

MODELING OF HYDRAULIC UNIT IN DYNAMIC OPERATION MODE¹⁷

Imren Ismail, PhD Student

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering
Agrarian and Industrial Faculty
“Angel Kanchev” University of Ruse
E-mail: iismail@uni-ruse.bg

Prof. Gencho Popov, PhD

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering
Agrarian and Industrial Faculty
“Angel Kanchev” University of Ruse
E-mail: gspopov@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Krasimir Ormandzhiev, PhD

Department of Power Engineering,
Mechanical and Precision Engineering,
Technical University of Gabrovo, Bulgaria
E-mail: khormandzhiev@abv.bg

Abstract: The article examines the operation of a hydraulic unit consisting of a volumetric pump and a safety valve. A non-linear mathematical model has been developed, describing the operation of the hydraulic unit in dynamic and established mode of operation, using a single or double safety valve. An analog model was created and the transient processes during load changes in the hydraulic system were simulated. Recommendations have been made for the use of the mathematical model of the hydraulic unit in modeling the dynamic processes in hydraulic systems and automatic electro-hydraulic systems. The simulation results are presented graphically.

Keywords: Hydraulic System, Electro-Hydraulic System, Volumetric Pump, Safety Valve, Mathematical Model, Pipeline,

ВЪВЕДЕНИЕ

Хидравличните агрегати се използват в различни хидравлични и електрохидравлични задвижващи системи - в подемно-транспортната техника, в индустриалните системи, машиностроенето, автомобилостроенето, авиационната техника, селскостопанската техника и др.

Основните компоненти на хидравличните агрегати са една или няколко обемни помпи, задвижващ електродвигател или двигател с вътрешно горене, резервоар за работен флуид, смукателен филтър, предпазен клапан, както и необходимите тръбни връзки, уплътнения, уреди за измерване нивото на работната течност и на температурата, отвори за ревизия и почистване. При използване на регулируема помпа, много често към нея се добавя и система за управление на работния ѝ обем.

При моделиране на протичащите динамични процеси в хидравлични автоматизирани системи, обикновено се приема, че налягането на изхода на помпата е постоянно. На практика налягането се изменя във времето и зависи от натоварването на изпълнителния двигател и от промената на положението на регулиращия орган в хидросистемата.

Заради голямото си приложение, електрохидравличните задвижващи системи са обект на изследване на множество автори. В (AL-Assady, A., et al, 2013) и (Basmenj, A., et al, 2014) са разработени математични модели на автоматизирани електрохидравлични системи с

¹⁷ Докладът е представен на Научната сесия на Секция „Топлотехника, хидравлика и пневматика“ на 27 октомври 2023 г. с оригинално заглавие на български език: МОДЕЛИРАНЕ НА ХИДРАВЛИЧЕН АГРЕГАТ В РЕЖИМ НА ДИНАМИЧНА РАБОТА

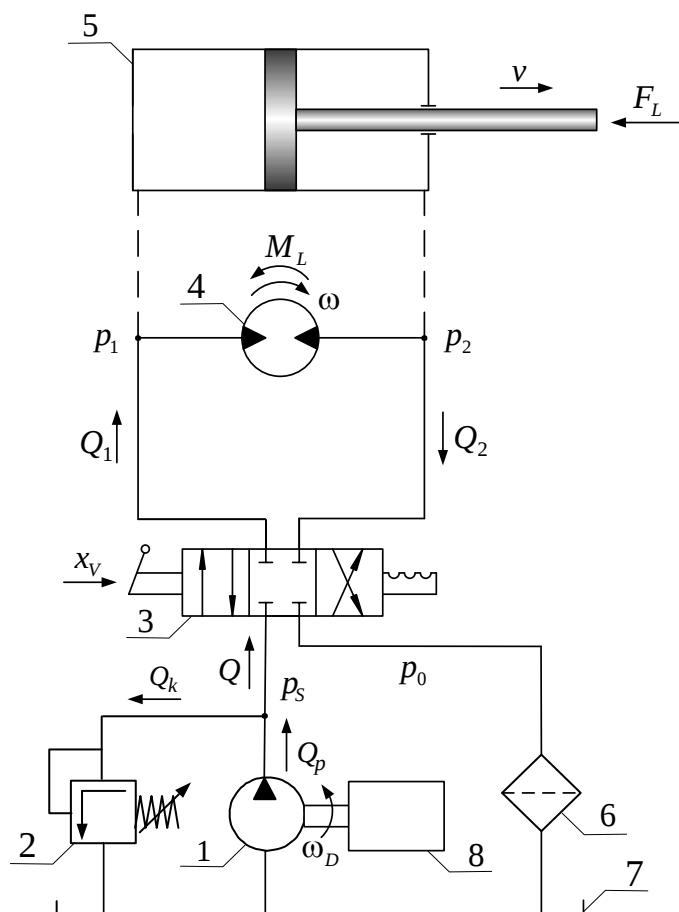
ротационен изпълнителен механизъм. Нова схема за управление на скоростта на електрохидравлична сервосистема е предложена от (Shafiabadi et al, 2012). В (Ormandzhiev, K., 2006) е разработен нелинеен математичен модел и са изследвани преходните процеси при различни режими на работа на електрохидравлична задвижваща система с ротационен изпълнителен механизъм. В (Popov, G., & Ormandzhiev, K., 2013) е моделирана хидравлична задвижваща система и са симулирани динамичните процеси при определяне на пиковото повишаване на налягането в края на работните ходове на хидравличен цилиндър.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Математичен модел

На фиг. 1 е представена принципна схема на хидравлична задвижваща система. Тя се състои от следните елементи: 1-обемна помпа; 2-предпазен клапан; 3-разпределител; 4-хидромотор; 5-хидроцилиндър; 6-филтър; 7-резервоар; 8-електродвигател или двигател с вътрешно горене. Като изпълнителни звена в системата могат да бъдат използвани хидравлични двигатели за възвратно-постъпателно движение (хидроцилиндър 5) или въртливо движение (хидромотор 4). Към системата на хидроагрегата се отнасят следните елементи: обемна помпа 1; електродвигател или двигател с вътрешно горене 8; предпазен клапан 2; разпределител 3; филтър 6; резервоар 7; F_L , M_L - натоварваща сила, натоварващ момент; p_1 , p_2 - налягане от лявата (дясната) страна на хидродвигателя; Q_1 , Q_2 - обемен дебит от лявата (дясната) страна на хидродвигателя; v - скорост на буталото на хидроцилиндър 5; ω - ъглова скорост на въртене на вала на хидромотор 4.

Работата на хидроагрегата в динамичен режим, при включена лява секция на разпределител 3, се описва със следния математичен модел:



Фиг. 1. Принципна схема на хидравлична задвижваща система

1. Уравнение за постъпващия дебит от хидроагрегата към системата:

За преминаващия дебит през разпределителя 3 (фиг.1) е в сила зависимостта:

$$Q_1 = \mu_v \pi d_v x_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}} \quad (1)$$

където:

μ_v - коефициент на дебит, ($\mu_v = 0,60 \div 0,65$);

ρ - плътност на хидравлическото масло, $\rho = (850 \div 930) \text{ kg/m}^3$;

x_v - преместване на плунжера на разпределителя.

От уравнението за непрекъснатост, за постъпващия дебит от хидроагрегата към системата, съгласно означенията от фиг. 1, се записва:

$$Q = Q_p - Q_k \quad (2)$$

където:

Q - постъпващ дебит от хидроагрегата към системата, ($Q = Q_1$);

Q_p - дебит на помпата;

Q_k - дебит към предпазния клапан.

2. Математичен модел на обемната помпа:

- Уравнение за въртене вала на помпата:

$$J \frac{d\omega_D}{dt} + k_{fp} \omega_D = M_D - w p_s \quad (3)$$

където:

ω_D - ъглова скорост на вала на помпата;

J - приведен инерционен момент на вала на помпата;

k_{fp} - коефициент на триене на помпата;

w - характерен (специфичен) обем на помпата;

M_D - двигателен въртящ момент, $M_D = M_D(t)$; (M_D може да се изрази чрез мощността

- P_D и ъгловата скорост - ω_D , $M_D = \frac{P_D}{\omega_D}$).

- Уравнение за дебита на помпата:

$$Q_p = w \omega_D - k_y p_s \quad (4)$$

където: k_y - коефициент на вътрешни утечки на помпата.

3. Математичен модел на предпазния клапан

Предпазният клапан в хидроагрегата може да бъде единичен или сложен. На фиг. 2 е показана схема на единичен предпазен клапан. Той се състои от следните елементи: 1-камера в която действа налягане p_{y1} ; 2-плунжер; 3-довеждащ отвор на клапана, 4-корпус; 5-пружина; 6-ръкохватка; 7-винтово съединение за предварителна настройка на пружината; 8-изходящ отвор.

Работата на единичния предпазен клапан в динамичен режим се описва със следните уравнения:

- Уравнение за движение на плунжера:

$$m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} + k_{\text{fk}} \frac{dx_k}{dt} + c_k x_k = A_k (p_{y1} - p_2) \quad (5)$$

където:

p_{y1} - управляващо налягане в камерата под плунжера;

p_2 - налягане на изхода на предпазния клапан, $p_2 \approx p_{\text{atm}}$;

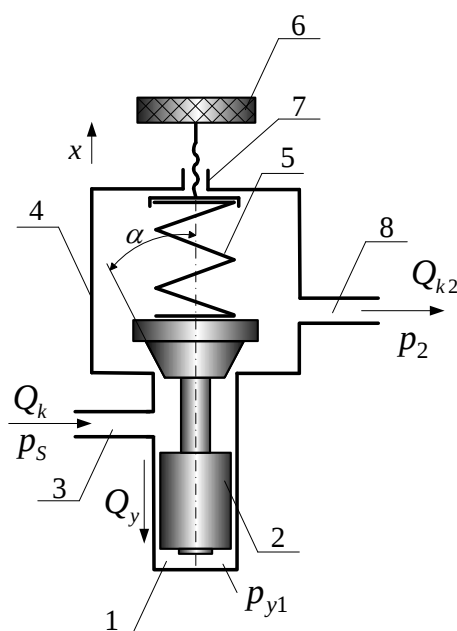
p_{atm} - атмосферно налягане;

m_k - маса на плунжера на единичния предпазен клапан;

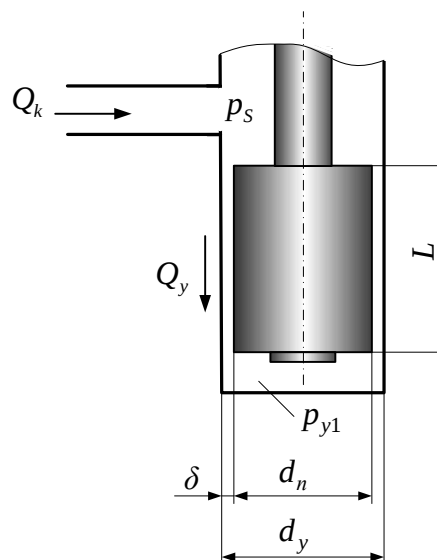
k_{fk} - коефициент на хидравлично триене;

c_k - пружинна константа;

A_k - площ на напречното сечение на плунжера.



Фиг. 2. Схема на единичен предпазен клапан.



Фиг. 3. Схема на плунжера на предпазния клапан

- Уравнение за управляващия дебит:

При ламинарно течение в дроселиращата междина (фиг. 3), за преминаващия дебит през нея - Q_y , е валидна зависимостта:

$$Q_y = k_D (p_s - p_{y1}) \quad (6)$$

където:

k_D - коефициент на дроселиращата междина, $k_D = \frac{\pi d \delta^3}{12 \rho \nu L}$;

d - среден диаметър на междината, $d = \frac{d_y + d_n}{2}$;

δ - височина на междината, $\delta = \frac{d_y - d_n}{2}$;

L - дължина на междината;

ρ , ν - плътност и кинематичен вискозитет на хидравличното масло.

- Уравнение за управляващия дебит Q_y с отчитане свиваемостта на хидравличното масло:

$$Q_y = A_k \frac{dx_k}{dt} + \frac{V_{k0}}{B} \frac{dp_{y1}}{dt} \quad (7)$$

където:

B - модул на обемна еластичност на хидравличното масло, $B = 2.1 \times 10^9 \text{ Pa}$;

V_{k0} - обем под плунжера в установен режим.

- Уравнение за преминаващия дебит през клапана - Q_{k2} :

$$Q_{k2} = \mu \pi d_y x_k \sin \alpha \sqrt{\frac{2(p_s - p_2)}{\rho}} \quad (8)$$

където:

μ - коефициент на дебит;

α - ъгъл на конуса на клапана, $\alpha = 30^\circ \div 60^\circ$.

- Уравнение за непрекъснатост:

Връзката между отделните дебители се дава с уравнението за непрекъснатост, (фиг. 2):

$$Q_k = Q_{k2} + Q_y \quad (9)$$

където:

Q_k - дебит, постъпващ на входа на предпазния клапан;

Q_{k2} - преминаващ дебит към изхода на клапана;

Q_y - управляващ дебит.

Системата уравнения (1), (2), (3), (4), (5), (6), (7), (8) и (9) от гореизложения математичен модел е нелинейна и описва работата на хидравличния агрегат от задвижваща система от фиг. 1 в динамичен режим на работа. След линеаризиране, за математичния модел в операторен вид се получава:

$$Q_1(s) = k_{xv} x_k(s) + k_{pv} p_s(s) \quad (10)$$

$$Q_1(s) = Q_p(s) - Q_k(s) \quad (11)$$

$$(Js + k_{fp}) \omega(s) = M_D(s) - w p_s(s) \quad (12)$$

$$Q_p(s) = w \omega(s) - k_y p_s(s) \quad (13)$$

$$(m_k s^2 + k_{fk} s + c_k) x_k(s) = A_k p_{y1}(s) \quad (14)$$

$$Q_y(s) = k_D [p_s(s) - p_{y1}(s)] \quad (15)$$

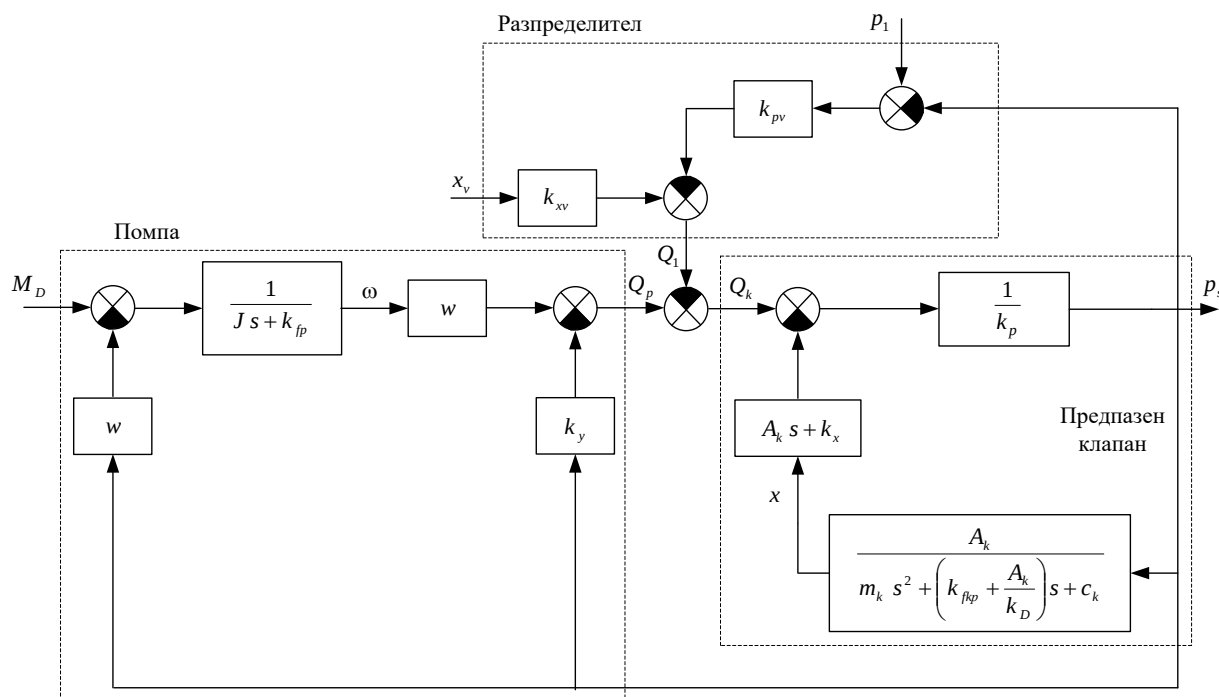
$$Q_y(s) = A_k s x_k(s) + \frac{V_{k0}}{B} s p_{y1}(s) \quad (16)$$

$$Q_{k2}(s) = k_x x_k(s) + k_p p_s(s) \quad (17)$$

$$Q_k(s) = Q_{k2}(s) + Q_y(s) \quad (18)$$

където: k_{xv} , k_{pv} , k_x , k_p - коефициенти.

На база математичния модел в операторен вид и последващо преобразувне е съставена структурна схема на хидравличния агрегат, която е показана на фиг. 4.



Фиг. 4. Структурна схема на хидравличния агрегат

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На база разработения математичен модел на хидравличен агрегат от фиг. 1, е съставена структурна схема, която може да се използва за по-точното изследване на хидравлични и електрохидравлични задвижващи системи при моделиране и симулиране на различни динамични режими на работа.

За по-доброто съвпадение на резултатите при големи отклонения от установения режим на работа между реалните процеси и резултатите от симулирането, е необходимо да се състави структурна схема и аналогов модел на хидравличния агрегат по изходния нелинеен математичен модел.

REFERENCES

- AL-Assady A., A. Hassan, M. Talib, J. AL-Khafaji, (2013), *Design and Analysis of Electro-Hydraulic Servo System for Speed Control of Hydraulic Motor*, Jurnal of Engineering, Number 5, Volume 19, May, Baghdad.
- Basmenj A., A. Sakhavati, Jafarghafuri, (2014), *PID Controller Design for Position Control of Electrohydraulic Actuators Using Imperialist Competitive Algorithm*, Indian J. Sci. Res., 1(1), pp. 775-779.
- Ormandzhiev K. (2006), *Transient Processes in Electro-Hydraulic Follow-up System with Long Pressure Pipelines*, 30th SEM HIPNEF 2006, May 24 - 26, Vrnjacka Banja, pp. 123 – 130.
- Popov G., K. Ormandzhiev, *Dynamic Processes Modeling in Measuring of the Peak Pressure of Hydrosystems of Tractors Used in Agriculture*, THE ANNALS OF "DUNREIA DE JOS" UNIVERSITY OF GALAȚI, FASCICLE V, TECHNOLOGIES IN MACHINE BUILDING, pp. 9-14, ISSN 1221- 4566, 2013.
- Shafiabadi M., M. Jahanshahi, A. Bidaki, (2012), *Feedback Error Learning using Laguerre-based Controller to Control the Velocity of an Electro Hydraulic Servo System*, Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 6(10), pp. 222-230.