

mgr inż. Arkadiusz Winnicki,  
mgr inż. Piotr Wiśniewski,  
dr inż. Willi Mednis,  
prof. dr hab. inż. Mariusz Olszewski,

Instytut Automatyki i Robotyki  
Politechnika Warszawska

## **NIEKTÓRE OGRANICZENIA ZASTOSOWANIA PRZETWORNIC CZĘSTOTLIWOŚCI W NAPĘDACH ELEKTROHYDRAULICZNYCH**

*W referacie omówiono ważniejsze zjawiska i ich negatywne skutki mające miejsce podczas pracy elektrohydraulicznych napędów z przetwornicami częstotliwości. Wskazano na potrzebę wprowadzenia ograniczeń na niektóre charakterystyczne wielkości napędu. Spostrzeżenia uzasadniono i zilustrowano wynikami badań laboratoryjnych i modelowych.*

### **SOME LIMITATION OF USING FREQUENCY CONVERTERS IN ELEKTROHYDRAULICS DRIVES**

*In the paper there were presented the most important negative phenomena that affects the way electrohydraulic drives equipped with inverters work. The need of limitation of some characteristic parameters of the drive is shown. Conclusion were illustrated by the results of laboratory and modeling research.*

## **1. WPROWADZENIE**

Znana zależność prędkości obrotowej silnika prądu przemiennego od częstotliwości prądu zasilającego znalazła praktyczne zastosowanie dopiero w momencie opracowania przetwornic częstotliwości (falowników) zapewniających stały moment silnika w całym zakresie zmian jego prędkości obrotowej. Szeroko rozpowszechniane są informacje o zaletach tego typu napędów, natomiast znacznie rzadziej mówi się o ich wadach i koniecznych ograniczeniach.

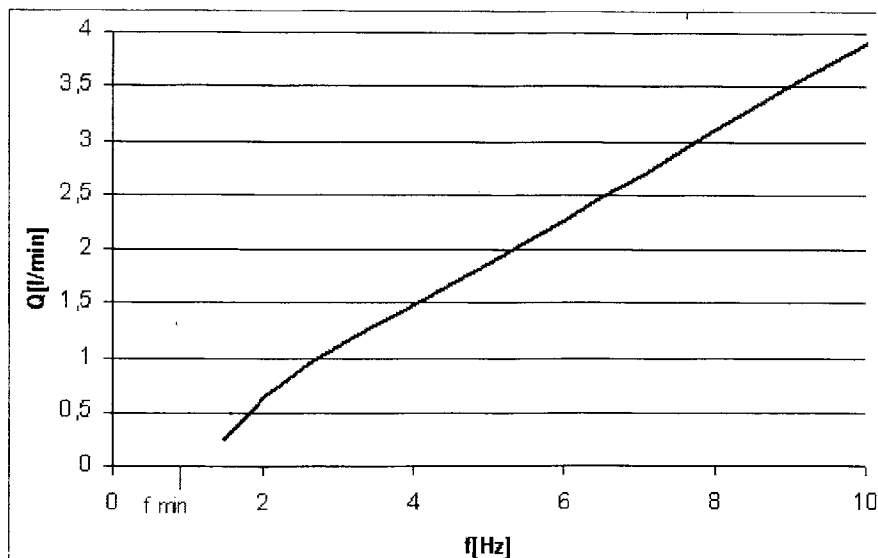
W urządzeniach hydraulicznych niska sprawność układów sterowanych dławieniowo jest jedną z głównych przyczyn wzrastającego zainteresowania sterowaniami objętościowymi (wyporowymi), w których użycie silnika elektrycznego z falownikiem jest obiecującym rozwiązaniem. Wynika ono z energooszczędnej pracy napędu w obszarze częściowego obciążenia układu. Oprócz tej istotnej zalety napędy objętościowe mają jednak szereg właściwości, które przy współpracy z innymi zespołami układu hydraulicznego mogą znacznie ograniczyć ich zastosowanie. Ograniczenia uwiadcniają się szczególnie w procesach pozycjonowania i nastawiania (np. siły, prędkości) realizowanych środkami elektrohydraulicznymi [1].

Poniżej omówiono i zilustrowano wynikami badań laboratoryjnych i symulacyjnych niektóre, najistotniejsze ograniczenia. Rozważania przeprowadzono dla układów elektrohydraulicznych zasilanych ze stacji z pompami napędzanymi silnikami elektrycznymi o prędkościach obrotowych zmienianych za pomocą przetwornicy częstotliwości.

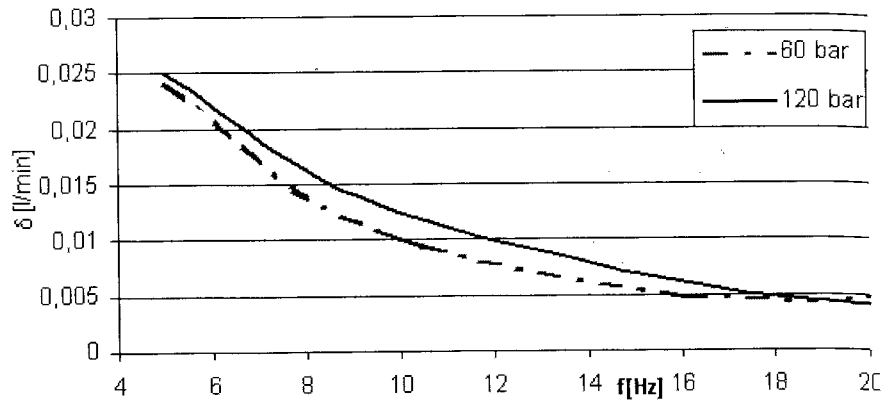
## 2. OGRANICZENIA

Przyczyny ograniczeń mogą być związane z częścią elektryczną lub hydrauliczną układu, strukturą urządzenia lub sposobem sterowania, kosztem budowy lub eksploatacji układu, punktem pracy itp. Ograniczenia te są na ogół wielo-przyczynowe.

Stwierdzono, że prędkość obrotowa  $n$  silnika (pompy) jest proporcjonalna do częstotliwości  $f$  prądu zasilającego tj.  $n \sim f$  tylko dla wyższych prędkości obrotowych [1]. Dla  $n \rightarrow 0$ , tzn. dla  $f \rightarrow 0$ , zależność  $n(f)$ , a tym samym zależność wydatku pompy  $Q$  od częstotliwości  $f$  jest nieliniowa (rys. 1). Utrudnia to znacznie np. sterowanie pozycyjne w układzie sterowania objętościowego. Trudności te są spowodowane koniecznością kompensacji nieliniowości w zakresie niskich prędkości obrotowych, a w zakresie bardzo niskich, zbliżonych do zera powodują skokową pracę układu napędowego. Ponadto, w tym zakresie częstotliwości, przy pożądanej ciągłej zmianie częstotliwości  $f$ , wydatek pompy  $Q$  proporcjonalny do prędkości obrotowej  $n$  proporcjonalny do częstotliwości  $f$  zmienia się skokowo, a zależność  $Q(f)$  staje się niejednoznaczna. Ilustruje to średni błąd kwadratowy  $\sigma(f)$ , którego przebieg dla dwóch wartości ciśnienia obciążenia  $p_L$  przedstawiono na rys. 2.

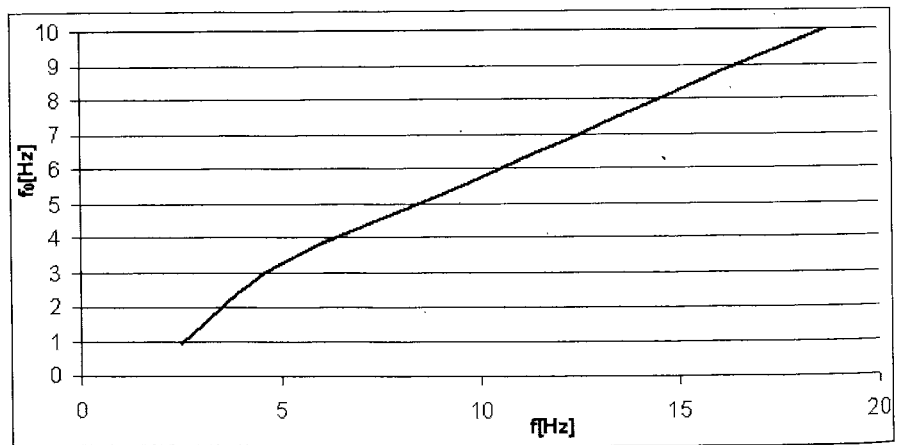


Rys. 1. Zależność wydatku pompy  $Q$  od częstotliwości  $f$ ,  $Q(f)$  przy  $f \rightarrow 0$



Rys. 2. Zależność średniego błędu kwadratowego  $\sigma(f)$  dla ciśnienia obciążenia  $p_L \approx \text{const}$

Nierównomierność wydatku pompy powoduje skokowy ruch odbiornika, co w połączeniu z występującym w niektórych układach silnym zjawiskiem *stick – slip* wyklucza np. możliwość dokładnego nastawiania np. ciśnienia. Dalszym negatywnym skutkiem jest zmiana częstotliwości  $f_o$  podstawowej składowej pulsacji natężenia przepływu. Jej wartość może wówczas znaleźć się w zakresie częstotliwości własnych, typowych dla zespołów układu hydraulicznego. Należy się liczyć w związku z tym z groźbą wystąpienia rezonansu w układzie hydraulicznym. Przykładową zależność częstotliwości  $f_o$  podstawowej składowej pulsacji natężenia przepływu od częstotliwości  $f$  prądu zasilającego przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Zależność częstotliwości  $f_o$  podstawowej składowej pulsacji natężenia przepływu od częstotliwości  $f$  prądu zasilającego –  $f_o(f)$

W rzeczywistym układzie zakres nastawiania prędkości obrotowej nie rozpoczyna się od wartości zerowej, lecz od minimalnej wartości prędkości obrotowej  $n_{min}$  proporcjo-

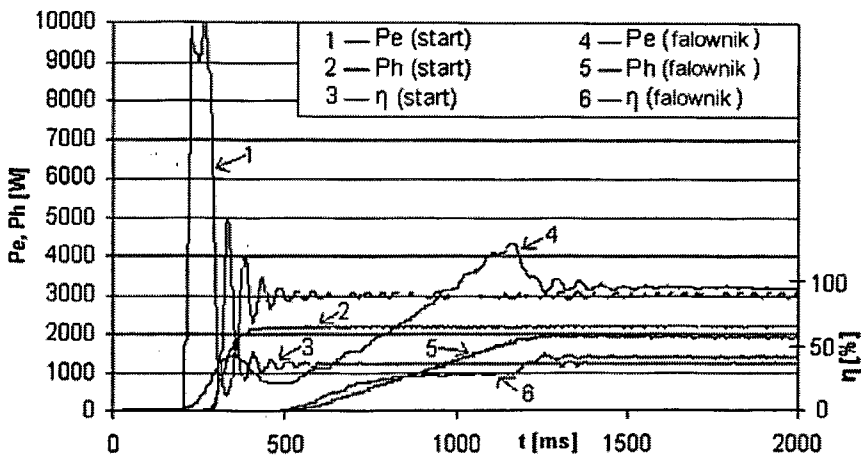
nalnej do częstotliwości prądu  $f_{min}$  (rys. 1), która to wartość jest w znacznym stopniu uwarunkowana właściwościami części mechaniczno – hydraulicznej napędu.

Niejednoznaczność częstotliwości minimalnej zilustrowana przebiegami z rys. 2, przyjmuje w miarę stałą (dopuszczalną) wartość dopiero dla częstotliwości  $f$  znacznie większej od wspomnianej uprzednio częstotliwości minimalnej  $f_{min}$ . Dla badanych układów była to wartość o rząd wyższa. Wynikają stąd dalsze ograniczenia dla układu sterowania oraz konieczność wprowadzenia dodatkowych zespołów działających podobnie, jak zespoły realizujące prąd skoku w elektrohydraulicznych układach sterowania proporcjonalnego.

W napędach elektrohydraulicznych z falownikami stosowane są przeważnie typowe pompy, które choćby ze względu na optymalne smarowanie powinny pracować powyżej określonej prędkości obrotowej. Ta prędkość obrotowa przynajmniej dziesięciokrotnie przewyższa minimalną prędkość obrotową wynikającą z powyższych rozważań – ograniczeń. Jest to bardzo aktualny problem, bowiem obecnie brak jest wyników badań własnych lub danych literaturowych na ten temat, co uniemożliwia sformułowanie ograniczeń odnośnie czasu i warunków eksploatacji. Należy się spodziewać znacznego zmniejszenia żywotności typowych pomp pracujących w omawianych tu napędach.

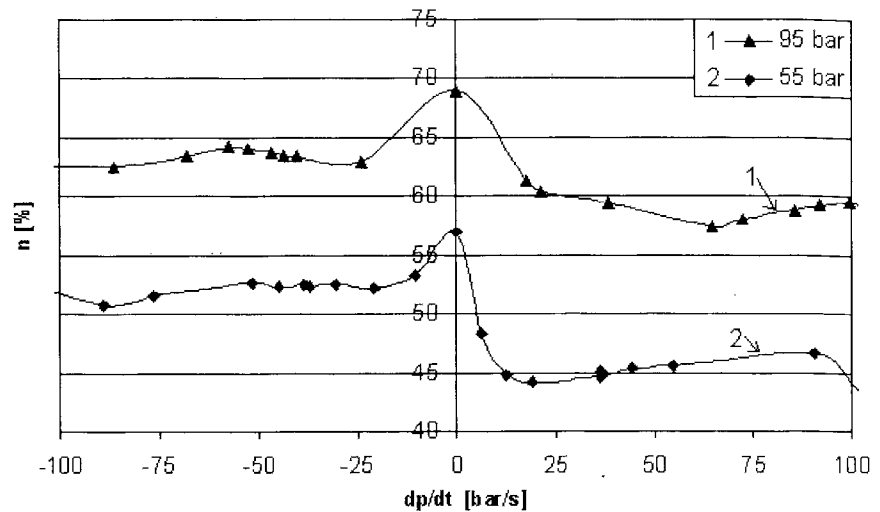
Ograniczenia w górnym zakresie zmian częstotliwości  $f$  – wynikają z katalogowych właściwości falowników, silników elektrycznych i pomp.

Wymienione powyżej ograniczenia występują podczas statycznej pracy napędu. Dodatkowo pojawiają się przy dynamicznym rodzaju pracy [2]. Wówczas podstawową wadą jest znaczne pogorszenie sprawności  $\eta$  napędu podczas dynamicznych zmian wysterowania lub obciążenia. Chociaż, w porównaniu z konwencjonalnym napędem, układ z falownikiem ma w takich trybach pracy lepsze właściwości. Ilustrują to przykładowe przebiegi mocy elektrycznej  $P_e$  i hydraulicznej  $P_h$  oraz ogólnej sprawności  $\eta$  przedstawione dla fazy rozruchu na rys. 4.



Rys. 4. Przebiegi mocy elektrycznej  $P_e$ , mocy hydraulicznej  $P_h$  i sprawności  $\eta$  w czasie rozruchu układu konwencjonalnego i objętościowego

Przykład wpływu dynamicznych zmian obciążenia, reprezentowanych tu przez pochodne ciśnienia obciążenia  $dp_L/dt$  z otoczenia, w przybliżeniu stałego, punktu pracy (55 i 95 bar) na sprawność ogólną  $\eta$  przedstawiono na rys. 5.



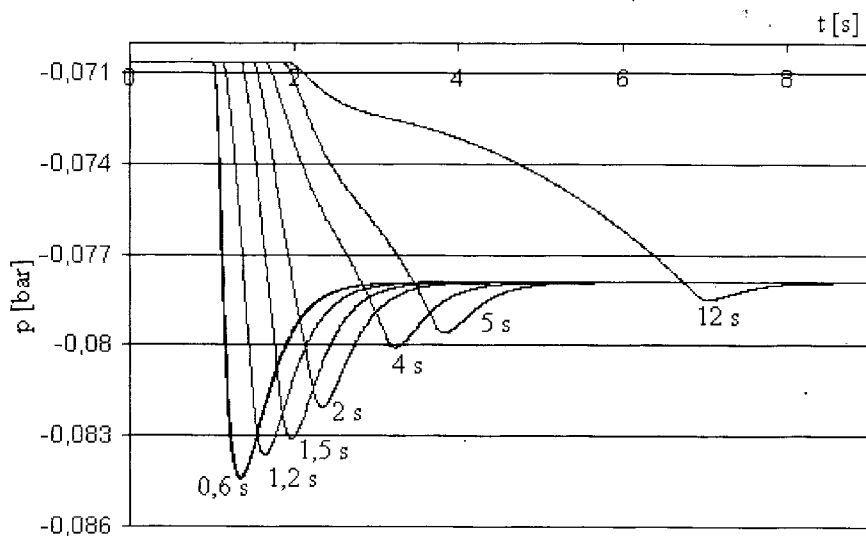
Rys. 5. Zmiany sprawności  $\eta$  w funkcji szybkości zmian ciśnienia obciążenia  $p_L$

Za najistotniejsze ujemne skutki szybkości zmian wysterowania tj. szybkości zmian prędkości obrotowej  $dn/dt$  proporcjonalnej do szybkości zmian częstotliwości  $df/dt$  można uważać: groźbę chwilowego przeciążenia układu oraz wywołanie w przewodzie ssawnym nadmiernego podciśnienia.

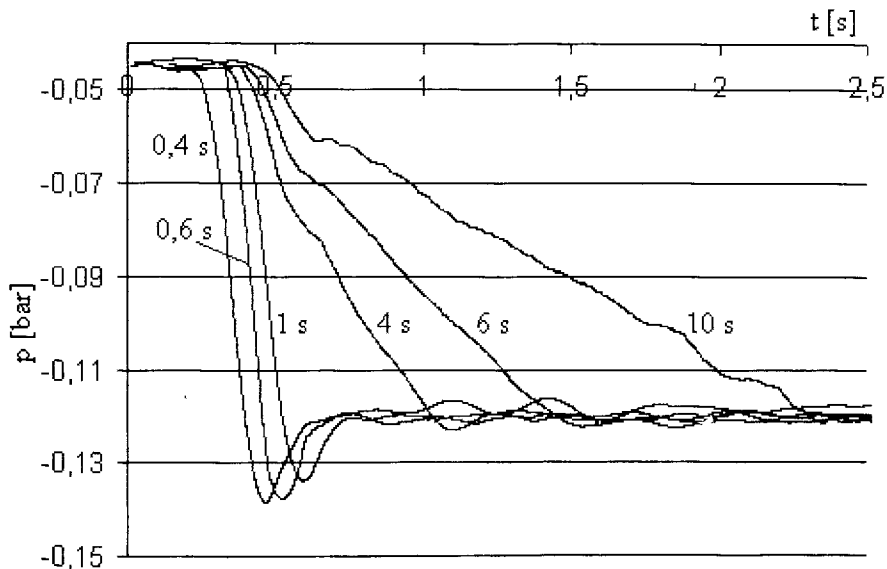
Możliwość przeciążenia układu istnieje mimo nastawialnej w falowniku „rampy” ograniczającej wartość szybkości zmian prędkości obrotowej  $dn/dt$ , czyli również szybkości zmian wydatku pompy  $dQ/dt$ . Nie są to bowiem jedyne wielkości wpływające na wartość aktualnie pobieranej mocy elektrycznej  $P_e$ . Wartość  $P_e$  zależy głównie od obciążenia, czyli od potrzebnej mocy hydraulicznej  $P_h(Q, p_L)$ . Przy dynamicznych zmianach wysterowania i małej sprawności napędu w stanach nieustalonych, ze względu na małą elastyczność układu hydraulicznego i dużą bezwładność napędzanych zespołów, może wystąpić gwałtowny wzrost ciśnienia obciążenia  $p_L$ , przeciążenie napędu, jego wyłączenie itd. Wynikają stąd ograniczenia na wartości szybkości zmian częstotliwości prądu  $(df/dt)_{max}$  jednak ich liczbowe ujęcie zależy od konkretnego napędu.

Szybkości zmian wydatku pompy  $dQ/dt \sim dn/dt \sim df/dt$  powodują przyspieszenie przepływu cieczy w przewodzie ssawnym pompy [3]. Wzrost prędkości przepływu obniża tam ciśnienie statyczne i przy określonym podciśnieniu  $p$  może wywołać gwałtowne wydzielanie się powietrza z cieczy, wzrost hałasu, kawitację itp., czyli zjawiska, którym należy koniecznie przeciwdziałać, np. przez zastosowanie układu podwyższającego ciśnienie w linii ssawnej pompy.

Przykładowe przebiegi zmian podciśnienia w zależności od szybkości zmian wydatku pompy  $dQ/dt$  uzyskane podczas badań symulacyjnych, opracowanym w środowisku Matlab i eksperymentalnych przedstawiono na rys. 6 i 7.



Rys. 6. Wykres podciśnienia  $p(t)$  dla różnych prędkości zmian i stałego skoku natężenia przepływu  $Q$  – wyniki uzyskane z badań symulacyjnych



Rys. 7. Wykres podciśnienia  $p(t)$  dla różnych prędkości zmian i stałego skoku natężenia przepływu  $Q$  – dane uzyskane z badań eksperymentalnych

### 3. UWAGI KOŃCOWE

Napędy wyporowe mają właściwości, które mogą pogarszać w określonych warunkach dokładność działania i przez to zawężają obszar ich stosowalności. W porównaniu do napędów dławieniowych są bardziej energooszczędne, szczególnie podczas dynamicznej pracy oraz w warunkach częściowego obciążenia. Jednak ich pracy mogą towarzyszyć niepożądane zjawiska. Ich wystąpienia może mieć miejsce szczególnie przy niskich prędkościach obrotowych silnika.

W referacie zasygnalizowano tylko zjawiska i ich negatywny wpływ na pracę napędu. Liczbowe uściślenie ograniczeń jest możliwe tylko dla konkretnego napędu.

Przedstawione wyniki uzyskano z badań tylko dwóch napędów (7,5 i 11 kW), a zatem brak jest podstaw do uogólnienia spostrzeżeń. Niemniej jednak zaobserwowane tendencje są dla obu układów jednakowe, a to może świadczyć o ich prawidłowości.

*Badania przeprowadzono częściowo w ramach realizacji 6. Programu Ramowego UE projektu badawczego „Intelligent Controls for High Speed Moulding Machines” (ICON – HISIM).*

### 4. LITERATURA

- [1] *Olszewski M., Mednis W., Wiśniewski P.*: Displacement and Throttle Control of Electrohydraulic Servodrive. 4<sup>th</sup> Intern. Fluid Power Conference, Dresden 2004, 83-90.
- [2] *Olszewski M., Winnicki A.*: Analiza sprawności hydraulicznych układów zasilających w stanach dynamicznych. International Conference Hydraulics and Pneumatics, Vratna 2005, 71-74.
- [3] *Olszewski M., Wiśniewski P.*: Model wpływu dynamicznych zmian wydajności pompy na ciśnienie ssania. International Conference Hydraulics and Pneumatics, Vratna 2005, 74-77.