

**Bogdan ZASTEMPOWSKI**

e-mail: zastempowski@interia.pl

Zakład Inżynierii Produkcji, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Bydgoszcz

**Wpływ struktury układu hydraulicznego na jego sprawność****Wprowadzenie**

Sprawność jest jedną z najważniejszych miar opisujących właściwości eksploatacyjne układów napędowych.

Podstawową grupę układów hydrostatycznych stanowią układy sterowania prędkością. Duża różnorodność układów sterowania prędkością silników hydraulicznych jest jedną z przyczyn szerokiego rozpowszechnienia się tego napędu.

Stosowane są dwa rodzaje sterowań prędkością silników hydraulicznych [1, 2]:

- sterowanie objętościowe (przekładnie hydrostatyczne),
- sterowanie dławieniowe.

W układach objętościowych zmianę prędkości uzyskuje się przez odpowiednią nastawę wydajności pompy i chłonności silnika. Układy te charakteryzują się wysoką sprawnością dochodzącą do  $\eta = 0,75$ .

W układach dławieniowych do sterowania prędkością stosuje się:

- zawory dławiące, uzyskując podatną charakterystykę napędową,
- regulatory przepływu, uzyskując sztywną charakterystykę napędową.

Przy sztywnej charakterystyce napędowej prędkość jest stała w funkcji obciążenia. Natomiast w układach z charakterystyką podatną prędkość zmienia się (maleje) w funkcji obciążenia.

Układy sterowania dławieniowego charakteryzują się dużo mniejszą sprawnością niż przekładnie hydrostatyczne. Pomimo to są powszechnie stosowane z uwagi na następujące zalety:

- możliwość uzyskania małych stabilnych prędkości,
- niższy koszt układu niż przy sterowaniu objętościowym.

Wybór optymalnego układu hydraulicznego wymaga, na etapie projektowania, przeanalizowania następujących zagadnień:

- dobór właściwej struktury układu. Ważne jest to w przypadku układów sterowania dławieniowego oraz stanowi główny temat tej pracy,

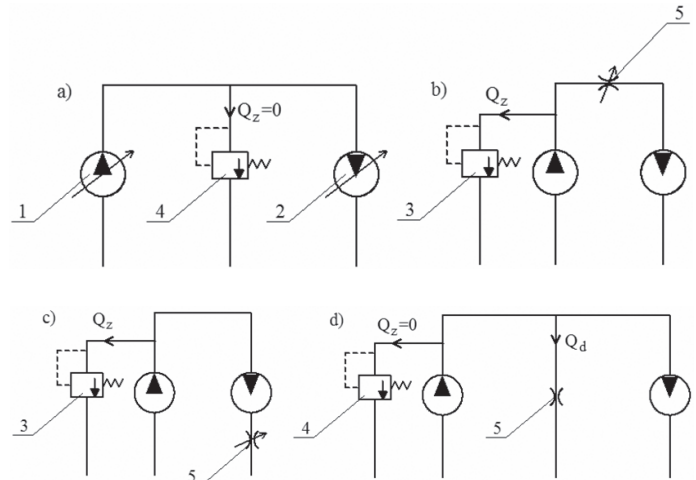
- odpowiednie zaprojektowanie instalacji hydraulicznej:

- optymalny dobór średnicy przewodów,
- minimalizacja długości przewodów,
- możliwie prosty kształt instalacji,
- właściwie zaprojektowany przewód ssący pompy,
- dobór cieczy roboczej o optymalnej lepkości. Szczególnie ważne to jest w układach wolnobieżnych, gdy w instalacji hydraulicznej występuje przepływ laminarny. Najczęściej, z uwagi na złożoność tego zagadnienia, wybór cieczy dokonuje się eksperymentalnie po zbudowaniu układu hydraulicznego. W pracy [3] wskazano na możliwość określenia optymalnej lepkości cieczy roboczej na etapie projektowania,
- wybór pompy i silnika hydraulicznego o dużej sprawności.

**Sprawność układów hydrostatycznych**

Na rys. 1 przedstawiono ważniejsze układy sterowania prędkością. Szczególnie duża różnorodność charakteryzuje układy sterowania dławieniowego [1, 2]. Elementy dławiące (zawory dławiące lub regulatory przepływu) mogą być usytuowane:

- szeregowo:
  - na dopływie do silnika (Rys. 1b),
  - na odpływie z silnika (Rys. 1c),
- równolegle (na odgałęzieniu (Rys. 1d)).



Rys. 1. Układy sterowania prędkością [1, 2]: a) sterowanie objętościowe, b) sterowanie dławieniowe na dopływie, c) sterowanie dławieniowe na odpływie, d) sterowanie dławieniowe na odgałęzieniu; 1 – pompa, 2 – silnik, 3 – zawór przelewowy, 4 – zawór bezpieczeństwa, 5 – zawór dławiący

Sprawność  $\eta$  układu napędowego może być opisana następującymi zależnościami:

- w ruchu obrotowym

$$\eta = \frac{M_s \omega_s}{M_p \omega_p} \quad (1)$$

- w ruchu postępowym

$$\eta = \frac{Fv}{M_p \omega_p} \quad (2)$$

gdzie:

- $F$  – siła na tłoczysku siłownika,
- $M_p$  – moment obrotowy na wale pompy,
- $M_s$  – moment obrotowy na wale silnika,
- $v$  – prędkość siłownika,
- $\omega_p$  – prędkość kątowa pompy,
- $\omega_s$  – prędkość kątowa silnika.

Dla układów hydrostatycznych z rys. 1a,b,d zależność (1) można rozwinąć następująco:

$$\eta = \frac{Q_p p_p}{M_p \omega_p} \frac{Q_s p_s}{Q_p p_p} \frac{M_s \omega_s}{Q_s p_s} \quad (3)$$

gdzie:

- $Q_p$  – natężenie przepływu na wyjściu z pompy (wydajność pompy),
- $p_p$  – ciśnienie na wyjściu z pompy,
- $Q_s$  – natężenie przepływu na wejściu do silnika,
- $p_s$  – ciśnienie na wejściu do silnika.

Poszczególne ilorazy opisują szczegółowe sprawności układu:

$$\eta = \eta_p \eta_i \eta_s \quad (4)$$

gdzie:

- $\eta_p$  – sprawność pompy,
- $\eta_i$  – sprawność instalacji hydraulicznej,
- $\eta_s$  – sprawność silnika.

W układach sterowania objętościowego (Rys. 1a) mamy:

$$Q_s = Q_p \quad p_s = p_p - \Delta p \quad (5)$$

Sprawność instalacji upraszcza się więc do postaci:

$$\eta_i = \left(1 - \frac{\Delta p}{p_v}\right) \quad (6)$$

gdzie:

$\Delta p$  – spadek ciśnienia na odcinku od pompy do silnika.

W układzie sterowania dławieniowego na dopływie (Rys. 1b) mamy:

$$Q_s = Q_p - Q_z, \quad p_s = p_p - \Delta p - \Delta p_d \quad (7)$$

gdzie:

$Q_z$  – natężenie przepływu cieczy do zbiornika (strata energetyczna) przez zawór przelewowy,

$\Delta p$  – spadek ciśnienia na odcinku od pompy do silnika z pominięciem spadku na elemencie dławiącym,

$\Delta p_d$  – spadek ciśnienia na elemencie dławiącym.

Sprawność instalacji dla tego układu przedstawia się wzorem:

$$\eta_i = \left(1 - \frac{Q_z}{Q_p}\right) \left(1 - \frac{\Delta p}{p_p} - \frac{\Delta p_d}{p_p}\right) \quad (8)$$

W układzie sterowania dławieniowego na odgałęzieniu (Rys. 1d) sprawność instalacji ma postać:

$$\eta_i = \left(1 - \frac{Q_d}{Q_p}\right) \left(1 - \frac{\Delta p}{p_p}\right) \quad (9)$$

gdzie:

$Q_d$  – natężenie przepływu cieczy do zbiornika (strata energetyczna) przez element dławiący.

Zależność (3) opisująca sprawność wynika z założenia, że ciśnienie za silnikiem w tych układach (Rys. 1a,b,d) z uwagi na małe opory przepływu można przyjąć równe zero. Takiego założenia nie można dokonać w układzie z elementem umieszczonym na odpływie.

Dla układu sterowania na odpływie (Rys. 1c) zależność (1) można rozwinąć następująco:

$$\eta = \frac{Q_p p_p}{M_p \omega_p} \frac{Q_{s1} p_{s1} - Q_{s2} p_{s2}}{Q_p p_p} \frac{M_s \omega_s}{Q_{s1} p_{s1} - Q_{s2} p_{s2}} \quad (10)$$

gdzie:

$Q_{s1}, p_{s1}$  – natężenie przepływu i ciśnienie na wejściu do silnika,

$Q_{s2}, p_{s2}$  – natężenie przepływu i ciśnienie na wyjściu z silnika.

Pomijając wpływ przecieków wewnętrznych w silniku  $Q_{s1} = Q_{s2} = Q_s$  na sprawność instalacji oraz przyjmując:

$$Q_s = Q_p - Q_{ds}, \quad p_{s1} = p_0 - \Delta p, \quad p_{s2} = \Delta p_d \quad (11)$$

gdzie:

$\Delta p$  – spadek ciśnienia na odcinku od pompy do silnika,

$\Delta p_d$  – spadek ciśnienia na elemencie dławiącym.

Sprawność instalacji dla układu sterowania na odpływie (Rys. 1c) ma postać:

$$\eta_i = \left(1 - \frac{Q_{ds}}{Q_p}\right) \left(1 - \frac{\Delta p}{p_0} - \frac{\Delta p_d}{p_0}\right) \quad (12)$$

Sprawność instalacji hydraulicznej z elementem dławiącym na dopływie i odpływie opisują analogiczne zależności (8, 12). Sterowania z elementem dławiącym umieszczonym szeregowo są więc identyczne z uwagi na straty energetyczne. Sterowanie na odpływie umożliwia przenoszenie obciążeń o zmiennym kierunku.

Najkorzystniejsze pod względem energetycznym jest sterowanie z elementem dławieniowym umieszczonym równolegle (na odgałęzieniu) (9). W tym układzie pompa pracuje przy ciśnieniu wynikającym

z aktualnego obciążenia napędu. Przy sterowaniu szeregowym pompa pracuje z nadwyżką ciśnienia ustaloną przez zawór przelewowy.

Jednoczesny napęd kilku silników zasilanych z jednej pompy jest tylko możliwy przy wykorzystaniu sterowań z elementami dławiącymi umieszczonymi szeregowo.

## Kompensacja strat energetycznych w układach sterowania dławieniowego

W układach sterowania dławieniowego występują następujące straty energetyczne:

a. strata ciśnienia przy przepływie przez elementy sterujące (zawory dławiące lub regulatory przepływu),

b. strata natężenia przepływu związana z beużytecznym przepływem cieczy roboczej przez zawór przelewowy lub element sterujący do zbiornika.

Obniżenie strat energetycznych uzyskuje się zastępując pompę o stałej wydajności, zablokowaną zaworem przelewowym (konwencjonalnym) z innymi jednostkami zasilającymi:

– pompą o stałej wydajności i zaworem przelewowym obniżającym ciśnienie zasilania [4]. Stosując ten układ zasilający ciśnienie pracy pompy dostosowywane jest do aktualnego obciążenia napędu. Pompa pracuje z niewielką nadwyżką ciśnienia. Zmniejszane są obie (a, b) straty energetyczne. Występuje w dalszym ciągu beużyteczny przepływ cieczy do zbiornika, ale strumień ma niższe ciśnienie,

– pompą o zmiennej wydajności z regulatorem stałego ciśnienia. Ten układ zasilający całkowicie eliminuje stratę natężenia przepływu (b). Strata ciśnienia (a) pozostaje bez zmiany,

– pompą o zmiennej wydajności z regulatorem stałej różnicy ciśnień. Przy tym układzie zasilającym całkowicie eliminowana jest strata natężenia przepływu (b). Minimalizowana jest strata ciśnienia (a). Ta jednostka zasilająca najbardziej obniża straty energetyczne.

Kompensacja strat energetycznych, wykorzystująca specjalne jednostki zasilające, jest możliwa tylko w układach dławieniowych z elementem sterującym usytuowanym szeregowo.

## Podsumowanie

Układy hydrauliczne sterowania prędkością charakteryzują się dużą różnorodnością. Wybór optymalnego układu hydraulicznego powinien być poprzedzony analizą sprawności na etapie projektowania. Umożliwi to dobór właściwej struktury układu.

Sprawność układów sterowania dławieniowego jest zdecydowanie niższa niż układów sterowania objętościowego (przekładni hydrostatycznych). Związane jest to z niższą sprawnością instalacji hydraulicznej tych układów (równania (8, 9, 12)).

Podwyższenie sprawności układów dławieniowych uzyskuje się przez minimalizację strat ciśnienia i natężenia przepływu. W tym celu do zasilania układów dławieniowych wykorzystuje się specjalne jednostki zasilające.

## LITERATURA

- [1] A. Osiecki: Hydrostatyczny napęd maszyn. WNT, Warszawa 1998.
- [2] S. Stryczek: Napęd hydrostatyczny. Układy. WNT, Warszawa 1992.
- [3] B. Zastempowski: Optymalizacja lepkości cieczy w przekładni hydrostatycznej. Konferencja nt.: Badanie, konstrukcja, wytwarzanie, eksploatacja układów hydraulicznych, Zakopane 1999.
- [4] B. Zastempowski: Metoda poprawy sprawności układów z dławieniem szeregowym. Konferencja nt.: Badanie, konstrukcja, wytwarzanie, eksploatacja układów hydraulicznych, Szczyrk 2001.