

## ANALIZA PRIVIND CUPLELE DE FRECARĂ SPECIFICE SERVOVALVELOR ȘI PARTICULARITĂȚILE PROCESELOR TRIBOLOGICE ASOCIATE – partea II

### ANALYSIS OF THE SERVO VALVES SPECIFIC COUPLING AND THE PARTICULARITIES OF THE ASSOCIATED TRIBOLOGICAL PROCESSES – Part I

Aristia-Ioana POPOVICI<sup>1</sup>, Florin PETRESCU<sup>2</sup>

<sup>1</sup>S.I. univ. dr. ing., U.T.C.B. - Facultatea de Utilaj Tehnologic  
e-mail autor: arys\_jo@yahoo.com

<sup>2</sup>Prof. univ. dr. ing., U.T.C.B. - Facultatea de Utilaj Tehnologic  
e-mail autor: petrescu\_florin21@yahoo.com

**Rezumat:** Articolele au ca obiectiv prezentarea principalelor aspecte privind tribologia servovalvelor; principala componentă a sistemelor hidraulice de reglare automată. Sunt identificate și caracterizate, din punct de vedere tribologic, cuplele caracteristice servovalvelor. Se prezintă formele constructive, materialele din care sunt realizate, cerințele de calitate realizate prin tratamente termice adecvate și relațiile stricte între dimensiunile funcționale de bază ale duzei și ale restrictorului privite în legătură cu fenomenele complexe care apar la curgerea lichidului hidraulic. Sunt prezentate procesele de frecare și uzare caracteristice servovalvelor; factorii de influență specifici și unele aspecte privind modelele matematice ale procesului de frecare (modelul Coulomb, modelul Stribeck, modelul Helouvry, teoria adeziunii Bowden-Tabor). Frecarea vâscoasă, proprie regimului normal de funcționare a servovalvelor, respectiv al cuplei sertar-bucșă este analizată cu legea Newton și în acest context sunt prezentate forțele de presiune și efectele acestora asupra proceselor tribologice specifice.

**Cuvinte cheie:** servovalva, lichid hidraulic, frecare

**Abstract:** The articles aim to present the main aspects of servo valves tribology, the main component of automatic hydraulic control systems. The specific coupling of servo valves are identified and characterized from tribological point of view. The constructive forms, the material from which they are built, the quality requirements achieved with adequate heat treatments and the strict relation between the basic functional dimensions of the nozzle and the restrictor are presented in relation to the complex phenomena that occur when the hydraulic fluid flows. Are presented the specific friction and wear processes characteristic of the servo valves, the specific influencing factors and some aspects regarding the mathematical models of the friction process (Coulomb model, Stribeck model, Helouvry model, Bowden-Tabor adhesion theory). Using Newton's law is analyzed the viscous friction - proper to the normal operation regime of the servo valve (of the drawer-sleeve coupling) – and are presented the pressure forces and their effects on the specific tribological processes.

**Keywords:** servo valve, hydraulic fluid,

## 1. INTRODUCERE

Procesele de frecare sunt localizate, la nivelul elementelor principale ale servovalvelor aflate în contact și mișcare relativă: sertar – bucșă și sfera tije de reacție – canalul circular al sertarului (§2 din partea I) [1][2][3].

Intensitatea procesului de frecare și evoluția acestuia în timp sunt determinate de:

- forțele hidraulice radiale, neechilibrate, care apar la curgerea fluidului hidraulic în interstițiul dintre sertar și bucășă;
- procesele fizice de interacțiune și adeziune moleculară care se manifestă între asperitățile în contact direct ale suprafețelor sertarului și bucășei, în perioada în care acestea se află în repaos sau în cazul străpungerii peliculei de lubrifiant;
- modificarea proprietăților fluidului hidraulic (variația vâscozității, a caracteristicilor reologice și a parametrilor tribologici) ca urmare a contaminării uleiului;
- variația jocului dintre sertar și bucășă, produsă de uzarea erozivă.

## 2. PROCESELE DE FRECARĂ SPECIFICE SERVOVALVELOR

În cazul sistemelor hidraulice de reglare automată, respectiv a servovalvelor, procesele de frecare vâscoasă și frecare uscată sunt într-o strânsă dependență cu particularitățile constructive și funcționale ale cuplelor specifice acestor sisteme.

*Observație:* **frecarea vâscoasă** este un parametru important în analiza dinamică a sistemelor hidraulice și este cuantificată prin coeficientul de frecare vâscoasă care se regăsește în modelele matematice ale SHRA, respectiv în funcțiile de transfer specifice.

**Frecarea uscată** este, de regulă proprie sistemelor slab amortizate (sisteme hidraulice de ordinul doi); ea se manifestă chiar și în cazul cuplelor lubrificate, în special în perioadele caracteristice regimurilor staționar și tranzitoriu [1].

Valorile minime ale forței de frecare sunt singurele mărimi de stabilizare dinamică și care afectază în același timp caracteristicile de prag și histerezisul caracteristice sistemelor hidraulice de reglare automată. Valorile maxime ale forței de frecare sunt utile pentru dimensionarea organelor de comandă și pentru asigurarea unei anumite precizii a acestor sisteme [1].

Frecarea uscată statică se manifestă la contactul sertarului cu bucașa servovalvei, la inițierea mișcării, după o perioadă mai lungă de staționare, pe când frecarea vâscoasă este caracteristică regimului de funcționare normală a sistemului.

În cazul sistemelor caracterizate prin mișcări cu amplitudini mici, **frecarea uscată** este preponderentă față de frecarea vâscoasă. Efectele nedorite ale frecării uscate, mai ales ale frecării statice, reclamă soluții eficiente de diminuare sau chiar anulare a acestora. În cazul servovalvelor suprapunerea peste semnalul principal de comandă a unui semnal de înaltă frecvență (dither) este o soluție eficientă [1].

Forța de frecare statică apare la suprafața de contact a două corpuri aflate în repaos relativ și se opune mișcării atunci când viteza este nulă.

Fenomenele fizice care caracterizează contactul direct, nemijlocit al asperităților sunt interacțiunea și adeziunea moleculară asociate cu coeziunea moleculară [4].

Când asperitățile sunt în contact direct, (lubrifiantul este expulzat sub acțiunea pur mecanică) moleculele materialului sunt supuse forțelor de adeziune (de atracție moleculară) a căror intensitate este influențată de distanță. La distanțe mari forțele de coeziune sunt nesemnificative; apropierea suprafețelor provoacă creșterea acestor forțe, pentru ca la o apropiere foarte mică forțele de atracție moleculare să se transforme în forțe de respingere.

## Analiza privind cuplele de frecare specifice servovalvelor și particularitățile proceselor tribologice asociate – partea II

Ruperea asperităților sub efectul forțelor tangențiale generate în perioada mișcării relative este similară cu separarea moleculelor. Pentru realizarea acestei ruperi este necesar ca forța de separare să fie mai mare decât forța de atracție moleculară.

Ruperea, separarea moleculelor materialelor corpurilor în contact generează forța de frecare.

Teoriile moderne ale frecării se bazează pe ipoteza dualității interacțiunii mecanice a asperităților (adeziune și deformare) și a proceselor de disipare a energiei generată la mișcarea relativă a suprafețelor [5][6][7][4].

*Teoria molecular-mecanică a frecării* este fundamentată pe următoarele observații:

- rugozitățile se întrepătrund și în zona de contact au o mare densitate de energie (ordinul de mărime  $10^3 \text{ W/m}^2$ );
- moleculele suprafețelor în contact se găsesc în stare de disociere;
- în cazul metalelor, în stratul superficial, densitatea golurilor este de 2-3 ori mai mare decât în materialul de bază;
- rezistența stratului superficial este influențată de rezistența unei „legături” care se determină cu ajutorul energiei de activare și numărul real al acestor „legături”;
- rezistența adeziunii este proporțională cu timpul de „staționare”.

Conform *teoriei adeziunii*, elaborată de *Bowden* și *Tabor* în 1950, suprafețele realizează contactul prin intermediul vîrfurilor asperităților care preiau sarcina exterioară. Acestea se deformează plastic chiar la presiuni reduse pentru că sunt preluate de o arie reală foarte mică. Curgerea plastică provoacă creșterea ariei de contact până ce mărimea acesteia este suficientă pentru a prelua sarcina prin deformații elastice. Creșterea ariei reale de contact este consecința cumulată a creșterii suprafeței de contact a fiecărei asperități, prin deformarea plastică și a generării de noi contacte.

Materialul asperităților în contact deformat plastic se sudează, formând micropunți sau microjoncțiuni, proces care poate fi privit sub două aspecte în funcție de relația presiune (deformație)-temperatură: microjoncțiuni „la rece” sau „la cald” (primul caz corespunde deformațiilor mari și temperaturilor reduse, iar cel de-al doilea, deformațiilor reduse și temperaturilor ridicate) (figura 1).

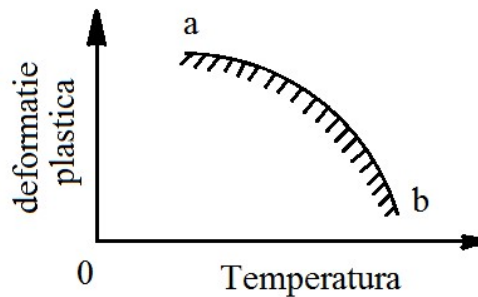


Fig. 1 Relația deformație-temperatură în formarea microjoncțiunilor sudate

Suprafețele de frecare sunt astfel „sudate” și vor putea realiza mișcarea relativă numai forfecând aceste joncțiuni. În acest context forța de frecare are expresia:

$$F_f = A_r \cdot \tau_c \quad (1)$$

unde:  $A_r$  – aria reală;  $\tau_c$  – tensiunea tangențială de curgere a materialului cu duritate mai mică.

Coeficientul de frecare este exprimat în funcție de forța specifică de frecare,  $S$ , definită ca forța necesară forfecării unității de arie a joncțiunii asperității și de duritatea  $H$  a materialului mai moale:

$$\mu = \frac{F_f}{F_n} = \frac{A_r \cdot S}{A_r \cdot H} = \frac{S}{H} \quad (2)$$

Aspectele prezentate anterior sunt valabile pentru cazul contactelor rugoase nelubrificate dar, în aceeași măsură se pot aplica și contactelor lubrificate la care, din diferite cauze, pelicula de lubrifiant este străpunsă întâmplător [6][4].

În perioadele de repaos, pe contactele directe ale asperităților suprafețelor sertarului și bușei servovalvei se produc adeziuni, care sunt „desfăcute” la aplicarea ditherului, atunci putem considera că, în timp, microsrafețele se vor uza printr-un proces cumulativ, de adeziune și de oboseală mecanică superficială. Așadar semnalul dither controlează eficient procesul de frecare și îl menține la cote rezonabile pe cel de uzare.

**Frecarea vîscoasă** este proprie regimului normal de funcționare a servovalvelor respectiv al cuplei sertar-bușă. Cele două elemente sunt separate printr-o peliculă lubrifiantă cu grosimea de ordinul micronilor sau zecilor de microni, egală cu jocul radial dintre sertar și bușă. Curgerea fluidului prin acest interstițiu inelar este laminară și se produce la diferențe de presiune de ordinul sutelor de bari [1][2].

Legea frecării vîscoase (*Isaac Newton*) este folosită pentru exprimarea cantitativă a vîscozității, măsură a proprietăți lichidelor de a se opune curgerii ca urmare a interacțiunii dintre straturile de fluid:

$$F = \eta \cdot S \cdot \frac{du}{dn} \quad (3)$$

unde:  $\eta$  – coeficientul de vîscozitate dinamică [ $\text{Ns/m}^2$ ];

$S$  – suprafața straturilor de lichid aflate în contact;

$du/dn$  - gradientul vitezei față de normala la curgere.

Forțele de vîscozitate se manifestă între fluidul hidraulic și elementele mecanice în mișcare, imersate în fluid, figura 2 [8].

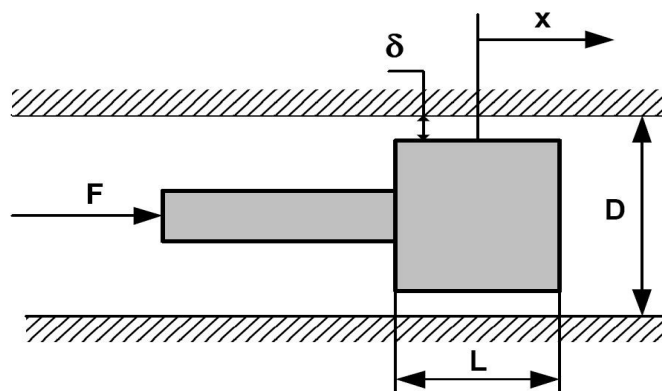


Fig. 2 Forțele de frecare vîscoase între elementele mecanice concentrice [8]

Forța necesară pentru a realiza mișcarea pistonului în cilindru este o măsură a frecărilor interne a particulelor de fluid sau a rezistenței pe care o opune la deformare și este dată de relația:

Analiza privind cuplele de frecare specifice servovalvelor și particularitățile proceselor tribologice asociate – partea II

$$F = \eta \cdot S \cdot \frac{\dot{x}}{\delta} = \frac{\mu\pi DL}{\delta} \dot{x} \quad (4)$$

unde:  $\delta$  – reprezintă jocul radial între piston și cilindru;  $D$  – diametrul cilindrului;  
 $L$  – lungimea de contact dintre piston și cilindru;  
 $\dot{x}$  - viteza stratului de fluid aderent pistonului care se deplasează împreună cu acesta.

Se introduce coeficientul de frecare vâscoasă –  $f_v$ , dat de relația:

$$f_v = \frac{\mu\pi DL}{\delta} \quad (5)$$

Ținând cont de relația (4) în relația (5) se obține că forța de frecare vâscoasă între două elemente mecanice aflate în mișcare relativă este proporțională cu viteza dintre acestea:

$$F = c \cdot \dot{x} \quad (6)$$

**Vîscozitatea acționează ca o forță de amortizare în elementele de comandă din cadrul sistemelor hidraulice și determină volumul pierderilor de lichid.**

Frecarea vâscoasă specifică servovalvelor este atent controlată în cazul servovalvelor prin măsuri care vizează reducerea forțelor radiale neechilibrate și realizarea suprafețelor în contact cu toleranțe, abateri de formă, de poziție și rugozitate foarte precise, respectiv:

- realizarea de „canale de detentă” pe suprafața cilindrică exterioară a sertarului care realizează mișcarea forțelor radiale neechilibrate și implicit reducerea frecării [1][2];
- controlul debitului de scăpări (scurgeri între căile de distribuție) prin realizarea jocului radial între sertar și bușă în limitele  $1 \dots 2(5)$  [ $\mu\text{m}$ ], toleranța la cilindricitate de  $2$  [ $\mu\text{m}$ ] pentru bușă și respectiv  $1 \dots 2$  [ $\mu\text{m}$ ] pentru sertar și rugozitatea suprafețelor sertarului și bușei  $R_a = 0.05K \dots 0.1$  [ $\mu\text{m}$ ]; uneori, în același scop se practică între căile de distribuție orificii fine, calibrate.

### 3. FORȚELE DE PRESIUNE ÎN CUPLA SERTAR-BUCȘĂ

Elementele active ale sertarului nu sunt perfecte din punct de vedere al abaterilor de formă și de poziție; poziția acestuia față de bușă poate fi excentrică.

Se crează astfel premisele distribuției neuniforme a presiunilor în interstițiul inelelor, ceea ce are ca efect apariția unor **forțe radiale neechilibrate**, care solicită asimetric sertarul în alezaj [1].

Aceste forțe au influență majoră asupra frecărilor în cupla sertar-bușă.

Se consideră două cazuri:

- sertarul și bușă sunt perfect cilindrice, fără rugozități, cu axele paralele, excentrice (fig. 3);

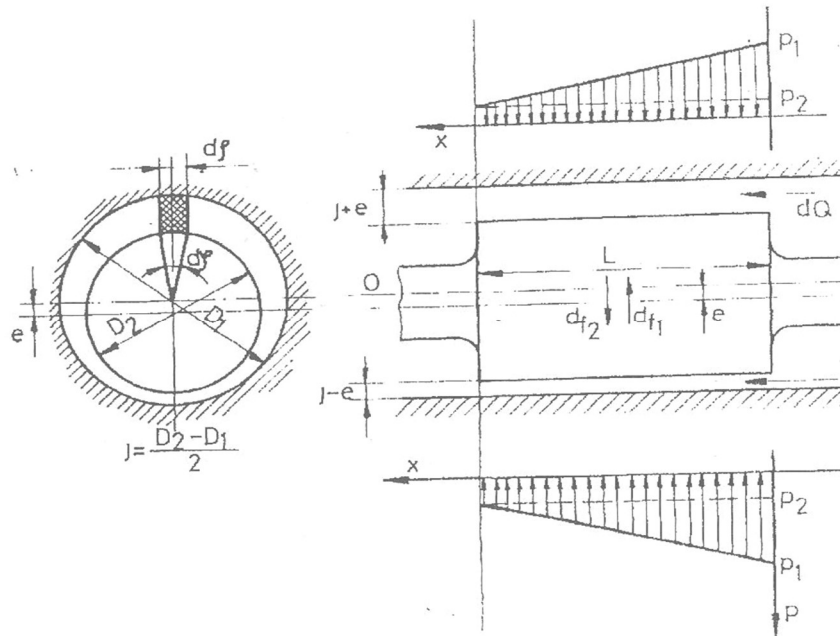


Fig. 3 Sertar cilindric – bușă cu axe paralele excentrice [1]

- bușă este perfect cilindrică și sertarul este tronconic (abatere de la cilindricitate) cu baza mare orientată către presiunea de intrare (fig. 4).

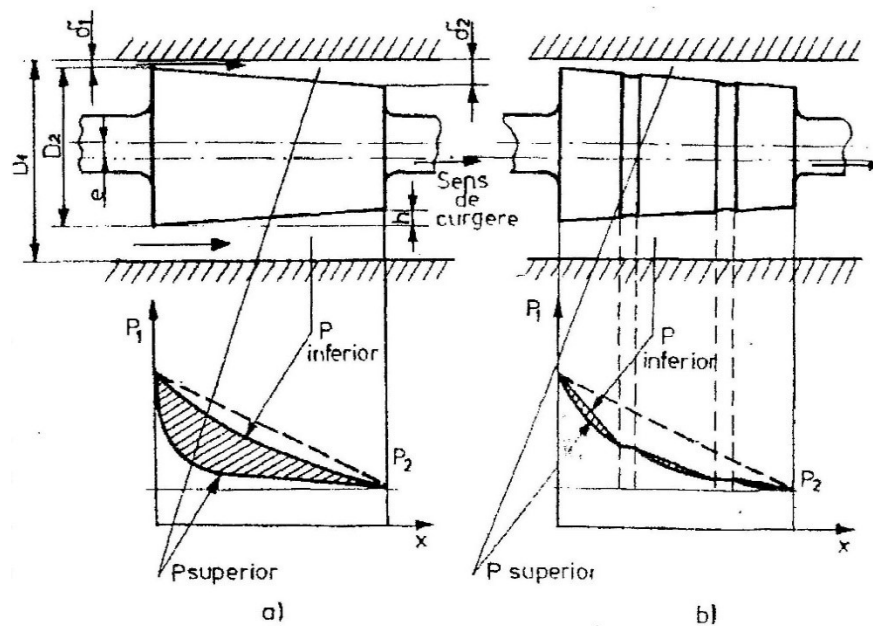


Fig. 4 Sertar conic excentric [1]

Componenta neechilibrată acționează în planul excentricității și se determină cu relația [1]:

Analiza privind cuplele de frecare specifice servovalvelor și particularitățile proceselor tribologice asociate – partea II

$$F_R = \frac{\pi l D_2 h \Delta p}{4e} \left( 1 - \frac{2\delta + h}{\sqrt{(2\delta + h)^2 + 4l^2}} \right) \quad (7)$$

Semnificația termenilor este conform figurilor 3 și 4.

Forța radială neechilibrată este orientată dinspre jocul mare către jocul mic și provoacă, datorită nesimetriei, o rotire a sertarului în planul axial, până în momentul în care diametrul mare intră în contact cu sertarul; se produce astfel blocajul sertarului în bușă.

Dacă suprafețele cilindrice ale sertarului și bușei sunt perfect paralele, forțele de presiune se echilibrează.

Când condiția de mai sus nu este îndeplinită forțele și momentele neechilibrate acționează în sensul blocării sertarului în alezaj.

În cazul în care sertarul este excentric și conicitatea este orientată în sensul curgerii, adică diametrul acestuia scade în sensul curgerii, rezultanta forțelor de presiune tinde să mărească excentricitatea, respectiv să lipească sertarul de bușă.

Dacă diametrul sertarului excentric crește în sensul curgerii rezultanta forțelor de presiune tinde să anuleze excentricitatea inițială și sertarul se autocentrează.

Forța de frecare în interstițiu cuplei se cuantifică cu relația  $F_f = \mu \cdot F_R$ .

Forța de frecare maximă poate fi evaluată, ca ordin de mărime, considerând o expresie simplificată a forței radiale.

$$F_R' = \alpha \cdot D \cdot l \cdot \Delta p \quad (8)$$

unde:  $\alpha$  – este un coeficient „de lipire”.

Variația coeficientului  $\alpha$  în funcție de raportul dintre jocul mediu ( $j_{med}$ ) al cuplei și diferența jocurilor la cele două extremități ale sertarului ( $h_{med}$ ) este exprimată grafic în figura 5.

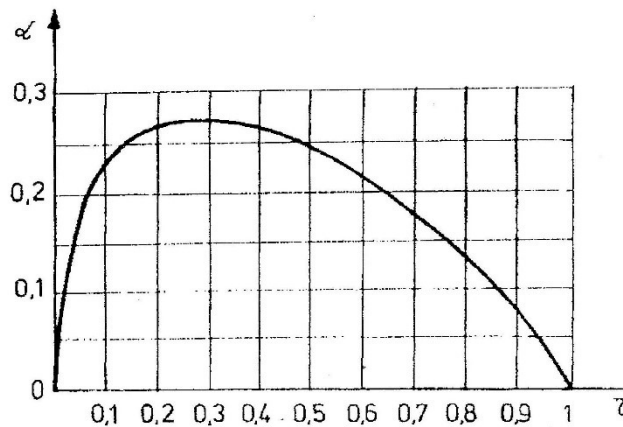


Fig. 5 Variația coeficientului  $\alpha$  în funcție de raportul  $\tau$

Raportul  $h_{med} / j_{med}$  se notează cu  $\tau$  și este definit de relația:  $\tau = 0.5 h_{med} / j_{med}$ .

În cazul sertarului cilindric  $\tau = 0$ , iar în cazul în care sertarul are diametrul amonte egal cu al bușei  $\tau = 1$ .

Se constată că valoarea maximă a coeficientului  $\alpha = 0.27$  corespunde valorii parametrului  $\tau \cong 0.3$ ; aceste valori sunt confirmate în practică.

Determinarea forței de frecare pe sertar, pe un exemplu numeric, consideră coeficientul de frecare  $\mu = 0.15$  [1].

Această valoare este acoperitoare și răspunde rezolvării practice a problemelor frecării în cupla sertar-bucșă.

#### 4. CONCLUZII

Din anumite puncte de vedere cuantificarea coeficientului de frecare poate fi nuanțată în funcție de factorii de influență caracteristici, între care viteza, proprietățile materialelor sertarului și bucșei, precum și caracteristicile fluidului hidraulic nou și contaminat sunt importante.

Metoda prezentată anterior (§3) permite un calcul rapid și impune concluzia că reducerea frecărilor prin soluția sugerată de aceasta, respectiv, micșorarea conicității nu este eficientă [1].

Servovalvele sunt construite astfel încât nivelul forțelor de frecare, inferior celor dinamice, sunt controlate prin metode și soluții eficiente [9]

Forțelor de presiune specifice cuplei sertar-bucșă li se acordă o atenție specială pentru că: „forțele de frecare influențează sensibil funcționarea elementelor proporționale, în special caracteristica de prag și histerezisul” [1].

De asemenea există părerea că: „lipirea sertarului neted de bucșă nu poate fi evitată chiar dacă execuția este precisă” [1][2][10].

Procesele de frecare sunt asociate cu procesele de uzare, pe care le determină și de care sunt influențate la rândul lor. Menținerea intensității de uzare a cuplurilor de materiale în limite rezonabile este posibilă, așadar, prin controlul proceselor de frecare.

#### BIBLIOGRAFIE

- Pătruț, P., Nicolae, I.**, - *Acționări hidraulice și automatizări – teorie, aparate, sisteme automate și aplicații industriale*, Editura “Nausicaa”, București, 1998  
<http://www.fluid-power.pub.ro/natdocs/achp.pdf>
- Borello, L., Dalla Vedova, M., Jacazio, G., Sorli, M.** - *A Prognostic Model for Electrohydraulic Servovalves*, Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society, 2009
- Tudor, A.**, - *Frecarea și uzarea materialelor*, Editura Bren, București, 2002
- Pascovici, M.D.**, - *Lubrificația. prezent și perspective*, ed. Tehnică, București, 1985
- Pascovici, D. Mircea, Cicone, T.**, - *Elemente de tribologie*, Editura BREN, 2001
- Pavelescu, D., ș.a.**, - *Tribologie*, București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1977
- Panduru, V.**, - *Simularea numerică a proceselor dinamice – note de curs*
- Popovici, A.I.**, - *Contribuții la studiul efectelor uzării asupra performanțelor sistemelor hidraulice de reglare automată*, Teză de doctorat, București, 2012
- Ionescu, I., Mareș, C.**, - *Servovalve electrohidraulice – concepție, baze fizice, fabricație, încercări, tendințe* – Editura Lux Libris, Brașov, 1996