

Prof. dr hab. inż. Zdzisław GOSIEWSKI¹
Mgr inż. Maciej HENZEL²
Wojskowa Akademia Techniczna
ul. Kaliskiego 2; 00-908 Warszawa
E-mail: ¹ gosiewski@wul.wat.waw.pl;
² henzel@wul.wat.waw.pl;

STEROWANIE ODPORNE W ELEKTROHYDRAULICZNYCH UKŁADACH WYKONAWCZYCH

W referacie tym przedstawiona została metoda sterowania odpornego elektrohydraulicznym układem wykonawczym oraz analiza zjawisk fizycznych zachodzących w tym układzie. W wyniku tej analizy opracowano model matematyczny i symulacyjny serwomechanizmu, które następnie zaimplementowano w środowisku Matlab-Simulink. Mechanizm ten działa w układzie zamkniętym z odpowiednio dobranym regulatorem. Celem pracy było wyznaczenie regulatora odpornego oraz porównanie właściwości dynamicznych takiego układu z regulatorami tradycyjnymi (typu P, PID,...). Do wyznaczenia parametrów regulatora odpornego wykorzystano odpowiednie procedury środowiska Matlab. Serwomechanizm z regulatorem odpornym odznacza się dobrymi właściwościami statycznymi oraz dynamicznymi i pracuje poprawnie w szerokim zakresie punktu pracy. Przedstawiona analiza układu stanowi etap wstępny do zbudowania modelu laboratoryjnego serwomechanizmu elektrohydraulicznego z nowoczesnym i zaawansowanym układem sterowania.

ROBUST CONTROL METHOD FOR ELECTRO-HYDRAULIC ACTUATORS

In this paper we deal with robust control method for nonlinear dynamical model of electro-hydraulic servo-drive. The mathematical analysis of physical effects in servo-drive was carried out. It allowed us to introduce in control system different kinds of controllers. In the paper, there are shown simulation results of "traditional" control methods and compared with robust control method. We design robust control law using the procedures of the Matlab Toolboxes. It is appeared the actuator with robust controller works properly in the wide range of the operation point values. It has good static and dynamic characteristics. The comparison allows us to choose the proper solution of control system for given practical application of electro-hydraulic actuator with digital control.

1. WSTĘP

W referacie tym omówiony zostanie układ sterowania elektrohydraulicznym serwomechanizmem położenia. W ogólnej postaci, zbudowany on jest z mechanizmu wykonawczego, regulatora oraz czujników do pomiaru położenia tłoka serwomechanizmu. Taki układ sterowania powinien działać w szerokim paśmie częstotliwości. Dlatego też, istnieje potrzeba wybrania odpowiedniego typu regulatora oraz wyznaczenia jego optymalnych parametrów.

W dotychczasowych aplikacjach technicznych wykorzystywano układy sterowania zbudowane w technologii analogowej. Technologia taka odznacza się licznymi wadami, co w znaczącym stopniu ogranicza możliwości wykorzystania zaawansowanych metod sterowania. Dlatego też, obecnie coraz szerzej wykorzystywana jest technologia cyfrowa. Opracowywane cyfrowe układy sterowania realizują coraz bardziej zaawansowane metody sterowania. W wyniku połączenia zaawansowanej technologii cyfrowej z elementem wykonawczym powstał układ mechatroniczny realizujący złożone algorytmy sterowania. Układ taki posiada cechy układu „inteligentnego” przystosowującego się do zmiennych warunków otoczenia i odpornego na zakłócenia zewnętrzne. Systemy takie nazywane są często systemami typu „smart”.

W referacie tym przedstawiona zostanie metoda sterowania odpornego oraz wyniki symulacji układu sterowania serwomechanizmem elektrohydraulicznym. Wyniki te zostały porównane z układami sterowania z regulatorami „tradycyjnymi”. Serwomechanizm ten został zamodelowany w środowisku programistycznym Matlab i Simulink, a do wyznaczenia regulatora odpornego wykorzystano oprogramowanie dodatkowe Robust Toolbox.

2. MODEL MATEMATYCZNY UKŁADU

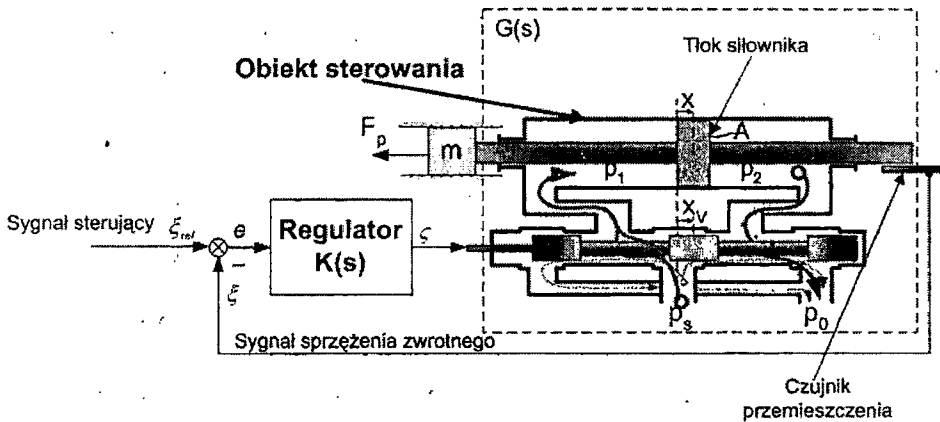
Główne elementy układu sterowania mechanizmem elektrohydraulicznym oraz zmienne wykorzystywane do jego opisu matematycznego przedstawiono na rys.1. Układ ten składa się z regulatora, elektrohydraulicznego układu wykonawczego obciążonego masą m [kg]. Na tłok mechanizmu o efektywnej powierzchni A [m²] działa siła będąca wypadkową ciśnienia p_1 [Pa] w komorze nr 1 i ciśnienia p_2 [Pa] w komorze nr 2 siłownika hydraulicznego. W układzie występuje również ciśnienie zasilania p_s [Pa] i ciśnienie splywu p_o [Pa]. Na serwomechanizm ten oddziałuje siła zakłócająca F_p [N].

W analizowanym układzie sterowania dokonywany jest pomiar sygnału sterującego (zadanego) ξ_{ref} i sygnał położenia tłoka ξ . Uchyb tych sygnałów $e = \xi_{ref} - \xi$ podawany jest na wejście regulatora realizującego odpowiednie prawo sterowania. W regulatorze mogą być zaimplementowane następujące algorytmy regulatorów: proporcjonalnego, PID, H_∞ , i inne. Wyznaczony sygnał regulatora ζ podawany jest na elektrozawór proporcjonalny, który steruje przepływem ciśnienia w hydraulicznym układzie wykonawczym.

Ruch tłoka analizowanego serwomechanizmu opisać można następującym równaniem:

$$m\ddot{x} = F_s - c_T\dot{x} - F_{fr} - F_p \quad (1)$$

gdzie: x - przemieszczenie tłoka siłownika [m]; $F_s = A \cdot (p_1 - p_2)$ - siła wynikająca z różnicy ciśnień działających na tłok [N]; F_{fr} - siła tarcia suchego [N]; c_T - współczynnik tarcia viskozetycznego [Ns/m]; F_p - siła zakłócająca [N].



Rys.1. Schemat strukturalny systemu sterowania elektrohydraulicznym układem wykonawczym

Innymi równaniami wykorzystywanymi do opisu matematycznego zjawisk zachodzących w serwomechanizmie są równania natężeń przepływu [1]:

$$\frac{\Delta V}{\beta} \dot{p}_1 + A\dot{x} = Q_{s1} - Q_{s10} + sg(x) Q_n \sqrt{\frac{\Delta p_1}{\Delta p_n}} - sg(-x) Q_n \sqrt{\frac{\Delta p_{10}}{\Delta p_n}} \quad (2)$$

$$\frac{\Delta V}{\beta} \dot{p}_2 - A\dot{x} = Q_{s2} - Q_{s20} + sg(-x) Q_n \sqrt{\frac{\Delta p_2}{\Delta p_n}} - sg(x) Q_n \sqrt{\frac{\Delta p_{20}}{\Delta p_n}} \quad (3)$$

oraz równanie ruchu serwowozaworu:

$$sg(x) = \begin{cases} 0 & \text{dla } \frac{x_v}{x_{vmax}} < 0 \text{ i } 1 \text{ dla } \frac{x_v}{x_{vmax}} > 1 \\ \frac{x_v}{x_{vmax}} & \text{dla } 0 \leq \frac{x_v}{x_{vmax}} \leq 1 \end{cases} \quad (4)$$

gdzie: x_v , x_{vmax} - przemieszczenie serwowozaworu i maksymalne przemieszczenie serwowozaworu z położenia neutralnego [m]; β - współczynnik sprężystości objętościowej [Pa]; ΔV - przyrost objętości komory roboczej siłownika w wyniku ruchu tłoka [m³]; $Q_{s1} = q_v \Delta p_1$, $Q_{s10} = q_v \Delta p_{10}$, $Q_{s2} = q_v \Delta p_2$, $Q_{s20} = q_v \Delta p_{20}$ - natężenia przepływów związane z przeciekami występującymi w serwowozaworze [m³/s]; q_v - współczynnik przepływu dla nieszczelności [m⁴/s/kg]; Q_n - nominalne natężenie przepływu przez serwowozawór [m³/s]; Δp_n - nominalny spadek ciśnienia w serwowozaworze [Pa], $\Delta p_1 = p_s - p_1$, $\Delta p_{10} = p_1 - p_0$, $\Delta p_2 = p_s - p_2$, $\Delta p_{20} = p_2 - p_0$ - spadki ciśnień w odpowiednich punktach mechanizmu hydraulicznego [Pa].

W równaniach (2) i (3) oprócz głównych natężeń przepływów uwzględniono również przepływy związane z nieszczelnościami występującymi w serwowozaworze. Przepływy te mają wpływ na zachowanie układu, gdy serwowozawór znajduje się w położeniu neutralnym oraz dla małych jego przemieszczeń. Natomiast dla dużych przemieszczeń zaworu przepływy te mają mniejsze znaczenie, ponieważ główne natężenia przepływów występujące w układzie są znacznie większe.

Kolejnym etapem analizy matematycznej układu jest skalowanie sygnałów w nim występujących. Tak, więc skalowane równania ruchu tłoka siłownika oraz natężeń przepływu przyjmują postać:

$$\ddot{\xi} = c_{\omega}(\Psi_1 - \Psi_2) - c_{T\omega}\dot{\xi} - f_{fr} - f_p \quad (5)$$

$$(1+e+b\xi)\varepsilon\dot{\Psi}_1 = -b\xi + q_{\omega}(1-2\Psi_1) + sg(\zeta)a_{\omega}\sqrt{1-\Psi_1} - sg(-\zeta)a_{\omega}\sqrt{\Psi_1} \quad (6)$$

$$(1-e-b\xi)\varepsilon\dot{\Psi}_2 = b\xi + q_{\omega}(1-2\Psi_2) + sg(-\zeta)a_{\omega}\sqrt{1-\Psi_2} - sg(\zeta)a_{\omega}\sqrt{\Psi_2} \quad (7)$$

gdzie: ξ - przemieszczenie tłoka [1]; ζ - przemieszczenie serwozaworu [1]; ψ_1, ψ_2 - ciśnienia w komorach roboczych siłownika [1]; f_{fr} - siła tarcia suchego [1]; $c_{T\omega}$ - współczynnik tarcia wiskotycznego [1]; f_p - siła zakłócenia [1].

Szczegółową analizę równań skalowania (5) ÷ (7) przedstawiono w pracy [1]. Kolejnym etapem prac nad opisanym układem sterowania była analiza algorytmów sterowania, w tym metody sterowania odpornego.

3. METODA STEROWANIA ODPORNEGO

Głównym etapem prac nad elektrohydraulicznym układem wykonawczym była analiza możliwości zastosowania bardziej zaawansowanych i nowoczesnych metod sterowania, do której należy metoda sterowania odpornego nazywana również metodą H_{∞} .

W metodzie tej pierwszym etapem analizy jest skalowanie sygnałów sterujących występujących w układzie. Celem tego jest otrzymanie sygnału o amplitudzie mniejszej od jedności. Uzyskuje się to poprzez podzielenie analizowanej wielkości sygnału przez jego wartość dopuszczalną lub maksymalną [2]. Dlatego też należy dokładnie przeanalizować parametry sygnałów występujących w analizowanym układzie.

Kolejnym etapem pracy jest wyznaczenie funkcji opisujących właściwości układu sterowania. Są to:

- transmitancja układu otwartego: $L(s) = G(s)K(s)$;
- funkcja wrażliwości: $S(s) = (I + L(s))^{-1}$;
- komplementarna funkcja wrażliwości: $T(s) = (I + L(s))^{-1}L(s)$;
- funkcja sterowania: $R(s) = K(s)(I + L(s))^{-1}$;

gdzie: $G(s)$ - transmitancja operatorowa obiektu sterowania, $K(s)$ - transmitancja operatorowa regulatora.

Funkcja wrażliwości $S(s)$ opisuje właściwości tłumienia zaburzenia sygnału wyjściowego układu. Natomiast funkcje komplementarnej wrażliwości $T(s)$ i sterowania $R(s)$ opisują, odpowiednio, na charakterystykach Bode'go zapas stabilności dla układu z „addytywną” i „multiplikatywną” funkcją niepewności [3].

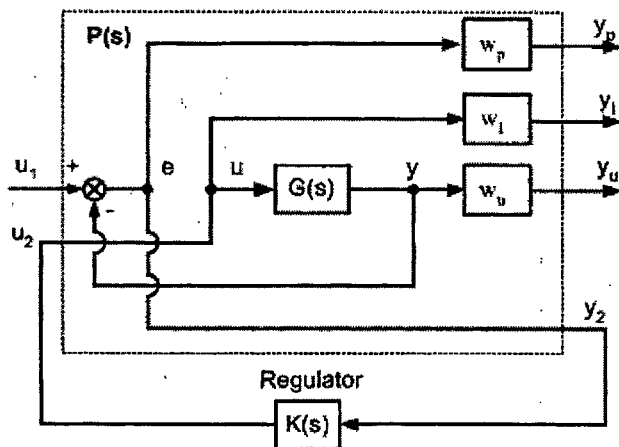
Zagadnienie sterowania odpornego sprowadza się do wyznaczenia wag układu sterowania przedstawionego na rys.2. Funkcje wag muszą spełniać następujące warunki:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}(S(j\omega)) &\leq |w_p^{-1}(j\omega)|; \\ \bar{\sigma}(R(j\omega)) &\leq |w_I^{-1}(j\omega)|; \\ \bar{\sigma}(T(j\omega)) &\leq |w_u^{-1}(j\omega)|; \end{aligned} \quad (8)$$

gdzie: w_p - waga uchybu regulacji; w_I - waga sterowania; w_u - waga właściwości układu sterowania.

Na rys.2 przedstawiono układ sterowania z transmitancją $P(s)$, która nazywana jest transmitancją uogólnionego obiektu sterowania. Dla układu opisanego w dziedzinie stanu transmitancję tę opisuje następująca zależność:

$$P(s) = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \quad (9)$$



Rys. 2. Schemat strukturalny układu sterowania dla potrzeb realizacji sterowania odpornego

Zagadnienie sterowania odpornego można sformułować następująco: dla obiektu regulacji opisanego transmitancją operatorową $P(s)$ należy wyznaczyć takie równanie sterowania $u_2 = K(s)y_2$, że norma układu opisanego transmitancją T_{yIuI} (10) osiągnie wartość minimalną.

$$T_{yIuI} = P_{11}(s) + P_{12}(s)(I - K(s)P_{22}(s))^{-1}K(s)P_{21}(s) \quad (10)$$

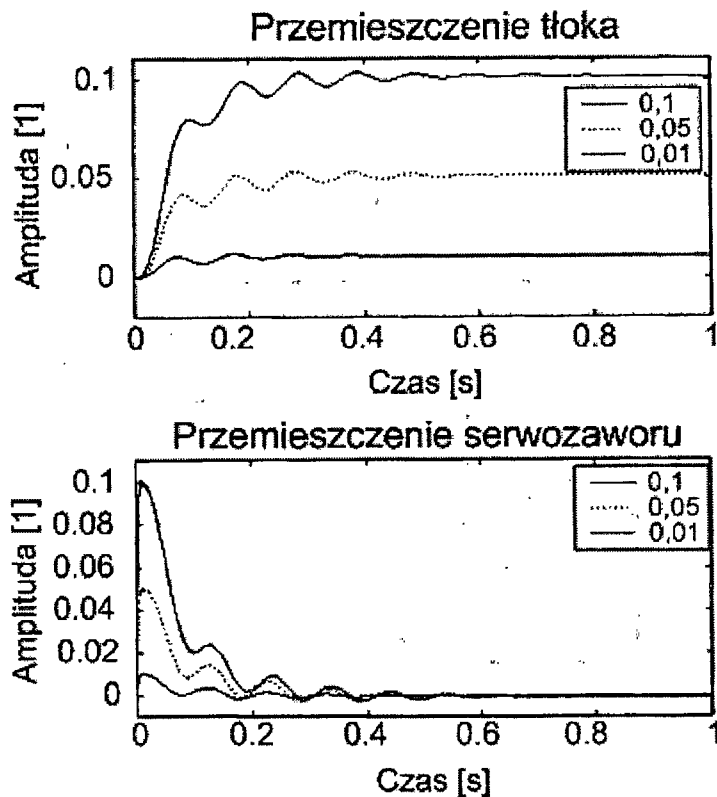
Tak, więc zagadnienie sterowania odpornego można rozdzielić na analizę następujących zagadnień:

- podstawowe zagadnienie sterowania H_∞ : $\min(\|T_{yIuI}\|_2 \leq 1)$;
- optymalne zagadnienie sterowania H_∞ : $\min\|T_{yIuI}\|_\infty$;
- optymalne zagadnienie sterowania H_2 : $\min\|T_{yIuI}\|_2$;

W praktyce zagadnienie sterowania odpornego H_∞ sprowadza się do wyznaczenia najmniejszej wartości współczynnika γ , dla której wartości własne macierzy H znajdują się na osi liczb rzeczywistych:

$$H = \begin{bmatrix} A + BR^{-1}D^T C & BR^{-1}B^T \\ -C^T(I + DR^{-1}D^T)C & -(A + BR^{-1}D^T C)^T \end{bmatrix} \quad (11)$$

gdzie: $R = \gamma^2 I - D^T D$.



Rys.3. Odpowiedzi skokowe układu z regulatorem proporcjonalnym

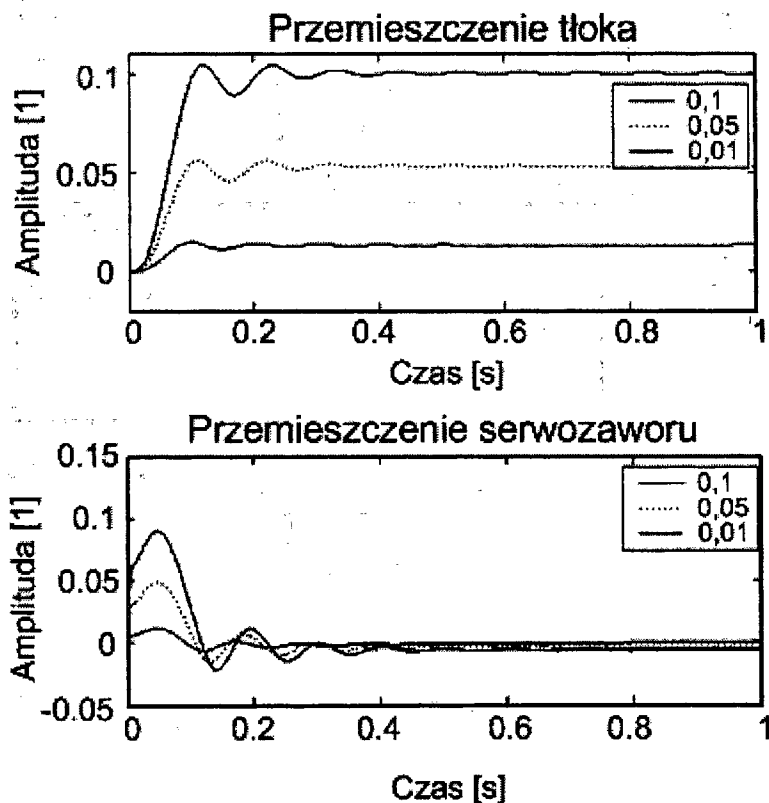
4. WYNIKI SYMULACJI

Celem prac nad elektrohydraulicznymi układami wykonawczymi było zastosowanie zaawansowanych algorytmów sterowania oraz porównanie ich z tradycyjnymi algorytmami.

W analizowanych układach zaimplementowane zostały regulatory: proporcjonalny, PID oraz H_∞ . Na rys. 3 ÷ 5 przedstawiono odpowiedzi skokowe serwo mechanizmu oraz przebiegi sygnału przesyczenia suwaka rozdzielacza serwowozaworu dla różnych amplitud wymuszenia. Wartości te to 0,1, 0,05 i 0,01 [1], co odpowiada rzeczywistemu przesyczeniu suwaka rozdzielacza, odpowiednio, na odległość 30, 15 i 6 [mm].

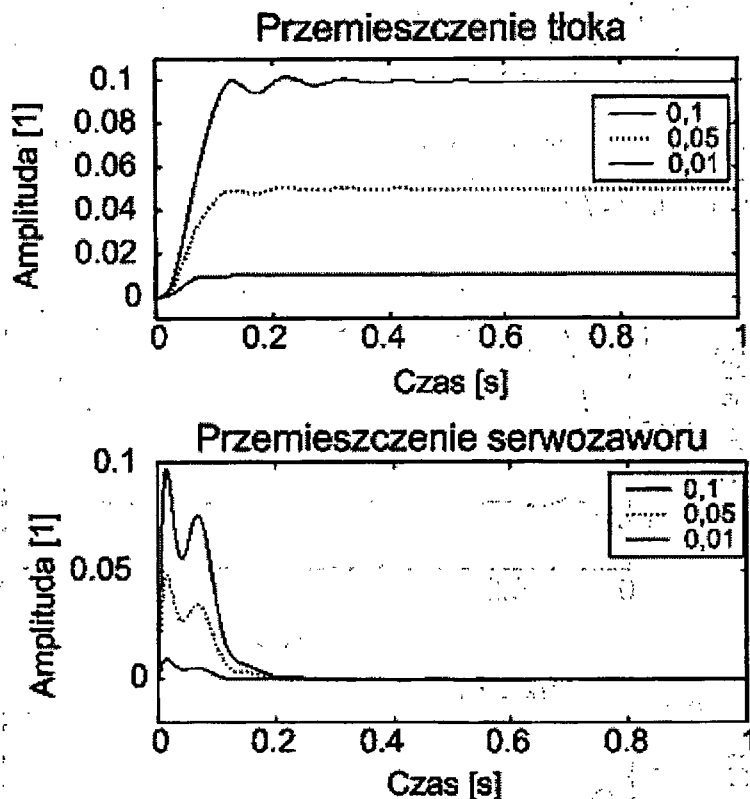
Na rys.3 przedstawiono odpowiedzi skokowe układu z regulatorem proporcjonalnym. Odnacza się on najgorszymi parametrami dynamicznymi spośród analizowanych układów sterowania. Posiada on również liczne oscylacje, a czas jego regulacji wynosi $t_s=0,25 [s]$.

Jako następny został zaimplementowany regulator PID. Odpowiedzi skokowe dla tego układu sterowania mają również charakter oscylacyjny. Natomiast czas regulacji jest krótszy i wynosi $t_s=0,2 [s]$.



Rys. 4. Odpowiedzi skokowe układu z regulatorem PID

Najlepsze właściwości posiada układ sterowania z regulatorem H_{∞} , którego odpowiedzi skokowe przedstawiono na rys.5. Przebiegi przemieszczeń tłoka nie posiadają przeregulowań, a czas regulacji dla tego układu jest najkrótszy i wynosi $t_s=0,18 [s]$. Przemieszczenie suwaka serwowaloru również nie ma charakteru oscylacyjnego i szybko ustala się na wartości ustalonej.



Rys.5. Odpowiedzi skokowe układu z regulatorem odpornym.

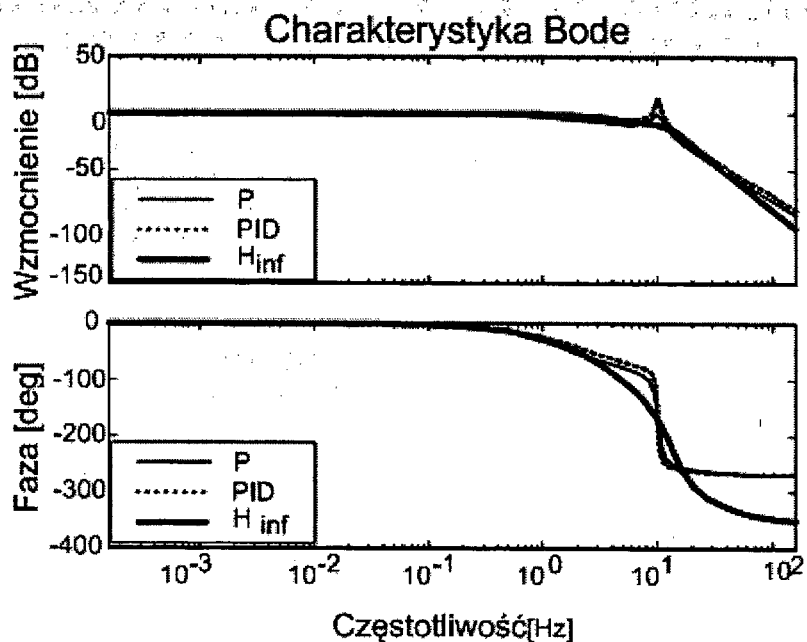
Na rys. 6 przedstawiono charakterystyki Bode układu sterowania elektrohydraulicznym serwomechanizmem położenia dla omówionych wcześniej regulatorów. Charakterystyka ta została wykreślona dla zlinearyzowanego obiektu sterowania, którego dynamikę opisano w przestrzeni stanu. Jak widać z tego rysunku układy z regulatorami proporcjonalnym i PID posiadają szczyt rezonansowy dla częstotliwości 10 [Hz], natomiast układ z regulatorem odpornym nie posiada go.

5. PODSUMOWANIE

W referacie tym przedstawiono analizę właściwości statycznych i dynamicznych układu sterowania elektrohydraulicznym układem wykonawczym. Układ ten jest układem nieliniowym. W układzie tym zaimplementowano tradycyjne i zaawansowane algorytmy regulatorów. Otrzymane wyniki pozwalają potwierdzić potrzebę dalszej analizy metody sterowania odpornego do wykorzystania w układach wykonawczych.

Drugim celem pracy była ocena możliwości wykorzystania cyfrowych algorytmów sterowania w praktycznych aplikacjach. Układy te powinny wyprzeć tradycyjne rozwiązania analogowe, które odznaczają się licznymi wadami, do których należą: brak możliwości szybkiej modyfikacji praw sterowania, problemy eksploatacyjne i trudności w diagnozowaniu stanu technicznego poszczególnych elementów takiego układu, jak

również brak możliwości wykorzystania bardziej zaawansowanych algorytmów sterowania odpornych na zakłócenia zewnętrzne. Ograniczeń takich nie mają układy mechatroniczne z cyfrowymi układami sterowania. Odnóżają się one również pewnym stopniem „inteligencji” i mogą pracować w znacznie szerszym punkcie pracy.



Rys. 6. Charakterystyki Bode'go serwomechanizmu dla różnych typów regulatora.

LITERATURA

- [1] Manhartgruber B.: *Singular perturbation analysis of an electrohydraulic servo-drive with discontinuous reduced dynamics*, "Proceedings of ASME DETC'99, USA.
- [2] Skogestad S., Postlethwaite I.: *Multivariable feedback Control. Analysis and design*, 1996.
- [3] Chiang R. Y., Safonov M. G.: *Matlab. Robust Control Toolbox. User Guide*, 1997.