

CONTRIBUTION TO THE MODELLING AND SIMULATION OF U – 650 TRACTOR'S HYDROSTATIC POWER STEERING

CONTRIBUȚII LA STUDIUL MODELĂRII ȘI SIMULĂRII SERVODIRECȚIEI TRACTORULUI U 650 M

PhD. Stud. Eng. Anghel St. ¹⁾, PhD. Eng. Usenko M. ²⁾

¹⁾P.U. Bucharest / Romaniaia, ²⁾State Technical University Lutsk / Ukraina

Tel: 0726342501; E-mail: stelica_anghel@yahoo.com (Buzau, str. Dorobanti 2, bl. F 26, et. 1, ap. 5)

Abstract: The paper presents theoretical research on modelling and simulation of U-650 M tractor power steering. Starting from developing of the model we realised its simulation following the evolution of main parameters in time. The results can be used to study the behaviour of power steering in operation

Keywords: hydraulic cylinder, piston stroke, pump, simulation software, hydrostatic power steering, control valve

INTRODUCTION

Structurally, a hydraulic driving system, as a hydrostatic power steering, is a sequence of energy conversions.

In figure 1, the blocks are in order: MEA electric motor drive (can be operated mechanically), hydrostatic pressure and flow generator GH, control equipment and control ARC (directional equipment, flow control and pressure storage, filtration, etc.) called generally organology, hydraulic motor MH and mechanism of execution ME (working part).

The electric motor turns electrical energy into mechanical energy, so the C_2 conversion is done first, then the generator turns mechanical energy into hydrostatic pressure potential energy, thus making the second conversion C_2 , energy which taken from organological elements is conveniently converted in accordance with program installation and operation of hydraulic motor and then transmitted. At the level of the hydraulic motor, is performed the last energy conversion C_3 , from the hydraulic energy into mechanical energy, then transmitted to the active body drive system.

Rezumat: Lucrarea prezintă cercetările teoretice privind modelarea și simularea servodirecției tractorului U-650 M. Plecând de la elaborarea modelului s-a realizat simularea acestuia urmărindu-se evoluția principalilor parametri în timp. Rezultatele obținute pot fi folosite pentru studiul comportării servodirecției în exploatare.

Cuvinte cheie: cilindru hidraulic, cursa pistonului, pompă, distribuitor, program de simulare, servodirecție hidrostatică, supapă de siguranță

INTRODUCERE

Structural, un sistem hidraulic de acționare, cum este o servodirecție hidraulică, reprezintă o succesiune de conversii de energie.

În figura 1, blocurile reprezintă în ordine: motorul electric de acționare MEA (poate fi și sistem mecanic de acționare), generatorul hidrostatic de presiune și debit GH, aparatura de reglare și control ARC (aparatura direcțională, de reglare a debitului și presiunii, de înmagazinare, de filtrare etc.) denumită, în general, organologie; motorul hidraulic MH și mecanismul de execuție ME (organul de lucru).

Motorul electric transformă energia electrică în energie mecanică, deci, la nivelul său, se realizează prima conversie C_1 , apoi, generatorul hidrostatic transformă energia mecanică în energie potențială de presiune, realizând astfel cea de a doua conversie C_2 , energie care preluată de elementele de organologie este transformată în mod convenabil în concordanță cu programul de funcționare al instalației și transmisă apoi motorului hidraulic. La nivelul motorului hidraulic, se realizează ultima conversie de energie C_3 , din energie hidraulică în energie mecanică, transmisă apoi organului activ al sistemului de acționare.

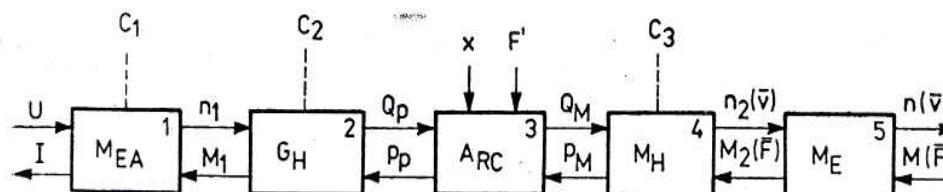


Fig. 1 - Diagram of a hydraulic drive / Schema unui sistem hidraulic de acționare

MATERIAL AND METHOD

The simulation software is used for hydraulic systems based on functional models of these systems, connecting components to each other and establishing parameters for each component. Modelling can be called as object oriented. Examples of this category are AMESIM developed by IMAGINE, EASY -5 developed by Boeing and HOPSAN developed by Linköping University in Sweden. A general simulation package is the DYMOLA.

Hopsan is a tool for modelling and simulating systems containing hydraulic, mechanical, command and control components. The graphic Hopsan, GdynMoc creates and executes simulation software models based on the information contained in that system. In this software the system is simulated and variables such as pressure, flows and speed are transferred in the graphics program.

MATERIAL ȘI METODĂ

Programele de simulare utilizate pentru sistemele hidraulice se bazează pe schemele funcționale ale sistemelor respective, conectarea componentelor unul cu celălalt și stabilirea parametrilor pentru fiecare component. Modelarea poate fi denumită ca fiind orientată pe obiect. Exemple din această categorie sunt AMESIM dezvoltat de IMAGINE, EASY-5 dezvoltat de Boeing, și HOPSAN dezvoltat de Universitatea Linköping din Suedia. Un pachet general de simulare este reprezentat de DYMOLA.

Hopsan este un instrument pentru modelarea și simularea sistemelor care conțin componente hidraulice, mecanice și de comanda și reglare. Partea grafică a Hopsan, GdynMoc, creează și execută programul de simulare pe baza informațiilor conținute de modelul sistemului respectiv. În acest program, sistemul este simulat și variabile cum ar fi presiunile, debitele și vitezele sunt transferate în programul grafic.

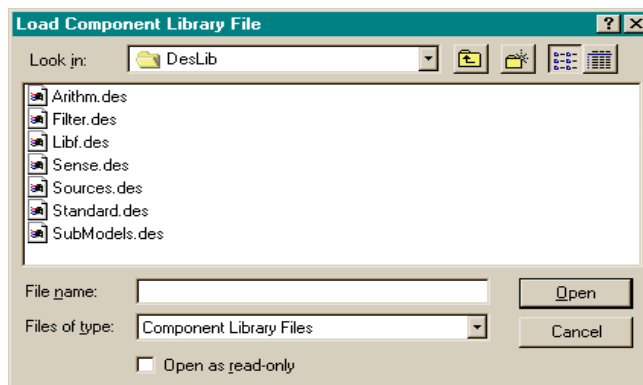


Fig. 2 - Predefined program libraries / Bibliotecile predefinedite ale programului

The program has a number of libraries that contain common parts of several models of hydraulic systems (hydraulic components, mechanical components and component of command and control). Predefined library request is made by the command "Component Libraries / Load" in GdynMoc. In the dialogue that appears all libraries are available, as in figure 2.

The figure 3 shows the standard library program.

Programul dispune de un număr de biblioteci care conțin modele a mai multor părți comune ale sistemelor hidraulice (componente hidraulice, componente mecanice și componente de comandă și reglare). Solicitarea bibliotecilor predefinedite se face prin comanda „Component Libraries/Load” din GdynMoc. În dialogul care apare sunt toate bibliotecile disponibile, ca în fig. 2.

Figura 3 prezintă biblioteca standard a programului.

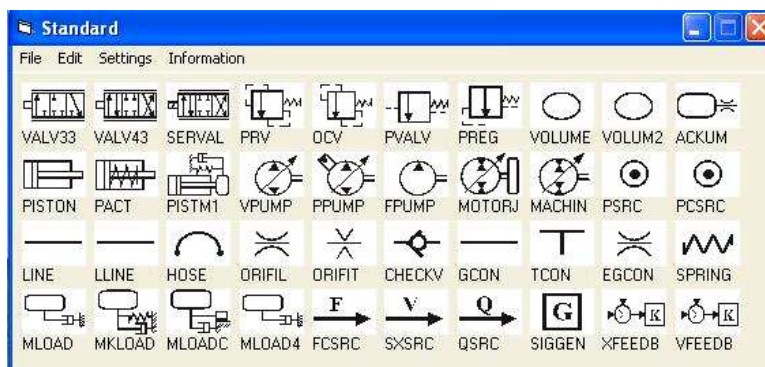


Fig. 3 - Standard library program / Biblioteca standard a programului

Hydrostatic steering simulation

In this model the actuator piston position is compared to a reference position. The difference is amplified and used to set the control valve sliding position so that oil is directed to the two chambers of the piston. The model developed is shown in the figure 4.

The presented system can be part of any servo, but to make a proper analysis, the data were introduced for U - 650 M tractor steering.

Simularea servodirecției hidrostatice

În acest model poziția pistonului servomotorului este comparată cu o poziție de referință. Diferența este amplificată și este utilizată pentru a seta poziția sertarului distribuitorului prin care uleiul este direcționat spre cele două camere ale cilindrului. Modelul realizat este prezentat în figura 4.

Sistemul prezentat poate fi parte componentă a oricărei servodirecții, dar pentru a face o analiză corespunzătoare s-au introdus datele de la servodirecția tractorului U-650 M.

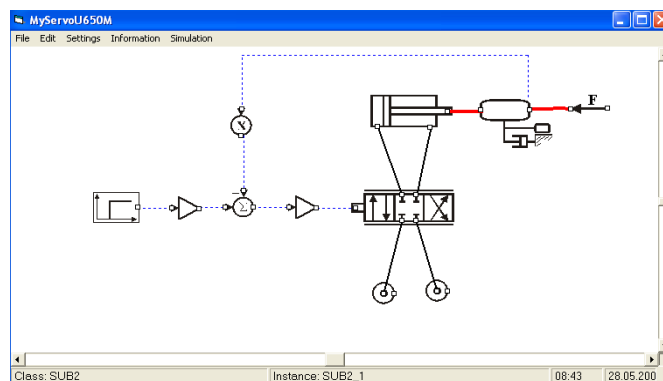


Fig. 4 - The hydraulic system performed in Hopsan / Modelul sistemului hidraulic realizat în Hopsan

Control valve simulation

The input into the hydraulic system is the spool position and the output is the flow Q . Flow depends on the pressures of connections. To study the system it is useful to use an equivalent hydraulic scheme.

Simularea distribuitorului hidraulic

Mărimea de intrare în sistemul hidraulic este poziția sertarului, iar cea de ieșire este debitul Q . Curgerea depinde de presiunile din racorduri. Pentru studiul sistemului este util să se utilizeze o schemă hidraulică echivalentă.

Figure 5 shows a section through the control valve, the outlets are represented as variable coverage holes. Flow system is operated according to the state system and the control valve pressure drop.

Figura 5 prezintă o secțiune prin distribuitor, în care orificiile de curgere sunt reprezentate ca orificii cu acoperire variabilă. Debitul sistemului de acționare este funcție de starea sistemului și de căderea de presiune pe distribuitor.

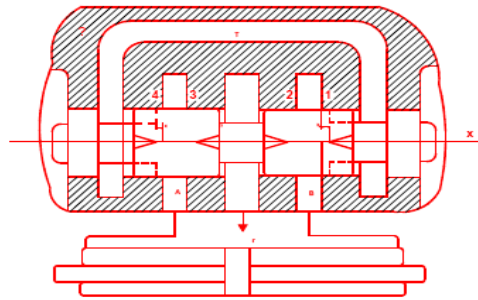


Fig. 5 - The equivalent scheme of a control valve / Schema hidraulică echivalentă a distribuitorului

It will enter the data into the program shown in figure 6. The technical note of tractor shows that the spool diameter is 22 mm. The control valve is an open center type with three positions.

Se vor introduce datele în program conform figura 6. Din notița tehnică a tractorului rezultă că sertarul distribuitorului are diametrul 22 mm. Distribuitorul hidraulic este tip centru deschis cu trei poziții.

Name	Type	Alias	Parameter Value	Start Value	Scale Factor
Spool position [m]	InputVariable	XV_VALV43_1		0	
Oil density [kg/m3]	InputVariable	RHO_VALV43_1		870	
Constants	SubdataFile				
Subdata file name		FILENAME_VALV43_1			
Flow coefficient		CQ	0.67		
spool diameter		SD	0.022		
Fraction of spool circumference that is op		FRAP	1		
Fraction of spool circumference that is op		FRAT	1		
Fraction of spool circumference that is op		FRBP	1		
Fraction of spool circumference that is op		FRBT	1		
Underlap (see Fig)		XAP0	0		
. " .		XAT0	0		
. " .		XBPO	0		
. " .		XBTO	0		
Max opening		XVMAX	0.005		

Fig. 6 - Input data for the control valve / Introducerea datelor pentru distribuitorul hidraulic

Hydrostatic actuator simulation

The hydraulic actuator type SMH 1 comprises a hydraulic motor itself with double acting piston - rack. In fig.7 is shown the hydraulic cylinder , and in fig. 8 the piston.

Simularea servomotorului hidraulic

Servomotorul hidraulic tip SMH1 este compus din motorul hidraulic propriu-zis, cu piston-cremalieră cu dublă acțiune . În fig.7. este reprezentat cilindrul hidraulic, iar în fig.8 pistonul.

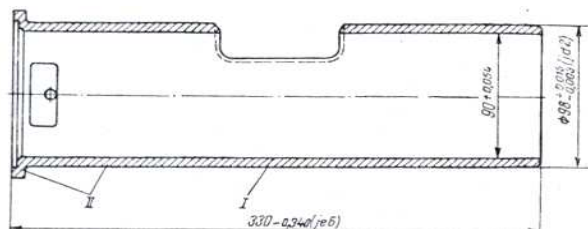


Fig. 7 - Hydraulic actuator cylinder / Cilindrul servomotorului hidraulic

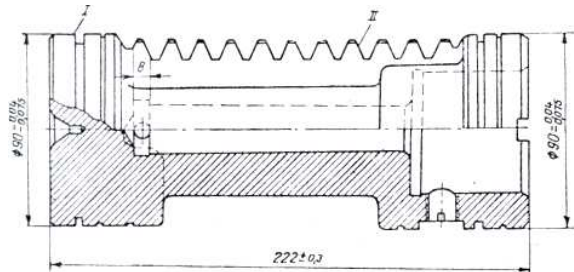


Fig. 8 - Hydraulic actuator piston / Pistonul servomotorului hidraulic

Technical data are as follows :

- cylinder diameter – 90 mm;
- piston stroke – 94 mm.

(47 mm in both directions from the average position)

Based on these data and those of the above figures, we can calculate the piston's area and total volume of right and left chambers of the cylinder when it occupies an average position:

Datele tehnice sunt urmatoarele:

- diametrul cilindrului – 90 mm;
- cursa totala a pistonului – 94 mm.

(47 mm în ambele sensuri fata de pozitia medie)

Pe baza acestor date și a celor din figurile de mai sus, se pot calcula aria pistonului și volumele totale ale camerelor din dreapta și din stânga, când pistonul ocupă o poziție medie:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 3,14 \cdot 90^2 / 4 = 6358 \text{ mm}^2 \approx 6400 \text{ mm}^2 \tag{1}$$

$$V = A \cdot 54 = 6358 \cdot 54 = 345600 \text{ mm}^3 \approx 346000 \text{ mm}^3 \tag{2}$$

Name	Type	Alias	Parameter Value	Start Value	Scale Factor
Equivalent load mass [kg]	Input/Variable	ME_PISTON_1	100		
Dead volume in chamber 1 [m3]	Input/Variable	V01_PISTON_1	346e-6		
Dead volume in chamber 2 [m3]	Input/Variable	V02_PISTON_1	346e-6		
Constants					
Subdata file name	SubdataFile	FILENAME_PISTON_1			
Piston area 1 (m2)		A1	64e-4		
Piston area 2 (m2)		A2	64e-4		
Stroke (m)		SL	94e-3		
Leakage coefficient between the piston c		CIP	0		
Viscous friction coefficient (Ns/m)		BP	0		
	VectorSize				
Cylinder port 1	HydraulicCVector				
	VectorSize				
Cylinder port 2	HydraulicCVector				
Piston rod	MechanicCNode				

Fig. 9 - Input data for the hydraulic actuator / Introducerea datelor pentru servomotorul hidraulic

Input data for the hydraulic actuator is shown in fig. 9:

RESULTS

Variation of flow through the control valve, depending on time is shown in figure 10.

The ordinate is flow [l / min], and the abscissa is time [s]. We chose a short simulation time because the phenomena that occur take place quickly. In this program the flow is negative, during the way from the pump to the cylinder.

In the specific case studied it is found that the flow evolution with respect to time corresponds to the synthetic information provided by manufacturers and control valves catalogue. After 0.2 s the spool is fully open and flow is maximum.

Introducerea datelor pentru servomotorul hidraulic este prezentată in fig. 9:

REZULTATE

Variația debitului prin distribuitor, în funcție de timp este prezentată in figura 10.

Pe ordonată este debitul [l/min], iar în abscisă timpul [s]. Se alege un timp de simulare mai scurt întrucât fenomenele care au loc se desfășoară rapid. În acest program debitul este negativ, la trecerea de la pompă spre cilindru.

În cazul concret studiat se constată că evoluția debitului în raport cu timpul corespunde informațiilor sintetice oferite în cataloage de producătorii de distribuitoare. După 0,2 s sertarul se deschide complet și debitul are valoarea maximă.

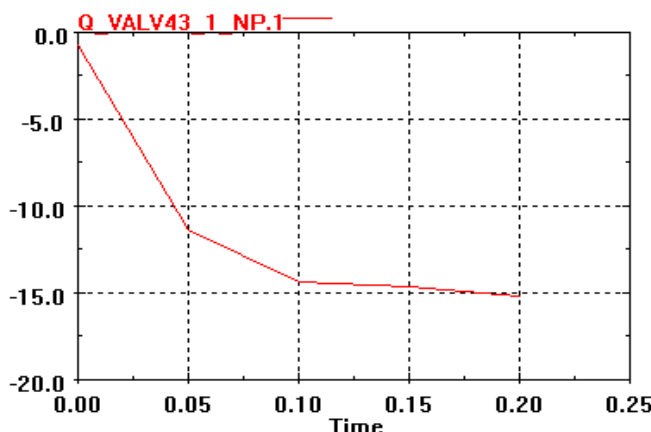


Fig. 10 - Variation of flow through the control valve , depending on time / Variația debitului prin distribuitor, în funcție de timp

The graph below shows the variation of flow (l / min) in the hydraulic cylinder according to the time (s).

Note that after 0.2 s, when opening the spool its maximum flow increases in hydraulic actuator (when executing the steering) to a value of approximately 10 l / min, which corresponds to the criteria under realistic conditions.

Graficul de mai jos arată variația debitului (l/min) în cilindrul hidraulic în funcție de timp (s).

Se observă că după 0,2 s, când deschiderea sertarului distribuitorului este maximă, debitul în servomotorul hidraulic crește (atunci când se execută comanda de virare) până la o valoare de aproximativ 10 l/min, ceea ce corespunde condițiilor reale de exploatare.

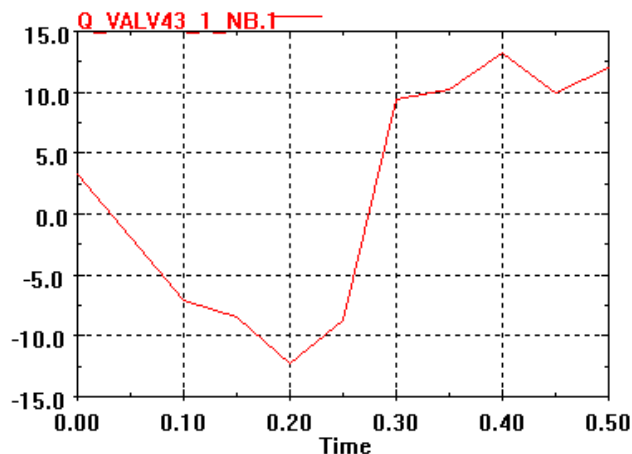


Fig. 11 - Flow variation in hydraulic cylinder depending on time / Variația debitului în cilindrul hidraulic în funcție de timp

In figure 12 is represented the variation of oil pressure (MPa) inside the cylinder.

For simulation we have chosen a longer time (5 s) to view the corresponding pressure variation for a certain period of operation. From the graph we can see that the pressure has a representation scale between 0 and 8 MPa (0 and 80 bar) - which is the maximum pressure provided by the pump).

Pressure variation corresponds to the actuator hydraulic resistance encountered in normal operating conditions.

În figura 12 este reprezentată variația presiunii uleiului (MPa) în interiorul cilindrului.

Pentru simulare s-a ales un timp mai lung (5 s), pentru a putea vizualiza variația presiunii corespunzătoare unei anumite perioade de funcționare. Din grafic se observă că presiunea are scara de reprezentare cuprinsă între 0 și 8 MPa (adică între 0 și 80 bar) - ceea ce reprezintă presiunea maximă furnizată de pompă).

Variația presiunii corespunde rezistenței întâmpinate de servomotorul hidraulic în condiții normale de exploatare.

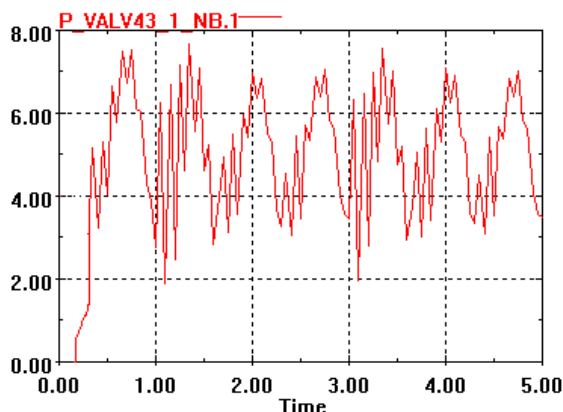


Fig. 12 - Variation of the pressure inside the actuator according to the time / Variația presiunii în interiorul servomotorului în funcție de timp

CONCLUSIONS

Differential equations representing the fluid mechanics are generally difficult. The difficulty of these equations comes from the fact that there is a big difference between the system time constants.

This is the main reason for choosing large simulation times. On the other hand, it requires a small time step to highlight the fast dynamics, but also requires a large simulation time to track the behavior of the dynamics at low frequencies.

In this study we present an approach based on considering the manner of the mathematical models of the system, as consisting of mathematical models, separated structurally from constituent elements.

With the graphical programming environment Hopsan's facilities, you can create one virtual instrument for each category of equipment contained in the hydrostatic system.

From the above results we can analyze any power steering system based on common component parts and introduce the parameters corresponding to different types of pumps, control valves, relief valves, hydraulic cylinders etc.

CONCLUZII

Ecuatiile diferențiale care reprezintă mecanica fluidelor sunt în general dificile. Dificultatea acestor ecuații provine din faptul că există o diferență mare între constantele de timp din sistem.

Acesta este principalul motiv pentru a alege timpi de simulare mai mari. Pe de altă parte este necesar un pas de timp mic pentru a evidenția dinamica rapide, dar în același timp este necesar un timp de simulare larg pentru a urmări comportarea la frecvențe joase a dinamicilor.

În acest studiu am prezentat o manieră de abordare bazată pe considerarea modelului matematic al sistemului, ca fiind compus din modelele matematice, separate structural, ale elementelor componente.

Beneficiind de facilitățile mediului de programare grafică Hopsan, putem crea câte un instrument virtual pentru fiecare categorie de aparatură hidrostatică conținută în sistem.

Din cele prezentate reiese că se poate analiza orice sistem de servodirecție, pornind de la părțile componente comune și introducând parametri corespunzători pentru diferite tipuri de pompe, distribuitoare, supape, cilindri hidraulici etc.

From simulation study, it results that the transient time for hydrostatic systems, varies between 0.1 s and 4s.

We noted that hydrostatic execution elements that provide a translational movement of the load (hydraulic actuators), show greater transient periods.

REFERENCES

- [1]. Calinoiu. C., Vasiliu. N., Vasiliu. D., Catana. I. (1988) - *Modelling, simulation and experimental identification of hydraulic servosystems*, Technical Publishing House Bucharest;
- [2]. Johansson B., Krus P., Palmberg J.-O., "Distributed Modelling: Object Oriented Implementation with Modelica and Transmission Lines," *Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control*, PTMC 2000, Bath, England, 13-15 Sept. 2000;
- [3]. Krus P., Jansson A., Palmberg J-O, Weddfelt K. „Distributed Simulation of Hydromechanical Systems”. Presented at 'Third Bath International Fluid Power Workshop', Bath, UK 1990;
- [4]. Larsson J. „User`s guide to Hopsan”, Department of Mechanical Engineering, Linköping University, Sweden, 2002;
- [5]. Oprean A. and others - *Hydraulic drives and automation (modelling, simulation, test)*, Technical Publishing House , Bucharest , 1989;
- [6]. *** Technical manual of U -650 M tractor.

Din studiul simulărilor efectuate, s-a observat că timpul tranzitoriu, în cazul sistemelor hidrostatice, variază între 0,1 s și 4s.

S-a remarcat că elementele hidrostatice de execuție, care asigură o mișcare de translație a sarcinii (servomotoarele hidraulice), prezintă durate mai mari ale regimului tranzitoriu.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Calinoiu. C., Vasiliu. N., Vasiliu. D., Catana. I. (1988) - *Modelarea, simularea și identificarea experimentală a servomecanismelor hidraulice*, Editura Tehnică București;
- [2]. Johansson B., Krus P., Palmberg J.O. (2000) - *Modelarea Distribuită: Implementarea Orientării pe Obiect cu Modelica și Liniile de Transmisie*, Conferința de Transmisii și Controlul Mișcării, PTMC 2000, Bath, Marea Britanie, 13-15 Septembrie;
- [3]. Krus P., Jansson A., Palmberg J.O., Weddfelt K. (1990) - *Simularea Distribuită a Sistemelor Hidromecanice*, A treia Conferință Internațională de Mecanica Fluidelor, Bath, Marea Britanie;
- [4]. Larsson J. (2002) - *Ghidul Utilizatorului în Hopsan*, Departamentul de Inginerie Mecanică, Universitatea Linköping, Suedia;
- [5]. Oprean. A. și alții (1989) – *Aționări și automatizări hidraulice (Modelare, simulare, încercare)*, Editura Tehnică, București;
- [6]. *** Notița tehnică a tractorului U-650 M.