

## Моделиране на динамичните процеси в следяща електрохидравлична система при промяна температурата на работния флуид

Красимир Орманджиев, Христофор Лазаров, Мария Райкова, Николай Стефанов

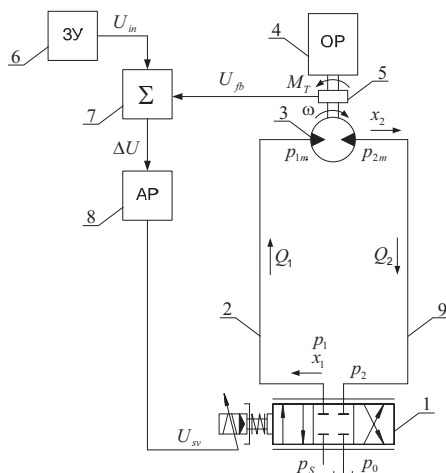
**Modeling of Dynamic Processes in Electro-Hydraulic Follow up System in Case of Change of Temperature the Working Fluid:** The article describes the operation of Electro hydraulic follow up System with rotary actuator. There is provided a nonlinear mathematical model by taking into account the influence of temperature change on the system parameters. Transient processes can be simulated in hydraulic system at different temperatures of the working fluid.

**Key words:** hydraulic system, automatic system, dynamic process, computer simulations.

### ВЪВЕДЕНИЕ

При решаването на редица задачи от хидравликата и в частност при анализа на обемните хидравлични задвижвания, работната течност се приема за несвиваема и не се разширява под действие на редица външни фактори.

В процеса на експлоатация на хидравличните системи, работната течност е подложена на нагряване и охлаждане, както и на променящо се налягане. Това съществено изменя нейните характеристики, което води до промяна на ресурса, надеждността и работоспособността на системите.



**Фиг.1** Схема на следящата електрохидравлична система

1 - сервоклапан; 2, 9 – нагнетателен тръбопровод; 3 – хидромотор; 4 – обект на регулиране (ОР); 5 – сензор за обороти; 6 – задаващо устройство (ЗУ); 7 – сумиращо устройство (СУ); 8 – електронен регулатор (ЕР).

В действителност за уточняване и задълбочено анализиране на хидравличните задвижвания е необходимо да се отчитат реалните физико-механични свойства на използваната течност - плътност, вискозитет, свиваемост, топлопроводност и т. н. Именно тези свойства определят правилното протичане на преходните процеси и съществено влияят върху динамичните качества на системите [1, 2, 3]. Така например свиваемостта понижава твърдостта на характеристиките на системата и може да доведе до прекъснатост в движението на изпълнителните механизми, а също така да предизвика нарушаване на устойчивостта срещу възникването на автоколебания в системата.

Повечето разработени до момента математически модели на електрохидравлични задвижващи системи не отчитат промяната на параметрите на системата при изменение температурата на работния флуид. Това не позволява адекватно получаване на процесите протичащи в реалните системи. В [4] е разработен нелинеен математичен модел на електрохидравлична задвижваща система за възвратно постъпателно движение на изпълнителния механизъм и са изследвани протичащите динамични процеси при различни режими на работа. Въпросът за енергийния анализ и подобряване ефективността на помпени системи за транспорт на флуиди е разглеждан в [5].

В настоящата работа е разработен нелинеен математичен модел, описващ работата на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм, като е отчетено влиянието на температурата на работния флуид върху някои от параметрите на системата. Съставеният аналогов модел на системата дава възможност да бъде изследвана при различни режими на работа. Резултатите от симулирането на процесите в следящата електрохидравлична система са представени в графичен вид.

На фиг.1 е показана схема на следящата електрохидравлична задвижваща система с ротационен изпълнителен механизъм.

### МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА СИСТЕМАТА

1. Уравнение за въртене на вала на хидромотора:

$$J \frac{d\omega}{dt} + k_f \omega = w_m (\rho_{1m} - \rho_{2m}) - M_T \quad (1)$$

където:

$J$  – приведен инерционен момент към вала на хидромотора;

$k_f$  – коефициент на хидравлично триене;

$w_m$  – специфичен обем на хидромотора;

$\omega$  – ъглова скорост на вала на хидромотора;

$\rho_{1m}, \rho_{2m}$  – налягания от лявата (дясната страна на хидромотора);

2. Уравнение на сумиращото устройство:

$$\Delta U = U_{in} - U_{fb} \quad (2)$$

където:

$\Delta U_{fb} = k_{fb} \omega$ ;

$U_{in}$  – задаващо напрежение;

$k_{fb}$  – коефициент на обратна връзка;

$\Delta U$  – грешка.

3. Уравнение на електронния PID-регулатор:

$$U_{sv} = k \left( \Delta U + \frac{1}{T_I} \int \Delta U dt + T_D \frac{d\Delta U}{dt} \right) \quad (3)$$

където:

$k$  – коефициент на усилване на регулатора;

$T_I, T_D$  – времекостанти на интегриране и диференциране на регулатора.

4. Уравнение на сервоклапана:

$$T_{sv} \frac{dx_{sv}}{dt} + x_{sv} = k_{sv} U_{sv} \quad (4)$$

където:

$k_{sv}, T_{sv}$  – коефициент на усилване и времеконалта на сервоклапана;

$x_{sv}$  – преместване на плужера на сервоклапана,  $x_{min} \leq x_{sv} \leq x_{max}$ .

5. Уравнения на преминаващите дебити през сервоклапана

$$Q_1 = \begin{cases} \mu_1 \pi d x_{sv} \sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}}, & 0 \leq x_{sv} \leq x_{max} \\ \mu_1 \pi d x_{sv} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_0)}{\rho}}, & x_{min} \leq x_{sv} < 0 \end{cases}$$

$$Q_2 = \begin{cases} \mu_2 \pi d x_{sv} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_0)}{\rho}}, & 0 \leq x_{sv} \leq x_{max} \\ \mu_2 \pi d x_{sv} \sqrt{\frac{2(p_s - p_2)}{\rho}}, & x_{min} \leq x_{sv} < 0 \end{cases}$$

където:

$Q_1, Q_2$  – преминаващи дебити през сервоклапана;

$\mu_1, \mu_2$  – коефициенти на дебит;

$\rho$  - плътност на хидравличното масло;

$d$  – диаметър на плунжера на сервоклапана;

$p_s, p_0$  - захранващо и сливно налягане;

$p_1, p_2$  - налягания в началото и в края на тръбопровода 2 и 9 (фиг. 1)

6. Уравнение за преминаващия дебит през хидромотора:

$$Q_1 = w_m \omega + \frac{V_1}{B} \frac{dp_{1m}}{dt} \text{sign}(\omega)$$

$$Q_{2m} = w_m \omega - \frac{V_2}{B} \frac{dp_{2m}}{dt} \text{sign}(\omega)$$

където:

$Q_1, Q_2$  – постъпващ и изходящ дебит към (от) хидромотора;

$V_1 = V_2 = q_m / 2$ ;

$q_m$  - работен обем на хидромотора,  $q_m = 2\pi w_m$ .

7. Уравнение за движение на течността в тръбопровод 2 (фиг. 1):

$$\frac{\rho L_1}{A_{T1}} \frac{dQ_1}{dt} + \frac{f_1 \rho L_1}{2 d_1 A_{T1}^2} |Q_1| Q_1 = p_1 - p_{1m}$$

където:

$f_1$  - коефициент на хидравлично триене;

$L_1, d_1$  - дължина и вътрешен диаметър на тръбопровода;

$A_{T1}$  – лице на напречното сечение на тръбопровода,  $A_{T1} = \pi d_1^2 / 4$ .

8. Уравнение за движение на течността в тръбопровод 9 (фиг. 1):

$$\frac{\rho L_2}{A_{T2}} \frac{dQ_2}{dt} + \frac{f_2 \rho L_2}{2 d_2 A_{T2}^2} |Q_2| Q_2 = p_{2m} - p_2$$

където:

$f_2$  - коефициент на хидравлично триене;

$L_2, d_2$  - дължина и вътрешен диаметър на тръбопровода;

$A_{T2}$  – лице на напречното сечение на тръбопровода,  $A_{T2} = \pi d_2^2 / 4$ .

Промяната на температурата на работния флуид влияе върху стойностите на следните негови параметри: плътност, динамичен вискозитет, кинематичен вискозитет, модул на еластичност и коефициент на хидравлично триене.

9. Уравнение на динамичния вискозитет като функция на температурата и налягането.

В хидравличните системи налягането обикновено е по-малко от 40 МПа, при което за динамичния вискозитет се достига до израза [2]:

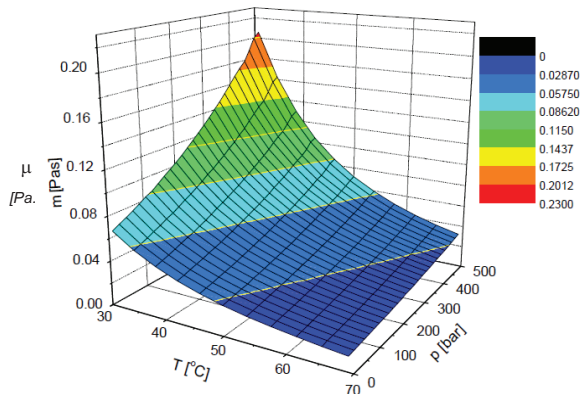
$$\mu(\rho, T) = a e^{\left[\frac{b}{(T+273.17)-c}\right]} e^{\left[\frac{\rho}{a_1+a_2T}\right]} \quad (9)$$

където:

$a, b, c, a_1, a_2$  - константи;

$\rho, T$  - налягане и дебит на работния флуид.

Функцията на динамичния вискозитет  $\mu(\rho, T)$  за хидравлично масло МН32 е изобразена на фиг. 2.



Фиг. 2 Характеристика на динамичния вискозитет  $\mu(\rho, T)$

10. Зависимост на обемния модул на еластичност на работния флуид от температурата.

В общият случай обемния модул на еластичност е функция на температурата и налягането на работния флуид  $B = B(T, \rho)$ . При наляганя до 30 МРа може да се използва зависимостта [1]:

$$\lg \frac{B_{T_1}}{B_{T_2}} = a(T_2 - T_1) \quad (10)$$

където:

$T_1, T_2$  - различни температури на работния флуид;

$B_{T_1}, B_{T_2}$  - модули на обемна еластичност съответно при температури  $T_1$  и  $T_2$ ;

$$a = 2 \times 10^{-3}.$$

11. Уравнение на връзката между плътността и температурата на работния флуид [2]:

$$\rho = \rho_{15} - \rho_{15} \alpha_{\rho 15} (T - 15) \quad (11)$$

където:

$\rho, \rho_{15}$  - плътности на работния флуид при температура  $T$  и при температура  $T = 15^\circ\text{C}$ ;  $\alpha_{\rho 15} = 0.0007$ .

Кинематичният вискозитет  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$  на работния флуид, необходим за изчисляването на коефициентите на линейно съпротивление  $f_1$  и  $f_2$  в уравнения (7) и (8), се определя, като се използват зависимости (9) и (11).

Системата уравнения от (1) до (11) описват работата на електрохидравличната следяща система от фиг. 1 в динамичен режим с отчитане влиянието на температурата на работния флуид.

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Чрез разработения нелинеен математичен модел могат да бъдат изследвани протичащите динамични процеси в електрохидравлична следяща система (фиг. 1) с отчитане влиянието на температурата на работния флуид.

След представяне на математичния модел в безизмерен вид е възможно съставянето на аналогов модел на системата, на базата на който да бъдат извършени симулации при различни режими на работа и различни температури на работния флуид. Това ще бъде предмет на следващи разработки по темата.

За по-добро съвпадение на числените и реалните процеси е необходимо предварително да бъдат определени експерименталните зависимости като функция на температурата на работния флуид на следните параметри: плътност, динамичен вискозитет, кинематичен вискозитет, модул на обемна еластичност и коефициент на хидравлично триене.

### **ЛИТЕРАТУРА**

[1] Славчев Х., Обемни хидросистеми за задвижване, Университетско издателство „Васил Априлов“, Габрово, 2002.

[2] Knezevic D., V. Savic, Mathematical Modeling of Changing of Dynamic Viscosity, as a Function of Temperature and Pressure, of Mineral Oils for Hydraulic Systems, FACTA UNIVERSITATIS, Series: Mechanical Engineering Vol. 4, No 1, 2006, pp. 27 – 34.

[3] Gold P., A. Schmidt, H. Dicke, J.Loos, C.Assmann, Viscosity-Pressure-Temperature Behaviour of Mineral and Synthetic Oils, Journal of Synthetic Lubrication, 18-1 (2001), 51-79.

[4] Ormandzhiev K., Transient Processes in Electro-Hydraulic Follow-up System with Long Pressure Pipelines, 30<sup>th</sup> SEM HIPNEF 2006, May 24 - 26, Vrnjacka Banja, 2006, pp. 123 – 130.

[5] Popov G., Klimentov Kl., Kostov B., Methods to estimate the energy consumption in regulating the flow rate of pump systems. 10<sup>th</sup> Anniversary international conference an accomplishment in Electrical and Mechanical Engineering and Information Technology, DEMI'2011. Banja Luka, May 2011.

### **За контакти:**

Доц. д-р инж. Красимир Христов Орманджиев, Катедра “Енергийна техника”, Технически университет – Габрово, e-mail: khormandzhiev@abv.bg

**Докладът е рецензиран**