

# WPLYW SPRAWNOŚCI OBJĘTOŚCIOWEJ PRZEKŁADNI HYDROSTATYCZNEJ NA DZIAŁANIE UKŁADU REGULACJI POŁOŻENIA I PRĘDKOŚCI

Sławomir BEDNARSKI\*, Andrzej KOSUCKI\*\*

Napędy maszyn roboczych z przekładnią hydrostatyczną wykazują wrażliwość polegającą na zmniejszaniu prędkości kątowej silnika hydraulicznego w wyniku spadku sprawności objętościowej. W referacie przedstawione zostaną badania symulacyjne zweryfikowane eksperymentalnie dla przekładni hydrostatycznej z układem regulacji położenia oraz układem regulacji prędkości w warunkach rosnących strat objętościowych.

## 1. Wprowadzenie

Przekładnie hydrostatyczne znajdują powszechne zastosowanie w napędach maszyn roboczych. W prostych układach napędowych, gdzie wymagane jest jedynie ciągłe sterowanie prędkością, wystarczające są przekładnie tradycyjne z silnikiem pierwotnym spalinowym lub elektrycznym sterowane ręcznie, elektrycznie lub hydraulicznie. Ich wrażliwość na obciążenie oraz spadek sprawności objętościowej, skutkująca wahaniem prędkości silnika może stanowić wadę eliminującą ich zastosowanie w budowie bardziej złożonych układów, wymagających np. pozycjonowania lub synchronizacji prędkości.

---

\* Katedra Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej, slawekb@mrinh1.p.lodz.pl

\*\* Katedra Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej, andrzejk@mrinh1.p.lodz.pl

Aby uniezależnić prędkość silnika hydraulicznego, a tym samym członu wykonawczego maszyny od obciążenia, należy zaopatrzyć napęd w układ regulacji prędkości, czyniąc go tym samym niewrażliwym na zakłócenia.

Współczesne elektrohydrauliczne układy sterowania realizujące zmianę objętości jednostkowej pomp oraz silników hydraulicznych za pomocą sygnałów elektrycznych szczególnie nadają się do współpracy ze sterownikami programowalnymi i komputerami. Mogą być dzięki temu wykorzystane w budowie złożonych układów regulacji realizujących założone cele związane z podniesieniem cech eksploatacyjnych maszyn roboczych oraz ich automatyzacją.

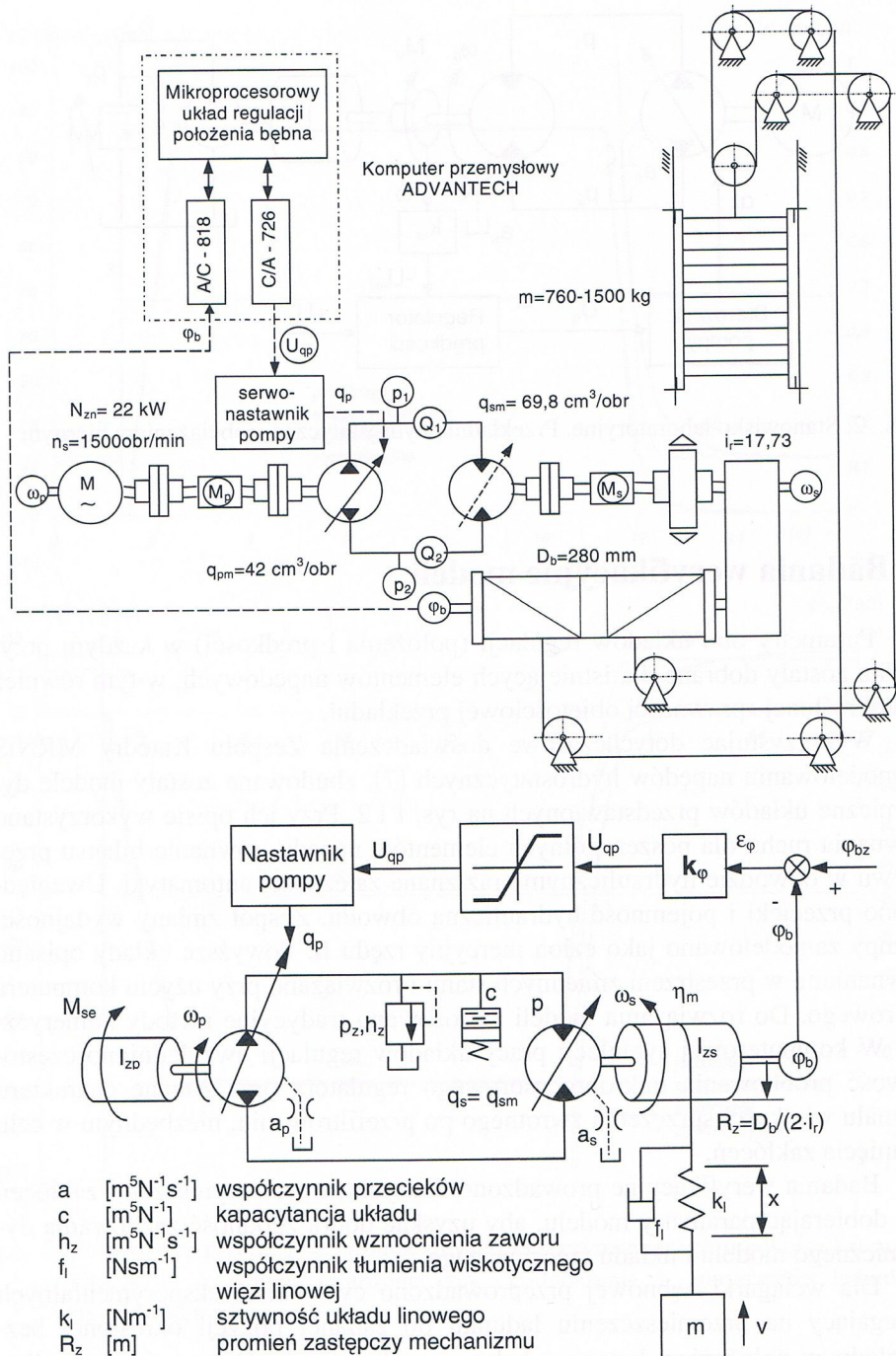
Z kolei wraz ze stopniem złożoności układów pojawiają się zagrożenia utraty stabilności. Dlatego ich zastosowanie powinno być poprzedzone rzetelnymi badaniami weryfikacyjnymi i symulacyjnymi w celu doboru odpowiednich zestawów parametrów i nastaw regulatorów zapewniających prawidłową pracę i odpowiedni zapas stabilności.

W trakcie eksploatacji przekładni hydrostatycznej zmniejsza się jednak jej sprawność objętościowa. Pojawia się pytanie: jaki to ma wpływ na pracę zastosowanych układów regulacji i czy ich parametry są dobre w całym zakresie dopuszczalnej zmiany sprawności objętościowej przekładni. Aby odpowiedzieć na te pytania, przeprowadzone zostały badania symulacyjne, zweryfikowane eksperymentalnie, modelu przekładni hydrostatycznej z dwoma rodzajami obciążenia: czynnym i biernym. W pierwszym przypadku badania przeprowadzono dla laboratoryjnej wciągarki bębnowej w drugim zaś, na stanowisku badawczym składającym się z przekładni hydrostatycznej obciążonej statycznie i dynamicznie.

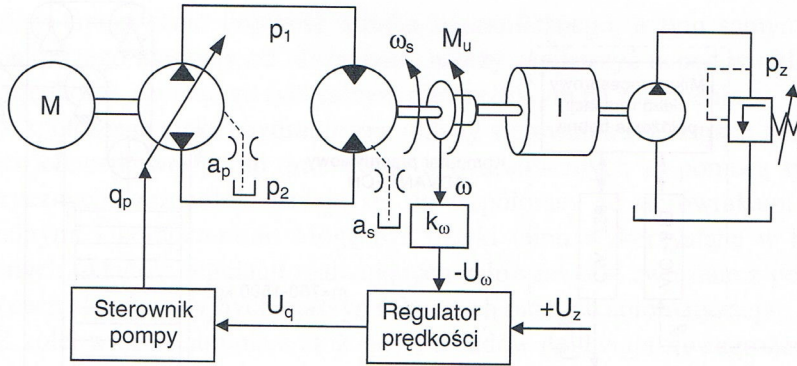
## 2. Stanowiska laboratoryjne

Schematy stanowisk laboratoryjnych przedstawiono na rys. 1 i 2.

Pierwsze stanowisko (rys. 1) – wciągarkę bębnową, wyposażono w układ regulacji położenia kąтового bębna [2, 4]. Drugie stanowisko laboratoryjne (rys.2) – posiada układ regulacji prędkości kątowej silnika hydrostatycznego [1].



Rys. 1. Wciągarka laboratoryjna: schemat budowy i model dynamiczny



Rys. 2. Stanowisko laboratoryjne. Przekładnia hydrostatyczna z obciążeniem biernym

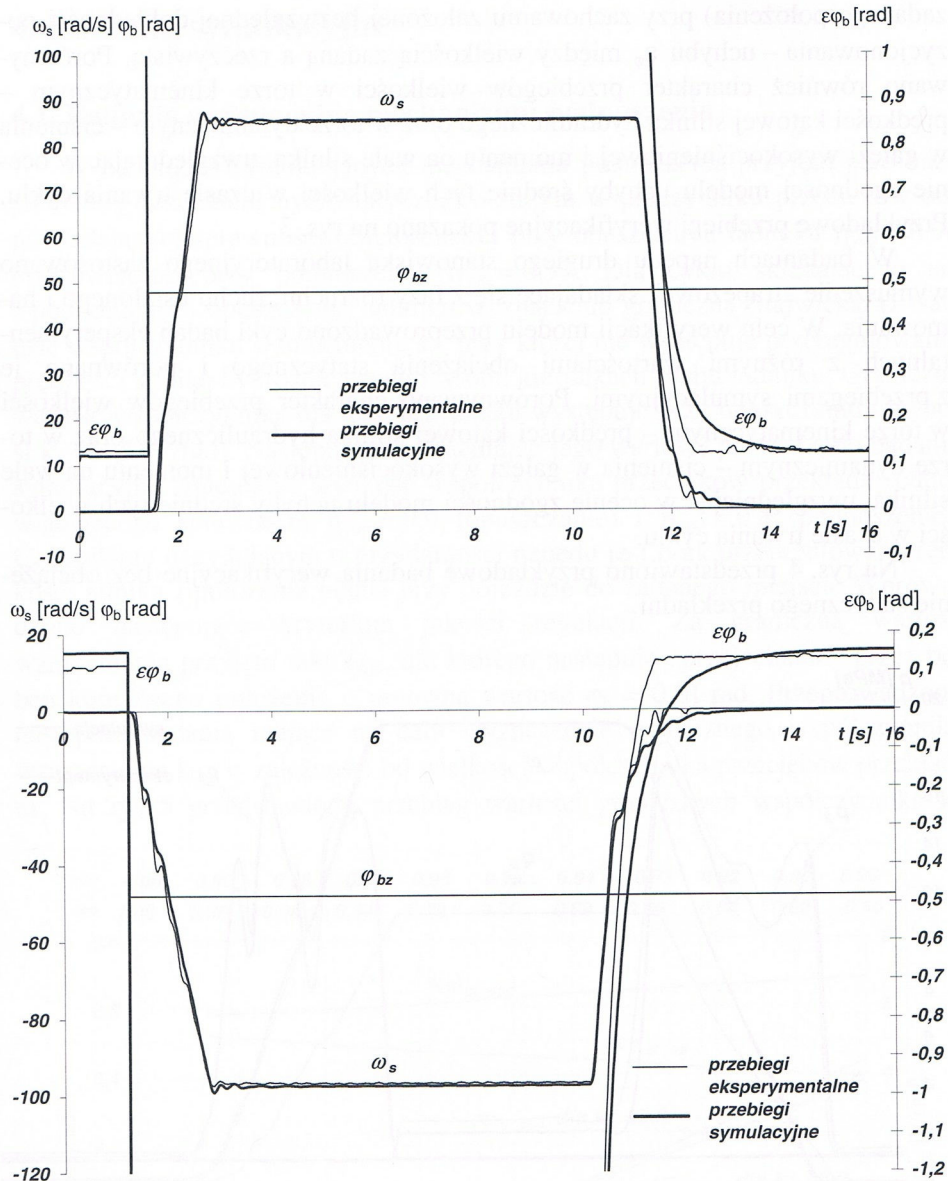
### 3. Badania weryfikacyjne modeli

Parametry obu układów regulacji (położenia i prędkości) w każdym przypadku zostały dobrane dla istniejących elementów napędowych, w tym również dla określonej sprawności objętościowej przekładni.

Wykorzystując dotychczasowe doświadczenia Zespołu Katedry MRNiS w modelowaniu napędów hydrostatycznych [7], zbudowane zostały modele dynamiczne układów przedstawionych na rys. 1 i 2. Przy ich opisie wykorzystano równania ruchu dla poszczególnych elementów napędu, równanie bilansu przepływu w odwodzie hydraulicznym oraz znane zależności automatyki. Uwzględniono przecieki i pojemność hydrauliczną obwodu. Zespół zmiany wydajności pompy zamodelowano jako człon inercyjny rzędu II. Powyższe układy opisano równaniami w przestrzeni zmiennych stanu i rozwiązano przy użyciu komputera cyfrowego. Do rozwiązania modeli zastosowano tradycyjne metody numeryczne. W komputerowej symulacji pracy układów regulacji uwzględniono częstotliwość próbkowania mikroprocesorowego regulatora oraz zmianę charakteru sygnału wielkości sprzężenia zwrotnego po przefiltrowaniu, niezbędnym w celu usunięcia zakłóceń.

Badania weryfikacyjne prowadzono dla tych samych wymuszeń i zakłóceń tak dobierając parametry modelu, aby uzyskać dobrą zgodność zachowania dynamicznego modelu i układu rzeczywistego.

Dla wciągarki bębnowej przeprowadzono cykl badań eksperymentalnych polegający na przemieszczeniu ładunku do zadanej pozycji określonej bezwzględnym położeniem kątowym bębna  $\varphi_{bz}$ . Zadawano różne poziomy prędkości w ruchu ustalonym oraz długości trasy przejazdu, zmieniano również masy podnoszonego obciążnika. Zarejestrowane i przetworzone wyniki posłużyły do weryfikacji modelu napędu.



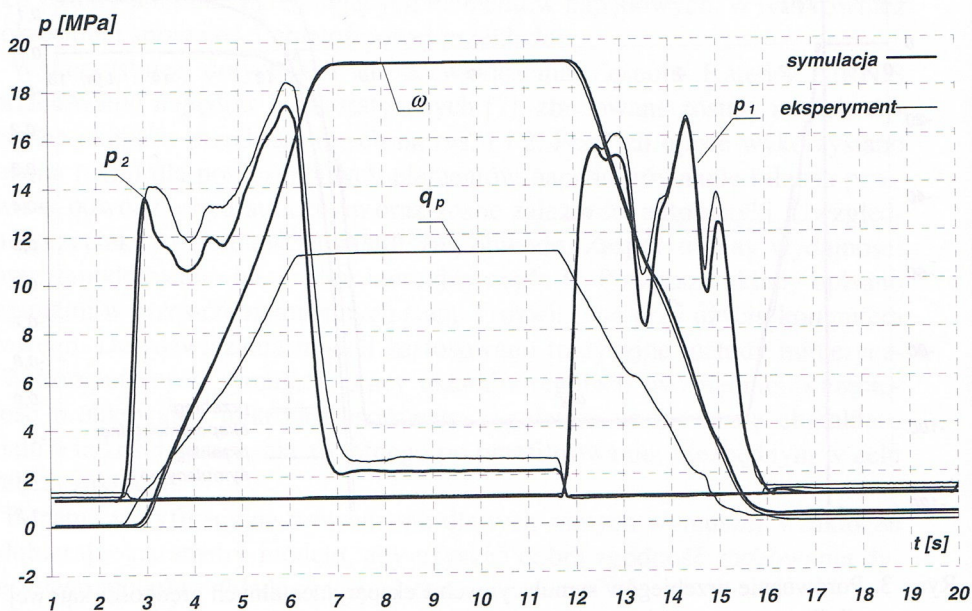
Rys. 3. Porównanie przebiegów symulacyjnych i eksperymentalnych prędkości kątowej silnika  $\omega_s$  i uchybu położenia  $\epsilon\varphi_b$ . Podnoszenie i opuszczanie ładunku  $m = 1500$  kg

Oceny zgodności przebiegów teoretycznych i eksperymentalnych dokonywano w oparciu o porównanie kilku parametrów. Istotnym parametrem z punktu widzenia zastosowanego układu jest czas trwania cyklu roboczego (dojazdu do

zadanego położenia) przy zachowaniu założonej bezwzględnej dokładności pozycjonowania – uchybu  $\varepsilon_\varphi$  między wielkością zadaną a rzeczywistą. Porównywano również charakter przebiegów wielkości w torze kinematycznym – prędkości kątowej silnika hydraulicznego oraz w torze dynamicznym – ciśnienia w gałęzi wysokociśnieniowej i momentu na wale silnika, uwzględniając w ocenie zgodności modelu uchyby średnie tych wielkości w czasie trwania cyklu. Przykładowe przebiegi weryfikacyjne pokazano na rys. 3.

W badaniach napędu drugiego stanowiska laboratoryjnego zastosowano wymuszenie „trapezowe” składające się z fazy rozruchu, ruchu ustalonego i hamowania. W celu weryfikacji modelu przeprowadzono cykl badań eksperymentalnych z różnymi wartościami obciążenia statycznego i porównano je z przebiegami symulacyjnymi. Porównywano charakter przebiegów wielkości w torze kinematycznym – prędkości kątowej silnika hydraulicznego oraz w torze dynamicznym – ciśnienia w gałęzi wysokociśnieniowej i momentu na wale silnika, uwzględniając w ocenie zgodności modelu uchyby średnie tych wielkości w czasie trwania cyklu.

Na rys. 4 przedstawiono przykładowe badania weryfikacyjne bez obciążenia statycznego przekładni.

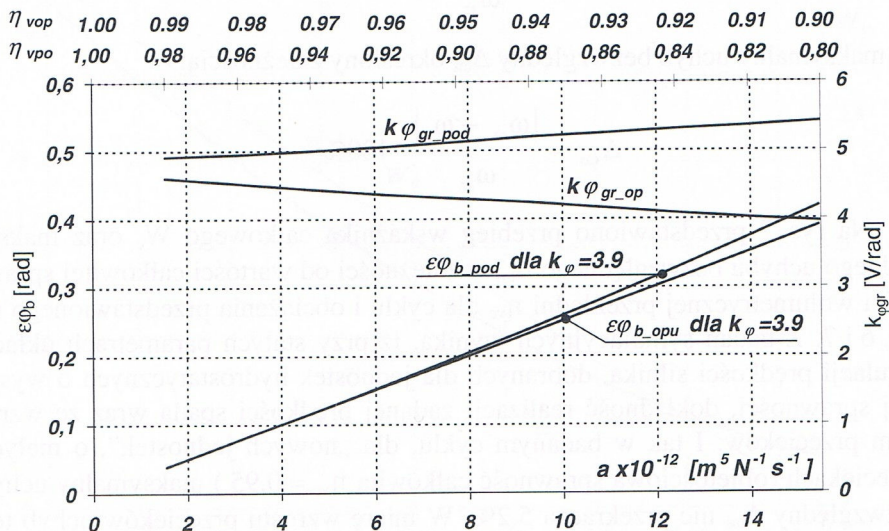


Rys. 4. Przykładowe badania weryfikacyjne przekładni hydrostatycznej

## 4. Badania symulacyjne

### 4.1. Badania symulacyjne mechanizmu podnoszenia

W badaniach symulacyjnych mechanizmu podnoszenia przyjęto jako bazę parametry przekładni hydrostatycznej o stałym współczynniku przecieków odpowiadającym sprawności objętościowej przy opuszczaniu ładunku  $\eta_{vop} = 0,98$  i odpowiednio przy podnoszeniu  $\eta_{vpo} = 0,97$ . Dla cyklu składającego się z podnoszenia i opuszczania ładunku wyznaczono graniczną (największą) wartość współczynnika wzmocnienia  $k_\varphi$ , przy której nie występuje przeregulowanie prędkości silnika hydrostatycznego w obu kierunkach ruchu ładunku. Graniczna wartość współczynnika dla tego przypadku występuje przy opuszczaniu i wynosi  $k_\varphi = 4,5$  [V/rad]. Następnie nie zmieniając jego wartości prowadzono badania symulacyjne zmieniając wielkość współczynnika przecieków przekładni odpowiadającego sprawności  $\eta_{vop} = 0,9$  (opuszczanie) i  $\eta_{vpo} = 0,8$  (podnoszenie). Czynnikiem decydującym o przydatności napędu jest brak przeregulowań prędkości silnika i położenia bębna przy dojeździe do zadanego miejsca. Wprowadzono następujące kryterium jakości regulacji. Za graniczną wartość wzmocnienia przyjęto taki  $k_{\varphi gr}$ , dla którego następuje „przejechanie” przez bęben końcowego położenia o umowną wartość  $\varphi_b = 0,01$  rad. Przeprowadzono następnie badania mające na celu wyznaczenie granicznego współczynnika wzmocnienia  $k_{\varphi gr}$  w zależności od wielkości współczynnika przecieków przekładni. Na rys. 5 przedstawiono przebieg wartości granicznych współczynnika  $k_\varphi$



Rys. 5. Badania symulacyjne. Wykres zmian granicznego współczynnika wzmocnienia  $k_\varphi$  i statycznego uchybu położenia bębna  $\varepsilon\varphi_b$  w funkcji przecieków w przekładni

w zależności od wartości współczynnika przecieków dla przypadku podnoszenia i opuszczania ładunku. Wynika z nich, że aby zapewnić właściwą pracę mechanizmu w całym zakresie założonych zmian sprawności objętościowej, współczynnik wzmocnienia  $k_\phi$  nie powinien być większy niż 3,9 [V/rad]. Na rys. 5 przedstawiono dla stałej wartości współczynnika wzmocnienia  $k_\phi = 3,9$  [V/rad] przebieg statycznego uchybu bezwzględnego położenia bębna  $\varepsilon_\phi$  w zależności od wartości współczynnika przecieków.

## 4.2. Badania symulacyjne przekładni hydrostatycznej z obciążeniem biernym

Badania symulacyjne przeprowadzono dla wymuszenia „trapezowego” składającego się z fazy rozruchu, ruchu ustalonego i hamowania, zastosowano obciążenie statyczne, które w trakcie ruchu ustalonego przyjmuje początkowo wartość zero, następnie cyklicznie zmienia się skokowo od wartości  $M_{umax}$  do  $M_{umin}$ . Zilustrowano to graficznie na rys. 6.

Do oceny jakości regulacji prędkości silnika określono:

- wskaźnik całkowity  $W_c$  ISE (Integral Squared Value of Error – całka kwadratu uchybu) określony zależnością (oznaczenia jak na rys. 6):

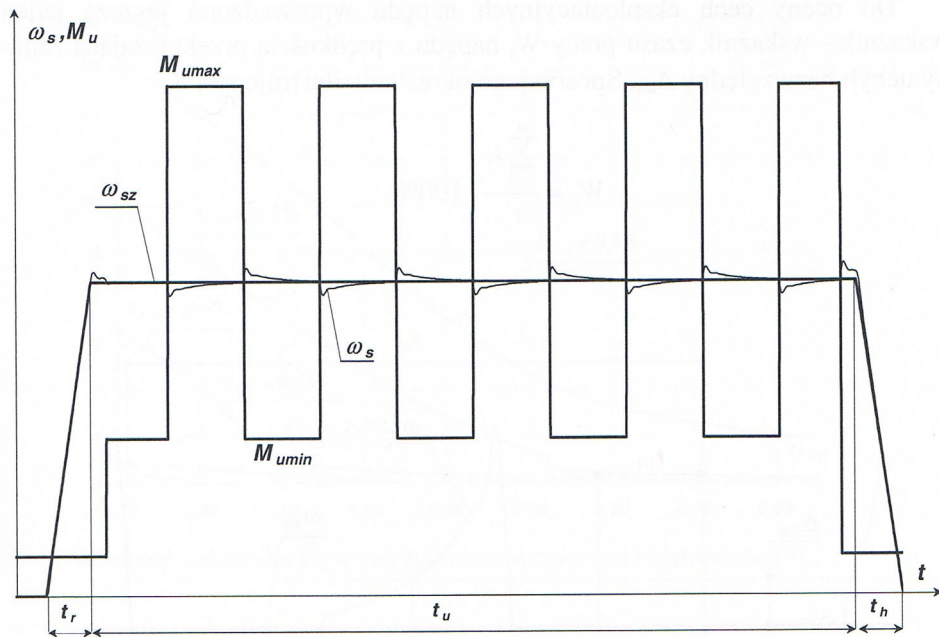
$$W_c = \frac{\sqrt{\int_0^{t_u} (\omega_{sz} - \omega_s)^2 dt}}{\omega_{sz}} \cdot 100\%$$

- maksymalny uchyb bezwzględny  $\Delta_{os}$  określony zależnością:

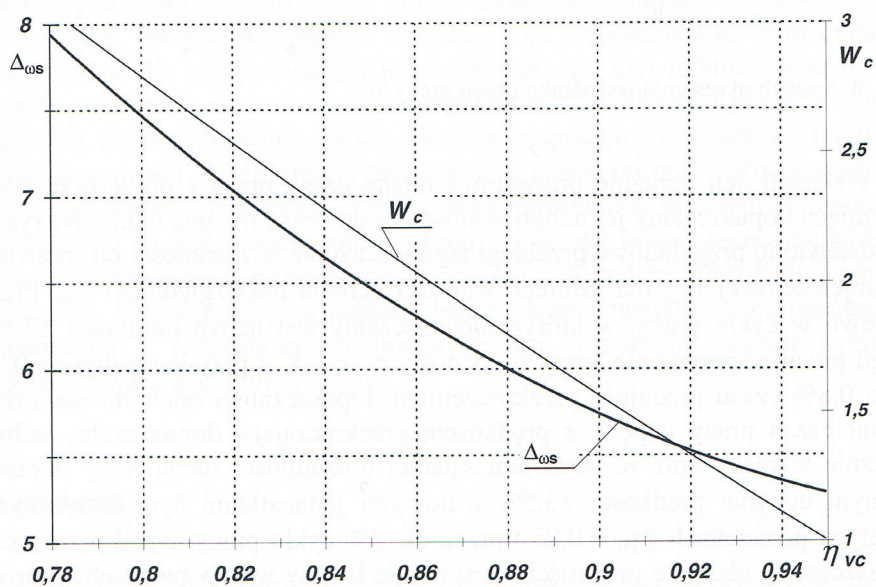
$$\Delta_{os} = \frac{|\omega_{sz} - \omega_s|}{\omega_{sz}} \cdot 100\%$$

Na rys. 7 przedstawiono przebieg wskaźnika całkowitego  $W_c$  oraz maksymalnego uchybu bezwzględnego  $\Delta_{os}$  w zależności od wartości całkowitej sprawności wolumetrycznej przekładni  $\eta_{vc}$  dla cyklu i obciążenia przedstawionego na rys. 6 i 7. Z badań symulacyjnych wynika, iż przy stałych parametrach układu regulacji prędkości silnika, dobranych dla jednostek hydrostatycznych o wysokiej sprawności, dokładność realizacji zadanej prędkości spada wraz ze wzrostem przecieków. I tak w badanym cyklu, dla „nowych jednostek”, o małych przeciekach (objętościowa sprawność całkowita  $\eta_{vc} = 0,95$ ) maksymalny uchyb bezwzględny  $\Delta_{os}$  nie przekracza 5,2%. W miarę wzrostu przecieków uchyb ten znacznie wzrasta osiągając wartość prawie 8% przy sprawności objętościowej  $\eta_{vc} = 0,78$ . Rośnie również trzykrotnie wartość wskaźnika całkowitego  $W_c$  w badanym cyklu.





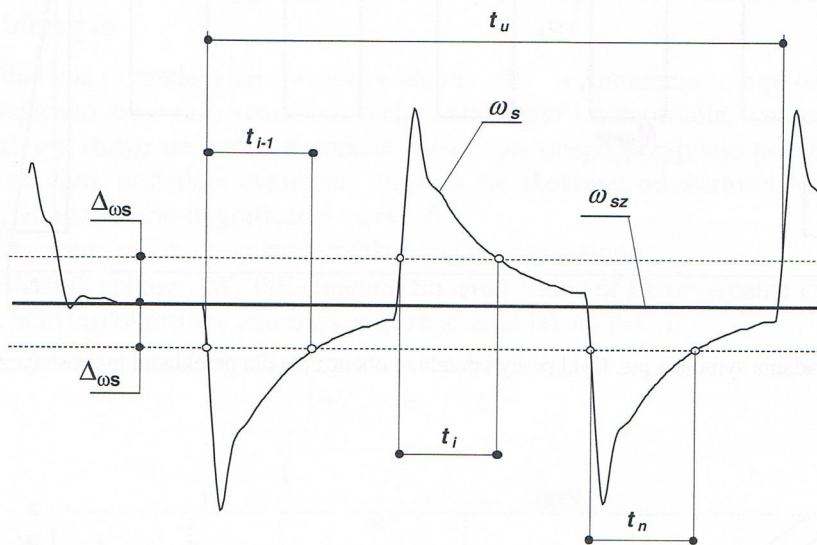
Rys. 6. Badania symulacyjne. Cykl pracy i przebieg obciążenia dla przekładni hydrostatycznej



Rys. 7. Przebieg wskaźnika całkowitego  $W_c$  oraz uchybu bezwzględnego  $\Delta\omega_s$  w zależności od wartości całkowitej sprawności wolumetrycznej przekładni  $\eta_{vc}$

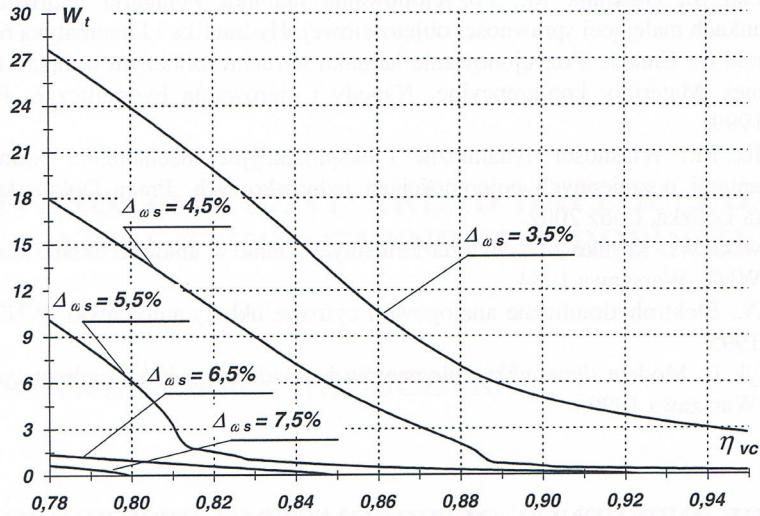
Do oceny cech eksploatacyjnych napędu wprowadzono jeszcze jeden wskaźnik – wskaźnik czasu pracy  $W_t$  napędu z prędkością przekraczającą zadany uchyb bezwzględny  $\Delta\omega_s$ . Sposób jego określania ilustruje rys. 8.

$$W_t = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{t_u} \cdot 100\%$$



Rys. 8. Sposób określania wskaźnika czasu pracy  $W_t$

Wskaźnik ten obrazuje procentowy udział czasu pracy z prędkością przekraczającą dopuszczalną jej uchyb w stosunku do czasu trwania cyklu. Na rys. 9 przedstawiono przykładowe przebiegi tego wskaźnika w zależności od sprawności objętościowej  $\eta_{vc}$ , dla czterech wartości uchybu bezwzględnego  $\Delta\omega_s$ . Przykładowo w cyklu pracy, w którym dopuszczalny jest uchyb prędkości  $\pm 7,5\%$  napęd pracuje „poprawnie” przy sprawności  $\eta_{vc} = 0,8$ , a przy jej spadku do 0,78 tylko 0,8% czasu pracuje z przekroczeniem dopuszczalnej odchyłki prędkości. Udział czasu pracy napędu z prędkością przekraczającą dopuszczalny uchyb znacznie wzrasta wraz ze wzrostem żądanej dokładności ruchu. Przy dopuszczalnym uchybie prędkości  $\pm 3,5\%$  z nowymi jednostkami hydrostatycznymi o małych przeciekach ( $\eta_{vc} = 0,95$ ) przez ok. 3% cyklu pracy napęd przekracza dopuszczalną odchyłkę prędkości. Oczywiście istotny wpływ na przebieg prędkości silnika hydraulicznego ma charakter zakłóceń wywołanych zmianą obciążenia w trakcie pracy napędu.



Rys. 9. Przebiegi wskaźnika  $W_t$  w zależności od sprawności objętościowej  $\eta_{vc}$

## 5. Podsumowanie

Zwiększające się przecieki w czasie eksploatacji przekładni hydrostatycznej zastosowanej do opisanych napędów wpływają w istotny sposób na realizację regulacji położenia oraz prędkości silnika hydrostatycznego. Dodatkowo przy niezmiennych parametrach układu regulacji (np. współczynniki wzmocnienia  $k_\varphi$ ,  $k_\omega$  dobrane dla układu o sprawności nominalnej z niewielkim zapasem stabilności) występują niepożądane przeregulowania prędkości kątowej silnika. Skłania to do poszukiwania takich układów regulacji, które uwzględniałyby zmianę sprawności objętościowej przekładni w czasie jej pracy. Rozwiązaniem mógłby być układ adaptacyjny, z pośrednim określeniem poziomu sprawności objętościowej na podstawie pomiaru obrotów i wysterowania jednostek hydrostatycznych. Prace takie prowadzone są obecnie w Katedrze MRNiS Politechniki Łódzkiej. Przewidujemy wykonanie badań eksperymentalnych na opisanych stanowiskach z jednostkami hydrostatycznymi o różnym stopniu zużycia i w różnych warunkach pracy.

## Literatura

1. Bednarski S., Cink J., Gozdalik M., Kosucki A.: Badania symulacyjne i eksperymentalne przekładni hydrostatycznej z regulatorem prędkości. Materiały konferencyjne. Transhydro 2001.

2. Bednarski S., Gozdalik M., Pozycjonowanie ładunku wciągarki hydrostatycznej w warunkach malejącej sprawności objętościowej. *Hydraulika i Pneumatyka* 6/2002.
3. Bednarski S., Cink J.: Pozycjonowanie ładunku w ruchu roboczym wciągarki hydrostatycznej. *Materiały konferencyjne: Napędy i sterowania hydrauliczne, Polanica Zdrój* 1999.
4. Gozdalik M.: Własności dynamiczne i eksploatacyjne mechanizmu podnoszenia z elementami o zmiennych pojemnościach jednostkowych. *Praca Doktorska, Politechnika Łódzka, Łódź* 2002.
5. Pełczewski W., Krynke M.: *Metoda zmiennych stanu w analizie układów napędowych*. WNT, Warszawa 1984.
6. Pizoń A.: *Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki*. WNT, Warszawa 1995.
7. Tomczyk J.: *Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych*. WNT, Warszawa 1999.

## **THE INFLUENCE OF VOLUMETRIC EFFICIENCY OF HYDROSTATIC DRIVE TO THE SPEED AND POSITION CONTROL SYSTEM**

### **Summary**

Hydrostatic drives are sensitive to decreasing of volumetric efficiency. In effect of this the hydrostatic motor angular velocity decreases. In the paper the experimentally verified simulation tests of hydrostatic drive with motor speed and position control with different leaks are presented.