

# Sterowanie admitancyjne i impedancyjne w układzie napęd elektrohydrauliczny – dżojstik haptic

Andrzej Milecki\*, Paweł Bachman\*\*

\*Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania, Politechnika Poznańska

\*\*Wydział Mechaniczny, Uniwersytet Zielonogórski

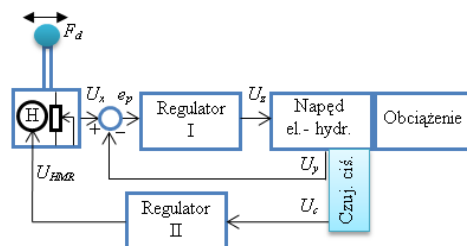
**Streszczenie:** W artykule opisano możliwości sterowania napędem elektrohydraulicznym przy pomocy dżojstika „haptic” w układzie admitancyjnym i impedancyjnym. Przedstawiono wyniki badań wykonanych z wykorzystaniem nieliniowego modelu i rzeczywistego serwonapędu elektrohydraulicznego. Sprawdzono też, jak na proces sterowania wpływa wprowadzenie dodatkowego sprzężenia dotykowego. W tym celu przebadano układ w wersji bez sprzężenia dotykowego i ze sprzężeniem.

**Słowa kluczowe:** urządzenia dotykowe, serwonapędy elektrohydrauliczne, sterowanie admitancyjne i impedancyjne, ciecz magnetoreologiczna, haptic, modelowanie

## 1. Wprowadzenie

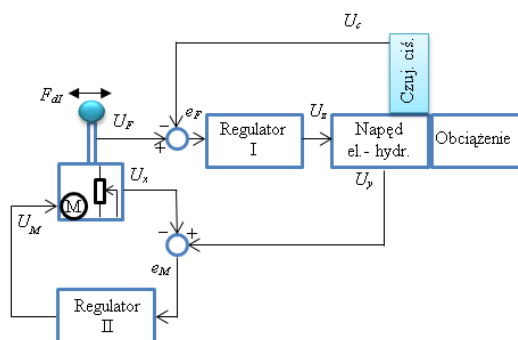
Ważną cechą urządzeń dotykowych jest to, czy pracują one w układzie impedancyjnym czy admitancyjnym [4]. W układzie admitancyjnym steruje się pozycją, a odczuwa siłę występującą pomiędzy sterowanym obiektem i obciążeniem. W związku z tym, że w tym układzie wartością zadawaną jest położenie ( $U_x$  – napięcie odpowiadające położeniu), które regulowane jest ręką operatora wykonującego ruch dźwignią dżojstika, w urządzeniach tych nie wymagane jest stosowanie dodatkowych napędów. Za wywołanie odczucia zwiększenia siły hamującej  $F_d$  może być odpowiedzialny dowolny hamulec (oznaczony na rysunkach literą H) z możliwością regulacji momentu hamującego (np. magnetoreologiczny). W związku z tym, że urządzenia admitancyjne nie generują żadnego ruchu, a jedynie zmieniają swoją siłę oporu, można zaliczyć je do półaktywnych. Układ pracy z rys. 1 jest to typowy przykład sterowania położeniowego w zamkniętej pętli ujemnego sprzężenia zwrotnego, z dodatkowym sprzężeniem od siły oporu sterującym oporem dżojstika. Sygnał siły oporu  $U_c$  w opisywanym przypadku uzyskiwany jest poprzez pomiar różnicy ciśnienia cieczy hydraulicznej w obu komorach siłownika. W sterowniku sygnał położenia siłownika  $U_y$  odejmowany jest od sygnału zadanego  $U_x$ . W rezultacie wyznaczany jest uchyb regulacji położenia  $e_p$ , który w regulatorze zamieniany jest na napięcie sterujące kartą zaworu proporcjonalnego  $U_z$ . Ze względu na podobieństwo sterowania admitancyjnego do tradycyjnych układów

sterowania położeniem i dodatkową możliwość odczuwania siły oporu urządzenia, taki układ nazywa się w literaturze asystującym układem haptic (haptic assistive system) [1].



Rys. 1. Admitancyjne układy sterowania urządzeń dotykowych  
Fig. 1. Admittance control of haptic devices

W układach impedancyjnych steruje się siłą, a odczuwa położenie sterowanego obiektu (rys. 2). W związku z tym, że biorąc pod uwagę położeniowe sprzężenie zwrotne, dżojstik w tym układzie jest urządzeniem podrzędnym, to musi on zawierać w swojej budowie napęd, np. silnik DC, który będzie go ustawiał w pozycji odpowiadającej położeniu sterowanego napędu. Dlatego urządzenia pracujące w układzie impedancyjnym zalicza się do aktywnych.



Rys. 2. Impedancyjne układy sterowania urządzeń dotykowych  
Fig. 2. Impedance control of haptic devices

W układach tych siła oporu dżojstika  $F_d$  wywoływana jest działaniem silnika prądu stałego, na który podawane jest napięcie  $U_M$ . W związku z tym nie ma konieczności stosowania w tym układzie hamulców. Występują tutaj dwie pętle z ujemnym sprzężeniem zwrotnym. W pierwszej, która odpowiada za sterowanie położeniem napędu elektrohydraulicznego, sygnał napięcia  $U_c$  z czujnika ciśnienia, odpowiadający różnicy ciśnień w komorach siłow-

nika, odejmowany jest od sygnału napięcia z dźwostka odpowiadającego sile na rękojeści  $U_F$ . Powstały w ten sposób uchyb regulacji  $e_F$  po przekształceniu w regulatorze podawany jest jako napięcie  $U_s$  na zawór proporcjonalny sterujący napędem elektrohydraulicznym.

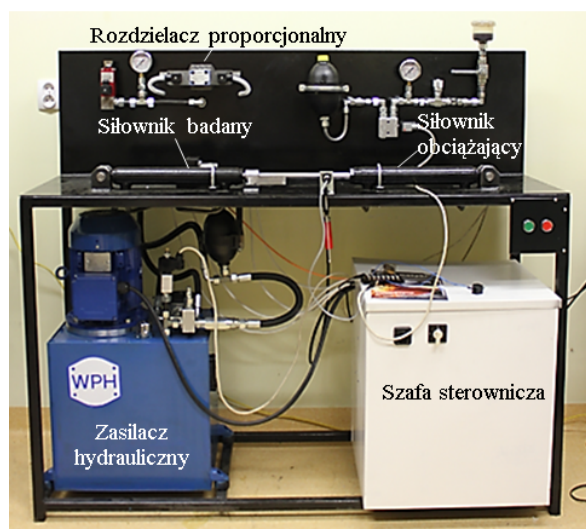
Druga pętla regulacji odpowiedzialna jest za dotykowe sprzężenie zwrotne i sterowanie położeniem dźwostka. W tej pętli napięcie  $U_x$  z potencjometru dźwostka, odpowiadające jego położeniu kątowemu, odejmowane jest od napięcia  $U_y$  z czujnika położenia siłownika. Uchyb regulacji położenia dźwostka  $e_M$  podawany jest poprzez regulator na silnik dźwostka, jako napięcie sterujące  $U_M$ .

## 2. Opis stanowiska pomiarowego

Stanowisko pomiarowe składa się z części hydraulicznej oraz elektrycznej. Główne komponenty hydrauliczne to:

- zasilacz hydrauliczny, o możliwości regulacji ciśnienia zasilającego za pomocą zaworu ręcznego do 18 MPa, z pompą o wydajności 21 dm<sup>3</sup>/min; moc silnika trójfazowego napędzającego pompę 4 kW,
- siłownik hydrauliczny: skok 250 mm, średnica tłoczyka 20 mm, średnica tłoka 40 mm, średnica siłownika 50 mm,
- rozdzielacz proporcjonalny Ponar Wadowice USAB-6/33-EQ-32N z regulatorem 30RE20 W10,
- siłownik obciążający, o takich samych parametrach jak siłownik sterowany, z możliwością elektrycznego lub ręcznego otwierania i zamykania zaworu proporcjonalnego służącego do sterowania natężeniem przepływu pomiędzy połączonymi komorami, w celu regulacji siły obciążającej,
- akumulatory hydrauliczne w części napędzanej i obciążającej ACSL 0.7 068125.

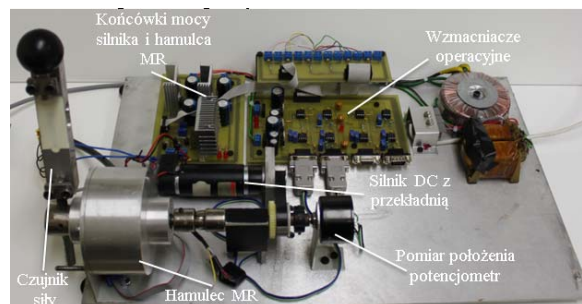
Widok stanowiska badawczego przedstawiony jest na rys. 3.



**Rys. 3.** Widok części hydraulicznej stanowiska pomiarowego  
**Fig. 3.** View of the hydraulic part of research stand

Widok dźwostka pokazany jest na rys. 4. Zbudowany jest on na bazie hamulca magnetoreologicznego, do którego osi, poprzez zębate koło pasowe, dołączony jest silnik DC. Do pomiaru położenia kątownego ramienia dźwostka służy potencjometr. Siła na rękojeści mierzona jest przy

pomocy tensometrycznego czujnika wagowego. Uzupełnieniem konstrukcji mechanicznej są układy elektroniczne: wzmacniacze operacyjne służące do kalibracji sygnałów położenia oraz siły dźwostka, wzmacniacze operacyjne mocy sterujące hamulcem magnetoreologicznym i silnikiem oraz zasilacze.



**Rys. 4.** Widok dźwostka dotykowego

**Fig. 4.** View of haptic joystick

Oba komponenty, poprzez układy pośredniczące i kartę RT-DAC4 PCI, podłączone są do komputera z systemem Windows i programem Matab.

## 3. Model serwonapędu elektrohydraulicznego

Elementem wykonującym ruch roboczy w napędzie elektrohydraulicznym jest siłownik, którego transmitancja stanowi szeregowe połączenie elementu oscylacyjnego i całkującego [2, 3]:

$$G(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{k_s \omega_s^2}{s(s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)} \quad (1)$$

gdzie:  $k_s$  – współczynnik wzmocnienia,  $\omega_s$  – pulsacja drgań własnych nietłumionych,  $\zeta_s$  – zredukowany współczynnik tłumienia.

Zawór proporcjonalny modelować można za pomocą elementu drugiego rzędu o transmitancji [2, 3]:

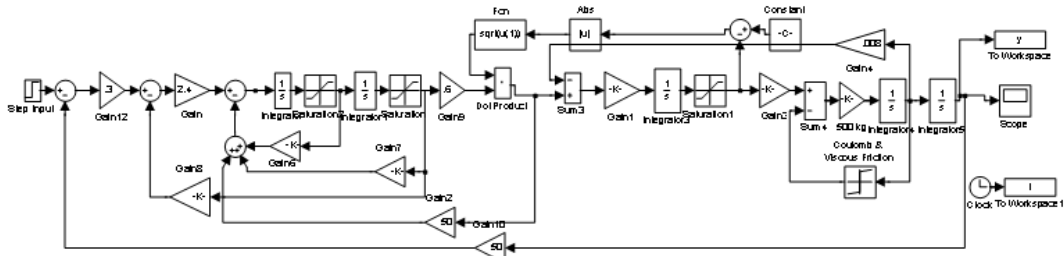
$$G(s) = \frac{x(s)}{w(s)} = \frac{k_z \omega_z^2}{s^2 + 2\zeta_z \omega_z s + \omega_z^2} \quad (2)$$

gdzie:  $k_z$  – współczynnik wzmocnienia,  $\omega_z$  – pulsacja drgań własnych nietłumionych zaworu,  $\zeta_z$  – współczynnik tłumienia zaworu.

W literaturze dostępne są również opisy nieliniowych modeli serwonapędów elektrohydraulicznych [2, 3]. Uwzględniają one nieliniowości występujące w rzeczywistych układach hydraulicznych, takie jak np.:

- pierwiastkowa charakterystyka przepływu cieczy hydraulicznej przez szczeliny suwaka,
- tarcie statyczne w siłowniku,
- niezerowe przekrycie zaworu,
- ograniczenie ciśnienia oraz natężenia przepływu w układzie.

Model serwonapędu elektrohydraulicznego z dwustronnym tłoczkowym wykonawcą na podstawie zależności (1) i (2) z uwzględnieniem opisanych powyżej nieliniowości przedstawiony jest na rys. 5.

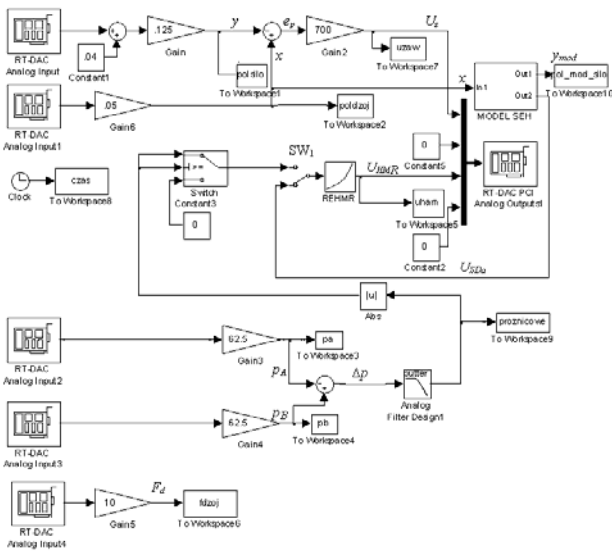


Rys. 5. Nieliniowy model serwonapędu elektrohydraulicznego wykonany w programie Simulink  
 Fig. 5. View of the nonlinear model of electrohydraulic drive made in Simulink program

4. Badania układu admitancyjnego

Schemat admitancyjnego układu sterowania napędu elektrohydraulicznego wykonany w programie Simulink przedstawiony jest na rys. 6. Sterowanie w nim odbywa się za pomocą dżojstika dotykowego z hamulcem magneto-reologicznym i sprzężeniem zwrotnym pochodzącym od różnicy ciśnień  $\Delta p$  w komorach siłownika.

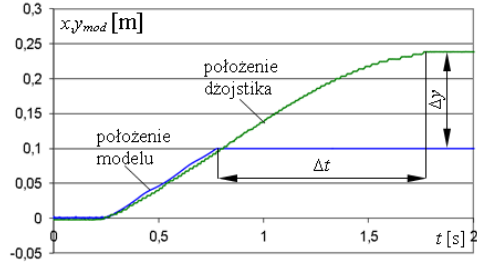
W tym celu przebadano przedstawiony na rys. 6 układ w wersji bez sprzężenia dotykowego i ze sprzężeniem. W celu porównania układów wprowadzono dwie zmienne: różnicę czasu zatrzymania dżojstika i siłownika  $\Delta t$  oraz różnicę położenia dżojstika i siłownika  $\Delta y$  w układzie bez sprzężenia i z dotykowym sprzężeniem zwrotnym. Przebiegi położenia dżojstika i siłownika w obu układach pokazane są odpowiednio na rys. 7 i rys. 8.



Rys. 6. Schemat układu admitancyjnego wykonany w programie Simulink

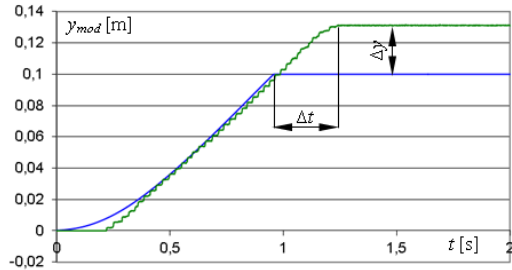
Fig. 6. Scheme of admittance control made in Simulink program

W czasie symulacji sprawdzono, jak na proces sterowania wpływa wprowadzenie dodatkowego sprzężenia dotykowego.



Rys. 7. Przebiegi położenia dżojstika i siłownika w układzie bez sprzężenia dotykowego

Fig. 7. Waveforms the joystick and actuator position in the system without haptic feedback



Rys. 8. Przebiegi położenia dżojstika i siłownika w układzie bez sprzężenia dotykowego

Fig. 8. Waveforms the joystick and actuator position in the system with haptic feedback

Dane dotyczące różnic położenia i czasu zatrzymania dżojstika i siłownika w układach bez sprzężenia i ze sprzężeniem zwrotnym zebrane zostały w tab. 1.

Tab. 1. Porównanie parametrów  $\Delta y$  i  $\Delta t$  dla układu bez sprzężenia i ze sprzężeniem dotykowym

Tab. 1. Comparison of  $\Delta y$  and  $\Delta t$  for the system without feedback and with haptic feedback

	$\Delta y_{mod} [m]$	$\Delta t [s]$
Bez sprzężenia	0,14	1
Ze sprzężeniem	0,03	0,3

Porównując wartości położenia w obu układach widać, że różnica w położeniu to 0,11 m. Przyjmując zakres ruchu siłownika jako  $y_0 = 0,1$  m błąd względny przesunięcia wynosi dla układu bez sprzężenia:

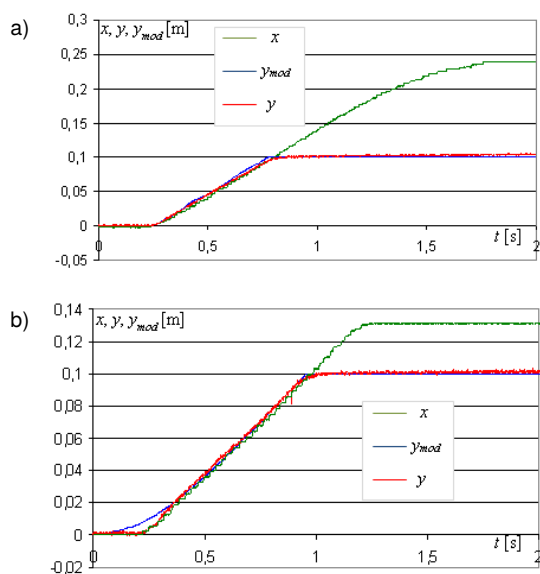
$$\delta_y = \frac{\Delta y_{mod}}{y_0} \cdot 100\% = \frac{0,14}{0,1} \cdot 100\% = 140\% \quad (3)$$

a dla układu ze sprzężeniem dotykowym:

$$\delta_y = \frac{\Delta y_{mod}}{y_0} \cdot 100\% = \frac{0,03}{0,1} \cdot 100\% = 30\% \quad (4)$$

W przypadku układu ze sprzężeniem błąd jest 4,6 razy mniejszy, co udowadnia, że dotykowe sprzężenie zwrotne znacznie przyspiesza reakcję operatora na uderzenie siłownika w przeszkodę, w rezultacie powodując szybsze zatrzymanie dźwostka. Podobnie sytuacja wygląda, gdy pod uwagę weźmie się różnicę czasu, po jakim zatrzymuje się dźwostek w momencie uderzenia siłownika w przeszkodę. Różnica czasów wynosi 0,7 s, a czas reakcji operatora podczas sterowania w układzie ze sprzężeniem dotykowym jest około 3,3 razy mniejszy.

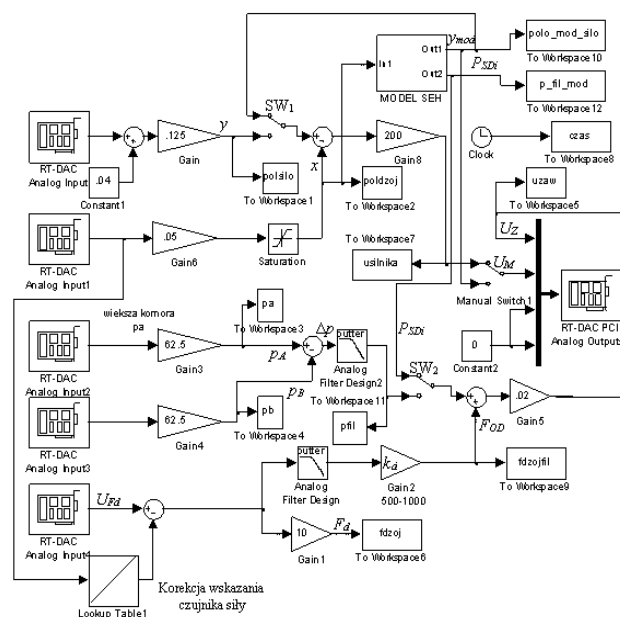
Następnie wykonane zostały badania porównawcze zachowania się serwonapędu elektrohydraulicznego i jego modelu w układzie admitancyjnym bez sprzężenia dotykowego (rys. 9a) oraz w układzie ze sprzężeniem zwrotnym (rys. 9b). Pomiarzy te potwierdziły poprzednie wnioski dotyczące poprawy jakości sterowania dzięki zastosowaniu sprzężenia dotykowego, a także to, że zachowanie modelu symulacyjnego serwonapędu elektrohydraulicznego jest bardzo zbliżone do zachowania układu rzeczywistego.



**Rys. 9.** Porównanie sygnałów  $x$ ,  $y$ ,  $y_{mod}$  w układzie a) bez dotykowego sprzężenia zwrotnego oraz b) ze sprzężeniem  
**Fig. 9.** Comparison of the signals  $x$ ,  $y$ , and  $y_{mod}$  in the system a) without feedback, and b) with haptic feedback

## 5. Badania układu impedancyjnego

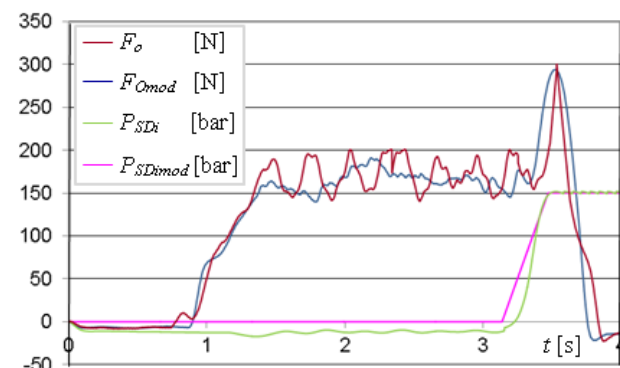
Na rys. 10 przedstawiony jest schemat blokowy impedancyjnego układu sterowania modelem serwonapędu elektrohydraulicznego. Podobnie jak w poprzednim rozdziale sterowanie odbywa się za pomocą dźwostka dotykowego z hamulcem magnetoreologicznym i silnikiem prądu stałego oraz dotykowym sprzężeniem zwrotnym.



**Rys. 10.** Schemat układu impedancyjnego wykonany w programie Simulink

**Fig. 10.** Scheme of impedance control made in Simulink program

Regulując wartość  $k_d$  uzyskuje się różne czułości dźwostka, czyli zmienia się siłę potrzebną operatorowi na przesunięcie siłownika. W związku z tym, że oba sygnały ( $F_d$  oraz  $\Delta p$ ) są bardzo zaszumione, w celu uzyskania „gładszego” przebiegu uchybu  $e_f$  należało je przefiltrować. W tym celu wykorzystano dolnoprzepustowy filtr butterwortha drugiego rzędu o paśmie przepustowym do 5 Hz.



**Rys. 11.** Porównanie sygnałów dla modelu i napędu elektrohydraulicznego podczas sterowania impedancyjnego

**Fig. 11.** Comparison of signals for model and electrohydraulic drive in impedance control

Na rys. 11 porównane są przebiegi siły odniesienia  $F_o$  oraz sygnału sprzężenia zwrotnego  $P_{SDi}$ , odpowiadające różnicy ciśnień w komorach siłownika mierzonej w barach, dla modelu (oznaczone dodatkowo indeksem mod) i rzeczywistego serwonapędu elektrohydraulicznego.



## 6. Podsumowanie

W artykule przedstawiono modele symulacyjne serwonapędu elektrohydraulicznego sterowanego dżojstikiem z siłowym sprzężeniem zwrotnym. Opisano też sterowanie impedancyjne i admitancyjne tego układu. Następnie wykonano badania symulacyjne oraz doświadczalne obu układów. Na końcu zestawiono i porównano uzyskane przebiegi. Zarówno badania symulacyjne jak i doświadczalne pokazały, że zastosowanie dotykowego sprzężenia zwrotnego pozwala na poprawę (skrócenie) różnicy czasu zatrzymania ramienia dżojstika i tłoka siłownika  $\Delta t$  oraz różnicy położenia dżojstika i siłownika  $\Delta y$ . Wyniki badań symulacyjnych i doświadczalnych są bardzo zbliżone do siebie, co świadczy o dobrej zgodności modelu symulacyjnego z obiektem rzeczywistym.

Wyniki badań dowodzą, że obydwa opisane w artykule algorytmy sterowania mogą być z powodzeniem wykorzystywane do sterowania w układach ze sprzężeniem zwrotnym typu „haptic”. Zastosowanie któregoś z nich zależy tylko od specyfiki pracy sterowanego napędu. Stosowanie układu impedancyjnego zaleca się w przypadku, gdy siły zewnętrzne działające na napęd są na tyle duże, że mogą spowodować jego przesunięcie. W związku z tym, że w układzie impedancyjnym pozycja dżojstika uzależniona jest od położenia sterowanego napędu, dżojstik zawsze będzie odwzorowywał położenie sterowanego napędu. Sterowanie admitancyjne stosowane może być we wszystkich układach, w których występuje bierna siła oporu.

## Bibliografia

1. An J., Kwon D.-S., *Haptic experimentation on a hybrid active/passive force feedback device*, [in:] Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2002.
2. Milecki A., *Liniowe serwonapędy elektrohydrauliczne*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2003.
3. Milecki A., *Wybrane metody poprawy właściwości liniowych serwonapędów elektrohydraulicznych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
4. Ueberle M., Buss M., *Control of kinesthetic haptic interfaces*, [in:] Proc. IEEE/RSJ Int. Conf. on Intellig. Rob. and Syst., Workshop on Touch and Haptics, 2004. ■

## Admittance and impedance control in electrohydraulic drive with haptic joystick control system

**Abstract:** This paper describes the possibility of controlling the electrohydraulic drive by "haptic" joystick in the admittance and impedance system. The results of tests, performed using the non-linear model and a real electrohydraulic drive, are presented. Also examined, as the control process affected introduction of additional haptic touch. For this purpose, the system without feedback and with haptic feedback was tested.

**Keywords:** haptic devices, electrohydraulic drives, admittance and impedance control, magnetorheological fluid, modeling

### prof. dr hab. inż. Andrzej Milecki

Profesor zwyczajny w Instytucie Technologii Mechanicznej, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Kierownik Zakładu Urządzeń Mechatronicznych. Specjalność naukowa: budowa i eksploatacja maszyn, mechatronika, elektrohydraulika, automatyzacja maszyn.

e-mail: [andrzej.milecki@put.poznan.pl](mailto:andrzej.milecki@put.poznan.pl)



### mgr inż. Paweł Bachman

Asystent w Instytucie Edukacji Techniczno-Informatycznej, Wydział Mechaniczny, Uniwersytet Zielonogórski. Zainteresowania: mechatronika, sterowanie. Jest stypendystą w ramach Poddziałania 8.2.2 „Regionalne Strategie Innowacji”, Działania 8.2 „Transfer wiedzy”, Priorytetu VIII „Regionalne Kadry Gospodarki” Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego Unii Europejskiej i z budżetu państwa.

e-mail: [P.Bachman@eti.uz.zgora.pl](mailto:P.Bachman@eti.uz.zgora.pl)

