 15 Three-phase asynchronous electric motor, 11 kW, 1440 rot/min 16 Three-phase asynchronous electric motor, 4 Axial piston unit 0.75 kW, 1440 rot/min 5 Pressure transducer 17 Gear pump 6 Transducer speed, torque and 18 Vane pump Vg = 27.4 cmc/rot power 7 Proportional pressure valve 19 Pressure gauge Ø100, 0-25 bar 8 Flow rate transducer 20 Pressure gauge Ø100, 0-400 bar 9 One-way valve 21 Piloted valve pressure 10 Suction filter (strainer) 22 Piloted valve pressure pilotată 23 Pressure filter 11 Tank load mode 12 Coupling type SINGLE FLEX 24 Axial piston pump in closed circuit

Specifications:			
Load Module	maximum flow rate:	20 1/min	
	maximum pressure:	300 bar	
Closed loop mode: variable work flow rate: 027 l/min			
	maximum pressure:	300 bar	
Open circuit mode: n	ominal flow rate:	40 l/min	
	maximum pressure:	150 bar	
Filtering module:	nominal flow rate:	11 l/min	
	maximum pressure:	10 bar	



Fig.1. Experimental stand hydraulic transmission scheme

The data acquisition and control include the following:

1.	Transducers (sensors))				
	a)	a) Pressure transducer output signal unified			
		pressure input 0-400 bar	out 4-20 mA		
		accuracy class $\pm 0.25\%$ BFSL			
	b) Flow rate transducer with signal output in unified				
		flow rate input 10-318 l/min	out 4-20 mA		
		working pressure 0-400 bar			
		accuracy class $\pm 0.25\%$ BFSO			

	c)	inductive speed sensor		
		speed input 0-3000 rpm	out 4-20 mA	
		accuracy class ±0.15% BFSO		
2.	Di	stribution system National Instruments Compa	uct FieldPoint	
	a) Controller cFP 2020			
		CPU Clock	75 MHz	
		System Memory	32 MB	
		Flash	512 Mb	
		Ethernet	1	
		RS232	3	
		RS485	1	
		Opereting system	LabVIEW Real Time	
	b)	Analog modul cFP AIO 600		
		Analog input		
		Channels	4	
		Mesh resolution	12 bits	
		Sampling frequency	1.7 kS/s (1.7 kHz)	
		Input	4 mA , 20 mA	
		Sensitivity	3.91 μA	
		Analog output		
		Channels	4	
		Mesh resolution	12 bits	
		Output	4 mA , 20 mA	
		Sensitivity	3.91 µA	
		Output frequency	1.7 kS/s (1.7 kHz)	
3.	Ac	quisition board NI DAQ DAQCard-6036E		
		Analog input		
		Channels	16	
		Mesh resolution	16 bits	
		Sampling frequency	200 kS/s	
		Input	10 V	
		Sensitivity	4.26 mV	
		Analog output		
		Channels	2	
		Mesh resolution	16 bits	
		Output	10 V	

Sensitivity	2.547 mV
Output frequency	1 kS/s
IDM DC	

4. Computing system type IBM PC x86

5. Software

S.O Microsoft Windows XP SP 3 x86 LabView 8.5 LabView 8.5.1 Real Time

Note

System control and data acquisition was detailed only for functions that have been used in experimental research.



Fig.2. Overview top of the stand

An important component of the experimental stand is the automatic control loop presented as a block diagram in Figure 3.

Physical phenomenon and receiving transducers convert physical quantity (pressure, flow rate, etc.) In a size other mainly in voltage, the resulting signal is proportional to the size variation monitored.

Conditioning modules provide electrical signals generated by the transducers in a form that acquisition DAQ board can accept. Examples of signal conditioning is amplification, linearization, filtering, isolation, etc.



Fig.3. Block diagram of the automatic control loop

Acquisition board to convert electrical signals through its basic component, analog-to-digital converter. It attaches a numerical value to a voltage, thus making it possible to interpret the computing system.

Virtual tool work bench consists of the hardware - digital analog converter (Compact FieldPoint distribution system [1] and data acquisition board NiDAQ [2]) and the software taken in conjunction with the needs of working hydraulic stand. The resulting virtual instrument comprises measuring devices and controls for plant automation. The graphical interface of this program included controls and indicators made in a form similar graphics devices and real devices, the user manevrându also their real elements.



Fig.4. Front panel [4]

271

MODU L CIRCU



Fig.5. Virtual instruments - Block diagram [4]

Virtual instrumentation associated hydraulic stand was developed using LabVIEW graphical programming environment [3], used mainly for signal acquisition, measurement and analysis graphical or tabular presentation of data.

The front panel, shown in Figure 4, comprises a series of bar graphs to visualize signals scaled unit corresponding physical quantity monitored through hardware part that receives signals from transducers mounted hydraulic bench. Also through the front panel numeric input, or through a virtual potentiometer, setpoint (SETPOINT) control system. The front panel was created using display elements and control procedures extracted from library LabVIEW programming environment and a range of filtering procedures and interpretation of signals [4], adapted to the experimental stand.

Data obtained during the experiment can be viewed in numerical form (the top - Figure 5), as appropriate indicators measured quantities or as my graphic window created for this purpose.

3. Development program at experiments

Experiments were performed considering constant speed rotary hydraulic motor shaft were extracted and step responses of the system for three load levels ($\Delta p = 50, 75, 100$ bar). Experimental tests in this case were considered five values of the reference speed rotary motor shaft (n = 500, 600, 700, 800, 1000 rev / min). Array values for this series of experiments is presented in Table 1.

Table	1
-------	---

No. crt.	Speed hydraulic motor [1/min]	Pressure variation charging circuit <i>[bar]</i>
1		50
2	500	75
3		100
4		50
5	600	75
6		100
7		50
8	8 700 9	75
9		100
10		50
11	800	75
12		100
13		50
14	1000	75
15		100

4. Experimental results for a series of research at constant speed turbine shaft

For each group in a series of studies with values given in Table 1 was done as follows:

- Turbine rotor speed is fixed at a constant value;
- Enter the reference value calculation system using virtual potentiometer;
- Modify charging circuit pressure Ap = 50 bar;
- For each of these groups attempt to extract step responses of the system of the computing system.

In this way are obtained step responses of the system shown in Figure 6.



5. Conclusions

The analysis of experimental results obtained in the two series of tests, the following conclusions were drawn.

Step response obtained by experimental testing is characterized by a transient period longer than responses obtained by numerical simulation, this is because, if the numerical simulation, can be effectively applied in step variation, while the research conducted on the experimental stand, variable speed turbine rotor (the first series of tests) or load variation in shaft hydraulic motors (from the second series of tests) can not be achieved only uphill due to the fact that variations are obtained by manual handling of potentiometers.

Adjustment errors are inevitable due to the existence of mechanism games pitch wheel pump and the possible delays that may occur in electronic data processing chain and the precision of the transducers used.

Finally, it can be concluded that the new Adaptive hydraulic system behaves under realistic conditions (wind velocity and variation of load to the motor shaft generator) as a dynamically stable system.

References

- 1. Afrăsinei M., Damaschin V.: ©D.I.S.A.H.P. www.disahp.net
- 2. http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/11572
- 3. http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/11914
- 4. http://www.ni.com/labview/

Experimental research to validate simulation model of hydraulic motors hydraulic transmission for low power wind turbines

Vasile Damaschin, Mihai Afrăsinei, Constantin Chiriță, Andrei Grama – Technical University "Gheorghe Asachi" from Iassy

1. Introduction

Experimental procedure is done basically by the same way as in the experiment by numerical simulation.

Designed experimental bench work were introduced two modules (Figure 1) and filtering module and a module for open circuit. Filtration module fitted with electric pump 5 is designed to filter oil returning to the tank from the pump off and drain pump. Open circuit module is provided additionally to enable bench and other elements of the composition of hydraulic transmission. In experimental of work, this module is not used for research purposes pursued.

2. Presentation the stand of experimental

Overview, experimental stand components are shown in Figure 2, where the observed location of the stand closed circuit module being visible double pump 12, the turbine rotor simulation module 13 and pump control mechanism. On the left side of the figure is shown the load module. Location of various hydraulic components would be tested experimentally is the mass M T channel, the module is powered by a constant flow pump 6 (Figure 1), driven by an asynchronous electric motor 3.

Specifications:

Load Module	Module maximum flow rate:	
	maximum pressure:	300 bar
Closed loop mode: v	ariable work flow rate:	027 l/min
	maximum pressure:	300 bar
Open circuit mode: nominal flow rate:		40 l/min
	maximum pressure:	150 bar
Filtering module:	nominal flow rate:	11 l/min
	maximum pressure:	10 bar



Fig.1. Experimental stand hydraulic transmission scheme automotive proposed adaptive

Structural elements of the hydraulic system names are set out below:

- 1 Check valve 13 Principal tank 2 Pressure gauge Ø100, 14 Ball valve 0-400 bar 3 Axial piston unit 15 Three-phase asynchronous electric motor, 11 kW, 1440 rot/min 4 Axial piston unit 16 Three-phase asynchronous electric motor, 0,75 kW, 1440 rot/min 5 Pressure transducer 17 Gear pump 6 Transducer speed, torque 18 Vane pump Vg = 27,4 cmc/rot and power 7 Proportional pressure valve 19 Pressure gauge Ø100, 0-25 bar 8 Flow rate transducer 20 Pressure gauge Ø100, 0-400 bar 9 One-way valve 21 Piloted valve pressure 10 Suction filter (strainer) 22 Piloted valve pressure pilotată 11 Tank load mode 23 Pressure filter 12 Coupling type SINGLE FLEX 24 Axial piston pump in closed circuit The data acquisition and control include the following: 1. Transducers (sensors):
 - a) Pressure transducer output signal unified:
 - 278

		pressure input 0-400 bar	out 4-20 mA
		accuracy class $\pm 0.25\%$ BFSL.	
	b)	Flow rate transducer with signal output in unifie	ed
		flow rate input 10-318 l/min	out 4-20 mA
		working pressure 0-400 bar,	
		accuracy class $\pm 0.25\%$ BFSO,	
	c)	inductive speed sensor:	
		speed input 0-3000 rpm	out 4-20 mA
		accuracy class $\pm 0.15\%$ BFSO.	
2.	Dis	stribution system National Instruments Compact	FieldPoint:
	a)	Controller cFP 2020:	
		CPU Clock	75 MHz
		System Memory	32 MB
		Flash	512 Mb
		Ethernet	1
		RS232	3
		RS485	1
		Opereting system	LabVIEW Real Time
	b)	Analog modul cFP AIO 600:	
		Analog input:	
		Channels	4
		Mesh resolution	12 bits
		Sampling frequency	1.7 kS/s (1.7 kHz)
		Input	4 mA , 20 mA
		Sensitivity	3.91 µA
		Analog output:	
		Channels	4
		Mesh resolution	12 bits
		Output	4 mA , 20 mA
		Sensitivity	3.91 µA
		Output frequency	1.7 kS/s (1.7 kHz)
3.	Ac	quisition board NI DAQ DAQCard-6036E:	
		Analog input:	
		Channels	16
		Mesh resolution	16 bits
		Sampling frequency	200 kS/s

	Input	10 V
	Sensitivity	4.26 mV
	Analog output:	
	Channels	2
	Mesh resolution	16 bits
	Output	10 V
	Sensitivity	2.547 mV
	Output frequency	1 kS/s
4.	Computing system type IBM PC x86.	

5. Software:

S.O Microsoft Windows XP SP 3 x86 LabView 8.5, LabView 8.5 LabView 8.5.1 Real Time.

Note

System control and data acquisition was detailed only for functions that have been used in experimental research.



Fig.2. Overview top of the stand



An important component of the experimental stand is the automatic control loop presented as a block diagram in Figure 3.

Fig.3. Block diagram of the automatic control loop

Physical phenomenon and receiving transducers convert physical quantity (pressure, flow rate, etc.) In a size other mainly in voltage, the resulting signal is proportional to the size variation monitored.

Conditioning modules provide electrical signals generated by the transducers in a form that acquisition DAQ board can accept. Examples of signal conditioning is amplification, linearization, filtering, isolation, etc.

Acquisition board to convert electrical signals through its basic component, analog-to-digital converter. It attaches a numerical value to a voltage, thus making it possible to interpret the computing system.

Virtual tool work bench consists of the hardware - digital analog converter (Compact FieldPoint distribution system [1] and data acquisition board NiDAQ [2]) and the software taken in conjunction with the needs of working hydraulic stand. The resulting virtual instrument comprises measuring devices and controls for plant automation. The graphical interface of this program included controls and indicators made in a form similar graphics devices and real devices, the user manevrându also their real elements.

Virtual instrumentation associated hydraulic stand was developed using LabVIEW graphical programming environment [3], used mainly for signal acquisition, measurement and analysis graphical or tabular presentation of data.

The front panel, shown in Figure 4, comprises a series of bar graphs to visualize signals scaled unit corresponding physical quantity monitored through hardware part that receives signals from transducers mounted hydraulic bench. Also through the front panel numeric input, or through a virtual potentiometer, setpoint (SETPOINT) control system. The front panel was created using display elements and control procedures extracted from library LabVIEW programming environment and a range of filtering procedures and interpretation of signals [4], adapted to the experimental stand.



Fig.4. Front panel [4]



Fig.5. Virtual instruments - Block diagram [4]

Data obtained during the experiment can be viewed in numerical form (the top - Figure 5), as appropriate indicators measured quantities or as my graphic window created for this purpose.

3. The adjustment calculation errors

From the answers provided in Ch.4, in which, after the transitional regime, the engine speed practical it overlaps the speed of reference, in the case of real system response system is achieved with some deviation from the reference value, even in the period of stabilization in running through the adjusting system.



Fig.6. Graphical illustration of the methodology for calculating the absolute errors, relative concerned

For calculating the steady adjusting errors using a spreadsheet program MS Excel. The manner to achieve the calculation example is presented graphically on the methodology used (Figure 6), which emphasize the area transient (A, B) and stationary zone (C):

- The area of transient – A, B – represents the period from the disruptive element up to stabilize the value of the reference system of the motor. Transitional regime ends when the response (spindle engine speed hydraulic motors) falls within a limit (non-standard) $\pm 1 \dots \pm 5\%$ from the reference value. In practice, the transitional regime cease when the answer can no longer exceed the limits for hysteresis.

					Table 1
No	Pressure	Hydraulic	Change in turbine	Absolute	Relative
crt.	loading	engine speed	rotor	error	error
	circuit [bar]	[rev/min]	revolutions	Δ [l/min]	$\Delta x e \%$
1			[rev/min]	2.29	0.47
1			50	2,38	0,47
2		500	100	24,78	4,96
3			150	13,30	2,47
4			50	20,04	3,34
5		600	100	7,19	1,20
6	50		150	22,84	3,81
7			50	3,77	0,53
8		700	100	14,87	2,12
9			150	3,61	0,52
10			50	5,57	0,69
11		800	100	52,87	6,61
12			150	12,14	1,52
13			50	25,83	4,77
14		500	100	5,80	1,16
15	75		150	11,56	2,31
16		600	50	12,21	20,4
17			100	20,79	3,47
18			150	7,04	1,17
19			50	15,68	2,24
20		700	100	10,57	1,51
21			150	5,05	0,72
22			50	8,86	1,11
23		800	100	27,80	3,48
24			150	37,54	4,69
25			50	9,31	1,86
26		500	100	15,14	3,03
27			150	5,47	1,09
28			50	15,02	2,50
29		600	100	21,36	3,56
30	100		150	8,43	1,40
31	100		50	40,88	5,84
32		700	100	10,50	1,50
33]		150	6,67	0,95
34]		50	29,55	3,69
35	1	800	100	28,56	3,57
36			150	4,51	0,56

A - natural response of the system to perturbation, B - Override.

- The stationary regime C represents the hydraulic motors spindle speed constant and the disruptive factor influence came to an end. The static scheme reported in tests on hydraulic stand is nonlinear, fits within the hysteresis of $\pm 1 \dots \pm 5\%$ compared to the reference value.
- Calculate the absolute error adjusting defined as the difference between the reference module and hydraulic motors spindle speed value in static (enforced speed – the speed achieved).
- Calculate the relative error of adjusting, which is the ratio of the absolute error and the reference value as a percentage; $\Delta x_e = \frac{|n_{ref} n_h|}{n_{ref}} * 100$.
- Both absolute error and relative error of were calculated for each numeric value in the range of stationary regime, the final value of the arithmetic mean of them.

	1	1	1	Table 2
No. crt	Hydraulic engine Speed [rev/min]	Pressure variation loading circuit [bar]	Absolute error ∆ [l/min]	Relative error ∆xe %
1		50	9,52	1,90
2	500	75	2,67	0,53
3		100	24,32	4,86
4		50	24,77	4,13
5	600	75	50,98	8,50
6		100	0,40	0,07
7		50	4,15	0,59
8	700	75	11,15	1,59
9		100	34,32	4,90
10		50	35,28	4,41
11	800	75	5,16	0,64
12		100	22,85	2,86
13		50	41,52	4,15
14	1000	75	27,60	2,76
15		100	15,12	1,51

This manner of calculation was repeated for each actual step responses obtained from experimental tests, the first series of tests (constant load, variable speed) and the tests of the second series (constant input speed and variable load

to shaft of the hydraulic motors). The results of this calculation for the first series of tests are shown in table 1.

The figures for the second series of tests are presented in Table 2.

4. Conclusions

After analyzing the experimental results obtained from both series of tests, the following conclusions were drawn.

Step responses achieved experimental resulting with an error of setting higher or lower than the reference speed, in order to evaluate the error at steady speed, calculations were conducted in the previous subchapter are presented both in Tables 1 and 2.

From the analysis of the values of the two tables is found that the relative error of Δxe [%] of adjustment does not exceed the permissible limits in the literature (± 1 ... ± 5%). In our case, the maximum relative error of is $\Delta xe = 4.96\%$, obtained at constant load test at 50 bar and reference speed 500 rev / min (Table 1).

Adjustment errors are inevitable due to the existence game pitch drive mechanism of the pump, as well as any delays that may occur in electronic data processing chain and the precision of the transducers used.

References

- 1. http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/11572
- 2. http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/11914
- 3. http://www.ni.com/labview/
- 4. Afrăsinei M., Damaschin V.: ©D.I.S.A.H.P. www.disahp.net
Numerical simulation of fluid flow inside a hydraulic resistance

Ioana Carmen Sfârlea, Dan Opruța - Technical University Of Cluj-Napoca

1. Introduction

Hydraulic resistances are an integral part of any hydraulic system, whether they are present in valves' construction in the form of cross-section alteration, or in the form of bends in pipes etc. When it comes to flow control, the dynamic behavior of the valve must be in accordance with the dynamic behavior of the whole system; thus a relationship between pressure drop and flow is established, which, if strongly non-linear, involves difficulty in predicting the flow's properties and characteristics. Although there are CFD (Computer Fluid Dynamics) and CAD (Computer Aided Design) tools for the design of flow control devices, much of their design is based on experience and experiment. It is therefore important to understand the fluid flow through the hydraulic resistances if you want to improve their performance. Fluid flow through different types of valves has been studied in the past. However, because of the difficulty of performing detailed measurements of flow through complex sections, it is necessary to involve other techniques such as numerical methods to complement experimental studies in order to provide accurate flow information. Thus, literature provides several aspects as follows: reference [5] applied the RNG k-E turbulence model to simulate the turbulent flow seen at the inlet of a cut-off valve and PIV (Particle Image Velocimetry) visualization technique was used to display the flow field. The author considered two types of inlets, one curved and one inclined, reaching the conclusion that the flow pattern through the inclined inlet is far better than in the curved inlet. Other researchers [3] developed a model that accurately represents the fluid flow behavior through a control valve. The authors in [2] took advantage of CFD technique to identify problems related to the flow through different types of valves, flow visualization providing a better understanding of the associated phenomena. Reference [1] focused the investigations on detailed hydrodynamic characteristics, in order to compare results obtained by CFD and PIV. The research concluded that numerical analysis is a high precision "tool" that can be used for various applications in industrial or marine fields. Another research [4] studied fluid flow through a cut-off valve, simulating turbulent flow using RNG k-ε turbulence model and studying the flow characteristics inside the valve. The research provided important findings that can lead to an improved design of cutoff valves.

The purpose of the present paper is the study of hydraulic resistances with cylindrical spool and sleeve with orifices.



Fig.1. Different sleeve orifices patterns

The sleeve's orifices may have different geometrical configurations (figure 1). For this study, the authors chose circular and rectangular patterns, with command openings of 0,15 mm and 0,20 mm.



Fig.2. Assembly with cylindrical spool and circular orifices sleeve



Fig.3. Assembly with cylindrical spool and rectangular orifices sleeve

The choice of hydraulic resistance having sleeves with orifice lies in the fact that they allow a better command opening and flow control. The objective of the study is to optimize the geometric configuration of the orifices in the sleeve, in order to achieve turbulent flow regime, low values for hydrodynamic

forces and, if possible, to avoid cavitation in small command openings. Regarding this, CFD (Computational Fluid Dynamics) numerical analysis helps by visualizing the flow and the phenomena that occur during flow, without actually completing the model.

Small command openings were chosen because this condition involves the effects of hydrodynamic forces that disrupt the dynamic behavior of hydraulic equipment, but also because of possibility of cavitation appearance, due to low pressure values.

Flow simulations were performed with FlowSimulation module under SolidWorks. For both models, two sets of flow simulations were conducted, for two command openings, 0,15 mm and 0,20 mm. Within the simulation experiment the hydraulic oil was defined (HLP 46), for more accurate results, the calculation domain and the fluid layer were created (figures 4 and 5). As for initial conditions, inlet pressure (15 bar = 1,5 MPa), and outlet pressure (0,101325 MPa) were set.



Fig.4. Fluid layer for circular orifices sleeve model



Fig.5. Fluid layer for rectangular orifices sleeve model

2. Simulation results

In figure 6 the distribution of pressure fields for the studied models are presented. Figures 6a and 6b show the pressure gradients for the model with cylindrical orifices in the sleeve for both command openings y = 0.15 mm and y = 0.20 mm, while figures 6c and 6d depict pressure distribution for the model with rectangular patterned orifices for the same openings, y = 0.15 mm and y = 0.20 mm.



Fig.6. Pressure field distribution

According to numerical scales, for the model with cylindrical orifices it's observed that in the interest area, with the minimum cross-section, pressure decreases to negative values, which implies the appearance of cavitation. In figure 6a and 6b the pressure drops down to approximately -0,109 MPa, for both command openings y = 0,15 mm, respectively y = 0,2 mm. The model with rectangular orifices has higher values for pressure than in the case with circular orifices, the values being approximately -0,075 MPa for opening of 0,15 mm and -0,073 MPa to command opening of 0,20 mm.

Regarding the velocity field distribution (figure 7) that appears in the minimum section area the following can be observed: the model with circular orifices in the sleeve presents high velocity gradients, reaching values up to 50 m/s in both cases, both for y = 0.15 mm and y = 0.20 mm (figures 7a and 7b).

Things change for the model with rectangular orifices in the sleeve. Although the initial conditions are the same, 15 bar inlet pressure and outlet pressure about 1 bar, velocity gradients are not so high, recorded velocities not exceeding 25 m/s.



Fig.7. Velocity field distribution

3. Conclusions

The present paper dealt with a numerical simulation of fluid flow through a hydraulic resistance found in a hydraulic assembly containing a cylindrical spool and sleeve with orifices. The orifices in the sleeve that were taken into consideration had circular and rectangular patterns. Fluid flow was analyzed by means of pressure and velocity fields' distribution. Command openings were y = 0,15 mm and y = 0,20 mm for both designed models.

Simulation results show that in the assembly with the circular orifices of the sleeve, for both command openings, 0,15 mm and 0,20 mm, the area with smallest cross-section presents high velocity gradients (up to 50 m/s) and very low values for static pressure (possibly cavitational).

Within the models with rectangular sleeve orifices, the same trend is observed (high velocity and low pressure) with the remark that, in these cases the velocity values are lower and pressure values are higher than in the study of cylindrical orifices sleeve. Velocities don't reach 25 m/s and the pressure seems to have the same tendency of reduction.

Due to the fact that velocity values are high, we might say that the assemblies with cylindrical spool and sleeve with circular orifices are a better option regarding dynamic behavior, but they present cavitational pressures. Meanwhile, the assemblies with rectangular orifices in the sleeve have smaller velocity gradients and the pressure values are still negative but higher than in the other case. So if we should choose between the two studies, we would say that the assemblies with rectangular orifices in the sleeve are and optimal choice for a hydraulic system.

Bibliography

- 1. Kim S.W., Kim J.H., Choi Y.D., Lee Y.H.: Flow Characteristics of Butterfly Valve by PIV and CFD. New trends in fluid mechanics research; China, Shanghai; 2007.
- 2. Ramanath H.S., Chua C.K.: Application of rapid prototyping and computational fluid dynamics in the development of water flow regulating valves. International Journal of Advanced Manufacturing Technology; 2006, vol. 30(9-10): p. 828-835.
- 3. Salvador G., Valverde J., Frankel, S.H.: Three-dimensional control valve with complex geometry: CFD modeling and experimental validation. 34th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit; Portland, Oregon; 2004.
- 4. Yang Q., Zhang Z., Liu M., Hu J.: Numerical simulation of fluid flow inside the valve, Procedia Engineering, vol. 23, p. 543-550, 2011.
- 5. Yuan X., He Y., Chen H., Mao G.: Numerical simulation and flow field display by the PIV of curved cut-off valve. Advances in Water Science; 2003,vol. 14(2): p. 231-235.

ACKNOWLEDGMENT: This paper was supported by the project "Improvement of the doctoral studies quality in engineering science for development of the knowledge based society-QDOC" contract no. POSDRU/107/1.5/S/78534, project co-funded by the European Social Fund through the Sectorial Operational Program Human Resources 2007-2013.

Hydrostatic transmission for low-power turbines – numerical simulation

Daniel Banyai, Claudia Kozma, Liviu Vaida, Lucian Marcu, Dan Opruța – Technical University of Cluj-Napoca

1. Introduction

A hydrostatic transmission with superior performances and applicable to low-power turbines is conceived and presented in a previous paper (Hydrostatic transmission for low-mathematical modeling). A numerical simulation is performed to complete the analysis of the hydraulic transmission.

2. The used simulation programs

The analysis of the mathematical model refers to the study of the dynamic behavior and implies differential equations to be solved based on the initial conditions, the boundary conditions, the values of some parameters or the parameter variation range for which the model is valid [2, 3, 4].

In this paragraph the programs used to realize the dynamic simulation of the conceived system are presented.

Programs were created using physical blocks from SimHydraulics, a modeling and design toolbox that offers the possibility to simulate hydraulic systems by means of the program Simulink from Matlab. The latter is based on Physical Networks from Simscape which contains a set of hydraulic, electrical and mechanical elements, electrical well-developed in the Foundation Library [5].

SimHydraulics can be used in analysis of hydro-mechanical systems, including transitional regimes and offering the possibility to create specific models. It is developed specifically for modeling control subsystems. SimHydraulics is based on the principle of isothermal transformation principle (during experiments the temperature is assumed to remain constant) [2, 5].

From the conceived model (figure 1), Simscape automatically builds differential equations that characterize the behavior of the system. These are integrated within the rest of the Simulink model and the equations are solved directly.

The variables for components from different physical domains are solved simultaneously, avoiding the problems of algebraic loops.



3. The numerical simulation

Computer modeling and simulation of the dynamic behaviour of the electro-hydraulic systems constitue an effective analysis method, especially for complex systems for which an experimental research would be extremely laborious and costly [5].

Systemic approach of the problems is fundamental and consists in evaluating both the overall performance of the studied system, as well as its components. Thus, the local optimization can lead to a suboptimal behavior of the assembly, due to their interaction. The system of differential equations, which is defined by this dependence, leads to the appreciation that hydrostatic transmissions and parameter control systems have a pregnant nonlinear behaviour.

A basic objective of the paper consists in the study of the dynamic behavior of a specific hydrostatic transmission system which can be electrohydraulically adjusted.

The analytical assessment is valid for a set of constants which are defined through the geometrical construction and the functional parameters of the analyzed hydraulic circuit.

First, the critical value (the value causing self-maintained oscillations in the system), the constant of proportionality of the regulator ($K_0 = 1100$) and the period of these oscillations (T = 0,1) were determined. Thus, the following values have been used for the constants of the regulator:

- $K_p = 1000$ for the regulator of the servovalve; 500 for the regulator of the variable displacement pum,
- $1/T_i = 1$ for the regulator of the servovalve; 200 for the regulator of the variable displacement pump,
- $K_D = 0$ for the regulator of the servovalve; 50 for the regulator of the variable displacement pump.

To analyze the performance of the transmission a series of numerical simulations were performed for different simulation scenarios. The indicial responses were studied. First of all, the transient and the steady-state behavior of the transmission were analyzed. The considered variable was the pump angular velocity obtained from the speed multiplier of the wind turbine.

The behavior to the changes of the moment on the rotary moment axis which trains the electric generator was analyzed.

The hydraulic capacity which represents the oil volume in the supply circuit of the rotary motor influences the operation of transmission. This influence was revealed through temporal diagrams drawn from simulating for different hydraulic capacity values.

The main idea of any system that works in automatic mode is to maintain a specific parameter to the desired values regardless of the variation of other parameters. In the case of the transmission developed in this paper and in [1] it is desired that the driving velocity of the electrical generator obtained from a hydraulic rotary motor to remain constant (1500 rpm) regardless of the value of the turbine rotor value or of the necessary moment for the generator.

The influence of the pump angular velocity

Within this paragraph there are presented diagrams with the indicial responses of the transmission for situations in which the wind speed and the driving velocity of the pump shaft vary for different types of signals (sine, ramp, stage).



Fig.2. The system response to a unit ramp signal

In figure 2 it is revealed the answer in time of the transmission, considering that wind speed varies, according to a unit ramp signal, from 650 rpm to 4000 rpm pump angular velocity.

In figure 3 it is presented the behavior of the transmission when the pump driving velocity varies suddenly after a unit step signal, from 650 to 4000 rpm.



Fig.3. The system response to a unit step signal

In figure 4 it can be observed as in the case of the sinusoidal variation (between 500 rpm and 4500 rpm) of the pump angular velocity, that the system has very good performances from the point of view of the requirements imposed on these types of transmissions.



Fig.4. The system response to a sine wave signal

The following conclusions can be made:

- The system is well damped (without oscillations);
- It has a good time response (apox. 1 s);
- It has a low stationary error (less than 3%);
- The system proves good behavior from the point of view of practical requirements.

The influence of the motor load torque

Another important parameter which can significantly influence the function of the transmission is the necessary moment to the motor shaft. The moment required is proportional with the electric power required by the consumer. Whatever the variation of this moment is, the generator speed must be maintained at the value of 1500 rpm. To analyze the transmission behavior at different moment variations, response curves were drawn.

In figure 5 it is described the transmission behavior to a ramp variation of the load moment.

In figures 6 and 7 the transmission responses to a variation of the load moment for a sinusoidal signal are revealed.

The same conclusions as in the case of the pump angular velocity can be made:

- The system is well damped (without oscillations);
- It has a good time response (apox. 1 s);
- It has a low stationary error (less than 3%);
- The system proves good behavior from the point of view of practical requirements.





Fig.7. The system response to a sine wave signal

The influence of the hydraulic capacity

To simulate the behavior for the automatic velocity adjustment process, it was first considered the following value for an oil volume under load pressure, in the power circuit: $V_s = 1.5 \cdot 10^4 \text{ m}^3$. Thus, the pipe has an inside diameter of 0.01 m and a length of 2 m.

The hydraulic capacity of the system is defined as the following ratio:

$$c_H = \frac{V_s}{E_u} \tag{1}$$



To analyze the influence of the hydraulic capacity, it were been drawn diagrams representing the dynamic behavior of the process at different hydraulic capacity values.

Fig.8. The system response to a unit step signal for a hydraulic capacity of $1.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$





Fig.10. The system response to a unit step signal for a hydraulic capacity of $6.2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$

As it results from the diagrams from figures 8, 9, 10, 11, the response time at a step signal and the system damping increase with the increase of the hydraulic capacity value. The change in electronic regulator parameters does not change this behavior.



Fig.11. The system response to a unit step signal for a hydraulic capacity of $9.4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$

4. Conclusions and disscutions

The physical modeling constitutes an abstract representation which incorporates a series of mathematical relationships; these mathematical relationships are in fact the models which govern the physical phenomena involved in the adjusting process.

There were used some unsimplified mathematical models, although in the process of modeling were made some approximations which lead to a certain "degree of uncertainty".

The uncertainty factors are grouped into three categories (it cannot be made an exact estimate of their influence on the numerical model):

- Uncertainty factors having as source the actuating system (oil compressibility, internal and external leakages, etc.);
- Uncertainty factors relating to the particularities of the mechanical construction (elastic creeps, clearances, etc.);
- Uncertainty factors generated by the pump coupling to the control system.

There are physical parameters whose evolution cannot be modeled and controlled (or the operation is too expensive and complicated), such as the volume of gas undissolved in oil, the evolution of viscosity and of the modulus of elasticity of oil during the technological process, etc.

The mathematical model of actuation has been developed for a voltage input signal Uref; the dynamic behavior of the regulator is considered to be proportional-integral-derivative (ideal);

Senzorics used for developing automatic adjusting systems is considered to have an ideal behavior due to the fact that they have their own frequencies far superior in comparison with those of the hydro-mechanical components (only pressure sensors were used).

The analyzed adaptive transmissions have the following static and dynamic performance:

- Stability defined as the system capacity to reenter into a stationary regime once the excitation quantity (command or disturbance) ceased to vary;
- Rapidity characterized by the time in which the output reaches the value corresponding to the magnitude of excitation (command) (values obtained are lower than 0,5 s);
- Accuracy assured by the existence of a minimum output deviation from that prescribed, after the entrance of the system into the stationary regime (the obtained values are below 2,5%).

The paper demonstrates that a hydrostatic transmission consisting of a variable displacement pump, a fixed displacement rotary motor and a servo valve can be used successfully in the structure of eolian turbines, proving high static and dynamic performance in the presence of a series of disruptive factors such as sudden variations of the wind velocity or the required moment for the generator.

Bibliography

- 1. Banyai D., Nășcuțiu L., Vaida L., Marcu I.L.: Automatic adjustment for hydraulic transmissions of the Aeolian systems for energy production, Hervex 2009, p. 340-349, ISSN 1454-8003, Călimănești, 2009.
- 2. Banyai D., Năşcuțiu L., Vaida L.: Control system for hydraulic transmissions specific to wind machines, Universitatea "Gh. Asachi" Iași, DTMM, 2010.
- 3. Bungău C.: Cercetări cu privire la reglajul automat de viteză al motoarelor hidraulice, Teză de doctorat, Universitatea Tehnică Cluj-Napoca, 2002.
- 4. Vaida L.: Comanda proporțională a pompelor reglabile. Teză de doctorat, Universitatea Tehnică Cluj-Napoca, 1999.
- 5. www.mathworks.com

Tabla 1

Hydrostatic transmission for low-power turbines – mathematical modelling

Claudia Kozma, Daniel Banyai, Liviu Vaida, Lucian Marcu, Dan Opruța – Technical University of Cluj-Napoca

1. Introduction

This monograph proposes the realisation of a hydrostatic transmission with superior performances and applicable to low-power turbines. The low-power turbines sector is preconized with the largest development in the next period.

2. Hydraulic transmission

Hydraulic transmissions find their applicability in a diverse range of applications such in areas like mobile machinery, aviation, power generation systems, shipping, etc. The remarcable advantage of these transmissions is the favourable ratio between power and dimensions compared to other types of transmissions. In table 1 three types of transmissions are presented comparatively and the corresponding advantages and disadvantages are highlighted. [8, 7, 6]

Transmission Type	Overall size	Output Power/Unit Volume	Command ability	System Protection Capacity
Hydraulic Transmission	Very small	Very large	Good, with automatic control	Good (hydraulic system failure lead to sudden loss of pressure and force flow is interrupted)
Mechanical Transmission	Large	Medium	Small (sliding groups hydraulically, manually or electromagnetic ally driven)	Low (for example, failure of the gearing can lead to tea- ring, carcasses, trees, etc.)
Electromagnetic Transmission	Medium	Large	Very good (with electronic power circuits and auto)	Fire hazard in the event of a short circuit due to the high currents through electric circuits vehiculați

Types of transmissions

The usage of hydraulic transmission in wind energy production systems gives to these systems apart from very small gauge, flexibility in transmitting the energy flow. Equipped with adequate control systems, these transmissions can adjust the torque, speed, power or combinations of those (e.g. automatic speed control with torque limitation). Moreover, such a wind system can be coupled up to an electric generator to produce electricity, or it can be coupled up to other systems that require mechanical energy (windmills, conveyor systems, drilling systems, etc.) [1, 2].

Below are presented some variants of hydraulic transmission and their characteristics are analyzed.

A first category of hydraulic transmission uses hydraulic machines with adjustable unit volume (adjustable pumps and hydraulic motors). This type of transmission has the advantage of a high efficiency in the transmission of energy, because unit volumes of machines and thus the transmitted power can be controlled to have values corresponding to the momentary necessary amount of power. As a consequence, the premature wear of the machine minimizes and thus the working time period maximizes. Also this type of transmission allows the interruption of the power flow through a simple null unit volume command. This ensures both a rapid intervention in case of a system crash, and decoupling it when the situation requires it. Such a situation occurs, for example, in the case of wind energy production systems when the necessary of energy exceeds in the powered electric system [1, 2, 3, 5].

Further, variants of hydraulic transmission with adjustable hydraulic machines are presented [1, 2, 3, 5].



Fig.1. Transmission with variable displacement pump and the resistive command of the motor

Combined hydraulic transmissions exploit the advantages reffering to the efficiency of volume control transmission and those reffering to the stationary and transient behavior of transmission with resistive control. A solution that uses an adjustable volume pump and a motor with resistive command is simplified presented in figure 1.

Variable volume pump can be controlled so as to generate a quasi-constant flow rate. The motor is controlled by a servo valve SV, which allows also the change in the rotating direction of the motor [3].

3. The objectives

One of the central problems of wind power applications and also of this theme is to maintain the rotor speed within the optimum operation limits and the security of the assembly in case of exceeding the allowed maximum speed.

The solution proposed for this project reffers only to the low-power turbines sector which is preconized with the largest development in the next period.



Fig.2. The transmission of power from the generator rotor

The main objective of this paper is to develop an adaptive demonstrative hydraulic transmission model with a consumer, destinated for wind turbines with low power horizontal shaft. Other objectives are the design of the hydraulic system (sizing and selection of hydraulic components) and measuring systems (design/selection of transducer for mechanical or hydraulic quantities measuring). Objectives are also the realization of mathematical models using advanced calculation software (Matlab-Simulink).

Conclusions on the performance of the adaptive transmission will be drawn from the system response analysis.

In figure 2 the hydraulic power transmission scheme (from the rotor shaft to the generator shaft) is presented.

The solution assumes the control of the flow rate generated by the adjustable pump P1 so that the hydraulic motor MH1 which drives the electric generator causes a constant speed. This can be achieved by automatically adjusting the volume of pump P1.

4. The operating scheme

An adaptive behaviours for hydraulic transmission from eolian energy production systems imposes an adequate sensorics for the involved parameters (speeds, flow rates, couples) and a complex control system capable to quickly compensate any modification of the external disruptive factors (changing the wind speed, consumer load variations). In what follows, the paper refers to automatic control systems specific to the hydraulic transmission with electric generators (due to the greater complexity in maintaining a constant speed, respectively, a frequency of 50 Hz).



Fig.3. Adjustment scheme of hydraulic transmission

In figure 3, the detailed scheme corresponding to the analyzed solution is revealed. The volume of the pump P1 is controlled through a secondary hydraulic circuit. The secondary hydraulic circuit is composed of a small gauge pump P2 with a constant unit volume and driven by the rotor of the wind turbine (which ensures the flow of control for pump P1), a pressure limiting valve VLP1, servo valve SV1 and the check valve D1. The pressure limiting valve VLP1 sets the maximum control pressure of the pump P1. Servo valve SV1 controls the positioning of the motor MH1. Through the check valve D1 it is ensured the protection of the system in case of damage and the interruption of power flow transmission when the situation requires it (hydraulic brake).

The volume control of the pump P1 and the control of the afferent discharged flow rate are made by meas of a controller C1. The controller receives an eolian turbine speed signal and a command signal which is dependent of the consumer mechanical parameters (speed, torque). Through the control circuit of the pump P1 it is assured a slow adaptation of the discharged flow according to the momentary needs of the system. The command of the hydraulic rotary motor MH1 is done by meas of a servo valve SV2. The automatic control system of the motor MH1 includes the controller C2 which controls the servo valve SV2 based on signals sent from the transducers measuring the consumer mechanical parameters (speed, torque or power). The automatic control circuit of the motor MH1 assures a quicly adaptation at disturbances and therefore a very good transient behavior. Thus, the analyzed and presented hydraulic transmission can be used successfully for wind power production systems (driving electric generators).

5. Mathematical modelling

The variable displacement pump

The variable displacement pump is represented by the following equation, [4, 9]:

$$q = D \cdot \omega - k_{leak} \cdot p \tag{1}$$

$$T = D \cdot p \cdot \eta_{mech} \tag{2}$$

$$D = \begin{cases} \frac{D_{max}}{x_{max}} \cdot x \\ D(x) \end{cases}$$
(3)

$$k_{leak} = k_{HP} / \upsilon \cdot \rho \tag{4}$$

$$k_{HP} = \frac{D_{max} \cdot \omega_{nom} \cdot (l - \eta_v) \cdot \upsilon_{nom} \cdot \rho}{p_{nom}}$$
(5)

$$p = p_p - p_T \tag{6}$$

where:

q	_	pump flow rate,
р	_	pressure differential across the pump,
p_p, p_T	_	gauge pressures at the block terminals,
D	_	pump instantaneous displacement,
D_{max}	—	pump maximum displacement,

x	_	control member displacement,
x_{max}	_	control member maximum stroke,
Т	_	torque at the pump driving shaft,
ω	_	pump angular velocity,
k _{leak}	_	leakage coefficient,
k _{HP}	_	hagen-poiseuille coefficient,
η_v	_	pump volumetric efficiency,
η_{mech}	_	pump mechanical efficiency,
v	_	fluid kinematic viscosity,
ρ	_	fluid density,
p_{nom}	_	pump nominal pressure,
ω_{nom}	_	pump nominal angular velocity,
v_{nom}	_	nominal fluid kinematic viscosity.

Leakage flow rate is determined based on the hypothesis that the flow rate is directly proportional to the pump pressure differential and can be calculated using the Hagen-Poiseuille's formula [9]:

$$p = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} \cdot q_{leak} = \frac{\mu}{k_{HP}} \cdot q_{leak}$$
(7)

where:

 q_{leak} – leakage flow rate,

d, l – geometric parameters of the leakage path,

 μ – fluid dynamic viscosity.

The flow rate when $p = p_{nom}$ and $v = v_{nom}$ can be determined from the catalog data [26]:

$$q_{leak} = D \cdot \omega_{nom} \cdot \left(l - \eta_{v} \right) \tag{8}$$

which provides the expression to calculate the Hagen-Poiseuille coefficient [9]:

$$k_{HP} = \frac{D \cdot \omega_{nom} \cdot (l - \eta_v) \cdot \upsilon_{nom} \cdot \rho}{p_{nom}}$$
(9)

The mechanical efficiency of the pump is not usually available in data sheets, therefore it is determined based on the efficiency of bulk and assuming the hydraulic efficiency can be neglected.

$$\eta_{mech} = \frac{\eta_{total}}{\eta_{v}} \tag{10}$$

Assumptions and constraints:

- fluid compressibility is neglected,
- no loading on the pump shaft, such as inertia, friction, spring, and so on, is taken into account,
- leakage inside the pump is assumed to be linearly proportional to its pressure differential.

The control and command valve [4, 9]

Catalog data provides information on the dynamic of the proportional valve used in the experimental program, in accordance with the operating point, through Bode diagrams and through responses to a control step signal for various pressures and different nominal flow rates. These charts only refer to the dynamic of the mechanical behavior of the valve spool. The dynamic of the electrical behavior is considered to be included in the dynamic of the mechanical behavior.

The equation that describes the dynamic behavior of the spool can be considered to be of first order or second order.

For the control and command valve with a proportional behavior of first order it is obtained:

$$T_{v} \cdot \mathbf{x}_{v} + x_{v} = Z_{v} \cdot U_{pid} \tag{11}$$

where:

 T_v – time constant,

 Z_{ν} – valve amplification factor.

For the control and command valve with a proportional behavior of second order it is obtained the following relation:

$$m_{v} \cdot \mathbf{A}_{v} + c_{v} \cdot \mathbf{A}_{v} + k_{v} \cdot x_{v} = Z_{v} \cdot U_{pid}$$
(12)

where:

 c_v – the coefficient of friction due to the velocity of the spool.

The hydraulic rotary motor [4, 9]

The hydromotor is represented mathematically with the following equations [9]:

$$q = D \cdot \omega - k_{leak} \cdot p \tag{13}$$

$$T = D \cdot p \cdot \eta_{mech} \tag{14}$$

$$k_{leak} = k_{HP} / \upsilon \cdot \rho \tag{15}$$

$$k_{HP} = \frac{D_{max} \cdot \omega_{nom} \cdot (1 - \eta_v) \cdot \upsilon_{nom} \cdot \rho}{p_{nom}}$$
(16)

$$p = p_A - p_B \tag{17}$$

where:

q	_	flow rate through the motor,
р	_	pressure differential across the motor,
<i>р</i> _{<i>A</i>} , <i>р</i> _{<i>B</i>}	_	gauge pressures at the block terminals,
D	_	motor instantaneous displacement,
D_{max}	_	motor maximum displacement,
Т	_	torque at the motor output shaft,
ω	_	output shaft angular velocity,
k _{leak}	_	leakage coefficient,
k _{HP}	_	hagen-poiseuille coefficient,
η_v	_	motor volumetric efficiency,
η_{mech}	_	motor mechanical efficiency,
v	_	fluid kinematic viscosity,
ρ	_	fluid density,
p_{nom}	_	motor nominal pressure,
ω_{nom}	_	motor nominal angular velocity,
v_{nom}	_	nominal fluid kinematic viscosity.

The leakage flow is determined based on the assumption that it is directly proportional to the pressure differential across the motor and can be calculated by using the Hagen-Poiseuille formula [9]:

$$p = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} \cdot q_{leak} = \frac{\mu}{k_{HP}} \cdot q_{leak}$$
(18)

where:

 q_{leak} – leakage flow rate

d, l – geometric parameters of the leakage path

 μ – fluid dynamic viscosity

The leakage flow at $p = p_{nom}$ and $v = v_{nom}$ can be determined from the catalog data [9]:

$$q_{leak} = D \cdot \omega_{nom} \cdot \left(l - \eta_{v} \right) \tag{19}$$

And thus the Hagen-Poiseuille coefficient can be computed with the following formula [9]:

$$k_{HP} = \frac{D \cdot \omega_{nom} \cdot (I - \eta_v) \cdot \upsilon_{nom} \cdot \rho}{p_{nom}}$$
(20)

The mechanical efficiency is not usually available in data sheets, therefore it is determined based on the efficiency of bulk and assuming that the hydraulic efficiency can be neglected.

$$\eta_{mech} = \frac{\eta_{total}}{\eta_{v}} \tag{21}$$

Assumptions and constraints:

- fluid compressibility is neglected,
- no loading on the motor shaft, such as inertia, friction, spring, and so on, is taken into account,
- leakage inside the motor is assumed to be linearly proportional to its pressure differential.

The pressure valve [4, 9]

In figure 4 it is presented the dependence between the area of the passing orifice (A) and the valve pressure differential (p).



Fig.4. The dependence between the area of the passing orifice (A) and the valve pressure differential p

The valve remains closed as long as the inlet pressure is lower than the preset pressure. When the preset pressure is reached, the spool will be pushed by a force equal to p/A_{spool} , thus opening a path that can be crossed by a part of the pump flow discharged through the valve to the reservoir. Thus the inlet pressure is reduced. When the discharged flow rate is not enough and the

pressure continues to grow, the opening enlarges until the spool realizes its maximum stroke. The value of the maximum flow and the increase of pressure above the preset pressure are generally given in catalogs.

The mathematical model of proportional valve was realized for laminar and turbulent flow regimes by monitoring the Reynolds number (Re) and by comparing the obtained Reynolds number with the critical Reynolds number (Re_{cr}).

The flow rate is computed based on the following equations:

$$q = \begin{cases} C_{D} \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |p|} \cdot sign(p) & for \ Re \ge Re_{cr} \\ 2C_{DL} \cdot A \frac{DH}{v \cdot \rho} p & for \ Re < Re_{cr} \end{cases}$$
(22)

$$A(p) = \begin{cases} A_{leak} \\ A_{leak} + k \cdot (p - p_{set}) & for \ p_{set} (23)$$

$$p = p_A - p_B \tag{24}$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A(p) \cdot \nu} \tag{25}$$

$$C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{cr}}}\right)^2 \tag{26}$$

$$D_{H} = \sqrt{\frac{4 \cdot A(p)}{\pi}}$$
(27)

where:

q	_	flow rate through the pressure valve,
р	_	pressure differential across the pressure valve,
<i>р</i> _{<i>A</i>} , <i>p</i> _{<i>B</i>}	_	gauge pressures at the block terminals,
C_D	_	flow rate coefficient,
A(p)	_	instantaneous cross-sectional area,
A_{max}	_	maximum pass area of the pressure valve orifice,
A_{leak}	_	the pass area through which leakages take place,
p_{reg}	_	adjusting pressure range,
p_{set}	-	preset pressure,

- p_{max} the maximum pressure in the pressure value at a completely orifice opening,
- D_H the nominal diameter of the passing orifice through the pressure valve,
- *v* fluid kinematic viscosity,
- ρ fluid density.

Assumptions and constraints:

- the opening of the valve is directly proportional to the pressure differential,
- no loading on the pump shaft, such as inertia, friction, spring, and so on, is taken into account,
- the transition between laminar and turbulent flow regimes is supposed to take place at $Re = Re_{cr}$.

The fixed displacement pump [4, 9]

The fixed displacement pump that supplies the control circuits of the variable displacement pump can be expressed mathematically using the following equations:

$$q = D \cdot \omega + k_{leak} \cdot p \tag{28}$$

$$T = D \cdot p \cdot \eta_{mech} \tag{29}$$

$$k_{leak} = k_{HP} / \upsilon \cdot \rho \tag{30}$$

$$k_{HP} = \frac{D \cdot \omega_{nom} \cdot (l - \eta_v) \cdot \upsilon_{nom} \cdot \rho}{p_{nom}}$$
(31)

$$p = p_p - p_T \tag{32}$$

where:

q	_	pump delivery,
р	_	pressure differential across the pump,
p_{p}, p_{T}	_	gauge pressures at the block terminals,
D	_	pump displacement,
Т	_	torque at the pump driving shaft,
ω	_	pump angular velocity,
k _{leak}	_	leakage coefficient,
k _{HP}	_	hagen-poiseuille coefficient,
η_v	_	pump volumetric efficiency,
η_{mech}	_	pump mechanical efficiency,

ν	_	fluid kinematic viscosity,
ρ	—	fluid density,
p_{nom}	_	pump nominal pressure,
ω_{nom}	_	pump nominal angular velocity,
v_{nom}	_	nominal fluid kinematic viscosity

The leakage flow is determined based on the hypothesis that it is directly proportional to the pressure differential across the pump and can be calculated using the Hagen-Poiseuille formula [9]:

$$p = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} \cdot q_{leak} = \frac{\mu}{k_{HP}} \cdot q_{leak}$$
(33)

where:

 q_{leak} – leakage flow rate,

d, l – geometric parameters of the leakage path,

 μ – fluid dynamic viscosity.

The leakage flow rate at $p = p_{nom}$ and $v = v_{nom}$ can be determined from the catalog data [9]:

$$q_{leak} = D \cdot \omega_{nom} \cdot (l - \eta_{v}) \tag{34}$$

Thus, the Hagen-Poiseuille coefficient can be computed with the following formula [9]:

$$k_{HP} = \frac{D \cdot \omega_{nom} \cdot (l - \eta_v) \cdot \upsilon_{nom} \cdot p}{p_{nom}}$$
(35)

The mechanical efficiency of the pump is not usually available in the data sheets, therefore it is determined based on the efficiency of bulk and by assuming that the hydraulic efficiency is negligibly small [9].

$$\eta_{mech} = \frac{\eta_{total}}{\eta_{v}}$$
(36)

The electronic regulator [4]

The deflection "e" is obtained by differentiation between the prescribed quantity (U_{ref}) and the reaction quantity U provided by the sensor:

$$e = U_{ref} - U \tag{37}$$

$$U = K_{ps}(p_s; Q_s; N_s)$$
(38)

where:

 K_{ps} – the sensor proportionality constant.

The dynamic of the electronic regulator has not been developed in detail due to the general assumption of its ideal behavior which results from the fact that the natural frequency of the electronic regulator is much larger than the components of the control circuit.

The PID controller has been selected since it assures a linear combination between proportional, integrative and derivative modes and incorporates the advantages and disadvantages of each component.

The output signal of the PID controller is described with the relationship:

$$U_{pid} = K_p \cdot e + T_d \cdot \& + \frac{1}{T_i} \cdot \int e \cdot dt$$
(39)

where:

 K_p – proportional gain,

 T_d – derivative time,

 T_i – integral time.

These three parameters can be modified so as to assure the desired system performance:

$$U_{pid} = K_{p} \cdot \left(U_{ref} - U\right) + T_{d} \cdot \left(\mathcal{O}_{ref} - \mathcal{O}\right) + \frac{1}{T_{i}} \cdot \int \left(U_{ref} - U\right) \cdot dt \qquad (40)$$

6. Discussions

The analysis of the mathematical model refers to the study of the dynamic behavior and implies differential equations to be solved based on the initial conditions, the boundary conditions, the values of some parameters or the parameter variation range for which the model is valid.

Each component of the proposed hydraulic transmission is analyzed separately.

The programs desired to be used to realize the dynamic simulation of the conceived system is SimHydraulics which is a modeling and design toolbox that offers the possibility to simulate hydraulic systems by means of the program Simulink from Matlab.

SimHydraulics can be used in analysis of hydro-mechanical systems, including transitional regimes and offering the possibility to create specific models. It is developed specifically for modeling control subsystems.

SimHydraulics is based on the principle of isothermal transformation principle (during experiments the temperature is assumed to remain constant).

From the conceived model, Simscape automatically builds differential equations that characterize the behavior of the system. These are integrated within the rest of the Simulink model and the equations are solved directly. The variables for components from different physical domains are solved simultaneously, avoiding the problems of algebraic loops.

Conclusions on the performance of the adaptive transmission will be drawn from the system response analysis.

Bibliography

- 1. Banyai D., Năşcuțiu L., Vaida L., Marcu I.L.: Automatic adjustment for hydraulic transmissions of the Aeolian systems for energy production, Hervex 2009, p. 340-349, ISSN 1454-8003, Călimănești, 2009.
- 2. Banyai D., Nășcuțiu L., Vaida L.: Control system for hydraulic transmissions specific to wind machines, Universitatea "Gh. Asachi" Iași, DTMM, 2010.
- 3. Bungău C.: Cercetări cu privire la reglajul automat de viteză al motoarelor hidraulice, Teză de doctorat, Universitatea Tehnică Cluj-Napoca, 2002.
- 4. Coloși T., ș.a.: Modelling and Simulation of Dynamical Systems, Casa Carții de știință, Cluj-Napoca, 1995.
- Năşcuţiu L., Banyai D., Opruţa D.: Measurement of hydraulic parameters, DTMM 2010, Buletinul Institutului Politehnic din Iași, ISSN 1244–7863, Iași, 2010.
- 6. Opruţa D.: Optimizarea constructivă a comportării statice și dinamice a aparatelor de comandă a energiei hidraulice, Teză de doctorat, Cluj-Napoca, 1998.
- 7. Vaida L.: Comanda proporțională a pompelor reglabile, Teză de doctorat, Universitatea Tehnică Cluj-Napoca, 1999.
- 8. Vasiliu N., Cătană I.: Transmisii hidraulice și electrohidraulice mașini hidraulice volumice, E.D.P., Bucuresti, 1988.
- 9. www.mathworks.com

Comparative analysis of simulations for a Combined Mechano-Hydraulic Drive

Vlad Bocanet, Liviu Vaida, Marius Bulgaru – Technical University of Cluj-Napoca

1. Introduction

Together with the technological progress of the car industry, advances were made in the field of mobile equipment used for special applications. Mobile applications are used in a wide range of fields like construction, forestry or agricultural equipment and even military applications [3]. In most cases, they require a low speed and to be able to perform under high load, due to their size and use electric, mechanical or hydraulic drives (or usually a combination of them). A widely used method of power transmission is by use of a hydrostatic transmission [1]. Hydrostatic transmissions are used most often for slow movement under high torque, because of their numerous advantages. These drives can have multiple configurations and control strategies by combining their elements (mainly pumps and motors) in accordance with the design requirements. Functionality can be added by combining it with a mechanical transmission.

Such a combined drive is used in a Romanian made scanning equipment, the ROBOSCAN 1M [2]. This is non-invasive inspection system which scans containers and trucks. The equipment is mounted on an Iveco New Daily 50C14 truck and by using gamma radiation it remotely scans the truck being inspected [4]. For the scanning equipment to work properly, the movement of the truck must be slow and steady. This movement cannot be obtained by traditional means with a standard drive. As a result, the need arises for the Combined Mechano-Hydraulic Drive (CMHD) which make it possible for the scanning truck to operate both at low speeds and with regular speed on public roads.

2. Mathematical model of the CMHD

To be able to construct the equipment, mathematical modelling was needed. As a result, the model of a first variation of the drive was built.

The model contains components of both the mechanical and the hydraulic transmissions. For some of the components simplified models were used, the main focus being the pump controller. The general schematics for the modelled components can be viewed in Figure 1.



Fig.1. General schematic of the components used in the mathematical model The following equations govern the modelled system:

$$Q_{p} = K_{p} \cdot \psi_{p} \cdot \frac{\omega_{motor}}{i_{imput}} - a_{p} \cdot p_{s} - \frac{q'_{p}}{2E} \cdot \frac{dp_{s}}{dt}$$
(1)

$$M_{p} = J_{p} \frac{d\omega_{motor}}{i_{input}} + K_{p} \cdot \psi_{p} \cdot (p_{s} - p_{l})(l + c_{fp})$$
⁽²⁾

$$Q_{M} = \frac{V_{M}}{2\pi} \cdot i_{input} \cdot \omega_{output} - a_{M} \cdot p_{M} - \frac{q'_{M}}{2E} \cdot \frac{dp_{M}}{dt}$$
(3)

$$J_{M} \frac{d\omega_{M}}{dt} + b_{M} \cdot i_{input} \cdot \omega_{output} + \frac{\omega_{M}}{|\omega_{M}|} \cdot c_{fM} \cdot p_{M} \cdot \frac{V_{M}}{2\pi} \cdot (p_{M} + p_{0}) + M_{M} =$$

$$= \frac{V_{M}}{2\pi} \cdot (p_{M} + p_{0})$$
(4)

$$\frac{M}{\pi} \cdot (p_M + p_0)$$

$$Q_p = A_2 \cdot \mathscr{A} + A_1 \cdot \mathscr{A} + \alpha \pi d_{DB} \sqrt{\frac{2p_A}{\rho}} + B_v \cdot x_{v2} \sqrt{p_A} + k_s \sqrt{p_s}$$
(5)

$$p_{s} = \frac{E}{V_{s}} (Q_{p} - Q_{s} - Q_{c}) = \frac{E}{V_{s}} (Q_{p} - k_{s} \sqrt{p_{s}} - A_{2} \cdot g - B_{v} \cdot x_{vl} \sqrt{p_{s} - p_{A}})$$
(6)

$$\mathbf{p}_{A} = \frac{E}{V_{A} + A_{I} \cdot y} (B_{v} \cdot x_{vI} \sqrt{p_{s} - p_{A}} - A_{I} \cdot \mathbf{y} - \alpha \pi d_{DB} \sqrt{\frac{2p_{A}}{\rho}} - B_{v} \cdot x_{v2} \sqrt{p_{A}}) \quad (7)$$

$$m_{v} \mathcal{K} = -k_{2}x - F_{a2} - (c_{1} + c_{2})\mathcal{K} - 2\alpha\pi d \cdot \cos\theta(x_{0} - x)(p_{s} - p_{A}) - 2\alpha\pi d \cdot \cos\theta \cdot x \cdot p_{A} + k_{em} \cdot ix$$
(8)

$$m_{p} \mathscr{B} = A_{1}p_{A} - A_{2}p_{A} + F_{a1} + k_{1}y - (c_{3} + c_{4})\mathscr{B} + F_{poz}$$
(9)

$$U_{e} = K_{p} \cdot (U_{Q} - U_{s}) + T_{d} \cdot (\mathcal{B}_{Q}^{k} - \mathcal{B}_{s}^{k}) + \frac{1}{T_{i}} \int (U_{Q} - U_{s}) dt$$
(10)

where:

Q_p	_	flow from the pump,
K_p	_	pump capacity compared with 2π ,
ψ_p	_	adjustment coefficient,
a_p	_	coefficient for pressure related losses,
p_s	_	load circuit pressure,
q'_p	_	pump capacity and the volume of fluid in inactive spaces,
Ε	_	bulk modulus,
M_p	_	torque at the pump shaft,
J_p	_	moment of inertia of the pump coupled with the electric motor,
ω_p	_	angular velocity of the pump,
b_p	_	torque losses coefficient,
ω_{motor}	_	angular velocity of the motor,
<i>i</i> _{input}	_	input transmission ratio,
c_{fp}	_	coefficient for torque losses proportional with system pressure,
Q_M	_	hydraulic motor input flow,
V_M	_	hydraulic motor capacity,
<i>i</i> output	_	output transmission ratio,
ω_{output}	_	output angular velocity,
a_M	_	gradient for static flow losses,
p_M	_	input hydraulic motor pressure,
q'_M	_	motor capacity and the volume of fluid in inactive spaces,
J_M	_	moment of inertia for the motor shaft coupled with the load,
ω_M	—	angular velocity of the motor shaft,
c_{fM}	—	dry friction coefficient,
p_0	-	stationary pressure,
M_M	_	hydraulic motor torque,
$A_{1,2}$	_	positioning motor piston control areas,
у	_	positioning motor displacement,
α	—	flow coefficient,

ho	—	fluid density,
d_{DB}	_	opening for the DB flow control valve,
B_{v}	_	bridge constant,
p_A	_	control pressure in the positioning motor chamber,
$x_{v1,2}$	_	openings for input and output resistances,
m_v	—	directional control valve spool mass,
m_p	_	positioning motor spool mass,
k_2	_	pump spring constant,
k_s	—	sensor proportionality constant,
$F_{a1,2}$	_	pretensioning forces,
C _{1,2,3,4}	—	viscos damping coefficients,
θ	-	angle between the symmetry axis of the spool and fluid flow direction,
U_e	_	error current,
U_Q	_	flow sensor current,
U_s	_	feedback current from the positioning motor sensor,
T_d	_	derivation factor,
T_i	_	integration factor.

Based on the above presented equations, the simulation model was created. The equations were solved by using models from the Simulink package of MATLAB.

3. Simulation of different variants of the CHMD

The simulation models for three possible configurations of the drive were developed and tested. The evolution of certain parameters like pressure, flow and rotation speed was monitored.

The first configuration uses a variable displacement pump in combination with a fixed displacement hydraulic motor. The scheme of the Simulink program can be seen in Figure 2. The system was tested for both sequential and individual step commands.

At one end, there's a rotation source (Motor) which is coupled to the Variable Displacement Pump (VDP) with flow control. For safety reasons a pressure relief valve is mounted on the circuit. The pump is connected by a hose to the flow control valve with which the user can control the direction of flow and the direction of rotation of the hydraulic motor respectively. The Fixed Displacement Hydraulic Motor (FDHD) is connected on one end with the flow control valve and on the axle end with the load simulation block. Parameters like flow, system pressure, output rotation speed and torque are monitored with sensors. The resulting data is displayed on a scope and stored in separate files.



The flow rate for individual steps has the evolution in Figure 3. For both speeds shown in the graph the flow rate grows constantly, its evolution being monitored by the pump controller.



Fig.3. The evolution of the flow for individual step commands, at two different input speeds for the first configuration

The pressure for the same configuration at two input speeds can be seen in Figure 4. At each step there is a pressure spike which is rapidly damped. The maximum value for the spike increases as the step command increases.



Fig.4. The evolution of the pressure for individual step commands, at two different input speeds for the first configuration

The resulting output speed, seen in Figure 5, has an evolution similar with both the flow and the pressure. Some spikes can be seen right after the ascending phase but not as great as on the pressure graph. At the end of the command another variation can be seen. These variations are most likely due to the inertia of the mechanical system.


Fig.5. The evolution of the output rotation speed for individual step commands, at two different input speeds for the first configuration



Fig.6. The evolution of the output rotation speed for sequential step commands, at two different input speeds for the first configuration

The output speed behaves in a similar way in the case of sequential step commands, as seen in Figure 6. The difference is that the spikes are smaller and because the step increase is constant, they are of similar height.

This configuration gave satisfactory results to multiple input speeds for individual step values as well as for consecutive steps. The minimum output rotation speed was 24 rpm (for an input speed of 500 rpm), which was low enough for the targeted application. The maximum output speed was of 887 rpm (for an input speed of 800 rpm), covering the necessary range of speeds.

A shortcoming of this arrangement is that when responding to a step command the pressure spiked, although it damped quickly. When using consecutive steps, the spikes had lower amplitude. To overcome this, the hydraulic capacity was varied by adding a hydraulic accumulator. The best results were obtained with a one litre accumulator.

The second configuration uses fixed displacement hydraulic machines,

fixed displacement pump (FPD) and a fixed displacement hydraulic motor (FDHM), being controlled by a proportional directional control valve (DCV). Most of the other components remained the same.



Fig.7. Simulation model for the second configuration

Because of the pressure relief valve (PRV) setting the flow is not influenced by the input speed, any excess fluid flowing through the valve once the maximum pressure is reached. As a result the only variation in evolution can be in altering the output gear ratio and thus the load on the hydraulic motor. The two chosen settings correspond to two vehicle configurations namely Iveco New Daily 50C14 and Mercedes Sprinter 510 (Figure 8).

In this case one can see the lack of spikes, because the system operates at maximum set pressure. The lack of influence of the input speed limits the output speed range to 53-513 rpm.

This is a solution that is very wasteful from an energetic point of view, because of the resistive nature of the flow control.



Fig.8. The evolution of the output rotation speed for individual step commands, for two different loads, with the second configuration

The third option (Figure 9) uses a variable displacement hydraulic (VDHM) motor in combination with a fixed displacement pump (FDP). This configuration uses a discrete directional control valve (DCV), all the other components being identical to the previous configurations.



Fig.9. Simulation model for the third configuration

In this case the evolution is opposite to the ones previously shown. When the hydraulic motor has the lowest displacement, the output speed is at its maximum and it decreases as the displacement grows (Figure 10).



Fig.10. The evolution of the output rotation speed for sequential step commands, for two different input speeds, with the third configuration

To be able to cover the speed range needed, the hydraulic machines needed to be changed with higher frame ones. This may result in an increase in purchase price as well as of the dimensions of the transmission.

One advantage of this configuration is the fact that, as the input command rises, the pressure drops. The minimum output speed obtained in this case is 172

rpm (for 500 rpm input) higher than the required value. The maximum rotation speed is 1000 rpm (800 rpm input).

4. Conclusions

By comparing the results from the simulations on the three configurations, some conclusions can be drawn. Depending on the purpose of the transmission each configuration has its advantages. For our considered application, the primary control version seams to encompass most of the characteristics needed. Primary control offers essential advantages, both constructively and functionally for operating mechanical loads characterized by high inertial values and resistant torques [5]. This configuration covers the entire range of output speed needed.

As a result of the simulations, the first configuration was built and tested on a specially designed test bench. The resulting product is the Combined Mechano-Hydraulic Drive used in the Roboscan equipment.

Bibliography

- Akkaya A.V.: Effect of bulk modulus on performance of a transmission control system, Sadhana Academy Proceedings in Engineering Sciences Vol. 31, Part 5, INDIAN ACADEMY OF SCIENCES, Bangalore, India October 2006, pp. 543–556.
- Bocanet V., Pop I.I., Chirita C.: Grup Combinat de Actionare pentru ROBOSCAN", A XI-a Conferinta Nationala multidisciplinara – cu participare internationala Profesorul DOrin PAVEL - fondatorul hidroenergeticii româneşti, Sebeş 2011, Ştiinta şi tehnica, an XI, vol. 20/2011, ISSN 2067-7138.
- 3. Ireland G. (2008, June 11): What Defence Can Learn from Motorsport. RUSI Defence Systems. Retrieved October 30, 2012, from http://www.rusi.org/publications/defencesystems/ref:A484FD1895889A, pp. 81.
- 4. Molder C., Bîzgan A., Mielica E., Iacobita A.: Automated non-intrusive cargo inspection system using gamma-ray imaging (ROBOSCAN 1M), World Scientific and Engineering Academy and Society (WSEAS) Stevens Point, Wisconsin, USA, 2009, Proceedings of the 8th WSEAS International Conference on SIGNAL PROCESSING, ROBOTICS and AUTOMATION, ISBN: 978-960-474-054-3, pp. 91-96.
- Vasiliu D., Tanasie C., Vasiliu N.: Sinteza transmisiilor hidrostatice cu reglaj primar, A doua conferinta a hidroenergeticienilor din România <Dorin Pavel>, Volumul Conferinta Hidroenergeticienilor, Bucuresti, UPB, 2002.

ROZDZIAŁ 3

UKŁADY STEROWANIA, DIAGNOSTYKI I MONITORINGU NAPĘDÓW HYDRAULICZNYCH

Struktura kinematyczna hydraulicznego manipulatora równoległego o trzech stopniach swobody

Ryszard Dindorf, Piotr Woś – Politechnika Świętokrzyska, Jerzy Wołkow – Politechnika Krakowska

1. Wprowadzenie

Rozwój automatyzacji i robotyzacji produkcji zwiększa zainteresowanie wieloosiowymi napedami hydraulicznymi w manipulatorach i robotach o strukturze kinematycznej równoległej. Równoległe struktury kinematyczne definiuje się jako połączenie platformy roboczej z podstawą za pomocą członów czynnych, które tworzą zamknięte łańcuchy kinematyczne. Platformy oparte na różnych płaskich lub przestrzennych mechanizmach równoległych mają zastosowanie w manipulatorach, robotach, obrabiarkach, teleskopach, maszynach pomiarowych, zawieszeniach pojazdów samochodowych [4]. W grupie manipulatorów o zamkniętym łańcuchu kinematycznym wyróżnia się: ramię pantografowe i manipulatory równoległe. Na bazie platformy Gough'a i Stewarda powstało szereg struktur kinematycznych równoległych typu hexapod (6 kończyn - członów czynnych) i tripod (3 kończyny - człony czynne), tricept oraz mieszanych szeregowo-równoległych. Równoległe układy kinematyczne zapewniają dużą sztywność konstrukcji i napędu oraz dużą dokładność pozycjonowania. Manipulatory platformowe (równoległe) w zakresie orientowania mają duże udźwigi i siły oddziaływania efektora, duże prędkości i przyspieszenia ruchu, ale za to małe zakresy ruchów i trudne sterowanie ruchem. Do ujednolicenia zapisu struktury kinematycznej manipulatorów i robotów równoległych wprowadzono symbole typowych czynnych i biernych połączeń kinematycznych. Zapis symboliczny równoległych struktur kinematycznych wprowadził w 1991 roku François Pierrot [6]. Nazwy struktur kinematycznych manipulatorów równoległych wynikają z liczby stopni swobody (ang. DoF - Degrees of Freedom) oraz rodzaju połączeń par kinematycznych. W grupie manipulatorów równoległych spotyka się architektury kinematyczne złożone z typowych połączeń przegubowych: obrotowych R (ang. Revolute joint) i pryzmatycznych czyli przesuwnych T (ang. Prismatic joint) o 1 stopniu swobody (1-DoF), cylindrycznych C (ang. Cylindrical joint) i uniwersalnych Kardana U (ang. Universal Cardan joint) o 2 stopniach swobody (2-DoF) oraz sferycznych S (ang. Spherical joint) i płaskich E (ang. Planar joint) o 3 stopniach swobody (3-DoF). W rodzinie manipulatorów równoległych wyróżnia się przesuwne manipulatory równoległe TPM (ang. Translational Parallel Manipulators), w których występują czynne połączenia pryzmatyczne P, które stanowia liniowe napedy siłownikowe – elektryczne, pneumatyczne lub hydrauliczne. W grupie manipulatorów równoległych z trzema kończynami spotka się struktury kinematyczne płaskie (ang. planar), np. typu: 3-RPR,

3-PRR, 3-PPR oraz struktury kinematyczne przestrzenne (ang. spatial), np. typu: 3-SPS, 3-PUU, 3-UPU, 3-UPS, 3-CPU, 3-PUS, 3-PCRR [1]. W punkcie środkowym platformy platformy umieszcza się urządzenie nazywane efektorem końcowym (ang. end effector), którym może być urządzenie chwytające (chwytak) lub narzędzia robocze. Schematy kinematyczne wybranych struktur kinematycznych manipulatorów równoległych z trzema kończynami o trzech stopniach swobody zamieszczono na rysunku 1.



Rys.1. Schemat kinematyczny przesuwnych manipulatorów równoległych o trzech stopniach swobody i strukturze: a) 3-SPS, b) 3-RPS, c) 3-PRS, d) 3-RPR

Manipulatory równoległe przesuwne o różnych strukturach kinematycznych zamieszczone na rysunku 1 mają trzy stopnie swobody, ale platforma może mieć różne ruchu przemieszczenia i obrotu w układzie współrzędnych kartezjańskich XYZ, przykładowo:

- w manipulatorze przestrzenny SPS platforma przemieszcza się w układzie współrzędnych X,Y,Z,
- w manipulatorze przestrzennym PRS platforma przemieszcza się wzdłuż współrzędnej Z (ruch pionowy) oraz obraca (przechyla) wokół współrzędnych X-Y,

 w manipulatorze płaskim RPS platforma obraca wokół współrzędnej Z oraz przemieszcza się w układzie współrzędnych X-Y.

2. Ogólny model kinematyczny hydraulicznego manipulatora równoległego z trzema kończynami o sześciu stopniach swobody

Przeprowadzono analizę kinematyczną przesuwanego manipulatora równoległego z trzema kończynami o sześciu stopniach swobody (przemieszczenie platformy w układzie XYZ i obrót platformy wokół współrzędnych XYZ). Manipulator ten składa się z nieruchomej podstawy i ruchomej platformy połączonych trzema kończynami (siłownikami) za pomocą przegubów sferycznych, którego schemat zamieszczono na rysunku 2. Model kinematyczny o sześciu stopniach swobody można uprościć do trzech stopni swobody w zależności od danej struktury kinematycznej manipulatora równoległego oraz można wykorzystać do analizy kolizji i błędów ruchu manipulatorów równoległych o trzech stopniach swobody.



Rys.2. Model kinematyczny przesuwnego manipulatora równoległego z trzema kończynami

Kąty położenia punktów A_i na nieruchomej podstawie i punktów B_i na ruchomej platformy opisuje zależność:

$$\theta_i = \frac{2\pi}{3}(i-1); \quad i = 1, 2, 3$$
(1)

Kąty położenia poszczególnych przegubów w podstawie i platformie wynoszą:

$$\theta_1 = 0^\circ, \ \theta_2 = 120^\circ, \ \theta_3 = 240^\circ.$$

Uwaga: w dalszych równaniach macierzowych przyjmuje się skróty w oznaczeniach kątów trygonometrycznych: c – cosinus, s – sinus.

Współrzędne punktów A_i^A określone na podstawie w płaszczyźnie AX₀Y₀:

$$A_{i}^{A} = \begin{bmatrix} A_{ix}^{A} \\ A_{iy}^{A} \\ A_{iz}^{A} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R \cdot c \theta_{i} \\ R \cdot s \theta_{i} \\ 0 \end{bmatrix} \Longrightarrow \begin{cases} A_{ix}^{A} = R \cdot c \theta_{i} \\ A_{iy}^{A} = R \cdot s \theta \\ A_{iz}^{A} = 0 \end{cases}$$
(2)

gdzie:

R – promień okręgu opisujący punkty podstawy,

 A_i^A – współrzędne stałych punktów na podstawie określone wektorem **R**_i:

$$R_{i} = \begin{bmatrix} R \cdot c \theta_{i} & R \cdot s \theta_{i} & 0 \end{bmatrix}^{T}$$
(3)

Po uwzględnieniu wartości kątów θ_i współrzędne wektora \mathbf{R}_i są następujące:

 $\mathbf{R}_{1}[R, 0], \mathbf{R}_{2}[-0.5 R, 0.86 R], \mathbf{R}_{3}[-0.5 R, -0.86 R]$

Współrzędne punktów B_i^B określone na ruchomej platformy w płaszczyźnie BXY:

$$B_{i}^{B} = \begin{bmatrix} B_{ix}^{B} \\ B_{iy}^{B} \\ B_{iz}^{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r \cdot c \theta_{i} \\ r \cdot s \theta_{i} \\ 0 \end{bmatrix} \Longrightarrow \begin{cases} B_{ix}^{B} = r \cdot c \theta_{i} \\ B_{iy}^{B} = r \cdot s \theta_{i} \\ B_{iz}^{B} = 0 \end{cases}$$
(4)

gdzie:

r – promień okręgu opisujący punkty platformy ruchomej,

 B_i^B _ współrzędne punktów na ruchomej platformie określone wektorem \mathbf{r}_i :

$$r_i = \left[r \cdot c \,\theta_i \, r \cdot s \,\theta_i \, 0 \right]^r \tag{5}$$

Po uwzględnieniu wartości kątów θ_l współrzędne wektora \mathbf{r}_i są następujące:

$$\mathbf{r}_1[r, 0], \mathbf{r}_2[-0.5 r, 0.86 r], \mathbf{r}_3[-0.5 r, -0.86 r].$$

Położenie punktów B_i na platformie ruchomej względem nieruchomej podstawy, która wykonuje ruchy prostoliniowe i obrotowe, zapisuje się następującym równaniem:

$$\begin{bmatrix} B_i^A \\ I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_B^A & \mathbf{p} \\ 0 & I \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_i^B \\ I \end{bmatrix} = T_B^A \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{r}_i \\ I \end{bmatrix}$$
(6)

gdzie T_B^A jest macierzą transformacji:

$$T_B^A = \begin{bmatrix} R_B^A & \mathbf{p} \\ 0 & I \end{bmatrix}$$
(7)

gdzie \mathbf{p} = jest wektorem położenia punktu środkowego B platformy (efektora) względem punktu A na podstawie:

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} x_p & y_p & z_p \end{bmatrix}^r \tag{8}$$

gdzie: x_p , y_p , z_p – współrzędne punktu środkowego (efektora) platformy ruchomej w układzie kartezjańskim XYZ.

Obrót lokalnego układu odniesienia XYZ w układzie globalnym $X_0Y_0Z_0$ można opisać wektorem orientacji trzema kątami RPY (ang. Roll-Pitch-Yaw), które oznaczają:

- R kołysanie boczne, kąt obrotu α wokół osi X,
- P kołysanie wzdłużne, kąt obrotu β wokół osi Y,
- Y zbaczanie, kąt obrotu γ wokół osi Z.

Macierz rotacji R_{R}^{A} z trzema kątami RPY określona jest następująco:

$$R_{B}^{A} = R_{BZ}(\gamma) \cdot B_{BY}(\beta) \cdot R_{BX}(\alpha) =$$

$$= \begin{bmatrix} c\gamma - s\gamma & 0 \\ s\gamma & c\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} c\beta & 0 & s\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -s\beta & 0 & c\beta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c\alpha - s\alpha \\ 0 & s\alpha & c\alpha \end{bmatrix} =$$
(9)
$$= \begin{bmatrix} c\gamma \cdot c\beta & c\gamma \cdot s\beta \cdot s\alpha - s\gamma \cdot c\alpha & c\gamma \cdot s\beta \cdot c\alpha + s\gamma \cdot s\alpha \\ s\gamma \cdot s\beta & s\gamma \cdot s\beta \cdot s\alpha + c\gamma \cdot c\alpha & s\gamma \cdot s\beta \cdot c\alpha - c\gamma \cdot s\alpha \\ -s\beta & c\beta \cdot s\alpha & c\beta \cdot c\alpha \end{bmatrix}$$

Równanie (6) w zapisie wektorowym ma postać:

$$\boldsymbol{B}_{i}^{A} = \boldsymbol{p} + \boldsymbol{R}_{B}^{A} \cdot \boldsymbol{r}_{i} \tag{10}$$

Zadanie odwrotne kinematyki polega na wyznaczeniu ruchu (przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia) siłowników, kiedy dany jest ruch (położenie, prędkość i przyspieszenie) punktu środkowego platformy (efektora, narzędzia) TCP.

Wektor członu czynnego (siłownika) od przegubu A_i^A do przegubu B_i^A wynosi:

$$\mathbf{L}_i = B_i^A - A_i^A \tag{11}$$

Po uwzględnieniu (10) i (2) otrzymuje się:

$$\mathbf{L}_{i} = \mathbf{p} + R_{B}^{A} \cdot \mathbf{r}_{i} - \mathbf{R}_{i}$$
(12)

Interpretacja graficzna równania wektorowego (12) przedstawiona została na rysunku 2.

Długości L_i wektorów Li, które są jednocześnie długościami członów czynnych (siłowników), oblicza się według wzoru:

$$L_i = \sqrt{\mathbf{L}_i^T \cdot \mathbf{L}_i} \tag{13}$$

Po zróżniczkowaniu (12) po czasie i wykorzystując własności pochodnej rotacji otrzymuje się:

$$\mathbf{E}_{l}^{\mathbf{c}} = \mathbf{p}^{\mathbf{c}} + \mathbf{k}_{B}^{\mathbf{c}A} \cdot \mathbf{r}_{i} = \mathbf{v} + \mathbf{\omega} \times \mathbf{R}_{B}^{A} \cdot \mathbf{r}_{i}$$
(14)

gdzie **p** jest wektor prędkości liniowej:

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} \mathbf{v}_x & \mathbf{v}_y & \mathbf{v}_z \end{bmatrix}^T \tag{15}$$

a ω jest wektorem prędkości kątowej:

$$\boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_x & \omega_y & \omega_z \end{bmatrix}^T \tag{16}$$

Na podstawie zależności (14) określono prędkość członów czynnych (siłowników hydraulicznych):

$$\mathbf{E}_{t}^{\mathbf{v}} = \mathbf{u}_{i}^{T} \cdot \mathbf{E}_{t}^{\mathbf{v}} = \mathbf{u}_{i}^{T} \cdot \mathbf{v} + \mathbf{u}_{i}^{T} \cdot \boldsymbol{\omega} \times R_{B}^{A} \cdot \mathbf{r}_{i}$$
(17)

3. Struktura kinematyczna hydraulicznego manipulatora równoległego o trzech stopniach swobody

W Katedrze Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach zbudowano prototyp hydraulicznego manipulatora równoległego (HMR), który składa się z nieruchomej podstawy, ruchomej platformy, trzech liniowych napędów

hydraulicznych (zintegrowanych osi elektrohydraulicznych) oraz połączeń przegubowych. Widok ogólny i wybrane szczegóły konstrukcyjne hydraulicznego manipulatora równoległego zmieszczono na rysunku 3.



Rys.3. Widok hydraulicznego manipulatora równoległego

Model bryłowy hydraulicznego manipulatora równoległego wykonany w programie Solid Works zamieszczono na rysunku 4.

Przegubami pryzmatycznymi P hydraulicznego manipulatora równoległego są trzy jednakowe zintegrowane osie elektrohydrauliczne, które składają się z siłowników hydraulicznych zintegrowanych z proporcjonalnymi zaworami rozdzielającymi typu 4WRSE firmy Bosch Rexroth [2]. Pojedyncza zintegrowana oś elektrohydrauliczna składa się z siłownika typu CS z wewnętrznym magnetostrykcyjnym systemem pomiaru położenia Novostrictive® zintegrowanego zewnętrznie z 4/3 rozdzielaczem regulacyjnym sterowanym bezpośrednio typu 4WRSE. Parametry siłowników: średnica tłoka D = 40 mm, średnica tłoczyska d = 28 mm, długość skoku h = 220 mm, Nominalne ciśnienie p=160 bar. Zakres zmiany długości członów czynnych (siłowników hydraulicznych) wynosi:

$$L_i = L_{si} + h \tag{18}$$

gdzie:

- L_{si} długości siłowników w stanie początkowym przy skrajnym położeniu tłoka z uwzględnieniem długości mocowania tłoczyska w przegubie obrotowym, $L_{si} = 425$ mm,
- h_i skok siłowników, h_i = 220 mm.





Schemat i widok zintegrowanej osi elektrohydraulicznej przedstawia rysunek 5. Zintegrowane napędy hydrauliczne osadzone są na wałkach obrotowych umieszczonych w podporach, które zostały równomiernie rozmieszczone w podstawy o kąty 120° . Podstawy siłowników wykonane zostały w postaci tulei z osadzonymi dwoma łożyskami ślizgowymi. Tuleje przykręcone są do podstawy na obwodzie o promieniu R = 250 mm. Tłoczyska siłowników połączono przegubami obrotowymi na obwodzie platformy o promieniu r = 130 mm. Złącze przegubowe platformy (1 główne i 2 pomocnicze) osadzone zostały na wspólnym sworzniu.



Rys.5. Schemat (a) i widok (b) zintegrowanej osi elektrohydraulicznej firmy Bosch Rexroth: 1 – siłownik typu CS, 2 – magnetostrykcyjny przetwornik położenia typu TMI, 3 – rozdzielacz regulacyjny typu 4WRSE, 4 – regulator zaworu typu 4WRSE



Rys.6. Model i schemat kinematyczny hydraulicznego manipulatora równoległego [5]: R - przeguby obrotowe, P - przeguby pryzmatyczne, TCP - punkt centralny narzędzia

Zamknięte łańcuchy kinematyczne hydraulicznego manipulator równoległego tworzą strukturę 3-RRPRR, w której występują przeguby obrotowe R i przeguby pryzmatyczne P. Model i schemat kinematyczny hydraulicznego manipulatora równoległego o strukturze 3-RRPRR zmieszczono na rysunku 6.

Połączenia przegubowe zastosowane w hydraulicznym manipulatorze równoległych o strukturze kinematycznej 3-RRPRR zamieszczono w tabeli 1. Przeguby obrotowe R służą do połączenia przegubów pryzmatycznych (liniowych siłowników hydraulicznych) z nieruchoma podstawą i ruchomą platformą. Przegub płaski E w platformie ruchomej tworzą tworzą trzy przeguby obrotowe R połączone na wspólnym sworzniu, który jest punktem końcowym platformy (end efector) lub punktem centralnym narzędzia TCP (Tool Center Point).

			Tabela 1
Rodzaj przegubu	Symbol	Stopnie swobody f	Schemat przegubu
Obrotowy (Revolute joint)	R	1	a start of the sta
Pryzmatyczny (Prismatic joint)	Р	1	
Płaski (Planar joint)	E(3R)	3	

Schematy połączeń przegubowych zastosowanych w manipulatorze równoległym o strukturze kinematycznej 3-RRPRR

W oparciu o schematy połączeń przegubowych określonych w tabeli 1 stworzono schemat struktury kinematycznej hydraulicznego manipulatora równoległego, który zamieszczono na rysunku 7.



Rys.7. Schemat struktury kinematycznej hydraulicznego manipulatora równoległego o strukturze 3-RRPRR: *R* – *przeguby obrotowe (człony bierne), P* – *przeguby pryzmatyczne (człony czynne), E* – *przegub plaski (człon bierny)*

4. Ruchliwość hydraulicznego manipulatora równoległego 3-RRPRR

Do określenia ruchliwości (ang. mobility) robotów równoległych przestrzennych (ang. spatial) z nieruchomą podstawą stosuje się zależność CGK (Chebychev-Grübler-Kutzbach) określoną następującym wzorem [3]:

$$R = 6 \cdot (n - i - 1) + \sum_{i=1}^{n} f_i$$
(19)

gdzie:

R – ruchliwość mechanizmu manipulatora,

- n liczba członów ruchomych z podstawą,
- *i* liczba przegubów,
- f_i liczba stopni swobody przegubów.

Korzystając ze wzoru (19) obliczono ruchliwość R robota równoległego o strukturze kinematycznej 3-RRPRR przedstawionej na rysunku 5:

$$R = 6 \cdot (n - i - 1) + \sum_{i=1}^{n} f_i = 6 \cdot (14 - 15 - 1) + 15 = 3$$
(20)

gdzie:

n – liczba członów ruchomych z podstawą:

$$n = n_{pr} + n_{cn} + n_{po} + n_{pd} = 4 + 6 + 3 + 1 = 14$$
(21)

 n_{pr} – liczba członów ruchomych w platformie (1 złącze główne, 2 złącze pomocnicze, 1 sworzeń główny), $n_{pr} = 4$,

- n_{cn} liczba członów ruchomych w członach napędowych (cylinder, tłoczysko), $n_{cn} = 6$,
- n_{po} liczba członów ruchomych w podstawie (podparcie siłowników), $n_{po} = 3$,

 n_{pd} – podstawa, $n_{pd} = 1$.

i – liczba przegubów:

$$i = i_{pr} + i_{cn} + i_{po} = 6 + 3 + 6 = 15$$
(22)

 i_{pr} – liczba przegubów w platformy ruchomej: 3 obrotowe R i jeden płaski E(3R), $i_{pr} = 3.1+3=6$,

 i_{cn} – liczba przegubów pryzmatycznych P (członach napędowych), $i_{cn} = 3$,

 i_{po} – liczba przegubów obrotowych R w podstawie, $i_{po} = 3.2=6$.

f – liczba stopni swobody przegubów:

$$\sum_{i=1}^{n} f_{i} = f_{pr} + f_{pp} + f_{cn} + f_{po} = 3 + 3 + 3 + 6 = 15$$
(23)

- f_{pr} liczba stopni swobody 3 przegubów obrotowych R w platformie, $f_{pr} = 3$,
- f_{pp} liczba stopni swobody przegubu płaskiego E(3R) w platformie, $f_{pp} = 3$,
- f_{cn} liczba stopni swobody 3 przegubów pryzmatycznych (czynnych członów napędowych), $f_{cn} = 3$,

$$f_{po}$$
 – liczba stopni swobody 6 przegubów obrotowych w podstawie, $f_p = 6$.

Zastosowanie wzoru CGK może czasami prowadzić do pomyłek, jeżeli nie uwzględni się geometrycznych związków między połączeniami ruchomymi, np. w przypadku analizowanego hydraulicznego manipulatora równoległego uwzględniono złącza przegubowe w platformie (patrz rysunek 4).

5. Trajektoria ruchu platformy hydraulicznego manipulatora równoległego o strukturze 3-RRPRR

Platforma hydraulicznego manipulatora równoległego o strukturze kinematycznej 3-RRPRR ma trzy stopnie swobody związane z jej przemieszczeniem w układzie kartezjańskim XYZ w granicach obszaru roboczego tego manipulatora. Ponieważ platforma nie ma możliwości obrotu wokół współrzędnych XYZ, dlatego kąty RPY wynoszą: $\alpha = 0$, $\beta = 0$ i $\gamma = 0$, a wtedy macierz rotacji (9) ma postać:

$$R_{B}^{A} == \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$
(24)

Po uwzględnieniu macierzy rotacji (24) w równaniu (12) otrzymuje się:

$$\mathbf{L}_i = \mathbf{p} + \mathbf{r}_i - \mathbf{R}_i \tag{25}$$

Korzystając z kinematyki odwrotnej hydraulicznego manipulatora równoległego, określonej równaniem (25), wyznaczono według wzoru (13) zmiany długości L_i siłowników hydraulicznych dla zadanej trajektorii ruchu punktu środkowego platformy, określonej. W stosunku do podstawy wektor $\mathbf{p}(x_p, y_p, z_p)$ punktu środkowego platformy przyjmuje we współrzędnych prostokątnych XYZ położenie początkowe: $x_p = 0$, $y_p = 0$, $z_p = z_{p0}$.

Dla współrzędnych położenia początkowego punktu środkowego platformy długości siłowników hydraulicznych wynoszą:

$$L_i = L_{0i} \pm \Delta L_i \tag{26}$$

gdzie:

 L_{0i} – długości siłowników w stanie początkowym, przy początkowym wysunięciem tłoczyska siłownika,

 ΔL_i – zmiana długości (skoku) siłowników.



Rys.8. Liniowa trajektoria ruchu punktu środkowego platformy manipulatora równoległego i zmiany długości siłowników hydraulicznych

W oparciu o odwrotną kinematykę hydraulicznego manipulatora równoległego o strukturze 3-RRPRR przeprowadzono obliczenia w programie

Matlab/Simulink, które polegały na tym, że dla zadanej trajektorii ruchu punktu środkowego platformy określano długości siłowników hydraulicznych, z których wynikają skoki siłowników. Sterowanie pozycyjne hydraulicznego manipulatora równoległego o strukturze kinematycznej 3-RRPRR określone na podstawie jego modelu kinematycznego analizowano w pracach [7] i [8]. Przykładowe trajektorie ruchu liniowego i spiralnego punktu środkowe platformy oraz odpowiadające im zmiany długości siłowników hydraulicznych od stanu początkowego $L_{0i} = 520$ mm zamieszczono na rysunkach 8 i 9. Zmiany długości siłowników hydraulicznych określone zostały do kolejnych kroków N trajektorii ruchu platformy.



Rys.9. Spiralna trajektoria ruchu punktu środkowego platformy manipulatora równoległego i zmiany długości siłowników hydraulicznych

6. Podsumowanie

W Katedrze Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach zbudowano prototyp manipulatora równoległego z napędem hydraulicznym o trzech stopniach swobody. Przestrzenny manipulator równoległy składa się ze stałej podstawy, ruchomej platformy oraz trzech liniowych napędów hydraulicznych

połączonych przegubami. Zamknięte łańcuchy kinematyczne hydraulicznego manipulator równoległego tworzą strukturę 3-RRPRR, w której występują przeguby obrotowe R i przeguby pryzmatyczne P. Przegubami pryzmatycznymi P są trzy jednakowe zintegrowane osie elektrohydrauliczne, które składają się z siłowników hydraulicznych zintegrowanych z proporcjonalnymi zaworami rozdzielającymi typu 4WRSE. Przedstawiono ogólny model kinematyczny manipulatora równoległego z trzema kończynami o sześciu stopniach swobody, który można uprościć do trzech stopni swobody w zależności od danej struktury kinematycznej manipulatora równoległego oraz można wykorzystać w analizy kolizji ruchu manipulatora równoległych. Korzystając z kinematyki odwrotnej hydraulicznego manipulatora równoległego (HMR) wyznaczono zmiany długości L_i siłowników hydraulicznych dla zadanej trajektorii ruchu punktu środkowego ruchomej platformy określonej przez wektor współrzędnych konfiguracyjnym.

Literatura

- 1. diGregorio R. V.: A translational 3-DoF parallel manipulator. In ARK 29 Juin-4 Juillet, 1998.
- 2. Dindorf R., Woś P., Wołkow J.: Zintegrowane układu elektrohydrauliczne. Monografia Biblioteka CYLINDER, KOMAG Gliwice 2010.
- 3. Gogu G.: Chebychev–Grübler–Kutzbach's criterion for mobility calculation of multi-loop mechanisms revisited via theory of linear transformations. European Journal of Mechanics A/Solids, 24, 2005.
- 4. Merlet J.P.: Les robots paralelles. 2e édition. Hermes, Paris, 1997.
- 5. Ogorzałek K.: Opracowanie i wykonanie manipulatora elektrohydraulicznego o strukturze równoległej. Praca dyplomowa. WMiBM, PŚk, Kielce 2012.
- 6. Tsai L-W.: Robot Analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators. John Wiley & Sons, New York 1999.
- 7. Woś P., Dindorf R.: Adaptive control of a parallel manipulator driven by electro-hydraulic cylinders. International Journal of Applied Mechanics and Engineering, Vol.17, No.3, 2012.
- Woś P., Dindorf R., Mazur S.: Design and control of a 3-axis parallel electro-hydraulic manipulator. RTS'2013 – Radienie Tekutinowých Systémov 2013, 13th International Scientific and Engineering Conference "Control of Fluid System". June, 05-07 2012, Piešťany, Slovak Republic.

Budowa i sterowanie manipulatora typu Tripod z napędem hydraulicznym

Piotr Woś, Ryszard Dindorf - Politechnika Świętokrzyska

1. Wstęp

Manipulator równoległy jest mechanizmem o zamkniętym łańcuchu kinematycznym, którego efektor połączony jest z podstawą za pomocą kilku niezależnych łańcuchów kinematycznych [4, 7]. Manipulatory równoległe posiadają wiele zalet pod względem sztywności, dokładności i zdolności do manipulowania elementami ciężkimi w porównaniu do manipulatorów szeregowych. Niewielka masa własna ruchomych członów manipulatora sprawia, że można uzyskać znaczne przyspieszenia platformy roboczej. Wysoka sztywność struktury wynika z tego, że siła występujaca na efektorze przenoszona jest za pomocą kilku równolegle funkcjonujących ze sobą ramion. Zalety te okupione są pewnymi wadami, do których można zaliczyć [6]: ograniczenia przestrzeni roboczej, trudne do wyznaczenia bezpośrednie parametry geometrycznokinematyczne i stawianie wysokich wymagań dla układów sterowań, gdyż prowadzone zmiany we współrzędnych dotyczą każdej z osi układu współrzędnego. Manipulatory równoległe spotyka się najczęściej, jako rozwiązanie z trzema bądź sześcioma ramionami. Nazwy są adekwatnie do liczby napędów tj.: tripod lub hexapod. Manipulatory o takiej konstrukcji dzieki dużej dokładności pozycjonowania stosuje się w technice montażowej, pomiarowej oraz jako obrabiarki w procesach technologicznych [5]. Przy projektowaniu tego typu konstrukcji, jako człony aktywne konstruktorzy wykorzystują głównie napędy elektryczne, które stanowią około 80% całości możliwych zastosowań [8]. Napędy elektryczne to zazwyczaj silniki prądu stałego, silniki prądu przemiennego oraz silniki krokowe. Cechuja się wysoka niezawodnościa, dobrymi własnościami dynamicznymi i stosunkowo małymi rozmiarami, są dokładne i precyzyjne. Drugą grupę stanowią napędy hydrauliczne, które pomimo wzrostu zastosowania napędów elektrycznych nadal stosowane są tam, gdzie chodzi o duże prędkości przemieszczania przy znacznych obciążeniach. Napędy hydrauliczne stosowane są głównie do konstrukcji wzorowanych na platformie Stewarta lub Gougha [6, 9]. Rozwiązania te wykorzystywane są w przemyśle lotniczym i motoryzacyjnym, jako platformy do symulatorów działania maszyn jeżdżących i latających. Obecnie przemysł w duży stopniu korzysta z możliwości, jakie daje zastosowanie obrabiarek i robotów o równoległej kinematyce. Wiąże się to z dużą sztywnością, wysokimi prędkościami oraz z wykorzystaniem w strukturach równoległych powtarzających sie zespołów, które mając ujednoliconą budowę i tworzą grupy o wspólnych cechach kinematycznych [4]. Konstrukcja manipulatora Tripod przedstawiona w monografii jest oryginalnym rozwiązaniem dotyczącym zastosowania napędów elektrohydraulicznych dla manipulatora o konstrukcji równoległej.

2. Budowa manipulatora

Model bryłowy trzyosiowego manipulatora elektrohydraulicznego o strukturze równoległej wykonano w specjalistycznym programie do projektowania *SolidWorks*. Na rysunku 1 przedstawiono widok prototypu manipulatora. Cała konstrukcja została opracowana, jako stanowisko badawczodydaktyczne i przeznaczona do badań nad wielowymiarowymi algorytmami sterowania serwomechanizmami elektrohydraulicznymi.



Rys.1. Prototyp manipulatora *Tripod: 1 – siłownik hydrauliczny wraz z mechanizmem liniowym, 2 – zawór sterujący, 3 – złącze główne platformy, 4 - przegub łączący siłownik z podstawą, 5-podstawa, 6 – czujnik położenia*

Manipulator (rys. 1) spoczywa na podstawie (5) w kształcie trójkąta równobocznego. W wierzchołkach podstawy znajdują się obrotowe tuleje (4), które umożliwiają zamontowanie przegubu łączącego siłownik z podstawą (3). Elementami czynnymi manipulatora są trzy identyczne serwomechanizmy elektrohydrauliczne (1). Do siłowników zamontowano elektrohydrauliczne proporcjonalne rozdzielacze sterujące 4/3. Do określenia pozycji poszczególnych tłoczysk siłowników wykorzystano czujniki magnetostrykcyjne. W celu eliminacji ruchu obrotowego wokół własnej osi zastosowano dodatkową blokadę obrotu tłoczyska siłownika hydraulicznego. Blokada zamocowana do górnej części serwomechanizmu zapewnia uzyskanie ruchomej platformie manipulatora trzy stopnie swobody. Rysunek 2 przedstawia blokadę ruchu obrotu tłoczyska z opisem poszczególnych elementów.

Elementem wykonawczym manipulatora jest ruchoma platforma, przedstawiona na rysunku 3, którą połączono przegubowo z końcówkami tłoczysk siłowników (osi napędowych manipulatora). Platforma składa się z uchwytu głównego (1) oraz dwóch identycznych uchwytów pomocniczych (2), obróconych względem siebie o kąt 120°. Do połączenia wszystkich trzech elementów zastosowano gwintowany sworzeń (3). Zakończenie sworznia daje możliwość zamocowania dowolnej końcówki (efektora) do ruchomej platformy.



Rys.2. Blokada obrotu tłoczyska serwomechanizmu: 1 – tuleja gwintowana, 2 – tuleje prowadzące, 3 – łącznik, 4 – wałek prowadzący, 5,6 – nakrętki, 7,8 – kołnierze mocujące



Rys.3. Ruchoma platforma manipulatora: 1 – złącze główne, 2 – złącza pomocnicze, 3 – sworzeń główny, 4 – sworznie pomocnicze

3. Struktura kinematyczna manipulatora

Podstawowym zagadnieniem analizy struktury kinematycznej jest prawidłowe zaplanowanie trajektorii ruchu manipulatora. Zadanie to traktujemy, jako wyznaczenie toru przejścia pomiędzy punktem początkowym i końcowym ruchu efektora. Konieczne jest również określenie przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń dla połączeń ruchowych. Przy projektowaniu manipulatora ważnym zagadnieniem jest rozwiązanie zagadnień dotyczących kinematyki prostej i odwrotnej. Zadanie proste kinematyki polega na wyznaczeniu położenia platformy ruchomej i jest odwzorowaniem położenia układu we współrzędnych konfiguracyjnych do położenia układu w przestrzeni kartezjańskiej. Znając zbiór wartości przemieszczeń liniowych serwomechanizmów elektrohydraulicznych i kątowych poszczególnych połączeń ruchowych manipulatora można wyznaczyć pozycję jego członu wykonawczego [6]. Odwrotne zadanie kinematyki jest trudniejsze do rozwiązania i polega na

ustaleniu wartości i konfiguracji poszczególnych położeń członów napędowych manipulatora. Warunkiem jest znajomość orientacji i położeń końcówki roboczej w przestrzeni kartezjańskiej. Należy wyznaczyć wszystkie możliwe wartości przemieszczeń liniowych i kątowych, które odpowiadają za osiągnięcie zadanych położeń oraz orientację manipulatora. Rozwiązanie prostego i odwrotnego zadania kinematyki jest niezbędne w pozycjonowaniu, sterowaniu i kontroli manipulatora wzdłuż zadanej krzywej w przestrzeni kartezjańskiej [9, 10].



Rys.4. Schemat kinematyczny manipulatora: *R* - *rotacyjne pary kinematyczne*, *P* - *przesuwne pary kinematyczne*

Na rysunku 4 przedstawiono schemat kinematyczny manipulatora. Przez *R* oznaczono pary kinematyczne klasy V wykonujące ruch rotacyjny, a przez *P* pary pryzmatyczne. Taka struktura zapewnia ruchomej platformie roboczej równoległą orientację w przestrzeni w odniesieniu do nieruchomej podstawy. Poszczególne ramiona manipulatora tworzą zamknięty łańcuch kinematyczny. Równoczesne sterowanie członami czynnymi w postaci trzech jednakowych serwomechanizmów umożliwia poruszanie platformą.

Na rysunku 5a przedstawiono strukturę kinematyczną manipulatora, w której opisano podstawowe wielkości geometryczne. Na człony napędowe w projektowanym manipulatorze składają się trzy serwomechanizmy elektrodrauliczne, zapewniające trzy stopnie swobody (W=3). Odległość A to przesunięcie zamocowania tłoczysk siłowników od osi manipulatora. Wymiar L_n to wymiar oznaczający długość wysunięcia siłownika. Miejsca zamocowania serwomechanizmów przedstawiono na rysunku 5b, jako punkty O_1 , O_2 , O_3 usytuowane na okręgu o promieniu r=A+S.



Rys.5. Kinematyczna struktura manipulatora

3.1. Mechatroniczne rozwiązanie zadań kinematyki

Opracowanie układu sterowania manipulatora jest zadaniem złożonym i wymaga m.in.: analizy parametrów ruchu efektora, opracowania algorytmów wyznaczania bezkolizyjnych torów ruchu napedów i wyznaczenia strefy roboczej manipulatora w funkcji przemieszczenia jego napędów. Cały proces wymaga wykonania wielu prób i modyfikacji. Dlatego wymienione zadania zostały opracowane z wykorzystaniem oprogramowania **SolidWorks** (opracowanie modelu bryłowego) i Matlab/Simulink (implementacja i przeprowadzenie badań symulacyjnych). Oprogramowanie to umożliwia zaprojektowanie wirtualnego modelu i sprawdzenie jego zachowań przy ustalonych warunkach początkowych. Dzięki takiemu rozwiązaniu proces projektowania został znacząco usprawniony i przyspieszony. Za pomocą pakietu narzędziowego SimMechanics możliwe było zaimportowanie gotowego modelu bryłowego z SolidWorks do Matlab/Simulink. Umożliwiło to stworzenie struktur dla rozwiązań kinematyki prostej i odwrotnej. Na rysunku 6 pokazano schemat blokowy SimMechanics wykorzystany do badań symulacyjnych wyznaczania parametrów ruchu.



Rys.6. Schemat blokowy SimMechanics



Rys.7. Model wirtualny *SimMechanics* i wykresy punktów trajektorii ruchu manipulatora

Schemat (rys. 6) zawiera bloki funkcyjne tj.: *Revolute i Prismatic*, które zapewniają ruch rotacyjny i translacyjny. Natomiast *Joint Actuator i Body Sensor* umożliwiają odpowiednio: wywarcie siły na wygenerowane wiązanie i pomiar położenia członu, do którego jest podłączony. Pozostałe elementy schematu to fizykalne elementy manipulatora, jakimi są złącza, przeguby, cylindry i tłoczyska zawierające informuje o ich masie. Oprogramowanie to posłużyło do wyznaczenia przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia dla punktu środkowego łączącego poszczególne ramiona manipulatora przy zadanych przemieszczeniach serwonapędów. Model ten umożliwia również określenie prędkości i przyspieszeń w pozostałych członach ruchowych konstrukcji. Dodatkowo oprogramowanie zapewnia wizualizacje ruchu manipulatora.

Na rysunku 7 przedstawiono model wirtualny *SimMechanics* i przykładowe wykresy punktów trajektorii ruchu manipulatora.

4. Układ sterowania

W czasie projektowania założono wykorzystanie manipulatora do badań w najszerszej grupie zadań tj. maszyny technologiczne silnie obciążone. W tego typu maszynach, przede wszystkim zwraca się uwagę na utrzymaniu dużej dokładności pozycjonowania w każdym miejscu przestrzeni roboczej. Aby zapewnić wymaganą jakość systemu sterownia w układzie zastosowano regulator adaptacyjny [10]. Spotykane współcześnie regulatory o charakterze adaptacyjnym budowane są, jako układy z programowym doborem nastaw (ang. *gain-scheduling*), układy samo-nastrajające się (ang. *self-tuning*) i układy z automatycznym doborem nastaw (ang. *auto-tuning*). W teorii adaptacyjnych układów sterowania popularną metodą formułowania zadania jest zdefiniowanie modelu odniesienia (ang. *Model Reference Adaptive Systems*), w którym stała kontrola parametrów sterowanego procesu jest realizowana przez porównywanie sygnału wyjściowego obiektu z sygnałem wyjściowym modelu parametrycznego [2].

W układzie sterowania wykorzystano sterownik zaprojektowany na sprzęcie do szybkiego prototypowania (*Rapid Control Prototyping* – RCP) [3], który współpracuje z rzeczywistym manipulatorem. Szybkie prototypowanie w sterowaniu zaliczamy do systemów symulacji w czasie rzeczywistym. Decydującym czynnikiem szybkiego prototypowania jest proces przenoszenia kodu wirtualnego pulpitu Matlab/Simulink do urządzenia odpowiedzialnego za szybkie prototypowanie [1]. W układzie sterowania manipulatora zastosowano zestaw komputerowy xPC Target wyposażony w karty przetworników C/A i A/C typu PCI-DAS1602/16 firmy Measurement Computing Corporation. Do sterowania manipulatorem wykorzystano układ, który w sposób blokowy przedstawiono na rysunku 8.



Rys.8. Adaptacyjny układ stertowania manipulatorem Tripod

W przedstawionym adaptacyjnym układzie sterowania (rys. 8), podstawowym elementem systemu jest identyfikacja parametryczna elektrohydraulicznego układu napędowego manipulatora. W procesie tym system sterowania otrzymuje stale uaktualniany dyskretny parametryczny model obiektu (1) [2]. W tym przypadku dla obiektu wielowymiarowego (p = 3) metoda identyfikacji jest rozszerzeniem ilościowym dla obiektów jednowymiarowych.

Do projektowania algorytmów regulacji układu elektrohydraulicznego wykorzystano wielowymiarowy model deterministyczny *ARX*:

$$\overline{y}_{t} = \frac{\mathbf{B}(q^{-1})}{\mathbf{A}(q^{-1})}\overline{u}_{t-d} + \overline{\xi}_{t}$$
(1)

gdzie \overline{y}_t , \overline{u}_t są odpowiednio p i m wymiarowymi wektorami wyjścia i sterowania w dyskretnej chwili t. Natomiast $\mathbf{A}(q^{-1})$, $\mathbf{B}(q^{-1})$ są macierzami wielomianowymi o wymiarze ($p \ge m$) wyróżnionymi operatorem przesunięcia o jedną próbkę wstecz q^{-1} :

$$\mathbf{A}(q^{-1}) = \mathbf{I} + \mathbf{A}_{1}q^{-1} + \Lambda + \mathbf{A}_{n\mathbf{A}}q^{-n\mathbf{A}}$$
$$\mathbf{B}(q^{-1}) = \mathbf{B}_{1}q^{-1} + \Lambda + \mathbf{B}_{n\mathbf{B}}^{-n\mathbf{B}}$$
(2)

Sparametryzowany model (1) posłużył do zaprojektowania adaptacyjnego regulatora PID. Idea regulatora PID (ang. *Proportional Integral Derivative Controller*) jest ogólnie znana. Problematycznym staje się proces tzw. strojenia regulatora. W układzie regulacji synteza regulatora odbywa się poprzez określenie nastaw regulatora metodą drgań krytycznych (*Zieglera-Nicholsa*)

tzn.; wyznaczenie wzmocnienia krytycznego K_{kr} okresu krytycznego T_{kr} , a następnie określenie funkcji wyjścia regulatora *u*.

Regulator PID na podstawie ciągu wartości dyskretnych uchybu regulacji określa ciąg dyskretnych wartości sygnału sterującego u_k :

$$u_{k} = K_{P} \left[e_{k} - e_{k-1} + \frac{T_{D}}{T_{I}} e_{k} + \frac{T_{D}}{T_{P}} \left(e_{k} - 2e_{k-1} - e_{k-2} \right) \right] + u_{k-1}$$
(3)

gdzie:

$$K_p = 0.6K_{kr}, T_I = 0.5T_{kr}, T_D = 0.125T_{kr}$$

Optymalne nastawy regulatora PID uzależnione są od współczynnika wzmocnienia K_{kr} określonego na granicy stabilności systemu przy regulacji proporcjonalnej (typu P) i okresu drgań T_{kr} dla granicy stabilności (rys. 9). Cały proces doboru nastaw regulatora odbywa się w czasie rzeczywistym przez cały okres pracy systemu [10].



Rys.9. Przebiegi parametrów K_{kr} , T_{kr} dla regulatora PID

5. Badania eksperymentalne

W monografii badano wpływ częstotliwości ruchu elektrohydraulicznych serwomechanizmów osi napędowych manipulatora według zadanej trajektorii sinusoidalnej. Na rysunku 10 przedstawiono przebiegi procesu regulacji dla wybranych częstotliwości wymuszeń (od 0,16 Hz do 1,59 Hz). Na dokładność nadążani według zadanej trajektorii maja wpływ takie czynniki jak: sztywność i brak niepożądanych luzów konstrukcji manipulatora, jak również klasa układu regulacji. Ważnym czynnikiem ograniczającym równomierność pracy układu nadążnego układu napędowego jest zachowanie się układu w stanach nieustalonych. Szczególnie to dotyczy stanu, w jakim się znajduje elektrohydrauliczny układ napędowy w czasie zmian obciążenia roboczego [2, 11].



Rys.10. Przemieszczenie osi napędowych manipulatora Tripod

6. Podsumowanie

W monografii przedstawiono budowę prototypu manipulatora elektrohydraulicznego o trzech stopniach swobody, dla którego zastosowano adaptacyjny układ sterowania. Przedstawione opracowania i badania skupiły się na budowie manipulatora wykorzystującego algorytm sterowania umożliwiający osiągnięcie wysokiej dokładności pozycjonowania przemieszczeń. Regulator adaptacyjny dostosowujący się do dynamicznych zmian sił działających na manipulator, zapewniający płynność i równomierność, jak również najdokładniejsze odtwarzanie zadanej trajektorii ruchu, będzie przedmiotem dalszych badań [11].

Literatura

- Dindorf R., Łaski P., Takosoglu J., Woś P.: Rozproszony system sterowania czasu rzeczywistego do serwonapędów płynowych; Czasopismo Techniczne; 4-M/2011/A, Z.7, 2011.
- 2. Dindorf R., Woś P.: Adaptive control of an electro-hydraulic servo-system; International Journal of Applied Mechanics and Engineering; Vol.15, No 3, pp. 657-666, 2010.
- Dindorf R., Woś P.: Szybkie prototypowanie układu regulacji napędu elektrohydraulicznego; Napędy i Sterowanie - Miesięcznik Techniczno-Informacyjny; Nr 10, s.18-22, 2005.
- 4. Lung-Wen Tsai, Robot Analysis. The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators, John Wiley & Sons, Inc, 1999.

- Woś P., Dindorf R., Mazur S.: Design and control of a 3-axis parallel electro-hydraulic manipulator. RTS'2013 – Radienie Tekutinowých Systémov 2013, 13th International Scientific and Engineering Conference "Control of Fluid System". June, 05-07 2012, Piešťany, Slovak Republic.
- 6. Merlet J..: Parallel robot, Springer Verlag, New York, London, 2006.
- Tlusty, J., Ziegert, J., Ridgeway, S.: Fundamental Comparison of the Use of Serial and Parallel Kinematics for Machine Tools, Annals of the CIRP, 48/1:351-356, 1999.
- 8. Tsai L-W.: Robot Analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators, John Wiley & Sons, New York, 1999.
- 9. Woś P., Dindorf R., Łaski P., Takosoglu J.: Koncepcja sterowania elektrohydraulicznym manipulatorem typu Tricept; Hydraulika i Pneumatyka; Nr 1, s. 9-13, 2011.
- 10. Woś P., Dindorf R.: Adaptive control of a parallel manipulator driven by electro-hydraulic cylinders;; International Journal of Applied Mechanics and Engineering; Vol.17, No 3, pp. 1061-1071, 2012.
- 11. Woś P., Dindorf R.: Metody adaptacyjne stosowane w regulacji pozycyjnosiłowej serwonapędu elektrohydraulicznego; Hydraulika i Pneumatyka; Nr 1, s. 11-14, 2012.

Sprawność energetyczna napędu hydrostatycznego ze sterowaniem proporcjonalnym na tle sterowania objętościowego

Grzegorz Skorek – Akademia Morska w Gdyni

1. Wprowadzenie

W celu poszukiwania rozwiązań energooszczędnych opracowuje się i doskonali metody obliczeniowe sprawności energetycznej układów wykorzystujące wspomaganie komputerowe.

Układy hydrostatyczne odgrywają w nowoczesnych maszynach bardzo ważną rolę. Duża liczba obecnie budowanych maszyn ma mniej lub bardziej rozbudowane układy napędowe hydrostatyczne lub elektrohydrostatyczne, a w wielu z nich układy te stanowią najważniejszą ich część. Elementy wykonawcze, jakimi są silniki hydrauliczne liniowe – siłowniki znalazły, między innymi, szerokie zastosowanie w maszynach i urządzeniach lądowych oraz okrętowych. Niezaprzeczalnymi zaletami siłowników są: możliwość realizacji ruchu postępowego, niezawodność, prostota konstrukcji, stosunek siły użytecznej do masy elementu.

Wymagana prędkość v_M i obciążenie F_M napędzanej maszyny wynikają z cyklu jej pracy i zadań postawionych maszynie. Aktualne wielkości prędkości i obciążenia napędzanej maszyny są niezależnymi od rodzaju i struktury układu napędzającego maszynę.

Aktualna prędkość i aktualne obciążenie maszyny napędzanej układem hydrostatycznym mają bezpośredni, bądź pośredni wpływ na straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe występujące w silniku hydraulicznym, w pompie i w pozostałych elementach układu o określonej strukturze sterowania prędkości silnika, na straty, które są również rezultatem lepkości oleju hydraulicznego.

Jeśli, w efekcie rosnącej, wymaganej przez napędzaną maszynę w jej cyklu pracy, prędkości roboczej v_M silnika hydraulicznego, bądź w efekcie rosnącego, wymaganego przez maszynę, obciążenia F_M silnika a także w efekcie strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych występujących w elementach hydrostatycznego układu napędowego, zostaną wykorzystane maksymalne możliwości pracy układu napędowego, określone maksymalną wydajnością Q_{Pmax} pompy bądź maksymalnym ciśnieniem p_{P2max} w przewodzie tłocznym pompy, ograniczonym do poziomu ciśnienia nominalnego p_n układu, wówczas dalszy wzrost v_M bądź F_M nie będzie możliwy [4 ÷ 9].

Maksymalna wydajność Q_{Pmax} pompy jest niższa od jej wydajności teoretycznej Q_{Pt} . Wydajność teoretyczna Q_{Pt} pompy wynika z iloczynu teoretycznej wydajności q_{Pt} na obrót wału pompy i z prędkości n_{P0} wału nieobciążonej

pompy. Wydajność Q_{Pmax} pompy wynika natomiast z prędkości n_P pompy obciążonej, która jest niższa od prędkości n_{P0} . W pompie występują jednocześnie straty objętościowe $[4 \div 9]$.

Ciśnienie nominalne p_n układu jest maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniem p_{P2max} ciągłej jego pracy określanym w przewodzie tłocznym pompy.

Maksymalne wartości v_{Mmax} prędkości i F_{Mmax} obciążenia silnika hydraulicznego zastosowanego w hydrostatycznym układzie napędowym są ograniczone maksymalną wydajnością Q_{Pmax} pompy i ciśnieniem p_n nominalnym pracy układu (pompy) a także występującymi stratami mechanicznymi, objętościowymi i ciśnieniowymi w pozostałych elementach układu, które są także rezultatem lepkości cieczy roboczej [4 ÷ 9].



Rys.1. Schemat badanego układu zasilanego przy stałym ciśnieniu – struktura p=cte [1 ÷ 3]

Najczęściej spotykanym układem sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego jest system (rys. 1), w którym rozdzielacz proporcjonalny zasilany jest pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym stabilizującym stały poziom ciśnienia zasilania p = cte. Układ ten uzyskuje wysoką sprawność energetyczną, zbliżoną do sprawności układu bez

sterowania dławieniowego, jedynie w punkcie o maksymalnych wartościach współczynnika \overline{M}_{M} obciążenia i współczynnika $\overline{\omega}_{M}$ prędkości silnika. Przy obniżającym się obciążeniu silnika, a szczególnie przy jednoczesnym obniżaniu się prędkości silnika, sprawność η układu gwałtownie maleje [1 ÷ 3].



Rys.2. Schemat badanego układu z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia – $p = var [1 \div 3]$

Istnieją możliwości zmniejszania strat energetycznych w elementach układu o sterowaniu proporcjonalnym (w pompie, w zespole sterowania dławieniowego i w silniku hydraulicznym, szczególnie w silniku liniowym), a więc możliwości podwyższania sprawności energetycznej układu z rozdzielaczem dławiącym.

Układ hydrostatyczny napędu i sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego może być zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym stabilizującym ciśnienie zasilania rozdzielacza proporcjonalnego na poziomie ciśnienia nominalnego (rys. 1), bądź pompą współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem na dopływie do odbiornika. Układ zmiennociśnieniowy p = var (rys. 2) umo-
żliwia obniżenie strat w pompie, w zespole sterowania i w silniku hydraulicznym liniowym $[1 \div 3]$.

W układzie zmiennociśnieniowym p = var można obniżyć strukturalne straty ciśnieniowe i objętościowe w zespole sterowania dławieniowego, straty mechaniczne w siłowniku i w pompie oraz straty objętościowe w pompie. Opis matematyczny strat i sprawności przedstawiony został w pracy [1].

Zasadniczy wpływ na sprawność układu hydrostatycznego ma jego struktura. Jej wpływ jest rozważany najczęściej przy założeniu idealnej pompy i silnika oraz przypuszczeniu, że występujące w rzeczywistości w pompie i silniku straty energetyczne spowodują dalsze proporcjonalne obniżenie sprawności całkowitej układu. Obraz wzajemnego wpływu strat we wszystkich elementach układu hydrostatycznego okazuje się jednak dużo bardziej złożony [8].

2. Znaczenie badań

Zagadnienia związane ze sprawnością energetyczną są istotne dla poprawy funkcjonalności i podniesienia jakości hydrostatycznych układów napędowych, charakteryzujących się, obok niewątpliwych zalet, stosunkowo niską sprawnością w porównaniu z innego rodzaju napędami. Prace poświęcone opisaniu wpływu poszczególnych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na sprawność układu hydrostatycznego są cenne. Pozwalają, między innymi, skonfigurować układ zapewniający minimum strat.

Sprawność energetyczna przekładni hydrostatycznych zwłaszcza ze sterowaniem dławieniowym prędkości silnika, a także sprawność układów serwomechanizmów hydraulicznych może być w rzeczywistości wyższa od wartości najczęściej podawanych w literaturze przedmiotu. Możliwość obliczania rzeczywistej sprawności całkowitej układu hydraulicznego w funkcji wielu parametrów o niej decydujących staje się narzędziem całościowej oceny jakości projektowanego układu. Możliwość takiej oceny jest istotna również ze względu na stosowanie hydrostatycznych układów sterowania i regulacji w różnorodnych maszynach i urządzeniach, a także ze względu na wzrastającą moc napędu hydrostatycznego w dobie rosnących wciąż kosztów wytwarzania energii [8].

W układzie o zbyt niskiej sprawności wzrasta obciążenie, przede wszystkim pompy, co prowadzi do zwiększonego ryzyka jej awarii i konieczności naprawy lub wymiany, a także do krótszego okresu eksploatacji. Zbyt niska sprawność układu, wynikająca najczęściej z intensywnego dławienia strumienia cieczy, jest też źródłem szybkiego pogarszania się cech eksploatacyjnych, zwłaszcza właściwości smarnych oleju hydraulicznego, co jest wynikiem, między innymi, zbyt wysokiej temperatury pracy czynnika roboczego – nośnika mocy w przekładni hydrostatycznej.

Porównanie mocy strat występujących w elementach stanowi informację ułatwiającą projektowanie nowego układu.

Porównanie bilansów energetycznych pod kątem wielkości mocy strat występujących w różnych układach pozwala na szersze spojrzenie przy wyborze optymalnego rozwiązania.

3. Porównanie sprawności energetycznej różnych odmian układów

Do zakresu podstawowych badań w napędach i sterowaniach hydrostatycznych można zaliczyć badanie sprawności elementów i układów, z uwzględnieniem szczegółowej analizy źródeł powstawania poszczególnych strat energetycznych.

Sprawność energetyczną, będącą jedną z najważniejszych cech charakteryzujących układ, definiuje się, jako stosunek aktualnej, wymaganej przez napędzane urządzenie, mocy użytecznej P_{Mu} silnika hydraulicznego do, odpowiadającej tej wartości P_{Mu} , mocy P_{Pc} pobieranej przez pompę na jej wale od napędzającego ją silnika (elektrycznego, spalinowego). W przypadku niewłaściwego doboru typu układu, może to prowadzić do wzrostu temperatury oleju hydraulicznego, a co za tym idzie, spadku jego lepkości, co z kolei powoduje spadek sprawności poszczególnych elementów, jak i wpływa na charakterystyki ruchowe układu. Dlatego sprawność energetyczna może być czynnikiem decydującym o możliwości zastosowania układu w konkretnym przypadku. Natomiast jej szczegółowa analiza nierzadko prowadzi do udoskonaleń konstrukcyjnych różnych elementów układu. Jednak podnoszenie jakości technicznej układów hydrostatycznych nie może być realizowane wyłącznie przez ulepszanie elementów [1].

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono sprawność całkowitą η układu o sterowaniu proporcjonalnym stałociśnieniowego (p = cte) i zmiennociśnieniowego (p = var) oraz układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności ($Q_P = var$) jako funkcję współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika.

W przypadku układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności ($Q_P = var$), powiększenie współczynnika \overline{M}_M obciążenia siłownika powoduje gwałtowny wzrost sprawności całkowitej η układu (rys. 3). Natomiast sprawność struktur o sterowaniu dławieniowym szeregowym zasilanych pompą o stałej wydajności jest, przy małym współczynniku $\overline{\omega}_M$, wyraźnie niższa od sprawności sterowania objętościowego o tym samym $\overline{\omega}_M$, ponieważ straty strukturalne są tak duże.



Sprawność całkowita n układu

współczynnik obciążenia \overline{M}_M Rys.3. Zależność sprawności całkowitej η układu o sterowaniu proporcjonalnym stałociśnieniowego (p = cte) i zmiennociśnieniowego (p = var) oraz układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności ($Q_P = var$) od współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika (sprawność określona symulacyjnie w oparciu o współczynniki k_i wyznaczone laboratoryjnie; prędkość $v_M = 0,350$ m/s ($\overline{\omega}_M = 0,875$) była najwyższą prędkością siłownika zrealizowaną w trakcie badań) [1]

Wzrost prędkości siłownika powoduje proporcjonalny wzrost sprawności układów p = cte i p = var, natomiast, przy powiększaniu prędkości v_M siłownika, względny przyrost sprawności układu zasilanego pompą o zmiennej wydajności jest mniejszy (rys. 3).

Na rysunku 3 można zauważyć, że 14-krotny wzrost prędkości siłownika w badanych strukturach powoduje około 14-krotny wzrost ich sprawności. Dla porównania, 14-krotny wzrost prędkości siłownika w strukturze $Q_P = var$ powoduje około 2-krotny wzrost jej sprawności (od $\eta = 0,39$ przy $\overline{\omega}_M = 0,063$ i $\overline{M}_M = 0,875$ do $\eta = 0,78$ przy $\overline{\omega}_M = 0,875$ i $\overline{M}_M = 0,875$).





 $\overline{\omega}_{M} = 0.939 \ (v_{M} = 0.380 \text{ m/s}) \text{ wynikającym z maksymalnej}$ wydajności Q_{Pmax} pompy. Maksymalne wartości η_{max} trzech rozpatrywanych układów zbliżają się [1]

Na rysunku 4 przedstawiono sprawność η układu o sterowaniu proporcjonalnym stałociśnieniowego (p = cte) i zmiennociśnieniowego (p = var) przy współczynniku $k_{10} = 0,065$ rozdzielacza proporcjonalnego zastosowanego w badaniach i w przypadku ewentualnego zastosowania rozdzielacza większego z $k_{10} = 0,010$ oraz układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej

wydajności ($Q_P = var$) jako funkcję współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy współczynniku prędkości siłownika $\overline{\omega}_M = 0,939$ ($v_M = 0,380$ m/s) wynikającym z maksymalnej wydajności Q_{Pmax} pompy ze sterowaniem objętościowym.

W strefie maksymalnej prędkości siłownika, czyli w strefie wykorzystania wydajności pompy, sprawność układu ze sterowaniem dławieniowym p = cte i p = var zbliża się do sprawności układu $Q_P = var$.

4. Wnioski

- Maksymalne, możliwe do osiągnięcia, wartości sprawności energetycznej układów o sterowaniu proporcjonalnym (czyli o sterowaniu dławieniowym szeregowym) i układu o sterowaniu objętościowym pompą o zmiennej wydajności są zbliżone. Porównywane układy złożone były z elementów o tych samych współczynnikach k_i strat energetycznych.
- 2. Dzięki zastosowaniu układu zmiennociśnieniowego p = var, uzyskuje się, przy mniejszych obciążeniach siłownika, znaczny wzrost sprawności energetycznej η .
- 3. Przy małych wartościach prędkości siłownika, zysk związany z zastosowaniem układu p = var jest niewielki, głównie z powodu strat objętościowych, związanych z odprowadzaniem nadmiaru cieczy do zbiornika.
- 4. Optymalizacja układów hydrostatycznych to m.in. możliwość przewidywania zachowania energetycznego układu w różnych warunkach jego pracy, jako funkcji prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego, lepkości cieczy roboczej, strat w elementach a zwłaszcza w efekcie wpływu struktury samego układu. Zastosowanie i upowszechnienie obiektywnych, sprawdzonych laboratoryjnie, metod określania sprawności energetycznej układów, spojrzenie na sprawność całego układu, w skład którego wchodzą, wyjaśnia wiele nieporozumień, np. dotyczących problemu maksymalnej sprawności określonych struktur. Takich, jak odpowiedź na pytanie: czy układ z regulatorem przepływu ma inną sprawność od układu ze zwykłym zaworem dławiącym.
- 5. Autor planuje dalsze badania układów o sterowaniu proporcjonalnym, w których określony zostanie wpływ lepkości czynnika roboczego (oleju) na sprawność energetyczną.

Literatura

- 1. Skorek G.: Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia. Praca doktorska, 2008.
- 2. Skorek G.: Badania laboratoryjne zachowania energetycznego wybranych elementów układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika

zasilanego pompą o stałej wydajności. XV Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna – Cylinder 2005, "Badanie, Konstrukcja i Eksploatacja Układów Hydraulicznych", 19-21 września 2005.

- 3. Skorek G.: Zachowanie energetyczne układów hydraulicznych o sterowaniu proporcjonalnym liniowego silnika hydraulicznego. X Jubileuszowe Seminarium "Napędy i Sterowanie 2004", Gdańsk, 18 luty 2004.
- 4. Paszota Z.: Metoda oceny sprawności energetycznej układów z silnikiem hydraulicznym liniowym siłownikiem. Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Badania Własne nr 611/95, Gdańsk, 1995.
- 5. Paszota Z.: Model strat i sprawności energetycznej układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie zmiennego ciśnienia. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" - Biblioteka "Cylinder" pod redakcją Edwarda Palczaka, Centrum Mechanizacji Górnictwa Komag, 2005.
- 6. Paszota Z.: Energy Saving in a Hydraulic Servomechanism System Theory and Examples of Laboratory Verification. Brodogradnja, Journal of Naval Architecture and Shipbuilding Industry, Zagreb, June 2007, Volume 58, Number 2.
- Paszota Z.: Hydrauliczny układ indywidualny z pompą o stałej wydajności i ze sterowaniem proporcjonalnym siłownika – model strat i sprawności energetycznej. Materiały VI Seminarium "Napędy i Sterowanie"2000", Gdańsk 23 – 25.02.2000, Gdańsk: Politechnika Gdańska, 2000.
- 8. Paszota Z.: Podwyższanie sprawności energetycznej kierunkiem rozwoju napędu hydrostatycznego. Hydraulika i Pneumatyka, Zeszyt 5/98.
- 9. Paszota Z.: Losses and energy efficiency of drive motors and systems. Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems. Polish Maritime Research 1 (77) 2013, Vol.20.

Przetwornik minimalnego przepływu

Krzysztof Nieśpiałowski, Piotr Rojek, Tomasz Jasiulek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie – aktualny stan techniki

Przepływomierze służą do pomiaru objętości lub masy materii poruszającej się przez daną powierzchnię, prostopadłą do kierunku jej przemieszczania [2]. Na rynku polskim dostępnych jest wiele typów przepływomierzy (przetworników przepływu). Znaczna ich część jest droga i niedostosowana do warunków panujących w przestrzeniach zagrożonych wybuchem pyłu węglowego i/lub metanu. Najczęściej stosowane rodzaje przetworników przepływu to: elektromagnetyczne, objętościowe, turbinowe, tarczowe, tłokowe, kryzowe, ultradźwiękowe, zębatkowe, klapkowe, rotametry.

Jednym z rozwiązań znajdującym się na rynku i stosowanym w podziemnym górnictwie węglowym jest przetwornik przepływu cieczy typu DAK firmy Grunewald (rys. 1). Przetwornik ten posiada zintegrowane styki graniczne i przeznaczony jest do nadzoru przepływu cieczy w obwodach otwartych i zamkniętych. Do jego mosiężnej obudowy przykręcony jest na stałe czujnik ze skalą. Za pomocą dostarczonego klucza można z zewnątrz, bezstopniowo, nastawiać punkt włączania i wyłączania na całej skali pomiarowej. Przepływomierz, w zależności od typu, posiada różne zakresy pomiarowe od 0-30 dm³/min do 0-600 m³/h, przy ciśnieniu roboczym wynoszącym maksymalnie 20 MPa [4].

Innym typem przepływomierza tej firmy jest przepływomierz wskazujący typu DA (rys. 2). Nie posiada on możliwości wyprowadzenia sygnału pomiarowego i służy tylko do optycznego wskazywania ilości przepływającej cieczy. Zakresy pomiarowe oraz maksymalna wartość ciśnienia roboczego są identyczne jak w przepływomierzu typu DAK.



Rys.1. Przepływomierz typu DAK firmy Grunewald [4]



Rys.2. Przepływomierz typu DA firmy Grunewald [4]

Kolejnym rozwiązaniem jest klapkowy przepływomierz firmy Flow-mon [3] (o wielkości nominalnej z zakresu 3/4 - 2 1/2") (rys. 3). Dzięki swej modułowej budowie jest łatwy w instalacji, konserwacji i naprawie. Można go instalować w dowolnej pozycji. Producent nie wymaga zabudowy odcinków prostych rurociągu przed i za urządzeniem, które zwykle służą do "uspo-kojenia" przepływu na wlocie i wylocie przepływomierza. Z przepływomierza można wyprowadzić sygnał pomiarowy do sterowania obwodu elektrycznego. Przepływomierz ten stosowany jest do monitoringu niewielkich i średnich przepływów cieczy i gazów w instalacjach przemysłowych. Zakresy pomiarowe wynoszą od 0-40 dm³/min do 0-800 dm³/min, a maksymalne ciśnienie robocze 20 MPa.



Rys.3. Przepływomierz firmy Flow-mon [3]

2. Wymagania oraz charakterystyka techniczna przetwornika minimalnego przepływu

Głównym założeniem podczas prowadzonych prac projektowych była możliwość współpracy przetwornika z urządzeniami stosowanymi w podziemiach zakładów górniczych [1]. Założenia szczegółowe przewidywały, że urządzenie powinno spełniać następujące wymagania:

- możliwość pomiaru wartości chwilowej przepływającego medium,
- możliwość nastawienia wartości minimalnego przepływu medium,
- możliwość wyprowadzenia sygnału pomiarowego do układu sterującego obwodem elektrycznym urządzenia,
- generowanie binarnego sygnału pomiarowego w przypadku spadku wartości przepływu poniżej nastawionego minimum,
- prosta nastawa wartości minimalnej,
- możliwość odczytu wartości nastawionej,
- małe gabaryty,
- latwy montaż do istniejących instalacji wodnych (bez konieczności przerabiania instalacji).



Założono, że projektowany przepływomierz posiadał będzie następujące parametry:

—	medium	woda
_	zakres pomiaru przepływu	$0 - 120 [\text{dm}^3/\text{min}]$
_	ciśnienie nominalne medium	4 [MPa]
_	rodzaj przyłącza	G1"
_	napięcie znamionowe zasilania	12 VDC
_	nastawa minimalnego przepływu	ręczna
_	masa	2,5 [kg]
_	materiał	stal nierdzewna/mosiądz.

Założono również, że konstrukcja urządzenia będzie spełniać wymagania dotyczące bezpieczeństwa pracy, sformułowane w normach oraz dyrektywach:

- PN-91/M-73001. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne Terminologia.
- PN-G-50000:2002. Ochrona pracy w górnictwie Maszyny górnicze -Ogólne wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.
- PN-EN 13463-1:2010. Urządzenia nieelektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem Część 1: Podstawowe założenia i wymagania.
- PN-EN ISO 4413:2011. Napędy i sterowania hydrauliczne Ogólne zasady i wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów i ich elementów (oryg.).
- PN-EN ISO 12100:2011. Bezpieczeństwo maszyn Ogólne zasady projektowania Ocena ryzyka i zmniejszanie ryzyka (oryg.).
- Dyrektywa 2006/42/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 17 maja 2006 r. (wdrożona Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn, Dz. U. Nr 199, poz. 1228).
- Dyrektywa Unii Europejskiej nr 94/9/WE-ATEX z dnia 23 marca 1994 r. (wdrożona Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, Dz. U. Nr 263, poz. 2203) – w zakresie urządzeń nieelektrycznych.

3. Budowa przetwornika

Przepływomierz (rys. 4) stanowi zwartą konstrukcję, łatwą do aplikacji. Jego budowa składa się z trzech podstawowych podzespołów:

- zespołu wskazującego poz. 1,
- korpusu poz. 2,



- zespołu tarczy poz. 3,
- zespół czujnika zbliżeniowego poz. 4.



Rys.4. Przetwornik minimalnego przepływu [1]

3.1. Zespół wskazujący

W skład zespołu wskazującego, przedstawionego na rysunku 5, wchodzą następujące elementy:

- wskaźnik poz. 1,
- przesłona poz. 2,
- wskazówka nastawy poz. 3,
- pokrętło nastawcze poz. 4,
- sprężyna naciskowa poz. 5,
- sprężyna naciągowa poz. 6,
- tulejki ślizgowe poz. 7.

Zespół wskazujący spełnia kilka funkcji. Pierwszą jest możliwość wizualnego odczytu na skali pomiarowej wartości mierzonego (chwilowego) przepływu cieczy. Funkcję realizuje wskaźnik (poz. 1), połączony na stałe z wałkiem zespołu tarczy (rys. 7).



Rys.5. Zespół wskazujący [1]

Kolejną funkcją zespołu wskazującego jest przesłanie sygnału elektrycznego, w przypadku spadku wartości przepływu cieczy poniżej założonej wartości minimalnej. Funkcję tą spełnia przesłona (poz. 2) ze sprężyną naciągową (poz. 6). Przesłona współpracuje z indukcyjnym czujnikiem zbliżeniowym (rys. 8). Podczas ustabilizowanego przepływu medium przesłona oddalona jest od czujnika indukcyjnego. W przypadku spadku wartości przepływu do ustalonej (minimalnej), przesłona zbliża się do czujnika i powoduje jego zadziałanie. Funkcja ta może być wykorzystana np. w układach chłodzenia (spowoduje unieruchomienie maszyny, nie dopuszczając do jej przegrzania).

Zespół wskazujący posiada możliwość nastawy punktu minimalnego przepływu, przy którym nastąpi przesłanie sygnału pomiarowego do układu sterowania obwodu elektrycznego. Zmianę nastawy można zrealizować poprzez podniesienie pokrętła nastawczego (poz. 4), podpartego sprężyną naciskową (poz. 5) oraz obrót wspólnie ze wskazówką nastawy (poz. 3). Wartości punktu granicznego podawana jest na skali pomiarowej "B" (rys. 12).

3.2. Korpus

Korpus (rys. 6) wykonany jest z mosiądzu, a w jego skład wchodzą następujące elementy:

- blok poz. 1,
- kołnierz poz. 2,
- zespół przesłony poz. 3

Do bloku, za pomocą śrub, przykręcony jest kołnierz. Uszczelnienie powierzchni czołowych stanowi pierścień typu "O", osadzony w rowku wykonanym w bloku. Blok posiada gwintowe otwory montażowe, służące do

mocowania zespołu czujnika, jak również do mocowania kompletnego urządzenia do maszyny. Blok i kołnierz posiadają gniazda gwintowe, przystosowane do montażu przyłączy hydraulicznych.



Rys.6. Korpus [1]

3.3. Zespół tarczy

Zespół tarczy (rys. 7) wraz z tarczą wychylającą się wzdłuż osi wałka pod wpływem naporu przepływającego przez korpus medium, związany jest mechanicznie z zespołem wskazującym. Jego poprawna praca ma wpływ na właściwe wskazania przepływomierza. Zespół tarczy składa się z:

- wkrętów poz. 1 (stanowiących łożyska ślizgowe wałka) wraz z zabudowanymi pierścieniami uszczelniającymi ruch obrotowy – poz. 2,
- tarczy z podkładką mocującą poz. 3,
- podkładki ustalającej ze sprężyną poz. 4,
- wałka poz. 5.

Wkręty, przesłona z podkładką mocującą oraz podkładka ustalająca wykonane są z mosiądzu, natomiast wałek i sprężyna ze stali nierdzewnej. Pod wpływem naporu strumienia przepływającego medium, tarcza wychyla się wzdłuż osi wałka, do którego jest przymocowana. Sprężyna stanowi mechanizm obciążająco-powrotny. Kąt wychylenia tarczy zależny jest od natężenia przepływającego medium.



Rys.7. Zespół tarczy [1]

3.4. Zespół czujnika zbliżeniowego

Czujnik zbliżeniowy umieszczony jest w skrzynce. Skrzynka zamknięta jest szczelnie przeźroczystą pokrywą. Umieszczona na wewnętrznej stronie pokrywy skala umożliwia odczyt wartości chwilowej przepływu medium oraz nastawy minimalnego przepływu. Czujnik zbliżeniowy wraz ze skrzynką pokazano na rysunku 8, gdzie:

- skrzynka poz. 1,
- czujnik zbliżeniowy poz. 2,
- przeźroczysta pokrywa poz. 3,
- uszczelnieniem typu quad-ring poz. 4.





W trakcie prac projektowych analizowano wykorzystanie czujnika magnetycznego jako elementu przesyłającego sygnał pomiarowy. Czujnik tego typu składa się magnesu i kontaktronu. Kontaktron umieszczony w pobliżu pola magnetycznego powoduje zamknięcie obwodu elektrycznego, natomiast kiedy kontaktron znajdzie się poza jego zasięgiem, obwód otwiera się. Kontaktron (rys. 9) składa się z hermetycznej bańki szklanej, w której, w atmosferze gazu obojętnego lub w próżni, zatopione są styki z materiału ferromagnetycznego. Pod wpływem ukierunkowanego, zewnętrznego pola magnetycznego w stykach indukuje się własne pole magnetyczne. Styki przyciągają się i zwierają. Aby polepszyć pracę styków i uzyskać stabilną charakterystykę pracy, końce styków pokrywa się (w zależności od przeznaczenia i warunków pracy) warstwą metalu szlachetnego: złotem, wolframem, rutenem czy rodem, lub powłokami mieszanymi.



Rys.9. Kontaktron [6]

Koncepcję wykorzystania kontaktronów odrzucono jednak ze względu na niewielką odporność tego typu urządzeń na drgania. Analiza wykazała, że w przeszłości podjęto próby wykorzystania kontaktronów w górnictwie podziemnym. Jednak ich mała odporność mechaniczna wpływała na częste awarie urządzeń, w których je stosowano.

Do przesyłania sygnału przekroczenia minimalnej wartości przepływu postanowiono zastosować indukcyjny czujnik zbliżeniowy typu NAMUR firmy Turck (rys. 10) lub Tiefenbach (rys. 11). Czujniki tego typu składają się z oscylatora w postaci wytłumionej cewki oraz demodulatora. Przetwarzają one na sygnały elektryczne zmianę odległości pomiędzy elementem mierzonym, a czujnikiem. Sygnałem wyjściowym z przetwornika jest prąd lub opór wewnętrzny. Sensory NAMUR zalecane są do stosowania w środowisku wybuchowym i łatwopalnym (prąd płynący w obwodzie oraz napięcie zasilające ograniczone są do wartości bezpiecznych – sensor nie posiada żadnych elementów łączących i przełączających mogących spowodować iskrzenie). Dla ich poprawnej pracy wymagane jest zastosowanie dodatkowego wzmacniacza zewnętrznego, który powinien być zainstalowany poza miejscem zagrożonym wybuchem (np. w skrzyni sterownika maszyny, w której umieszczony jest czujnik).



4. Zasada działania przetwornika

Zasada działania przetwornika polega na zmianie położenia przesłony zespołu wskazującego (rys. 5, poz. 2) względem czujnika zbliżeniowego (rys. 8, poz. 2). Zbliżenie się przesłony do czujnika zbliżeniowego na odległość mniejszą niż 2 mm, powoduje podanie sygnału do sterownika maszyny. Położenie przesłony zespołu wskazującego jest ściśle związane z położeniem tarczy (rys. 7, poz. 3), znajdującej się w bloku korpusu (rys. 6). Położenie tarczy (obciążonej sprężyną), uzależnione jest od wielkości strumienia przepływającego medium przez korpus. Tarcza związana jest ze wskazówką pomiarową, która na skali "A" (rys. 12) wskazuje chwilową wartość przepływu medium. Ustawienie minimalnej wartości przepływu medium realizowane jest poprzez podniesienie i obrót pokrętła nastawczego zespołu wskazującego (rys. 5, poz. 4). Zmiana nastawy powoduje odsunięcie bądź zbliżenie wskazówki nastawy (rys. 5, poz. 3) do przesłony zespołu wskazującego. Wartość nastawy minimalnego przepływu odczytywana jest na skali pomiarowej "B" (odbicie lustrzane skali "A"). Nastawa możliwa jest tylko w czasie braku przepływu medium.



Rys.12. Skala pomiarowa [1]; (*skala* "*A*" – *wartość chwilowa przepływu*, *skala* "*B*" – *wartość nastawy minimalnego przepływu*)

5. Podsumowanie

Przetwornik minimalnego przepływu konstrukcji ITG KOMAG (spełniający założenia konstrukcyjne oraz wymagania dotyczące bezpieczeństwa pracy) jest wynikiem zapotrzebowania podziemnego górnictwa węglowego na proste w budowie i obsłudze urządzenie, mogące współpracować z maszynami i urządzeniami, w których przepływ medium (wody) decyduje o ich poprawnej i bezawaryjnej pracy. Przetwornik spełnia wymagania Dyrektywy ATEX i jest urzadzeniem cechujacym się niewielka masa, małymi gabarytami oraz odpornością działanie agresywnych czynników na występujących w podziemiach zakładów górniczych. Zwarta konstrukcja sprawia możliwość zastosowania przetwornika w obecnie stosowanych instalacjach zasilających maszyny w medium (wodę).

Literatura

- 1. Nieśpiałowski K., Jasiulek T.: Koncepcja budowy czujnika minimalnego przepływu. ITG KOMAG, Gliwice 2012. Praca nie publikowana.
- 2. Idźkowski A., Walendziuch W.: Pomiar masy i przepływu. Ćwiczenie nr WN6, Politechnika Białostocka, Białystok 2010.
- 3. www.flow-mon.com katalog przepływomierzy firmy Flow-Mon.
- 4. www.grunewald.pl katalog przepływomierzy firmy Grunewald.
- 5. www.tiefenbach.com.pl katalog czujników zbliżeniowych firmy Tiefenbach.
- 6. pl.wikipedia.org encyklopedia internetowa.
- 7. www.turck.pl katalog czujników zbliżeniowych firmy Turck.

Proporcjonalny zawór redukcyjny - badania

Piotr Rojek, Krzysztof Nieśpiałowski, Norbert Rawicki – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie

Układy hydrauliczne zbudowane z zastosowaniem techniki proporcjonalnej zyskują coraz większą popularność. Wynika to z faktu, iż umożliwia ona połączenie ze sobą zalet układów hydrostatycznych z ogromnymi możliwościami sterowania i automatyzacji, jakimi dysponuje sterowanie elektroniczne [5]. Możliwe staje się tworzenie programowalnych sterowań napędów nowych maszyn i urządzeń.

W porównaniu ze standardowymi rozwiązaniami, rozdzielacze i zawory proporcjonalne umożliwiają precyzyjną nastawę i regulację poprzez dobór przyspieszeń i charakterystyk otwarcia. Urządzenia te umożliwiają rozwiązanie wielu problemów związanych ze zdalnym i programowanym sterowaniem układów napędowych, zwłaszcza przy projektowaniu układów sterowania pompami o zmiennej wydajności [6].

Zawory proporcjonalne wykorzystuje się w różnego typu maszynach i urządzeniach w wielu gałęziach przemysłu. O ile w zastosowaniach ogólnoprzemysłowych istnieje wiele rozwiązań urządzeń proporcjonalnych różnych producentów, to dedykowanych dla górnictwa węgla kamiennego jest niewiele. Wiąże się to głównie z koniecznością dopuszczenia ich do stosowania w atmosferze wybuchowej (pyłowej i/lub metanowej) i nadania im cechy Ex dla górnictwa (IM1 lub IM2 z właściwym rozszerzeniem ia lub ib) [2].

2. Technika proporcjonalna w lokomotywach dołowych konstrukcji ITG KOMAG

Przykładem maszyny, w której zastosowano technikę proporcjonalną jest lokomotywa dołowa spalinowa typu LDS-100K-EMA konstrukcji ITG KOMAG z napędem hydrauliczno-mechanicznym (rys.1). Przeznaczona jest ona do transportu i prac manewrowych w podziemiach kopalń węgla, rud, soli i innych minerałów użytkowych w pomieszczeniach ze stopniem "a", "b" i "c" niebezpieczeństwa wybuchu metanu oraz klas "A" i "B" zagrożenia wybuchem pyłu węglowego [4]. Układ hydrauliczny tej maszyny, którego część przedstawia rysunek 2, wyposażono w proporcjonalny zawór redukcyjny (rys. 3). Zawór ten (wyposażony w jedną cewkę) sterował wielkością wysunięcia nurnika cylindra regulacyjnego pompy wtrysku paliwa silnika spalinowego. Wielkość wysunięcia nurnika miała bezpośredni wpływ na ilość paliwa dostarczaną do silnika, a co za tym idzie, na prędkość trakcyjną lokomotywy.



Rys.1. Lokomotywa dołowa spalinowa typu LDS-100K-EMA [3]



Rys.2. Układ hydrauliczny zasilania cylindra regulacyjnego: *1 – proporcjonalny zawór redukcyjny, 2 - zawór redukcyjny* [opracowanie własne]



Rys.3. Proporcjonalny zawór redukcyjny [7]



Rys.4. Zespół pompowy z zabudowanymi przyłączami oraz pokrywą sprzęgła: 1, 2 - pierwsza i druga pompa, 3 - pompa doładowująca, 4 - proporcjonalny zawór redukcyjny [opracowanie własne]



Rys.5. Zabudowa zespołu pompowego w lokomotywie: 1, 2 - pierwsza i druga pompa, 3 - pompa doładowująca, 4 - proporcjonalny zawór redukcyjny [opracowanie własne]

Kolejnym przykładem maszyny, w której zastosowano technikę proporcjonalną jest lokomotywa dołowa spalinowa typu LDS-100K-EMA z napędem hydraulicznym. Układ hydrauliczny lokomotywy zbudowano w oparciu o trójsekcyjny zespół pomp (rys. 4 i rys. 5) osadzonych na wspólnym wale i napędzanych poprzez sprzęgło silnikiem spalinowym. Dwie pierwsze pompy pracują w dwóch niezależnych układach zamkniętych, służących do przeniesienia napędu z silnika spalinowego na zestawy kołowe lokomotywy. Trzecia pompa pracuje w układzie otwartym, zapewniając napęd pozostałym układom maszyny. Na pierwszej pompie zabudowano (w miejsce standardo-

wego sterownika) proporcjonalny zawór redukcyjny, dopuszczony do pracy w strefach zagrożonych wybuchem. Hydraulicznie połączony jest on z drugą pompą oraz cylindrem regulacyjnym (rys. 6). Zastosowanie zaworu wyposażonego w dwie cewki (rys. 7), pozwala na sterowanie pomp oraz cylindra regulacyjnego.



Rys.6. Schemat hydrauliczny zabudowy proporcjonalnego zaworu redukcyjnego: *1 - pierwsza pompa*, *2 - proporcjonalny zawór redukcyjny* [opracowanie własne]



Rys.7. Proporcjonalny zawór redukcyjny [opracowanie własne]

3. Badania

Proporcjonalny zawór redukcyjny wykorzystywany był wcześniej do regulacji położenia nurnika cylindra, współpracującego z pompą wtryskową silnika spalinowego lokomotywy. Zmiana położenia nurnika skutkowała

proporcjonalną zmianą ilości paliwa dostarczanego do silnika, co w efekcie końcowym objawiało się uzyskiwaniem założonych prędkości trakcyjnych lokomotywy. Dobra współpraca zaworu proporcjonalnego z cylindrem regulacyjnym skłoniła konstruktorów do wykorzystania powyższego zaworu w układzie sterowania pracą pomp w lokomotywie dołowej z napędem hydraulicznym. Zawór, którego zakres działania wynosi (według danych katalogowych) od 0,5 do 2,5 MPa dokładnie wpisuje się w wymagany zakres ciśnienia sterowania pomp zastosowanych w układzie hydraulicznym lokomotywy (od 0,6 do 1,4 MPa).

Podczas prowadzenia prób eksploatacyjnych lokomotywy, zauważono niepoprawne działanie maszyny. Objawiało się ono "szarpaniem" przy niskich prędkościach jazdy, samoczynnym przyspieszaniem, jak również brakiem reakcji na wychylenie dźwigni manipulatora (sprzężonego elektrycznie z zaworem proporcjonalnym). Powyższe efekty mogły być spowodowane niewłaściwym funkcjonowaniem zaworu proporcjonalnego, co z kolei skutkowało podjęciem decyzji o przeprowadzeniu jego badań.

Wymontowany z lokomotywy (z zespołu pompowego) proporcjonalny zawór redukcyjny, przewieziony został do ITG KOMAG, gdzie na stanowisku badawczym Zakładu Badań Stosowanych, poddany został badaniom funkcjonalnym. Dla porównania wyników, dostarczone zostały do badań dwa kolejne zawory tego samego typu. Jeden wymontowany z innej maszyny (pełnił rolę wyłącznie zaworu obsługującego cylinder regulacyjny), a drugi nowy (jeszcze nigdzie nie zabudowany).

Stanowisko badawcze (rys. 8) zbudowano w oparciu o: hydrauliczny układ zasilania i sterowania, badany zawór, układ pomiarowy i rejestrujący.



Rys.8. Stanowisko badawcze proporcjonalnego zaworu redukcyjnego [opracowanie własne]

Zakres badań obejmował:

– wyznaczenie charakterystyk ciśnienia p na wyjściu kanałów roboczych A i B proporcjonalnych zaworów redukcyjnych w funkcji prądu zasilającego cewek sterujących $I(p_A=f(I_A) \text{ oraz } p_B=f(I_B))$ w wybranych położeniach zaworu (poziomym oraz pionowym),

 wyznaczenie charakterystyki zmiany ciśnienia p na wyjściu kanałów roboczych A i B proporcjonalnych zaworów redukcyjnych w funkcji zmiany ciśnienia zasilającego kanału P, przy stałej wartości prądu zasilającego cewki w wybranych położeniach zaworu (poziomym oraz pionowym) [1].

Schemat układu pomiarowego służącego do wyznaczenia charakterystyk $p_A=f(I_A)$ oraz $p_B=f(I_B)$ przedstawiono na rysunku 9. Ciśnienie zasilania badanego zaworu p_Z wynosiło 2,5 MPa.

Podczas wyznaczania charakterystyk zmiany ciśnienia p na wyjściu kanałów roboczych A i B w funkcji zmiany ciśnienia zasilającego ciśnienie zasilania badanego zaworu p_z było zmieniane w przedziale od 0,9 do 3,1 MPa.



Rys.9. Schemat blokowy układu do pomiaru proporcjonalnych zaworów redukcyjnych firmy TIEFENBACH (konfiguracja dla pomiaru kanału A) [1]

Cewki zaworu sterowano za pośrednictwem stabilizowanego zasilacza. Prąd zasilania cewek I_z był regulowany w zakresie od 0 do 540 mA (wartość nominalna podana przez producenta). Maksymalne napięcie zasilania cewek U_z ustalono na poziomie 12 V DC.

W celu sprawdzenia, czy orientacja zabudowy zaworu ma wpływ na jego poprawne działanie, badania przeprowadzono dla trzech położeń zaworu (poziomego oraz pionowego – cewka A na górze oraz cewka B na górze). Sposób usytuowania zaworu podczas badań przedstawiono na rysunkach 4, 5 i 6.



Rys.10. Sposób usytuowania zaworu do badań – położenie poziome [1]



Rys.11. Sposób usytuowania zaworu do badań – położenie pionowe – cewka A na górze [1]

Rys.12. Sposób usytuowania zaworu do badań – położenie pionowe – cewka B na górze [1]

Podczas pomiarów rejestrowano:

- ciśnienie na dopływie (p_Z) ,
- ciśnienie w badanych kanałach zaworu (p_A i p_B),
- ciśnienie na spływie (p_s),
- napięcie w obwodzie elektrycznym cewki badanego zaworu (U_Z) ,
- prąd w obwodzie elektrycznym cewki badanego zaworu (I_Z) .





Podczas badań zauważono, że łagodny wzrost prądu zasilana (czas pełnego wysterowania powyżej 90 s) cewek zaworów redukcyjnych skutkuje skokowym przesuwem tłoczka zaworu, a tym samym skokowym wzrostem ciśnienia w kanale roboczym, w całym zakresie działania zaworu. W badanym egzemplarzu zaworu stwierdzono, że po przekroczeniu ciśnienia wynoszącego 1,3 MPa (w komorze roboczej), charakterystyka ciśnieniowa ulega wygładzeniu. Przykładowe charakterystyki pokazano na rysunku 13 (dla kanału roboczego A) oraz na rysunku 14 (dla kanału roboczego B). Efekt skokowego

wzrostu ciśnienia w kanale roboczym zredukowano poprzez szybszy wzrost prądu zasilania. Czas pełnego wysterowania nie przekraczał 3 s (rys. 15).

Można również zauważyć, że cewki działają "niesymetrycznie" - w kanałach roboczych, ciśnienia o tych samych wartościach uzyskiwane są przy różnych prądach zasilania (rys. 13 i 14).



Rys.14. Charakterystyki p_B , p_Z , p_S , $U_Z = f(I_Z)$ proporcjonalnego zaworu redukcyjnego z przedstawionymi prądami zasilania odpowiadającymi ciśnieniu w kanale roboczym B wynoszącym 0,5 i 1,5 MPa – położenie poziome [1]

Badania obejmowały również wyznaczenie charakterystyk ciśnienia roboczego proporcjonalnego zaworu redukcyjnego w funkcji ciśnienia zasilania, przy stałej wartości napięcia i prądu zasilania cewki (przykładową charakterystykę pokazano na rys. 16). Badania miały na celu określenie wpływu zmian ciśnienia zasilania na ciśnienie w kanale roboczym. Uwzględniono w tym przypadku możliwość zmiany ciśnienia zasilania poniżej minimalnej wartości zalecanej przez producenta (2,5 MPa). Wykazano, że dla wszystkich badanych zaworów, w położeniu poziomym i pionowym, histereza charakterystyki nie przekraczała 0,075 MPa (dla całego zakresu prowadzonego badania).



Rys.15. Charakterystyki p_B , p_Z , p_S , $U_Z = f(I_Z)$ proporcjonalnego zaworu redukcyjnego – położenie pionowe – cewka B na górze [1]



Rys.16. Charakterystyka $p_A = f(p_Z)$ proporcjonalnego zaworu redukcyjnego (przy stałej wartości napięcia U_Z oraz prądu I_Z zasilania cewki) – położenie pionowe – cewka A na górze [1]

4. Podsumowanie

Przeprowadzone badania miały na celu wyznaczenie charakterystyk ciśnienia na wyjściu kanałów roboczych proporcjonalnych zaworów redu-

kcyjnych w funkcji prądu zasilającego cewki sterujące w wybranych położeniach zaworu, jak również wyznaczenie charakterystyki zmiany ciśnienia na wyjściu kanałów roboczych w funkcji zmiany ciśnienia zasilającego przy stałej wartości prądu zasilającego cewki w wybranych położeniach zaworu (poziomym oraz pionowym). Powyższe prace pozwoliły na sformułowanie następujących stwierdzeń:

- nie zauważono różnicy działania zaworu ze względu na jego położenie możliwa jest dowolna jego orientacja na obiekcie,
- prędkość narastania prądu zasilającego cewki miała wpływ na kształt charakterystyki ciśnienia roboczego – wolny przyrost prądu powodował powstanie charakterystyki schodkowej, mogącej powodować niepożądane zachowanie maszyny (szarpanie, niekontrolowany przyrost prędkości jazdy),
- charakterystyka schodkowa może być objawem zacierania się zaworu lub jego wadliwym wykonaniem,
- nie zauważono negatywnego wpływu zbyt niskiego ciśnienia zasilania na działanie zaworu (producent zaleca, by ciśnienie zasilania było wyższe od 3 MPa),

Literatura

- 1. Badania proporcjonalnego zaworu redukcyjnego firmy Tiefenbach. Praca nie publikowana. ITG KOMAG, Gliwice, 2012.
- 2. PN-EN 60079-11:2012 Atmosfery wybuchowe Część 11: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą iskrobezpieczeństwa "i".
- Nieśpiałowski K., Rojek P., Jasiulek T.: Hydraulic systems of Lds lokomotives designed by KOMAG Centre. Układy hydrauliczne dla lokomotyw Lds zaprojektowanych przez CMG KOMAG. Materiały na konferencję: Riadenie tekutinovych systemov 2008, VIII medzinarodna vedecka a odborna konferencia, Strbske Pleso (Slovakia), 2.4.-4.4.2008.
- 4. Dobrzaniecki P., Suffner H., Budzyński Z.: Nowoczesne lokomotywy dołowe produkcji Energo-Mechanik sp. z o.o. Transport przemysłowy 2007, nr 3(29).
- 5. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne Warszawa, 1998.
- 6. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny Tom I. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne Warszawa, 1990.
- 7. Karty katalogowe Tiefenbach.

Strukturalizacja procesu diagnozowania szczelności układu hamulcowego w ujeciu teorii logiki i mnogości

Szymon Salamon - Politechnika Częstochowska

1. Obiekt badań

Prezentowany na rysunku 1, ideowy schemat układu hamulcowego ciężarowego pojazdu samochodowego jest układem pneumatyczno-hydraulicznym. Wyposażony on jest w hydrauliczną dwusekcyjną pompę hamulcowa zapewniającą działanie hydraulicznych hamulców kół przedniej i tylnej osi. Takie rozwiązanie układu hydraulicznego tego układu hamulcowego zapewnia możliwość zatrzymania pojazdu nawet w przypadku utraty możliwości hamowania hamulców jednej z tych dwóch osi.

Układ hamulcowy ma zapewnione pneumatyczne wspomaganie siły oddziaływania na pedał hamulców przez kierowcę pojazdu.

Pojazd samochodowy był poddany eksploatacyjnym badaniom niezawodności, w warunkach dużych krajowych przedsiębiorstw transportowych.

12



Rys.1. Schemat ideowy układu hamulcowego pojazdu samochodowego

2. Wyniki badania zespołów hydraulicznych układu szczelności hamulcowego

Modelowanie eksploatacyjnych badań niezawodności, polegało między innymi na opracowaniu klasyfikacji postaci uszkodzeń zespołów hydrau-

licznych układu hamulcowego, która przewidywała uszkodzenie w postaci przecieku (utraty szczelności).

Na rysunkach 2 i 3 przedstawiono w postaci wykresów Pareto – Lorentza kształtowanie się procentowych udziałów, różnych postaci uszkodzeń. Analiza tych wykresów wskazuje na fakt zajmowania poczesnego miejsca uszkodzenia powodujące przeciek czynnika roboczego (płynu hamulcowego), co oznacza nieszczelność systemu.



Rys.2. Rozkład Pareto-Lorentza postaci uszkodzeń pompy hamulcowej [1]



388

3. Obliczeniowy schemat układu hamulcowego

Schemat ten podkreśla główne cechy konstrukcyjne badanego układu hamulcowego, tj.: jego dwuobwodowość. Wprowadzone oznaczenia będą wykorzystane w opracowanym i prezentowanym niżej drzewie błędów.



Rys.4. Schemat ideowy układu hamulcowego, obiektu badań



Oznaczenia	W	drzewie	błędów	badanego	układu	hamulcowego,	są
następujące:							

ZW	_	zdarzenie wierzchołkowe,
"I"	_	bramka logiczna "I",
Р	_	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez obieg pneumatyczny (hydrauliczny) hamulców przednich,
Т	_	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez obieg pneumatyczny (hydrauliczny) hamulców tylnych,
"LUB"	_	bramka logiczna "LUB",
P _{OI}	_	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez sekcję tłoczącą I pompy hamulcowej,
OP	-	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez pozapompowy podbieg pneumatyczny (hydrauliczny) hamu- lców przednich,
P _{OII}	_	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez sekcję tłoczącą II pompy hamulcowej,
ΟΤ	_	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez pozapompowy podbieg pneumatyczny (hydrauliczny) hamu- lców tylnych,
U_{PoI}	_	zdarzenie pierwotne – utrata szczelności przez uszczelkę sekcji tłoczącej I pompy hamulcowej,
K_{PoI}	_	zdarzenie pierwotne – utrata szczelności przez korpus sekcji tłoczącej I pompy hamulcowej,
OPL	_	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez pozapompowy podbieg pneumatyczny (hydrauliczny) lewego hamulca, koła przedniego (PL),
OPP - OPP	_	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez pozapompowy podbieg pneumatyczny (hydrauliczny) pra- wego hamulca przedniego koła (PL),
U_{PoII}	_	zdarzenie pierwotne – utrata szczelności przez uszczelkę sekcji tłoczącej II pompy hamulcowej,
K_{PoII}	_	zdarzenie pierwotne – utrata szczelności przez korpus sekcji tłoczącej II pompy hamulcowej,
OTL	_	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez pozapompowy podbieg pneumatyczny (hydrauliczny) lewego hamulca tylnego koła (TL),
OTP	_	zdarzenie pośrednie – niewykonanie swego zadania przez pozapompowy podbieg pneumatyczny (hydrauliczny) pra- wego hamulca tylnego koła (TP),

zdarzenie pierwotne – utrata szczelności przez korpus K_{PL} rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego lewego koła, zdarzenie pierwotne - utrata szczelności przez przewód P_{PL} rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego lewego koła, zdarzenie pierwotne - utrata szczelności przez uszczelkę U_{PL} rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego prawego koła, zdarzenie pierwotne – utrata szczelności przez korpus K_{PL} rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego prawego koła, zdarzenie pierwotne - utrata szczelności przez przewód P_{PL} rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego prawego koła, zdarzenie pierwotne - utrata szczelności przez uszczelkę UPOII sekcji tłoczącej II pompy hamulcowej, zdarzenie pierwotne - utrata szczelności przez korpus sekcji **K**_{PoII} tłoczącej II pompy hamulcowej, U_{PL} zdarzenie pierwotne - utrata szczelności przez uszczelkę rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego lewego koła, **K**_{PL} zdarzenie pierwotne - utrata szczelności przez korpus rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego lewego koła, P_{PL} zdarzenie pierwotne - utrata szczelności przez przewód rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego lewego koła, zdarzenie pierwotne - utrata szczelności przez uszczelkę UPP rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego prawego koła.

zdarzenie pierwotne – utrata szczelności przez uszczelkę rozpieracza szczęk hamulcowych przedniego lewego koła,

4. Strukturyzacja procesu diagnozowania nieszczelności układu hamulcowego w ujęciu teorii logiki i mnogości

4.1. Model logiczny

W modelu logicznym struktury procesu diagnostyki nieszczelności tego systemu przyjmuje się następujący ciąg zdań logicznych, opisujących stany nieszczelności:

$$ZL = (ZW, P_1, P_2, OP.PT)$$

gdzie:

 U_{PL}

- ZW zupełna utrata zdolności hamowania przez system,
- *ZL* zdanie logiczne,
- P₁ niewykonanie swego zadania przez pierwszą komorę pompy,
- P_2 niewykonanie swego zadania przez drugą komorę pompy,

- *OP* niewykonanie swego zadania przez pozapompowy podbieg hydrauliczny hamulców przednich,
- *OT* niewykonanie swego zadania przez pozapompowy podbieg hydrauliczny hamulców tylnych.

Strukturę logicznego modelu zupełnej utraty zdolności hamowania rozważanego podsystemu HSUH opisuje następująca równoważność:

$$ZW \Leftrightarrow (P_1 \lor OP) \land (P_2 \lor OT) \tag{1}$$

$$\chi$$

$$ZW \Leftrightarrow P_1 \wedge P_2 \vee P_1 \wedge OT \vee P_2 \wedge OP \vee OP \wedge OT$$
(2)

Druga z tych równoważności w interpretacji technicznej informuje, że niewykonanie swego zadania przez system ma miejsce wtedy, gdy swych zadań nie wykonują co najmniej niektóre pary elementów z następującego ich ciągu:

$$((P_{H1}, P_{H2}), (P_{H1}, P_{HT}), (P_{H2}, P_{HP}), (P_{HP}, P_{HT}))$$

Zupełny model logiczny, w którym powyższa równoważność, zawiera wszystkie zdania lub ich negacje w postaci alternatywy ich koniunkcji, otrzymuje się na podstawie zasadniczych tautologicznych (dla uproszczenia) notacji dla uproszczenia warto wykorzystać zapis :~ $p \Leftrightarrow p$):

$$ZW \Leftrightarrow P_{1} \land P_{2} \land (OP \lor \overline{OP}) \land (OT \lor \overline{OT}) \lor P_{1} \land OT \land (P_{2} \lor \overline{P_{2}}) \land (OP \lor \overline{OP}) \lor \lor P_{2} \land OP \land (P_{1} \lor \overline{P_{1}}) \land (OT \lor \overline{OT}) \lor OP \land OT \land (P_{1} \lor \overline{P_{1}}) \land (P_{2} \lor \overline{P_{2}})$$

$$ZW \Leftrightarrow P_{1} \land P_{2} \land OP \land OT \lor P_{1} \land P_{2} \land OP \land \overline{OT} \lor P_{1} \land P_{2} \land \overline{OP} \land OT \lor P_{1} \land P_{2} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor V_{1} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor V_{1} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor V_{1} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor V_{2} \land \overline{P_{1}} \land P_{2} \land OP \land \overline{OT} \lor V_{2} \land \overline{P_{1}} \land P_{2} \land OP \land \overline{OT} \lor \overline{P_{1}} \land P_{2} \land OP \land \overline{OT} \lor \overline{P_{1}} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor \overline{P_{2}} \land \overline{OT} \lor \overline{OT$$

$$ZW \Leftrightarrow P_{1} \land P_{2} \land OP \land OT \lor \overline{P_{1}} \land P_{2} \land OP \land OT \lor P_{1} \land \overline{P_{2}} \land OP \land OT \lor P_{1} \land P_{2} \land \overline{OP} \land OT \lor P_{1} \land P_{2} \land \overline{OP} \land OT \lor P_{1} \land P_{2} \land \overline{OP} \land OT \lor P_{1} \land P_{2} \land OP \land OT \lor \overline{P_{1}} \land P_{2} \land OP \land OT \lor P_{1} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land OT \lor V_{1} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land OT \lor V_{1} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land \overline{OT}$$

Patrz rysunek 6, gdzie wszystkie koniunkcje równoważności (3) ilustrują gałęzie drzewa logicznego oznaczone symbolem "•").

Z kolei negację zdarzenia nieszczelności tego podsystemu HSUH opisuje równoważność logiczna postaci:

$$\sim ZW \Leftrightarrow \left[(P_{1} \lor OP) \land (P_{2} \lor OT) \right] \Leftrightarrow \begin{bmatrix} \alpha \sim (p \land q) \Leftrightarrow \neg p \lor \neg q \\ \alpha \sim (p \lor q) \Leftrightarrow \neg p \land \neg q \end{bmatrix} \Leftrightarrow$$
$$\Leftrightarrow \sim P_{1} \land OP \lor \sim P_{2} \land \sim OT$$
$$\overline{ZW} \Leftrightarrow \overline{P_{1}} \land \overline{OP} \land \left(P_{2} \lor \overline{P_{2}} \right) \land \left(OT \lor \overline{OT} \right) \lor \overline{P_{2}} \land \overline{OT} \land \left(P_{1} \lor \overline{P_{1}} \right) \land \left(OP \lor \overline{OP} \right)$$
(4)
$$\overline{ZW} \Leftrightarrow \overline{P_{1}} \land P_{2} \land OP \land OT \lor \overline{P_{1}} \land P_{2} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor \overline{P_{1}} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land OT \lor \overline{P_{1}} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor$$
$$\lor P_{1} \land \overline{P_{2}} \land OP \land \overline{OT} \lor P_{1} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor \overline{P_{1}} \land \overline{P_{2}} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor \overline{P_{2}} \land \overline{OT} \lor \overline{P_{2}} \land \overline{OT} \lor \overline{OT} \lor \overline{P_{2}} \land \overline{OT} \lor \overline{OT}$$

$$\overline{ZW} \Leftrightarrow P_1 \land \overline{P_2} \land OP \land \overline{OT} \lor P_1 \land \overline{P_2} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor \overline{P_1} \land P_2 \land \overline{OP} \land OT \lor \overline{P_1} \land P_2 \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor V \lor \overline{P_1} \land \overline{P_2} \land \overline{OP} \land \overline{OT} \lor \overline{P_1} \land \overline{P_2} \land \overline{P_1} \land \overline{P_2} \land \overline{P_1} \land \overline{P_1} \land \overline{P_2} \land \overline{P_1} \land \overline{P$$

Równoważność (4) w języku technicznym informuje, że sprawność systemu gwarantują co najmniej jednoczesne sprawności dwóch ciągów: (P_{HI} , P_{HP}) i (P_{HI} , P_{HT}) (rys. 6 – ścieżki: s₆, s₈, s₁₁, s₁₁, s₁₂, s₁₂, s₁₄, s₁₄, s₁₅, s₁₆)

W interpretacji graficznej na drzewie logicznym rysunek 6, składniki tej równoważności oznaczono symbolem "o".



Rys.6. Drzewo logiczne równoważności opisujących model logiczny HSUH

W statycznej interpretacji technicznej procesu nieszczelności podsystemu, ścieżki drzewa logicznego s₁ – s₄ ilustrują wystarczającą awarię pary (P_{HI} , P_{H2}), ścieżki s₅ i s₇ – pary (P_{HI} , P_{HT}), ścieżki s₉, s₁₀ – pary (P_{H2} , P_{HP}) oraz ścieżka s₁₃ – (P_{HP} , P_{HT}).

4.2. Model mnogościowy

W przestrzeni H wszystkich uszkodzeń modelowanego podsystemu HSUH wyróżnia się następujące podzbiory:

NH = zbiór wszystkich uszkodzeń nieszczelności podsystemu,

 NP_{H1} = zbiór wszystkich nieszczelności P_{H1} ,
NP_{H2} = zbiór wszystkich nieszczelności P_{H2} ,

- NP_{HP} = zbiór wszystkich nieszczelności P_{HP} ,
- NP_{HT} = zbiór wszystkich nieszczelności P_{HT} .

Stąd już bezpośrednio na podstawie tzw. zasady dualności oraz równoważności (1) i (2) wynika, że następujące równania teorii mnogości opisują strukturę zbioru nieszczelności:

χ

$$NH = \left(NP_{HI} \cup NP_{HP}\right) \cap \left(NP_{H2} \cup NP_{HT}\right) \tag{5}$$

$$NH = NP_{H1} \cap NP_{H2} \cup NP_{H1} \cap NP_{HT} \cup NP_{HP} \cap NP_{H2} \cup NP_{HP} \cap NP_{HT}$$
(6)

Interpretacja techniczna tego równania (6) jest analogiczna jak równowartość (2). Dla pełnego oglądu struktury mnogościowej zbioru uszkodzeń, wyrażona za pomocą rodziny rozłącznych składowych przestrzeni H wszystkich uszkodzeń, wykorzysta drzewo mnogościowe skonstruowane na bazie kolejnych przekształceń teorio-mnogościowych.

Mianowicie z (6) wynika, że:

1

$$\begin{split} NH &= NP_{H1} \cap NP_{H2} \wedge \bigcap (NP_{HP} \vee \bigcup NP'_{HP}) \cap (NP_{HT} \cup NP'_{HT}) \bigcup \\ &\cup HP_{H1} \cap (NP_{H2} \cup NP'_{H2}) \cap (NP_{HP} \cup NP'_{HP}) \cap NP_{HT} \cup (NP_{H1} \cup NP'_{H1}) \cap \\ &\cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap (NP_{HT} \cup NP'_{HT}) \cup (NP_{H1} \cup NP'_{H1}) \cap (NP_{H2} \cup NP'_{H2}) \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} = \\ &= NP_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP'_{HT} \cup \\ &\cup NP_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP'_{HP} \cap NP'_{HT} \cup \\ &\cup NP_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP'_{HP} \cap NP'_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP'_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP'_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP'_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP'_{HP} \cap NP_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP'_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP'_{HP} \cap NP_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP'_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP'_{HP} \cap NP_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP_{HP} \cap NP'_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP'_{HP} \cap NP_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP'_{HP} \cap NP'_{HT} \cup NP'_{H1} \cap NP'_{H2} \cap NP'_{HP} \cap NP_{HT} \cup \\ &\cup NP'_{H1} \cap NP_{H2} \cap NP'_{HP} \cap NP'_{HT} \cup NP'_{H2} \cap NP'_{HT} \cap NP'_{H2} \cap NP'_$$

(na drzewie mnogościowym wszystkie iloczyny ze wzoru (7) ilustrują gałęzie ,,●").

Z powodu występowania czterech zbiorów uszkodzeń nieszczelności w strukturze mnogościowej diagnozowania nie jest możliwa interpretacja

prezentowanych wyników na bardzo intuicyjnych i stosowanych powszechnie schematach Venne'a (Eulera).



Rys.7. Drzewo mnogościowe składowych przestrzeni N w modelu mnogościowym podsystemu HSUH

5. Podsumowanie

W tym miejscu warto nadmienić, że przy założeniu równości prawdopodobieństw poszczególnych awarii szczelności na ich wszystkich poziomach, częstość bezawaryjności analizowanego podsystemu HSUH wynosi 7:16 = 43,75% (w modelu z jedną komorą w pompie hamulcowej jest ona mniejsza, bo wynosi 3:8 = 6:16 = 37,50%). Czyli wprowadzenie dodatkowej komory w pompie hamulcowej zmniejsza awaryjność podsystemu HSUH.

Literatura

- 1. Salamon S.: Diagnostyka szczelności płynowych konstrukcyjnie zamkniętych przestrzeni roboczych. Monografie 333, seria Mechanika. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2006.
- Idzikowski A.: Metoda strukturalizacji procesu diagnozowania nieszczelności hydraulicznego samochodowego układu hamulcowego. Promotor: dr hab. inż. Szymon Salamon, prof. nzw. Politechniki Częstochowskiej. Raport seria PRE nr 4/2012 Politechnika Wrocławska, Wrocław 2012.
- 3. Idzikowski A., Salamon S.: The Application of Boolean Algebra in Modelling of Leakage Condition of a Car Hydraulic Braking System. Journal of Applied Mechanics and Engineering, 2013, vol. 18, No. 2. pp. 353-363.

The hydropneumatic drives monitoring using cloud computing services

Marian Blejan – Hydraulics and Pneumatics Research Institute, Bucharest, **Andrei Drumea** – University Politehnica of Bucharest, **Ilie Ioana** – Hydraulics and Pneumatics Research Institute, Bucharest

1. Introduction

Worldwide there are studies regarding the implementation of monitoring systems for the equipment that are in use. Among these, we can mention Rolls-Royce Company that monitors jet engines used in aviation in compliance with the Measure-Acquire-Transfer-Analyze-Act principle in order to maximize their reliability and availability. Rolls Royce monitoring systems use proprietary infrastructures for data transfer, data storage and data processing [1].

The term "cloud computing" derives from a symbolic graphical representation of the Internet in the shape of a cloud ("the cloud") [2], used when the technical details of the Internet can be ignored, as shown in the figure 1. The concept and the English term were first used in practice around 2006-2007.



Fig.1. Cloud computing

The Cloud computing essential features are on-demand services, access through the network, resource pooling, elasticity, control and optimization of resources.

Permanent user connection to the Internet has become widespread, so that now almost all available resources can be placed on the Internet and shared, sometimes between completely independent users: the programs and data are moved from the Internet to the user computer on demand, as if they are common public services such as water or electricity.

Running of computer applications online (on the Internet) and not on the workstation represents a new change of paradigm, following the one that was in the 1980s when a shift from mainframes to the client-server concept took place. If the interface made available by the cloud computing provider is of good quality, then the user is freed from the task of being an expert in the technology and infrastructure used. For example, he does not need to update the software because the software is updated centrally at the provider.

Cloud computing uses new methods of providing Internet services which can usually be sized dynamically and include virtualized resources. It is actually just a secondary possibility due to the ease with which you can now access all servers and data centers interconnected through the Internet.

Typical cloud computing providers make available, for example, standard commercial applications; the user has access to them only through a local browser because both the application and the user's own data are hosted in the cloud on the provider's server. In these circumstances, confidentiality and data access rights play a key role in the context of pervasive Internet. Often cloud providers offer additional services in a single location (page or web site) by enhancing all their offers for all their customers. The largest suppliers in this field are Microsoft, Salesforce, Skytap, HP, IBM, Amazon and Google.

Using the cloud computing structure [3], the end user is provided with the following advantages:

- on-demand self-service the user can assign himself the computing resources (time on server and storage space in the network), the service provider intervention is not needed,
- broad network access the capabilities offered to the user can be accessed through the network using a standard mechanism which allows the use of a variety of client terminals (phones, tablets, laptops, workstations),
- resource pooling the computing resources offered to the user are designed to serve multiple users by dynamic allocation in correlation with the demand. The user has optimal access to resources regardless of the location from which he accesses the system,
- rapid elasticity resources can be assigned and released quickly depending on user requirements which give the impression of unlimited resources in time and size,
- measured service cloud systems automatically control and optimize computing resources according to the user's level, in the sense that access to resources increases accordingly with the amount the user pays to the service provider.

Models of services possible through cloud structures (fig. 2) [3]:

- **Software as a Service (SaaS)** applications and related data are stored in a data center and are provided to users on demand via the Internet (with a specialized browser). This service provides a high standard of working. It is used for collaborative applications, mobile etc., not so much for real-time applications.
- Infrastructure as a Service (IaaS) a set of hardware components (servers, storage devices, networks, etc.) together with certain software components (operating systems, virtualization, clustering, etc.) are offered to users. This model provides an intermediate stage that is used for essential demands, but it is not used when multiple standards are required.
- Platform as a Service (PaaS) the environments for the development and implementation of informational applications are provided to the developers.



Fig.2. Cloud structures models of services

Implementation models [4, 5]:

- Private services Private Cloud The infrastructure is available only within an organization that includes several consumers. One possible case is a retail store chain. Infrastructure may be owned, configured and used by the organization or by third parties, or combinations of these two alternatives.
- Community Services Community cloud The infrastructure is used by different entities that share some purposes. One possible example is represented by the emergency services - police, fire department, ambulance.
- Public Services Public cloud The infrastructure is open for use by the general public for academic or governmental purposes. A third party is required to physically provide the cloud infrastructure.

 Joint Services - Hybrid cloud – The infrastructure is a combination of private, community, and public services that retain their consistency, but are united by a technology that ensures the portability of information and of the used software applications.

2. Cloud computing for monitoring hydropneumatic drives

Taking into account the existing concerns presented, the project aims to develop technologies for monitoring hydropneumatic drives using the cloud computing infrastructure.

This approach offers an affordable solution for online monitoring of hydropneumatic drives that eliminates jams like:

- slow development of equipment because those who produce them do not have enough information about their behavior in operation,
- higher maintenance costs covered by the producer in warranty and by the user in post-warranty.

The monitoring technologies using cloud infrastructure allow online monitoring of the equipment during operation providing information that can be used to upgrade products. This information may be used by the manufacturer in the warranty period and by the beneficiary.

The technologies achieve only online monitoring, and not real time monitoring, but open the path to real time monitoring and control of equipment, solution that currently cannot be implemented because of the various cloud infrastructure limitations, mainly network latency.

These types of monitoring technologies for hydropneumatic drives that use cloud computing structures imply the online tracking of hydropneumatic drives during operation. This fact involves the synergy between the cloud computing infrastructure and the hydropneumatic drives – an original approach form the information technology point of view as well as from the hydraulic drive point of view.

The monitoring technology using cloud structures will allow continuous surveillance of the hydropneumatic drive, the requirement for on-line monitoring being Internet access. The technology will be offered to hydropneumatic equipment manufacturers/producers to be used for predictive maintenance of equipment bringing them the opportunity to improve the design and execution after analyzing operation data. Another advantage of using the proposed technologies is related to a reduction of warranty and post warranty.

The monitoring technology could be used by the end user of hydropneumatic drives giving them the opportunity to integrate the equipment in their own manufacture tracking system or energy management.

The monitoring technologies involve establishing the monitoring requirements in order to track the behavior of hydropneumatic drives for predictive maintenance applications, design and execution improving, warranty and post-warranty cost reduction, integration in production tracking systems and in energetic tracking systems. After establishing the monitoring requirements, the hydraulic drive will be equipped with the sensors and the electronic systems needed to obtain the operating parameters using the monitoring module [6].

The connection between the monitoring module and the cloud infrastructure will be done through a data network and a router (fig. 3).



Fig.3. Block schematics of hydropneumatic monitoring solution

The cloud computing infrastructure for the hydropneumatic drive monitoring implements network features - covers the geographical area where the monitored systems are located - data storage and management functions, data processing and data presentation applications following various criteria and services.

3. Conclusions

Possible applications have three categories of beneficiaries:

- *Hydropneumatic drives users* by giving them the ability to integrate equipment in information systems;
- Hydropneumatic drives producers through feedback given by the data obtained by monitoring the behavior of the machine in operation and predictive maintenance;
- *Cloud-service providers* by enlarging the market with new Software as a Service (SaaS) clients in the field of hydropneumatic drive monitoring.

The benefits of introducing new measurement and control technologies are given mainly by the advantages of using computer based means in the production process with direct benefits on production quality, energy saving, automated and centralized control of the production process at a company level.

Production equipment with hydraulic drives using new informational technologies for monitoring will have superior operating performance, ability to communicate through the cloud computing infrastructure making possible their integration in informational production administration and control systems.

All these perspectives offered by the new technologies developed in the frame of the project will enable a more precise and swift operation of equipment used in production. Products resulted from the use of this equipment will be of higher quality as a result of the higher precision of the hydropneumatic drives; work productivity will also improve as a result of the higher dynamic of the hydraulic drives.

Bibliography

- 1. http://www.rolls-royce.com/about/technology/systems_tech/monitoring_ systems.jsp
- 2. https://en.wikipedia.org/wiki/Cloud_computing
- 3. Peter Mell and Timothy Grance, "The NIST Definition of Cloud Computing", National Institute of Standards and Technology, U.S. Department of Commerce, September 2011, http://csrc.nist.gov/ publications/nistpubs/800-145/SP800-145.pdf
- 4. Armando Fox and David Patterson, "Engineering Long-Lasting Software: An Agile Approach Using SaaS and Cloud Computing", Beta Edition 0.9.0, Strawberry Canyon LLC, August 2012.
- Somasundaram Gnanasundaram and Alok Shrivastava, "Information Storage and Management: Storing, Managing, and Protecting Digital Information in Classic, Virtualized, and Cloud Environments", 2nd Edition, John Wiley & Sons, May 2012, ISBN 978-1-118-09483-9
- A. Drumea, A. Vasile, M. Comes and M. Blejan "System-on-chip signal conditioner for LVDT sensors", Proceedings of 1st IEEE Electronics System-Integration Technology Conference ESTC06, Dresden, Germany, vol. 1, pp.629 -634

Considerations about pressure relief valves

Ioan-Lucian Marcu, Liviu-Ioan Vaida, Daniel-Vasile Banyai – Technical University of Cluj-Napoca

1. General considerations

The maintenance of a constant (or programmed) pressure is one of the basic requirements in the hydraulic systems. The pressure relief valve (V_{lp}) , can accomplish in these systems two different functions: One as a safety valve that opens only in system damage situations (being closed during the normal functioning of the system) and a second one as a relief valve that ensures the adjustment / presetting and the maintaining of the pressure's value to a constant value. In normal functioning situations the valve is open, allowing that a part of the flow from the pump to return into the tank (figure 1). Depending on the load, *F*, for the motor or the one created by a flow control valve, the flow dumped will be smaller or greater.



Fig.1. Normal functioning situation for the pressure relief valve

These values are built in two categories: direct acting and piloted, a comparison between them being made in the following pages.

Also, it is very important the fact that they work in automatic regulating system. In such systems, the adjusted value (in this case the pressure), having the magnitude "is" it is measured and compared with the preset value "must". The magnitudes "is" and "must" can be also electrical signals but proportional

with the hydraulic ones. In the comparator their values (magnitudes) must have the same type, (like [2] present), figure 2.



Fig.2. The automatic regulating system

This deviation, amplified in a regulator, will serve for the control of a "positioning motor" called actuator that acts as a constructive component that will cause the canceling of this deviation.

2. The new concept of pressure relief valves

In order to exemplify the above function, it will the presented a relatively new concept of a pressure relief valve, direct acting, which is presented in figure 3. Here, the regulating value "is", p_e , is measured using an electric sensor. Its output, U_e , is compared in the comparator c, with the voltage U_t a value proportional with the "must" pressure p_t . The regulating deviation a_r , properly amplified in an electronic regulator, will be used to control an actuator (electric motor, rotary or linear) that will act upon the resistance R_e , that it is used to dump the exceeding quantity of oil needed to ensure a constant magnitude for the preset pressure.



Fig.3. The new concept of the pressure relief valve

Such a valve was realized for the first time in our country (see the image from figure 3) and it is not included yet into the manufacturer's product list.

The pressure relief valve, direct acting, of conventional design and wildly spread, functions in a mechanical – hydraulical automatically adjusting system (with much lower performances than the one above described, but cheaper). The principle scheme is presented in figure 4a.



Fig.4. The clasical design of the pressure relief valve

Here, figure 4, the component c, accomplishes more functions, characteristic to the automatic adjustment systems:

- a) hydro mechanic pressure sensor, s,
- b) comparator "must is". The piston of this component compares p_e with p_t (the pressure induced in the spring),

c) actuator, the regulating deviation, that is the displacement of the piston towards left, through a mechanical lever (amplifier) that causes the opening of the resistance R_{E} .

Considering a known constructive type functioning as in figure 4b, the piston of the component c, is the spool S with the sensorial surface s, and the piston spool is the actuator that controls the opening of the resistance R_E . The type of valve has several drawbacks that will be presented next.

Knowing the forces that act upon the spool (figure 5) we have:

$$m_{spool} \cdot \mathscr{B} = F_e - F_{arc} - F_{hd} - F_a \tag{1}$$

where:

 m_{spool} – is the mass of the spool,

- F_e the pressure force upon the sensor surface s, $F_e = p_e \cdot s$
- F_{arc} the force of the spring $F_{arc} = k \cdot (y_{pret} + y)$

 F_{hd} – the hydrodynamic force, that acts in closing the resistance R_E ,

$$F_{hd} = k_{hd} \cdot y \cdot p_e$$

 F_a – the Newtonian damping force $F_a = c \cdot \mathscr{G}$,

k – the rigidity of the spring,

 y_{pret} – the preset spring deformation,

c – the coefficient of viscosity friction.



Fig.5. The forces that act upon the spool

When $p_e < p_t$ it will be produced a y displacement and the opening of the resistance R_E . This displacement causes the increasing of the force in the spring (so the increase of p_t) and the appearance of a hydrodynamic force F_{hd} that can reach the value of the force in the spring, acting in the same direction.

In figure 6, there are presented the diagrams of the pressure p_t increase (the preset pressure) in the same time with the increase of the flow that passes through the valve, caused by the supplementary compression of the spring and the hydrodynamic forces.



Fig.6. The evolution of some forces that act upon the spool

In order to reduce the hydrodynamic forces there are different solutions concerning the geometrical configuration of the valve [3]. Among them, the most important is the one where the valve has as a mobile element a valve with inverse conical shape (figure 7) that reverse the acting sense of these forces. This is an expensive solution.



Fig.7. The hydrodynamic force evolution

The diminishing of the effect caused by the increased pressure in the spring, for a valve having a certain nominal dimension, could be obtained by reducing the area of y (figure 7) and the increase of the diameter d of the spool, because the section of the resistance R_E is:

$$S_{R_F} = \pi \cdot d \cdot y \tag{2}$$

- But this causes also the reducing of the sensor surface s and the pressure force F_e , which needs to be equilibrated by a stronger spring, whose dimensions increase exponentially with linear increase of s. This is why, for valves bigger that DN 10, or for those that require a negligible static regulating deformation, the value of p_t cannot be obtained using a spring (even though the spring exists, acting with a very small force used only for the closure of R_E when the valve is not working). In this cases a hydraulic pressure is used, applied on the surface "a" of the spool, an adjustable pressure generated by a hydraulic command circuit different or derived from the main circuit, having a pressure relief valve through it pass small flows (driving flows), about $1 \div 2$ l/min which allows a "d" diameter of the spool, smaller and, due to this, it allows a pressure p_t to be created with the help of a spring.
- The pressure p_e doesn't have any influence on the surface "s" of the "c" comparator, but a smaller pressure due to the resistance, of nozzle type, R_i . Onto this resistance will be a pressure falling $\Delta p = p_e p_c$, where p_c is the pressure, which is acting onto the "a" area of the comparator (figure 8 and figure 9).



408



Fig.9. Constructive solutions with electro-mechanical elements



Fig.10. Constructive solutions based on the direct measurement of the pressure

Besides the types presented in figure 8 (classical types) and in figures 9 (electrical measuring of p_e and the tensioning of the spring with a proportional magnet), there are two more, based on the direct measurement of the pressure p_e , (figure 10) much better, the 2nd one being built like a checking system of the

"spool pilot" by the valve, not being adopted due to the constructive and technological complexity.

At both variants the pressure p_e , is read directly on the "s" area of the "pilot" and compared with the spring's pressure. A better variant of pilotoperated valve, from the point of view of the adjustable static deviation is the one represented in figure 11 where, besides the fact that on the sensor's surface "s" is "read" the real pressure p_e , the pilot valve also has the adjustable resistance R_i in opposite sense and equal with the resistance R_e (the so called "half bridge" with A-type resistance [1, 5], which has the characteristic to amplify the force and speed twice than in the previous presented variants which are characterized as B-type "half bridge"). A two-steps valve construction makes an even more obvious decreasing of the deviation. The smallest static deviation (near 0) is obtained with the variant in which the pressure measurement is made electrically, (see figure 2).



Fig.11. The principle of the pilot operated pressure relief valve

In this paper there were mentioned the damping problems of the two valves (a very important aspect) not to interfere with the exposure. The diameter of the resistance-nozzle R_i has a very important influence in the size of the deviation. For example for $d_{Ri} = 0.5$ mm the deviation can be seven times bigger than for $d_{Ri} = 1.6$ mm, but for which the driving flow (lost) is much bigger. In technical books [4] we can find variants of "bridges" with resistance arranged between the main and piloted valves taking into account the influence of the those valves structure over the damping degree.



Fig.12. The dynamic behavior of the pressure valves

The dynamic behavior of the valves has an even more importance. Usually is determined through p_t (which can be done only with a dynamic actuator at least three times higher than the presumed dynamics of the valve) or through step stimulation of the flow which goes through the valve, Q_{Vlp} , which is obtained with a step variation of the flow which is obtained with the switching ON/OFF of the flow control valve D_1 and the measurement/recording of the response in movement of the main valve and the shape of the pressure curve (figure 12).

From the data received it is obtained:

- the damping degree:

$$\delta = \frac{\gamma}{\sqrt{4\pi^2 + \gamma^2}} \tag{3}$$

where:

$$\gamma = \frac{p_1 - p_t}{p_2 - p_t} \tag{4}$$

oscillation frequency:

$$f = \frac{1}{t_2 - t_1} \tag{5}$$

pressure peak:

$$v = \frac{p_I - p_t}{p_t} \tag{6}$$

3. Conclusions

In practice it was demonstrated that de pilot valve is, generally, well damped and thus stable and that it has a time delay constant smaller than that of the main valve.

It is considered that a pressure relief valve has a good dynamics if it reacts in the shortest time at a variation of the flow which goes through it, well damped and without pressure peaks. The tendencies of short reaction time and good damping are opposite and that's why a compromise must be made.

It is also known that at the direct-acting valves, having hydraulic dampers the damping degree is decreasing when the pressure grows and it is increasing when the flow, which goes through it, grows.

In our country was made since 1984 the first proportional piloted valve (programmed with a proportional electromagnet), used on more machine-tools, and in 1994 the first proportional valve electro-hydraulic regulated was made and used.

Bibliography

- 1. Backe W.: Servohydraulik, Umdruck zur Vorlesung, R.W.T.H., Aachen, 1984.
- Banyai D., Marcu L.: A flexible adjustment and control sustem for hydraulic machines, in Acta Plolytechnica – Journal of advanced engineering, p. 16, Vol. 52 No. 4/2012.

- 3. Deacu L., a.o.: Proportional hydraulic technique, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1989.
- 4. Luhmer H.: Aufbau hydraulischer Netzwerke mit differenzierendem Verhaletr und ihr Einsatz zur Dämpfung hydrostalischer Antriebe. Dissertation, R.W.T.H. Aachen, 1981.
- 5. Murrenhoff H.: Proportional Tehnik, Umdruck zur Vorlesung, R.W.T.H., Aachen, 1987.

ROZDZIAŁ 4

INNOWACYJNE ROZWIĄZANIA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH W PRAKTYCE

Żuraw pokładowy z kompensacją nurzania

Czesław Dymarski – Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

W okresie ostatnich kilku dziesięcioleci nastąpił dynamiczny postęp z zakresie nowych metod i urządzeń do przeładunku towarów jednostkowych między obiektami będącymi w ruchu względem siebie. W przypadku przeładunków na morzu postęp ten jest spowodowany rozwojem technologii materiałowej i jednocześnie gwałtowną ekspansją przemysłu oceanotechnicznego (offshore) oraz żeglugi pasażerskiej i floty wojennej.

Przemysł (offshore) związany głównie z poszukiwaniem i pozyskiwaniem podmorskich surowców mineralnych, a następnie z ich przeładunkiem i transportem odgrywa kluczową rolę w rozwoju nowych, coraz doskonalszych urządzeń przeładunkowych. Chodzi tu głównie o zapewnienie ich bezpiecznego i niezawodnego działania w szerokim zakresie zmian warunków pogodowych i morskich, w tym zwłaszcza falowania, prędkości wiatru i prądów morskich. Od operacji przeładunkowych zależy bowiem bezpieczeństwo i efektywność tych wymienionych bardzo kosztownych przedsięwzięć.

Rozwój nowoczesnej żeglugi pasażerskiej, przy jednoczesnym znacznym wzroście wymagań co do bezpieczeństwa, również w istotny sposób przyczynił się do udoskonalenia specyficznej odmiany urządzeń przeładunkowych przeznaczonych do opuszczania na wodę łodzi i tratw ratunkowych z ludźmi, a także do opuszczania i podnoszenia z wody łodzi ratowniczych. Przepisy towarzystw klasyfikacyjnych wymagają, by urządzenia te zapewniły bezpieczną ewakuację wszystkich ludzi z zagrożonego statku w warunkach jego przechyłu na burtę do 20° i przegłębienia do 10° przy braku zasilania energetycznego z siłowni. Specyfika rozwiązań konstrukcyjnych i układów napędu i sterowania tych urządzeń została przedstawiona w pracach [1, 2 i 4].

Również okręty współczesnej floty wojennej wyposaża się w urządzenia do przeładunku na morzu między okrętami, często będącymi w ruchu, różnych towarów, w tym także amunicji i materiałów wybuchowych. W zależności od stopnia trudności spełnienia stawianych wymagań różny jest stopień złożoności zarówno rozwiązania konstrukcyjnego, jak i układu napędu i sterowania tych urządzeń.

Należy zaznaczyć, że pewną wspólną cechą urządzeń przeładunkowych przeznaczonych do realizacji jednego z trzech wymienionych wyżej celów jest stosowanie w nich układów do stabilizowania ruchu przemieszczanego ładunku, dzięki którym w znacznym stopniu ogranicza się wartość działających na niego dynamicznych obciążeń podczas pracy na wzburzonym morzu.

W monografii przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne oraz napęd i sterowanie jednego z takich żurawi przewidzianego do zainstalowania na okręcie i przeznaczonego do przeładunku między innymi towarów niebezpiecznych [3].

2. Główne założenia projektowe żurawia

Główne wymagania i parametry techniczne żurawia zostały narzucone przez armatora okrętu. Są one następujące:

—	Wysięg maksymalny	6 m	
_	Wysięg minimalny	1,5 m	
_	Wysokość podnoszenia	15 m,	
_	Udźwig żurawia przy maksymalnym wysięgu	20 kN	
_	Długość żurawia w pozycji rejsowej (złożonej)	5 m,	
_	Maksymalna wysokość żurawia nad pokładem (w pozycji złożonej)	1,27 m	
_	Zmiana wysięgu wychylno teleskopowa możliwa w całym z obciążenia	zakresie	
_	Całkowity kąt obrotu żurawia	360°	
_	Napęd i sterowanie żurawia hydra	auliczne	
_	Dopuszczalna temperatura powietrza podczas pracy żurawia		
	Dopuszczania temperatura powietrza podczas pracy zarawia		
	od -20 dc	o +35° C	
_	Stan morzamax. 4 - co odpowiada wysokości fali d	o +35° C lo 2,5 m	
_	Stan morzamax. 4 - co odpowiada wysokości fali dWiatr – 5 w skali Beauforta - co odpowiada prędkości wiatru $V = (8 - 1)$	o +35° C lo 2,5 m .0,7) m/s	
_	<th colsponse="" of="" sec<="" second="" td="" the=""><td>o +35° C lo 2,5 m .0,7) m/s ± 15°</td></th>	<td>o +35° C lo 2,5 m .0,7) m/s ± 15°</td>	o +35° C lo 2,5 m .0,7) m/s ± 15°
_	Stan morza max. 4 - co odpowiada wysokości fali c Wiatr – 5 w skali Beauforta - co odpowiada prędkości wiatru $V = (8 - 1)$ Amplituda kołysań bocznych okrętu Okres kołysań bocznych	0 +35° C lo 2,5 m 0,7) m/s ± 15° 7 s	
	Stan morza max. 4 - co odpowiada wysokości fali ć Wiatr – 5 w skali Beauforta - co odpowiada prędkości wiatru $V = (8 - 1)$ Amplituda kołysań bocznych okrętu Okres kołysań bocznych	$0 +35^{\circ} C$ lo 2,5 m 0,7) m/s $\pm 15^{\circ}$ 7 s $\pm 10^{\circ}$	

3. Konstrukcja i opis techniczny zaprojektowanego żurawia

Przedstawione w poprzednim rozdziale założenia projektowe umożliwiły wstępne wyznaczenie obciążeń statycznych działających na ważniejsze węzły konstrukcyjne żurawia. Następnie dla odpowiednich przyjętych prędkości ruchów ładunku wywołanych działaniem poszczególnych mechanizmów oraz ruchem okrętu na fali wyznaczono wartości maksymalnych przyśpieszeń i sił masowych działających na ładunek i konstrukcję żurawia. Pozwoliło to wykonać obliczenia wytrzymałościowe zarówno węzłów konstrukcyjnych, jak i zespołów napędowych poszczególnych mechanizmów żurawia oraz dobrać odpowiednie elementy napędu hydraulicznego tych zespołów.



Rys.1. Żuraw pokładowy w dwóch położeniach skrajnych wychylnego wysięgnika i z wysuniętym wysięgnikiem teleskopowym. Oznaczenia: 1 – fundament, 2 – kolumna obrotowa, 3 – wysięgnik wychylny, 4 – wysięgnik teleskopowy, 5 – zespół łożyska wieńcowego, 6 – przegub wysięgnika, 7 – wciągarka linowa, 8 – silnik hydrauliczny z przekładnią planetarną mechanizmu obrotu, 9 – akumulator hydrauliczno gazowy, 10 – siłownik wysięgnika wychylnego, 11 – siłownik wysięgnika teleskopowego, 12 – siłownik amortyzatora, 13 – zblocze trzech krążków linowych, 14 – krążek linowy siłownika amortyzatora, 15 – skrzynka z pulpitem sterowania hydraulicznego, 16 – hydrauliczne czterodrogowe przejście obrotowe

Kolejnym krokiem było wykonanie rysunku złożeniowego żurawia z ukazaniem rozmieszczenia podstawowych zespołów i mechanizmów, zapewniającego spełnienie wymaganej kinematyki i poprawnego działania w założonych warunkach pracy.

Na rysunku 1 przedstawiono uproszczony rysunek złożeniowy żurawia w dwóch skrajnych położeniach wysięgnika w widoku z boku i z góry, z naniesieniem ważniejszych wymiarów i oznaczeń głównych zespołów i elementów żurawia.

Żuraw zamocowany jest na fundamencie (1), który w postaci rury z kołnierzem w górnej części przyspawany jest do pokładu i biegnących pod pokładem wręgów i pokładników.

Do kołnierza fundamentu przymocowany jest śrubami pierścień wewnętrzny łożyska wieńcowego (5) z uzębieniem wewnętrznym. Z kolei do pierścienia zewnętrznego łożyska wieńcowego przymocowany jest kołnierz kolumny obrotowej (2) żurawia. Kolumna ta jest skrzyniową konstrukcją spawaną o przekroju zbliżonym do kwadratowego. W kołnierzu kolumny, przy bocznej ścianie, osadzona jest redukcyjna przekładnia planetarna (8) z hamulcem zwalnianym hydraulicznie i z silnikiem hydraulicznym. Koło zębate na wale wyjściowym z przekładni współpracuje z nieruchomym kołem zębatym łożyska wieńcowego, dzięki czemu uruchomienie silnika powoduje obrót kolumny żurawia. Cały ten zespół stanowi mechanizm obrotu żurawia. W dolnej przedniej części kolumny wspawane są ucha do osadzenia sworznia siłownika (10) mechanizmu wychylania wysięgnika głównego. W górnej części kolumny znajdują się podobne, ale większe ucha do przegubowego połączenia jej z głównym wysięgnikiem wychylnym (3). W górnej tylnej części kolumny znajduja się łapy do zamocowania wcjągarki linowej (7), zaś na drugiej bocznej ścianie umieszczona jest skrzynka z pulpitem sterowania hydraulicznego. Miejsce zamocowania wciągarki nie jest typowe, ani korzystne dla żurawi z wychylnym wysięgnikiem, ale w tym przypadku było podyktowane ograniczoną wysokością całkowitą żurawia w stanie rejsowym. Wciągarka napędzana jest silnikiem hydraulicznym o stałej chłonności poprzez przekładnię planetarną umieszczoną wewnątrz bębna linowego. Między silnikiem, a przekładnia wbudowany jest wielopłytkowy hamulec zwalniany hydraulicznie.

Główny wysięgnik (3), stanowiący spawaną konstrukcję skrzyniową połączony jest wychylnie z kolumną i w podobny sposób połączony jest w środkowej dolnej części z tłoczyskiem siłownika hydraulicznego (10). Siłownik ten umożliwia wychylanie wysięgnika głównego w zakresie kąta ~77°, a tym samym zmiany wysięgu. Tak realizowana zmiana wysięgu jest ograniczona skokiem siłownika. Ruch tłoka siłownika do obu krańcowych położeń wysięgnika jest tłumiony, co zabezpiecza mechanizm przed nadmiernymi obciążeniami dynamicznymi. Wewnątrz końcowej zbieżnej części wysięgnika przyspa-

wane są trzy prowadnice, na których osadzony jest przesuwnie na poliamidowych płytkach ślizgowych wysięgnik teleskopowy (4) przemieszczany za pomocą siłownika hydraulicznego (11).

Wysięgnik teleskopowy (4) jest skrzyniową konstrukcją spawaną o stałym przekroju prostokątnym zakończoną kołnierzem prostokątnym, do którego przyspawana jest część nokowa. Część nokową stanowi zblocze stałe składające się z trzech równolegle usytuowanych blach, między którymi znajdują się trzy krążki linowe. W celu zwiększenia sprawności układu kompensacji nurzania i kołysania okrętu na fali i tym samym redukcji obciążeń dynamicznych w linie, krążki linowe są ułożyskowane tocznie. Wysięgnik w części skrzyniowej połączony jest przegubowo z uchem tłoczyska siłownika (11). Sposób połączenia przegubowego tego siłownika z wysięgnikiem głównym pokazano na rysunku 1 na przekroju poprzecznym wysięgnika przedstawionym w skali 6:1.

Pod wysięgnikiem głównym zamocowany jest przegubowo siłownik hydrauliczny (12), który połączony krótkim przewodem z akumulatorem gazowo-hydraulicznym (9) zamocowanym na bocznej ścianie wysięgnika stanowi zespół kompensatora biernego nazywanego także amortyzatorem dynamicznych obciażeń w linie. Koniec cylindra od strony tłoczyska zabezpieczony jest luźna obejmą przed opadaniem w przypadku braku ładunku na haku. Na końcu tłoczyska zamocowano specjalne ucho z krążkiem linowym tak, by lina po przejściu przez dwa krążki na noku wysięgnika biegła przez ten krążek i ponownie wracała na trzeci krażek na noku, napinając w ten sposób tłoczysko siłownika. Wartość siły napinającej, starającej się wyciągnąć tłoczysko z cylindra jest praktycznie dwukrotnie większa od zawieszonego na linie ciężaru ładunku i haka. Również przyrost długości liny jest dwukrotnie większy od skoku siłownika. Zastosowane rozwiązanie nie jest przypadkowe i cechuje się istotnymi zaletami. Po pierwsze, jednorodne naprężenia rozciągające w tłoczysku sa korzystne i moga być znacznie wieksze niż przy ściskaniu, co pozwala zmniejszyć jego średnicę i masę. Po drugie robocza, tłoczyskowa komora siłownika o mniejszej objętości pozwala stosować ciśnienia robocze oleju relatywnie wysokie zbliżone do nominalnych dla siłowników, dzięki czemu również akumulator może być mniejszy. Ciśnienie załadowania akumulatora jest tak dobrane, by w przypadku wzrostu siły w linie powyżej wartość nominalną rozpoczął się proces wysuwania tłoczyska z cylindra. Założono, że pełne wysunięcie powinno nastąpić przy wzroście obciążenia poniżej 1,5 nominalnego. Należy zaznaczyć, że zmniejszenie tego przeciążenia wiąże się z koniecznością zwiększenia pojemności akumulatora.

Wewnątrz kolumny, w osi obrotu żurawia znajduje się czterodrogowe przejście obrotowe, łączące hydraulicznie blok zaworowy pulpitu sterowania hydraulicznego z zespołem zasilania hydraulicznego umieszczonego oddzielnie na pokładzie okrętu obok żurawia.

4. Układ napędu i sterowania hydraulicznego żurawia

Schemat ideowy układu napędu i sterowania żurawia przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Schemat ideowy układu napędu i sterowania hydraulicznego żurawia. Oznaczenia: ZZH – zespół zasilania hydraulicznego, ZO - hydrauliczne czterodrogowe przejście obrotowe, PS – pulpit sterowania hydraulicznego, ZW – zespół wciągarki, ZKB – mechanizm kompensacji biernej, MO – mechanizm obrotu, WZW – mechanizm wychylnej zmiany wysięgu, TZW – mechanizm teleskopowej zmiany wysięgu, 1 – zbiornik oleju, 2 – silnik elektryczny, 3 – przekładnia zębata, 4 - pompa o stałej wydajności, 5 – pompa o zmiennej wydajności, 6 – regulator stałego ciśnienia, 7 – zawór dławiący, 8a÷8f – zawory przelewowe, 9 – zawór hamulcowy, 10 – bliźniaczy zawór hamulcowy, 11- zawór hamulcowy, 12 – zawór przełączający ciśnieniowy, 13 i 14 – czterodrogowe rozdzielacze trójpołożeniowe, 15 – czterodrogowy rozdzielacz dwupołożeniowy, 16 – sześciodrogowe rozdzielacze trójpołożeniowe, 17 – zawór przelewowy z zaworem zwrotnym, 18 – silnik hydrauliczny wciągarki, 19 – silnik hydrauliczny mechanizmu obrotu, 20 – siłownik hydrauliczny wysięgnika głównego, 21 – siłownik hydrauliczny wysięgnika teleskopowego, 22 – siłownik hydrauliczny kompensatora, 23 – akumulator

hydrauliczno gazowy kompensatora, 24 – zawór zwrotno dławiący, 25 – przekaźnik ciśnienia, 26 – filtr oleju, 27 – zawór zwrotny, 28 – filtr wlewowy, 29 – przekaźnik poziomu oleju, 30 – zawór odcinający spustowy, 31 – zwalniak hamulca

W układzie tym można wyróżnić następujące zespoły:

- Zasilania hydraulicznego ZZH.
- Czterodrogowego hydraulicznego przejścia obrotowego ZO.
- Pulpitu sterowania hydraulicznego PS.
- Wciągarki linowej ZW.

- Kompensatora biernego ZKB.
- Mechanizmu obrotu żurawia MO.
- Mechanizmu wychylnej zmiany wysięgu WZW.
- Mechanizmu teleskopowej zmiany wysięgu TZW.

4.1. Zespół zasilania hydraulicznego – ZZH

Ze względu na bardzo niską kolumnę obrotowa żurawia i wynikającą z tego ograniczoną przestrzeń wewnątrz niej, zespół zasilania hydraulicznego umieszczony jest oddzielnie na pokładzie w pobliżu żurawia. W skład zespołu wchodzi zbiornik (1) wraz z wyposażeniem oraz podzespół pompowy. Wyposażenie zbiornika stanowią filtry: spływowy i wlewowy, czujniki: temperatury i poziomu oleju oraz zawór spustowy. Podzespół pompowy zamocowany do pokrywy zbiornika składa się z dwóch pomp (4) i (5) napędzanych poprzez przekładnię zębatą (3) silnikiem elektrycznym (2) oraz bloku sterowania. Jedna z tych pomp (4), zębata o uzębieniu wewnętrznym jest o stałej wydajności i służy do zasilania wszystkich odbiorników oprócz wciągarki linowej. Druga pompa (5) jest wielotłoczkową pompą o zmiennej wydajności. Pompa ta wyposażona jest w regulator stałego ciśnienia. Zawór przelewowy (8a) w podzespole regulatora służy do zadawania ciśnienia sterującego dla warunków podnoszenia ładunków o nominalnej masie. Do regulatora dołaczony jest dodatkowy blok zaworowy dla zwiększenia możliwości szybkiej zmiany wartości ciśnienia sterowania. Poprzez zdalne lub lokalne przesterowanie rozdzielacza (13) można uzyskać dwie dodatkowe wartości ciśnienia sterującego, odpowiadającego ciśnieniu otwarcia zaworów przelewowych (8b) lub (8c), a tym samym odpowiednie wartości ciśnienia roboczego pompy. Jeden z tych zaworów ustawiony jest na niskie ciśnienie takie, by możliwe było opuszczanie ładunków o różnej masie, a także podnoszenie pustego haka oraz by podczas pracy silnika i innych odbiorników przy unieruchomionej wciągarce ciśnienie tłoczenia pompy było relatywnie niskie. Ostatni z wymienionych stanów pracy realizowany jest automatycznie poprzez elektryczne sterowanie rozdzielacza (13) zależnie od rozdzielacza (14). Każdorazowo przesterowanie rozdzielacza (14) w położenie środkowe powoduje przesterowanie rozdzielacza (13) w położenie odpowiadające niskiemu ciśnieniu sterowania. Drugi z wymienionych zaworów służy do ustawiania ciśnienia roboczego pompy dla ładunków o ciężarze innym od nominalnego obciążenia.

4.2. Zespół czterodrogowego hydraulicznego przejścia obrotowego – ZO

Zastosowane w żurawiu czterodrogowe przejście obrotowe zapewnia ciągłe połączenie hydrauliczne zespołu zasilania hydraulicznego z blokiem zaworów umieszczonym na pulpicie sterowniczym następujących przewodów:

– zasilania zespołu wciągarki linowej,

- zasilania pozostałych odbiorników mocy,
- powrotnego,
- drenażowego (przecieków).

Przewody hydrauliczne od zespołu zasilania do fundamentu żurawia i połączonej z nim wewnętrznej części przejścia obrotowego poprowadzone są pod pokładem. W wymienionej, wewnętrznej części przejścia obrotowego znajduje się osiowy przelotowy otwór, z umieszczonym w nim kablem elektrycznym, którym poprzez zamocowane wyżej elektryczne przejście obrotowe zasilane są urządzenia sterujące.

4.3. Zespół pulpitu sterowania hydraulicznego – PS

W skład zespołu pulpitu sterowania hydraulicznego wchodzi pięć następujących bloków z rozdzielaczem i ewentualnie z zaworami przelewowymi wraz z zaworami zwrotnymi:

- trójpołożeniowy rozdzielacz (14) wciągarki linowej sterowany ręcznie proporcjonalnie lub elektromagnetycznie,
- dwupołożeniowy rozdzielacz (15) sterowany ręcznie lub elektromagnetycznie do dopełniania olejem akumulatora biernego kompensatora wraz z zaworem przelewowym i zwrotnym (17),
- trzy trójpołożeniowe rozdzielacze (16) sterowane ręcznie, proporcjonalnie lub elektromagnetycznie wraz z dwoma zaworami przelewowymi i zwrotnymi (17) do zasilania mechanizmów: obrotu oraz wychylnej i teleskopowej zmiany wysięgu.

Sterowanie pracy żurawia może odbywać się z dwóch stanowisk :

- lokalnego za pomocą dźwigni rozdzielaczy umieszczonych na kolumnie żurawia,
- zdalnego elektrycznego za pomocą kasety przenośnej w zakresie odległości do 10 m (kaseta strugoszczelna o stopniu ochrony IP 56).

4.4. Zespół wciągarki – ZW

Zespół ten obejmuje silnik hydrauliczny (18) oraz zwalniak (31) hamulca wciągarki i blok zaworowy, w którym znajdują się:

- zawór przelewowy (8f), ograniczający maksymalne ciśnienie, a tym samym uciąg wciągarki,
- zawór hamulcowy (9),
- zawór przełączający ciśnieniowy, przesyłający sygnał zwalniania hamulców.

4.5. Zespół kompensatora biernego – ZKB

Zespół kompensatora biernego składa się z:

- siłownika (22) z tłumionym dojściem do skrajnych położeń,
- akumulatora hydrauliczno gazowego (23),
- zaworu zwrotno dławiącego (24),
- przekaźnika ciśnienia (25), który zależnie od wartości ciśnienia w akumulatorze załącza lub odłącza od zasilania elektrycznego cewkę rozdzielacza (15) tak, aby wartość tego ciśnienia utrzymywać ciągle na odpowiednim poziomie.

Działanie tego kompensatora nie jest tak płynne i dokładne jak to ma miejsce podczas podnoszenia ładunku, gdy silnik wciągarki zasilany jest z pompy z regulatorem stałego ciśnienia. Wynika to głównie ze strat mechaniczno-hydraulicznych tego zespołu i zmiany kierunku ruchu tłoka siłownika przy zmianie wartości obciążenia. Ponadto z uwagi na ograniczoną pojemność akumulatora pochylenie nieliniowej charakterystyki zmian ciśnienia jest z reguły znacznie większe niż regulatora stałego ciśnienia. Niemniej jednak kompensator ten dobrze spełnia swoją rolę podczas gwałtownych zmian obciążenia np. podczas raptownego zahamowania opuszczanego ładunku.

4.6. Zespół mechanizmu obrotu – MO

Zespół ten jest typowy, stosowany w żurawiach obrotowych i składa się z:

- silnika hydraulicznego wielotłoczkowego o stałej chłonności (19), napędzającego poprzez planetarną przekładnię zębatą z wbudowanym hamulcem (31), zębnik współpracujący z wieńcem zębatym łożyska wieńcowego,
- dwóch bliźniaczych zaworów hamulcowych,
- zaworu przełączającego ciśnieniowego.

4.7. Zespół mechanizmu wychylnej zmiany wysięgu - WZW

Zespół ten, podobnie jak poprzedni jest typowy dla tego typu mechanizmu i składa się z siłownika (20) oraz zaworu hamulcowego (9) umieszczonego na gałęzi zasilającej beztłoczyskową komorę siłownika.

4.8. Zespół teleskopowej zmiany wysięgu – TZW

W zespole tym zastosowano siłownik i zawory hamulcowe tego samego typu, co w zespole WZW. Zawory hamulcowe dano na obu gałęziach zasilania siłownika ze względu na znaczne wartości dopuszczalnych kątów kołysań okrętu podczas przeładunku, by zapobiec samoczynnemu wysuwaniu się wysięgnika wewnętrznego.

5. Uwagi końcowe

Zaprezentowany żuraw nie został do tej pory wykonany i trudno jest ocenić skuteczność i dokładność jego działania. Niemniej jednak poruszone tu zagadnienia rozwiązań konstrukcyjnych oraz układów napędu i sterowania elektrohydraulicznego żurawi pokładowych są przedmiotem prowadzonych prac projektowo-badawczych w Katedrze Mechatroniki Morskiej Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Część z nich dotyczy modelowania pracy oraz wyznaczania parametrów ruchu i obciążeń dynamicznych działających na ładunek oraz konstrukcję żurawia i na jego mechanizmy z uwzględnieniem podatności konstrukcji i charakterystyk elementów układu napedu i sterowania. Autor wyraża nadzieje, że w będzie można przedstawić pierwsze wyniki przyszłości symulacji komputerowych pracy tego typu żurawia, a może także wyniki prób zdawczych gotowego żurawia u jego producenta.

Literatura

- Dymarski Cz., Kraskowski M., Sperski M.: Investigation of motion of the lifeboat lowered from ship's deck. Polish Maritime Research. - Vol. 13, nr 3, 2006.
- 2. Dymarski Cz.: A concept of drive and control system of a novel device for people evacuating from large passenger ships. Polish Maritime Research 4 (67) 2010,Vol.
- Dymarski Cz.: Projekt koncepcyjny i wstępny żurawia pokładowego ZOW 2,0-6,0/1,5-1,27 do przeładunku towarów niebezpiecznych. Projekt zreali-zowany na zlecenie firmy FAMA Sp. z o.o. 2010.
- 4. Dymarski P, Dymarski C.: Computational model for simulation of lifeboat motions during its launching from ship in rough seas. Polish Maritime Research 3 (75) 2012, Vol. 19.

Satelitowy agregat pompowy

Paweł Śliwiński – Politechnika Gdańska

1. Wstęp

Znane są rozwiązania konstrukcyjne agregatów pompowych, gdzie pompa jest zabudowana wewnątrz silnika elektrycznego (rys. 1). Pierwsze rozwiązanie polega na tym, że pompa tłoczkowa promieniowa umieszczona jest w szeregu z wirnikiem silnika elektrycznego. Wał silnika elektrycznego i pompy jest elementem wspólnym dla obydwu maszyn. Drugie rozwiązanie charakteryzuje się umieszczeniem bloku cylindrów pompy tłoczkowej osiowej wewnątrz wirnika silnika elektrycznego.





Takie agregaty charakteryzują się kompaktową budową, niskim poziomem hałasu oraz brakiem ruchomych elementów zewnętrznych. Silnik został pozbawiony wentylatora, chłodzenie odbywa się za pomocą cieczy hydraulicznej.

W Zakładzie Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej, w ramach realizowanego projektu LIDER/35/102/L-2/10/NCBiR/2011 "Nowe opracowanie hydraulicznych maszyn satelitowych do napędów z cieczami ekologicznymi oraz z cieczami niepalnymi", podjęto próbę budowy prototypu agregatu pompowego z pompą satelitową umieszczoną w wirniku silnika elektrycznego. Wymiary gabarytowe satelitowego mechanizmu roboczego pompy są stosunkowo niewielkie a osiągana moc wysoka. Dla przykładu pompa z mechanizmem satelitowym 4/6 (cztery garby na planecie (wirniku) i sześć garbów na obwodnicy) o teoretycznej objętości roboczej równej 20,7 cm³/obr (moduł zębów 0,6 mm, średnica zewnętrzna obwodnicy 48 mm i wysokość mechanizmu 25 mm) pobiera moc rzędu 14 kW przy Δp =25 MPa [1].

Pierwotne założenie było takie, że zostanie zbudowany agregat z mechanizmem satelitowym 4/6 z kanałami dopływu i odpływu umieszczonymi w nieruchomej planecie. Przy czym obrót zostanie nadany obwodnicy. Rozrząd stanowi tutaj satelita z odpowiednio usytuowanym w planecie kanałem dopływu lub odpływu [2]. Sposób rozmieszczenia tych kanałów w planecie przedstawiono na rysunku 2 na przykładzie modelu silnika SOK.



Rys.2. Model silnika SOK z obracającą się obwodnicą O oraz kanałami dopływu KD i odpływu KO umieszczonymi w nieruchomej planecie P

Stwierdzono jednak, że takie rozwiązanie powoduje:

- ograniczenie pól przekroju kanałów dopływu i odpływu skutkujące dużym spadkiem ciśnienia podczas przepływu płynu do i z komór roboczych,
- osłabienie zębów planety w miejscu umieszczenia tych kanałów,
- niekorzystne przyrosty ciśnienia w komorach martwych mechanizmu roboczego.

2. Pierwszy prototyp agregatu pompowego

Mając na uwadze wyżej wymienione niedogodności, zaprojektowano i zbudowano agregat z pompą, w której obraca się obwodnica a planeta i płyty rozrządu są nieruchome (rys. 3). Zastosowano takie same płytki rozrządu jakie stosuje się w typowych pompach satelitowych, gdzie obwodnica z płytkami rozrządu są nieruchome a obraca się planeta.

Mechanizm satelitowy, w którym obwodnica jest wprawiana w ruch nazwano (dla odróżnienia od klasycznego mechanizmu z obracającą się planetą) mechanizmem o odwróconej kinematyce.

Budowę agregatu przedstawiono na rysunku 4. Satelitowy mechanizm roboczy o module zębów 0,6 mm umieszczono wewnątrz wirnika silnika elektrycznego 2SIE160-L4. Obwodnica napędzana jest wirnikiem silnika ułożyskowanym na nieruchomych czopach wałów, wewnątrz których wykonano otwory dopływu i odpływu z mechanizmu satelitowego.



Rys.3. Satelitowy mechanizm roboczy typu 4/6 (po lewej) z nieruchomą planetą P, nieruchomymi płytami rozrządu P_{B1} i P_{B2} i obracającą się obwodnicą O (w środku). Po prawej płytka rozrządu z otworami (dopływu 1 lub odpływu 2) [źródło: opracowanie własne]

W trakcie budowy agregatu i prac badawczych okazało się, że agregat ten ma sporo wad. A mianowicie:

- trudności w uzyskaniu współosiowości wirnika w stojanie. Każdy wał podparty jest tylko w pokrywie bocznej silnika. Błędy wykonania, luzy montażowe i ciężar wirnika powoduje przemieszczenie promieniowe czopów wałów zwłaszcza w obrębie mechanizmu satelitowego, co powoduje jednostronny zanik luzu osiowego w mechanizmie oraz możliwość ocierania wirnika o stojan;
- utrudniony montaż mechanizmu satelitowego w wirniku;
- wyciek cieczy roboczej do wnętrza silnika w przypadku zużycia uszczelek;
- BŁĘDNIE ZAPROJEKTOWANY ROZRZĄD.



Rys.4. Przekrój satelitowego agregatu pompowego – model I [4] 1, 2, 3, 4 – mechanizm satelitowy, 5 – kanał ssący, 6 – kanał tłoczny, 7 – wał (część lewa), 8 – wał (część prawa)

Ostatnia wymieniona wada była przyczyną destrukcji mechanizmu satelitowego w trakcie testów laboratoryjnych.

3. Rozrząd mechanizmu satelitowego o odwróconej kinematyce

Zniszczenie mechanizmu roboczego, dla przypadku obracającej się obwodnicy i nieruchomej planety z nieruchomymi typowymi płytkami rozrządu (rys. 3), skłoniło do głębszej analizy kinematyki tego mechanizmu. Okazało się, że w trakcie obrotu obwodnicy (przy unieruchomionej planecie), dwie sąsiednie komory, oddzielone satelitą, są w tej samej fazie, tzn. w fazie zasysania lub w fazie wytłaczania cieczy. W związku z tym liczba otworów dopływu (lub odpływu) w płytce rozrządu musi być równa ilości garbów na planecie. Czyli dla mechanizmu z czterogarbną planetą muszą być cztery otwory dopływowe w jednej płytce i cztery otwory odpływowe w drugiej płytce.

Na rysunku 5 przedstawiono dwa przypadki położenia obwodnicy względem planety, dla których dwie sąsiednie komory są w tej samej fazie. Są to komory S_1 i S_2 (będące w fazie ssania) oraz komory O_1 i O_2 (będące w fazie wytłaczania). Otwory dopływu 1 w płytce rozrządu ssącej zaznaczono linią cienką, zaś otwory odpływu 2 w płytce rozrządu tłocznej zaznaczono linią grubą.

Przedstawiony na rysunku 5 kształt otworów dopływu/odpływu jest kształtem o maksymalnym polu jaki można byłoby zastosować w tej konstrukcji mechanizmu roboczego. Kształt tych otworów wynika z położenia satelity dla przypadku powstania komory martwej maksymalnej KM_{max} i komory martwej minimalnej KM_{min} (rys. 6).



Rys.5. Komory S₁ i S₁ w fazie ssania oraz komory O₁ i O₂ w fazie wytłaczania płynu [5] 1 - otwór ssqcy, 2 - otwór tłoczny

Stwierdzono, że teoretycznie otwory w płytkach rozrządu mogą być kołami o średnicy większej od średnicy satelity. W rzeczywistości jest to nierealne, gdyż spowodowałoby to wpadanie satelity w otwór i szybkie zniszczenie zarówno satelity jak i płytki rozrządu. Czyli mechanizm będzie poprawnie funkcjonował wtedy, gdy szerokość otworów B nie będzie większa od średnicy podstaw zębów satelity (rys. 7). Z praktycznego punktu widzenia, pojawiają się
dodatkowe ograniczenia warunkujące szerokość B otworów. Pierwszym ograniczeniem jest konstrukcja kolektorów doprowadzających i odprowadzających ciecz z otworów rozrządu w płytkach. Drugim jest konstrukcja kompensacji luzów (rys. 9). W konstrukcji pompy kolektory i kompensacja tworzą jedną nierozerwalną całość (rys. 10).



Rys.6. Położenie obwodnicy i satelitów odpowiadające komorze martwej minimalnej KM_{min} (linia gruba) i odpowiadające komorze martwej maksymalnej KM_{max} (linia cienka) oraz kształt otworu w płytce rozrządu wynikający z położenia satelitów dla KM_{min} i KM_{max} [5]



Rys.7. Wymiary otworu w płytce rozrządu [5]

Z analizy teoretycznej wynika, że długość L otworów można opisać równaniem [5]:

$$L \in \left(D_{pz}; 1, 1 \cdot \left(x + D_{pz}\right)\right) \tag{1}$$

gdzie:

$$x = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot \cos\left(\frac{180^\circ}{l_p} - \frac{360^\circ}{l_s}\right)}$$
(2)

$$R_{I}, R_{2} \in \left(R_{min} + \frac{D_{pz}}{2}; R_{max} + \frac{D_{pz}}{2}\right)$$
 (3)

D_{pz}	_	średnica	podstaw	zębów	satelity,
----------	---	----------	---------	-------	-----------

m – moduł zęba,

$R_{min,} R_{max}$	_	najmniejsza	i	największa	odległość	od	środka	planety	do
		wierzchołka	Z¢	ęba planety (rys. 5),				

- l_p liczba garbów planety,
- l_s liczba satelitów.

Stała 1,1 zawarta we wzorze (1) oznacza, że dopuszczalne jest przekrycie ujemne w rozrządzie mechanizmu satelitowego (konieczne, ze względu na uniknięcie groźnych w skutkach pików ciśnienia w komorach roboczych pompy). Istotę przekrycia w rozrządzie przedstawiono na rysunku 8, gdzie poszczególne symbole oznaczają:

KM_{max}	_	komora martwa maksymalna	ι,

 KM_{min} – komora martwa minimalna,

1, 2 – otwory dopływu, odpływu w płytach rozrządu,

- 1a, 2a krawędź otworu dopływu, odpływu odpowiadająca przekryciu zerowemu,
- 1b, 2b krawędź otworu dopływu, odpływu odpowiadająca przekryciu dodatniemu,
- *1c, 2c* krawędź otworu dopływu, odpływu odpowiadająca przekryciu ujemnemu.



Rys.8. Przekrycia w rozrządzie mechanizmu satelitowego o odwróconej kinematyce [5]

Dopuszczalne kształty otworów w płytce rozrządu spełniające wyżej wymienione ograniczenia wynikające z konstrukcji pompy przedstawiono na rysunku 9.



Rys.9. Dopuszczalne kształty otworów w płytce rozrządu spełniające ograniczenia wynikające z konstrukcji pompy [5]

Na rysunku 10 przedstawiono płytki z rzeczywistym kształtem otworów rozrządu dla mechanizmu satelitowego o odwróconej kinematyce, zastosowane w pompie. Poszczególne symbole oznaczają:

0 –	kształt otworu rozrządu zastosowany w	<i>w</i> konstrukcji,
-----	---------------------------------------	-----------------------

O_{max} ·	_	otwór o	maksymal	lnym polu,
1100000			2	2 1 /

 K_T – pole cieczy oddziaływującej na płytkę z kolektora tłocznego (pole kompensacji),

D – pole dopływu cieczy w kolektorze ssącym,

 K_S – pole kompensacji w kolektorze ssącym,

O_{KS} – otwór kompensacji.



Rys.10. Płytka rozrządu ssąca (po lewej) i tłoczna (po prawej) [źródło: opracowanie własne]

4. Pompa satelitowa agregatu

Budowę pompy satelitowej, zastosowanej w kolejnej konstrukcji agregatu, przedstawiono na rysunku 11. Wałek 1 pompy jest sprzęgnięty poprzez kulki 17 z przyłączem tłocznym 8. Przyłącze to z kolei jest elementem nieruchomym, przymocowanym do pokrywy silnika elektrycznego. Na wałku 1 osadzona jest planeta 2 (bez możliwości obrotu) oraz płytki rozrządu 6 i 7. Przy czym płytki te są pozycjonowane w stosunku do planety za pomocą kołków 11. Obwodnica 3 jest elementem wprawianym w ruch obrotowy. Wysokość obwodnicy 3 i satelitów 4 jest mniejsza od wysokości planety o sumę luzu montażowego i luzu wymaganego do prawidłowej pracy urządzenia. Całość ściśnięta jest nakrętką 9. Zasysanie cieczy odbywa się poprzez otwory i kanały kolektora ssącego 7.



(opis w tekście) [źródło: opracowanie własne]

Uszczelnienie 16 nie dopuszcza do przepływu cieczy w szczelinach wału 1 z przyłącza tłocznego 8 do kolektora ssącego 7.

W związku z tym, że w tej konstrukcji obraca się obwodnica, wielkość szczelin przeciekowych (na czołach obwodnicy) jest zdecydowanie większa niż w znanych rozwiązaniach pomp czy silników satelitowych, gdzie występowały szczeliny na czole planety. Dlatego też, w celu ograniczenia niepożądanych strat objętościowych, w pompie zastosowano dwa pola kompensacji luzów osiowych. Pierwsze pole, znane z wcześniejszych rozwiązań konstrukcyjnych maszyn satelitowych [1], jest ograniczone pierścieniami uszczelniającymi 13 i 15. Drugie pole, zastosowane po raz pierwszy w konstrukcji maszyn satelitowych, jest ograniczone pierścieniami 12 i 14. Pole to jest połączone otworami O_{KS} z komorą wysokiego ciśnienia w mechanizmie roboczym (rys. 7 i 8).

Konstrukcja pompy została obliczona dla ciśnienia 32 MPa.

5. Budowa satelitowego agregatu pompowego

Konstrukcję satelitowego agregatu pompowego przedstawiono na rysunku 12. Do budowy agregatu wykorzystano seryjnie produkowany silnik elektryczny. Zmianom konstrukcyjnym poddano tylko pokrywy boczne 2 i 3 oraz wał silnika 4. Pompa satelitowa o odwróconej kinematyce 1 umieszczona jest w wydrążonym wale 4. Właściwą współpracę pompy z wałem zapewniają panewki 7 i 8. Pierścień 6 stanowi podparcie dla uszczelniacza 17. Napęd z wału na obwodnicę przekazywany jest za pośrednictwem kołków 9. Przyłącze tłoczne pompy unieruchomione jest za pośrednictwem kulek 19 i pokrywy sprzęgającej 10. Zasysanie cieczy przez pompę 1 odbywa się przez przyłącze ssące 11 i centralny otwór w wale 4. Po stronie ssącej w przyłączu 11 znajduje się uszczelnienie 18 wału 4. Wirnik 14 silnika elektrycznego ustalony jest na wale 4 poprzez wpust 12 i nakrętkę 5. Łożyska 15 i 16 wału 4 umieszczone są w pokrywach 2 i 3 (podobnie jak w typowym silniku).



Rys.12. Przekrój osiowy satelitowego agregatu pompowego (opis w tekście) [źródło: opracowanie własne]

Agregat pompowy wyposażony jest w układ obcej wentylacji (nie pokazany na rysunku 12).

Konstrukcja agregatu, przedstawiona na rysunku 9, ma wiele zalet w stosunku do konstrukcji przedstawionej na rysunku 4. Otóż:

- właściwe warunki pracy wirnika silnika elektrycznego (niedzielony wał);
- bardzo łatwy montaż pompy;
- bardzo łatwe montowanie i demontowanie pompy z agregatu (cała pompa wychodzi z wału po zdjęciu pokrywy sprzęgającej 10);
- przecieki z uszczelnień są odprowadzane specjalnymi otworami (niewidoczne na rysunku) w pokrywie 10 i przyłączu 11 na zewnątrz silnika elektrycznego;

istnieje możliwość pompowania różnych cieczy (w tym emulsji HFA-E lub wody).

Ponadto, zaletą takiego agregatu jest brak ruchomych elementów zewnętrznych (co podnosi bezpieczeństwo pracy) oraz ograniczona do minimum masa (co ułatwia mobilność agregatu).

6. Podsumowanie

Prototyp agregatu pompowego, wg konstrukcji przedstawionej na rysunku 12, zbudowano przerabiając silnik 2SIE160-L4 (15 kW, 1450 obr/min) wykorzystany do budowy agregatu przedstawionego na rysunku 4. Prototyp pompy (według rys. 11) zbudowano w oparciu o mechanizm roboczy z nowym zarysem zębów [6] o module 0,75 mm i wysokości 25 mm (33 cm³/obr). Należy zaznaczyć, że mechanizmy o takiej wysokości jak dotąd są stosowane tylko w silnikach. W znanych pompach satelitowych (seria PSM), ze względu na kawitację, stosuje się mechanizm o wysokości 15 mm. Pompa z tym mechanizmem (rys. 11) wymaga ok. 21 kW mocy przy n = 1450 i $\Delta p = 25$ MPa. Silnik okazuje się więc za mały. Jednakże zdecydowano się na takie rozwiązanie ze względu na to, że pierwszym podstawowym celem budowy prototypu agregatu było sprawdzenie poprawności działania mechanizmu satelitowego o odwróconej kinematyce.

Pierwsze uruchomienie agregatu odbyło się przy bardzo małej prędkości (30 obr/min) przy temperaturze oleju równej 25°C (lepkość ok 110 cSt). Stwierdzono przetłaczanie cieczy i poprawność działania rozrządu. Dalszy test obejmował zbadanie wydajności w funkcji prędkości obrotowej przy ciśnieniu w króćcu ssącym równym 0 bar i bez obciążenia (ciśnienie tłoczenia rzędu 18 bar było wynikiem oporów przepływu w przepływomierzu i instalacji). Stwierdzono zależność liniową wydajności od prędkości do wartości granicznej 1200 obr/min. Po przekroczeniu tej prędkości wydajność agregatu jest stała co świadczy o dużym oporze przepływu w kanałach wewnętrznych ssących i w płytce rozrządu ssącej. Problem ten zniknie po odpowiednim powiększeniu otworów w płytce rozrządu ssącej.

Pierwsze testy agregatu obciążonego wykazały poprawność jego działania w zakresie ciśnienia tłoczenia do 14 MPa. Po przekroczeniu tego obciążenia zaobserwowano rozszczelnienie elementów 5 i 8 (rys. 11), wciskanie O-Ringa 15 w szczelinę i wyciek cieczy przez tę szczelinę. Problem ten i sposób jego rozwiązania jest opisany w [3].

Następny prototyp agregatu pompowego jest budowany w oparciu o silnik 180-L8 (11 kW, 750 obr/min) z wyeliminowaniem wyżej wymienionych wad pompy. Agregat ten zostanie gruntownie przebadany, zostaną wyznaczone jego charakterystyki eksploatacyjne przy zastosowaniu różnych cieczy roboczych (oleju, emulsji HFA-E i wody). Przewiduje się również badania trwałościowe.



Pompa satelitowa o odwróconej kinematyce pozwala zbudować agregat pompowy z wykorzystaniem silnika elektrycznego wysoko momentowego z magnesami trwałymi. Przykład takiego silnika przedstawiono na rysunku 13.

Rys.13. Wysoko momentowy silnik elektryczny z magnesami trwałymi [9]

Cenną zaletą takiego silnika jest:

- duża średnica wewnętrzna wału, pozwalająca umieścić tam pompę satelitową;
- małe gabaryty i niewielka masa;
- stały moment w dużym zakresie prędkości obrotowej, co pozwalałoby na pracę obciążonej pompy z małymi prędkościami obrotowymi (sterowanie wydajnością);
- możliwość zabudowy w zbiorniku z cieczą, co ułatwia proces chłodzenia silnika.

Wadą takiego silnika jest to, że nie może on pracować bez specjalnego falownika. Ponadto koszt takiego silnika z falownikiem jest bardzo wysoki (nawet dziesięciokrotnie większy w stosunku do standardowego silnika asynchronicznego). Na dzień dzisiejszy budowa agregatu z takim napędem wydaje się ekonomicznie nieuzasadniona.

Literatura

- 1. Balawender A., Śliwiński P. i inni: (2010). Badania rozwojowe hydraulicznych silników i pomp satelitowych o małych objętościach roboczych zasilanych wodą, emulsją i olejem. Raport projektu badawczo-rozwojowego nr R0300103. Politechnika Gdańska.
- 2. Osiecki L., Śliwiński P.: (2010). Agregat pompowy. Zgłoszenie patentowe nr P.393356 z dnia 20.12.2010 r.
- 3. Patrosz P.: (2013). Symulacja odkształceń w węźle kompensacji luzów satelitowego agregatu pompowego. Publikacja zgłoszona na konferencję CYLINDER 2013.
- 4. Sołtys P.: (2012). Praca dyplomowa magisterska: Projekt agregatu pompowego. Politechnika Gdańska.
- Śliwiński P., Patrosz P., Osiecki L.: (2013). Płynowa maszyna wyporowa z satelitowym mechanizmem roboczym o odwróconej kinematyce. Zgłoszenie patentowe nr P.403060 z dnia 07.03.2013 r.
- Śliwiński P., Patrosz P.: (2012). Satelitowy mechanizm roboczy hydraulicznej maszyny wyporowej. Zgłoszenie patentowe nr P.401821 z dnia 29.11.2012 r.
- 7. Katalog wyrobów firmy DAIKIN: www.daikin.com.
- 8. Katalog wyrobów firmy HAVE: www.hawe.com.
- 9. Katalog wyrobów firmy PARKER: www.parker.com.

Sterownik elektrohydrauliczny typu SEMI-3 – przykładem współczesnych trendów konstrukcyjnych

Jan Jagła - Instytut Technik Innowacyjnych EMAG

1. Wstęp

W Instytucie Technik Innowacyjnych EMAG od wielu lat prowadzone są prace badawczo-rozwojowe w zakresie mechanizacji i automatyzacji maszyn i urządzeń górniczych. W latach siedemdziesiątych rozpoczęto prace nad przystosowaniem rozdzielaczy elektrohydraulicznych i elektropneumatycznych do iskrobezpiecznego sterowania elektrohydraulicznego układami napędowych maszyn przeznaczonych do pracy w podziemiach kopalń i dla różnego rodzaju mediów roboczych stosowanych w układach sterowania maszyn. Działania zaowocowały opracowaniem doświadczalnego sterownika elektrohydraulicznego do sterowania kierunkiem przepływu emulsji olejowo-wodnej (rys. 1).

Po latach intensywnych prac i zdobyciu wielu doświadczeń dopracowano się konstrukcji sterowników elektrohydraulicznych i elektropneumatycznych konkurencyjnych w stosunku do oferowanych rozwiązań innych firm pod względem rozwiązań technicznych, parametrów pracy, niezawodności i trwałości.

Sterowniki te są jednym z podstawowych elementów w procesie automatyzacji i mechanizacji maszyn i urządzeń górniczych.

2. Szczególne warunki pracy rozdzielaczy elektrohydraulicznych

2.1. Środowisko pracy

Elementy układów hydraulicznych maszyn i urządzeń górniczych podlegają działaniu różnych czynników zewnętrznych, takich jak zapylenie (pył węglowy i kamienny), wilgotność powietrza, gazy, temperatura otoczenia. Elementy te muszą być zabezpieczone przed oddziaływaniem tych czynników i niebezpieczeństwem spowodowania wybuchu metanu. Rozdzielacze elektrohydrauliczne jako jeden z elementów układu hydraulicznego muszą spełniać ściśle określone wymagania sprecyzowane w odpowiednich normach. Warunek iskrobezpieczeństwa, zabezpieczenia przed działaniem pyłów i innych czynników stawia przed konstruktorem określone wymagania, które mają istotny wpływ na proces projektowania, doboru odpowiednich materiałów, zabezpieczenia tych materiałów przed korozją, oraz na sam proces wykonania, montażu i badania tych elementów.

Dotyczy to szczególnie rozdzielaczy, które służą do zdalnego elektrycznego sterowania kierunkiem przepływu różnych mediów.

Sterowniki elektrohydrauliczne przewidziane są w zasadzie dla konkretnego medium roboczego. Inne wymagania stawia olej hydrauliczny lub medium o zbliżonych własnościach, inne emulsja olejowo-wodna, a jeszcze inne sprężone powietrze.

2.2. Media robocze

W maszynach i urządzeniach górniczych stosowane są różne media robocze - przykładowo w układach napędowych kombajnów ścianowych stosowany jest olej hydrauliczny, a w hydraulicznych obudowach zmechanizowanych podstawowym i jedynym medium roboczym jest emulsja olejowowodna.

Lepkość emulsji jest mała i zbliżona do lepkości wody, smarność zaś stosunkowo niska. W przypadku stosowania tego medium roboczego, można mieć do czynienia ze zjawiskiem korozji mikrobiologicznej, której źródłem są mikroorganizmy zawarte w wodzie. W przypadku medium jakim jest powietrze pojawiają się jeszcze większe problemy.

W napędach urządzeń przyszybowych z reguły jako medium robocze wykorzystywane jest sprężone powietrze. Lepkość powietrza jest znikomo mała w stosunku do lepkości wody, a bardzo duża ściśliwość przy ograniczonym ciśnieniu zasilania może być przyczyną powstania zjawiska "młotka pneumatycznego". Dodatkowo częsty brak odwodnienia powietrza zasilającego potęguje zjawisko korozji.

W niektórych urządzeniach i maszynach górniczych mamy do czynienia z działaniem rozdzielacza z dużą częstotliwością, tak jak na przykład w kombajnie. Z mniejszą częstotliwością pracują rozdzielacze w zmechanizowanej obudowie ścianowej, sporadycznie zaś w tamach, śluzach przejazdowych i przesypach. Przerwy pomiędzy załączeniami rozdzielacza mogą sięgać nawet 100 i więcej godzin. W przypadku długich przerw w pracy, ze szczególnym natężeniem występuje wytrącanie się zanieczyszczeń z medium roboczego. Dotyczy to głównie emulsji olejowo-wodnej. Długie przerwy w pracy układu hydraulicznego są przyczyną również bardzo niekorzystnego zjawiska jakim jest jego zapowietrzenie.

W tych trudnych warunkach eksploatacyjnych rozdzielacze muszą spełniać również warunek trwałości wynoszący co najmniej 30 000 cykli przesterowań.

Rozdzielacze opracowane przez Instytut EMAG spełniają ten warunek i z powodzeniem zapewniają 60 000 cykli przesterowań.

2.3. Podstawowe podzespoły konstrukcji rozdzielaczy

Konstrukcja rozdzielaczy elektrohydraulicznych i elektropneumatycznych składa się ze sterownika elektrohydraulicznego, to jest rozdzielacza pilotującego

zintegrowanego z elektromagnesem i rozdzielacza wykonawczego. Konstrukcja rozdzielaczy pilotowych została oparta na technice zaworowej zapewniającej dużą szczelność zamknięcia, nie do osiągnięcia przy rozdzielaczach suwakowych. Jest to szczególnie ważne, gdy medium roboczym jest powietrze lub emulsja olejowo–wodna. Rozdzielacz zaworowy jest elementem dwupołożeniowym.

Istotną zaletą opracowanych sterowników jest możliwość ustawienia odpowiedniej szczeliny roboczej, a więc jego siły działania. Wielkość szczeliny ustawia się w zależności od zastosowanego rozdzielacza pilotującego i w konsekwencji z rodzaju użytego medium roboczego.

Zadaniem sterownika elektrohydraulicznego jest sterowanie pracą rozdzielaczy wykonawczych i zapewnienie sterowania dużymi mocami hydraulicznymi przy bardzo małych siłach lub mocach elektrycznych potrzebnych do zasilania elektromagnesu.

Elektromagnesy stosowane w tych rozdzielaczach muszą być dopuszczone do stosowania w podziemnych wyrobiskach zakładów górniczych w polach niemetanowych i metanowych w pomieszczeniach zaliczonych do stopnia "a", "b" i "c" niebezpieczeństwa wybuchu zgodnie z właściwościami określonymi cechą budowy przeciwwybuchowej Exsi_aI.

Elektromagnes ten może współpracować z iskrobezpiecznym obwodem wyjściowym kategorii i_a zasilacza dopuszczonego dla I grupy wybuchowości gazu o następujących parametrach U = 12 V DC(-15% ÷ +10%), $I_{max} = 1,6$ A. [1, 2].



3. Przegląd pierwszych konstrukcji

Rys.1. Pierwsze rozwiązanie konstrukcyjne sterownika SEMI-1



Rys.2. Sterownik elektrohydrauliczny SEMI-1

Pierwszym prototypowym sterownikiem był sterownik elektrohydrauliczny typu SEMI–1 (rys. 2). Elektromagnes ten był tak zwanym elektromagnesem "mokrym", to znaczy, że medium robocze po przesterowaniu rozdzielacza pilotowego przedostaje się do przestrzeni pomiędzy tulejką a kotwicą i rdzeniem. Wpływ ciśnienia na elementy elektromagnesu wymagało opracowania konstrukcji o zwiększonej wytrzymałości.

Zebrane doświadczenia i współpraca z Instytutem Automatyki Politechniki Śląskiej pozwoliły na opracowanie nowej zoptymalizowanej konstrukcji elektromagnesu oznaczonego EMI-3. Elektromagnes ten, jest również tak zwanym elektromagnesem "mokrym". Zmodernizowano konstrukcję rozdzielacza pilotującego optymalizując wielkość szczeliny roboczej i wyposażając go w indywidualny filtr. Sterownik ten przy pobieranej mocy rzędu 1 W pozwalał sterować ciśnieniem rzędu 38 MPa.



Rys.3. Sterownik Elektrohydrauliczny SEMI-2

Dla poprawy funkcjonalności elektromagnesu dokonano zmian w układzie zasilania napięciem jego cewki oraz zmodernizowano przycisk sterowania ręcznego (rys. 3).

Zastosowanie w tym rozwiązaniu specjalnego układu elektronicznego sterującego pracą elektromagnesu poprawiło funkcjonalność pozwalająca na szybszą likwidację magnetyzmu szczątkowego po zaniku napięcia zasilającego elektromagnes.

Obecnie produkowane są sterowniki SEMI-2 z elektromagnesem EMI-3 z komorą przyłączeniową. Sterowniki te produkowane są w trzech odmianach SEMI-2/E, SEMI-2/OL oraz SEMI-2/P. Symbol oznacza medium robocze dla jakiego jest on przewidziany, a mianowicie emulsji olejowo-wodnej, oleju hydraulicznego lub o podobnych właściwościach, oraz sprężonego powietrza.



Rys.4. Sterownik SEMI-2 z komorą przyłączeniową

Sterownik Elektrohydrauliczny typu SEMI-2 (rys. 4.) stał się podstawą rozwoju całego typoszeregu rozdzielaczy hydraulicznych i pneumatycznych wytwarzanych przez Instytut EMAG.

4. Aplikacja Sterownika Elektrohydraulicznego SEMI-2 do sterowania iskrobezpiecznymi rozdzielaczami hydraulicznymi i pneumatycznymi z wykorzystaniem różnego typu medium roboczego stosowanego w urządzeniach i maszynach górniczych w trudnych warunkach podziemi kopalń [9]

Medium robocze – olej hydrauliczny

Jedną z pierwszych adaptacji Sterownika Elektrohydraulicznego SEMI-2 do dzisiaj eksploatowanych w układach hydraulicznych zasilanych olejem hydraulicznym jest zastosowanie w konstrukcji Rozdzielacza Elektrohydraulicznego ZEH-2 (rys. 5). Rozdzielacz ten jest stosowany w olejowym układzie hydraulicznym sterowania pracą kołowrotów kopalnianych.



Rys.5. Rozdzielacz Elektrohydrauliczny ZEH-2

Rys.6. Sterownik SEMI-2 z kostką przyłączową

Sterownik Elektrohydrauliczny SEMI-2 zamontowany do odpowiedniej kostki z gniazdami przyłączowymi zasilania, spływu i odbioru jest stosowany w układzie sterowania napędem kolejek podwieszanych typu HNK-1 (rys. 6) zasilanych olejem hydraulicznym.



Rys.7. Rozdzielacz proporcjonalny typu RPro-1

Sterowniki Elektrohydrauliczne SEMI-2 sterują pracą Rozdzielacza Proporcjonalnego typu RPro-1 (rys. 7) za pośrednictwem popychaczy pośrednich znajdujących się w elementach dociskowych wkładu zaworowego. Rozdzielacz Proporcjonalny jest 4-drogowym hydraulicznym rozdzielaczem regulacyjnym, proporcjonalnym, przeznaczonym do elektronicznej regulacji ciśnienia i przepływu cieczy w maszynach i urządzeniach.

Rozdzielacz hydrauliczny z odpowiednim wkładem zaworowym z suwakiem i centralnie umieszczonymi dyszami tworzy regulator ciśnienia/przepływu.

Medium robocze – sprężone powietrze

Sterownik o symbolu SEMI-2/P przeznaczony jest do sterowania iskrobezpiecznych elektropneumatycznych rozdzielaczy o bardzo dużych przepły-

wach sprężonego powietrza przy ciśnieniu nominalnym 0,63 MPa. Rozdzielacze elektropneumatyczne iskrobezpieczne typu REPI (rys. 8) są przeznaczone do elektrycznego sterowania kierunkiem przepływu sprężonego powietrza w maszynach i urządzeniach stosowanych w podziemnych wyrobiskach zakładów górniczych zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego, zgodnie z właściwościami określonymi cechą budowy przeciwwybuchowej.

W rozdzielaczach tych zastosowano suwakowy rozdzielacz pneumatyczny konstrukcji Instytutu EMAG. Rozdzielacz ten przeszedł również cykl rozwoju doprowadzając do rozwiązania, w którym elektromagnes, rozdzielacz pilotujący i rozdzielacz wykonawczy stanowią jedną całość konstrukcyjną.

Opracowano typoszereg rozdzielaczy elektropneumatycznych typu REPI - */*-*-* o różnych parametrach techniczno-konstrukcyjnych dostosowując je do potrzeb oraz liczniejszych odbiorców.





Rys.8. Rozdzielacz elektropneumatyczny typu REPI - */*-*-*

Rys.9. Rozdzielacz elektropneumatyczny typu ZEP-1 - */*-*-*

Pozytywne doświadczenia ze stosowaniem sprężonego powietrza w sterowaniu urządzeń pomocniczych w przemyśle wydobywczym zainicjowały rozszerzenie zakresu zastosowania tego medium. Aktualnie są powszechnie stosowane rozdzielacze elektropneumatyczne REPI do sterowania pracą urządzeń przyszybowych. Parametry techniczne tych rozdzielaczy nie są wystarczające do sterowania maszyn o większej wydajności.

Konieczność sterowania awaryjnego napędem pneumatycznym wentylatora lutniowego w przypadku wyłączenia energii elektrycznej, zrodziła potrzebę skonstruowania zaworu elektropneumatycznego o dużej wydajności typu ZEP-1 (rys. 9) sterowanego sterownikiem typu SEMI-2.

Medium robocze – woda

Procedura uruchomieniowa napędów maszyn urabiających przewiduje wstępne uruchomienie pompy wodnej w chodniku podścianowym i wytworzenie ciśnienia o odpowiedniej wartości. Dostarczona woda zasila obwody chłodzenia i zraszania zabudowane na kombajnie ścianowym. Praktycznie



niemożliwe jest uruchomienie napędów bez kontroli dopływu wody jak i sygnalizacji braku odpowiedniego ciśnienia. Niedostateczny stan ciśnienia w obecnie stosowanych układach sygnalizuje czujnik ciśnienia wody, przekazując informacje do systemu sterowania i diagnostyki. Brakuje natomiast możliwości automatycznego sterowania zaworu dopływu wody znajdującym się na kombajnie.

Instytut EMAG zaproponował zastosowanie zaworu elektrohydraulicznego spełniającego wymagania określone dla urządzeń pracujących w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (rys. 10). Sterownik elektrohydrauliczny typu SEMI-2/.., steruje zaworem hydraulicznym typu grzybkowego.

Zastosowanie tego zaworu ze względu na różny stan zanieczyszczenia wody w rurociągach p. poż. wymaga spełnienia warunku filtracji na poziomie 25 mm, co wymaga skonstruowania wyrafinowanego systemu filtracji. Proponuje się w przyjętym rozwiązaniu, aby sterownik elektrohydrauliczny poprzez rozdzielacz pilotujący sterował rozdzielaczem typu grzybkowego.



Rys.10. Zawór Elektrohydrauliczny do instalacji wodnych typu ZEW-1



Rys.11. Rozdzielacz Wykonawczy typu RWSE-1

Do sterowania przepływu medium, które poprzez obwód hydrauliczny steruje jednym odbiornikiem z jedną funkcją, opracowano Rozdzielacz Wykonawczy typu RWSE-1. Umożliwia on sterowanie elektryczne lub ręczne

zatrzymanie przepływu medium lub jego przepływ w określonym kierunku. Jako medium stosuje się olej hydrauliczny (lub inny o podobnych własnościach) lub emulsję olejowo-wodną. Maksymalna wielkość przepływu zależy od rodzaju medium roboczego, jego ciśnienia oraz dopuszczalnych przez użytkownika spadków ciśnienia na zaworach rozdzielacza wykonawczego. Nominalne ciśnienie wynosi 32 MPa.



5. Rozwiązanie konstrukcyjne nowego Sterownika Elektrohydraulicznego SEMI-3/...

Rys.12. Sterownik elektrohydrauliczny typu SEMI-3/...

Sterownik elektrohydrauliczny typu **SEMI-3/..** (*rys. 12*) zbudowany jest z **iskrobezpiecznego elektromagnesu** o nowoczesnej konstrukcji typu EMI-4 i zmodernizowanego **rozdzielacza pilotującego** typu RHP-4 [4].

Istotnym elementem **nowoopracowanego iskrobezpiecznego elektromagnesu** jest zmniejszona w stosunku do poprzedniego modelu cewka, o poborze prądu 0,08 A. Cewka z uzwojeniami nawiniętymi na karkas jest umieszczona w zespół nieruchomy magnetowodu składającego się z tulei, zwory zamykającej tuleje z jednej strony i rdzenia zamykającego z drugiej strony. Wewnątrz cewki przemieszcza się ruchoma część magnetowodu stanowiąca walcową kotwicę z osadzonym w niej popychaczem działającym na popychacz rozdzielacza pilotującego. Popychaczem dokonuje się regulacji szczeliny roboczej poprzez jego wkręcanie/wykręcanie z korpusu kotwicy. Magnetowód umieszczono w korpusie wykonanym z tworzywa sztucznego dopuszczonego do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem gazu.

Poprzez odpowiednią regulację wielkości szczeliny między kotwicą a rdzeniem i ustala się optymalny punkt pracy na charakterystyce mechanicznej elektromagnesu, dobierając odpowiednią siłę potrzebną do przesterowania rozdzielacza typowanego do konkretnego medium roboczego. Obwód zasilania

cewki zabezpieczony jest przed przeciążeniem, zwarciem oraz wzrostem napięcia - zapewnia to iskrobezpieczeństwo obwodu.

Do korpusu jest przykręcony zmodernizowany rozdzielacz pilotujący, którego konstrukcja składa się z tulei z odpowiednio usytuowanymi otworami tworzącymi kanały zasilania, odbioru i spływu. Wewnątrz tulei umieszczono zespoły zaworowe sterowane popychaczem pośrednim napędzanym popychaczem kotwicy elektromagnesu. Uszczelnienie popychacza pośredniego zapewnia tzw. "suchość" elektromagnesu.

Zasilanie elektryczne jest doprowadzone przewodem poprzez złącze Hirschmann zgodnie ze opracowanym schematem. Elektromagnes jest zasilany napięciem o wartości $12 \pm 15\%$ VDC, co zapewnia wystarczającą siłę na przesterowanie rozdzielacza pilotującego przy ciśnieniu maksymalnym 35 MPa, spełniając przy tym wymagania iskrobezpieczeństwa. Nad kotwicą jest zabudowany przycisk ręcznego przesterowania rozdzielacza pilotującego i zabezpieczony osłoną przed zanieczyszczeniami.

Wysterowanie elektryczne rozdzielacza pilotującego następuje poprzez włączenie cewki elektromagnesu w obwód iskrobezpiecznego źródła napięcia elektrycznego powodując przesunięcie kotwicy w kierunku rdzenia. Ruch ten wywołuje wzrost siły wytworzonej przez pole magnetyczne, która przenosi się przez popychacz kotwicy i popychacz rozdzielacza pilotującego powodując przełączenie odpowiednich obwodów hydraulicznych rozdzielacza. Wysterowanie mechaniczne rozdzielacza pilotującego może odbywać się również za pomocą przycisku ręcznego umieszczonego na obudowie korpusu elektromagnesu.

6. Badania laboratoryjne

Wykonany układ elektromechaniczny (elektromagnes wraz z rozdzielaczem pilotującym) poddano badaniom mającym na celu potwierdzenie poprawności jego opracowania i wykonania [3].

Badania wytrzymałościowe

Zgodnie z wytycznymi normy PN EN 1804-3:2008 "Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej. Hydrauliczne układy sterowania" Sterownik Elektrohydrauliczny SEMI-3 podlega następującym wymaganiom:

- szczelności,
- wytrzymałości ciśnieniowej,
- zachowania przy przełączaniu,
- niezawodności działania,
- odporności na ciśnienie na spływie.

Badania środowiskowe

Zgodnie z wytycznymi wyszczególnionych norm i opracowanych Warunków Technicznych Odbioru dla sterownika elektrohydraulicznego SEMI-3 przeprowadzono badania według następującego programu.

Lp.	Badanie	Metoda badania (norma, procedura)
1.	Nagrzewanie	według p. 5.2.7 K03.036WTO1
2.	Rezystancja izolacji	według p. 2.4.4 PN-G-50006:2003
3.	Wytrzymałość elektryczna izolacji	według p. 2.4.5 PN-G-50006:2003
4.	Odporność na zimno	według PN-EN 60068-2-1:2009
5.	Odporność na suche gorąco	według PN-EN 60068-2-2:2009
6.	Odporność izolacji na wilgotne gorąco stałe	według PN-EN 60068-2-78:2007
7.	Wytrzymałość na wibracje (Próba Fc)	według PN-G 50006:1997 punkt 2.7.6 oraz tablica 2, wiersz "Średnio narażone" PN-EN 60068-2-6:2008

Program badań:

Wyznaczono charakterystykę mechaniczną elektromagnesu, podającą zależność siły przyciągania zwory (kotwicy) przez rdzeń, w funkcji wzajemnej ich odległości; przy stałym natężeniu prądu wzbudzającego uzwojenie i stałej temperaturze zgodnie z wytycznymi normy PN-EN 06830:1996.

Pomiar charakterystyki siły elektromagnesu w funkcji szczeliny roboczej kotwicy przeprowadzono na stanowisku badawczym sterowników (rys. 13).

Pomiar siły wykonano czujnikiem siły tensometrycznym KMM30-500N. Szczelinę roboczą wyznacza się z odczytu czujnika przemieszczenia ABSOLUTE Digimatic ID-S Solar. Zmniejszano szczelinę roboczą co 0,01 mm aż do całkowitego jej zlikwidowania. Na podstawie zmierzonych wartości sporządzono wykres siły elektromagnesu w funkcji szczeliny roboczej kotwicy.

Wyznaczone statyczne charakterystyki mechaniczne elektromagnesu potwierdzają prawidłowość przyjętej koncepcji konstrukcji (rys. 14). Dość ważnym elementem wykonania jest kształt i szczeliny powietrznej kotwicardzeń. Na kształt charakterystyki dość istotnie wpływa również reżim technologiczny w zakresie wykonania obróbki cieplnej. Na poniższym wykresie przedstawiono statyczną charakterystykę mechaniczną wykonanego typoszeregu elektromagnesów.

Dla celów porównawczych odniesiono się do charakterystyki aktualnie wytwarzanego Sterownika Elektrohydraulicznego SEMI-2/..



Rys.13. Prototyp Sterownika Elektrohydraulicznego na przyrządzie badawczym do wyznaczania charakterystyki mechanicznej



Zespół autorski zastrzegł niektóre zastosowane nowatorskie rozwiązania konstrukcyjne Sterownika Elektrohydraulicznego typu SEMI-3/.. we wniosku patentowym. Zastrzeżeniu patentowemu poddano trzy istotne rozwiązania konstrukcyjne.

Poniżej przedstawiono (rys. 15) porównanie aktualnie wytwarzanego Sterownika Elektrohydraulicznego SEMI-2/..[4] i nowej konstrukcji sterownika SEMI-3/... [5].



Rys.15. Sterownik Elektrohydraulicznego SEMI-2 i Sterownik Elektrohydrauliczny SEMI-3

Dane techniczne:

Sterownik Elektrol	ydrauliczny SEMI-2	Sterownik Elektroh	ydrauliczny SEMI-3
Rodzaj budowy	Ex1al Ma	Rodzaj budowy	Ex1a1 Ma
Maks. napięcie zasil	ania Ui =12V DC	Maks. napięcie zasila	ania Ui =12V DC
Maks. prąd zasilania	III = 2A	Maks. prąd zasilania	Ii = 2A
Temperatura pracy	$Ta = -20^{\circ}C \div 60^{\circ}C$	Temperatura pracy	$Ta = -20^{\circ}C \div 60^{\circ}C$
Wymiary	42 x 90 x (92)132 mm	Wymiary	42 x 54 x (89)129 mm
Stopień ochrony	IP65	Stopień ochrony	IP65
Przepływ	2 l/min	Przepływ	2 l/min
Pobór prądu	110 mA przy 12V	Pobór prądu	80 mA przy 12V
Materiał obudowy	metal	Materiał obudowy	tworzywo sztuczne

Parametr	Sterownik Elektrohydrauliczny SEMI-2/	Sterownik Elektrohydrauliczny SEMI-3
wymiary gabarytowe:	42x 90x92 mm	42x48x89 mm
rodzaj korpusu	korpus wykonany w całości z metalu	korpus wykonany z tworzywa sztucznego
sposób wprowadzenia zasilania	poprzez dławik do listwy zaciskowej w komorze zasilania	poprzez złącze Hirschmann bez dodatkowej komory zasilania
konstrukcja przycisku	metalowa, zespolona	uszczelniony tłoczek, gumowa membrana
konstrukcja rozdzielacza pilotującego	tuleja z 3 wkładami zaworowymi	zmniejszona tuleja z 2 wkładami zaworowymi

Zespół autorski zastrzegł niektóre zastosowane nowatorskie rozwiązania konstrukcyjne Sterownika Elektrohydraulicznego typu SEMI-3/.. we wniosku patentowym. Zastrzeżeniu patentowemu poddano trzy istotne rozwiązania konstrukcyjne.

7. Przegląd konstrukcji i parametrów technicznych sterowników elektromagnetycznych produkcji firm europejskich eksploatowanych w krajowych kopalniach

7.1. Zawór NG2 Tiefenbach (4/3=drożny zawór z podwójną cewką) [7]

Zawór NG2 Tiefenbach jest zaworem pilotowym dla uruchamiania hydraulicznych systemów sterujących (rys. 16, 17). Zawór uruchamiany jest elektrycznie lub ręcznie (w przypadku awarii).

Zawór zbudowany jest z trzech podstawowych części: korpusu z zabudowanymi cewkami z przyciskami ręcznego sterowania, dwóch zaworów hydraulicznych 3/2 drożnych zamontowanych w wspólnej obudowie. Do obudowy cewek jest przykręcony kontroler elektroniczny. Podanie napięcia na cewkę powoduje przesunięcie popychacza, który działając poprzez dźwignię uruchamia zawór pilotujący.



Rys.16. Przekrój konstrukcji i rysunek poglądowy zaworu NG2 Tiefenbach; Poz. 1: Podwójna cewka iEA27 (12VDC-160/65 mA), Poz. 2: Obudowa płytki drukowanej, Poz. 3: 3/2-drożny wkład zaworu (400 bar), Poz. 4: Podłączenie elektryczne (4-pinowe gniazdo typu Hirschmann), Poz. 5: Przyciski ręcznego sterowania, Poz. 6: Popychacz cewki, Poz. 7: System dźwigni, Poz. 8: Śruby mocujące

Gdy zawór jest wyzwolony elektrycznie, odpowiednia cewka (1) przesuwa popychacz (6) poprzez mechanizm dźwigni (7) do zadziałania 3/2-drożnego wkładu zaworowego (3). Używając funkcji ręcznej (5), popychacz cewki (6) jest przesuwany bezpośrednio.



Rys.17 Podwójna cewka elektromagnesu i wkład zaworowy hydrauliczny zaworu NG2 Tiefenbach

Dźwignie zaworu pilotującego, na które działa popychacz uruchamiany jest cewką elektromagnesu. Stosując dźwignie zredukowano siłę cewki wymaganą do przesterowania rozdzielacza pilotującego. Pojedyncza cewka przesterowuje rozdzielacz położony po przeciwnej stronie osi zaworu.

Materiał obudowy	stal niskostopowa/stop miedzi
Pobór prądu	In=160/65 mA
Ciśnienie nom	40 MPa
Przepływ całkowity	150÷800 l/min (rozdzielacz)
Stopień ochrony	IP54
Wymiary	40x114x249 mm
Temperatura pracy	$Ta=0^{\circ}C\div60^{\circ}C$
Maks. prąd zasilania	Ii=2A
Maks. napięcie zasilania	Ui =12V DC
Rodzaj budowy	EEx1a1
Dane techniczne:	

7.2. Kompletny elektromagnes podwójny DBT (Dams&icenberg) [8]

Podwójny 3-2 drożny zawór magnetyczny może być stosowany jako zawór pilotujący lub jako zawór sterujący główny rozdzielacz. Zawór składa się z dwóch

3/2 drożnych zaworów wykonawczych i zaworu magnetycznego (rys. 18). W podwójnym zaworze magnetycznym znajdują się dwa takie same zawory elektromagnetyczne, przyciski do uruchamiania ręcznego i elektryczne, hermetyczne łącze gniazdowe. Zawory magnetyczne wysterowane elektrycznie przenoszą siłę z popychacza bezpośrednio na popychacz zaworowy. Zawory magnetyczne mogą być alternatywnie sterowane mechanicznie siła ok. 20 N.



Rys.18. Podwójny 3/2 drożny zawór magnetyczny Dams&Icenberg

Materiał obudowy	tworzywo sztuczne/stal nierdzewna
Pobór prądu	In=160/50 mA
Przepływ	1,5 l/min
Stopień ochrony	IP54
Wymiary	40x119x146
Temperatura pracy	$Ta = -20^{\circ}C \div 60^{\circ}C$
Maks. prąd zasilania	Ii=2A
Maks. napięcie zasilania	Ui =12V DC
Rodzaj budowy	Ex1a l
Dane techniczne	

7.3. Podwójny zawór wstępnego sterowania pm3/val/evv/c (Marco GmbH) [6]

Zawór pilotowego sterowania zawiera dwa wkłady zaworowe sterowane elektromagnesami i poprzez kanały poprowadzone w płycie przyłączowej elektrycznie przełącza odpowiednie odbiory (A, B) z zasilaniem (P) i zamyka spływ (R). W wersji zaworu pm3/val/evv/ca (rys. 19) zamknięte jest podłączenie do zasilania (P). Istnieje możliwość ręcznego sterowania zaworem. Elektro-



magnesy i wkłady zaworowe pilotowe są umieszczone równolegle parami w korpusie urządzenia.

Rys.19. Widok ogólny i rysunek poglądowy zaworu pm3/val/evv/c MARCO GmbH

Materiał obudowy	stal nierdzewna/mosiadz
Pobór prądu	70 mA przy 9.5V
Przepływ	1,5 l/min
Stopień ochrony	IP68
Wymiary	40 x 62,5 x 114,5 mm
Temperatura pracy	$Ta = -20^{\circ}C \div 60^{\circ}C$
Maks. prad zasilania	Ii=2A
Maks. napięcie zasilania	Ui =12V DC
Rodzaj budowy	Ex1a1Ma
Dane techniczne	

8. Podsumowanie

Przedstawiając opis konstrukcji nowego sterownika elektrohydraulicznego na tle dokonanego przeglądu dotychczasowych rozwiązań opracowanych przez Instytut Technik Innowacyjnych EMAG można zauważyć szereg zmian podnoszących walory funkcjonalne, parametry techniczne i ekonomiczne nowego urządzenia. W opracowaniu konstrukcyjnym i technologii wytwarzania wykorzystano aktualny stan wiedzy technicznej w tej tematyce.

Konstrukcja Sterownika Elektrohydraulicznego SEMI-3/.. została opracowana i wytworzona oparciu o nowoczesne technologie, dokonano istotnego "skoku' technologicznego w stosunku do aktualnie stosowanego Sterownika Elektrohydraulicznego SEMI-2/...

Porównując parametry techniczne sterownika SEMI-3/.. z analogicznymi produktami oferowanymi przez czołowe firmy, a w szczególności wielkość poboru prądu, gabaryty, nieskomplikowana konstrukcja pozbawiona dodatkowych dźwigni i modułu elektronicznego stawiają go nadal w pozycji konkurencyjnej wobec przytoczonych rozwiązań urządzeń sterowania elektrohydraulicznego.

Literatura

- 1. Michalski R.: Konstrukcja przyrządów i urządzeń precyzyjnych; WNT 1996 rozdział 16.
- 2. Elbaum J.: Elektromagnesy przemysłowe; WNT 1994.
- 3. Badania funkcjonalne zmodernizowanej konstrukcji sterownika elektrohydraulicznego SEMI-3; Sprawozdanie z badań.
- 4. Sterownik Elektrohydrauliczny SEMI-3/..; Dokumentacja techniczna
- 5. Sterownik Elektrohydrauliczny SEMI-2/..; Dokumentacja techniczna
- 6. Elektrozawór pm3/val/evv; Karta katalogowa Marco
- 7. Zawór NG2; Karta katalogowa Tiefenbach GmbH:
- 8. Podwójny 3/2 drożny zawór magnetyczny; Karta katalogowa d&i GmbH:
- 9. Rozdzielacze elektrohydrauliczne; elektropneumatyczne; Karty katalogowe urządzeń opracowanych w Instytucie EMAG.

Ładowarka szybowa 2LS-5T

Tadeusz Kret, Ireneusz Madeiski, Tomasz Przykład – KRET i S-ka Tadeusz Kret

1. Wprowadzenie – krótka charakterystyka procesu drążenia

Technologia zamrażania górotworu [1] polega na odwierceniu otworów mrożeniowych dookoła miejsca lokalizacji przyszłego szybu, mrożenie przebiega w dwóch fazach: aktywnej (wyziębianie z wykorzystaniem solanki i instalacji amoniakalnej) i pasywnej (utrzymanie parametrów płaszcza mrożeniowego). Otwory mrożeniowe rozmieszcza się na kręgu o średnicy 16 m (dla szybów o średnicy 7,5 m w świetle obudowy), a docelowy, planowany zasięg płaszcza mrożeniowego wokół przyszłego szybu, wytwarza się średnio po około 250 dniach. Temperatura mrożenia wynosi do minus 30°C.

Poniżej strefy mrożenia, w trudnych warunkach hydrogeologicznych stosuje się wyprzedzającą cementację górotworu. W strefie mrożeniowej urabianie prowadzi się pełnym przekrojem z wykorzystaniem kombajnu szybowego. Urabianie górotworu poniżej strefy mrożonej wykonuje się przy użyciu materiałów wybuchowych na podstawie opracowanych metryk strzałowych uwzględniających technologie strzelań konturowych.

W trakcie drążenia stosowane są kołowroty, pomosty cementacyjne, kubły urobkowe, materiałowe, pomost roboczy z ładowarką szybową oraz pierścień montażowy do podwieszania obudowy tubingowej (opuszczany na linach).

2. Zastosowanie i przeznaczenie

Dwuramienna ładowarka szybowa 2LS-5T może być zastosowana do prac związanych z głębieniem i zbrojeniem szybów i szybików pionowych w zakładach górniczych wydobywających:

 węgiel kamienny, rudy metali, węgiel brunatny, kopaliny inne niż węgiel kamienny i rudy metali.

Maszyna przeznaczona jest przede wszystkim do:

- załadunku do naczyń wyciągowych urobionych różnymi metodami mas skalnych, piasków, iłów, węgli itp.,
- załadunku i rozładunku materiałów do lub z naczyń wyciągowych,
- montażu obudowy szybowej,
- prac montażowych związanych z zabudową lub wymianą urządzeń pomocniczych pracujących w przodku głębionego szybu lub szybika.

Rozmieszczenie elementów wykonawczych ładowarki szybowej przedstawia rysunek 1.

Ładowarka podwieszona jest do trójpodestowego pomostu wiszącego [2].

3. Budowa i działanie



Rys.1. Układ ładowarki szybowej 2LS-5T

Maszyna typu 2LS-5T z dwoma napędami mechanicznymi chwytaka (666580775) przeznaczona jest do szybów o średnicy do 7,5 m. Ładowarka podwieszona jest pod dolnym podestem PD (2) trójpodestowego pomostu wiszącego.

Ładowarka złożona jest z dwóch kabin operatorskich (170-09) przymocowanych do belek nośnych (170-02). Belki (2 szt.) nośne (170-02) przymocowane są na obrotowych częściach słupa obrotowego (170-01) oraz po stronie kabin operatorskich wyposażone w mechanizm jazdy po obwodzie (170-05) monorelsu (1). Na belce nośnej umieszczony jest wózek wciągarki (170-06) poruszający się po promieniu. Promieniowe przemieszczanie się wózka wciągarki po belce nośnej do środka szybu lub na zewnątrz dokonuje się za pośrednictwem hydraulicznego układu napędowego zabudowanego na wózku wciągarki. Ruch wózka wciągarki ograniczony jest po obu stronach hydraulicznymi wyłącznikami krańcowymi. Na wózku zamontowana jest wciągarka TK1 (170-07) do której na linie przymocowany jest chwytak (666580775). Opuszczanie oraz podnoszenie chwytaka odbywa się za pomocą wciągarki TK1. Wciągarka wyposażona jest w układak liny, rolkę dociskową oraz hydrauliczne ograniczniki krańcowe. Dzięki obecności układaka liny oraz rolki dociskowej eliminuje się zakleszczanie się liny podczas podnoszenia chwytaka, nawet gdy występuje odchylenie od osi pionowej zawieszenia. Hydrauliczne wyłączniki krańcowe umieszczone na wciągarce ograniczają nadmierne podnoszenie oraz opuszczanie chwytaka. Maksymalna wysokość podnoszenia chwytaka wynosi 12 m.

Elementem roboczym ładowarki jest sześciołupinowy chwytak (666580775) o pojemności 0,7 m³. Chwytak wyposażony jest w cylinder hydrauliczny za pomocą którego dokonuje się proces otwierania oraz zamykania chwytaka. Cylinder osiąga na łupinach siły do 330 kN.

Sterowanie pracą chwytaka oraz mechanizmami jego przemieszczania dokonuje operator z kabiny (170-09) zamocowanej na belce nośnej (170-02).

Obracanie się ramienia belki nośnej wraz z kabiną pozwala operatorowi dokonywać ciągłej obserwacji pola pracy oraz śledzić pracę chwytaka.

3.1. Jednostka napędowa ładowarki szybowej – zasilacz pneumohydrauliczny

Jednostką napędową ładowarki szybowej 2LS-5T są dwa zasilacze pneumo-hydrauliczne (170-18). Na jeden zasilacz składają się dwa zespoły pompowe napędzane silnikami pneumatycznymi. Ładowarka może być zasilana z jednego, dwu, trzech lub z czterech zespołów napędowych (przy aktywnych odpowiednio jednym lub dwóch zasilaczach pneumo-hydraulicznych).

Zasilacze przystosowane są do napędu mechanizmów ładowarki, mechanizmów i urządzeń dodatkowych pracujących poniżej ładowarki oraz rozpór hydraulicznych wiszącego pomostu.

Jeden zasilacz pneumo-hydrauliczny złożony jest z dwóch zespołów napędowych zasilanych silnikami pneumatycznymi. Silnik pneumatyczny napędza pompę hydrauliczną stałej mocy.



Rys.2. Widok zasilacza pneumo-hydraulicznego

Źródłem energii napędzającym zasilacz nr 1 i nr 2 jest sprężone powietrze. Zasilacz napędzany jest dwoma silnikami pneumatycznymi, które wymagają sprężonego powietrza o maksymalnym ciśnieniu 6 bar. Moc oraz prędkość obrotowa silnika (i sprzęgniętej z nim pompy hydraulicznej) uzależniona jest od ciśnienia oraz ilości podanego powietrza i wynosi odpowiednio jak na rysunku 3.

Poszczególny silnik pneumatyczny załącza się poprzez otwarcie zaworu pneumatycznego po uprzednim jego przesterowaniu z kabiny operatora lub z podestu górnego. Wyłączenie danego zespołu napędowego z pracy odbywa się poprzez odcięcie sterowania zaworem V1 – V4.



Pompa hydrauliczna poprzez sprzęgło elastyczne napędzana jest silnikiem pneumatycznym. Pompa pracuje w systemie stałej mocy.

Rys.4. Schemat pompy hydraulicznej



Rys.5. Schemat ideowy podłączenia napędów ładowarki

Układ hydrauliczny przeznaczony jest do sterowania wszystkimi napędami wykonawczymi ładowarki szybowej tj. (oznaczenia według rys.4):

- 1. sterowanie napędem chwytaka,
- 2. sterowanie napędem jazdy po obwodzie,
- 3. sterowanie napędem jazdy po promieniu,
- 4. sterowanie napędem wciągarki.

3.2. Kabina operatora

Z kabiny operator dokonuje sterowania pracą ładowarki, dokonuje codziennego przeglądu oraz smarowania wyposażenia, pilnuje bezpieczeństwa prac załadunkowych.





Ładowarka wyposażona jest w dwie kabiny operatorskie przymocowane: jedna do ramienia górnego, druga do ramienia dolnego ładowarki (rys. 5). Kabiny są maksymalnie zbliżone do ściany szybu.

3.3. Wózek zwrotny - mechanizm jazdy po obwodzie

Wózek zwrotny dokonuje przemieszczenia ramy z zainstalowanymi na niej urządzeniami dookoła osi węzła centralnego – jazda po obwodzie.



Rys.7. Układ sterowania wózkiem zwrotnym

Wózek zwrotny napędzany jest silnikiem hydraulicznym (16) i sterowany z poziomu kabiny operatora. Ruch obrotowy zabezpieczony jest układem hamującym poprzez zawór hamujący dwustronnego działania (15). Układ napędowy wyposażony jest w tzw. "układ wolnego koła" umożliwiający przepychanie kabiny operatora za pomocą drugiej kabiny.

Układ "wolnego koła" realizowany jest poprzez otwarcie zaworu (17) umieszczonego przy silniku hydraulicznym (16) łączącym kanały wyjściowe silnika. Ruch ten wykonywany jest tylko w systemie serwisowym.

3.4. Mechanizm przemieszczania wciągnika przejezdnego – jazda po promieniu

Mechanizm przemieszczania wciągnika przejezdnego przeznaczony jest do przemieszczania wózka wciągarki wzdłuż ramy obrotowej, tzn. w kierunku



promieniowym odnośnie środka szybu. Na wózku wciągarki podwieszana jest wciągarka TK1 z czerpakiem (chwytakiem) sześciołupinowym.

Rys.8. Układ sterowania wózkiem wciągarki

Mechanizm przemieszczania składa się z następujących podzespołów podstawowych: silnika hydraulicznego (13), przekładni (13/1), hamulca wielopłytkowego (13/2), zaworu hamującego (12) oraz wyłączników hydraulicznych (14) pozycji krańcowej wózka wciągarki.

Wózek wciągarki napędzany jest silnikiem hydraulicznym (13) i sterowany z poziomu kabiny operatora. Ruch wózka zabezpieczony jest układem hamującym poprzez zawór hamujący dwustronnego działania (12) – hamulec dynamiczny oraz poprzez hamulec wielopłytkowy (13/2) zamontowany między silnikiem hydraulicznym (13) a przekładnią (13/1) – hamulec statyczny.

Zawór (12) spełnia rolę zamka hydraulicznego z nastawialnym ciśnieniem bezpieczeństwa, służy do odcinania silnika hydraulicznego oraz hamowania jego ruchów. Hamulec (13/2) spełnia rolę hamulca postojowego. W przypadku braku ciśnienia w układzie hydraulicznym hamulec (13/2) jest zahamowany w przypadku aktywacji ruchu wózka wciągarki ciśnienie zwalnia hamulec i umożliwia ruch wózka.

Układ napędowy wyposażony jest w ograniczniki hydrauliczne (14). Podczas podejścia do pozycji krańcowej ogranicznik (14) wózka wciągarki dociska krzywkę mechaniczną, która oddziaływujący na suwak krańcówki odcina zasilanie od silnika hydraulicznego (13) i wózek wciągarki się zatrzymuje. Silnik hydrauliczny (13) poprzez przekładnię (13/1) napędza koło zębate przemieszczające się po listwie zębatej umieszczonej na ramie obrotowej ładowarki tym samym umożliwiając ruch promieniowy wciągarki TK1.

3.5. Wciągarka TK1

Wciągarka TK1 przeznaczona jest do podnoszenia i opuszczania chwytaka (666580775) i pozostałego osprzętu. Podstawowymi zespołami wciągarki jest silnik napędowy hydrauliczny (8), przekładnia planetarna z hamulcem statycznym wciągarki (21), bęben liny (22), układak liny (23), rolka dociskowa liny, ograniczniki ruchów podnoszenia i opuszczania – hydrauliczne wyłączniki krańcowe (9).



Rys.9. Układ wciągarki TK1

Ruch opuszczania, jak i podnoszenia ograniczony jest wyłącznikami położenia krańcowego (9). Zabezpieczenie przed ruchami niekontrolowanymi realizowane jest poprzez zawór ciśnieniowy (7) oraz układ hamulca wielopłytkowego przekładni planetarnej (21).

3.6. Czerpak (chwytak)

Organem roboczym ładowarki szybowej jest chwytak złożony z sześciu łupin. Każda z sześciu łupin stanowi konstrukcję spawaną. Maksymalna pojemność chwytaka wynosi 0,7 m³.

Chwytak wyposażony jest w cylinder hydrauliczny (20) oraz blok zaworowy za pomocą którego dokonuje się proces otwierania oraz zamykania chwytaka. Struktura bloku hydraulicznego zapewnia ruch szybki (3 s) otwierania czerpaka. Cylinder (20) osiąga na łupinach siły do 330 kN.


Sterowanie pracą chwytaka dokonuje operator z kabiny (170-09) zamocowanej na belce nośnej (ramieniu obrotowym) (170-02).

Rys.10. Napęd chwytaka

W momencie uchwycenia masy skalnej przez chwytak i unoszenia urobku na wciągarce TK1 aktywne jest zabezpieczenie ciśnieniowe bloku zaworowego (19) (rys. 10) siłownika chwytaka chroniące przez niewymuszonym otwarciem łupin chwytaka.

3.7. System rozpór hydraulicznych pomostu

Układ hydrauliczny rozpór pomostu zapewnia stateczną pozycję pomostu roboczego oraz służy do pozycjonowania pomostu wraz zamontowaną u dołu ładowarką przy każdym jego zagłębianiu.

Składa się z bloku rozdzielaczy sterowanych proporcjonalnie umieszczonego na pomoście górnym oraz ośmiu siłowników rozporowych umieszczonych 4 szt. na pomoście górnym i 4 szt. na pomoście dolnym. Każdy z siłowników wyposażony jest w akumulator hydrauliczny oraz zamki hydrauliczne zabezpieczające przed zanikiem stateczności pomostu roboczego.

Zasilanie rozpór pomostu realizowane jest z układu zasilaczy pneumohydraulicznych.

4. Dane techniczne – części składowych

	NAPĘD PNEUMO-HYDRAULICZNY - zasilacz ZG300-2x(63/35-22/AIR)-170/001 (002) - 2 szt.	WIELKOŚĆ	
1.	Ciśnienie zasilania powietrzem [MPa]	0,5 – 0,7 MPa	
2.	max zużycie powietrza dla 1 ramienia [m ³]	50	
3.	max ciśnienie oleju hydraulicznego [MPa] (ograniczonego zaworem na zasilaczu)	24	
4.	pompa zmiennego wydatku z automatem stałej mocy o wydatku jednostkowym [cm ³ /obr]	63	
5.	dokładność filtracji oleju (na tłoczeniu i powrocie) [µm]	10	
6.	pojemność zbiornika oleju [dm ³]	300	
7.	minimalne przyłącze pneumatyczne – zasilające		
	[mm]	75	
8.	masa (1szt.) [kg]	1500	
	WCIĄGARKA HYDRAULICZNA TK-1 (nr rys. 170-07d) – 2 szt.	WIELKOŚĆ	
1.	udźwig (przez krążek) [kN]	50	
2.	prędkość podnoszenia (przez krążek) [m/s]	0,5	
3.	średnica liny [mm]	22	
4.	długość liny (łączna) [m]	32	
5.	robocza pojemność linowa bębna [m]	22	
6.	silnik hydrauliczny o chłonności jednostkowej [cm ³]	90	
7.	przekładnia o przełożeniu z hamulcem postojowym	64,25	
	pracującym przy ciśnieniu [MPa]	1,9-4	
8.	masa (1szt.) [kg]	1285	
V	VÓZEK WCIĄGARKI (jazda po promieniu) – 2 szt.	WIELKOŚĆ	
1.	prędkość jazdy [m/s]	0,32	
2.	silnik hydrauliczny o chłonności [cm ³ /obr]	400	
3.	przekładnia z przełożeniem i hamulcem z	3,4	
	momentem hamującym [Nm]	150	
4.	masa (1szt.) [kg]	463	

	NAPĘD JAZDY PO OBWODZIE – 2 szt.	WIELKOŚĆ
1.	prędkość promieniowa (regulowana do) [m/s]	1
2.	silnik hydrauliczny o chłonności [cm ³ /obr]	500
3.	przekładnia TK2 o przełożeniu	25:26
4.	masa (1szt.) [kg]	323
5.	rama trójkątna krótka zawieszenie wózka	
	nr rys.170-03	60 kg
6.	rama trójkątna długa zawieszenie wózka	
	nr rys.170-04	82 kg
	CHWYTAK GCH6P 0,7 m ³ – 2 szt.	WIELKOŚĆ
1.	pojemność [m ³]	0,7
2.	średnica zewnętrzna chwytaka: [mm]	
	– zamkniętego	1720
	– otwartego	2389
3.	siłownik o wymiarach [mm]	Ø160/Ø90x520
4.	czas otwierania (zamykania) [s]	3
5.	masa (1szt.) [kg]	2955
6.	zblocze linowe nr rys.170-08 – masa [kg]	304
	ZAWIESZENIE DWUPOZIOMOWE - SŁUP – nr rys. 170-01 – 1 szt.	WIELKOŚĆ
1.	średnica zewnetrzna [mm]	Ø580/Ø550
2.	średnica otworu centralnego [mm]	Ø260
3.	wysokość [mm]	943
4.	ciśnienie sprawdzania szczelności [MPa]	30
5.	masa (1szt.) [kg]	1154
	KABINA OPERATORA Nr rys. 170-09a – 2 szt.	WIELKOŚĆ
1.	typ konstrukcji	szkieletowo-spawana
2.	masa (1szt.) [kg]	560
3.	zespół wspornika nr rys. 170-11 (1szt.) masa [kg]	50
4.	zespół wspornika nr rys. 170-12 (1szt.) masa [kg]	60
	BELKA NOŚNA Nr rys. 170-02a – 2 szt.	WIELKOŚĆ
1.	masa (1szt.) [kg]	580
	ROZPORA HYDRAULICZNA POMOSTU Nr rys. 170-1504 – 8 szt.	WIELKOŚĆ
1.	max ciśnienie pracy [MPa]	24
2.	pojemność akumulatora [dm ³]	1
3.	ciśnienie ładowania azotem [MPa]	12
4.	wymiary siłownika [mm]	Ø100/Ø80x630
5.	masa (1szt.) [kg]	150
1		1

5. Podsumowanie

Ładowarka szybowa 2LS-5T biorąc pod uwagę wszystkie działania (przetargowe, dokumentacyjne, handlowe i wykonawcze oraz próby fabryczne) została wykonana w ciągu jednego roku.

Wymagania techniczne przedstawione wyżej zostały określone przez Inwestora. Dodatkowe wymagania określone przez Inwestora dotyczące elementów, mechanizmów zespołów zostały określone w następujący sposób:

- wszystkie nie mogą być napędzane i sterowane energią elektryczną,
- maksymalna ilość powinna być handlowa kupowana w części zachodniej Europy.

Literatura

- 1. Karta technologii Udostępnienie złoża szybami PUPW1 KGHM Cuprum Sp. o.o. CBR.
- 2. Dokumentacja trójpodestowego pomostu wiszącego KGHM Cuprum Sp. o.o. CBR.
- 3. Dokumentacja techniczna Ładowarka szybowa 2LS-5T Kret i S-ka Tadeusz Kret.
- 4. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny Wydawnictwo Naukowo-Techniczne.

Device for tensioning of strands of prestressed reinforced concrete structures

Constantin Chiriță, Dumitru Zetu, Andrei Grama, Mihai Afrăsinei - "Gheorghe Asachi" Technical University of Iassy

1. Introduction

The tensioning devices of reinforcements used to obtain prestressed concrete is achieved in different constructive ways. All these devices are portable; those having weights up to 20 daN can be manually manipulated, while those with weights over 20 daN (for example, the devices for the tesioning of strands placed in clusters) are placed on carriages and moved in the position in which the technological process is achieved.

The construction and functioning of these devices must perform the following functions:

- the grip of the strand;
- the stretching of the toron until the necessary tensioning force is reached;
- the pushing of some mantle corbels in the blocking /ancorage slab;
- the unlocking of the gripping system on the strand and the removal of the device off the end of strand;

According to the way how these functions are achieved we can have two groups of such devices:

- tensioning devices with mechanically driven blockings;
- tensioning devices with hydraulic driven cylinders blockings.

The main technical features of the tensioning device of the reinforced prestressed concrete are the following:

- maximum tensioning force of the reinforcements has values between 16 tf and 25 tf a fact which will bring about the growth of the pressure work which must be provided by the hydraulic driven unit of the device;
- the stroke of the pulling cylinder of the strand can vary from 120 mm to 500 mm; in the case of devices with smaller pulling strokes which must tension the long strands, the tensioning procedure will be performed in repetitive pulling cycles until the necessary stretching strength is reached. In this case, the tensioning time rises but we have the advantage to reach the necessary stretching strength. In this case the tensioning strength grows, but we have the advantage that we can use a device of a lower weight, easy to manipulate.

2. Tensioning device with mechanically driven blockings

The authors of the paper have achieved and experimented at the Hydraulics and Pneumatics Engineering Departament from the "Gheorghe Asachi" Technical University of Iassy, Romania, a device for tensioning a single strand having mechanically driven blockings, a device presented in Figure 1 in which also specifies the constructive components of the device.



Fig.1. Tensioning device with mechanically driven blockings; 1. Cylindrical frame;
2. Left hollow rod; 3. Right hollow rod; 4. The cylinder piston; 5. Strand; 6. Bushing;
7, 8, 9. Wedge grips, strand blocking system; 10. Pipe frame; 11. Bushing;

12. Abutment cup; 13. Bushed bearing with mantle corbel; 14. Guiding strand pipe;15. Flange; 16. Arc; 17. Protection bushing; 18. Shutter disk; 19. Nut with blocking spline to insure the set position

The work phases of the tensioning device of a single strand are represented in Figure 2 and defined as follows.

<u>Phase I</u>: The introduction of the device on the free end strand 5 until the abutment cup 12, through the rams "b", is supported on the block wedge grips 13; the inside arc of the bushing 11 will be in compressed state after achieving the contact between the alignment piston of the wedge grips and the blocking wedge grips. In this moment, the device with mechanically driven blockings will be concentrically positioned with the strand that must be tensioned.

<u>Phase II</u>: The coupling of the high pressure fluid entrance in the chamber on the left of the piston 4, producing, in the first phase, the pulling towards the right side of bushing 6 and the blocking of wedge grips 7, 8 and 9 on strand 5 due to the action of the dual cone-shaped surface on the mantle corbel; the permanent contact between the surface "a" of the wedge grips and bushing 6 is maintained because of the action of arc 16. To better control of the contact between the wedge grips surface and bushing 6, a gripping of nut 19 is performed until this is blocked by the shutter disk 18, whereupon the nut is secured with the help of a blocking spline.

<u>Phase III</u>: Pulling of the strand to the right until the achievement of necessary stretching force is performed. This is achieved until piston 4 reaches the right end of its stroke. If there are long strands, in order to straighten the strand and then to stretch it with the desirable stretching strength it is necessary



to perform more strokes of the piston because the stroke of a tensioning device of strands can't exceed the values $500 \div 600$ mm.

Fig.2. Functioning phases of the tensioning device of a single strand with mechanically driven blockings; *a – phase I, b – phase II, c – phase III, d – phase IV*

To use cylinders with reasonable strokes (300-500 mm) even in the case of a longer strand, the pulling cycle is repeated until it reaches the necessary tensioning force.

<u>Phase IV</u>: The bring back of wedge grips for a new pulling is done by stopping the high pressure fluid entrance and strand 5 is blocked in the mantle corbel 13; then the low pressure entrance is coupled and piston 4 and bushing 6 are moved towards the left, releasing the wedge grips 7, 8 and 9. Now the system moves towards the left side until it reaches the position from phase II.

The back in the initial position the cycle is repeated according to the above-mentioned phases.

After repeating the cycle until it reaches the demanded value of the strand stretching force, the device is back in the initial position and it is removed from the strand, this remaining blocked in the mantle corbel 13 and goes then to the next strand in the same way.

The flexibility of these devices, demanded by various applications, is insured by the possible modification, mainly, of the two parametres but also of the different constructive parametres demanded by the application requirements, such as: the strand diameter (9, 12, 15, 18 mm), the minimum length of free end of strand etc. The pressure parameter of the high pressure unit is insured by the possibility of using some pressure pumps up to 700 bar, with different steps of necessary pressure useful in various phases of the tensioning cycle. With the hydraulic controlling panel of the device, we must insure not only the feeding at diffrent pressure in the various phases of the work cycle but also the necessary blockings in case of accidental disconnecting of the pressure in the feed circuit. Also, the logical structure of the controlling system must exclude the possibility to transmit a wrongly controlling signal for the normal sequence of the working phases.

As far as the tensioning strength of the reinforcement is concerned, this can be monitored on-line by supervising the value of the feed pressure of the pulling cylinder with the help of an air gauge in strength values standard and the display of these values. The command to stop feeding can be done manually, after observing on the air gauge of strength value, or automatically, by introducing in the feed circuit a pressure relay, programmed to trigger when reaching the suitable corresponding tensioning strength.

3. Conclusion

After achieving and experimenting of the tensioning device presented in the paper, the following conclusions can be drawn:

- 1. The tensioning device in Fig. 1 having a load of about 20 daN, can be used both in applications of prestressing the concrete through pretensioning and through posttensioning, when the operation is done"in situ".
- 2. Fed from a high pressure hydarulic source (700 bar), the device can produce the tensioning strength of a single strand up to 25 tf.
- 3. The tensioning device shows special security during the work, security due both to the constructive execution and to the hydraulic controlling panel of the device which insures the necessary blocking in case of accidental disconnection of the pressure in the feeding cycle.

- 4. A special flexibility has been noticed in using the device as it can be used to tension some strands of various lengths, due to the possibility to work in repetitive cycles, but also of different diametres, due to the possibility to change the blocking and the pulling wedge grips.
- 5. Following a number of repetitive attempts, we reached the conclusion that both in the construction of the pulling and blocking wedge grips and their thermal treatment, must be achieved in such a way as to insure the frictional force between the wedge grips and the strand at values which should not allow the slipping between them during the work or during the blocking of the tensioned strand.

References

- 1. Viespescu D., Cambureanu A., Platon M., Popescu P.: Tehnologia lucrarilor de beton precomprimat, editia 2-a, Editura Tehnica, Bucuresti, 1979.
- 2. Hobjila V.: Beton precomprimat in conditii de exploatare normale si speciale (cutremure repetate) – volumul I, Tipografia Universitatea Tehnica "Gh. Asachi", Iasi, 1995.
- Andrej J., Tadeuz G., Marcin A.: Tehnologz of Industrial Tensioning of Strings in Pre-stressed Construction – Development and the Implementation Work, Acta Montanitica Slovaca, vol. 3, 1, pag. 37-42, 1998.
- 4. Andrej J., Adolf M.: Some Problems Related to Conection of Parts of Conical Anchorages, Acta Montanitica Slovaca, vol. 3, 4, pag. 499-503, 1998.
- 5. www.bianchicasseforme.it
- 6. www.paul-d.com
- 7. www.hamiltonorm.com

Increasing the efficiency of hydraulically driven active organs from the construction of the equipment EXPLANT 500

Elena Mihaela Nagy, Constantin Cota, Nicolae Cioica - National Institute of Research-Development for Machines And Installations Designed to Agriculture and Food Industry, Inma Bucharest; **Petrin Drumea -** National Institute of Research - Development for Optoelectronics –INOE 2000

1. Introduction

The maintenance works performed into the nurseries assure the obtaining of a quality seedlings in conditions of economic efficiency. In terms of energy and labor consumption an important share have works for pulling out of planting material, for it transplanting or of the delivery for planting. Research conducted show that the largest energy consumption is recorded during the process of penetration of working bodies into the soil, under the action of the hydraulic force. The disadvantage of driving the working bodies type hoes of the component of machines and technical equipment intended for the extraction of plants with bundle of soil at the root through a linear hydraulic force whose maximum value is limited constructively, consists in the fact that, in the case of heavy soils with greater penetration resistance it is not possible to ensure the penetration depth into the soil and therefore can not be ensured the geometrical parameters of the bundle of soil from the the root of the extracted plants. In this context enroll the preoccupations of finding the methods of increasing the efficiency of penetrating force into the soil of working bodies.

2. Material and method

The technical equipment EXPLANT 500 (Fig. 1) is intended for extracting dendro-horticultural planting material, ornamental or fructiferous, medium and large sized, with bundle of soil at the root, from nurseries and/or forestry plantations for transplantation into green areas, plantations and/or into forming fields from nurseries. Also, the machine can be used at the anticipated drilling of holes where is to be made the transplantation, either of planting material extracted with bundle of soil, either of the material with bare root (without bundle). Constructively the equipment is designed to achieve the extraction of plants with a bundle of soil with the following dimensions: the upper diameter D = 500 mm, the lower diameter d = 320 mm and the height h = 500 mm.

The actuation of the active organs is achieved by the own hydraulic system of the machine, actuated by the tractor of the aggregate.



Fig.1. The constructive scheme of the equipment to extract plants with bundle of soil at root EXPLANT 500 [4]

The main **components** of the equipment are:

The guiding framework (1) is a construction in steel profiles, welded which acts to support the other parts of the machine.

The sliding body (2) is a weldment equipped with guiding rolls that support the entire assembly of hoes and ensure its vertical movement.

Hoes support arms (3) – are two in number and provide the support of the two lateral hoes. The arms are articulated on the sliding body so as to allow "the opening" and "closing" of the two lateral hoes in order to grip the plant that is going to be extracted.

The hoes (4) are three in number: one central and two lateral. The hoes are made of steel and have a cylindrical shape with four sharp edges, to cut both the soil and the plant roots which is to be extracted. The hoes are mounted so that it enters into the soil inclined (approx. 15°) to ensure the realization of a conical shaped bundle of soil.

Hoes guideway (5) - provide the movement of hoes and the correct positioning of them so that the bundle of soil to have the conical shape.

The hydraulic pump (6) is PRD-117D type, volume $3,25 \text{ cm}^3/\text{rev.}$, and a maximum pressure of 200 bar, providing all hydraulic cylinders actuation of the

machine in order to cut the soil and lift of the plant with the bundle of soil [1, 2]. The actuation of the hydraulic pump is done from the final transmission of the 45 hp tractor.

The oil tank (7) is a construction made of welded sheet, has a capacity of 20 liters and is fitted with a filtering system of the recycled oil in the hydraulic installation.

The distributor (8) is a manual distributor with 5 sectors, modulated, and which provides three positions: up, down and neutral position.

The hydraulic cylinders for driving the hoes (9) are in number of three, one for each hoe and provide the penetration of hoes into the soil. Cylinders are of type \emptyset 50x500, and are provided with the possibility of fixing on the sliding body.

The hydraulic lifting cylinder (10) provide the movement on the vertical of the sliding body (2) thus achieving the placement of the hoes assembly on the ground and, after "cutting" the bundle of soil, lifting it up to the desired height. Cylinder used is \emptyset 63x1000.

The hydraulic cylinder driving the supporting arms of hoes (11) is a cylinder ø 40x250 and provide opening and closing movement of the two lateral hoes so that it can be positioned around the tree that will be extracted.

The working process of the machine (Figure 2) consists of the following phases:

- Phase I. With the hoes (4) in an elevated position, with the sliding body (2) close to the ground and the supporting arms of hoes (3) distant, by maneuvering the tractor is positioned the machine near the plant to be extracted, so that the three hoes to be placed at equal distance from the stalk.
- Phase II. Is approaching the lateral hoes to the plant by acting the cylinder (11) and command the lowering of the sliding body (2) concomitant with the cylinder actuation (10) until the tractor rests on the supports of the hoes.
- Phase III. Hoes (4) are inserted into the soil by successively actuating the cylinders (9), starting with the central hoe, achieving the sectioning of roots and the cutting of the lateral side of the bundle of soil.
- Phase IV. By actuation the cylinder (10) is commanded the lifting of the sliding body (2) together with the assembly of hoes, thus performing the extraction and the lifting of the bundle of soil together with the plant above the ground. Sectioning of vertical roots and the cutting of the lower part of soil is done by plucking.
- Phase V. By displacing the lateral hoes with the cylinder (11) the bundle of soil is released, it can be deposited on the ground, in baskets intended for

local manipulation or in view of packing and loading into transportation means.



Fig.2. Aspects of the working process phases when extracting the plants with soil bundle at the root

The test conditions characteristics

				Table 1	
	M. U.	The work performed			
Characteristic		Extracting ornamental trees	Extracting fruit trees	Digging holes	
The characteristics of					
 plants: Species height stalk diameter crown diameter 	- cm cm cm	Thuja 150-200 2.5-4.0 120-140	appletree + peartree 130-160 2.0-3.0 80-100	- - -	
Soil characteristics :					
 soil condition soil type penetration resistance : 0-10 cm 10-20 cm 20- 30 cm 30-40 cm 	- - kPa kPa kPa	Machined sandy loam 1200 2200 3000 3800	Machined clayey-silty 1300 2400 3500 Over 4500	Out of tilth clayey 1400 2600 4000 over 4500	
- 40-50 cm - soil humidity in the	kPa	Over 4500	-	-	
layer: - 0-10 cm - 10-20 cm - 20- 30 cm - 30-40 cm - 40-50 cm	% % % %	16.2 18.7 15.1 12.3 10.9	17.6 22.3 19.0 14.2 11.4	18.7 23.1 20.4 16.8 12.3	
Characteristics of land :					
 Tilting Preliminary works 	degrees -	0-3 subsoiling and annual maintenance	0-3 subsoiling and annual maintenance	0-4	
 unevenness height 	cm/ml	4	3	6	

The characteristics of test conditions of the equipment EXPLANT 500 are presented in Table 1.

The determination soil penetration resistance (Fig. 3) was made with a Penetrometer Spectrum Technologies SC 900, with accuracy class ± 1.25 cm si ± 103 kPa, and the soil humidity was determined using a Hygrometer Spectrum Technologies TDR 300 with accuracy class $\pm 3.0\%$.



Fig.3. Determining the soil penetration resistance

3. Results and Discussions

EXPLANT 500 equipment is provided with double acting hydraulic cylinders that provide the penetration into the soil of the working active organs, the penetrating force being linear and directly proportional with the pressure in the hydraulic system.

From the analysis of the working conditions at the test of EXPLANT 500 is distinguished the fact that the penetration resistance of soil in which the work was performed, determined along the penetration depth into the soil of the working organs of equipment (hoes) (Figures 4 and 5) had relatively high values, that increasing in direct proportion with the penetrating depth and inversely proportional with the soil humidity [4].

The disadvantage of actuation of working bodies of hoes type from the construction of technical equipment intended for the extraction of plants with soil bundle at the root by means of a linear hydraulic force whose maximum value is constructively limited, consist in the fact that, in heavy working conditions - characterized by soils with greater penetration resistance, it is not



possible to ensure the depth of penetration into the soil and, consequently, can not be ensured the geometrical parameters and the shape necessary to the bundle of soil from the root of the extracted plants.



Fig.5. Variation of average resistance of penetration on working depth

Since the construction of the equipment limits the 500 EXPLANT penetration force ito the soil of the hoes, it has been opted for a control and actuation hydraulic device with shocks ensuring an increase of the efficiency of penetration force into the soil of the hoes by ensuring a hydraulic force in the form of shocks.

The device of control and hydraulic actuation by shocks [3] is a monoblock construction type hydraulic distributor electrically operated, that mounts additionally to the command post of the tractor working in aggregate with a machine for plants extraction with bundle of soil to the root, in connection with its manual distributor. Thus, in the situation where the machine working bodies (the hoes) do not penetrate into the soil to the required depth of cutting the bundle of soil because of high resistance of the soil, it intervene by the command on the electrically operated hydraulic distributor which ensures a hydraulic force with shocks (pulsating), having as a result increasing the efficiency of penetration force into the soil of working bodies.

The technical solution for achieving the hydraulically actuation by shocks is solved in that by the voluntary command performed by the electronic control unit *ECU*, the electric hydraulic distributor E_{hd} produces the transformation of linear force made by sending of hydraulic oil from the tank *T* at the pressure provided by the pump *P* through the manually distributor M_{hd} , in a hydraulic pulsating force with shocks which, through the ducts *D* and the hydraulic cylinder with double effect H_c is transmitted on the tool (the hoe) *H* for its easier penetration into the soil [3].



Fig.6. The scheme of actuation and control device with shocks

The hydraulic actuation by shocks may be used if necessary - in the case of heavy soils with high penetration resistance, the frequency of hydraulic shocks production being adjustable through an electronic control unit.

Following the performance of the work of extracting of plants with bundle of soil to the root (ornamental shrubs) with the equiopment EXPLANT 500 aggregated with the 45 HP wheeled tractor U445 DT, in the two constructive variants (the equipment provided with hydraulic actuation device by shocks and the basic equipment - without this device), was determined the working qualitative indices outlined in the Table 2.

			Table 2	
		Ornamental shrubs		
Determined qualitative indicators	M. U.	Without actuator with shocks	With actuator with shocks	
Average size of the bundle				
- upper diameter, (D)	mm	605.3	498.4	
- lower diameter. (d)	mm	389.6	329.80	
- Height, (H)	mm	390.2	497.90	
Max. deviation to the bundle average sizes, (Δ)				
Max. deviation compared to upper bundle diameter, (Δ_D)	%	2.87	2.18	
Max. deviation compared to lower bundle diameter, (Δ_d)	%	3.82	4.42	
Max. deviation compared to the bundle height, (Δ_{I})	%	3.43	2.73	
Standard deviation of bundle sizes (Dev)				
Standard deviation of the upper diameter, (Dev_{D})	mm	15.57	11.90	
Standard deviation of the lower diameter, (Dev _d)	mm	13.28	13.04	
Standard deviation of the height, (Dev_{I})	mm	12.18	14.07	
Variation coefficient of the bundle sizes				
Variation coefficient of the upper diameter, (C_D)	%	2.57	2.38	
Variation coefficient of the lower diameter, (C_d)	%	3.41	3.95	
Variation coefficient of the height, (C _I)	%	3.12	2.82	
The sectioning degree of the roots, (G_S)	%	82.2	98.6	
The degree of preservation of the shape and integrity of the bundle, (G _P)	%	88.5	97.8	

The qualitative working indices at the execution of the work of extracting plants with bundle of soil to the root, using the equipment EXPLANT 500



Fig.7. Aspect during the performance of the tests under laboratory - field

From the data analysis presented in the Table 2 it follows that, in the case of heavier lands, by using the hydraulic actuation device with shocks, is achieved the required sizes of the bundles of soil from the extracted plants root, compared to the case when this device is not used, and the sizes of resulting bundles of soil do not correspond to the requirements.

4. Conclusions

From tests performed results that:

- the soil penetration resistance is directly proportional to the depth of penetration and inversely proportional to the humidity of the soil;
- penetration force of hoes into the soil is a linear force and directly proportional to the pressure from the hydraulic system, which makes that, in the heavy soil conditions, the depth of penetration into the soil of hoes to be limited;
- by using the device of command and hydraulic actuation with shocks increases the effectiveness of penetration force into the soil, which makes possible to extract plants with a bundle of soil at the root, that fits within the limits imposed;
- in the case of heavier soils with the resistance to penetration greater than 3500 kPa, the bundle of soil sizes from the root of the extracted plants fall within the imposed requirements, only when using the hydraulic actuation device with shocks;
- using the equipment EXPLANT 500 with the hydraulic actuation device with shocks, leads to a higher degree of sectioning of the roots exceeding the dimensional limits of the bundle of soil (from 82% to 98.6%);
- the bundle of soil from the plants root keeps its shape and integrity following the extraction and storing it on the soil in a proportion of 88.5% in the first case compared to 97.8% when using the device.

The construction of the device of control and hydraulic actuation with shocks enables the optional actuation and the electronic adjustment of shocks frequency, depending on working conditions, in order to increase the efficiency of penetrating force into the soil.

References

- 1. Arghirescu Cristea, Arghirescu L., Cristina-Diana C.: Analysis of regimes of volumic pumps and motors, AGIR Publishing House 2010;
- 2. Vasiliu, N., a.o.: Mechanics of fluids and hydraulic systems, Technical Publishing House, Bucharest, 1999;

- 3. Cota, C., a.o.: Device of command and hydraulic actuation with shocks, Patent Application A/00829 from 2011, OSIM, Romania
- 4. Contract research No. 15N/27.02.2009 "Perfecting of technology and the development of a new product, competitive, for the mechanization of works in the horticultural nurseries and of production of the dendrological material".

Hydrotroniczne stanowisko badawczo-dydaktyczne

Jerzy Ickiewicz – Politechnika Białostocka, Michał Kret – Kret i S-ka, Politechnika Wrocławska

1. Wstęp

Ciągle rozwijające się hydrostatyczne układy napędowe ze względu na wiele zalet, efektywność procesów roboczych, komfort pracy operatora, dużą niezawodność oraz podatność na sterowanie i regulację znajdują coraz szersze zastosowanie w urządzeniach tak stacjonarnych, jak i mobilnych [1, 4, 7]. Duża liczba obecnie budowanych maszyn i pojazdów ma mniej lub bardziej rozbudowane hydrauliczne lub elektrohydrauliczne układy napędowe, a w wielu z nich układy te stanowią najważniejszą ich część. Wymagania im stawiane, jak np. płynna zmiana prędkości w szerokim zakresie, możliwość uzyskiwania małych prędkości jest istotnym czynnikiem przemawiającym za wprowadzaniem układów inteligentnych. Podatność tych układów na sterowanie i regulację umożliwia ich zdalne i automatyczne sterowanie w przypadku ich pracy, związanych z zagrożeniem życia lub zdrowia [2].

W dalszych rozważaniach przyjęto "sterowanie" jako pojęcie nadrzędne w stosunku do pojęcia "regulacji" (sterowanie nazywa tak samo ciągłe i dyskretne ingerencje sterownicze w łańcuchu otwartym i zamkniętym), które odnosi się wyłącznie do sterowań ciągłych w zamkniętym obwodzie działań i ich skutków. W najnowszej literaturze [6, 8] zauważa się tendencję do nazywania sterowania w obwodzie zamkniętym jednolicie jako regulacji co odpowiada utartym określeniom w literaturze angielskojęzycznej (gdzie dla obu rodzajów sterowania znane jest tylko pojęcie sterowania (control)). W literaturze polskiej pojęć tych używa się w znaczeniu niemieckim. Stąd należy rozumieć, iż jedyną różnicą między obwodem regulacji, a obwodem sterowania jest rodzaj stosowanych sygnałów – w pierwszym przypadku mają one wartości rzeczywiste a w drugim dyskretne.

Nowoczesne maszyny powstają z "klocków", modułów funkcjonalnych, które jak komórki tworzą całość, system. "Klockami" tymi nie są jednak, jak dotychczas, tylko klasyczne mechanizmy, ale także systemy informacyjne. Maszyna jest "napędzana" nie tylko energią, ale także informacją. Systemy informacyjne opisują i przenikają maszynę. Do budowy takiej maszyny (takich urządzeń) potrzeba specjalistów biegłych w różnych dziedzinach techniki.

Szkolenie takiej kadry odbywa się zazwyczaj w szkołach o profilach mechanicznych, mechatronicznych, jak również na uczelniach wyższych. Zgodnie z podstawą programową materiał nauczania jest podzielony na działy tematyczne dotyczące istoty mechatroniki w tym układów pneumatycznych, elektronicznych, układów hydraulicznych.

Mechatronika jest rozumiana więc jako dziedzina inżynierska, której stały rozwój rozszerza się na nowe obszary, w tym i w obszarze napędów płynowych. Stąd systemy z regulacją elektrohydrauliczną można nazwać hydrotroniką, będącą synergiczną (synergia jako współdziałanie kilku czynników, dające łączny efekt skuteczniejszy niż suma ich oddzielnych działań) integracją hydrauliki, elektroniki, automatyki i informatyki w procesie projektowania i wytwarzania produktów i urządzeń elektrohydraulicznych [9, 10]. Systemy hydrotroniczne charakteryzują się stopniem integracji podzespołów (podsystemów) elektronicznych i informatycznych z hydraulika. Pierwszy poziom hydrotroniki, to urządzenia hydrauliczne uzupełnione o układy elektroniczne do poprawy ich funkcjonalności, drugi - urządzenia do poprawy funkcjonalności maszyn i urządzeń hydraulicznych przez wbudowanie układów elektronicznych, lecz bez zmiany ich tradycyjnego sprzężenia, trzeci urządzenia całkowicie zastępujące mechanizmy wewnętrzne układami elektrohydraulicznymi i elektronicznymi i czwarty poziom polegający na integracji systemów hydraulicznych z elektronicznym systemem sterowania dająca nowe jakościowo maszyny i urządzenia.

Nauka i przyswajanie wiadomości z zakresu pneumatyki, elektroniki, układów cyfrowych są później weryfikowane na stanowiskach badawczych w laboratorium szkoły lub uczelni. Obserwując sposoby kształcenia przyszłych techników, inżynierów duży nacisk nakładany jest na laboratoria pneumatyczne a część hydrauliczna często ogranicza się do nauki teorii, a tylko w niektórych szkołach jest możliwość pracy na takich stanowiskach.

Firma Kret i S-ka [5] zajmuje się projektowaniem maszyn z napędem hydraulicznym wraz ze sterowaniem elektronicznym. Firma opracowała i wykonała stanowisko badawczo-dydaktyczne z zakresu hydrauliki siłowej i automatyki. Stanowisko jest przystosowane do wymogów nauczania objętych w podstawie programowej.

2. Materiał nauczania i cele kształcenia

Stanowisko badawczo-dydaktyczne zbudowane jest w taki sposób, aby słuchacz korzystając z niego, z literatury [11, 12, 13] i norm, a także z prowadzonych wykładów umiał:

- wyjaśnić działania i budowę silników hydraulicznych (liniowych i obrotowych),
- wyjaśnić działania i budowę pomp hydraulicznych i pozostałych generatorów ciśnienia (akumulatorów, multiplikatorów, zasilaczy),
- wyjaśnić działanie zaworów elektrohydraulicznych (i hydraulicznych) sterujących i zabezpieczających napędy i systemy hydrotroniczne,
- wyjaśnić działanie i budowę czujników, przetworników i zespołów pomiarowych stosowanych w systemach hydraulicznych i hydrotronicznych,

- dobrać, korzystając z obliczeń, dokumentacji technicznej, katalogów elementy elektrohydrauliczne i elektryczne (pompy, zawory, siłowniki, przetworniki, itp.) i zbudować układ elektrohydrauliczny,
- dobrać, zaprojektować i wykonać układy stycznikowo-przekaźnikowe sterowania układami hydraulicznymi,
- posłużyć się technologią informacyjną przy projektowaniu urządzeń i systemów hydraulicznych,
- korzystając ze stanowiska zbadać charakterystyki, parametry wybranych elementów hydraulicznych.

3. Struktura elektrohydrauliczna stanowiska

3.1. Układ zasilania (część układu napędowego)

Każdy układ hydrauliczny lub pneumatyczny posiada swoją jednostkę napędową. W przedstawianym stanowisku jednostką napędową jest zasilacz hydrauliczny (rys. 1) złożony z dwóch niezależnych pomp: pompy zębatej dwusekcyjnej P1-P2 i pompy zmiennego wydatku P3, połączonych sprzęgłem elastycznym z silnikami elektrycznymi M1 i M2.



Rys.1. Układ hydrauliczny jednostki napędowej [5]

Prędkość obrotowa silnika M1 regulowana jest z pulpitu za pomocą przemiennika częstotliwości (falownika). Obie sekcje P1, P2 są niezależne i włączane indywidualnie rozdzielaczami (elektromagnes EP1, EP2), oraz zabezpieczone niezależnymi zaworami przelewowymi ustawionymi na ciśnienie 6,3 MPa. Druga jednostka napędowa (pompa P3 i silnik M2), także podłączana jest do układu hydraulicznego poprzez rozdzielacz (elektromagnes EP3).

Na bocznej ścianie zbiornika zamontowany jest elektryczno-wizualny poziomowskaz wskazujący stan oleju, który wraz z elektrycznym czujnikiem zabrudzenia filtra stanowią dodatkowy układ zabezpieczenia zasilacza przed uszkodzeniem. Brak oleju w zbiorniku, zabrudzenie wkładu filtra oraz włączenie wyłączników bezpieczeństwa sygnalizowane jest diodami na elektrycznej szafie głównej zasilacza.

Strumienie linii tłocznych P1.1, P1.2, P2.1, P2.2, P3.1, P3.2 wyprowadzone są na stronę badawczą stanowiska i zakończone szybkozłączami umożliwiającymi podłączenie przewodów elastycznych do bloków rozdzielaczy. Linie powrotne T1-T4 także wyprowadzone są na stronę badawczą stanowiska i zakończone szybkozłączami. Powrót cieczy roboczej realizowany jest poprzez chłodnice i filtr powrotny (10μm). Linie L1, L2, L3 podłączone są bezpośrednio ze zbiornikiem.

Zasilacz (rys. 2) jest tą częścią stanowiska, gdzie osoba szkolona nie powinna zmieniać ustawień ciśnieniowych i połączeń hydraulicznych.



Rys.2. Jednostka napędowa stanowiska [5]

3.2. Układ sterowania – część dydaktyczna

W skład części dydaktycznej hydraulicznego stanowiska wchodzą (rys. 3 i 4): dwa bloki zaworowe na płytach typu ULRA, płyty przyłączeniowe z regulatorami przepływu i proporcjonalnym zaworem redukcyjnym, zawór zwrotnodławiący oraz elementy wykonawcze, takie jak: aktuatory hydrauliczne, silnik hydrauliczny. W skład stanowiska wchodzą również elektroniczne układy diagnozujące, elementy elektro-elektroniczne umożliwiające budowanie struktury sterowania elektrohydraulicznego, jak również programowalny sterownik typu S7 200 z panelem operatorskim.

Blok zaworowy 1



Rys.3. Układ hydrauliczny bloku zaworowego - 1 - [5]





Rys.4. Układ hydrauliczny bloku zaworowego -2- [5]

Płyty przyłączeniowe rzędowe typu ULRA umożliwiają montaż bloków sterowniczych dla układów hydraulicznych o wspólnym zasilaniu (P) i wspólnym odpływie (T) oleju hydraulicznego. Jako elementy układów sterowniczych do zabudowy na płycie może mieć zastosowanie aparatura jak w zestawie dydaktycznym lub też inna w takim standardzie. Wejścia P i T oraz wyjścia A1-3, B1-3 są zakończone szybkozłączami umożliwiającymi łatwy montaż przewodów hydraulicznych.

Zaletą takiego układu przyłączeniowego jest fakt odzwierciedlenia praktycznych układów hydraulicznych budowanych w taki sposób na obiektach lub systemach mechatronicznych.

Uczeń/student ucząc się na takim zestawie poznaje nie tylko funkcje i zastosowanie zaworów i elektrozaworów hydraulicznych, ale również sposoby ich praktycznego montażu i konfiguracji połączeń różnych typów elementów hydraulicznych. Do dyspozycji osoby kształconej pozostawiamy nie tylko typowe rozdzielacze hydrauliczne, ale również elementy hydrauliczne z możliwością zmiany parametrów układu takie jak: zawory zwrotno-dławiące, zawory przelewowe sterowane pośrednio, regulatory przepływu i inne.

Płyty przyłączeniowe

Dodatkowo oprócz bloków typu ULRA stanowisko posiada dodatkowo trzy układy zamocowane na typowych płytach wielkości NW6 (2 szt.) i NW10 (1 szt.) (rys. 5). Zostały one wyposażone w dwu-drogowe regulatory przepływu oraz proporcjonalny zawór redukcyjno-przelewowy. W zależności od projektowanego układu elementy te mogą zostać zastąpione innymi o takiej samej wielkości przyłączeniowej.



Rys.5. Układ hydrauliczny płyt przyłączających typu G341 [5]

Aktuatory hydrauliczne, silnik hydrauliczny oraz zawór zwrotno-dławiący

Osobną część układu hydraulicznego są elementy wykonawcze, takie jak siłowniki hydrauliczne (rys. 6), silnik obrotowy oraz zawór zwrotno-dławiący typu MK. Zastosowane zostały siłowniki tłokowe dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem. Ruch siłowników (położenie tłoczyska) może być kontrolowany za pomocą elektronicznych czujników zbliżeniowych wpiętych w układ sterowania elektrycznego.

Silnik hydrauliczny sprzęgnięty jest z elektronicznym przetwornikiem obrotowym umożliwiającym odczyt prędkości obrotowej.

Mając do dyspozycji elementy wykonawcze, jak i powyższe bloki i płyty przyłączeniowe uczeń/student ma możliwość zaprojektowania układu elektrohydraulicznego.



Rys.6. Układ hydrauliczny odbiorników [5]

3.3. Przykładowe ćwiczenia

Dla pokazania możliwości budowania układu hydraulicznego można przeprowadzić przykładowo poniższe ćwiczenia.

Ćw.1

Dla układu hydraulicznego przedstawionego na rysunku 7 obliczyć prędkości v_1 i v_2 wysuwu tłoczysk siłowników oraz czasy ruchu tłoczyska przy różnych wartościach natężenia przepływu Q i stałym zewnętrznym obciążeniu.

Do obliczeń przyjęto następujące dane: $A_1 = A_4 = 0,00312 \text{ m}^2$, $A_2 = A_3 = 0,00102 \text{ m}^2$. Wartość natężenia przepływu Q jest zmienna i regulowana za pomocą proporcjonalnego rozdzielacza lub przemiennika częstotliwości (falownika), a jej wartość odczytywana z urządzenia diagnozującego. Układ ma także możliwość proporcjonalnej regulacji ciśnienia.



Rys.7. Układ hydrauliczny – ćw.1 [5]

Ćw.2

Celem ćwiczenia jest zapoznanie się z metodą regulacji prędkości obrotowej silnika za pomocą regulatora przepływu umieszczonego na dopływie



(odpływie) do lub od silnika, zbudowanie układu hydraulicznego według schematu na rysunku 8 oraz wyznaczenie jego charakterystyk statycznych.

Rys.8. Układ hydrauliczny – ćw. 2 [5]

3.4. Struktura sterowania elektrycznego

Stanowisko daje możliwości projektowania układów stycznikowo-przekaźnikowego sterowania napędami hydraulicznymi (rys. 9 i 10). Układy takiego sterowania są ustalane przez dobór elementów i ich połączenia w formie okablowania. Chcąc zmienić pracę układu sterowania na takim samym układzie hydraulicznym w tym przypadku konieczny jest dobór innych elementów i wy-konania nowego okablowania.

Stanowisko zostało wyposażone, także w sterownik programowalny (S7200 – 224XP) współpracujący ze stacją operatorską (TD200) firmy SIEMENS dający możliwości poznania techniki sterowania i programowania w formie instrukcji, schematu drabinkowego lub schematu funkcyjnego.

Wykorzystanie przemiennika częstotliwości (falownika) przy napędzie pomp stałej objętości roboczej umożliwia generowanie zmiennego strumienia cieczy.

Do sterowania proporcjonalnymi elementami hydrauliki można wykorzystać regulowane wzmacniacze prądu charakteryzujące się możliwością regulacji czasu narastania i opadania prądu oraz dowolnością w wyborze sterowania w całym zakresie pracy.

Poprzez analogowe przetworniki ciśnienia, przepływu, temperatury odpowiednio podłączone do urządzeń diagnozujących lub sterownika programowalnego otrzymujemy podgląd parametrów pracy układu elektro-hydraulicznego. Jako zadajniki sygnałów w projektowanych układach wykorzystywane są czujniki i przetworniki pomiarowe.



Rys.9. Jednostka dydaktyczna stanowiska [5]



Rys.10. Jednostka dydaktyczna stanowiska - układ połączenia [5]

Projektowanie i budowę takiego stanowiska można realizować sukcesywnie mając za podstawę np. stanowisko hydrauliczne HP-202 [3]. Poniżej przedstawiono przykład takiej rozbudowy poszerzonej o moduł wzmacniacza rozdzielacza proporcjonalnego z zasilaczem i zestawem przycisków sterujących (rys. 11 i 12).



Rys.11. Stanowisko dydaktyczne HP-2002 z układem sterowania zaworem proporcjonalnym [3]



Rys.12. Zawór proporcjonalny z modułem wzmacniacza, zasilaczem i zestawem przycisków sterujących [3]

4. Podsumowanie

Prezentowane stanowisko badawczo-dydaktyczne ma na celu przygotowanie słuchaczy do samodzielnego projektowania układów elektro-hydraulicznych, stosowanych w urządzeniach i systemach hydrotronicznych.

Wskazane jest, aby proces kształcenia na stanowisku rozpocząć od przedstawienia przykładów zastosowania układów hydraulicznych. Następnie słuchacze powinni poznać budowę, działanie i parametry siłowników i silników hydraulicznych, pomp hydraulicznych, zaworów, czujników i przetworników stosowanych w układach hydraulicznych. Należy również zapoznać osoby kształcone z zasadami doboru elementów układów elektro-hydraulicznych.

Początkowo ćwiczenia powinny być prowadzone z zakresu doboru silników i siłowników hydraulicznych do różnych zastosowań. Następnie do wybranych napędów hydraulicznych powinni dobrać zawory i elektrozawory hydrauliczne. Wskazane jest, aby słuchacze na podstawie opisu działania urządzenia potrafili samodzielnie dobrać elementy układu hydraulicznego oraz narysować schemat połączeń tego układu. Zaleca się, aby w pierwszej fazie

zajęć uczący się rozwiązywali zadania polegające na doborze elementów dla układu z jednym siłownikiem lub silnikiem hydraulicznym. W trakcie kolejnych zajęć powinni otrzymywać zadania o zwiększonym stopniu trudności, aż do projektowania złożonych, sekwencyjnych układów sterowania hydraulicznego i elektrohydraulicznego z regulacją parametrów pracy.

Zaletą stanowiska jest możliwość nauki projektowania układów hydraulicznych z elementów stosowanych w przemyśle, oraz sposób budowania bloków zaworowych (wysp zaworowych) odpowiadający układom w urządzeniach mechatronicznych z napędem hydrotronicznym.

Do kształcenia zaawansowanego można wykorzystując nowe technologie (np. technologia CAN-bus), wyposażyć stanowisko w magistralę CAN umożliwiającą zdalne sterowanie maszynami roboczymi, która jest głównym medium zbiorczym dla sensorów, układów wykonawczych oraz elementów dodatkowych. Zagwarantuje to wysoką jakość realizowanych zadań technologicznych (np. precyzyjne sterowanie ruchami elementów wykonawczych maszyny, proporcjonalnie do wysterowania dźwigni oraz automatyzacje pracy) oraz bezpieczeństwo tych zadań w strefach zagrożenia [1].

Literatura

- 1. Backe' W., Murrenhoff H.: Grundlagen der Oelhydraulik. Institut fuer fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der R-WTH Aachen. Aachen 1994.
- 2. Bartnicki A.: Stanowisko do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus. Szybkobieżne Pojazdy Gąsiennicowe (23) nr 1, 2008.
- Ickiewicz J.: Wyznaczanie charakterystyk elementów i układów hydraulicznych – stanowisko dydaktyczne. Rozdział w monografii Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011.
- 4. Kotnis G.: Budowa i eksploatacja układów hydraulicznych w maszynach. Wydawnictwo Kabe, Krosno 2011.
- 5. Kret T., Madeiski I.: Mechatroniczne stanowisko badawczo-dydaktyczne hydrauliczne z elektronicznym sterowaniem. Maszynopis, Chojnów 2011.
- 6. Lunze J.: Automatisierungstechnik. Oldenbourg-Verlag 2008.
- 7. Murrenfoff H., Wallentowitz H.: Grundlagen der Fluidtechnik. Institut fuer fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der R-WTH Aachen. Aachen 2003.
- 8. Murrenhoff H.: Die Fluidtechnik von morgen. Technik-Tendenzen in der Hydraulik und Pneumatik. Fluid 44(2011) 2011.

- 9. Murrenhoff H., Dombrowski R., Verkoyen T.: Fluidtronic: Entwicklungsumgebung fuer fluidtechnisch-mechatronische online. Springer-VDI-Verlag. Deusseldorf 99 (2009) 1/2.
- 10. Murrenhoff H., Mechatronic in der Fluidtechnik oder Fluidtechnik in Mechatronic. VDMA-Nachrichten 79 (2000) 11.
- 11. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. WN-T, Warszawa 1998.
- 12. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. T. I, Elementy. WN-T, Warszawa 2005.
- 13. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. T. II, Układy. WN-T, Warszawa 2005

Electro-hydraulic mobile skidding simulator for professional drivers training

Radu Rădoi, Iulian Duțu, Blejan Marian - Hydraulics and Pneumatics Research Institute, Adrian Mirea – SC ROMFLUID SA

1. Introduction

Road safety is one of the most important policies of the European Commission – Mobility and Transport, their activities focusing on reducing the number of road accidents and human victims through various projects that imply certain training activities for all traffic participants (professional and novice drivers, pedestrians, cyclists and so on). Some categories of drivers need supplemental training besides the usual driving lessons; professional drivers – usually in E.U. – must have additional training. In normal road conditions – where the vehicle has a better road adherence and handling - accidents do occur mostly due to tiredness and speeding. In slippery conditions road characteristics change and so the driver must adapt its driving to the road in order to prevent accidents. Additional training of drivers – professional or not – may include using driving simulators, mobile or computer based. The mobile skidding simulator presented here can be used to improve driving abilities in slippery road conditions, getting the drivers to react instinctively to any loss of stability and control.

The electro-hydraulic mobile skidding simulator presented in this paper can be characterized by describing its main parts: mechanic, hydraulic and electronic. The mechanical part consists of a metallic frame on which the training vehicle will be positioned, also being the support for swivel wheels, hydraulic cylinders, position transducers, hydraulic pipes and electrical cables. In the trunk of the training vehicle it is fixed the pumping and distribution block and also the main electronic processing unit. This electronic unit it is controlled via a wired remote by the trainer in order to change skidding parameters independently on each vehicle axel. The hydraulic part comprises the pumping unit, distribution equipment, safety valves, pressure transducers and a hydropneumatic accumulator. The electronic part comprises two microcontroller based electronic modules: main processing unit and remote controller.

2. Mechanical part description

The skidding simulator has a metallic frame on which the training vehicle will stand. This frame was dimensioned to sustain the weight of the trainer and trainee - about 90 kg each, the vehicle's weight -1200 kg, and the electro - hydraulic equipment and all pipes and cables. The weight of the metallic frame only is about 400 kg.

The metallic frame is composed by two front and rear girders, two longitudinal strut and two intermediary beams fitted with rubber dampers on which the training vehicle will stand. The contact points of the metallic frame with the vehicle are on situated on the sills area, as shown in the technical handbook of the vehicle manufacturer - when lifting the vehicle.

At each corner of the metallic frame there is positioned a swivel wheel mechanically connected with a double-acting hydraulic cylinder, all mounted in such a way that it can withstand the axial forces and torque appearing when driving the vehicle.

The metallic frame is shown in Figure 1 (viewed from above and front, without vehicle).



Fig.1. Metallic frame of the skidding simulator: a) view from above, b) view from front

Hydraulic cylinders mounted on each end of the metallic frame lift the training vehicle from the ground: 0 – corresponding to vehicle on road, to maximum – corresponding to vehicle with no contact with the road, thus obtaining skidding conditions. Various degrees of skidding are created through the combination of electronic commands of the hydraulic cylinders in range [0...max].

For general information, there are given below main characteristics of the skidding simulator:

- max. working pressure: 70 bar,
- max. load: 1600 daN,
- lifting time from 0 to max.: 0,8 sec,
- max. stroke of the hydraulic cylinders: 130 mm,
- power rating for the electro-pump: 150 W,
- remote control communication type: RS232.
3. Hydraulic part description

The hydraulic diagram of the skidding simulator is given in Figure 2.



Fig.2. Hydraulic diagram of the skidding simulator

It can be seen that the four hydraulic cylinders (12) used for creating skidding conditions (and also lifting the metallic frame) are connected in parallel two by two. There are used two position transducers (11) in order to obtain a closed-loop for the control of lifting the metallic frame. Each group of hydraulic cylinders is driven by a directional valve (14) with electric control. The unlockable valves (8) are used so that the hydraulic cylinders do not lose their current position caused by the losses in the directional valve (not being tightly shut). The throttle valves (13) are used to control the descent speed of the hydraulic cylinders when changing the electrical command.

There has been used a low-power electro-pump (150W @ 12VDC) that charges a hydro-pneumatic accumulator (9) that allow the lifting of the metallic frame in approximately 0,8s. The oil volume stored in the accumulator allows an integral lift of the frame or two consequently half-lift. When the accumulator has been emptied, the electro-pump (2) starts charging it again; the current pressure is monitored by a pressure-current transducer (10) connected to the main processing unit.

For closing the position control loop of the hydraulic cylinders, there are used two resistive position transducers (11) for measuring the cylinders' stroke

on each vehicle axel. In the hydraulic diagram given in Figure 2, the check valve (4) does not allow the oil flow from the hydro-pneumatic accumulator towards the system's pump. There are also used in the diagram: a safety valve (5), an oil filter (7) that has a detour valve in case of clogging, a manometer (6) for main pressure control and an oil tank (3).

The pumping and distribution module is compact and comprises almost all hydraulic and electro-hydraulic equipment, excepting the four lifting cylinders. This module is placed in the spare-tire compartment, in the trunk of the training car. The electro-pump is made of a gear pump and a 12-Volt DC motor. Connection between the pumping and distribution group and the installation on the metallic frame is made with hydraulic hoses.

4. Electronic part description

The electronic part of the skidding simulator comprises: a main processing unit and a wired remote controller, both using an 8-bit RISC microcontroller. The electronic diagram of the main processing unit is given in Figure 3. The electronic diagram of the remote controller is given in Figure 4.



Fig.3. Electronic diagram of the main processing unit

Main processing unit uses a microcontroller that drives through its digital outputs five high-side power switches - BTS436L2. These electronic switches were used for driving the electro-pump motor and the electromagnets of the

electro-hydraulic directional valves. The main processing unit measures the hydraulic pressure in the main circuit, by using a pressure transducer, and gives start and stop commands to the DC electric motor of the electro-pump in order to start charging the hydro-pneumatic accumulator. This can be regarded as an energy-saving feature in this way the electro-pump motor does not function continuously.

In Figure 3 is given the electronic diagram of the main processing unit.

In the Figure above, there can be seen main component blocks of the processing unit:

- power source, realized with a step-down voltage regulator LM 2574 which stabilizes the voltage at 5 V DC for the microcontroller and serial communication integrated circuit. LM2574 has a good stabilization characteristic and uses few external electronic components;
- serial communication protocol is implemented in the microcontroller's software. The communication signals are generated by the microcontroller and applied to the line driver/receiver MAX232A, which adapts the 5 V signals to the requirements of the RS232 protocol;
- the 8-bit microcontroller is a PIC16F88 type. It works at 20 MHz frequency, generated using an external crystal oscillator. Analog input signals for the microcontroller are a pressure signal and two stroke signals (obtained from the resistive stroke transducers mounted on the front and rear axles of the training vehicle). On the diagram given in Figure 3 there are present a supplementary analog input *Debit* and two digital inputs (TTL) *Proximitate1* and *Proximitate2* that will be used for further improvements of the driving algorithm. The microcontroller gives digital output signals (TTL) to the BTS436L2 five smart high-side power switches used for controlling the DC motor of the electro-pump and four electromagnets of the directional valves (14), as shown in Figure 2.

The microcontroller is programmed via an ICSP circuit. The control algorithm uses two correlated closed-loops for the front and rear axles of the training vehicle.

Main processing unit receives the skidding parameters independently and the memory set selection through a RS-232 bus from the wired remote controller. The electronic diagram of the remote controller is given in Figure 4.

As can be seen in Figure 4, the remote controller uses, also, an 8-bit microcontroller that manages the skidding parameters setting and storage, user interface and serial communication. The skidding parameters are set by the trainer by using two analog potentiometers, connected between 0 and +5 V DC. The sliders of the potentiometers are connected to two analog inputs of the PIC16F88 microcontroller, having 250 divisions (software configurable). The user interface consists of nine pushbuttons, LEDs and a buzzer: there are seven

pushbuttons used for skidding parameters store/recall (M1 ... M7 on Figure 8), one pushbutton for enabling/disabling of memory store mode (SET on Figure 8) and one pushbutton for rapid descent mode (or skidding cancel) used when the trainer considers that the training vehicle is about to skid uncontrollably. There was used an electronic configuration of two four-stage voltage dividers for interfacing the ninth pushbuttons with the microcontroller, in order to minimize the number of inputs used. The nine LEDs work independently, being driven by four multiplexed digital outputs of the microcontroller. Communication between the remote controller and main processing module is made via a RS232 bus.



Fig.4. Electronic diagram of the remote controller

5. Practical results

The electro-hydraulic skidding simulator is activated by the trainer only, by switching ON the main processing unit from a button placed nearby the pumping module. The activation is visually signalized. If the pressure in the hydro-pneumatic accumulator is too low, than the system will load the accumulator and after that will perform a self-calibration. The training session can begin as soon as the pressure in the accumulator is reestablished, signalized by a buzzer. The trainer will set the skidding parameters by recalling them from one of the seven memory sets or readjust them using the two analog potentiometers. If needed, new skidding parameters can be easily set: first, the

skidding parameters on the front and rear axles are established; afterwards the trainer must press a button associated with one of seven memory sets (Figure 8) where he will store the parameters; final step is to press the SET button (Figure 8) in order to finalize the process (the corresponding LED blinks for a few seconds). Recalling stored skidding parameters is done by simply pressing one of the seven memory sets. Changing skidding parameters can be done either at the beginning or during the training session.



Fig.5. Skidding simulator having mounted the training vehicle



Fig.6. Pumping and distribution module mounted in the training vehicle's trunk

In Figure 5 it can be seen the training vehicle mounted on the electrohydraulic skidding simulator during an experimental session.

Figure 6 shows how the pumping and distribution module is mounted inside the training vehicle's trunk compartment (photo taken during experiments). The pumping and distribution module was designed to fit the place of the spare tire. There, it can be seen main hydraulic equipment described in paragraph 3.

The main processing unit, shown in Figure 7, is mounted inside the white box from Figure 6 – which has a simulator-activation switch and a green confirmation lamp.

Power supply cable is connected directly to the positive terminal of the battery of training vehicle via a fuse. The cable is properly protected in order not to produce any short-circuits to car chassis (ground terminal).



Fig.7. Main processing unit - electronic module detailed view

The photo in Figure 7 was taken during first experimental sessions; the final version is using solid state connectors instead of the screw-type connectors shown on the laterals of the electronic module.



Fig.8. Wired remote controller – trainer view

In Figure 8 it can be seen the two analog potentiometers for setting the skidding parameters, M1 ... M7 memory sets pushbuttons and LEDs, SET and COBORARE (fast descent) pushbuttons. In the left side of the remote there is mounted the RS232 communication connector.

6. Conclusions

The use of skidding simulators may reduce the number of road accidents, in slippery conditions; main idea is to get the drivers to react instinctively to such conditions, therefore improving their driving abilities.

The skidding simulator is easy to use, having low manufacturing and maintenance costs.

The electro-hydraulic skidding simulator was designed to use equipment available in the current commercial offer of main hydraulic and electronic manufacturers.

Wired remote controller of the skidding simulator allow the trainer to store different skidding parameters that will be available in next training sessions even if the electronic modules are disconnected from the vehicle's battery.

The mounting system of the vehicle on the simulator's metallic frame can be easily adapted to different training vehicles.

Operating autonomy of the skidding simulator equals the autonomy of the training vehicle, since the simulator is powered from the electrical installation of the vehicle.

Further improvements of the simulator will be studied and put into practice.

Bibliography

- Cristescu C., Drumea P., Ion Guta D., Dumitrescu C., Drumea P.: Experimental research regarding the dynamic behavior of linear hydraulic motors in frequency domain, HIDRAULICA Magazine, No. 3 – 4 / 2011, pp. 35–46, ISSN 1453 – 7303.
- Vlad D., Guta T.D., Olaru M., Petre C.: Optimizarea proiectarii cilindrilor hidraulici din structura mecanismelor de strangere ale dispozitivelor actionate hidraulic, HIDRAULICA Magazine, No.1, March 2008, pp.31-35, ISSN 1453-7303.
- 3. Georgescu F., Dumitrescu L., Guta D., Veber L.: Elevation and Transport Equipment with Double Source of Energy, HIDRAULICA Magazine, No.3, October 2010, pp.73-83, ISSN 1453-7303.
- 4. Vasiliu N., Vasiliu D.: Fluid Power Systems, Vol.I. Technical Publishing House, Bucharest, 2005.
- 5. Marin V., Moscovici R., Teneslav D.: Sisteme hidraulice de reglare automată Probleme Practice, Technical Publishing House București, 1981.
- 6. http://www.skidcar.com/skidcar-system/mobile-driver-training.php
- 7. http://www.microchip.com

The use of the pneumatic drives in renaturation technique for the lakes

Gabriela Matache, Ionel Nita, Catalin Dumitrescu - INOE 2000 – IHP Bucharest

1. General informations regarding the research work

The **objective** of this research is to develop a pilot station for water treatment of eutrophic lakes, on which to demonstrate the advantages of pneumatic drive compared with the hydraulic drive existing in deutrophication technique of lakes (reducing the overproduction of algae, macrophytes, etc.).

The research project proposes a new solution of renaturation equipment (pilot station) at which energy conversion system and the water circulation is electro-pneumatic driven and no electro-hydraulic, as in classical solution SolarBee. Pilot station (experimental) that follows to be achieved by this project is at 1:5 scale model of a real station and is composed of a floating cushion, a persistence of energy conversion (consisting of solar panels) in which electricity obtained is used to drive an air injection system (not hydraulic), that by oxygenation of the water from the lake bottom prevent the development of algal flora.

Aspect of technological novelty results in energy efficiency of the station and higher working efficiency by using pneumatic drive, a different architecture from SolarBee existing stations, smaller size. The modified components are evidenced mainly by floating pillow, pneumatic tracker of the panels and injection pneumatic system under the floating pillow.

Research relevance: The project is necessary and substantiated by the fact that in Romania there are about 3,100 lakes from which approx. 70% with eutrophication problems [1]. Given the peculiarities of application of the type of proposed station is expected to use this on about 1,200 lakes (recreational or tourism).

Research applicability: Pilot station build in this project will serve as a model for the construction of three sizes of real stations based on the original IHP solution, with pneumatic drive (small, medium and large capacity), intended to be used in Romania, on lakes where eutrophication occurs. Technology and equipment proposed by this project are designed for lakes with maximum eutrophication degree 3 or 4, with small sizes (max. 1 ha), depending on their success, the technology will expand its aplicability.

2. The scientific presentation of the work

Hydraulic technology (existing) is different from pneumatic technology (proposed in this project) by the following:

- Hydraulic technology SolarBee achieved after 2007 is based on the distance water circulation with a hydraulic machine [8]. Water is sucked from the bottom of the lake, is delivered at the lake'surface, to be enriched with oxygen from the atmosphere (version hypolimnetic oxygenation). Other solution is to suck the water under layer of phytoplanktonic mass and radially discharged (version epilimnetic oxygenation), the latter being more effective in controlling algal growth. Hydraulic water treatment principle is based on the upward movement of water, in this way resulting its oxygenation [5].
- Pneumatic technology proposed by the project, oxygenation of the layer rich in phytoplankton cultures is performed using pressurized air. Airflow directed in a certain way, made a slow moving of the mass of water in pelagium layer. Pneumatic water body treatment principle of lake's water is the opposite of the hydraulic: air under pressure produces pelagium oxygenation and thereby water moving.

The project is developed in three directions of research: a) researches regarding water body treatment of eutrophic lakes - it analyzes and substantiates the effects of the new proposed technology; b) researches regarding using of renewable energies (photovoltaic panels); c) researches regarding using of a pneumatic equipment on a de-eutrophical equipment. This stage includes industrial research, experimental research and their results are subject to dissemination, after ensuring the protection of intellectual property.

A) The first research direction is the research of eco-technological aspects of the project. In this stage is presented contribution given by the equipment to minimize eutrophication, advantages and disadvantages compared to traditional solutions and how they have implemented the pilot station to be effective.

Eutrophication [1] is the enrichment of standing or running water with nutrients, primarily nitrogen and phosphorus, leading to algal blooms, excessive growth of aquatic macrophytes, high turbidity, oxygen deficiency in bottom waters of the lake bottom, and in some cases a disagreeable odor and taste. Eutrophication can be natural (general case), when nutrient enrichment is achieved only by natural factors (season, temperature, light), or artificial, when this are due to human intervention (discharges of fertilizers, animal manure). In both cases, the continuous increase of nutrients causes damage to water quality, that makes water unfit for certain uses.

The effects of eutrophication are:

- a) thermal stratification due to the lack of mixing between the upper and deep layers of the river. In summer months, warming of surface water forms a warmer layer and the bottom layers remain cold, therefore the two layers will not mix; the proposed technology eliminates this effect by mixing water between the two layers, but without her swirling,
- b) high concentration of nutrients. By using the proposed technology, the concentration diminishes, increasing the efficiency of air injection, depending on the type of nutrients,
- c) plants cover the water surface (lack of light causes a decrease in oxygen in the water). Due to air injection technology with pressure, by this project is increased oxygen intake causing disappearance of algal vegetation. Phytoplankton mass (algal mass), envisaged to be stopped as evolving through the deutrophical process with the new technology, consists mainly of cyanophyta, cyanobacteria or cyanoprocariota (blue-green algae). As is known, the algae are indissoluble and essential in any lake. They have a decisive importance in the biological balance of water. Problems are due to excessive colonization of algae that destroy the appearance of the lake. Function of trophic lake state (ultra-oligotrophic, oligotrophic, mesotrophic, eutrophic, hypertrophy) phytoplankton mass concentration varies from 1 to 15 mg/l (according to the norms), the pilot station is able to ensure treatment against eutrophication only for eutrophic lakes with a concentration 5...10 mg / 1 (70% of all lakes in Romania). State parameters of water quality in a lake, considered in designing package technology deutrophical station, are: turbidity, pH, alkalinity of the water, they add to the nutrient content (for eutrophic lakes are 0.03 - 0.1 mg / 1 for phosphorus and 0.65 to 1.5 mg / 1 for nitrogen). By applying the new technology, it is demonstrated that these indicators are improving by at least 20% (similar to existing SolarBee solution). The method proposed for scientific research by pneumatic de-eutrophication refers to hypolimnetic aeration and epilimnetic aeration (dissolved oxygen in water).
- B) A second research direction of the project deals with the efficient use of solar energy (from photovoltaic panels PV) for the pilot station, starting from the particular use of PV panels using pneumatic solution for guidance them (with a pneumatic tracker); construction and operation requirements imposed on the schedule, automation, etc.; energy efficiency that the new architecture of station brings to the PV application [3].

Concrete research issues covered by our project refer to: a) - study of behavior of PV panels depending by the mounting solutions (Fixed - with zero

degrees of freedom; conditions on the water libration, with two degrees of freedom); b) - solving their orientation (equatorial, azimuthal or pseudoequatorial) with pneumatic automation; c) - maximizing the solar radiation perceived by CPV receptors in mono-and biaxial orientation systems;

In scientific terms [4], the new project aims to examine the mathematical correlation between capable photovoltaic power (N_{PV}) of PV panels and power requirements of pneumatic plant (Np), to provide pelagium oxygenation, up to max 0.75 m deep, ie:

min
$$N_{PV} > N_p$$
.

After determining, obtained relationships will be extrapolated for 3 stations sizes (small, medium, large) with dimensions up to 3 times bigger.

C) A third research direction of the project deals with the use of pneumatic drives, as technological support for de-eutrophication. This research direction will be responsible for defining technical solutions and working parameters for [4] : a) - compressed air generating system, using current taken from PV panels[2] b) - sizing underwater air injection system c) - making control domains for pneumatic flows and pressures, used for levels 3 and 4 of eutrophic water concentration.

In scientific terms, the new project aims to examine in this case which is mathematical correlation between pelagium deutrophical speed ($\delta\Delta$) and pneumatic pressure parameters (*p*), compressed air flow (*Q*), that are implicit equations starting of equal powers:

 $Np = N(p, Q) > N(\delta \Delta, t)$, where t is the time of detrophication.

After determining, obtained relationships will extrapolate to 3 stations sizes (small, medium, large) with dimensions up to 3 times bigger.

All three research directions are responsible for defining solutions and parameters for experimental pilot station build in this project (SolarIHP).

3. Technical presentation of the project

- Base requirements taken into account at design of pilot station

The new pilot station, proposed through the project (called SolarIHP), has as reference model the latest version of SolarBee station, realized in 2012 [8] and considered to be the most efficient in terms of technology and energy consumption. The differences consist in both changed architecture and also in the use of pneumatics by other schemes of work in oxigenation process of the eutrophic water and, in addition, to solar panels orientation.

Performances proposed to be achieved by the new station built in the project are:

a) Structurally, the plant follow to be a combined model between an Aerator low speed (for laminar flow of water) and a recirculation water station Home type [5], small sizes (see figure 1 and figure 2). It is constructively modified due to the implementation of pneumatic system for injection (see figure 3). As constructive new aspects: size and different architecture, floating system, pneumatic tracker, air injection pneumatic system.



Fig.1. Solarbee Station type Home - recirculating



Fig.2. SolarBee Station - Aerator type



Fig.3. SolarBee - New principle

- b) Functional, the new station must have the following performance parameters: area of use for lakes, reservoirs and basins with water; eutrophic lakes treated to have water quality class IV (poor) or III (moderate; phytoplankton concentration 5 10 mg / l c);
- c) Eco-technological parameters monitored by station: turbidity, pH, acidity and alkalinity of the water, nutrients content to be similar as a hydraulic

SolarBee station; energy parameters for PV panels - power 350...800W (1.2...1.6 x larger than in SolarBee), of which 70% distributed in air injection system, the rest to automation; generated current by the station: 220 VAC and 24 VDC; pneumatic parameters: max. pressure: 4 bar; max. working range of the pilot station -5 m - similar to the SolarBee - Aerator or Home version. The maximum size of the station (floating gauge) max. D x H = 2 x 0.75 m.

4. Practical relevance of the project

The project is relevant because it provides an applicative solution to one of the methods applied to combat eutrophication of lakes: ecological water body treatment means (no chemical, no sanitation or large investment funds). You can use for the lakes water treatment, and for water from tanks, etc. Taking into account the large number of lakes in Romania, the project proves to be very useful. The project offers extrapolation solutions of data for a family of three such equipment (small size, medium, large), similar in range to those made by other companies in the world. Station subsystems are innovative products that can be used in other applications than the present ones.

5. The comparative analysis of the research level in the proposed research subject



Fig.4. Solarbee station (Medoraco - USA)

Among prestigious companies that deal with research and development of water body treatment stations are: SolarBee Co - USA - the company that has developed the first technology and equipment for water treatment use only renewable energy; Medoraco - USA, no. 1 in the world in making stations SolarBee type - it manufactures and sells whatever is the latest in equipment for water body treatment [7]; other manufacturers of SolarBee type equipment: Elsaco (USA); Novasys Co (Australia); Nanotech (South Africa); Waterand Wastewater (Canada). Consulting their websites will be able to see what types of equipment in addition they produce and their levels of performance, taking as

references to be more efficient accomplished. In figure 4 are presented the classical station SolarBee produced in different sizes of these companies, along with electromechanical principle of operation.

6. The project contribution beyond the level of development:

- a) The project proposes a new solution of renature equipment (pilot plant), in which the energy conversion system and the oxygenation system of the water use the pneumatic drives and not the electrohydraulics drives, as before.
- b) The efficiency in eutrophication made by the station does not depend by the station's size and by station's range of work covered by it, but by its mobility on the lake (lower station easy movable). The accomplished station will have a new architecture from existing SolarBee equipments.

Based on these objectives, the proposed project will resolve following technical challenges for deutrophical current stations, SolarBee type:

- a) Technological point of view: the proposed technology is effective because eutrophication performed by the station does not depend by the size and range of work station covered it, but by its mobility on the lake (lower station slightly shifted);
- b) Constructive point of view: by construction of the station, the size and the weight of the floating system does not depend on solar panels size, to allow a significant decrease of the raft size and its anchorage system. Pneumatic tracker orientation of PV panels has a cheaper maintenance than the electromechanical one, the use of stepper motors, etc. At the current stations, PV panels are located exclusively on the raft, in the new pneumatic solution this is just a variant. Thanks to the changes of the energy conversion system location, the station can work both day and night. When the station is not used, the electricity produced by the PV panels may be used for other applications (eg. the power supply of an enclosure). In figure 5 is shown SolarBee Aerator reference model [5]. This will be the model for the air injection system that will be implemented in new pilot station, in pneumatic version.

Products resulting from the completion of the project are: innovative technology package - SolarIHP pilot station, a feasibility study on the size and needs of deutrophical equipment for Bucharest and surrounding area lakes, three proposals for patents.

The main indicators for certifying project implementation are: for technology: Development background study and analysis of eutrophication with

new technology, development methodology of pneumatic detrophication, certification in laboratory and demonstration of its viability.



Fig.5. SolarBee Hydraulic Aerator (2012)

7. Conclusions based on researches accomplished by the IHP Bucharest

The project has all the attributes of the original work: the proposed solutions are not implemented on SolarBee stations, the proposed new technology uses the pneumatic method, the project started from a cutting-edge solution on international stage. The original character of the project is supported by the following: pneumatic solution proposed for the pilot station behaves differences with respect to the model appeared in 2012, pneumatic drives are not applied to PV panels, manner to ensure oxygenation in hydraulic and electrical versions is different. Also, the project has all the attributes of original paper: proposes new ideas and ways to solve; by extrapolation, the station serves as pilot model for other sizes stations. The innovative character of the research concerns to: solving in a new way of eutrophication for lakes in Romania, carrying out a new station architecture and implementation of the two pneumatic parts placed on station as basic elements of the new technology. On this basis, it is estimated to produce at least three patents, which can be used in the country. Specifically, the proposed pilot station keeps the structure of a classical station, the differences being only on the driving part. Thus, for the photovoltaic panels will be used a new architecture and a new tracker model, which will increase power capture of the panels, and in addition will compensate the very high size of it. On the air injection system, pneumatic proposed solution will decrease primarily the energy needs, and on the other hand comes into being the possibility of using this technological solution and other environmental applications.

Reference

- 1. Academia Romana- Institutul National de Biologie V. Zinevici, L. Parpală The fito-and zooplankton structure and productivity in lacustrine ecosystems, 2006.
- 2. Belforte, Bertetto, Mazza: "Pneumatico corso completo", Editura Techniche nueve, Milano, 2004.
- 3. Dzitac, Manolescu: "Controlers for Pneumatics Actuators" vol. II-Edit. Universitatea Oradea'2006.
- 4. Matache G., Nita I.: Compressed air at medium and high pressure used in pneumatic automations at maximum pressure Mecatronica Review No. 2/2011 (en).
- 5. www.clearwasterwater.com
- 6. www.lakes.moderaco.com/equipament
- 7. www.moderaco.com
- 8. www.novosys.com.au/solarbee

Automatic land leveling equipments based on the electro hydraulic servomechanisms controlled by laser

Teodor Costinel Popescu – Institute INOE 2000-IHP Bucharest

1. Introduction

Manufacturers of hydraulic components can provide, based on firm orders, either only electro hydraulic manifolds or manifolds installed on hydraulic blocks. While for the first category of components there are complete families of standard sized models and functional diagrams, in accordance with the variety of actuation facilities, specific to mobile equipment, production of hydraulic blocks intended for such applications has fewer functional variants. Thus, the standard sized models of hydraulic blocks are manufactured in a small number of functional variants, covering, with indications of plugging the unused circuits, depending on the hydraulic actuation diagram of the machine. This is advantageous for the future beneficiary of upgraded land leveling equipment, who also pays for the futures unusable for the hydraulic actuation diagram, specific to his equipment.

In other train of ideas, there are not known yet means of testing these embedded systems that would reproduce the actual conditions of the land leveling equipment which is to be mounted on. In their absence, testing and adjustment of operational parameters for components of the laser-hydraulic mixed system, or the entire system, is performed only on the machine, which has to carry out "test leveling", on areas of land dedicated to these tests.

The advertising campaign of demonstrating, in front of potential beneficiaries, the undeniable performance that land leveling equipment upgraded with these laser-hydraulic mixed systems acquire is hampered by the obligatory presence of a leveling navvy equipment and an area of land, necessary for the demonstration. At fairs and exhibitions, in particular, this "demonstration" is performed with high costs, precisely because of the compulsory presence of equipment and terrain.

World leaders on the market of development of precision positioning equipment are TOPCON, [1, 2, 3], in Japan, APACHE, [4] and SPECTRA PRECISION, [5, 6], in the USA. These companies, known in particular for their outstanding achievements in the field of equipment specific to geodesy, in the last 25 years, in collaboration with manufacturers of mobile machinery and manufacturers of electro hydraulic distribution equipment, switched to the implementation of laser-hydraulic mixed systems in the functional structure of land leveling equipment.

For leveling navvy machinery stands out, in particular, the achievements of TOPCON Corporation in Japan, with offices in almost all Europe, including in Romania.

Since land leveling machines, old or new generation, are not provided, as standard or optional outfit, with the possibility of working in automatic mode, independent of operator subjectivity, there has been launched an action of integration of laser-hydraulic mixed systems. This involves updating the functional structure of land leveling equipment with a system made of laser components and hydraulic components, able to ensure equipment operation successively in two modes: manual, mode provided at the factory, and automatic, mode provided by integration of laser-hydraulic mixed systems, Figure 1.



Fig.1. Integration of laser-hydraulic mixed systems on a leveling machine and a motor grader

The main laser components used are the laser generator, mounted on a tripod, on the ground, above a point of known height, and the laser receiver mounted on the machine's blade.

While the electronic block, Figure 2, mounted in the cabin of the machine, has the same manufacturer as the laser components, the electro hydraulic manifolds, Figure 3, mounted on hydraulic blocks in parallel with the hydraulic distribution system existing on the machine, have different origin.



Fig.2. Electronic block (TOPCON, Japan)



Fig.3. Electro hydraulic manifolds mounted on a hydraulic block (ATOS-Italy)

In Romania, the activity of integrating laser-hydraulic mixed systems in the functional structure of leveling navvy equipment is done by GEODIS Brasov, [7, 8], representative of TOPCON Company. In the past 10 years, this company has mounted on leveling machines, motor graders, bulldozers and other machinery over 50 automatic laser-hydraulic mixed systems and over 30 automatic GPS-hydraulic mixed systems.

2. Single axis tracking electro-hydraulic system of a demonstrator type

A demonstrator type product, of category electro hydraulic systems for tracking on a single axis, Figure 4, intended for tests on the laser-hydraulic mixed systems, specific to equipping navvy machinery that perform leveling according to an horizontal laser bench plane, was developed in 2008 by INOE 2000-IHP Bucharest [9, 10, 11].



Fig.4. One axis tracking electro hydraulic system developed by INOE 2000-IHP Bucharest: a) testing device; b) equivalence of the device to the simulation model in AMESim

The system consists of two electro hydraulic servomechanisms, powered by an external pumping unit [12, 13, 14]. The first servomechanism contains a hydraulic cylinder, similar to the one existing on the machine, powered by the hydraulic distribution block (TOPCON), which receives command from the electronic block (TOPCON), based on the level of detection of the laser bench, generated by a rotary laser emitter (TOPCON). The second servomechanism is a servo hydraulic cylinder controlled by a proportional manifold with integrated

electronics, through a data acquisition board, a computer and the specialized software TEST POINT.

TOPCON electronic block receives an electrical signal from the laser receiver (sensor), located on the upper cylinder rod on the device. The size of the signal depends on the level of detection of the optical bench plane, generated by the rotary laser emitter, and the command that it forwards to an ATOS proportional manifold, mounted on a hydraulic block, is proportional to the level of detection. According to this command, the lower cylinder rod pulls or pushes the body of the upper cylinder in the opposite direction of displacement of this cylinder rod.

The upper cylinder is controlled in closed loop by means of a servo controller, and using a signal generator it simulates various profiles of the uneven ground. The two inductive transducers for linear displacement of the cylinders are connected, via a data acquisition board, to a PC, where Test Point software is installed.

This integration of automatic systems is very important, both domestically and globally, to optimize costs and increase the quality of certain works specific to the following areas: construction of roads, highways and bridges; railway embankments, dams and earth barriers; airport runways, sports grounds, arrangements of agricultural parcels; irrigation systems, sewerage systems, interior construction works, etc.

At the level of integration of these systems there stand out some bottlenecks related to:

- inhomogeneous nature of the system components; in terms of the manufacturing of these components there are involved three actors: the equipment manufacturer, the manufacturer of laser components and the manufacturer of hydraulic components;
- each of the three producers has a price policy in the interest of their own units, even if the beneficiary of land leveling modernized equipment needed often has to pay a price unreasonably high;
- the work of integrating these laser-hydraulic mixed systems in the functional structure of land leveling equipment, is carried out by representatives of TOPCON Corporation, or similar, well skilled in knowing laser components and having less good knowledge of specificity of fluid power systems on the land leveling equipment;
- fitting of mixed laser-hydraulic systems on the machine requires intervention in the hydraulic drive system of the machine, on the distribution of hydraulic oil to the cylinders that actuate the scoop or the blades and detachable mechanical grip of laser components. For this reason, integration of laser-hydraulic mixed systems will be done more efficiently

by specialists in the field of fluid power, rather than by specialists in laser equipment, specific to geodetic measurements;

 to several hydraulic systems for actuation of land leveling equipment, of various complexities, the manufacturer of hydraulic components responds often with a unique solution, optimal for the most complex of the machines, but expensive for a simpler machine.

Therefore, the beneficiary of upgraded land leveling equipment with simpler actuation scheme pays all the functions that the hydraulic block with distribution appliances, mounted on his machine, carries out, not only the ones necessary to him;

- for the manufacturer of hydraulic components is more advantageous to deliver only the electro hydraulic manifolds, manufactured with a high degree of technicality that it produces in all standard sized dimensions and functional variants, because it has secure sales market, and more expensive to deliver hydraulic blocks with very diverse functional schemes but low repeatability.

3. Numerical simulation and experimental identification of the laser controlled modular system [15, 16]

3.1. Numerical simulation

In figures 5 - 10 are shown some of the significant numeric simulations. In figure 5. the servomechanism generating profiles of the uneven land receives a rectangular input with an amplitude of 0,14 m and a frequency of 0,05 Hz in a range of 50 s. The red curve 1 represents the desplacement of the rod of the generator servocylinder [m] and the green curve 2 represents the rod deplacement of the monitoring servocylinder and the body of the generator servocylinder [m].



Fig.5. The answer of the laser monitoring servomechanism at exciting the servomechanism which generates profile with rectangular signal

By the algebraic sum of the graphics from fig.5. results the curve 3 from figure 6. In the terminology related to the operation of automatic land leveling

after an horizontal plane curve 3 represents the deviations of the profile of the levelled land from the optical horizontal reference plane. These are present only in the zone of stage jumping last 2 s and have a max.value of 0,01 m.



Fig.6. Deviation profile of the leveled land from the optical reference plane

In figure 7 the servomechanism generating the profile of uneven land is excited with a constant sinusoidal signal with an amplitude of 0,14 m and a frequency of 0,05 Hz lasting 50 s. The meaning of the curves 1 and 2 is the same with that from fig.5. By the algebraic sum of the graphics from figure 7. it results the curve 3 from figure 8 with the same meaning as that from figure 6. The errors are negligible with max. values below 0,002 m.



Fig.7. The answer of the laser monitoring mechanism for a constant sinusoidal input

In figure 9. the servomechanism generator of uneven land profile is excited with a variable sinusoidal signal with an amplitude of 0,14 m and a frequency of 0,05 Hz lasting 50 s. The meaning of the curves 1 and 2 is the same like that shown in figure 7. By the algebraic sum of the graphics from figure 9. it results the curve 3 from figure 10. with the same meaning like that presented in figure 9. The errors are negligeable with frequencies below 0,8 Hz and a max.value of the deviation of 0,004 m.



Fig.10. Deviation leveled land profile from the optical reference plane

3.2. Experimental identification

The results of the experimental identification of the TOPCON laser controlled modular system mounted on test devices are shown in figures 11 - 14.

In figure 11a is shown the dynamics of the laser control hydraulic monitoring system when at the input of the hydraulic mechanism generator of uneven land profiles is applied a constant sinusoidal signal with a frequency of 0,025 Hz and an amplitude of 0,072 m. The test duration was 50 s and it proved a proper dynamic of deplacement of the monitoring servosystem (in red) towards the generator of uneven land profile.

The graphics from figure 11b was obtained by repeating the test with the same frequency of the sinusoidal signal of excitation 0,025 Hz but with a higher amplitude 0,080 m. The test took 46 s and the results show a proper behavior of the monitoring servomechanism with laser control.



Fig.11. The answer of the laser monitoring mechanism at the excitation of the servomechanism generator by a constant sine input



Fig.12. The answer of the laser control monitoring mechanism at the excitation of the servomechanism generator of profile with: *a) triangle input; b) rectangular input*

In figure 12a is shown the dynamic of the monitoring hydraulic servosystem with laser control, when at the entry of the hydraulic servosystem generating uneven land profiles it is applied a constant triangle signal with a frequency of 0,025 Hz and an amplitude of 0,060 m which takes 63 s. The test proves the proper work of the laser controlled servomechanism.

In figure 12b is shown the dynamic of the hydraulic servosystem with laser control when at the entry of the hydraulic servomechanism generator of uneven

land profiles is applied a constant rectangular signal with a frequency of 0,025 Hz and an amplitude of 0,105 m. The test took 51 s.

At all tests presented above in figure 11, and figure 12 the inductive transducers of lineary displacement of the hydraulic cylinders were set in such a way that the 2 graphics are superposed for noticing easily the dynamic behavior of the hydraulic servomechanism with laser control.



Fig.13. The answer of the laser monitoring servomechanism at the excitation of the servomechanism generator of profiles with constant sinusoidal signal



Fig.14. The answer of the laser monitoring servomechanism at the excitation of the servomechanism generator of profiles with variable sinusoidal signal

For the test from figure 13 which uses as excitation signal a constant sine one the inductive transducers of linear displacement of the hydraulic cylinders was set so that they can offer information regarding the real direction of displacement of the cylinders. In figure 13. is shown the dynamic of the

hydraulic system with laser control when at the entry of the hydraulic mechanism generator of uneven land profiles is applied a constant sinusoidal signal with a frequency of 0,020 Hz and an amplitude of 0,120 m. The test took 115 min.

In figure 14. is shown the dynamic of the hydraulic monitoring system with laser control at the excitation of the mechanism generator of variable sine signal with a frequency of 0,010 - 0,100 Hz and an amplitude of 0,115 - 0,034 m. The test took 694 s.

4. Conclusions

The laser leveling of the land layers laid down when making the dams and the land dikes from the hydropower sytems represents a safe and efficient solution for providing optimum breadth with maximum errors of 2.5 cm on the entire surface. This kind of leveling performed before compaction of each land layer provides a proper and homogenous compaction of the dam and represents an optimum solution for reducing infiltrations and falling of the crowning which may lead to water flood. The laser controlled modular systems like TOPCON or similar ones are not present in enterprises not even for the most modern land leveling machines. They may be mounted on any kind of hydraulic power land leveling machine, no matter of the degree of wear or origin. The combination of these kind of equipments with laser control like TOPCON which appeared lately in Romania is performed by TOPCON trained personnel and not by the manufacturers of the leveling machines.

Change Parameters					
Submodel					
↓ P	ID 000-1				
Pr 2	Egternal variables proportional integral derivative controller (PD)				
Parameters					
Title			Value	Unit	
# dummy state variable for estimating derivative part				01/s	
# state variable for integral part			1	01/s 15 mil	
integral gain				8 null	
derivative gain			0.	0.1 null	
time constant for f	irst order lag used to estimate de	erivative	0.00	1 null	
Save	[<u>D</u> efault v	value M	la <u>s</u> , value	
Load		<u>R</u> eset I	iile M	fi <u>n</u> . value	
Help	[QK]	<u>C</u> an	cel	Options >>	

Fig.15. Setting optimal parameters for a PID compensator

The performances obtained by a comparative test of a TOPCON laser controlled modular system, fixed on an autograder which performed an automatic leveling and then on a simulator are comparable. The test bench realized at INOE 2000-IHP from Bucharest allows pre adjustments for tuning

the parameters of the laser controlled modular system with those of the machine on which will be mounted. If during the use of the machine equipped with laser controlled modular system appears a fault by means of the test device may be found which component of the system does not provide anymore the required operational parameters.



Fig.16. Maximum optimized value of the deviation of the leveled land from the optical reference plane

The simulation model was the basis of the design the entire test bench. By consecutively running the simulation model AMESim (AMESim Software Suit) the optimal parameters of the PID compensator are obtained for $K_P = 15$, $K_I = 8$ and $K_D = 0.1$. When running the application with these optimal values according to the settings from figure 15, the minimum value of 0.004 m of the deviation of the leveled land from the optical reference plane is obtained (fig. 16.). This value is 2.5 times lower than the one resulted from the first running of the simulation model.

The main directions of further developing the research activities on this theme are: design and development of simulation models for the case of leveling tracing an optical reference plane tilted on one or two orthogonal directions; design and development of testing devices tracing an optical reference plane tilted on one or two orthogonal directions.

Bibliography

- 1. http://www.topconpositioning.com/products/laser
- 2. http://www.topconpositioning.com/products/machine-control
- 3. http://www.engineersupply.com/Topcon-Dual-Slope-Rotary-Laser-Level-RL-100-2S-Pro-Package-57128H.aspx
- 4. http://www.engineersupply.com/Apache-Bullseye-3-Machine-Control-Laser-Receiver.aspx

- 5. http://www.spectra-productivity.com/products/laser-machine-display-receivers
- 6. http://www.spectra-productivity.com/applications/grading-and-excavation
- 7. http://vanzari.geodisro.ro/uploads/GeodisRO/Brosuri/Catalog_MC_RO_Copy. pdf
- 8. http://vanzari.geodisro.ro/laser-ro/sisteme-de-control-al-ma-inilor
- Popescu T.C.: Researches on efficient use of irrigation water through leveling works performed with navvy machines based on laser control and electrohydraulic operation of working bodies, Contract no.728/2006- CEEX Programme -Module4-MENER, 2006-2008, CO: INOE 2000-IHP Buc.; P1: INMA Buc.; P2: ICPA Buc.; P3: USAMV Buc.
- 10. Popescu T.C., Şovăială Gh.: Utilizarea eficientă a apei de irigat prin lucrari de nivelare executate cu utilaje terasiere bazate pe comandă laser și acționare electrohidraulică a organelor de lucru (Efficient use of irrigation water through leveling works performed with navvy machines based on laser control and electrohydraulic operation of working bodies), Publishing House of AGIR, Bucharest, 2008, ISBN:978-973-720-217-8.
- 11. Popescu T.C., Gh. Sovaiala Gh., Nicolescu C.: Servomecanism hidraulic de reglare a poziției cu reacție prin laser destinat echipării utilajelor terasiere de nivelare- Hydraulic servo mechanism for position adjustment with reaction by laser designed to equip navvy leveling machines, Vol.51, Lucrari stiintifice, Seria Agronomie; Simpozionul stiintific national cu participare internationala, 16-18 oct. 2008, Iasi, ISSN 1454-7414, http://www.revagrois.ro/PDF/2008_2_148.pdf
- Popescu T.C., Drumea A., Dutu I.: Numerical simulation and experimental identification of the laser controlled modular system purposefully created for equipping the terrace leveling installations, Proceedings of The International Spring Seminar on Electronics Technology (ISSE 2008), 7-11 May 2008, Budapest, Hungary, ISBN: 978-963-06-4915-5, pp. 334...339, DOI:10.1109/ISSE.2008.5276663.
- Popescu T.C., Dutu I., Vasiliu C., Mitroi, M.: Adjustement of conformity parameters of PID-type regulators using simulation by AMESim, Proceedings of The 7th International Industrial Simulation Conference 2009, ISC 2009, June 1-3, 2009, Loughborough, United Kingdom, ISBN: 978-90-77381-4-89, pp. 269...274.
- 14. Popescu T.C., Blejan M., Sovaiala G.: Experimental research upon accommodating the functional parameters of a laser controlled system designed for a grading machinery with the actual operating conditions of the grading machinery, Proceedings of SPIE Vol. 7297 (SPIE, Bellingham, WA 2009) 72972D, 2009, ISBN: 9780819475596, DOI: 10.1117/12.823697.
- 15. Popescu T.C., Vasiliu D., Vasiliu N., Calinoiu C.: Chapter 20- Applications of the Electrohydraulic Servomechanisms in Management of Water

Resources, pp. 447...472, DOI:10.5772/12974, 27 pg. http://www.intechopen.com/articles/show/title/applications-of-theelectrohydraulic-servomechanisms-in-management-of-water-resources, Numerical Simulations - Applications, Examples and Theory", Lutz Angermann (Ed.), ISBN: 978-953-307-440-5, January 2011, InTech-Austria, accessible online at http://www.intechweb.org/books/show/title/numerical-simulationsapplications-examples-and-theory

16. Popescu T.C., Vasiliu N., Vasiliu D., Use of the Electrohydraulic Servomechanisms with Laser Position Feedback in Water Resources Management, 13th International Multidisciplinary Scientific GeoConference & EXPO SGEM2013, Bulgarian Academy of Sciences, Albena, 2013, Conference Proceedings- WATER RESOURCES. FOREST, MARINE AND OCEAN ECOSYSTEMS, pp. 417...424.

INDEKS AUTORÓW

Afrăsinei M.267, 277, 469 Banyai D.V. 237, 293, 303, 403 Blejan M. 397, 499 Bocanet V. 317 Bordeasu I. 53 Bulgaru M. 317 Chirită C. 267, 277, 469 Cioica N. 475 Cota C. 475 Cristescu C. 69, 251 Czubaszek J. 209 Damaschin V. 267, 277 Dindorf R. 327, 343 Domagała Z. 219 Drumea A. 397 Drumea P. 135, 251, 475 Duma S.T. 53 Dumitrescu C. 69, 251, 509 Dumitrescu L. 69 Duțu I. 499 Dymarski Cz. 415 Grama A. 267, 277, 469 Ickiewicz J. 485 Ilie I. 397 Ionita N. 69 Jagła J. 437 Jasiulek T. 365 Karabenciov A. 53 Kocybik S. 9 Koralewski J. 161 Kozma C. 237, 293, 303 Kret M. 485 Kret T. 455 Lisowski E. 35 Madeiski I. 455

Marcu I.L. 237, 293, 303, 403 Marianowski J. 193, 219 Matache G. 509 Madry M. 9 Mirea A. 135, 499 Nagy E.M. 475 Nieśpiałowski K. 365, 375 Nita I. 69, 509 Okularczyk W. 81 Onofrei R. 69 Opruța D. 237, 287, 293, 303 Osiński P. 149 Palczak E. 149 Paszota Z. 91, 115 Patrosz P. 181 Pietrzak M. 81 Popescu T.C. 519 Przykład T. 455 Rădoi R. 251, 499 Rajda J. 35 Rawicki N. 375 Rojek P. 365, 375 Rutański J. 149 Salamon S. 387 Simionescu Ş. 135 Sfârlea I.C. 287 Skorek G. 355 Sobieraj M. 9 Szweda S. 209 Śliwiński P. 425 Târlescu A. 135 Vaida L.J. 237, 293, 303, 317, 403 Wołkow J. 327 Woś P. 327, 343 Zetu D. 469

STRESZCZENIA

Analiza układu hydraulicznego zasilania stojaka w aspekcie doboru parametrów zaworu przelewowego

Sebastian Kocybik, Marek Sobieraj, **Marcin Madry**

Przedstawiono wstępne analizy i ocenę wpływu konfiguracji układu hydraulicznego zasilania stojaka na rzeczywistą wydajność zaworu przelewowego. Powstałe gwałtowne przyrosty ciśnienia mogą powodować uszkodzenia hydrauliki sterowniczej stojaka, a także zniszczenia mechaniczne podpór obudowy zmechanizowanej.

Wykorzystanie nowoczesnych narzędzi komputerowych przy projektowaniu aparatury hydraulicznej

Edward Lisowski, Janusz Rajda

W rozdziale omówiono przykładowe prace badawczo-rozwojowe dotyczące nowych lub modernizowanych aparatów hydraulicznych, przy których użyto oprogramowania do symulacji przepływów CFD oraz programów MES do analizy wytrzymałościowej. Przedstawiono możliwości i efekty wykorzystania zaawansowanego oprogramowania do obliczania oporów przepływu, sił hydrodynamicznych oraz naprężeń, odkształceń, itp. Jednoczesne stosowanie programów MES do obliczeń wytrzymałościowych i programów CFD do optymalizacji kształtów kanałów wewnętrznych korpusów zaworów jest szczególnie użyteczne przy projektowaniu korpusów odlewanych, dla których koszty uruchomienia są bardzo wysokie.

Nowa metoda klasyfikacji stali nierdzewnej na podstawie jej oporności kawitacyjnej

Ilare Bordeasu, Adrian Karabenciov, Sebastian Titus Duma

Erozja jest najgorszym skutkiem kawita- | Erosion is the worst effect of cavitation,

SUMMARY

Analysis of hydraulic supplying system of a leg in the aspect of selection of overflow valve parameters

Sebastian Kocybik, Marek Sobieraj, **Marcin Madry**

Initial analysis and assessment of the impact of the configuration of the hydraulic power system of the leg on the actual performance of the relief valve are presented. Rapid increase of pressure can cause damage of the hydraulic control of the leg and mechanical damage of stabilizing rams of powered roof supports.

Use of state-of-the-art computer tools in designing the hydraulic apparati

Edward Lisowski, Janusz Rajda

The paper describes the examples of research and development work of new or upgraded hydraulic elements, where CFD software to the flow simulation and FEM software to the strength analysis were used. The examples demonstrate the possibilities and results of advanced software to calculate the flow resistance, hydrodynamic force and stress, strain, etc. Concomitant use of CFD and FEM software to optimize internal channels shape by the design of valve body from casting is particularly useful because the start-up of body casting is very expensive.

A new contribution to the ranking of stainless steels by their cavitation erosion resistance

Ilare Bordeasu, Adrian Karabenciov, Sebastian Titus Duma

cji, która wpływa na żywotność łopatek i wirników urzadzeń hydraulicznych. Dlatego też, według specjalisty w tej dziedzinie, klasyfikacja stali zgodnie z jej odpornością na kawitację pozostaje wciąż nierozwiazanym problemem pomimo wielu wyników uzyskanych na różnych urządzeniach laboratoryjnych. Niniejsza praca prezentuje wkład autora w opracowanie metody kategoryzacji stali badanych w Laboratorium Kawitacji Politechniki w Timisoarze, na urządzeniu wibracyjnym T1 z rurką niklową, dzieląc stal na cztery kategorie odporności na erozję kawitacyjną: dobra, bardzo dobra, wyśmienita i super. Kategoryzacji dokokorelujac parametr 1/MDER nano G32-2010 określony norma ASTM z własnościami mechanicznymi (twardość Brinella, wytrzymałość na rozciąganie i granica sprężystości) oraz dawki równoważnej Cre/Nie, zależnej od stosunku pierwiastków alfagenicznych do gammagenicznych zgodnie z wykresem Shafflera, definiując charakter i udział składników strukturalnych (martenzyt, austenit, ferryt). Aby osiągnąć zamierzony cel, wzięto pod uwagę wyniki uzyskane z 20 rodzajów stali o różnych proporcjach strukturalnych i składnikach. Wzory i wykresy zamieszczone w rozdziale są rozszerzeniem podobnych wykresów i wzorów opracowanych przez Sakai-Shima w 1987 r., oraz Bordeasu w 1997 r. na podstawie prac w Laboratorium Kawitacji w Uniwersytecie Technicznym w Timisoarze, stosowanych do kategoryzacji stali według oporności kawitacyjnej a także prognozowania degradacji kawitacyjnej.

which affects the life span of blades and rotors of hydraulic machines. This is why, for an expert of this field, the classification of steels according to their cavitation erosion resistance is an unsolved problem despite the significant amount of results obtained on various laboratory apparatuses. This paper represents the authors' contribution in establishing a method for the ranking of stainless steels tested on the T1 vibratory apparatus with nickel tube, in the Cavitation Laboratory of the Politechnica University of Timisoara, by dividing the stainless steels in four categories: with good resistance, with very good resistance, with excellent resistance, with super resistance. The ranking is done by correlating the 1/MDER parameter defined by the ASTM G32-2010 standards with the main mechanical properties (Brinell hardness, tensile strength and yield limit) and the Cr_e/Ni_e equivalents ration of which, depending on the ratio of alphagenous and gamagenous elements and according to the Schäffler diagram, define the nature and ration of structural constituents (martensite, austenite, ferrite). In order to achieve the desired goal, results from 20 stainless steels with various structural ratios of structural constituents were used. The diagrams and formulas used in the paper are an extension and generalization of similar diagrams and formulas created by Sakai-Shima in the year 1987 and Bordeasu in the year 1997, and are used for the ranking of stainless steels studied in the Cavitation Laboratory of the Politehnica University of Timisoara according to the cavitation resistance, as well as for the anticipation of their behaviour to the cavitation degradation produced in the used vibratory apparatus.
System zwiększający ogólny współczynnik konwersji energii słonecznej na energię elektryczną

Catalin Dumitrescu, Corneliu Cristescu, Ionel Nita, Liliana Dumitrescu, Niculae Ionița, Radu Onofrei

Rozwój ekonomiczny i przemysłowy na świecie powoduje stałe zwiększenie zapotrzebowania na energię, a tym samym wzrost cen paliw kopalnych. Wostatnich latach część energii elektrycznej jest pozyskiwana z energii słonecznej dzięki zastosowaniu fotowoltaicznych paneli słonecznych (PV panels). Udział energii uzyskanej z promieniowania słonecznego wzrasta ale niska wydajność ogniw słonecznych (zaledwie do 20%) wymaga zwiększenia wydajności układów fotowoltaicznych, głównie przez zastosowanie systemów naprowadzających z różnymi typami napędu. Przedstawiono dwa warianty układów naprowadzających: pierwszy o orientacji dwuosiowej i drugi jednoosiowy. Oba są oryginalnymi rozwiązaniami Instytutu INOE 2000-IHP.

Skuteczność działania siłownika hydraulicznego w aspekcie technicznym i ekonomicznym

Mariusz Pietrzak, Wojciech Okularczyk

W monografii przedstawiono funkcje obliczeniowe, pozwalające na określenie skuteczności siłownika hydraulicznego w aspekcie technicznym i ekonomicznym. Napędy hydrauliczne są obecnie powszechnie stosowane, jednak niewielu użytkowników przyjmuje określoną politykę eksploatacyjną, która zapewnia odpowiedni poziom niezawodności napędu przy niskich kosztach. Uszkodzony siłownik można wymienić na nowy lub przeprowadzić jego remont, z ewentualnym zastosowaniem nowych technologii (działania odtworzeniowe) albo przeproGuidance systems used to increase the overall efficiency of conversion of solar energy into electricity

Catalin Dumitrescu, Corneliu Cristescu, Ionel Nita, Liliana Dumitrescu, Niculae Ionița, Radu Onofrei

The current global economic and industrial context is characterized by increased energy consumption, but at the same time rising price of fossil fuels. In recent years, some of the electricity is produced from solar energy using photovoltaic solar panels (PV panels). The share of energy from solar radiation is increasing, but low efficiency solar cells (up to 20%) recommended increasing the yield of photovoltaic systems, mainly with use of tracking systems (trackers) in various types of driving. The paper presents two variants for tracker: the first has 2-axis orientation, and the second use the orientation on one axis. Both are based on original solutions developed in the Institute INOE 2000-IHP.

Effectiveness of hydraulic cylinder in technical and economic aspects

Mariusz Pietrzak, Wojciech Okularczyk

In the monograph, calculating functions allowing to define the effectiveness of the hydraulic cylinder work in technical and economic aspects, have been presented. Hydraulic drives are currently commonly used, however not many users follow the defined exploration policy, which assure the proper level of propulsion reliability, with low costs. A damaged cylinder can be replaced by a new one or can be repaired by using new technologies (reconstruction operations) or adaptations

wadzić działania dostosowawcze nie związane bezpośrednio z siłownikiem, lecz mające na celu zwiększenie jego dostępności eksploatacyjnej. Wymienione sposoby obsługi siłownika wymagają oceny opłacalności aparatem matematycznym, w ujęciu technicznym i ekonomicznym.

Współczynniki strat energetycznych w elementach napędu hydrostatycznego

Zygmunt Paszota

W każdym układzie napędowym należy zastąpić obraz przepływu mocy opisany dotychczas powszechnie stosowanym wykresem Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy proponowanym przez autora wykresem wzrostu mocy w układzie przeciwnego do kierunku przepływu mocy. Należy więc opisywać straty i sprawność energetyczną, a także pole pracy każdego silnika i układu napędowego jako zależne od wielkości fizycznych niezależnych od strat występujących w silniku i w układzie. Takimi wielkościami fizycznymi jest prędkość (kątowa lub liniowa) oraz obciążenie (moment lub siła) silnika opisane współczynnikami $\overline{\omega}_M$ prędkości i \overline{M}_{M} obciążenia a zmieniające się w polu $(0 \le \overline{\omega}_M < \overline{\omega}_{Mmax}, 0 \le \overline{M}_M < \overline{M}_{Mmax})$ pracy silnika i układu. Konsekwencją proponowanego spojrzenia jest w napędzie hydrostatycznym konieczność zastosowania współczynników strat energetycznych w modelach matematycznych strat występujących w elementach napędu. W rozdziale przedstawiono równania definicyjne współczynników strat energetycznych nazwanych przez autora współczynnikami k_i.

not directly connected with the cylinder, but aiming to enlarge its operational capacity. Presented methods of cylinder operating, require assessing the profitability of mathematical apparatus, in technical and economical terms.

Coefficient of energy losses in the components of hydrostatic drive

Zygmunt Paszota

In each drive system, the picture of power flow so far described by the commonly used Sankey diagram of the power decrease in the direction of power flow should be replaced by the diagram proposed by the Author of power increase in the direction opposite to the direction of power flow. Therefore, the losses and energy efficiency and also the operating field of each motor and drive system should be described as dependent on physical quantities independent of losses in the motor and in the system. Such physical quantities are motor (angular or linear) speed as well as motor (torque or force) load described by the speed coefficient $\overline{\omega}_M$ and load coefficient \overline{M}_{M} changing in the motor and system $(0 \le \overline{\omega}_M < \overline{\omega}_{M \max}, 0 \le \overline{M}_M < \overline{M}_{M \max})$

operating field. A consequence of the proposed view is, in the case of hydrostatic drive, the necessity of using energy loss coefficients in the mathematical models of losses in drive elements. The chapter presents definition equations of energy loss coefficients, called by the Author k_i coefficients.

Straty i sprawność energetyczna silników i systemów napędowych

(Zastąpienie wykresu Sankeya spadku mocy z kierunkiem jej przepływu wykresem wzrostu zapotrzebowania na moc w kierunku przeciwnym do jej przepływu otwiera nowe perspektywy badań silników systemów napędowych)

Zygmunt Paszota

Straty i sprawność energetyczna każdego silnika napędowego muszą być przedstawione jako funkcje wielkości fizycznych niezależnych od strat w silniku. Takimi wielkościami są wymagana prędkość i obciążenie dla danej maszyny lub urządzenia napędzanego przez silnik. Wielkości te mogą zmieniać się w podczas pracy napędu. Prędkość i obciążenie silnika decydują o chwilowej mocy użytecznej silnika, a także w sposób zróżnicowany o rodzaju i wartości strat występujących w silniku. Jednakże straty i sprawność energetyczna silników hydrostatycznych układów napędowych oceniane są przez naukowców i producentów jako funkcje parametrów zależnych od strat. Podstawową przyczyną takiej sytuacji jest tradycyjny, powszechnie przyjęty, ale błędny, sposób postrzegania przepływu mocy w silnikach i systemach napędowych, a przedstawiony na wykresie Sankeya spadku mocy w kierunku jej przepływu.

Losses and energy efficiency of drive motors and systems

(Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems)

Zygmunt Paszota

Losses and energy efficiency of every drive motor must be presented as functions of physical quantities independent of losses in the motor. Such quantities are speed and load required by the machine or device driven by the motor, changing in the drive operating field. Speed and load of the motor decide of the instantaneous useful power of the motor and also in a differentiated way of kinds and values of losses occurring in the motor. However, losses and energy efficiency of the hydrostatic drive motors and systems are evaluated by researchers and manufacturers as functions of parameters depending on the losses. The basic cause of such situation is the traditional, commonly accepted but erroneous, view of the power flow in the drive motors and systems represented by the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow. It is necessary to replace the Sankey diagram by the proposed diagram of increase of power in the motor and in the drive system in the direction opposite to the direction of power flow. The proposed view of losses and energy efficiency should be applied to all types of motor and drive systems. The aim of this paper is showing the resulting problems of the above postulates, exemplified by operation of a rotational displacement motor in a hydrostatic drive system. In order to make possible objective evaluation of the energy behaviour of different motor and system solutions and sizes, the losses and energy efficiency should be

Straty energii w układach hydraulicznych

Petrin Drumea, Adrian Mirea, Ștefan Simionescu, Andrei Țârlescu

W ostatnich latach jednym z najważniejszych problemów jeśli chodzi o układy napędowe - mechaniczne, elektryczne, hydrauliczne czy pneumatyczne - jest duża strata energii. W niniejszym rozdziale przybliżymy problem strat energii jedynie dla różnych typów napędów hydraulicznych, a także dokonamy krótkiego porównania hydrauliki tradycyjnej, proporcjonalnej i elektronicznej. Podjęto dyskusję na temat hydrauliki tradycyjnej (zero-jeden) typu A, hydrauliki proporcjonalnej typ B, hydrauliki elektronicznej z elementami połączonymi równolegle typ C i hydrauliki cyfrowej typu przełączeniowego - typ D.

Wpływ napływu i wypływu czynnika roboczego na właściwości akustyczne i hydrauliczne pompy zębatej

Piotr Osiński, Edward Palczak, Janusz Rutański

W monografii przedstawiono badania określające wpływ napływu i wypływu czynnika roboczego na właściwości akustyczne i hydrauliczne pompy zębatej. Badania przeprowadzono dla pompy komercyjnej produkcji WPH typ PZ2. Pomiary przeprowadzono kilkakrotnie dla jednej i tej samej jednostki, ale dla

described and compared as dependent on the motor speed coefficient $\overline{\omega}_M$ and load coefficient \overline{M}_M changing in the drive system operating field ($0 \le \overline{\omega}_M < \overline{\omega}_{Mmax}$, $0 \le \overline{M}_M < \overline{M}_{Mmax}$). The presented proposals open a new perspective of unavoidable research of drive motors and systems, making it possible to compare objectively the energy efficiency of different types of motors and drive systems.

Energy losses in hydraulic systems

Petrin Drumea, Adrian Mirea, Ștefan Simionescu, Andrei Țârlescu

In recent years one of the most important problems of the drive systems – mechanical, electrical, hydraulic, or pneumatic – is the size of the energy losses. In this paper will approach only the problem of energy losses in various types of hydraulic drives and a brief comparison will be made between classic hydraulics efficiency compared to proportional hydraulics and digital hydraulics. In this idea, will be taken into discussion traditional hydraulics (all-nothing) type A, proportional hydraulics type B, digital hydraulics with parallel connected components type C and switching-type digital hydraulics type D.

Impact of inflow and outflow of oil on acoustic and hydraulic properties of gear pump

Piotr Osiński, Edward Palczak, Janusz Rutański

In the monograph, research work describing the impact of inflow and outflow of oil on the acoustic and hydraulic properties of gear pumps is presented. The tests were conducted for commercial pumps manufacture by WPH type PZ2. The measurements were carried out on several occasions for one and the same base unit,

różnych wariantów i konfiguracji fazowania krawędzi kanału ssawnego i tłocznego.

Wpływ lepkości i ściśliwości zapowietrzonego oleju na wyznaczanie strat objętościowych w pompie tlokowej o zmiennej wydajności

Jan Koralewski

W pracy określono moduł B ściśliwości objętościowej niezapowietrzonego i zapowietrzonego oleju jako zależności od indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy, przy zmianie temperatury oleju i zapowietrzenia oleju. Przy ocenie straty wynikającej ze ściśliwości w pompie wyporowej o zmiennej wydajności, uwzględniono objętość ściskanej cieczy przy każdej nastawie pompy. Określono podział strat objętościowych na straty wynikające z przecieków w komorach pompy i na straty wynikające ze ściśliwości cieczy. Wykazano potrzebę uwzględnienia przy ocenie pompy tylko strat wynikających z przecieków.

Symulacja odkształceń w węźle kompensacji luzów satelitowego agregatu pompowego

Piotr Patrosz

Monograph opisuje obliczenia numeryczne odkształceń płyt kompensacyjnych w nowego typu zintegrowanym, satelitowym agregacie pompowym. W opracowaniu przedstawiono przebieg symulacji oraz zmiany wprowadzone do konstrukcji w celu poprawy działania agregatu. Badania były prowadzone w ramach projektu LIDER/35/102/L-2/10/NCBiR/2011 pt. "Nowe opracowanie hydraulicznych maszyn satelitowych do napędów z cieczami ekologicznymi i niepalnymi", finansowanego przez NCBiR. Kierownikiem projektu jest dr inż. P. Śliwiński.

but for different variants and configuration of canting chamfer suction channel and the pressure.

Influence of viscosity and compressibility of aerated oil on determination of volumetric losses in a variable capacity piston pump

Jan Koralewski

Modulus B of the volumetric compressibility of non-aerated and aerated oil is defined in the paper as relation to the indicated increase of pressure in the pump working chambers, with the change of oil temperature and degree of aeration. In evaluation of the loss due to oil compressibility in a variable capacity displacement pump, the volume of compressed liquid at each pump setting is taken into account. Volumetric losses have been divided into leakage losses in the pump chambers and losses due to liquid compressibility. The need of considering only the leakage losses in pump assessment is pointed out.

Simulation of deformation in axial compensation elements of satellite pumping unit

Piotr Patrosz

Monograph describes the numerical calculations of compensation plates deformation in new type of integrated satellite pumping unit. In this work the simulation progress and design evolution are presented. The described work is a part of the research project on the development of satellite pumps and motors, conducted on Gdansk University of Technology as a part of project "New elaborate of hydraulic satellite machines for drives with ve- getable liquids and non-flammable liquids" (LIDER/35/102/L-2/10/NCBiR/2011) funded by the National Centre for Research and Development. The project manager is P. Sliwinski, PhD, Eng.

Rola siły hydrodynamicznej w wyznaczaniu charakterystyki zaworu ciśnieniowego

Jan Marianowski

Podano związki pomiędzy technicznymi parametrami stojaków teleskopowych oraz zaworów ciśnieniowych, które umożliwiają pracę obudowy górniczej w strefie zawału kontrolowanego. Opisano siły działające na element otwierający i zamykający przepływ emulsji w zaworze ciśnieniowym. Wskazano na dominującą rolę siły hydrodynamicznej w czynnności zamykania i otwierania zaworu. Wykonano przykładowe obliczenia na podstawie których opracowano podstawowe charakterystyki pracy wybranych odmian zaworów.

Parametry modalne zaworu zwrotnego sterowanego stosowanego w układzie hydraulicznym sekcji obudowy zmechanizowanej

Jarosław Czubaszek, Stanisław Szweda

W trakcie badań szybkozmiennych przebiegów ciśnienia występujących podczas rabowania stojaka, stwierdzono, że ich przyczyną mogą być drgania elementów zaworu zwrotnego sterowanego. Przedstawiono metodę wyznaczania charakteryzujących je parametrów modalnych na podstawie zarejestrowanych przebiegów czasowych zmian ciśnienia. Ze względu na krótki czas trwania zarejestrowanego przebiegu czasowego ciśnienia, parametry modalne zaworu wyznaczono budując model autoregresyjny sygnału pomiarowego. Omówiono wyniki wstępnej identyfikacji parametrów zaworu wpływających na wyznaczone mody dynamiczne zaworu zwrotnego sterowanego.

A role of hydrodynamic force in a calculation of operating characteristcs of pressure valve

Jan Marianowski

The monograph presents some relationships between technological parameters of telescopic props and pressure valves, which enable a mine shield support operation into a controlled breaking down zone. The forces working onto an opening and closing element of an emulsion flow in pressure valve have been shown. The dominating role of hydrodynamic force during a work of closing and opening of valve has also been pointed out. The example calculations were carried out for the treatment of basic operation characteristics of selected kinds of vales.

Modal parameters of pilot-operated check valve used in a hydraulic system of powered roof support

Jarosław Czubaszek, Stanisław Szweda

During the tests of quick-changing pressure at yielding the leg it was found that vibrations of components of pilotoperated check valve are the reason of pressure changes. A method for determination of modal parameters, which are characteristic for these components, basing on recorded time curves of pressure changes is presented. Due to short time of recorded pressure change in time, modal parameters of the valve were determined by building the autoregressive model of measuring signal. The results of initial identification of valve parameters having impact on determined dynamic modes of pilot-operated check valve are discussed.

Modelowanie i weryfikacja zjawisk dynamicznych zachodzących w teleskopowych stojakach hydraulicznych

Zygmunt Domagała, Jan Marianowski

W rozdziale opisano warunki pracy podpory górniczej a w szczególności zagadnienia związane z ich dynamiką. Na tej podstawie opracowano model matematyczny, który powstał w oparciu o założenia upraszczające, które reprezentują obiekt rzeczywisty z wymaganą dokładnością. Następnie ułożono model symulacyjny i przeprowadzono badania z których wyciągnięto odpowiednie wnioski. Model ten zweryfikowano przeprowadzając eksperyment polegający na obciążeniu siłownika teleskopowego podpory hydraulicznej prasę kuźniczą wykorzystywaną w HSW Stalowa Wola do zgniatania i kucia wlewków stalowych. Uzyskane wyniki porównano z wynikami badań symulacyjnych.

Analiza działania innowacyjnego urządzenia udarowego oparta na symulacji

Claudia Kozma, Liviu Vaida, Daniel Banyai, Lucian Marcu, Dan Opruța

Działanie hydraulicznego urządzenia udarowego do wiercenia skał, asfaltu i betonu zostało poddane analizie. W celu przeprowadzenia analizy stworzono i zaprezentowano stanowisko badawcze. Zmiana skoku tłoka udarowego była monitorowana, ponieważ niektóre parametry uległy modyfikacji. Porównano charakterystykę uzyskaną na podstawie symulacji z charakterystyką uzyskaną z pomiarów przeprowadzonych na stanowisku badawczym. Przedstawiono wyniki wykorzystane w pracy doktorskiej.

Modelling and verification of dynamic phenomena in telescopic hydraulic legs

Zygmunt Domagała, Jan Marianowski

The chapter describes the working conditions of hydraulic prop, in particular the issues related to their dynamics. On this basis, a mathematical as well as simulation model of real object with the required accuracy was created. Simulation tests were conducted and appropriate conclusions described. Simulation results have been confirmed by experimental tests. This model was verified by conducting an experiment involving telescopic cylinder and hydraulic forging press used in HSW Stalowa Wola during the crushing steel and forging steel ingots. The experimental results were compared with the results of simulations.

Experimental simulation-based performance analysis of an innovative percussive device

Claudia Kozma, Liviu Vaida, Daniel Banyai, Lucian Marcu, Dan Opruța

A hydraulic percussive device for rock, asphalt, concrete drilling is subjected to an experimental performance analysis. The device has a simulation-based performance analysis. In order to make the experimental analysis a testing stand was designed and presented. The variation of percussive piston stroke was monitored as certain parameters were modified. The characteristics obtained by simulation and the characteristics obtained from the measurements taken on the experimental stand are compared. This chapter disseminates the results used in a doctoral thesis.

Zwiększenie sprawności napędu hydraulicznego poprzez zastosowanie odzysku energii

Corneliu Cristescu, Petrin Drumea, Catalin Dumitrescu, Radu Rădoi

Zaprezentowano rozważania na temat nowej technologii odzysku energii, która ma zastosowanie w napędach hydraulicznych w celu poprawy ich wydajności energetycznej. Technologia ta dotyczy nowego kierunku rozwoju napędów hydraulicznych z zastosowaniem urządzeń i układów do odzysku energii kinetycznej i akumulacji energii potencjalnej, która może być wykorzystana w różnych urządzeniach po wykonaniu pracy mechanicznej, co pozwala uzyskać oszczędności energii. W dalszej części przedstawiono niektóre aspekty pojazdów z hybrydowym silnikiem termo-hyraulicznym. W skrócie opisano rumuńską wersję pojazdu z hybrydowym silnikiem termo-hyraulicznym powstałym iako rozwiązanie mechatroniczne. Na końcu zademonstrowano model, który potwierdza korzyści tej technologii, a także opisano rozwiązania techniczne pozwalające na odzysk energii kinetycznej. Przestawiono etapy odzysku energii: wychwycenie, przechowanie i ponowne użycie odzyskanej energii. W podsumowaniu podano argumenty świadczące na korzyść nowej technologii odzysku energii czyli przede wszystkim zwiększenie wydajności energetycznej napędów hydraulicznych.

Badania w celu walidacji modelu symulacyjnego turbiny wiatrowej niskiej mocy przy stałej prędkości

Mihai Afrăsinei, Constantin Chiriță, Vasile Damaschin, Andrei Grama

W celu oceny dokładności wyników uzyskanych z symulacji numerycznej modelu badano reakcje układu napędowego na The increasing of energy efficiency of the drive hydraulic systems by using the energy recovery technology

Corneliu Cristescu, Petrin Drumea, Catalin Dumitrescu, Radu Rădoi

The paper presents some considerations regarding the new technology, used increasingly more, the energy recovery technology, used in the hydraulic drive systems, in order to increase their energetic efficiency. This new technology, which represents a new trend in the development of the hydraulic drive systems, aims at development and implementation of devices and systems for kinetic or potential energy recovery, which remains available after achieving of useful mechanical work in different equipments with hydraulic driving, in order to energy saving. In the middle of the paper are shown some aspects regarding the thermo-hydraulic hybrid motor vehicles and, in brief, is presented a Romanian version of a thermo-hydraulic motor vehicle, conceived in mechatronics conception. In the last part, is presented an experimental demonstration model, which confirms the technology and the technical solutions adopted for the kinetic energy recovery. Are presented some graphical results which clearly show the phases of the energy recovery concept: capture, storage and reuse of the saved energy. Finally, some conclusions and recommendations are issued, which are favourable for promotion/implementation of this new energy recovery technology, which leads, of course, to increase energy efficiency hydraulic drive systems.

Experimental research to validate simulation model of constant speed at low power axis wind turbine

Mihai Afrăsinei, Constantin Chiriță, Vasile Damaschin, Andrei Grama

To validate the accuracy of the results obtained by numerical simulation model, experimental investigations aim to deter-

zmianę parametrów wejściowych (prędkość wału turbiny I obciążenie wału silnika hydraulicznego). Na zakończenie zbadano materialny układ napędowy na stanowisku badawczym. Stanowisko to zostało stworzone w celu zbadania dynamicznego zachowania układu w warunkach rzeczywistych. Procedura badawcza przypomina tę, która obowiązywała przy symulacji numerycznej.

Badania w celu walidacji modelu symulacyjnego przekładni hydraulicznej silników hydraulicznych dla turbin wiatrowych niskiej mocy

Vasile Damaschin, Mihai Afrăsinei, Constantin Chiriță, Andrei Grama

Badania określające stopień odpowiedzi przekładni na zmianę parametrów wejściowych (prędkość wału turbiny i obciążenie wału silnika hydraulicznego) zostały przeprowadzone w celu oceny dokładności wyników uzyskanych na podstawie symulacji modelu numerycznego. Układ adaptacyjnej przekładni hydraulicznej został zbudowany na stanowisku badawczym. Stanowisko umożliwiło zbadanie dynamicznego zachowania układu w warunkach rzeczywistych. Procedura badawcza została przeprowadzona w ten sam sposób, jak miało to miejsce w przypadku symulacji numerycznej.

Symulacja numeryczna przepływu płynu w miejscu oporu hydraulicznego

Ioana Carmen Sfârlea, Dan Opruța

Opór hydrauliczny odgrywa ważną rolę w kontroli nad urządzeniami hydraulicznymi pozwalając na lepsze sterowanie przepływem. Ponieważ mamy z nimi do czynienia w wielu urządzeniach, wiedza na temat charakterystyki przepływu przez nie jest bardzo istotna. Gwałtowny rozwój symulacji komputerowej i technologii mine the step responses of the transmission to change the input parameters (speed of the turbine shaft and load shaft hydraulic motor). To this end, Adaptive hydraulic transmission system was materialized on experimental stand. This stand enabled to study dynamic behavior of the system under real conditions. Experimental procedure is done basically by the same way as in the experiment of numerical simulation.

Experimental research to validate simulation model of hydraulic motors hydraulic transmission for low power wind turbines

Vasile Damaschin, Mihai Afrăsinei, Constantin Chiriță, Andrei Grama

To validate the accuracy of the results obtained by numerical simulation model, experimental investigations aim to determine the step responses of the transmission to change the input parameters (speed of the turbine shaft and load shaft hydraulic motor). To this end, Adaptive hydraulic transmission system was materialized on experimental stand. This stand is made study dynamic behaviour of the system under real conditions. Experimental procedure is done basically by the same way as in the experiment by numerical simulation.

Numerical simulation of fluid flow inside a hydraulic resistance

Ioana Carmen Sfârlea, Dan Opruța

Hydraulic resistances play an important role in the hydraulic control equipment, allowing a better control over the flow. Due to their presence in many engineering applications, it is important to know the flow's characteristics through such resistance. The rapid developments in the field of computer simulation and numerical techniques make possible the

numerycznej możliwa jest wizualizacja układów kontroli przepływu i jego działania. Rozdział dotyczy numerycznej symulacji przepływu przez modelowe opory hydrauliczne z cylindrycznymi cewkami i tuleją ze szczelinami. Brano pod uwagę cylindryczny i prostokątny kształt szczeliny, a otwory sterujące miały średnicę 0, 15 mm i 0, 20 mm. Dokonano porównania pomiędzy dwoma przepływami.

Hydrostatyczny napęd turbin niskiej mocy – symulacja numeryczna

Daniel Banyai, Claudia Kozma, Liviu Vaida, Lucian Marcu, Dan Opruța

Celem pracy było rozwiązanie napędu hydrostatycznego o wysokich osiągach mającego zastosowanie w turbinach niskiej mocy. Przedstawiono rozwiązanie adaptacyjnego napędu hydraulicznego przeznaczonego dla turbin wiatrowych z poziomym wałem niskiej mocy. Każdy element zaproponowanego rozwiązania napędu hydraulicznego jest analizowany osobno. Przeprowadzono symulację numeryczną.

Hydrostatyczny napęd turbin niskiej mocy – modelowanie matematyczne

Claudia Kozma, Daniel Banyai, Liviu Vaida, Lucian Marcu, Dan Opruța

Celem pracy było rozwiązanie konstrukcji napędu hydrostatycznego o wysokich osiągach mającego zastosowanie w turbinach niskiej mocy. Przedstawiono rozwiązanie adaptacyjnego napędu hydraulicznego przeznaczonego dla turbin wiatrowych z poziomym wałem niskiej mocy. Każdy element zaproponowanego rozwiązania napędu hydraulicznego jest analizowany osobno. visualization of flow control systems and estimating their performance. The present paper deals with a numerical flow simulation of a fluid through a hydraulic resistance with cylindrical spool and sleeve with orifices. The shapes of the sleeve's orifices were considered cylindrical and rectangular, while the hydraulic resistance's command openings are 0.15 mm and 0.20 mm. A comparison was conducted between the two flows.

Hydrostatic transmission for lowpower turbines – numerical simulation

Daniel Banyai, Claudia Kozma, Liviu Vaida, Lucian Marcu, Dan Opruța

The aim of the article is the realisation of a hydrostatic transmission with superior performances and applicable to lowpower turbines. The main objective of this paper is to develop an adaptive demonstrative hydraulic transmission model with a consumer, destinated for wind turbines with low power horizontal shaft. Each component of the proposed hydraulic transmission is analyzed separately. A numerical simulation is performed.

Hydrostatic transmission for lowpower turbines – mathematical modelling

Claudia Kozma, Daniel Banyai, Liviu Vaida, Lucian Marcu, Dan Opruța

The aim of the article is the realisation of a hydrostatic transmission with superior performances and applicable to lowpower turbines. The main objective of this paper is to develop an adaptive demonstrative hydraulic transmission model with a consumer, destinated for wind turbines with low power horizontal shaft. Each component of the proposed hydraulic transmission is analyzed separately.

Analiza porównawcza symulacji napędu mechaniczno-hydraulicznego

Vlad Bocanet, Liviu Vaida, Marius Bulgaru

Rozdział przedstawia analize porównawczą różnych operacji dla różnych wariantów napędu mechaniczno-hydraulicznego. Przedstawiony naped ma mechaniczną przekładnię i hydrostatyczną przekładnię składającą się z zmiennej osiowej cylindrycznej pompy wyporowej oraz ustalonego hydraulicznego silnika wyporowego. Zadaniem tego napędu jest uzyskanie, na żądanie, stałego powolnego ruchu odległego pojazdu skanujacego. Przy pomocy Matlab/Simulink symulokonfiguracji wano rożne warianty pompy/silnika. Porównano uzyskane wyniki i optymalne rozwiązanie było badane fizycznie.

Struktura kinematyczna hydraulicznego manipulatora równoległego o trzech stopniach swobody

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow

Praca dotyczy hydraulicznego przestrzennego manipulatora równoległego o trzech stopniach swobody. Przestrzenny manipulator równoległy składa się ze stałej podstawy i ruchomej platformy, które połaczone sa przegubami z trzema liniowymi napedami hydraulicznymi. Zamknięte łańcuchy kinematyczne hydraulicznego manipulator równolestrukture 3-RRPRR, głego tworza w której występują przeguby obrotowe R i przeguby pryzmatyczne P. Przegubami pryzmatycznymi P są trzy jednakowe zintegrowane osie elektrohydrauliczne, w których siłowniki hydrauliczne zintegrowane są z systemami pomiaru położenia i proporcjonalnymi zaworami rozdzielającymi. Zaproponowano kinematykę odwrotną do rozwiązania położenia

Comparative analysis of simulations for a Combined Mechano-Hydraulic Drive

Vlad Bocanet, Liviu Vaida, Marius Bulgaru

The paper presents a comparative analysis of the different operation for variants of a combined mechano-hydraulic drive. The presented drive has a mechanical gear transmission and a hydrostatic transmission composed of a variable displacement axial cylinder pump and a fixed displacement hydraulic motor. The purpose of this transmission is to obtain, on request, a constant slow movement for a remote scanning vehicle. Different variations of the pump/motor configuration were simulated using Matlab/Simulink. The results were compared and the optimal solution was tested physically.

Kinematic structure of the 3-DoF hydraulic parallel manipulator

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow

The paper deals with a spatial 3-DoF (Degrees-of-Freedom) hydraulic parallel manipulator. The spatial parallel manipulator consists of a fixed base and a moving platform, which are connected by the joints with three hydraulic linear motions. The closed-loop kinematic chains of the hydraulic parallel manipulator create structure 3-RRPRR, in which revolute joints R and prismatic joints P step out. The three equal integrated electro-hydraulic axes are prismatic joints P, in which hydraulic cylinders are integrated with position measuring systems and proportional directional control valves. The inverse kinematics to solve for the position of the

ruchomej platformy hydraulicznego manipulatora równoległego.

Budowa i sterowanie manipulatora typu Tripod z napędem hydraulicznym

Piotr Woś, Ryszard Dindorf

W pracy zaprezentowano manipulator o konstrukcji równoległej, w którym do napędów członów aktywnych wykorzystano serwomechanizmy elektrohydrauliczne. Opisano konstrukcję urządzenia wraz z analizą jego struktury. Przedstawiono układ sterowania i wyniki badań pozycjonowania manipulatora przy zastosowaniu adaptacyjnego układu regulacji.

Sprawność energetyczna napędu hydrostatycznego ze sterowaniem proporcjonalnym na tle sterowania objętościowego

Grzegorz Skorek

Istnieją obszary nierozpoznane, związane z zachowaniem się elementów w układach hydraulicznych o różnych strukturach. Brak jest często świadomości dotyczącej proporcji strat energetycznych, objętościowych, ciśnieniowych i mechanicznych występujących w elementach. Zagadnienia związane ze sprawnością energetyczną są istotne dla poprawy funkcjonalności i podniesienia jakości technicznej hydrostatycznych układów napędowych. Sprawność energetyczna przekładni hydrostatycznych zwłaszcza ze sterowaniem dławieniowym prędkości silnika, a także sprawność układów serwomechanizmów hydraulicznych może być w rzeczywistości wyższa od wartości najczęściej podawanych w literaturze przedmiotu.

Przetwornik minimalnego przepływu

Krzysztof Nieśpiałowski, Piotr Rojek, Tomasz Jasiulek

Przetwornik minimalnego przepływu jest

moving platform of hydraulic parallel manipulator has been proposed.

Building and control of Tripod manipulator with hydraulic drive

Piotr Woś, Ryszard Dindorf

The paper presents a three-axis manipulator driven by electro-hydraulic cylinders. Describes the construction of the device together with an analysis of its structure. The manipulator control system is also discussed. An adaptive control algorithm was developed for the electrohydraulic servo system using a parametric model. The identified model was applied to conduct an *on-line* synthesis of the controller.

The energy efficiency of the hydrostatic drive with proportional control against the volume control

Grzegorz Skorek

There are areas unrecognized, concerning the behaviour of components in hydraulic systems with different structures. No common awareness of the energy loss ratio, volume, pressure and mechanical occurring in parts. Issues related to energy efficiency are important to improve the functionality and improve the quality hydrostatic drive systems, characterized by, obvious advantages, the relatively low efficiency in comparison with other types of drives. Energy efficiency hydrostatic drive especially with throttling control motor speed and efficiency of the hydraulic servo systems may actually be higher than that of the most frequently used in the literature.

Minimum flow transducer

Krzysztof Nieśpiałowski, Piotr Rojek, Tomasz Jasiulek

Minimum flow transducer is designed for

urządzeniem przeznaczonym dla maszyn i urządzeń, w których właściwy przepływ wody decyduje o ich poprawnej i bezawaryjnej pracy. Jego budowa gwarantuje podanie sygnału elektrycznego do obwodu sterującego maszyny (czego skutkiem jest wywołanie komunikatu ostrzegawczego lub całkowite wyłączenie), przy zadanej, minimalnej wartości przepływu. W monografii dokonano przeglądu przepływomierzy dostępnych na rynku. Omówiono budowę i zasadę działania przepływomierza opracowanego w ITG KOMAG, przeznaczonego do zabudowy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem pyłu węglowego i/lub metanu. Przedstawiono cechy rozwiązania, które umożliwiają szersze wykorzystanie urządzenia.

Proporcjonalny zawór redukcyjny – badania

Piotr Rojek, Krzysztof Nieśpiałowski, Norbert Rawicki

W rozdziale przedstawiono wyniki badań, przeprowadzonych w ITG KOMAG, proporcjonalnego zaworu redukcyjnego przeznaczonego do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Badania miały na celu ocenę możliwości wykorzystania zaworu w lokomotywie spalinowej z hydraulicznym przeniesieniem napędu. W oparciu o uzyskane wyniki badań wyznaczono charakterystyki ciśnienia roboczego w zależności od: prądu zasilającego cewki zaworu, ciśnienia zasilającego oraz pozycji pracy zaworu.

Strukturalizacja procesu diagnozowania szczelności układu hamulcowego w ujęciu teorii logiki i mnogości

Szymon Salamon

Układy hamulcowe współczesnych pojazdów samochodowych są systemami technicznymi o rozbudowanej strukturze konstrukcyjnej i funkcjonalnej. Układy te muszą charakteryzować się podstawowym

machines and equipment in which proper water flow decides about their proper and failure-free operation. Its design guarantees sending the electrical signal to control circuit of the machine (result of which is a warning message or switchoff) at a given minimum flow. Flowmeters available on the market are reviewed. Design and principle of operation of flow-meter developed at KOMAG, for installation in rooms threatened by coal dust and/or methane explosion hazard, are discussed. Features of the design solution that enable wider use of the device are presented.

Proportional pressure reducing valve – tests

Piotr Rojek, Krzysztof Nieśpiałowski, Norbert Rawicki

Results of tests of proportional pressure reducing valve designed for use in rooms threatened by explosion hazard, carried out at KOMAG, are presented. The tests aimed at assessment of possibilities of using the valve in diesel locomotive with hydraulic transmission of drive. Characteristics of working pressure in a function of current supplying the valve solenoids, supply pressure and position of valve operation were determined on the basis of tests results.

Structuring of diagnosing the tightness of braking system in the light of theory of logics and theory of plurality

Szymon Salamon

Brake systems of today motor vehicles are the technical systems that are characterized by their comprehensive constructional and functional structure. These systems must meet the fundamental

wymaganiem jakim jest szczelność tego systemu. Badanie szczelności rozkonstrukcyjnie proszonej zamknietej przestrzeni roboczej (a taką konstrukcją jest układ hamulcowy pojazdu samochodowego) jest poważnym wyzwaniem dla diagnostyki stanu technicznego tego systemu. W sposób naturalny ujawnia się potrzeba optymalizacji (strukturalizacji) procesu diagnozowania w szczególności jego szczelności [2]. Autor w niniejszym rozdziale prezentuje podejście do tego zagadnienia w świetle teorii logiki i mnogości [3]. Podejście to przedstawiono na przykładzie samochodowego hydraulicznego układu hamulcowego dwuobwodowego, posiadającego obwód hamowania kół przednich i tylnych.

Monitorowanie napędów hydro-pneumatycznych za pomocą modelu obliczeniowego w chmurze

Blejan Marian, Drumea Andrei, Ioana Ilie

Obliczenia w chmurze są nowoczesnym modelem stosowanym w informatyce w formie rozrzuconych usług obliczeniowych, aplikacji, dostępu do informacji i przechowywanie danych bez konieczności znajomości fizycznej lokalizacji i konfiguracji systemu dostarczającego usługi. Rozdział odnosi się do "Rozwoju technologii napędów hydropneumatycznych z zastosowaniem struktury obliczeń w chmurze w celu monitorowania ich pracy u klientów". Producenci urządzeń hydropneumatycznych, korzystający z zaproponowanej metody będą używać oprogramowania jako usługę tj. aplikacji programowych, które uruchamiane są w strukturze "prywatnej chmury".

requirement, which is the requirement of leak tightness. Examining tightness of dispersed structurally confined working space (which the braking system of a motor vehicle is) poses a serious challenge for the diagnostics of this system's technical condition. In the natural way, it reveals the need to optimize (or to structure) the diagnosing process, in particular, of its tightness [2]. In this article, the author presents an approach to this phenomenon in the light of the theory of logics and the theory of plurality [3]. This approach is illustrated by the example of a motor vehicle's double-circuit hydraulic brake system that consists of the front and rear wheel braking circuit.

The hydro pneumatic drives monitoring using cloud computing services

Blejan Marian, Drumea Andrei, Ioana Ilie

Cloud computing is a modern concept in computer science, representing a distributed set of computing services, applications, access to information and data storage, without the user needing to know the physical location and configuration of the systems that provide these services. The paper refers to "Development of technologies for hydro pneumatic drives using the cloud infrastructure in order to monitor their behaviour when in use at the beneficiaries". Hydro pneumatic equipment manufacturers, the beneficiaries of technology proposed will use the Software as a Service (SaaS), a term used for software applications that run on a "private cloud" type infrastructure.

Rozważania na temat ciśnieniowych zaworów upustowych	Considerations about p valves
Ioan-Lucian Marcu, Liviu-Ioan Vaida, Daniel-Vasile Banyai	Ioan-Lucian Marcu, Livi Daniel-Vasile Banyai
Autorzy pracy prezentują rozważania teoretyczne i praktyczne na temat możliwości produkowania ciśnieniowych zaworów upustowych. Przedstawiono również zalety układów elektrohydrau- licznych w porównaniu z układami hydromechanicznymi.	In this paper the authors theoretical and practical dis the manufacturing possib pressure relief valves. The the electro-hydraulic struct with the hydro-mechanical presented.
Żuraw pokładowy z kompensacją nurzania	Deck Crane with Heave C
Czesław Dymarski	Czesław Dymarski
W pracy przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne oraz schemat napędu i ste- rowania hydraulicznego żurawia pokłado- wego przeznaczonego do przeładunku na morzu towarów jednostkowych w tym także niebezpiecznych. Wymienione uwarunkowania i dodatkowe wymagania dotyczące warunków pracy oraz para- metrów geometrycznych w tym bardzo ograniczonej wysokości żurawia miały decydujący wpływ na jego konstrukcję i kinematykę, a także na zastosowany układ napędu i sterowania. Bardzo istotną funkcją tego układu jest znaczne stabili- zowanie ruchów ładunku i tym samym ograniczenie działających na niego dyna-	This paper presents the of and schema of hydraulic dr systems of the deck cran transshipment at sea of including also dangerous conditions and additional regarding working co geometrical parameters, in limited height of the crane influence on the structure at as well as the applied dri system. A very important system is to stabilize the m load, thus reducing the
micznych obciążeń podcząs prący żurą-	during operation of the cra

Satelitowy agregat pompowy

wia na wzburzonym morzu.

Paweł Śliwiński

Opisano najnowszą konstrukcję satelitowego agregatu pompowego charakteryzującego się tym, że pompa satelitowa jest umieszczona wewnątrz silnika elektrycznego i zasysa ciecz poprzez otwór wydrążony osiowo w wale silnika. Zastosowana w agregacie pompa satelitowa jest nowatorską konstrukcją zawierającą mechanizm

temat ciśnieniowych | Considerations about pressure relief

iu-Ioan Vaida,

present a few scussions about oilities for the e advantages of tures compared l ones are also

Compensator

design solution rive and control ne destined for of unit loads loads. These l requirements onditions and cluding a very had a decisive and kinematics, ive and control feature of this novement of the dynamic loads ne on a stormy sea.

Satellite pump unit

Paweł Śliwiński

In the Division of Hydraulics and Pneumatics at Gdansk University of Technology the prototype of the pump unit and the prototype of satellite pump have been developed. Prototype pump is characterized by a fixed planet and fixed cam plates (plates compensation) and a rotating curvature. The commutation in the pump is unique solution. The number

satelitowy o odwróconej kinematyce znamienny tym, że planeta (wirnik) oraz płyty kompensacyjne (rozrządu) są nieruchome a w ruch obrotowy wprawiana jest obwodnica. Opisano również oryginalne rozwiazanie rozrzadu pompy, nie stosowanego dotychczas w znanych rozwiązaniach satelitowych maszyn wyporowych. Prace nad satelitowym agregatem pompowym są prowadzone w Zakładzie Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej w ramach projektu LIDER/35/102/L-2/10/NCBiR/2011

"Nowe opracowanie hydraulicznych maszyn satelitowych do napędów z cieczami ekologicznymi oraz z cieczami niepalnymi", finansowanego przez NCBiR, którego kierownikiem jest autor niniejszej publikacji.

Sterownik elektrohydrauliczny typu SEMI-3 – przykładem współczesnych trendów konstrukcyjnych

Jan Jagła

W monografii opisano zakres możliwych zastosowań sterowników elektrohydraulicznych w procesie sterowania pracą maszyn i urządzeń. Przedstawiono dotychczasowe rozwiązania konstrukcyjne iskrobezpiecznych sterowników hydraulicznych, przystosowanych do eksploatacji w trudnych warunkach podziemi kopalń, opracowanych przez Instytut Technik Innowacyjnych EMAG. Zaprezentowano cechy charakterystyczne wyróżniające nowe opracowanie i konstrukcji sterownika. Przedstawiono stanowisko badawcze, zakres badań przewidzianych dla prototypu, przykładowe wyniki oraz statyczną charakterystykę mechaniczną. W podsumowaniu zawarto zestawienie porównawcze konstrukcji i parametrów technicznych sterowników elekromagnetycznych dostępnych na rynku.

of inflow (or outflow) holes in the commutation plate is equal to the number of humps on the rotor. Furthermore, the holes are kidney-shaped. In the standard satellite pump curvature is fixed and the number of holes in commutation plate is equal to the number of humps on the curvature. The pump includes axial compensation. The compensation unit is located on both the pressure side and suction. Construction of the pump and the pump unit was developed under a grant: "New elaborate of hydraulic satellite machines for drives with organic liquids and liquids" non-flammable (LIDER/35/102/L-2/10/NCBiR/2011). This project is funded by the National Centre for Research and Development in Poland. The head is Paweł Sliwinski,

Ph.D.Eng. SEMI-3 electro-hydraulic controller as the example of present designing trends

Jan Jagła

Range of possible applications of solenoid valves in the process control machinery and equipment is described. The current design for hydraulic solenoid valves, intrinsically safe operation under difficult conditions in underground mines, developed by the Institute of Innovative Technologies EMAG is shown. The characteristic and new features of the new design of the solenoid valve is presented. The testing stand, the range of tests for the prototype, sample results and mechanical static characteristics are described. In the summary, the design and technical specifications of electromagnetic valves, available on the market, are compared.

Ładowarka szybowa 2LS-5T

Tadeusz Kret, Ireneusz Madeiski, Tomasz Przykład

Tematem rozdziału jest szybowa ładowarka chwytakowa 2LS-5T o napędzie pneumohydraulicznym opracowanym i wykonanym przez firmę Kret i S-ka. Ładowarka jest częścią urządzeń szybowych przeznaczonych do głębienia i zbrojenia szybów pionowych w zakładach górniczych. W dotychczasowych rozwiązaniach urządzenia wykonawcze wykorzystywały tylko napędy pneumatyczne. W prezentowanej ładowarce zastosowano nowe podejście do tematu zasilania, stosując napędy hydrauliczne.

Urządzenie naciągające pręty wstępnie sprężonych wzmocnionych struktur betonowych

Constantin Chiriță, Dumitru Zetu, Andrei Grama, Mihai Afrăsinei

Wzrost odporności rozciąganie na wzmocnionego betonu uzyskiwany jest poprzez jego wstępne sprężanie. Wysokociśnieniowe urządzenia hydrauliczne wykorzystywane są do wytwarzania naprężenia zbrojenia, po którym następuje jego odprężenie po utwardzeniu betonu. W rozdziale zaprezentowano urządzenie stosowane do naciągania zbrojenia wyprodukowane i przebadane w Zakładzie Inżynierii Hydrauliki i Pneumatyki na Wydziale Produkcji Maszyn i Zarządzania Przemysłowego Uniwersytetu Asachi" Technicznego "Gheorghe w Iassy w Rumunii.

Poprawa sprawności aktywnych elementów urządzenia EXPLANT 500 napędzanych hydraulicznie

Elena Mihaela Nagy, Petrin Drumea, Constantin Cota, Nicolae Cioica

Urządzenia przeznaczone do wyciągania

2LS-5T shaft loader

Tadeusz Kret, Ireneusz Madeiski, Tomasz Przykład

The subject of this chapter is the 2LS-5T shaft grasper loader driven by a pneumohydraulic drive designed by the Kret i S-ka company. This loader is part of the shaft mechanism intended for deepening and reinforcement of vertical shafts in mining plants. The existing solution's actuators use pneumatic drives only. By the introduction of hydraulic drive, the presented loader is a new approach to this subject.

Device for tensioning of strands of prestressed reinforced concrete structures

Constantin Chiriță, Dumitru Zetu, Andrei Grama, Mihai Afrăsinei

The growth of streching resistance of reinforced concrete is obtained by prestressing it. Thus, high pressure hydraulic equipments are used to produce the tensioning of the reinforcements, followed by their release after the cast concerete has strengthened. In this paper the authors present a device used for tensioning of the reinforcements, device produced and experimented at Hydraulics and Pneumatics Engineering Departament from Faculty of Machine the Manufacturing and Industrial Manage-"Gheorghe Asachi" ment. Tehnical University of Iassy, Romania.

Increasing the efficiency of hydraulically driven active organs from the construction of the equipment EXPLANT 500

Elena Mihaela Nagy, Petrin Drumea, Constantin Cota, Nicolae Cioica

The technical equipment intended for the

roślin z warstwą ziemi i korzeniami zapewniaja przenikanie elementów roboczych (motyki) W głab ziemi. wycinanie warstwy ziemi i wykopywanie jej wraz z rośliną (młodym drzewem, krzewem) w celu jej przesadzenia. Siłowniki hydrauliczne tych urządzeń umożliwiają wnikanie w głąb ziemi aktywnych elementów roboczych, których siła wnikania jest liniowa i proporcjonalna do ciśnienia układu hydraulicznego. Podczas prowadzenia badań w warunkach laboratoryjnych zaobserwowano, że opór wnikania rośnie wprost proporcjonalnie wraz ze wzrostem głębokości wnikania i odwrotnie proporcjonalnie do wilgotności gleby. Zapewnienie pulsacyjnej siły hydraulicznej (poprzez potrząsanie) sterowanej napędem hydraulicznym, pozwala na zwiększenie sprawności aktywnych elementów roboczych urządzenia.

Hydrotroniczne stanowisko badawczodydaktyczne

Jerzy Ickiewicz, Michał Kret

Rozdział omawia budowę stanowiska w zakresie jego struktury hydraulicznej. Możliwości budowy i zmiany tej struktury. Omawia także budowę i możliwości zamontowanego na nim sterowania elektronicznego. Przedstawia przykłady badań z zakresu hydrauliki oraz przykłady budowy kompletnych logicznych układów elektrohydraulicznych. Stanowisko umożliwia ćwiczenie i naukę systematycznego myślenia przy projektowaniu układów hydraulicznych oraz całych procesów produkcyjnych na nich opartych.

extraction of plants with bundle of soil at the root ensure the penetration into the soil of working active organs (hoes), the cutting-up of bundle of soil and the extraction of it together with the plant (sapling, tree, shrub) for the purpose of transplanting. The hydraulic cylinders from the construction of the equipment ensure the penetration into the soil of the active working bodies, the penetration force being linear and directly proportional to the pressure from the hydraulic system. Following the tests under laboratory field conditions was observed that the penetration resistance of the soil in which it worked determined on the depth of penetration into the soil of active bodies (hoes) of the equipment increases proportionally to the penetration depth and negatively proportionally with the humidity of the soil. Providing a pulsating hydraulic force (by jolting), by means of a control and hydraulic drive device by jolting, allows increasing the efficiency of penetrating force into the soil of active working bodies.

Hydrotronic test-and-didactic stand

Jerzy Ickiewicz, Michał Kret

A testing and educational station (hydraulic, with electronic control systems) - Hydrotronics. The chapter discusses the design of the station as regards its hydraulic structure as well as possibilities of changing the design. It also discusses the design and possibilities of the electronic control systems installed there. It presents examples of tests from the field of hydraulics and examples of complete logical electrohydraulic systems/configurations. The purpose of the station is learning and practicing the systematic thought processes involved in project design of hydraulic systems and whole production processes based of them.

Elektrohydrauliczny symulator poślizgu do szkolenia kierowców zawodowych

Radu Rădoi, Iulian Duțu, Blejan Marian, Adrian Mirea

Automatyczne symulatory poślizgu wykorzystywane są często w szkoleniach zawodowych kierowców (policja, straż pożarna, pogotowie, itp.) w celu zwiększenia ich umiejętności w prowadzeniu pojazdu na śliskiej nawierzchni. Symulator został zaprojektowany z myślą poprawie umiejętności kierowania 0 pojazdem i nauczeniu kierowców instynktownego reagowania na dane warunki panujace na drodze. Symulator składa się z metalowej ramy z czterema obracającymi się kołami na każdym końcu z zainstalowanym elektrohydraulicznym układem napędowym i panelem sterowniczym z mikrokontrolerem. Samochód szkoleniowy umieszczany i zabezpieczany będzie na symulatorze poślizgu, który zawieszony będzie za pomocą siłowników hydraulicznych (umieszczonych nad obracającymi się kołami) w celu stworzenia warunków poślizgu. Głównym założeniem symulatora jest nauczenie kierowców instynktownej reakcji w przypadku poślizgu. Układ hydrauliczny kontrolowany jest za pomocą głównej iednostki.

Wykorzystanie napędów pneumatycznych do rewitalizacji jezior

Gabriela Matache, Ionel Nita, Catalin Dumitrescu

W monografii przedstawiono dwa nowe kierunki badań w zakresie napędów pneumatycznych i technologii odzysku energii, wskazane w projektach zaproponowanych przez INOE 2000 - Electro-hydraulic mobile skidding simulator for professional drivers training

Radu Rădoi, Iulian Duțu, Blejan Marian, Adrian Mirea

Automotive skidding simulators are used mostly in training of professional drivers (Police, Fire Department, Ambulance etc) in order to improve their driving abilities for controlling the vehicle in slippery road conditions. The simulator is designed to improve control abilities of the drivers getting them to react instinctively to certain road conditions. Basically, the simulator consists of a metallic frame with four swivel wheels at each end, with electro-hydraulic driving system an mounted on it and a microcontroller based control block. The training vehicle will be placed and secured on the skidding simulator, being suspended gradually by hydraulic cylinders (placed above the swivel wheels) in order to create the skidding conditions. Main idea of using such a simulator is to make the drivers to react instinctively in skidding cases. The hydraulic system is controlled by means of a main processing unit and a remote controller, both using an 8-bit microcontroller. The remote controller is operated by the trainer for setting independently the skidding degree on front and rear axles, in order to simulate the slippery road conditions. Skidding conditions can be stored into seven memory sets.

The use of the pneumatic drives in renaturation technique for the lakes

Gabriela Matache, Ionel Nita, Catalin Dumitrescu

This monograph highlights two of the new directions of the applicative research work in the field of the pneumatic drives and energy regeneration techniques addressed in the projects proposed by INOE 2000-IHP Bucharest, Romania for

IHP w Bukareszcie na kolejne lata, a mianowicie: "Opracowanie eko-urząoraz technologii rekultywacji dzeń i odnowy ekologicznej" oraz "Program promocji czystych technologii energetycznych na rzecz ochrony środowiska", zawartych w unijnym programie badawczym na lata 2014-2020. Rozdział przedstawia osiągnięcia stacji badawczej SolarBee w zakresie eutrofizacji jezior. ukazuje potrzebę Artykuł badań zapoczątkowanych w tym roku przez INOE 2000 - IHP, jeśli chodzi o ich stronę techniczną i praktyczną. Warto zauważyć, że inicjator projektu ma wiele osiągnięć w zakresie urządzeń, biotechnologii i systemów odzysku energii oraz posiada specjalistyczne laboratoria wyposażone w urządzenia do monitoringu i analizy jakości wody. W badaniach weźmie udział instytut zwiazany z Akademią Rumuńską (posiadający ponad stuletnie doświadczenie w zakresie ekosystemów jeziornych) oraz firmy prywatne zainteresowane wykorzystaniem wyników badań po ich zakończeniu.

Automatyczne urządzenia do niwelacji gruntu oparte na serwomechanizmach elektrohydraulicznych sterowanych laserem

Teodor Costinel Popescu

Rozdział ma na celu przyczynienie się do zintegrowania złożonych systemów składających się z globalnych urządzeń laserowych przenaczonych do pomiarów geodezyjnych i elektrohydraulicznych elementów rozdzielczych charakterystycznych dla hydrauliki siłowej w funkcjonowaniu niwelujących maszyn kopiących. Wdrożenie tych systemów jest korzystne ze względu na dodatkowei funkcje niwelujące maszyn kopiących, tj.: możliwością pracy w trybie automatycznym, zgodnie z płasz-

the next years, namely: Realizing the ecoequipments and rehabilitation technologies and ecological restoration and of the Program to promote the clean energy technologies for the environmental protection measures, both being included in the Research EU program for the years 2014-2020. The chapter treats in this purpose the achievement at INOE - 2000 IHP Bucharest of a similar SolarBee experimental station for the eutrophication of the lakes. The article wants to demonstrate, both from the technical/ scientific aspect, but especially practical the need of these researches started within INOE 2000 - IHP Bucharest this year. To note that the project initiator has many achievements in the field of environmental equipment, bio-technology and energy recovery systems, has a specialized laboratory for that, with adequate equipment for monitoring and analysis of water quality. The new researchers have agreed to participate as a collaborator institute affiliated to the Romanian Academy (with experience of over 100 years in the lacustrine ecosystems field) but also some private companies are interested to use project results after completing it.

Automatic land leveling equipments based on the electro hydraulic servomechanisms controlled by laser

Teodor Costinel Popescu

The paper aims to contribute to the integration of complex systems, consisting of global reference laser equipment, specific to geodetic measurements and electro hydraulic distribution elements, specific to Fluid Power, into the functional structure of leveling navvy machines. The implementation of these systems is justified by the additional performance that the leveling navvy machines acquire, namely: the possibility of working in automatic mode, according to a bench plane, in relation to

czyzną stanowiska, względem której grunt jest niwelowany w poziomie lub przy nachyleniu w jednym lub w obu kierunkach, przy sterowaniu laserowym; duża dokładność niwelacji, odchylenia niwelowanego gruntu względem płaszczyzny stanowiska są mniejsze niż ±2,5 cm; zmnejszenie ilości przejazdów maszyny przez niwelowany obszar, stopniowanie z grubsza przeprowadzane jest w trybie ręcznym pracy maszyny, natomiast ostatnie stopniowanie wykonywane jest w trybie automatycznym. Na świecie osiągnięto już wiele w tym zakresie i rozwiazania te dotarły do Rumunii po 2000 roku. Możliwość wykorzystania elementów produkowanych przez światowych liderów z zupełnie innych dziedzin sprzyjała nowym zastosowaniom. Jednakże wysoki koszt integracji dwóch różnych typów elementów w celu optymalnizacji układu stanowi problem ze względu na zróżnicowanie istniejących układów hydrauliki siłowej w różnych urządzeniach.

which the ground is leveled, horizontal, tilted in one direction or in two directions, generated by a rotary laser emitter; high accuracy of leveling, deviations of leveled ground against the bench plane are less than $\pm 2,5$ cm; reducing the number of passes of the machine over the area of land that is to be leveled, usually a rough grading, carried out in manual mode of the machine operation, and a finish grading, performed in automatic mode. Worldwide, there have been important practical achievements in this direction, and after 2000 they also appeared in Romania. Functional performance of components used, manufactured by world leaders, but from totally different fields of activity, foster the development of such applications. The high cost, however, of the integration of the two types of components into a workable and optimal system, with respect to the diversity of their own fluid power systems of the machines, represents a problem.