

# Zajęcia laboratoryjne

## *Napęd Hydrauliczny*

### **Instrukcja do ćwiczenia nr 12**

#### **Sterowanie objętościowe napędów hydrostatycznych przy zastosowaniu pompy z regulatorem działającym wg zasady stałej mocy**

Opracowanie: P. Osiński, E. Palczak, M. Stosiak, K. Towarnicki

## Wstęp teoretyczny

W hydraulicznych układach napędowych sterowanie prędkością ruchu organu roboczego zrealizować można w dwojaki sposób: poprzez zmianę wydajności pompy zasilającej układ (ewentualnie zmianę chłonności silnika) lub poprzez zmianę oporów przepływu cieczy w instalacji połączonej z odprowadzaniem cieczy dostarczanej do układu cieczy do zbiornika.

Pierwszy z tych sposobów nazywa się sterowaniem objętościowym, drugi zaś – sterowaniem dławieniowym.

Podstawowym elementem układów ze sterowaniem objętościowym jest generator o zmiennej wydajności (np. pompa wielotłokowa osiowa). Jest on co najmniej pięciokrotnie droższy i trzykrotnie cięższy od generatora stałej wydajności (np. pompy zębatej), emituje również znacznie wyższy, w porównaniu z pompą zębatą, poziom hałasów. Z drugiej jednak strony, w przypadku regulacji objętościowej, generator przekazuje tylko taką moc, jakiej aktualnie wymaga silnik (siłownik) przez niego zasilany – nie występują więc tutaj straty związane ze strukturą układu, tak jak to ma miejsce w układach ze sterowaniem dławieniowym.

Zmiana wydajności generatora może odbywać się wskutek interwencji człowieka i zgodnie z jego zamierzeniem – mamy wówczas do czynienia ze sterowaniem, a urządzenia służące do zmiany wydajności zwane są sterownikami. Gdy zmiana wydajności odbywa się automatycznie w ten sposób, aby utrzymać żądany parametr na zadanym poziomie – mówimy o regulacji, a urządzenia służące do tego celu są regulatorami.

W hydraulicznych układach napędowych spotyka się trzy typy regulatorów:

1. Regulatory utrzymujące stałą wydajność pompy ( $Q=\text{const}$ ). Stosuje się je zazwyczaj tam, gdzie pompa współpracuje z silnikiem zmieniającym obroty wraz z obciążeniem (np. silnik spalinowy). Aby uniknąć zmiany wydajności generatora wywołanej zmianą obrotów silnika stosuje się regulatory, które dostosowują nastawę pompy  $\varepsilon$  do aktualnej liczby obrotów tak, aby zawsze spełniona była równość  $Q=\text{const}$ .
2. Regulatory utrzymujące stałe ciśnienie ( $p=\text{const}$ ). Praca tych urządzeń polega na ciągłym dostosowaniu wydajności pompy do poboru cieczy przez układ tak, aby ciśnienie w układzie pozostawało stałe, np. zmniejszenie poboru cieczy przez układ powodujące wzrost ciśnienia pociąga za sobą zmniejszenie wydajności pompy aż do wartości minimalnej potrzebnej, w skrajnym przypadku, tylko do uzupełnienia przecieków. W ten sposób ciśnienie utrzymywane jest na stałym poziomie. Istnieje również możliwość uzyskania takiego samego efektu poprzez zastosowanie zaworu przelewowego, co jednak związane jest ze znacznymi stratami mocy.
3. Regulatory utrzymujące stałą moc wyjściową pompy ( $N=\text{const}$ ). Zadaniem tych urządzeń jest taka regulacja wydajności generatora aby moc przez niego przekazywana do układu, równa iloczynowi ciśnienia i wydajności pompy, była stała niezależnie od aktualnie panującego w układzie ciśnienia (przy stałych obrotach pompy). Oznacza to również, że moc potrzebna do napędu pompy jest również stała pod warunkiem jednak,

iż sprawność pompy jest niezmienna (w praktyce takie założenie jest bliskie prawdy w zakresie ciśnień użytecznych).

Zastosowanie takiego regulatora jest bardzo korzystne wówczas gdy pompa napędzana jest silnikiem spalinowym: regulator taki, zapewniając pobór przez pompę zawsze stałej mocy, powoduje, iż silnik spalinowy pracuje w jednym, najkorzystniejszym punkcie charakterystyki, przy stałych obrotach, co wiąże się z minimalnym zużyciem paliwa i samego silnika. Układy takie stosowane są często między innymi w maszynach roboczych ciężkich.

Stała moc na wejściu do układu hydraulicznego oznacza, że i na wyjściu z tego układu, a więc na elemencie roboczym maszyny (łyżka koparki, hak narzędzia dźwigowego itp.) moc będzie również miała wartość stałą niezależnie od obciążeń zewnętrznych (przy założeniu niezmiennego sprawności układu). Oznacza to dalej, że prędkość elementu roboczego będzie samoczynnie regulowana tak, aby iloczyn jej i obciążenia zewnętrznego był zawsze stały, czyli przy małych obciążeniach – prędkość ruchu elementu będzie duża i odwrotnie, przy dużych obciążeniach – prędkość będzie mała. Tak więc, w przypadku wciągarki, mały ciężar podnoszony będzie z dużą prędkością, zaś duży ciężar (przy którym istnieje niebezpieczeństwo dużych obciążeń dynamicznych konstrukcji) – z małą prędkością; samojezdna maszyna robocza o hydrostatycznym napędzie jazdy będzie w trudnym terenie (duże opory jazdy) poruszała się wolno, po wjechaniu natomiast na teren utwardzony (małe opory jazdy) – samoczynnie przyspieszy. Takie rozwiązanie napędu pozwala wyeliminować skrzynię biegów, która spełnia funkcję dostosowania prędkości ruchu do oporów jazdy w sposób stopniowy, a przez to niedokładny.

Moc hydrauliczna generatora przekazywana do układu wyraża się zależnością

$$N_g = Q_t \times \Delta p \times \eta = \varepsilon \times q \times n \times \Delta p \times \eta$$

gdzie:

$Q_t$  – wydajność teoretyczna pompy

$q$  – wydajność właściwa pompy

$n$  – obroty

$\Delta p$  – różnica ciśnień na tłoczeniu i ssaniu pompy

$\varepsilon$  - parametr nastawy wydajności pompy

$\eta$  – sprawność całkowita pompy

Sprawność całkowita pompy:

$$\eta = \eta_v \times \eta_{hm}$$

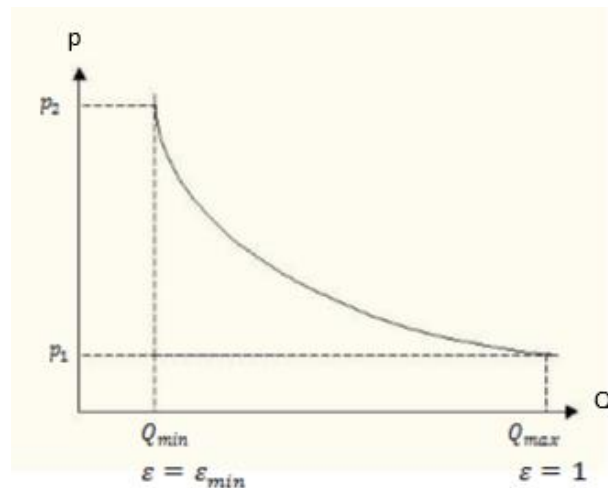
gdzie:

$\eta_v$  – sprawność objętościowa pompy,

$\eta_{hm}$  - sprawność hydrauliczno-mechaniczna pompy.

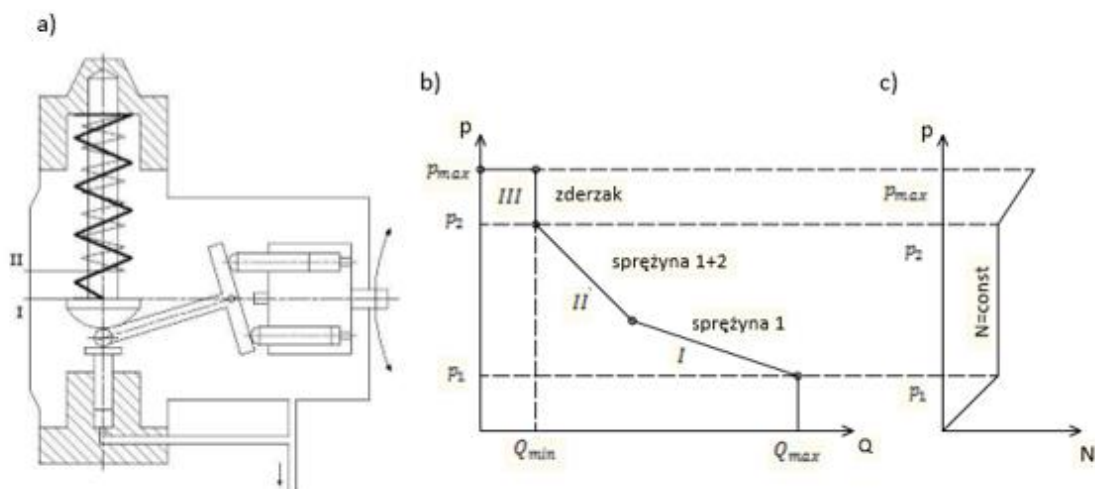
Przy założeniu niezmienności obrotów  $n$  i sprawności  $\eta$  pompy jej moc hydrauliczna zależna jest od ciśnienia ( $\Delta p$ ) oraz nastawy  $\varepsilon$ , od której zależy wydajność. Ciśnienie pracy pompy, które jest funkcją zmieniającego się losowo obciążenia, może być traktowane jako zmienna niezależna. Aby więc zachować  $N_g = \text{const}$  nastawy pompy  $\varepsilon$  musi zmieniać się wraz ze zmianą ciśnienia tak, aby zachować hiperboliczną zależność wydajności względem ciśnienia (rys.1):

$$Q = \frac{\text{const}}{p}$$



Rys. 1. Hiperboliczna zależność pomiędzy ciśnieniem i wydajnością pompy zapewniająca stałą moc pompy ( $N_p = p \times Q = \text{const}$ );  $p_1 - p_2$  - zakres działania regulacji

Zmianę taką realizuje regulator działający wg zasady stałej mocy sprzęgnięty z pompą o zmiennej wydajności. Zasadę działania takiego regulatora sprzęgniętego z pompą wielotłoczkową osiową podaje rys.2a.



Rys. 2. Zasada działania regulatora stałej mocy:

- a) schemat konstrukcyjny
- b) zależność  $p - Q$

### c) zależność $p - N$

Na dźwignię połączoną z tarczą wychylną pompy wpływa: z jednej strony tłoczek siłownika poddanego działaniu ciśnienia tłoczenia pompy, z drugiej zaś – zespół sprężyn (zazwyczaj dwóch lub trzech) o różnych długościach.

W zakresie ciśnień  $0 - p_1$  (rys.2b) siła wywierana przez tłoczek jest zbyt mała do pokonania oporu najdłuższej ze sprężyn – tarcza wychylna nie zmienia swego położenia, więc pompa ustawiona jest w zakresie maksymalnej wydajności. W zakresie ciśnień użytecznych  $p_1 - p_2$  tłoczek, pokonując opór kolejno włączających się do pracy sprężyn i przesuwał się ku górze, zmniejsza wychylenie tarczy powodując zmniejszenie się wydajności. Włączenie się do pracy następnej sprężyny (oznaczone cyframi rzymskimi na rys.2) zmienia sztywność całego pakietu, a więc zmienia pochylenie charakterystyki  $p - Q$  (rys.2b). Po całkowitym ugięciu pakietu sprężyn tłoczek działający na dźwignię tarczy wychylnej utrzymywany jest w stałym położeniu przez ograniczniki konstrukcyjne (zderzaki), dzięki czemu wydajność pompy zostaje ustalona na minimalnym niezbędnym poziomie. W ten sposób idealna charakterystyka hiperboliczna z rys.1 zastępowana jest krzywą łamaną, której poszczególne odcinki w zakresie niższych ciśnień odpowiadają pracy kolejnych sprężyn, a ostatni pionowy odcinek (odwzorowujący najbardziej stromą część paraboli) – działaniu zderzaków. Włączenie się zaworu bezpieczeństwa „urywa” charakterystykę przy ciśnieniu  $P_{max}$  (rys.2b).

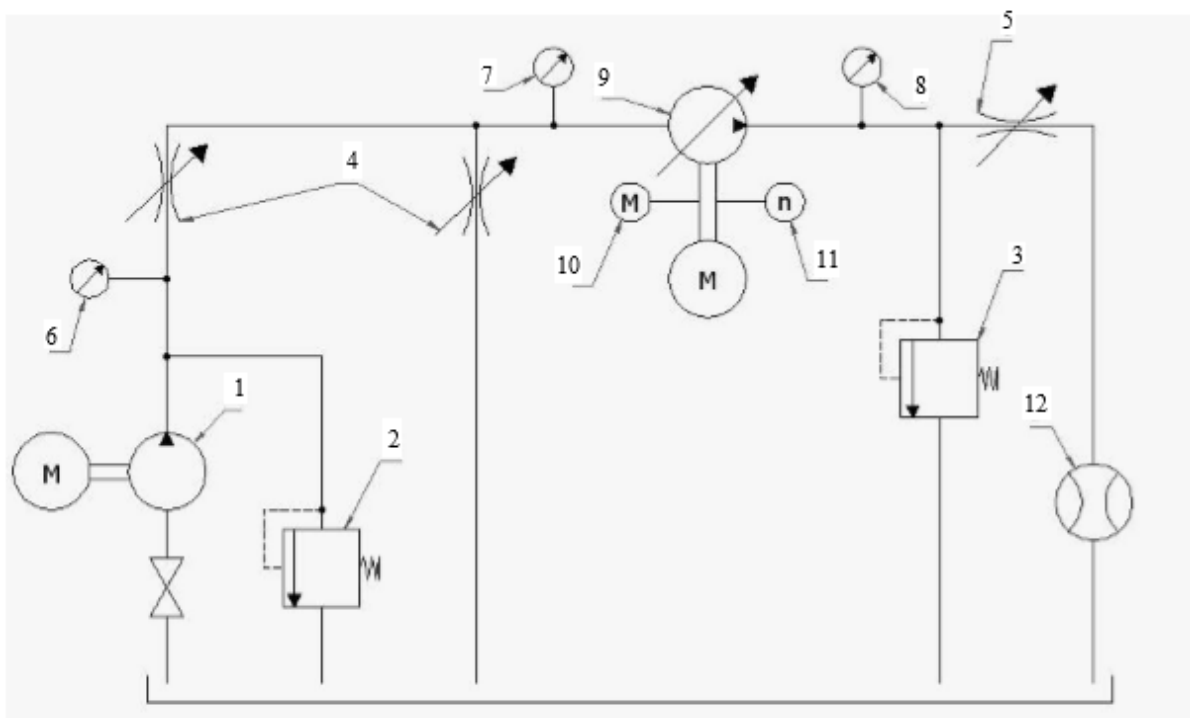
Wykres mocy odpowiadający charakterystyce z rys.2b przedstawiony jest na rys.2c. W zakresie ciśnień użytecznych  $p_1 - p_2$  moc pompy pozostaje stała.

## Cel ćwiczenia

Celem niniejszego ćwiczenia jest zapoznanie się z zasadą regulacji objętościowej wg zasady stałej mocy oraz z budową i działaniem regulatora sprzęgniętego z pompą wielotłoczkową osiową. Ćwiczenie obejmuje pomiar oraz wykreślenie charakterystyk  $Q=f(p)$ ;  $N=f(p)$  oraz  $\eta=f(p)$  dla pompy z regulatorem stałej mocy.

## Przebieg ćwiczenia

Schemat układu pomiarowego przedstawiony jest na rys.3.



Rys. 3. Schemat układu pomiarowego: 1 – pompa doładowująca, 2,3 – zawory bezpieczeństwa, 4,5 – zawory dławiące, 6,7,8 – manometry, 9 – pompa wielotłoczkowa osiowa z regulatorem stałej mocy, 10 – momentomierz, 11 – obrotomierz, 12 - przepływomierz turbinowy

Pompa doładowująca 1 ma za zadanie zapobiec niebezpieczeństwu kawitacji w przewodzie ssawnym pompy badanej 9. Zawory dławiące 4 służą do ustawienia ciśnienia na ssaniu pompy badanej, które podczas pomiarów powinno być utrzymywane w zakresie 0,15-0,2 MPa (odczyt na manometrze 7). Pomiary należy przeprowadzić dwukrotnie: dla 1000 i 1400 obr/min. Po ustawieniu obrotów należy zmieniać ciśnienie tłoczenia badanej pompy przy pomocy zaworu dławiącego 5 od 0 do 20 MPa co 2 MPa odczytując za każdym razem wydatek pompy na przepływomierzu 12 oraz moment na wale pompy momentomierzu 10.

## Wytyczne do sprawozdania

W sprawozdaniu powinien znaleźć się krótki opis montowanego na zajęciach układu hydrostatycznego. Dla układu z rysunku 13 należy sporządzić wykresy zależności:  $Q=f(\Delta p)$ ,  $N_1=f(\Delta p)$ ,  $N_g=f(\Delta p)$  i  $\eta=f(\Delta p)$ . Sprawozdanie należy zakończyć interpretacją wyników oraz wnioskami.

W tabeli pomiarowej powinny się znaleźć dla każdego punktu pomiarowego następujące wielkości:

- Ciśnienie na ssaniu  $p_s$  [MPa] odczytane z manometru - 7
- Ciśnienie na tłoczeniu  $p_t$  [MPa] odczytane z manometru - 8
- Różnica ciśnień  $\Delta p$  [MPa] na tłoczeniu i ssaniu pompy ze wzoru:  $\Delta p = p_t - p_s$

- d) Przepływ  $V[\text{dm}^3]$  przez przepływomierz turbinowy odczytany z przepływomierza turbinowego - 12
- e) Czas  $t[\text{s}]$  mierzenia przepływu
- f) Natężenie przepływu  $Q[\text{dm}^3/\text{s}]$  liczone ze wzoru:  $Q=V/t[\text{dm}^3/\text{s}]$
- g) Moc hydrauliczna generatora  $N_g[\text{kW}]$  liczoną ze wzoru:  $N_g = Q \times \Delta p$
- h) Moment na wale silnika  $M[\text{Nm}]$  odczytany z momentomierza - 10
- i) Prędkość obrotowa silnika  $n[\text{obr}/\text{min}]$  odczytana z obrotomierza -11
- j) Moc od silnika  $N_1 [\text{kW}]$  liczona ze wzoru:  $N_1 = \frac{\pi}{30} \times M \times n$
- k) Sprawność pompy z regulatorem stałej mocy podawana w procentach liczona ze wzoru:  $\eta = \frac{N_g}{N_1} * 100\%$

Lp.	$p_s$ [MPa ]	$p_t$ [MPa ]	$\Delta p$ [MPa ]	$V$ [dm <sup>3</sup> ]	$t$ [s ]	$Q$ [dm <sup>3</sup> /s ]	$N_g$ [kW ]	$M$ [Nm ]	$n$ [obr/min ]	$N_1$ [kW ]	$\eta$ [% ]

Uwaga!!!

Wszystkie obliczenia powinny być wykonywane po sprowadzeniu jednostek do układu SI.