

Franciszek SLANINA

Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Łęczyny

Jacek SPAŁEK

Politechnika Śląska, Gliwice

## WPLYW RODZAJU CIECZY ROBOCZEJ NA STRATY MOCY W UKŁADZIE HYDRAULICZNYM

**Streszczenie** W czasie przemiany energii i jej przenoszenia w sieci hydraulicznej powstają straty, które zamieniają się na energię cieplną. Stan cieplny układu hydraulicznego odgrywa ważną rolę w funkcjonowaniu, sprawności i trwałości maszyn i urządzeń. Rodzaj stosowanej cieczy roboczej ma istotny wpływ na niezawodną i bezpieczną pracę układu hydraulicznego. W opracowaniu wykazano, że ciecze robocze trudnopalne typu HFC zawierające wodę powodują znaczące obniżenie temperatury układu hydraulicznego w stanie ustalonym w porównaniu z tradycyjnie stosowanymi olejami hydraulicznymi.

## ANALYSIS OF INFLUENCE OF WORKING LIQUID TYPE UPON TEMPERATURE AND LOSSES IN HYDRAULIC SYSTEM

**Summary.** The paper presents the matter of pressure and hydraulic output losses in hydraulic systems. Losses appeared during energy conversion and transmission are changed into thermal energy. It was shown that working liquids of HFC type, which contain water, cause a considerable temperature reduction in hydraulic system in steady in comparison with traditionally used hydraulic oils.

### 1. Wprowadzenie

Napędy i układy sterowania hydraulicznego są aktualnie powszechnie stosowane w technice. Znaczna część maszyn i urządzeń sterowanych jest hydraulicznie. Zastosowanie układów hydraulicznych do sterowania i regulacji umożliwiło szeroką automatyzację w wielu dziedzinach przemysłowych.

Napędy z układem hydraulicznym w porównaniu z napędami mechanicznymi, elektrycznymi i pneumatycznymi wykazują wiele zalet, z których należy wymienić [1], [6]:

- przenoszenie dużych obciążeń,
- bezstopniową zmianę prędkości, sił i momentów,
- korzystne właściwości dynamiczne, a zwłaszcza łagodzenie przeciążeń,
- zapewnienie równomierności ruchu,
- dużą trwałość tribologiczną elementów układu.

Natomiast główne wady układów hydraulicznych to:

- straty przepływu cieczy roboczej,
- przecieki, czyli straty wolumetryczne,
- istotna zmienność lepkości cieczy roboczej w funkcji temperatury i ciśnienia.

## 2. Straty w układach hydraulicznych

Podczas przenoszenia energii w układach hydraulicznych powstają następujące straty:

- straty przepływu (związane ze zmianami kierunku przepływu i wielkości przekroju),
- straty wynikające z nieszczelności,
- straty spowodowane ściśliwością cieczy roboczej,
- straty postaci mechanicznej.

Straty ciśnienia w układzie hydraulicznym powodowane tarciem wewnętrznym cieczy wyznacza się ze znanych z hydrodynamiki zależności. Na przykład, sumaryczne straty ciśnienia ( $\Delta p_c$ ) dla przepływu turbulentnego przez przewód rurowy wynikają ze strat na długości oraz strat lokalnych (miejscowych). Określa je wzór:

$$\Delta p_c = \left( \sum \lambda \cdot \frac{l}{d_w} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right) \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (1)$$

gdzie:  $\lambda$  – współczynnik strat przepływu w rurach,

$l$  – długość rury,

$d_w$  – średnica wewnętrzna rury,

$\xi$  – współczynnik strat miejscowych w kształtkach, zaworach itp.,

$\rho$  – gęstość cieczy hydraulicznej,

$v$  – średnia prędkość przepływu.

Producenci armatury hydraulicznej i zaworów podają w katalogach współczynniki strat  $\lambda$  oraz  $\xi$  w zależności od liczby Reynoldsa ( $Re$ ).

Straty nieszczelności dotyczą głównie pomp, silników, siłowników, zaworów, rozdzielaczy itp., gdzie część cieczy roboczej przez szczeliny (luzy) występujące między ruchomymi częściami wypływa ze strefy ciśnieniowej w stronę powrotną. Straty te zależą znacząco od charakteru przepływu i rodzaju cieczy hydraulicznej.

Powstające w układzie hydraulicznym straty energii mechanicznej i hydraulicznej ulegają przemianie na ciepło. Należy tu podkreślić, że sprawność układów hydraulicznych zależy między innymi od ich temperatury. Wysoka temperatura cieczy roboczej powoduje zwiększenie strat w wyniku nieszczelności. Natomiast zbyt niska temperatura utrudnia rozruch, zassanie cieczy hydraulicznej i zwiększa opory przepływu.

### 3. Bilans cieplny układu hydraulicznego

W bilansie cieplnym układu hydraulicznego wykorzystuje się znane prawo zachowania energii o ogólnej postaci  $\Sigma E_Q = const$ . Wydzielające się ciepło [1] wynika ze strat mocy:

- w pompach i silnikach hydraulicznych,
- wskutek nieszczelności układu,
- na zaworach i serwozaworach,
- w wyniku oporów przepływu cieczy roboczej.

Odprowadzenie (rozproszenie) wytworzonej energii cieplnej z układu hydraulicznego następuje przez:

- elementy układu (pompy, silniki, zawory, przewody rurowe),
- zastosowane wymienniki ciepła.

#### 3.1. Energia cieplna układu hydraulicznego

Jak już wspomniano, podczas przenoszenia energii w układzie hydraulicznym powstające straty mocy generują ciepło. Ciecz hydrauliczna przejmuje je i rozprasza w układzie. Całkowita strata mocy  $P_c$  w układzie hydraulicznym jest sumą strat cząstkowych:

$$P_c = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad (2)$$

gdzie:  $P_1$  – straty mocy w pompach, silnikach itd.,

$P_2$  – straty mocy wskutek nieszczelności,

$P_3$  – straty mocy wynikające z dławienia w zaworach i rozdzielaczach,

$P_4$  – straty mocy na skutek oporów przepływu.

Poszczególne składowe strat określają zależności

$$P_1 = \frac{V \cdot p_l}{60 \cdot \eta_c} \quad (3)$$

$$P_2 = \frac{V \cdot \Delta p_2}{60} \quad (4)$$

$$P_3 = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{V_i \cdot p_l}{60} \quad (5)$$

$$P_4 = \frac{V \cdot \sum \Delta p_4}{60} \quad (6)$$

gdzie:  $V$  – objętościowe natężenie przepływu ( $\text{m}^3/\text{min}$ ),

$p_l$  – ciśnienie robocze (MPa),

$\eta_c$  – sprawność całkowita układu,

$\Delta p$  – spadki ciśnienia (MPa),

Wyszczególnione straty są zależne od takich czynników, jak:

- rodzaj przepływu (laminarny, turbulentny),
- wymiary i kształty elementów układu hydraulicznego,
- parametry mikronierówności powierzchni przewodu hydraulicznego.

Do obliczenia strat i spadków ciśnienia w węzłach układu hydraulicznego wykorzystuje się bezwymiarowe kryterium w postaci liczby *Reynoldsa*, wzór *Poiseulla* czy *Darcy*'ego uwzględniające właściwości cieczy hydraulicznej, a w szczególności jej lepkość oraz gęstość w określonej temperaturze roboczej układu hydraulicznego.

Jak już wspomniano, odprowadzenie energii cieplnej wynikającej ze strat następuje przez elementy konstrukcyjne układu hydraulicznego, jak pompy, silniki, zawory, rozdzielacze, przewody rurowe, wymienniki ciepła itp.

Temperatura cieczy hydraulicznej zależy zatem od:

- wielkości strat mocy,
- rozmiarów powierzchni i grubości ścianek elementów konstrukcyjnych,
- natężenia przepływu,
- rodzaju cieczy hydraulicznej,
- miejsca zainstalowania urządzenia (warunków chłodzenia).

Strumień odprowadzonego ciepła  $Q$  wyznacza się ze znanej zależności:

$$Q = k \cdot A (T_1 - T_2) \quad (7)$$

gdzie:  $k$  – współczynnik przenoszenia ciepła,

$A$  – powierzchnia odprowadzenia ciepła,

$T_1, T_2$  – odpowiednio temperatury: ścianki i otoczenia.

#### 4. Charakterystyka cieczy roboczych stosowanych w układach hydraulicznych

W układach hydraulicznych są stosowane różne rodzaje cieczy roboczych [3]. Według PN-EN ISO 6743-4 wyróżniamy szereg cieczy hydraulicznych [4], w szczególności:

- oleje hydrauliczne na bazie mineralnej i syntetycznej,
- ciecze hydrauliczne trudnopalne (HF),
- oleje hydrauliczne ekologiczne (HE),
- ciecze hydrauliczne dla układów hydrokinetycznych.

Powyższy podział cieczy hydraulicznych uwzględnia pochodzenie olejów bazowych, czynnik ekologiczny – zagrożenie środowiska i biodegradalność oraz zagrożenie pożarem lub wybuchem. Zagadnienie to reguluje Norma PN-EN 982 „Bezpieczeństwo maszyn. Wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów hydraulicznych i pneumatycznych i ich elementów. Hydraulika”; zharmonizowana z dyrektywą 98/37/EC wg Obwieszczenia Prezesa PKN z dnia 29.07.2003 (MP, Nr 46/2003poz 693 pkt 305). Norma ta podaje [5], że w układach hydraulicznych, przeznaczonych do użytkowania w środowiskach zagrożonych wybuchem lub pożarem, należy stosować trudnopalne ciecze robocze. Wśród tych cieczy są też te, których trudnopalność wynika z zawartości wody. Należą do nich ciecze o symbolach: HFA, HFB i HFC. Do stosowanych olejów hydraulicznych najbardziej zbliżonymi własnościami reologiczno – lepkościowymi charakteryzują się trudnopalne ciecze HFB i HFC. Ze względu na zawartość wody w tych cieczach (około 40÷50%) różnią się one właściwościami cieplnymi i fizycznymi od olejów hydraulicznych na bazie olejów mineralnych, syntetycznych oraz cieczy hydraulicznych ekologicznych (tabl.1).

Tablica 1

Podstawowe parametry fizyczne cieczy roboczych HFB, HFC i oleju hydraulicznego HM

| Lp. | Parametry cieczy hydraulicznej                 | Jednostka             | Rodzaj cieczy |          |          |
|-----|--|-----------------------|---------------|----------|----------|
|     |  |                       | HFB-46        | HFC -46  | HM-46    |
| 1.  | Gęstość  | kg/dm <sup>3</sup>    | 0,93          | 1,06     | 0,89     |
| 2.  | Lepkość kinematyczna                           | mm <sup>2</sup> /s    | 46 ±4,6       | 46 ± 4,6 | 46 ± 4,6 |
| 3.  | Przewodność cieplna właściwa 20 <sup>0</sup> C | W/m·k                 | 0,36          | 0,4      | 0,13     |
| 4.  | Ciepło właściwe w 20 <sup>0</sup> C            | kJ/kg·K               | 2,9           | 3,3      | 1,84     |
| 5.  | Prężność par przy 50 <sup>0</sup> C            | mbar                  | 95            | 95       | < 0,1    |
| 6.  | Współczynnik ściśliwości                       | 10 <sup>-5</sup> /bar | <3            | <3       | 3÷8      |
| 7.  | Rozszerzalność cieplna                         | 10 <sup>-3</sup> ·ΔT  | 0,6           | 0,5      | 0,7      |
| 8.  | Napięcie powierzchniowe                        | 10 <sup>-3</sup> N/m  | 45÷55         | 55÷60    | 40÷50    |
| 9.  | Zakres temperatury pracy                       | <sup>0</sup> C        | 5÷60          | -20÷60   | -20÷100  |

## 5. Wpływ rodzaju cieczy roboczej na jej temperaturę

W układach hydraulicznych na skutek strat energii mechanicznej wydziela się określona ilość ciepła. Proces ten zachodzi szczególnie wtedy, gdy ciecz robocza przepływa ze spadkiem ciśnienia przez wąskie szczeliny, zwłaszcza w węzłach kinematycznych układu hydraulicznego. Strumień cieczy roboczej przepływającej ze strefy ciśnieniowej do bezciśnieniowej jest częściowo dławiony m. in. w zaworach regulacyjnych i przelewowych. Ciecz robocza o natężeniu  $\dot{V}$  przepływając przez węzeł układu hydraulicznego ze stratą ciśnienia  $\Delta p$  generuje strumień energii cieplnej  $\dot{Q}$  zgodnie z zależnością [2]:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (8)$$

Strumień ten jest przejmowany przez ciecz roboczą zgodnie z regułą

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta T \quad (9)$$

gdzie:  $\dot{V}$  – natężenie przepływu cieczy roboczej, dm<sup>3</sup>/s,

$c$  – ciepło właściwe cieczy roboczej, kJ/kg · K,

$\Delta T$  – przyrost temperatury cieczy roboczej, K,

$\rho$  – gęstość cieczy, kg/dm<sup>3</sup>.

Jeżeli ciecz robocza nie jest zawracana i pomija się przekazanie ciepła do otoczenia, wzrost temperatury wynosi

$$\Delta T = \frac{\Delta p}{\rho \cdot c} \quad (10)$$

Końcowa temperatura układu hydraulicznego w stanie ustalonym (oznaczonej przez  $T_k$ ) jest tą temperaturą, przy której strumień ciepły doprowadzony do układu  $\dot{Q}_1$  bilansuje się ze strumieniem odprowadzanym z układu  $\dot{Q}_2$ , tzn.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (11)$$

Dla obliczenia  $\dot{Q}_2$  stosowany jest wzór:

$$\dot{Q}_2 = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (12)$$

gdzie:  $k$  – współczynnik przejmowania ciepła,

$A$  – zewnętrzna powierzchnia rurociągów i zbiornika cieczy roboczej,

$\Delta T$  – różnica temperatury między otoczeniem i temperaturą cieczy roboczej.

### 5.1. Przykład obliczenia temperatury oleju HM 46 i trudnopalnej cieczy roboczej HFC 46 zastosowanej w układzie hydraulicznym

Założenia:

- strumień ciepła odprowadzonego z układu jest taki sam dla obu cieczy (o tej samej klasie lepkościowej),
- natężenia przepływu dla obu mediów są równe.

A zatem:

$$\dot{Q}_{HM} = \dot{Q}_{HFC} \quad \text{i} \quad \dot{V}_{HM} = \dot{V}_{HFC} \quad (13)$$

czyli:

$$\rho_{HM} \cdot C_{HM} \cdot \Delta T_{HM} = \rho_{HFC} \cdot C_{HFC} \cdot \Delta T_{HFC} \quad (14)$$

lub

$$\frac{\Delta T_{HM}}{\Delta T_{HFC}} = \frac{\rho_{HFC} \cdot C_{HFC}}{\rho_{HM} \cdot C_{HM}} \quad (15)$$

Z danych zawartych w tablicy 1 wynika, że:  $\rho_{HFC} = 1,06 \text{ kg/dm}^3$ ,  $\rho_{HM} = 0,89 \text{ kg/dm}^3$ ,  $C_{HFC} = 3,3 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ ,  $C_{HM} = 1,84 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ ,

a stąd  $\frac{\Delta T_{HM}}{\Delta T_{HFC}} = 2,14$ .

Przyjmując te dane, otrzymujemy dla oleju HM 46:  $T_k = 50^{\circ}\text{C}$  i  $T_o = 20^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{HM} = 30^{\circ}\text{C}$ , a dla cieczy HFC  $\Delta T_{HFC} = 14^{\circ}\text{C}$ . Tak więc dla cieczy hydraulicznej HFC 46 temperatura końcowa  $T_k = 34^{\circ}\text{C}$ , czyli jest niższa o  $16^{\circ}\text{C}$  niż dla oleju hydraulicznego HM 46.

## 6. Wnioski

Z przeprowadzonych rozważań analitycznych wynikają następujące wnioski:

- w procesie przenoszenia energii hydraulicznej powstają straty mocy, które generują wydzielenie się określonej ilości ciepła,
- ciecz hydrauliczna przejmuje wytworzone ciepło i przenosi do całego systemu, co w konsekwencji ma wpływ na bilans cieplny układu hydraulicznego.
- zastosowanie w układzie hydraulicznym cieczy roboczej typu HFC 46 zawierającej wodę powoduje, że jej temperatura (w stanie ustalonym) jest znacznie niższa w porównaniu z przypadkiem stosowania oleju hydraulicznego HM 46.

## LITERATURA

1. Projektierung und Konstruktion von Hydroanlagen. Autorengemeinschaft – Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr – Niemcy.
2. Bender V.: Grundlagen für die Berechnung der hydraulische Systeme. Dansk Teknisk Tidsskrift 2,3 (1962).
3. Ślanina F., Steinmec F.: Wymagania i badania trudnopalnych cieczy hydraulicznych HFA i HFC oraz ich problemy eksploatacyjne. Międzynarodowa Konferencja „Teoretyczne i praktyczne aspekty stosowania środków smarnych”. Szczyrk, październik 2003.
4. PN-EN ISO 6743-4: 2003 (U). Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L). Klasyfikacja. Część 4: Grupa H (Układy hydrauliczne).
5. PN-EN 982: 1998. Bezpieczeństwo maszyn. Wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów hydraulicznych i pneumatycznych i ich elementów. Hydraulika.
6. Spątek J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia 57, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.