



Universitatea Națională de Știință și Tehnologie
POLITEHNICA BUCUREȘTI
Facultatea de Energetică
Departamentul de Hidraulică, Mașini Hidraulice și
Ingineria Mediului



Nr. Decizie Senat 90 din 05.10.2023

TEZĂ DE DOCTORAT

–Rezumat–

SERVOMECANISM ELECTROPNEUMATIC PROPORȚIONAL, SEPP, PENTRU ACȚIONAREA VANELOR DIN INDUSTRIA ENERGETICĂ

Autor: drd. ing. Valentin-Nicolae COCOCI

Conducător de doctorat: prof. dr. ing. Carmen-Anca SAFTA

București, 2023

Rezumat

Teza de doctorat *Servomecanism electropneumatic proporțional, SEPP, pentru acționarea vanelor din industria energetică*, este o lucrare de cercetare aplicativă care prin simulări numerice și teste experimentale, determină performanțele dinamice ale unui servomecanism electropneumatic de poziționare liniară folosit în comanda vanelor utilizate în diferite aplicații din industria energetică.

Noutatea tezei este dată de folosirea distribuitorilor proporționale ca element de comandă al actuatorului pneumatic liniar. Distribuitorii pneumatice proporționale sunt echipamente dezvoltate în ultimii 35 de ani și care au început să înlocuiască cu succes servovalvele pneumatice mult mai scumpe decât distribuitorii proporționale.

Obiectivele principale ale tezei sunt:

1. Studiu bibliografic aprofundat pentru determinarea și dezvoltarea subiectului studiat, din punct de vedere teoretic și experimental;
2. Studiu teoretic privind modelarea matematică a sistemului de acționare pneumatică cu distribuitor proporțional;
3. Realizarea unei scheme de acționare pneumatică de tip servomecanism electropneumatic de poziționare liniară cu distribuitor proporțional;
4. Determinarea prin simulări numerice a performanțelor dinamice ale SEPP;
5. Determinarea experimentală a performanțelor dinamice a SEPP, calibrare model numeric și racordare regulator.

Capitolul 1 prezintă o scurtă introducere a tematicii lucrării, prezentând obiectivele și motivația acesteia. De asemenea, în acest capitol se oferă o succintă prezentare a conținutului tezei.

În **Capitolul 2**, se prezintă un rezumat privind evoluția domeniului acționărilor pneumatice și se subliniază tendințele de pe piață în ceea ce privește sistemele pneumatice. Aici este prezentat stadiul actual, atât din perspectiva teoretică, cât și din cea experimentală, a diverselor aplicații ale acționărilor pneumatice și servoacționărilor menționate în literatura de specialitate.

Capitolul 3 este dedicat descrierii servomecanismelor pneumatice, a elementelor componente specifice acestor sisteme. De asemenea, în acest capitol, sunt menționate proprietățile aerului (fluidul de lucru în acționările pneumatice), domeniile de presiune, debite și diametre de curgere, exemple de scheme de acționare pneumatice în buclă închisă și deschisă, dar și cercetări experimentale realizate de alți autori, în subiectul tezei.

Studiul teoretic privind curgerea fluidului compresibil prin orificii și ajutaje, caracteristica debit-presiune prin orificiile distribuitorului pneumatic și ecuațiile care definesc modelul matematic al unui servomecanism electropneumatic de poziționare liniară, sunt prezentate în **Capitolul 4**.

Rezultatele simulărilor numerice care stau la baza validării performanțelor sistemului pneumatic acționat de un distribuitor proporțional sunt descrise în capitolul **Capitolul 5**. În acest capitol sunt prezentate tipurile de software-uri care pot fi utilizate pentru simularea numerică, metodologia de lucru folosită pentru simularea numerică, dar și rezultatele simulărilor numerice pentru acționări pneumatice în buclă închisă și deschisă. De asemenea

sunt prezentate rezultatele simulărilor numerice în contextul utilizării servomecanismului de poziționare electropneumatic în acționarea vanei de alimentare a aeratoarelor din treapta biologică a unei stații de epurare.

Tot în cadrul acestui capitol a fost studiat comportamentul dinamic al servo sistemelor electropneumatice de poziționare cu distribuitor proporțional. Pentru realizarea simulărilor numerice a fost considerată schema unui servomecanism de poziționare liniară în care actuatorul pneumatic este utilizat în două variante constructive: actuator cu ariile pistonului egale și actuator cu ariile pistonului inegale

Validarea experimentală a rezultatelor obținute prin simulări numerice este prezentată în **Capitolul 6**. Sunt menționate metodologia de lucru, rezultatele testelor experimentale, comparația rezultatelor numerice cu cele experimentale.

Capitolul 7 prezintă sinteza principalelor contribuții științifice și tehnice conform celor trei direcții de dezvoltare a tezei: cercetare teoretică, simulări numerice, teste experimentale.

La finalul tezei se regăsesc bibliografia și anexele.

Rezultatele simulărilor numerice au fost obținute cu ajutorul software-ului Simcenter Amesim de la SIEMENS, iar cercetarea experimentală a fost realizată, în mare parte, cu ajutorul echipamentelor Festo Didactic România. Testele experimentale au fost realizate atât în cadrul Laboratorului Honeywell din cadrul Facultății de Automatică și Calculatoare din Universitatea Politehnica din București, cât și în Laboratorul de automatizări Festo Didactic România.

Cuvinte cheie: actuator pneumatic, distribuitor pneumatic proporțional, fluid compresibil, industrie energetică, modelare matematică, simulări numerice, teste experimentale, vană.

Mulțumiri

Redactarea și publicarea acestei lucrări au fost posibile datorită sprijinului acordat de către câteva persoane care m-au susținut și încurajat. Aș dori să exprim recunoștința mea profundă către:

Doamna Prof. dr. ing Carmen-Anca SAFTA, conducătorul științific, pentru sprijinul constant din punct de vedere științific, tehnic și moral oferit pe durata întregii perioade de pregătire și dezvoltare a tezei. Îi mulțumesc pentru deschiderea și răbdarea sa.

Domnul Prof. dr. ing Nicolae VASILIU pentru sfaturile constructive și imboldul pe care mi l-a oferit cu ocazia convorbirilor avute.

Membrilor comisiei de îndrumarea a tezei:

- ✚ **Domnul Conf. dr. ing Constantin CALINOIU**, pentru disponibilitatea constantă și timpul acordat pentru efectuarea testelor experimentale în laboratorul Honeywell din cadrul Facultății de Automatică și Calculatoare din Universitatea Politehnica din București și instruirea mea în utilizarea programelor pentru realizarea simulărilor numerice.
- ✚ **Domnul Prof. dr. ing Ciprian LUPU**, pentru disponibilitatea constantă și timpul acordat în diferitele probleme întâmpinate în realizarea testelor experimentale, dar și pentru faptul că ne-a pus la dispoziție laboratorul Honeywell din cadrul Facultății de Automatică și Calculatoare din Universitatea Politehnica din București.
- ✚ **Domnul Prof. dr. ing. Alexandru MARIN** pentru sugestiile și observațiile utile acordate pe parcursul realizării lucrării.
- ✚ **Domnul Prof. dr. matem. Andrei HALANAY** pentru sprijinul acordat în realizarea modelului matematic.
- ✚ **Domnul Conf. dr. ing. Andrei DRUMEA** pentru observațiile benefice oferite pe tot parcursul elaborării lucrării.

Sprijinul pe termen lung oferit de echipa firmei **Festo Didactic Romania**, care a fost esențial în finalizarea standului de testare dezvoltate de autor. Competența tehnică a domnului **Adelin PLACINTARU** a fost crucială pentru realizarea standului de testare experimental. De asemenea, mulțumesc echipei Festo pentru că mi-au pus la dispoziție toată documentația tehnică necesară.

Mulțumesc membrilor comisiei de examinare a tezei pentru sugestiile și observațiile utile finalizării lucrării:

1. Prof.dr.ing. Radu Florin PORUMB
2. Prof.dr.ing. Carmen-Anca SAFTA
3. Prof.dr.ing. Nicolae VASILIU
4. CSI dr.ing. Vergil MURARU
5. Prof.dr.ing. Ilare BORDEAȘU

Nu în ultimul rand mulțumesc soției și părinților mei pentru sprijinul și suportul moral necondiționat din perioada studiilor doctorale.

Cuprins

Capitolul I.....	7
INTRODUCERE.....	7
1.1. Generalități.....	7
1.2. Obiective și motivație.....	8
1.3. Analiza studiului bibliografic.....	9
1.4. Structura Tezei.....	10
Capitolul II.....	11
STADIUL ACTUAL PRIVIND DEZVOLTAREA SISTEMELOR DE ACȚIONARE PNEUMATICĂ	
.....	11
2.1 Generalități.....	11
2.1.1 Scurt istoric al dezvoltării domeniului acționărilor pneumatice.....	11
2.1.2 Tendințele de market ale sistemelor de acționare pneumatică	11
2.2. Structuri de servomecanisme electropneumatice	12
2.3. Cercetări teoretice asupra componentelor electropneumatice.....	12
2.4 Cercetările experimentale asupra componentelor electropneumatice	14
Capitolul III.....	16
ECHIPAMENTE ȘI ACȚIONĂRI ELECTROPNEUMATICE.....	16
3.1 Generalități.....	16
3.2. Proprietățile aerului.....	17
3.3. Domenii de presiuni și debite.....	18
3.4. Echipamente pneumatice.....	19
3.5. Acționări electropneumatice	20
Capitolul IV.....	21
MODELAREA MATEMATICĂ A SERVOMECHANISMELOR PNEUMATICE CU ACTUATOR	
LINIAR	21
4.1. Generalități.....	21
4.2. Curgerea aerului prin ajutaje și orificii.....	21
4.3. Caracteristica de debit masic prin orificii de arie variabilă.....	24
4.4. Simulări numerice privind comportarea dinamică a distribuitorilor proporționale	26
4.5. Neliniarități în funcționarea servomecanismelor electropneumatice	28
4.6. Metode de control în sistemele pneumatice de poziționare.....	30
4.7. Modelul matematic asociat servomecanismului electropneumatic	31
Capitolul V	34
SIMULĂRI NUMERICE PENTRU DETERMINAREA PERFORMANȚELOR	
SERVOMECHANISMULUI ELECTROPNEUMATIC CU DISTRIBUTOR PROPORȚIONAL.....	34
5.1. Generalități.....	34
5.2. Prezentarea limbajelor de simulare numerică utilizate în proiectarea sistemelor automate	
electropneumatice	34
5.2. Metodologie de lucru în Simcenter Amesim.....	34

5.3.	Simularea numerică a comportării dinamice a actuatorilor pneumatici liniari	35
5.5.	Comportarea dinamică a servomecanismelor electropneumatice de poziționare cu actuatori simetrici și asimetrici	41
5.6.	Comportarea dinamică a unui servomecanism electropneumatic pentru acționarea unei vane fluture	45
Capitolul VI.....		47
DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PERFORMANȚELOR SERVOMECHANISMULUI ELECTROPNEUMATIC		47
6.1.	Generalități	47
6.2.	Structura standului de testare	47
6.3.	Metodologie de lucru	47
6.4.	Rezultate experimentale	49
6.5.	Concluzii și comparație cu rezultatele numerice.....	54
Capitolul VII		56
SINTEZA PRINCIPALELOR CONTRIBUȚII ȘTIINȚIFICE ȘI TEHNICE ALE LUCRĂRII. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE.....		56
7.1.	Concluzii generale.....	56
7.2.	Contribuții originale	57
7.3.	Direcții viitoare de cercetare	58
Bibliografie teză		59

INTRODUCERE

1.1. Generalități

Începutul secolului XXI este definit tehnologic de procesul de digitalizare, culminând cu dezvoltarea conceptului de Industrie 4.0 (4IR-a 4-a Revoluție Industrială). Digitalizarea permite conversia datelor analogice în format digital, ceea ce facilitează transmiterea de informații în timp real [101].

Procesul de digitalizare a dus la folosirea pe scară mult mai largă a acționărilor pneumatice, datorită avantajelor aduse de transmiterea de informații în timp real, prin noile structuri de sisteme electronice miniaturizate și încorporate (embedded) în multe din componentele pneumatice de acționare. Această transmitere a datelor în timp real a determinat corectarea unei probleme semnificative în domeniul acționărilor pneumatice, și anume corectarea neliniarităților datorate compresibilității gazului, curgerii aerului prin orificii, a forțelor de frecare dezvoltate la deplasarea elementelor mecanice, a histerezisului datorat materialelor magnetice și electrice din componența elementelor de comandă și control pneumatic.

Sistemele pneumatice convertesc energia aerului comprimat în energie mecanică, care poate să fie utilizată ca lucru mecanic transmis elementelor de execuție de tipul actuatorilor pneumatice (liniare sau rotative) [1].

În domeniul roboților, în funcție de mobilitatea, respectiv numărul gradelor de libertate, se pot folosi mai multe sisteme de poziționare liniară sau unghiulară. Este și cazul robotului umanoid Kokoro, Figura 1.2, având 38 de grade de libertate, 114 senzori și 76 bucle de reglare. Robotul folosește distribuitori proporționale FESTO de tip MPYE [103].

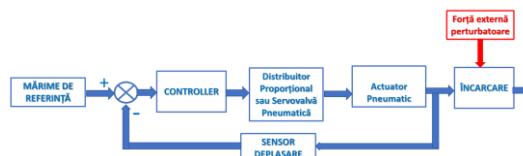


Figura 1.1. Schema bloc a unui sistem electropneumatic de poziționare liniară



Figura 1.2. Robotul umanoid "Kokoro" distribuitori proporționale FESTO de tip MPYE pentru servo-actuatorile electropneumatice, [103]

Sistemele electropneumatice de poziționare moderne folosesc în structura lor, pentru comanda debitului de aer necesar actuatorului, distribuitori proporționale. Asemeni servovalvelor electropneumatice, distribuitorii proporționale sunt amplificatoare electropneumatice care la o comandă dată în curent (tensiune sau intensitate) debitul furnizat

este proporțional cu comanda. Performanțele distribuitorilor proporționale nu sunt egale cu performanțele servovalvelor pneumatice, dar costurile de fabricație și achiziție sunt mult mai mici. Având în vedere că din punct de vedere tehnic performanțele distribuitorilor proporționale ([135] histerezis 3%; repetabilitate 3%; sensibilitate 0.05%; liniaritate 3%; timp de răspuns < 50 ms) sunt apropiate de performanțele servovalvelor, folosirea distribuitorilor proporționale în sistemele de poziționare este frecventă, iar interesul tehnic pentru studiul acestor sisteme a crescut.

1.2. Obiective și motivație

Teza de doctorat *Servomecanism electropneumatic proporțional, SEPP, pentru acționarea vanelor din industria energetică*, este o lucrare de cercetare care prin simulări numerice și teste experimentale, determină performanțele dinamice ale unui servomecanism electropneumatic de poziționare liniară folosit în comanda vanelor utilizate în diferite aplicații din industria energetică.

Noutatea tezei este dată de folosirea distribuitorilor proporționale ca element de comandă al actuatorului pneumatic liniar. Distribuitorii pneumatice proporționale sunt echipamente dezvoltate în ultimii 35 de ani care au început să înlocuiască cu succes servovalvele pneumatice mult mai scumpe decât distribuitorii proporționale.

Sistemul de acționare pneumatică propus este un servomecanism de poziționare, compus dintr-un cilindru pneumatic (actuator) antrenat de un distribuitor proporțional care funcționează în buclă închisă.

În Figura 1.3 se prezintă standul experimental pentru identificarea experimentală a elementelor componente servomecanismului electropneumatic .

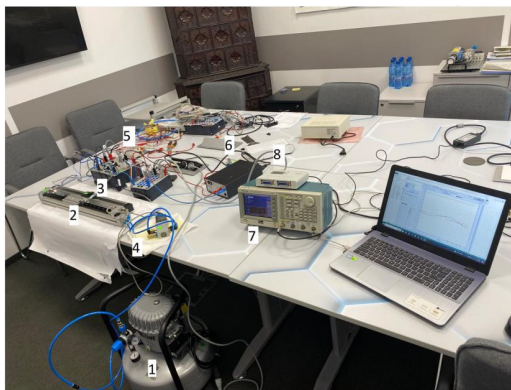


Figura 1.3. Stand experimental: 1- compresor aer; 2- cilindru pneumatic; 3- potențiomtru liniar; 4- distribuitor proporțional 5/3; 5- PID; 6-sursă 24 V; 7- generator semnale; 8-placa de achiziție date [17]

Modelarea numerică a comportării servomecanismului electropneumatic studiat s-a realizat cu ajutorul platformei de simulare numerică Simcenter Amesim. În Figura 1.4 se prezintă schema de simulare numerică folosită. În cadrul tezei rezultatele experimentale sunt comparate cu cele numerice.

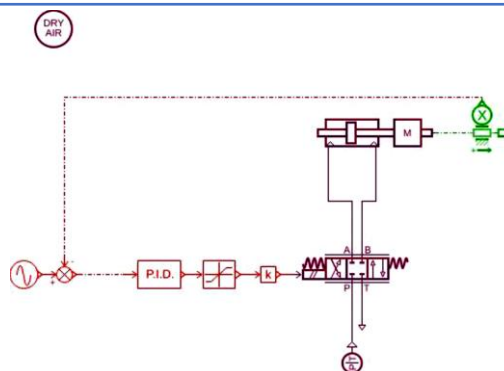


Figura 1.4. Schema de simulare numerică [17]

În Fig. 1.5 se prezintă un exemplu de utilizare a distribuitorilor proporționale în sistemele de alimentare cu aer sub presiune a aeratoarelor din bioreactoarele unei stații de epurare. Dacă debitul de fluid este mare și instalația necesită controlul debitului prin vane de tip fluture, atunci acționarea acestora se poate face cu un servomecanism pneumatic de poziționare, așa cum se propune în lucrarea de față.

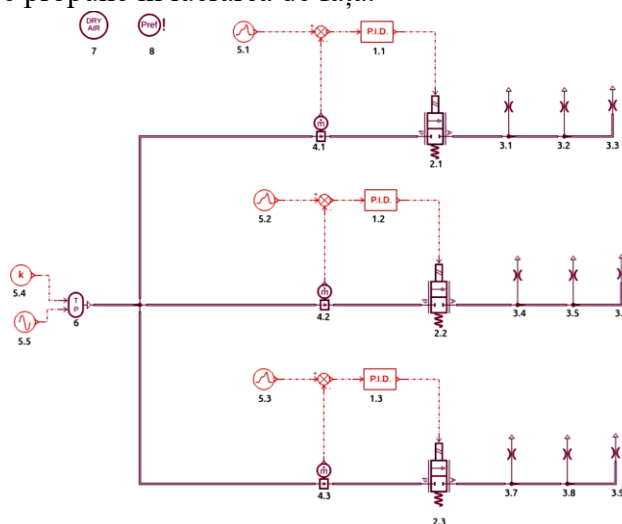


Figura 1.5. Schema de acționare cu distribuitor pneumatic proporționale, propusă pentru controlul aeratoarelor dintr-o stație de epurare a apei [48]

Obiectivele principale ale tezei sunt:

1. Studiu bibliografic aprofundat pentru determinarea și dezvoltarea subiectului studiat, din punct de vedere teoretic și experimental;
2. Studiu teoretic privind modelarea matematică a sistemului de acționare pneumatică cu distribuitor proporțional;
3. Realizarea unei scheme de acționare pneumatică de tip servomecanism electrohidraulic de poziționare liniară cu distribuitor proporțional;
4. Determinarea prin simulări numerice a performanțelor dinamice ale SEPP;
5. Determinarea experimentală a performanțelor dinamice a SEPP, calibrare model numeric și racordare regulator.

1.3. Analiza studiului bibliografic

Pentru realizarea tezei au fost studiate peste 260 de referințe bibliografice, din care aproximativ 148 au fost utilizate și citate efectiv în teză.

În figurile 1.6 – 1.9 este prezentată o clasificare a bibliografiei tezei, după tipul referințelor, anul publicării, limba utilizată în scrierea referințelor și numărul de referințe corespunzător fiecărui capitol.

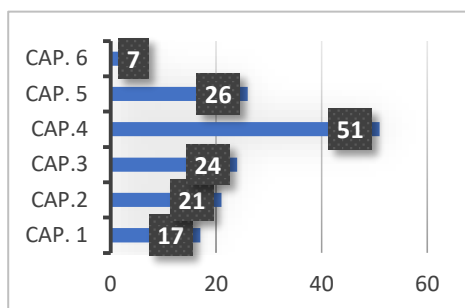


Figura 1.6. Titluri bibliografice pe capitole

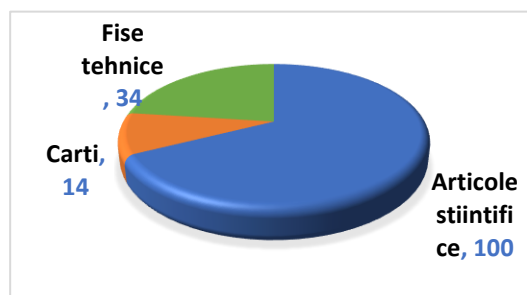


Figura 1.7. Structura bibliografiei în funcție de tipul referințelor bibliografice

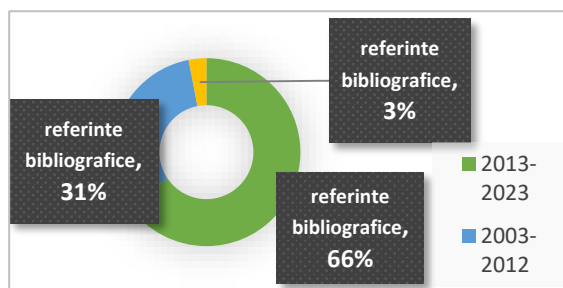


Figura 1.8. Structura bibliografie în funcție de anul publicării referințelor bibliografice

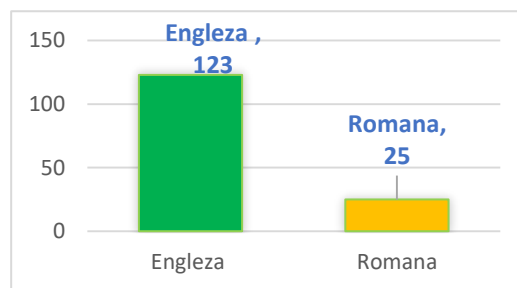


Figura 1.9. Structura bibliografie în funcție de limba utilizată pentru publicarea referințelor bibliografice

În urmă analizei făcute, în figurile 1.6 – 1.9 se poate observa că au fost studiate și utilizate pentru conceperea tezei, un număr de 100 articole științifice, 14 de cărți și 34 fișe tehnice. Bibliografia avută la dispoziție este actuală deoarece 66% din referințele bibliografice au fost publicate între anii 2013-2023 și doar 3% anterior anului 2002.

O majoritate de 83% din referințele bibliografice utilizate sunt scrise în limba engleză, restul de 17% fiind scrise în limba română.

1.4. Structura Tezei

Teza este structurată în 7 capitole, ordonate în funcție de obiectivele principale și scopul urmărit de lucrare.

Se pleacă de la studiul privind stadiul actual al cercetărilor în domeniul acționărilor pneumatice, după care urmează elaborarea studiului teoretic privind ecuațiile caracteristicii de debit masic specific echipamentelor din acționările pneumatice, inclusiv cazul distribuitorului proporțional. În partea de modelare matematică sunt descrise ecuațiile servomecanismului pneumatic de poziționare liniară cu distribuitor proporțional. Modelul matematic prezentat stă la baza construcției schemei de simulare numerică folosită la studiul performanțelor servomecanismului.

Rezultatele din simulările numerice sunt comparate cu rezultatele experimentale obținute pe standul experimental. Se face astfel o identificare experimentală și o racordare a controllerului folosit în controlul servomecanismului.

STADIUL ACTUAL PRIVIND DEZVOLTAREA SISTEMELOR DE ACȚIONARE PNEUMATICĂ

2.1. Generalități

2.1.1 Scurt istoric al dezvoltării domeniului acționărilor pneumatice

Pneumatica este domeniul tehnologic care utilizează energia obținută din comprimarea aerului pentru a o transforma într-o energie cu utilizare practică.

Oamenii au folosit energia pneumatică încă din cele mai vechi timpuri. Prima descoperire a unui dispozitiv pe bază de energie pneumatică datează din anul 429 d. Hr., fiind vorba de un pistol cu aer comprimat pe care vânătorii primitivi îl foloseau pentru a-și împușca prada [113].

Primele descrieri teoretice referitoare la utilizarea energiei pneumatice au fost scrise de matematicianul grec Hero din Alexandria, în primul secol. El a descris în lucrările sale modul în care invențiile realizate de el au folosit energia vântului pentru a genera energie mecanică în scopul deplasării de obiecte. Aceste aplicații l-au influențat pe fizicianul german Otto von Guericke să inventeze în anul 1600 pompa de vid care putea extrage aer sau gaz folosind presiunea aerului [113]. Revoluția Industrială din anii 1800 a dus și la o mare dezvoltare a domeniului pneumaticii, energia pneumatică fiind utilizată în special în industriile de transport, comunicație și producție. [114].

2.1.2 Tendințele de market ale sistemelor de acționare pneumatică

Conform celor de la Grand View Research, dimensiunea pieței sistemelor de acționare pneumatică a fost evaluată la 30,82 miliarde USD în 2022, din care industria alimentară reprezintă 29%. În Fig. 2.1 se prezintă procentele pieței globale a sistemelor de acționare pneumatică, în funcție de industria utilizată, respectiv: industria farmaceutică, ceramică, alimentară, industria de cauciuc și materiale plastice, industria de ciment, minerit, industria auto și altele [93].

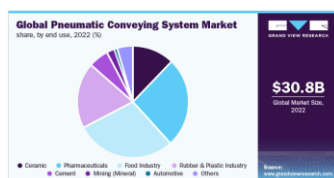


Figura 2.1 Piața globală a sistemelor de acționare pneumatică după industriile deservite [93]

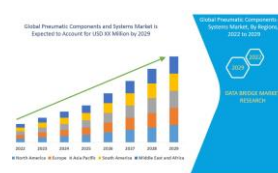


Figura 2.2. Prognoza de creștere a pieței globale de componente și sisteme pneumatice în perioada 2022-2029 [116]

În raportul de cercetare a pieței de desfacere, a celor de la Data Bridge, privind cerința de componente și sisteme pneumatice de acționare, ne este prezentat faptul că se așteaptă o creștere a pieței cu 6,6% în perioada 2022 până în 2029 [116].

Principala industrie care va avea un rol important în această creștere este industria alimentară, datorită reglementărilor privind siguranța alimentară. În plus, cererea în creștere pentru siguranța mașinilor și optimizarea operațională va oferi și mai multe oportunități pentru

creșterea pieței de componente și sisteme pneumatice de acționare în următorii ani [116]. În Figura 2.2 este prezentată prognoza de creștere a pieței globale de componente și sisteme pneumatice în perioada 2022- 2029.

2.2. Structuri de servomecanisme electropneumatice

Servomecanismele, atât hidraulice cât și pneumatice, au cunoscut o dezvoltare foarte mare în diferite aplicații de automatizare industrială. Numeroase lucrări de specialitate, publicate în ultimii ani, pun în evidență tendințele noi și beneficiile utilizării sistemelor de acționare cu echipamente proporționale (supape, drosele, distribuitoare).

Servomecanismele pneumatice sunt sisteme utilizate pentru comandă și control, care pot avea în structura lor:

- distribuitoare solenoidale on-off;
- distribuitoare proporționale;
- servovalve pneumatice.

Comanda distribuitoarelor poate fi analogică (sau continuă), și digitală (sau discretă). De asemenea, distribuitoarele solenoidale on-off pot avea control cu semnal PWM (Pulse Width Modulation).

Dacă în cazul sistemului pneumatic cu distribuitor proporțional putem avea un control precis a mișcării sertarului distribuitorului, având de asemenea un comportament liniar asigurat de partea electronică de comandă a distribuitorului pneumatic proporțional, în cazul sistemelor pneumatice cu distribuitor solenoidal se pot face doar comutări rapide pornire-oprire, fără a putea avea un control asupra mișcării sertarului distribuitorului care are un comportament intrinsec neliniar [73].

Avantajul sistemelor de acționare cu distribuitoare solenoidale este acela că sunt simple și ușor de întreținut, în schimb sistemele pneumatice cu distribuitor proporțional, cu toate că sunt mai scumpe și au o structură complexă, au performanțe statice și dinamice deosebite [73]. De aceea, multe din aplicațiile ce foloseau servoacționări pneumatice cu servovalve, au fost înlocuite cu distribuitoare proporționale.

Datorită avantajelor pe care le au, cum ar fi cost redus și tehnologie curată, acționările pneumatice sunt folosite în numeroase aplicații industriale cum ar fi: acționarea unor vane folosite în industria energetică, în alimentarea cu apă, stații de epurare a apei, roboți industriali, industria alimentară, sistem haptic în echipamentele medicale și de laborator, sisteme de urmărire și poziționare etc [33].

2.3. Cercetări teoretice asupra componentelor electropneumatice

Au fost realizate numeroase studii teoretice prin care s-a încercat determinarea unui model matematic pentru sistemele pneumatice.

Unul dintre aceste studii a fost realizat de B. K. Saha, H. Chattopadhyay, P. B. Mandal, T. Gangopadhyay, intitulat „Dynamic simulation of a pressure regulating and shut-off valve” [93], în care autorii au determinat modelul matematic privind comportarea dinamică al procesului de curgere în interiorul unei supape de reglare și închidere a presiunii.

Simulările numerice au fost realizate în acest caz cu software-ul ANSYS-FLUENT în vederea rezolvării ecuației Navier-Stokes. Cu ajutorul programului ANSYS-FLUENT a fost posibilă determinarea mișcării sertarului și poziția finală a acestuia după ce acesta este deviat de la poziția de echilibru [93]. Schema folosită de autori în analiza mișcării sertarului supapei este prezentată în Fig. 2.3.

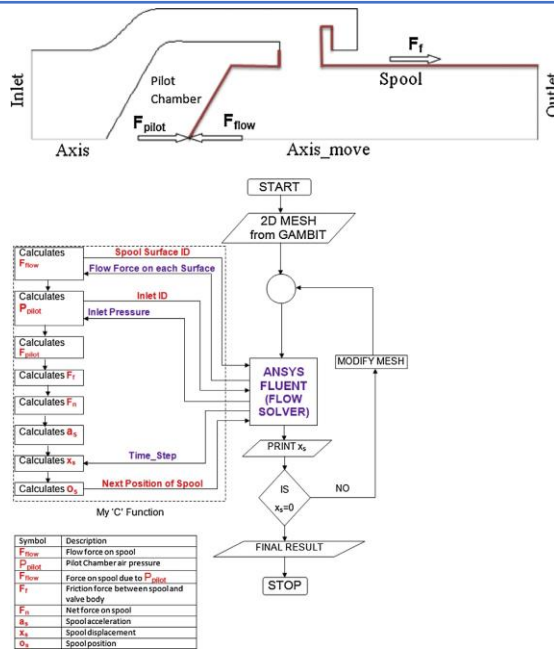


Figura 2.3. Diagrama pentru analiza mișcării sertarului [93]

Figura 2.4 prezintă variația tranzitorie a forțelor pe suprafața sertarului pentru valoarea de presiune de 33/31 psi. Inițial supapa este forțată să se deschidă complet. Când diferența de presiune între intrare și ieșire este mai mică, presiunea ajunge la vârf în jur de 410 Pa (Fig. 2.4), și crește la 430 Pa în cazul diferenței de presiune mai mare [93].

Figura 2.5 prezintă poziția sertarului în timp, pentru diferite presiuni de intrarea și ieșirea din supapă [93]. Rezultatele simulărilor numerice arată comportamentul sertarului în timpul acțiunii fluidului de lucru și oferă date utile în proiectarea unor astfel de echipamente.

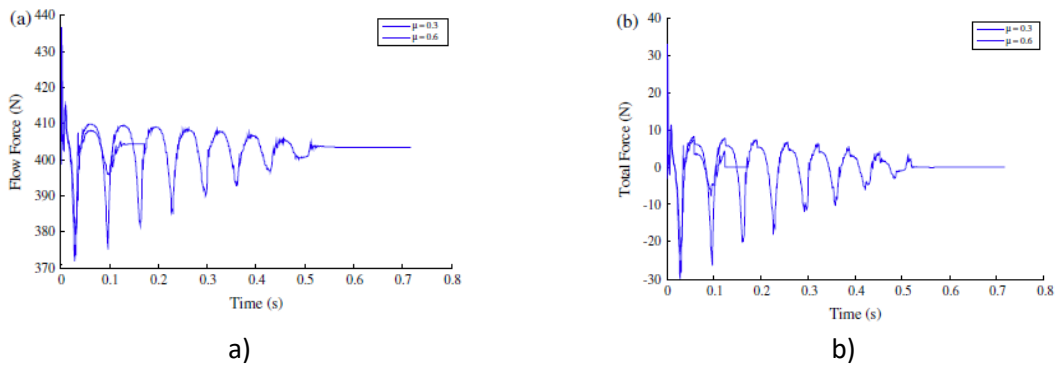


Figura 2.4. Variația tranzitorie a (a) forțelor de curgere și (b) forțelor totale pe suprafețele sertarului în cazul unor presiuni de 33/31 psi [93]

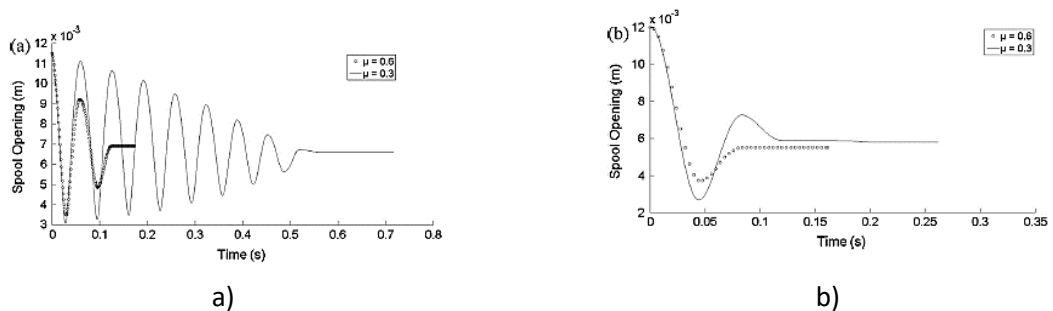


Figura 2.5 Mișcarea sertarului în cazul unor presiuni (a) 33/31 psi și (b) 39/31 psi [93]

2.4. Cercetările experimentale asupra componentelor electropneumatice

Pe lângă numeroase studii în care autorii au prezentat rezultatele simulărilor numerice ale modelelor matematice corespunzătoare diferitelor tipuri de componente pneumatice, au fost realizate și numeroase testări experimentale pentru a demonstra performanțele acestor echipamente și pentru a valida modele numerice de simulare folosite.

De exemplu, B. Cui, Z. Lin, Z. Zhu, H. Wang, G. Ma în lucrarea „Influence of opening and closing process of ball valve on external performance and internal flow characteristics” fac cercetări experimentale privind dinamica unei supape cu bilă testată la închideri și deschideri repetate pentru verificarea etanșării supapei [31].

Testele experimentale au fost realizate pe standul de probe prezentat în Fig. 2.6, format dintr-un rezervor de apă, o vană de reglare, o pompă de apă cu debit variabil, un debitmetru, o vană de reglare debit intrare și una pentru debit de ieșire amonte-aval supapă cu bilă, doi senzori de presiune și supapa pneumatică cu bilă testă [31].

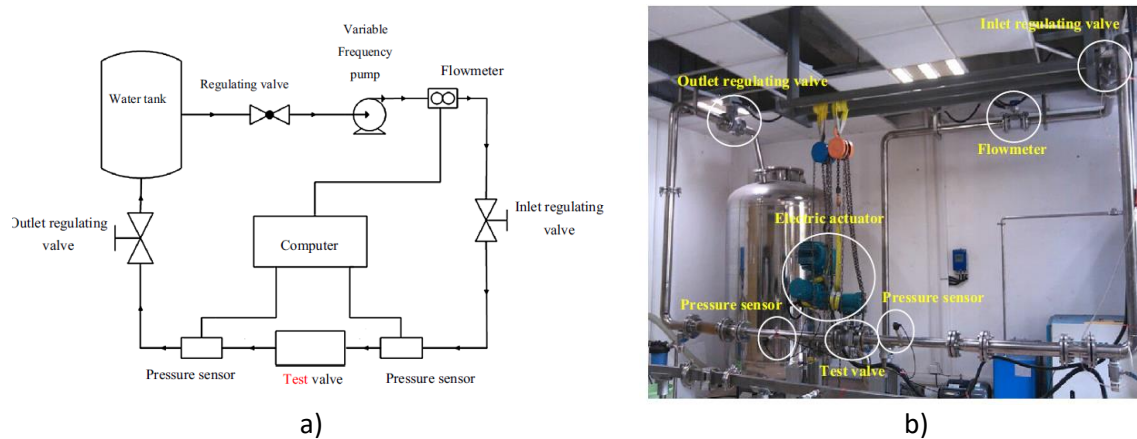


Figura 2.6. Sistem experimental. (a) Schema sistemului experimental. (b) Sistemul experimental având supapă cu bilă [31]

Rezultatele numerice și experimentale sunt prezentate de autori în figurile 2.7 și 2.8. Se observă o bună corespondență între rezultatele simulării numerice cu cele experimentale pentru variația deschiderii/închiderii vanei din amonte de supapa cu bilă. Intervalele de deschidere-închidere luate în calcul pe fiecare vană amonte/aval sunt 20–75%, 20–70%, 20–65% și 20–60% corespunzând la 18s, 23s, 34s și, respectiv, 70s [31].

În acest studiu acționarea supapei cu bilă a fost făcută electric, însă aceleași performanțe s-au obținut și cu o acționare pneumatică cu distribuitor proporțional.

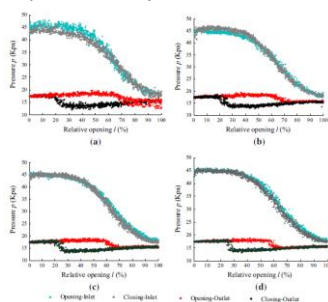


Figura 2.7 Curbele de variație a căderii de presiune pentru deschideri la (a) 18 s, (b) 23 s, (c) 34 s și (d) 70 s [31]

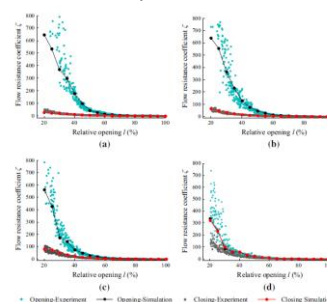


Figura 2.8 Variația coeficientului de rezistență la curgere pentru deschideri la (a) 18 s, (b) 23 s, (c) 34 s și (d) 70 s [31]

2.5. Noutăți tehnologice în aplicațiile acționărilor pneumatice

Ca urmare a numărului tot mai mare de vehicule având ca sistem de propulsie motorul cu ardere internă, cu dezavantajul adus de creșterea emisiilor de CO₂, s-au căutat alternative pentru a înlocui acest tip de propulsie cu un sistem mai puțin poluant.

O astfel de soluție a fost prezentată în anul 2002 la Internațional Vehicle Fair de la Paris, unde a fost prezentat prototipul unui vehicul propulsat cu un motor pneumatic, acesta funcționând în urma expansiunii aerului comprimat. Pentru că nu se putea obține o autonomie foarte mare a acestui tip de motor, s-a realizat un vehicul hibrid, format dintr-un motor convențional și unul pneumatic al cărui principiu de funcționare este redat în schema de principiu din Fig. 2.9.

Energia mecanică produsă de motorul cu ardere internă este transmisă către compresorul care produce aer comprimat. Aerul comprimat este stocat într-un rezervor de aer comprimat. Pentru controlul presiunii din rezervor este montată o supapă de presiune, care eliberează aerul în atmosferă dacă presiunea în rezervor crește peste nivelul admis [46].

Din rezervor, aerul comprimat este transportat către conducta de colectare unde se unește cu gazele de eșapament emansate de motorul cu ardere internă. Pentru a controla cantitatea de aer comprimat transmisă către conducta de colectare, între aceasta și rezervorul de aer comprimat este montat un drosel pneumatic reglabil [46].

Aerul comprimat împreună cu gazele de eșapament ajung într-o turbină de aer, care antrenează roțile autovehiculului [46].

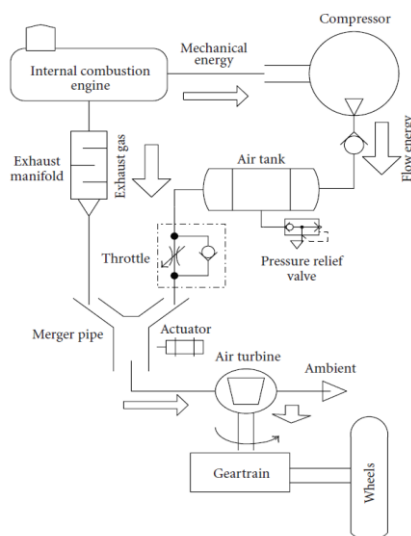


Figura 2.9. Schemă unui vehicul hibrid convențional/pneumatic [46]

Ca urmare a implementării acestui sistem hibrid, eficiența sistemului de propulsie poate să crească cu până la 24%, ducând astfel la o scădere a consumului de combustibil și prin urmare și a emisiilor de CO₂ [46].

ECHIPAMENTE ȘI ACȚIONĂRI ELECTROPNEUMATICE

3.1. Generalități

Servomecanismele electropneumatice de poziționare sunt sisteme automate care au în structura lor elementele componente prezentate anterior în Figura 1.1 și care, în cadrul unei instalații pneumatice de acționare, trebuie să se armonizeze și să interacționeze cu sub-sistemele pneumatice existente. De aceea, în capitolul de față se face o prezentare sumară a elementelor de bază caracteristice sistemelor electropneumatice de acționare.

Necesitatea de a obține o poziționare cât mai precisă în diferite aplicații industriale a dus la dezvoltarea a numeroase structuri de sisteme de acționare printre care și acționările pneumatice. Tehnologia acționărilor pneumatice tinde la ora actuală să înlocuiască, acolo unde este posibil, acționările hidraulice și electrice [96].

Neliniaritățile ce domină comportarea dinamică a acestor tipuri de servomecanisme au restrâns, însă, domeniul de lucru. Și totuși, în literatura de specialitate din ultima decadă se menționează o preocupare constantă în reducerea neliniarităților, îmbunătățirea performanțelor statice și dinamice, și relansarea servomecanismelor pneumatice ca sisteme de pneumatică integrală, „integral pneumatics”, în care comanda și generarea de lucru mecanic folosind aerul comprimat este asociată cu comanda electronică.

Neliniaritățile sistemelor de acționare pneumatică sunt date de compresibilitatea fluidului de lucru (aerul comprimat), relația debit masic de aer-presiune la curgerea aerului prin orificii, efectul de frecare dintre suprafața actuatorului și etanșări, zona moartă din caracteristica amplificatorului pneumatic, proprietățile materialelor din structura elementelor pneumatice [90].

În secolul XXI, dezvoltarea tehnologiilor de comunicare industrială fieldbus și Ethernet au adus soluții noi în dezvoltarea componentelor pneumatice pentru a putea fi utilizate în scheme de automatizare complexe.

În Tabelul 3.1 sunt menționate caracteristicile acționărilor pneumatice în comparație cu acționările hidraulice și electrice [117].

Comparație între caracteristicile diferitelor tipuri de acționări [117]

Tabel 3.1

Caracteristici	Acționare Pneumatică	Acționare Hidraulică	Acționare Electrică
Complexitate	Simplă	Medie	Medie/Complexă
Puterea dezvoltată	Mare	Foarte mare	Mare
Dimensiuni	Mici	Foarte mici	Medii
Mod de Control Acționare	Supapă simplă	Supapă simplă	Controller
Acuratețe	Bună	Bună	Foarte bună
Viteză	Rapidă	Mică	Rapidă
Cost de achiziție	Scăzut	Mare	Mare
Cost de operare	Mediu	Mare	Scăzut
Cost mentenanță	Scăzut	Mare	Scăzut
Componente principale	Compresor/ conducte/ energie	Pompă/ conducte/ energie	Energie

Eficiență	Scazută	Scazută	Ridicată
Fiabilitate	Foarte bună	Bună	Bună
Necesar mentenanță	Scazută	Medie	Medie

3.2. Proprietățile aerului

Fluidul de lucru utilizat în cazul acționărilor pneumatice este aerul comprimat în stare gazoasă. Acesta are proprietăți comune lichidelor printre care și faptul că nu are o formă precisă, dar ia forma incintei în care se află. Față de lichide, gazele nu au un volum bine definit. De asemenea, față de lichide, gazele sunt fluide compresibile. Gazele sunt fluide ușoare și mai puțin dense decât lichidele.

Aerul are în compoziția sa 78% azot, 21 % oxigen și 1% alte gaze (de ex. argon sau dioxid de carbon). Diluția oxigenului cu azotul face aerul mult mai puțin activ chimic decât oxigenul pur, și este capabil să provoace ardere sau explozie spontană; aerul intră în contact cu vaporii de petrol aflați la temperaturi ridicate.

Aerul are o mare afinitate cu apa. Dacă nu este uscat în mod specific, conține cantități considerabile de vapori de apă, uneori până la 1% din greutate [118].

În tabelul 3.2 sunt prezentate proprietățile aerului [118].

În tabelul 3.3 se prezintă avantajele și dezavantajele folosirii aerului comprimat [118].

Proprietățile aerului [118]

Tabel 3.2

PROPRIETĂȚI AER	Valori
Greutateamoleculară	28.96 kg/kmol
Densitatea aerului la 15 C și 1 bar	1.21 kg/m ³
Punctul de fierbere pentru 1 bar	191 to -194
Punctul de îngheț pentru 1 bar	212 to -216
Constanta gazului	286.9 J/kg K

Avantajele și dezavantajele aerului comprimat [118]

Tabel 3.3

Avantajele aerului comprimat

Dezavantajele aerului comprimat

Este disponibil în cantitate nelimitată.	Este relativ scump.
Aerul comprimat este ușor de transportat prin conducte, chiar și pe distanțe mai mari.	Aerul comprimat necesită condiții speciale, fără praf sau umiditate.
Poate să fie depozitat.	Nu este posibilă obținerea unei mișcări uniforme și constante ale pistonului deoarece aerul este compresibil.
Nu poluează, după utilizare poate să fie eliberat în atmosferă.	Aerul comprimat este economic doar până la anumite valori ale presiunii. Presiunea uzuală este de 7 bar (cu o forță limitată la aproximativ 20 până la 50 kN). Dacă este necesară o forță mai mare de această valoare, este preferat sistemul hidraulic.

Aerul comprimat nu este influențat de variațiile de temperatură, prin urmare se asigură o funcționare chiar și în condiții extreme.	Uleiul necesar lubrifierii echipamentelor, amestecat cu aerul comprimat este evacuat odată cu acesta în atmosferă.
Este un agent curat și poate să fie folosit în industrie precum industria alimentară, farmaceutică etc.	Aerul, datorită conductivității scăzute, nu poate disipa căldura la fel de bine ca uleiul hidraulic.
Elementele utilizate în operarea aerului comprimat sunt simple și au costuri reduse de construcție.	Aerul nu poate etanșa jocurile, de ordinul μm , dintre piesele aflate în mișcare, spre deosebire de sistemul hidraulic.
Este rapid și se pot realiza ușor manevre la viteză mare.	Apar probleme având în vedere că aerul nu este un foarte bun lubrifiant.
Vitezele și forțele elementelor pneumatice pot fi ajustate infinit.	

3.3. Domenii de presiuni și debite

În cazul acționărilor pneumatice există standarde care precizează domeniile de debite, presiuni, diametre de curgere și dimensiuni constructive pentru elementele de execuție. În Tabelul 3.4 se precizează elementele constructive necesare proiectării cilindrilor pneumatice potrivit standardelor ISO.

Dimensiuni constructive și toleranțe pentru cilindri pneumatice standard [127] **Tabel 3.4**

Standard	Diametru piston [mm]	Lungimea cursei [mm]	Toleranța admisă a cursei [mm]
ISO 6432	8,10,12,16,20,25	0...500	+1.5
ISO 15552	32	0...500	+2
	40,50	500...12500	+3.2
	63	0...500	+2
	80,100	500...12500	+4
	125,160	0...500	+4
	200,250,320	500...2000	+5
ISO 21287	20,25	0...500	+1.5
	32,40,50	0...500	+2
	63,80,100	0...500	+2.5

Forța de acționare a pistonului se calculează în funcție de aria acestuia, de presiunea de acționare și de forța de frecare, considerată 10% din forța de presiune F_p :

$$F = F_p - F_f = p A - 0,1F_p = 0,9 \cdot p \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.1)$$

unde: F este forța pistonului (N), p - presiunea de acționare (Pa), A - aria pistonului (m^2), d - diametrul pistonului (m), F_f – forța frecare $\approx 10\% \cdot F_p$ (N), F_p forța de presiune (N).

3.4. Echipamente pneumatice

Aționările pneumatice sunt utilizate în automatizările industriale, datorită avantajelor lor (Tabel 3.1) față de alte sisteme de automatizare.

Sistemele de acționare pneumatică se împart în două categorii:

- ✓ elemente de acționare pneumatică de reglare a debitului și presiunii;
- ✓ elemente pneumatice de execuție.

În Figura 3.1 se prezintă elementele componente specifice unui distribuitor pneumatic proporțional [5].

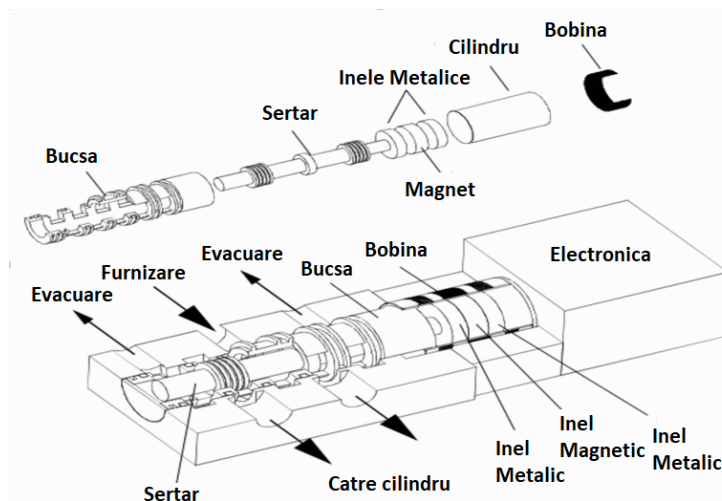


Figura 3.1. Distribuitor proporțional. Elemente constructive [5]

Criteriile de performanță specifice distribuitorilor proporționale în regim staționar sunt [5]:

- pierderile de aer (reprezentate de debitul de aer care trece prin distribuitor când sertarul este în poziția de zero și toate căile de distribuție sunt blocate);
- amplificarea de debit (reprezentată de panta caracteristicii de debit masic vs semnalul de intrare. Este o măsură a sensibilității debitului masic la modificarea semnalului de intrare);
- histerezisul (care apare datorită frecării și deformațiilor temporare ale componentelor elastice din construcția distribuitorului, ceea ce determină ca la același semnal de comandă să apară valori diferite ale mărimii de ieșire din distribuitor);
- amplificarea de presiune (reprezentată de panta presiunii diferențiale în raport cu semnalul de intrare în origine).

Criteriile de performanță dinamică specifice distribuitorilor proporționale sunt [5]:

- răspunsul în frecvență (care este dat de diagrama Bode, respectiv reprezentarea amplificării și fazei semnalului de ieșire ca răspuns la diferite semnale de intrare sinusoidale, cu frecvența variabilă independentă). Datorită neliniarităților acest răspuns depinde de amplitudinea semnalului de intrare. La frecvența de tăiere semnalul de ieșire este cu 3 dB mai mic decât la o frecvență foarte joasă;
- răspunsul la semnal treaptă (care reprezintă deplasarea sertarului cilindric când se aplică la intrare o treaptă de la 0 la 100% sau de la 20% la 80%, urmărind timpul de răspuns al sistemului și amortizarea).

În literatura de specialitate sunt precizate următoarele caracteristici tehnice specifice distribuitorilor proporționale [5]:

- domeniul de debit acoperit este de 100÷2000 l/min (ANR¹) cu o marjă de eroare de ± 10%;
- debitul de aer pierdut prin etanșări este de 1,3 – 5% din debitul nominal în condițiile de presiune 6 bar și ieșire blocată;
- amplificarea în presiune: se apreciază printr-o deplasare a sertarului distribuitorului mai mică de 3% plecând din zero pentru a obține 80% din presiunea maximă;
- histerezisul < 0,4% relativ la cursa maximă a sertarului distribuitorului și având legătura de reacție pe sertar;
- frecvența de tăiere, -3dB la 60 Hz pentru amplitudinea maximă a distribuitorului cu debitul nominal de 2000 l/min, 320 Hz la ± 5% din amplitudine pentru distribuitorii cu 100 l/min;
- lățimea de bandă este de 80÷150 Hz la 90°;
- timpul de răspuns al distribuitorului pentru deplasarea sertarului de 100% este sub 12 ms, indiferent de debitul distribuitorului și pentru cursa sertarului de la 20% la 80% din deplasarea sertarului este de 3 ms pentru distribuitorii cu debit nominal de 100 l/min, respectiv 5,2 ms pentru cele cu 2000l/min.

3.5. Acționări electropneumatice

În acest sub-capitol sunt prezentate tipuri de scheme de acționare pneumatică (în buclă închisă și buclă deschisă) prezentate în referințele studiate. Unele scheme sunt însoțite și de schemele electrice de comandă ale electromagneților din aparatura de distribuție pneumatică, fără de care funcționarea schemei de acționare nu este posibilă. Toate schemele de acționare prezintă elementul de execuție și se compară acționarea unui actuator în buclă deschisă, cu cea în buclă închisă. Servomecanismele electropneumatice sunt sisteme de acționare care funcționează cu buclă de reglare.

MODELAREA MATEMATICĂ A SERVOMECHANISMELOR PNEUMATICE CU ACTUATOR LINIAR

4.1. Generalități

Sistemele pneumatice de acționare s-au dezvoltat încă din perioada primelor decade ale secolului al XX lea, dar anul 1956 marchează începuturile tehnologiei privind controlul sistemelor pneumatice prin lucrarea lui Shearer J. L. "Study of Pneumatic Processes in the Continuous Control of Motion With Compressed Air, Parts I and II", *Trans. of the ASME*, Feb. 1956, pp.233-249, 1956. În deceniul următor Borrowes dezvoltă tehnologia de "switch" control, Burrows C. R. "Fluid Power Servomechanisms", 1972, Ed. Butler & Tanner, iar Professor W. a dezvoltat în 1979 servovalvele electropneumatice. În anii 1980 a început să se dezvolte aparatura pneumatică proporțională [61, 74, 75].

Sistemele de poziționare electropneumatice folosesc, de regulă, în structura lor servovalve pneumatice caracterizate prin performanțe deosebite ([134] histerezis $\leq 4\%$; simetria caracteristicii statice de debit $\leq 10\%$ la curent nominal de comandă; timp de răspuns 8ms) dar la prețuri de cost mari.

Scopul actualului capitol este de a prezenta modelul matematic standard asociat unui servomecanism electropneumatic de poziționare liniară. De asemenea, se fac mențiuni asupra neliniarităților caracteristice acestor sisteme și modalitatea controlului și diminuării influenței neliniarităților asupra performanțelor servomecanismului prin folosirea unui regulator corespunzător.

4.2. Curgerea aerului prin ajutaje și orificii

Spre deosebire de curgerea lichidelor prin ajutaje și orificii, în care lichidul este considerat fluid incompresibil, în cazul gazelor se are în vedere proprietatea de compresibilitate a acestora. Astfel, aplicând asupra unei mase de gaz o presiune, aceasta este comprimată și densitatea gazului se modifică. Pe de altă parte, având în vedere și proprietățile termodinamice, se va modifica și temperatura.

Considerând un gaz ideal, cu o masă dată, este cunoscută ecuația de stare a gazului:

$$p = \rho RT, \quad (4.1)$$

cu p presiunea gazului (Pa), ρ densitatea (kg/m^3), R constanta aerului ($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$), T temperatura (K). În cazul transformărilor izoterme, ecuația de stare devine $\frac{p}{\rho} = \text{const.}$; pentru transformarea adiabatică, $\frac{p}{\rho^k} = \text{const.}$, cu k exponent adiabatic și $k = 1,4$ pentru aer. La curgerea politropică a unei mase de gaz, $\frac{p}{\rho^n} = \text{const.}$, cu n coeficient politropic și $1 < n < k$.

² Pentru aer cu umiditatea relativă 65%, $R = 288 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $T = 293,15 \text{ K}$, $p = 100 \text{ kPa}$, conform ISO 6358.

Se consideră reprezentarea schematică, Fig. 4.1, a curgerii unui gaz printr-un orificiu³.
Notăm

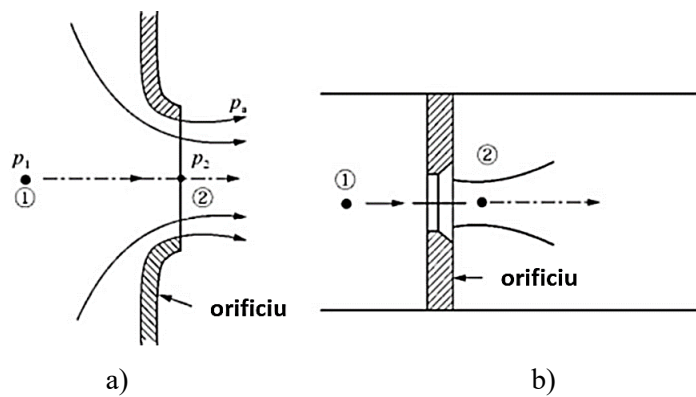


Figura 4.1. Curgerea prin orificii: a) curgere din interiorul unui recipient în exterior; b) curgere prin orificiu plasat în incinta unei conducte [110]

Presiunea gazului la intrarea în orificiu se notează cu "1", respectiv la ieșire cu "2". Dacă ieșirea gazului se face la presiune atmosferică, notația este \$p_a\$.

Se fac următoarele ipoteze de lucru:

- 1) Gazul prin orificiu este un gaz ideal și parametrii de stare ai gazului în procesul de curgere nu se modifică în timp;
- 2) Din punct de vedere termodinamic, curgerea gazului prin orificiu este un proces adiabatic, ceea ce înseamnă că la trecerea gazului prin orificiu, nu există timp suficient pentru a face schimb de căldură cu exteriorul;
- 3) Când gazul trece prin orificiu, viteza de curgere în partea din amonte (intrare) este mult mai mică decât cea din partea din aval (ieșire);
- 4) Când gazul trece prin orificiu, coeficientul de curgere a gazului \$C_d\$ este constant.

Considerând aria efectivă a orificiului \$A\$, și având în vedere fenomenul de contracție la curgerea prin orificiu și de pierdere de presiune, se determină debitul masic (teoretic) de gaz la ieșirea din orificiu:

$$G = \rho_2 A u_2 = A \rho_1 \sqrt{k R T_1} \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k+1)/k} \right]}. \quad (4.2)$$

Având în vedere ecuația (4.1) și înlocuind \$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}\$ se obține:

$$G = A \frac{p_1}{\sqrt{R T_1}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k+1)/k} \right]}. \quad (4.3)$$

Debitul din formula (4.3) este caracteristic și ajutărilor care au coeficienți de debit mult apropiați de valoarea 1. De exemplu în Fig. 4.2 se prezintă mai multe forme de orificii cu

³ Orificiile sunt definite ca deschideri de diferite forme geometrice, cu utilizarea lor tehnică în echipamentele de măsură (ex. Diafragma). Ajutățile sunt definite ca fiind conducte scurte atașate unui orificiu pentru dirijarea unui jet de fluid. Rolul lor funcțional în instalații este de a controla direcția de curgere. O diferență majoră între orificii și ajutăți este dată de prelucrarea tehnologică: orificiile au muchii ascuțite; ajutățile au muchii rotunjite ceea ce determină pierderi mai mici de energie la traversarea ajutății, deci un coeficient de debit mai mare [5].

coeficientul de debit C_d specificat. Se observă că pentru primul tip de orificiu, cu margini rotunjite specific ajutorajelor, $C_d = 0,98$.

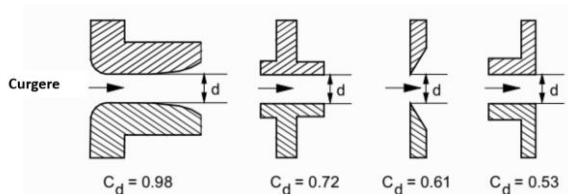


Figura 4.2. Diferite forme de orificii și coeficienții de debit corespunzatori [5]

Este cunoscut faptul că datorită contracției jetului de aer la curgerea prin orificiu apare un coeficient de contracție C_c care împreună cu coeficientul de viteză C_v formează coeficientul de debit $C_d = C_c \cdot C_v$. În aceste condiții, debitul masic printr-un orificiu (cu muchii ascuțite) este:

$$G = C_d \cdot A \cdot \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (4.4)$$

unde: C_d este coeficientul de debit al gazului.

În Fig. 4.3 debitul masic de aer prin ajutoraj (notat "Ga") s-a reprezentat grafic cu formula (4.3) iar debitul masic prin orificiu (notat "Go") s-a reprezentat cu formula (4.4) considerând $C_d = 0,61$. Pe același grafic s-au reprezentat și variațiile numărului Mach⁴, în cele două situații, respectiv ajutoraj și orificiu, pentru a pune în evidență cele două regimuri de curgere.

Pentru $Ma < 1$ curgerea este subsonică și pe grafic se observă că partea din dreapta punctului $\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} = 0,5283$ răspunde acestei condiții. Pentru $Ma > 1$ vom numi generic curgeri sonice [110] și ele se regăsesc în partea din stânga raportului critic de presiune. De asemenea, se observă că în cazul ajutorajelor valorile numărului Mach intră în domeniul supersonic de curgere ($Ma < 5$).

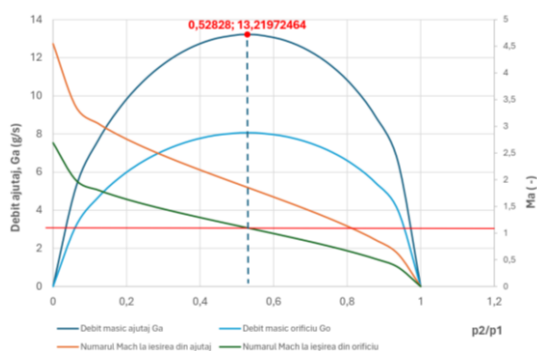


Figura 4.3. Curba presiune-debit masic pentru ajutoraj și orificiu

În [5] se specifică că dacă $Ma < 0,3$ densitatea gazului variază cu mai puțin de 5% și curgerea poate fi considerată incompresibilă.

⁴ Numărul Mach pune în evidență tipurile de curgeri raportând viteza sursei (mediul de curgere) la viteza sunetului în mediul de curgere. https://ro.wikipedia.org/wiki/Num%C4%83r_Mach

4.3. Caracteristica de debit masic prin orificii de arie variabilă

De asemenea, în Fig. 4.3 s-a reprezentat curba presiune-debit masic în cazul orificiilor comparativ cu cazul ajutărilor. Diferența dintre cele două reprezentări este vizibilă și din punct de vedere fizic, foarte importantă dacă ne referim și la reprezentarea numărului Mach în funcție de presiune. Coroborat cu observația din [5] potrivit căreia diferența vitezei de curgere la deschiderea sertarului distribuitorului este 35% din viteza sunetului în aer, trebuie să înțelegem importanța coeficientului de debit C_d în descrierea ecuațiilor. De asemenea, trebuie să facem mențiunea că ecuațiile debitului masic prin orificiu sau ajutoraj sunt valabile pentru numere Reynolds mari. De exemplu, pentru $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{cr} = 0,5283$ la debitul maxim al orificiului de 8,064 g/s (pentru exemplul considerat) se obține $Re = 223359,83$ considerând viscozitatea cinematică⁵ a aerului $\nu = 1,5356 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

Coeficientul de debit C_d depinde de forma geometrică a orificiului, Fig. 4.2, dar și de raportul presiunilor amonte-aval, conform relației [5]:

$$C_d = 0,8414 - 0,1002 \frac{p_2}{p_1} + 0,8415 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2 - 3,9 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^3 + 4,6001 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^4 - 1,6827 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^5 \quad (4.5)$$

În Fig. 4.4 se reprezintă variația coeficientului de debit folosind relația (4.5) și diferențele care apar în cadrul coeficientului de debit dacă considerăm primii 2, sau 3, respectiv 4 termeni față de tot polinomul de grad 5 folosit în descrierea acestui coeficient. Din reprezentarea grafică se observă că pentru situația în care considerăm doar primii 4 termeni, C_d are și valori negative ceea ce din punct de vedere fizic nu este posibil deoarece $C_d = C_c \cdot C_v$ sau $C_d = G_{real}/G_{teoretic}$. De asemenea, pentru C_d calculat cu primii 3 termeni, valorile obținute sunt mai mari decât 1 ceea ce ar însemna că debitul real este mai mare decât cel teoretic, ceea ce fizic este imposibil. Singura variantă care merită să fie luată în considerare este cea în care sunt considerați primii 2 termeni din dezvoltarea polinomială din (4.11). În Fig. 4.5 se prezintă comparativ variația coeficientului de debit sub formă polinomială grad 5 față de forma liniară (primii 2 termeni).

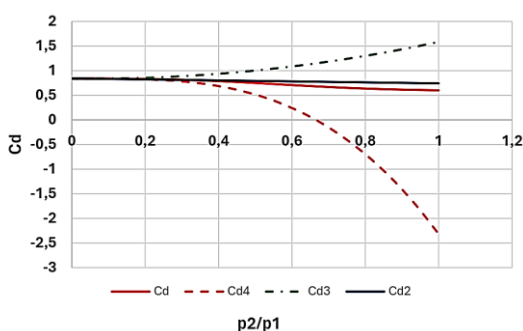


Figura 4. 4. Variația coeficientului de debit pentru orificiile distribuitorului pneumatic și comparație pentru aproximarea cu polinoame de grad 3, 2 și 1

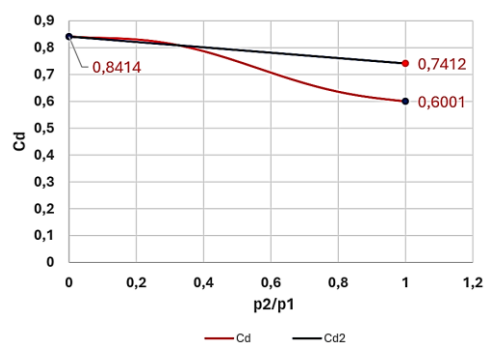


Figura 4.5. Variația coeficientului de debit pentru pentru aproximarea cu polinoame de grad 5 și 1

⁵ Viscozitatea aerului s-a calculat folosind formula [37]

$\nu = 9,95182 \cdot 10^{-11} T^2 + 3,55322 \cdot 10^{-8} T - 3,60844 \cdot 10^{-6}$, în care T temperatura aerului, $T = 293,15 \text{ K}$.

Având în vedere observațiile anterioare, în Fig. 4.6 se reprezintă caracteristica de debit a orificiilor unui distribuitor având în vedere caracterul sonic al curgerii pentru $\frac{p_2}{p_1} \leq 0,5283$ și subsonic pentru $\frac{p_2}{p_1} > 0,5283$.

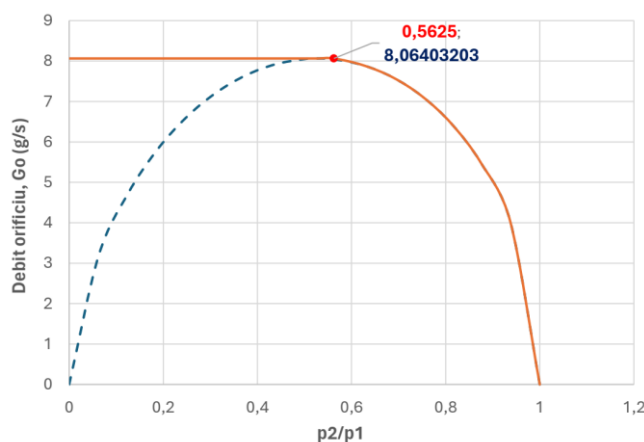


Figura 4.6. Caracteristica de debit a orificiului unui distribuitor

Din raportul $\frac{p_2}{p_1} = 0,5283$ rezultă o presiune critică în aval de orificiu, respectiv la ieșire, $p_{2cr} = 0,5283p_1$ pentru care viteza critică este egală cu viteza sunetului deoarece $Ma = 1$, Fig. 4.3.

În cazul echipamentelor pneumatice aria de curgere este variabilă. Considerând aria orificiului A și presiunea la intrarea în orificiu $p_1 = p_s = const.$ și presiunea la ieșire p_2 , lucrul mecanic al gazului la curgerea prin orificiu este [110]:

$$N = \int_{p_e}^{p_{10}} G dp_2 = \int_{p_e}^{0,5283p_{10}} G dp_2 + \int_{0,5283p_{10}}^{p_{10}} G dp_2. \quad (4.6)$$

Deci, când raportul de presiune este $0,5283 \leq \frac{p_2}{p_1} \leq 1$ curgerea gazului este subsonică și debitul masic este într-o relație neliniară cu raportul de presiune $\frac{p_2}{p_1}$. Când $0 \leq \frac{p_2}{p_1} < 0,5283$ curgerea gazului este sonică și debitul masic are valoarea maximă. În această situație debitul este numit "debit blocat" și curgerea ajunge la saturație.

Lucrul mecanic al aerului în curgere printr-un orificiu este aria caracteristicii presiune-debit din domeniul de curgere sonic și subsonic.

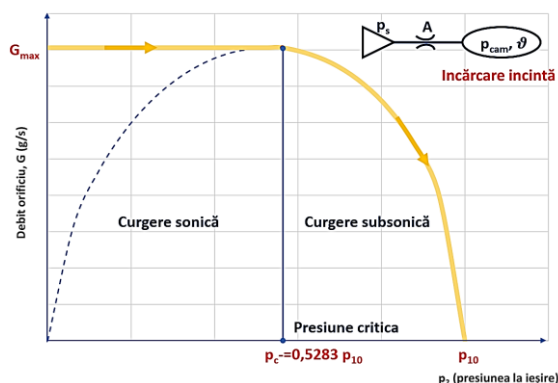


Figura 4.7. Curba presiune-debit la ieșirea din orificiu ($p_1 = p_s = const.$)

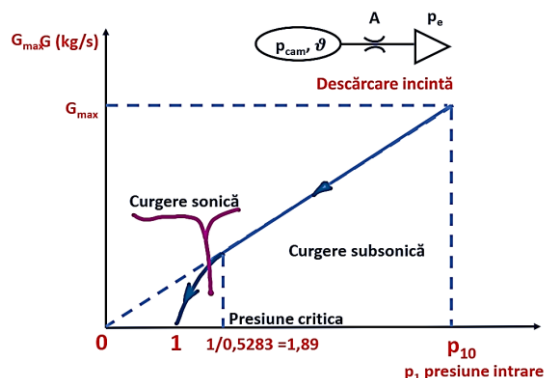


Figura 4.8. Curba presiune-debit la intrarea în orificiului ($p_2 = p_s = const.$)

În Fig. 4.8 se reprezintă caracteristica presiune-debit pentru intrarea fluidului în orificiul de arie A așa cum se precizează și în schema aflată în colțul din dreapta sus a caracteristicii, când prin orificiu se descarcă (descharge) incinta de volum ϑ la presiunea p_{cam} .

Lucrul mecanic al gazului care intră în camera de volum ϑ este de 2 ori mai mare decât lucrul mecanic al gazului care iese din cameră prin același orificiu [110].

4.4. Simulări numerice privind comportarea dinamică a distribuitorilor proporționale

Pornind de la referința bibliografică [77] în care autorii fac o identificare experimentală a curgerii aerului printr-un distribuitor proporțional de tip FESTO, respectiv MPYE-5-1/8HF-010B, s-a reconstituit prin simulare numerică comportarea dinamică a acestui tip de distribuitor și s-au comparat rezultatele cu cele din articol. Corecțiile determinate experimental de autorii articolului au fost folosite în modelul de simulare.

Menționez că am folosit același tip de distribuitor deoarece și în cercetarea numerică și experimentală din cadrul tezei am folosit același tip de distribuitor pneumatic proporțional DPP [19, 21÷26, 92].

Autorii articolului au determinat prin măsurători ariile celor 5 orificii de curgere ale DPP. Distribuitorul este conectat pe stand la câte o cameră de volum ϑ care înlocuiesc practic camerele unui actuator pneumatic. De asemenea, se remarcă faptul că modul de lucru propus de autorii articolului este foarte apropiat de observațiile făcute la discuțiile figurilor 4.7 și 4.8.

Pentru aria efectivă de lucru, autorii folosesc formula [77]:

$$A_{eff} = A_m \frac{\left(1 - \frac{u - U_s}{U_0 - U_s}\right)}{\alpha_2 p_s^2 + \alpha_1 p_s + \alpha_0} \quad (4.7)$$

unde A_{eff} este aria efectivă de curgere, A_m aria măsurată, u , tensiunea de comandă a DPP, U_0 tensiune de corecție, U_s tensiunea la care sertarul distribuitorului este în poziția de mijloc, p_s presiunea de alimentare, $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, C, D$ mărimi determinate experimental.

Pentru datele oferite de articol, pe baza formulei din (4.7), s-au reprezentat grafic coeficienții de corecție a ariei efective de curgere Fig. 4.9.a și variația ariei efective Fig. 4.9.b la diferite semnale de comandă u .

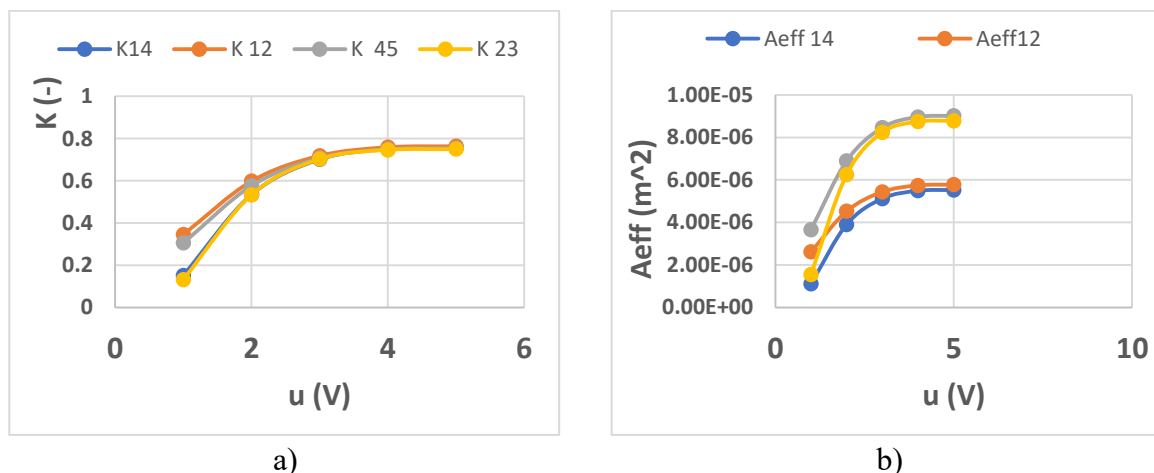


Figura 4.9. Variația factorului de corecție (a) și variația A_{eff} (b) la diferite valori ale tensiunii de comandă u

Schema de simulare numerică propusă este reprezentată în Fig. 4.10 iar valorile folosite în simulări sunt menționate în tabelul 4.1 și tabelul 4.2.

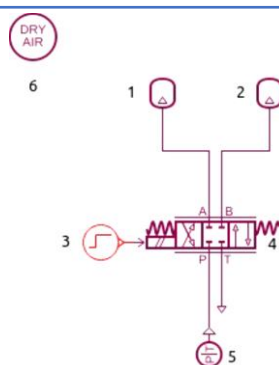


Figura 4.10. Schema de simulare numerică: 1,2 Rezervoare; 3-semnal comanda; 4- distribuitor proportional 4/3; 5- sursa de alimentare cu gaz la presiunea de 8barA; 6- tipul de gaz folosit

Valori numerice folosite în simulare

Tabel 4.2

Parametru	Încărcare		Descărcare		Figura	Semnal treaptă (V)	Coeficient C_d	tip reprezentare
	Orificiu P,A	Orificiu P,B	Orificiu B,T	Orificiu A,T				
Aria orificiu [mm ²]	7.30	7.57	11.96	11.71	4.11	1;-1	0.82	presiune port 1
	7.30	7.57	11.96	11.71	4.12	1;-1	0.82	temperature at port 1
	7.30	7.57	11.96	11.71	4.13	1;-1	0.82	enthalpy flow rate at port 1 [J/s]
	7.30	7.57	11.96	11.71	4.14	1;-1	0.82	mass flow rate at port 1 [g/s]
	7.30	7.57	11.96	11.71	4.15	1;-1	0.82	mass of gas in chamber [g]
	7.30	7.57	11.96	11.71	4.16	1;-1	0.82	pressure at port A for PPD [barA]
	7.30	7.57	11.96	11.71	4.17	3;-3	0.82	presiune port 1
	7.30	7.57	11.96	11.71	4.18	3;-3	0.82	ports to flow area
			7.57	7.57	4.19	1;-1 2;-2 3;-3 4;-4 5;-5	0.82	pressure at port 1 avand DPP cu orificiu simetric
			11.96	11.71	4.20	1;-1 2;-2 3;-3 4;-4 5;-5	0.82	control step signal
		7.30	7.57					

În Fig. 4.11 se prezintă comparativ rezultatele simulărilor numerice de mai sus, realizate cu programul Simcenter Amesim față de rezultatele simulărilor numerice din referința [77] realizată de autori în MATLAB-Simulink. Rezultatele sunt comparabile. Se observă că diferențele mari sunt în cazul unei mărimi de comandă de 1 V (Fig. 4.11.a). La mărimi de comandă mai mari, $u = 2$ V, diferențele sunt foarte mici.

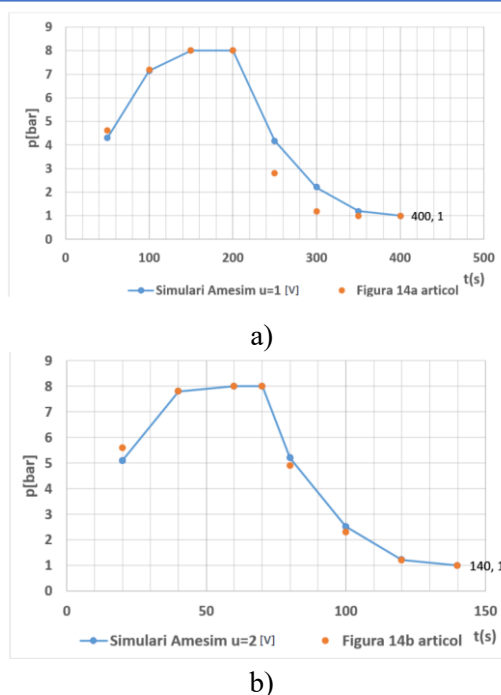


Figura 4.11. Comparație între rezultatele simulărilor numerice din referința [77] făcute în MATLAB-Simulink și cele făcute de autor în AMESim: a) mărime de comandă $u = 1$ V; b) mărime de comandă $u = 2$ V

Studiul comparativ făcut pe baza rezultatelor experimentale și numerice din [77] pune în evidență următoarele aspecte:

)} Distribuitorii pneumatici proporționali din producția de serie nu au orificiile de comandă identice. De altfel, producătorul specifică faptul că distribuitorii folosiți în pneumatică au o ușoară acoperire negativă a sertarului, cu valori ce pot fi între 5 și 25 μm [42].

)} Distribuitorii pneumatici proporționali din producția de serie au nevoie de o identificare experimentală pentru determinarea ariilor orificiilor de comandă dar și a coeficientului de debit. Aceste mărimi sunt foarte importante în descrierea modelului matematic al unei servo-acționări pneumatice deoarece ele sunt prezente în caracteristica debit-presiune a DPP.

)} Din rezultatele experimentelor diseminate în [77] dar și din simulările numerice făcute de autor se subliniază importanța valorii coeficientului de debit C_d .

Din bibliografia parcursă pentru dezvoltarea acestei teme am remarcat că distribuitorul de construcție FESTO tip MPYE-5-1/8 a fost subiectul multor teme de cercetare și dezvoltarea de aplicații, respectiv [4, 61, 75, 77, 85, 86, 87, 103]. Caracteristicile statice și dinamice ale acestor DPP explică interesul arătat de comunitatea științifică [146].

4.5. Neliniarități în funcționarea servomecanismelor electropneumatic e

Studiile privind performanțele sistemelor pneumatice de poziționare au pus în evidență influența deosebită pe care o au distribuitorii pneumatici proporționali, respectiv caracteristicile lor statice și dinamice, asupra erorii de poziționare și a dinamicii acestora.

Din cele prezentate anterior s-a observat caracterul profund nelinier al distribuitorilor pneumatici datorită proprietății de compresibilitate a aerului și a curgerii prin orificiile distribuitorului. La acestea se adaugă forțele de frecare care apar la deplasarea sertarului distribuitorului dar și proprietățile magnetice ale materialelor folosite în partea de convertor electro-mecanic al distribuitorului [4, 56, 76, 77, 95].

Cele mai cunoscute neliniarități specifice distribuitorilor pneumatice sunt zona moartă (Fig. 4.12.a), histerezisul (Fig. 4.12.b) și variația coeficientului de debit C_d prezentată anterior.

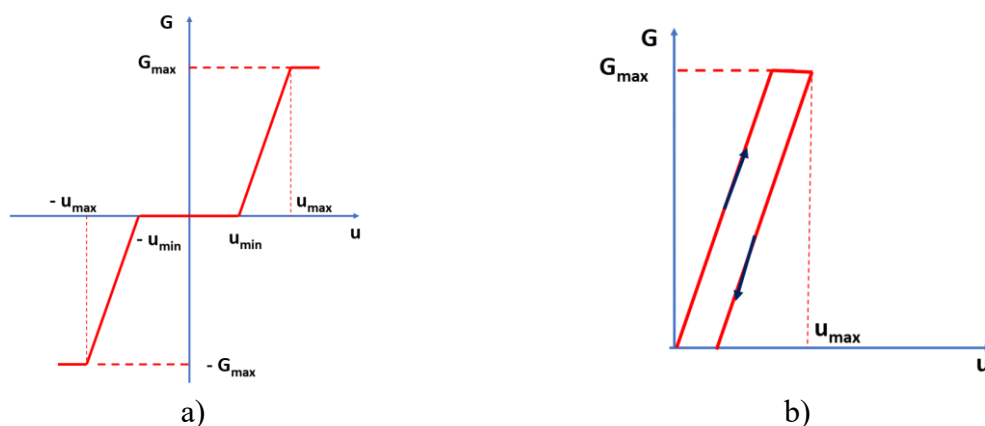


Figura 4.12. Neliniarități specifice distribuitorilor pneumatice proporționale: a) zona moartă; b) histerezis

Prezența forțelor de frecare, atât la deplasarea sertarului distribuitorului dar și a pistonului actuatorului pneumatic, contribuie în manifestarea neliniarităților de tip histerezis și zonă moartă. Forța de frecare și fizic, dar și matematic are o reprezentare complexă, ea având atât o componentă statică cât și o componentă dinamică viscoasă. În Fig. 4.13 se prezintă variația forței de frecare.

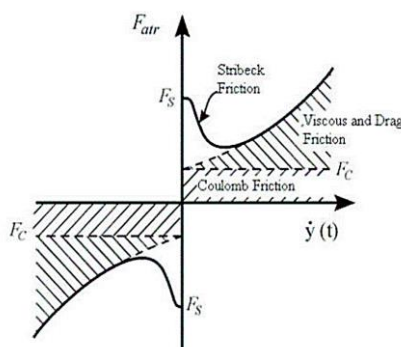


Figura 4.13. Reprezentarea forței de frecare cu specificarea componentelor [51]

Corespunzător acestei reprezentări modelul matematic asociat este [51]:

$$F_{ss}(v) = \text{sign}(v) \left[F_C + (F_S - F_C) e^{-\left(\frac{v}{V_S}\right)^2} \right] + b * v \quad (4.8)$$

unde: v este viteza, F_C forța de frecare Coulombiană, F_S forța de frecare statică, V_S viteza Stribeck, b coeficientul de frecare viscoasă.

De obicei, neliniaritățile din sistemul de control mecano-electropneumatic se pot compensa folosind diferite tipuri de reglatoare (controller) în structura servomecanismului.

În Fig. 4.14 se prezintă modul în care folosind un controler PVA (proportional plus velocity plus acceleration) modificat pentru compensarea forței de frecare, se obține o bună funcționare a actuatorului pneumatic care trebuie să dezvolte o forță F_{max} chiar și în domeniul de deplasare al sertarului de distribuitor unde este semnalată zona moartă.

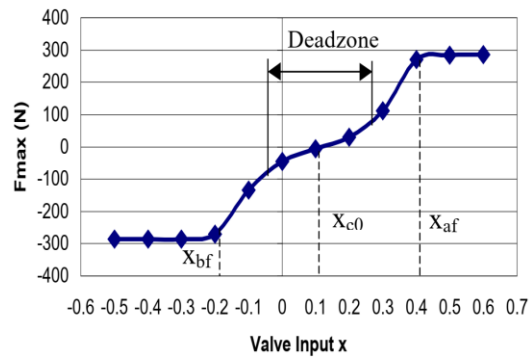


Figura 4.14. Variația forței de acționare a unui actuator prin controlul forței de frecare [76]

Prin urmare, cunoașterea neliniarităților specifice servomecanismelor electropneumatice de poziționare este deosebit de importantă pentru descrierea modelului matematic asociat sistemului. La rândul său, modelul matematic este util în proiectarea regulatorului (sau controllerului) asociat.

4.6. Metode de control în sistemele pneumatice de poziționare

În schema bloc din Fig 1.1, caracteristică unui sistem de poziționare pneumatic, elementul numit controller sau regulator face legătura între elementele de referință, legătura de reacție a sistemului și comanda amplificatorului electropneumatic, respectiv distribuitorul pneumatic proporțional. Cu alte cuvinte, controllerul este elementul de comandă și control din cadrul sistemului. Indiferent de natura comenzii DPP, continuă-analogică sau discretă-digitală, controllerul se proiectează astfel încât să asigure performanța sistemului de urmărire (eroare și stabilitate) compensând neliniaritățile din sistem.

Pentru actuatorile pneumatice cele mai utilizate controllere sunt cele de tip PVA, adică Piston Viteză Accelerație, sau cu alte cuvinte PID, proporțional-derivativ-integral. În această situație controlul este o funcție de poziție-viteză-acelerație. În Fig. 4.15 se prezintă structura unui astfel de regulator cu constantele K_P, K_D, K_I (proporțional-derivativ-integrator) de unde și denumirea de controller PID.

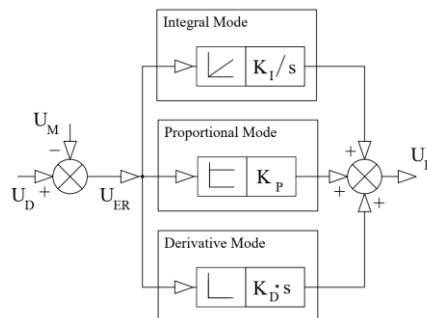


Figura 4.15. Diagrama bloc a unui controller (regulator) PID [56]

Funcția de control asociată unui controller PID este [56]:

$$U_R = K_P \cdot U_{ER} + K_I \int U_{ER} dt + K_D \dot{U}_{ER}. \quad (4.9)$$

Semnalul de control $U_C = K_{PA} \cdot U_R$ se aplică la intrarea în DPP, iar K_{PA} este un factor de amplificare. Diferența $U_{ER} = U_D - U_M$ este eroarea de semnal între intrarea de referință (dorită) și semnalul de ieșire măsurat. De asemenea, mărimea U_R este mărimea care iese din controller pentru a se aplica la intrarea în amplificatorul pneumatic [56].

Controlul PID se poate realiza analogic și digital cu mențiunea că un controller proporțional este specific sistemelor simple de poziționare [4] fără interacțiune cu mărimile perturbatoare sistemului.

Atunci când se dorește optimizarea sistemului de urmărire și îmbunătățirea performanțelor acestuia în cazul diferitelor tipuri de aplicații, proiectarea controllerului este mult diferită de modelul PID. Astfel, de la primele controllere aplicate servosistemelor pneumatice [61] tipurile de controllere s-au diversificat și algoritmi folosiți pentru programarea acestora au evoluat. S-au dezvoltat și implementat diferite tehnici de control fuzzy (ex. fuzzy single input controller pentru compensarea histerezisului [4]), control folosind rețele neuronale adaptive și tehnici de optimizare metaeuristice [19] (ex. optimizare prin metoda roiului de particule – PSO Particle Swarm Optimization).

De subliniat faptul că metodele de proiectare a controllerului și de proiectare a algoritmilor de programare pentru optimizarea lor sunt adaptate aplicațiilor pe care le deservește și condițiilor de funcționare. Deci, nu există o metodă standard de aplicare.

Valoarea erorii pentru cazurile de simulare din Fig. 4.27, [91]

Tabel 4.3

Controller	Eroare
ILC	$2,6 \times 10^{-5}$
PID	$3,3 \times 10^{-4}$
IT2 T-S fuzzy	$3,8 \times 10^{-4}$
T-S fuzzy obs.	$9,2 \times 10^{-4}$

4.7. Modelul matematic asociat servomecanismului electropneumatic

Din generoasa bibliografie diseminată s-a observat că, în general, preocupările comunității academice referitoare la servomecanismele electro pneumatice de poziționare se îndreaptă spre proiectarea și optimizarea controllerului folosit în sistemul de poziționare.

Este cunoscut faptul că proiectarea unui controller are la bază cunoașterea modelului matematic asociat SEPP (servomecanismului electropneumatic proporțional) de poziționare în condițiile aplicației date, sau în condițiile generale ale structurii de control. Prin urmare, toate articolele, din bibliografia parcursă, care dezvoltă subiectul proiectării/optimizării unui controller pentru un sistem de poziționare dat, au descris modelul matematic asociat.

În general există un model matematic "standard" în care se prezintă modelul matematic neliniar, dar sunt des întâlnite și modele matematice liniarizate descrise după variabilele de stare, ceea ce apropie mai mult sistemul de metodologia de proiectare a unui controller.

În cele ce urmează se prezintă în primul rând modelul matematic "standard" folosit în referințele [53, 106, 107, 108], model care descrie sistemul pneumatic de poziționare cu elementele prezentate în schema bloc din Fig. 1.1.

Pentru scrierea modelului matematic se au în vedere următoarele ipoteze de lucru [67, 99]:

- ✓ Fluidul de lucru este aerul considerat fluid compresibil și gaz ideal pentru care este valabilă ecuația termică de stare (4.1);
- ✓ Presiunea de lucru este constantă $p_s = const.$ și temperatura de lucru la fel, $T_s = const.$
- ✓ Presiunea de ieșire în atmosferă este presiunea atmosferică;
- ✓ Condițiile de mediu sunt constante;
- ✓ Temperatura din camerele actuatorului pneumatic este constantă;

- ✓ Se neglijează pierderile de aer dintre camerele actuatorului pneumatic și dintre camere și mediul exterior;
- ✓ Se neglijează dinamica de comutație a distribuitorului deoarece lățimea de bandă⁶ a DPP este, de obicei, mai mare de 100 Hz [75];
- ✓ Între sistemul de poziționare și mediul înconjurător se consideră un sistem adiabatic.

Modelul matematic al sistemului pneumatic de poziționare liniară este format din amplificatorul pneumatic, în cazul de față un DPP, un element de execuție, respectiv un actuator pneumatic, și un traductor de deplasare linear care închide bucla de reacție. Referința, compararea semnalelor și controllerul sunt într-un bloc electronic separat de sistemul mecano-pneumatic.

În Fig. 4.16 se prezintă sistemul de poziționare al cărui model matematic este detaliat în continuare.

Modelul matematic asociat este descris de ecuații diferențiale neliniare care provin din următoarele legi ale fizicii:

- Prima lege a termodinamicii;
- Ecuația gazului ideal;
- Ecuația de continuitate;
- Ecuația de debit masic printr-un orificiu;
- A doua lege de mișcare a lui Newton.

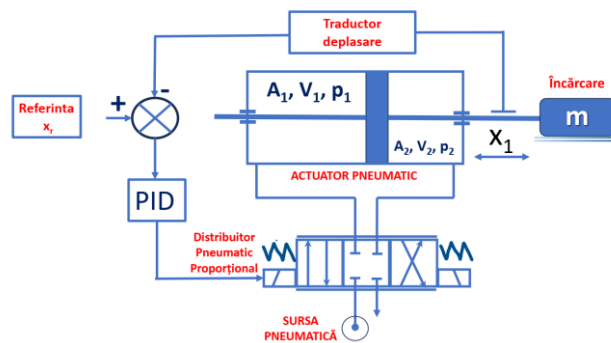


Figura 4.16. Schema servo sistemului pneumatic de poziționare modelat

În scrierea modelului matematic s-au folosit următoarele notații:

- x_1 deplasare piston actuator pneumatic;
- x_2 viteza de deplasare piston;
- x_3 presiunea în camera activă a pistonului, presiunea în amonte
- x_4 presiunea în camera pasivă a pistonului, presiunea în aval;
- x_5 deplasarea sertarului distribuitorului proporțional;
- p_s presiunea de alimentare;
- b coeficientul de frecare viscoasă;
- m masa inerțială;
- $A = A_1 = A_2$, suprafața activă a pistonului;
- F forța perturbatoare;
- F_f forța de frecare;
- $V = V_1 = V_2$, volumul camerelor actuatorului;
- $k = 1,4$ coeficient adiabatic;

⁶ Lățimea de bandă a unui sistem servo-pneumatic nu este în mod normal mai mare de 10 Hz [75].

$R = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, constanta universală a gazului;

$T_s = 293 \text{ K}$, temperatura aerului din sursa de aer comprimat;

C_d coeficient de debit;

$w = w_1 = w_2$, lățimea orificiului distribuitorului;

$$C_0 = \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} = 0,040418 ;$$

$$C_r = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,52828;$$

$$C_k = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = 3,864;$$

K_P constantă amplificare controller proporțional P;

K_T constanta de timp a traductorului;

τ constanta de timp a DPP;

p_a presiunea atmosferică.

Modelul matematic se construiește pentru un actuator simetric, așa cum s-a notat mai sus $A = A_1 = A_2$ și $V = V_1 = V_2$. De asemenea, toate orificiile de comunicare ale DPP sunt egale și au aceeași formă dreptunghiulară de lățime w .

Având în vedere ipoteza făcută de a avea temperatură constantă în camerele actuatorului pneumatic și de a nu avea schimb de căldură între sistemul de poziționare și mediu, putem considera $T_s = T_1 = T_2$.

În aceste condiții pentru ultimul caz dat ca exemplu se pot scrie ecuațiile modelului matematic:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (4.10.a)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{b}{m}x_2 + \frac{S}{m}(x_3 - x_4) - \frac{F_f}{m} - \frac{F}{m} \quad (4.10.b)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{-kx_2x_3A + R\sqrt{T_s}C_dC_0wx_5 \cdot x_3C_k \sqrt{\left[\left(\frac{p_a}{x_3}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{x_3}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}}{V + Ax_1} \quad (4.10.c)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{-kx_2x_4A + R\sqrt{T_s}C_dC_0wx_5 \cdot p_sC_k \sqrt{\left[\left(\frac{x_4}{p_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{x_4}{p_s}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}}{V - Ax_1} \quad (4.10.d)$$

$$\dot{x}_5 = K_P \cdot (U_{ref} - K_Tx_1) - \frac{1}{\tau}x_5 \quad (4.10.e)$$

Din cele mai sus prezentate se observă că modelul matematic asociat funcționării unui servomecanism electropneumatic liniar, scris în ipotezele de lucru formulate anterior, este un model neliniar format dintr-un sistem de ecuații diferențiale ordinare cu un număr de cinci necunoscute asociate sistemului. Dacă în descrierea modelului matematic se are în vedere și forța de frecare F_f , gradul de complexitate în rezolvarea analitică a acestei probleme depășește posibilitățile de rezolvare în cadrul prezentei teze. Subiectul este foarte interesant din punct de vedere matematic și merită dezvoltat în cadrul unei lucrări separate.

În capitolul următor se prezintă astfel de programe numerice dedicate și se prezintă rezultatele simulărilor numerice pentru servomecanismul electropneumatic de poziționare liniară studiat în cadrul tezei.

SIMULĂRI NUMERICE PENTRU DETERMINAREA PERFORMANTELOR SERVOMECHANISMULUI ELECTROPNEUMATIC CU DISTRIBUTOR PROPORȚIONAL

5.1. Generalități

Modelul matematic prezentat în capitolul anterior, pentru modelarea comportării statice și dinamice a unui servomecanism electropneumatic de poziționare cu actuator pneumatic liniar și distribuitor pneumatic proporțional, este format de un sistem de ecuații diferențiale neliniare cu cinci necunoscute, respectiv parametrii de stare ai sistemului modelat. Neliniaritatea modelului matematic este dată de toate neliniaritățile specifice unui sistem în care procesele fizice sunt guvernate de ecuațiile de curgere prin orificii, ecuații de proces termic adiabat, ecuații de mișcare mecanică în care forțele de frecare sunt prezente, ecuații de continuitate în care compresibilitatea fluidului de lucru nu poate fi neglijată. Chiar și în ipotezele de lucru formulate în descrierea modelului matematic, neliniaritățile menționate s-au regăsit în descrierea modelului.

5.2. Prezentarea limbajelor de simulare numerică utilizate în proiectarea sistemelor automate electropneumatice

Tipurile de limbaje de simulare numerică utilizate în proiectarea sistemelor automate electropneumatice sunt:

- Simulink-Matlab;
- Simcenter Amesim;
- VisSim;
- Dymola;
- Easy5;
- 20-sim.

5.2. Metodologie de lucru în Simcenter Amesim

Din programele de modelare și simulare numerică enumerate mai sus, mediul de programare Matlab-Simulink și Simcenter Amesim sunt larg utilizate în aplicațiile industriale pentru analiza și sinteza sistemelor automate de acționare electrică/hidraulică/pneumatică.

Pentru analiza prin simulare numerică a comportării dinamice a servomecanismului electropneumatic de poziționare liniară s-a folosit Simcenter Amesim. Mediul de simulare Amesim are o interfață grafică prietenoasă și generoasă, incluzând o bibliotecă cu domeniile de simulare, ca de exemplu aeronautică și spațiu; aer condiționat; componente hidraulice; componente pneumatice, etc. În secțiunea HELP a Simcenter Amesim putem găsi anumite exemple și soluții pentru diferitele domenii, ce pot ajuta la o mai bună înțelegere a softului, dar și anumite soluții la diferite probleme.

5.3. Simularea numerică a comportării dinamice a actuatorilor pneumatici liniari

În cadrul sistemelor de acționare pneumatică actuatorii pneumatici sunt elemente de execuție care pot lucra atât în buclă deschisă ca unități pneumatice [15, 110] de comandă, cât și în buclă închisă, în cadrul sistemelor de comandă-control-reglare de tipul sistemelor de poziționare sau de urmărire [1, 15, 56, 89, 110].

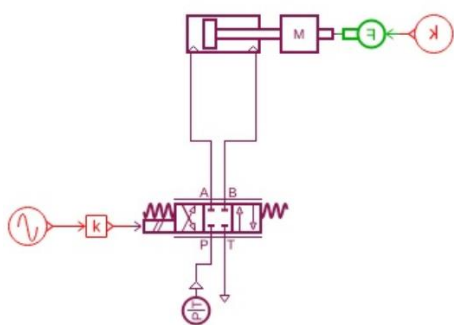
În prezentul subcapitol se compară comportarea dinamică a unui actuator pneumatic liniar care lucrează în buclă deschisă, cu cea a actuatorului lucrând în buclă închisă, ca sistem de poziționare.

Modelul numeric și simulările numerice au fost realizate cu mediul de simulare Simcenter Amesim.

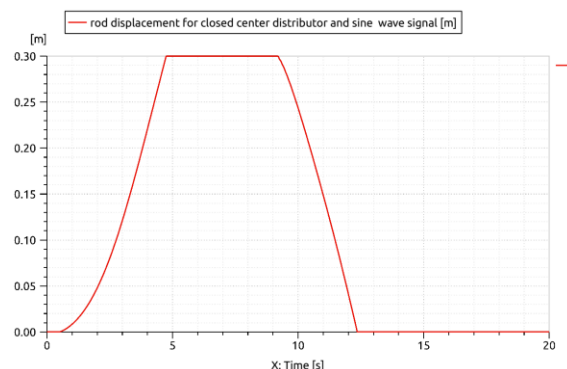
Scenarii de lucru pentru actuatorul pneumatic în buclă deschisă

Tabel 5.1

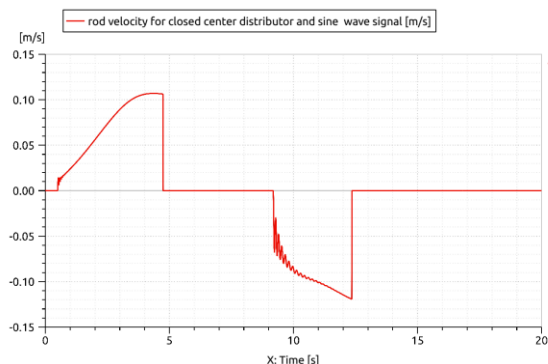
Nr. Crt.	Nume scenariu	Tip distribuitor	Tip semnal intrare	Reprezentări grafice
1	PA-CC-PV-SIMW	DPP centru-închis	Sinusoidal	Figura 5.8
2	PA-CC-PV-SQRW	DPP centru-închis	Dreptunghiular	Figura 5.9
3	PA-CC-PV-TRAP	DPP centru-închis	Trapezoidal	Figura 5.10
4	PA-ABT-PV-SIMW	DPP semi-deschis ABT	Sinusoidal	Figura 5.11
5	PA-ABT-PV-SQRW	DPP semi-deschis ABT	Dreptunghiular	Figura 5.12
6	PA-ABT-PV-TRAP	DPP semi-deschis ABT	Trapezoidal	Figura 5.13



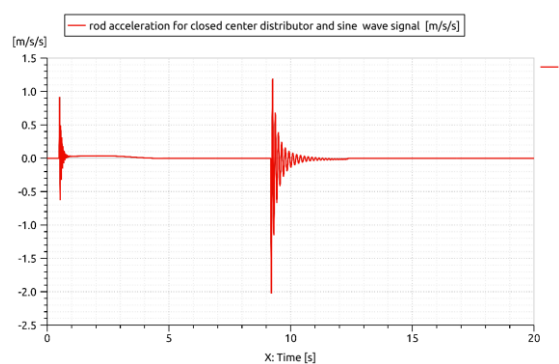
a)



b)



c)



d)

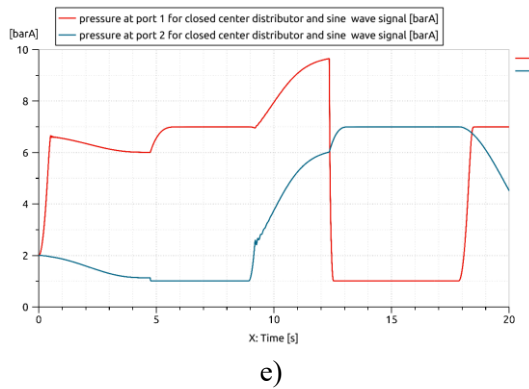


Figura 5.1. PA-CC-PV-SIMW: a) schema de simulare numerică; b) variația deplasării pistonului; c) variația vitezei; d) variația accelerației; e) variația presiunilor în camerele actuatorului [16]

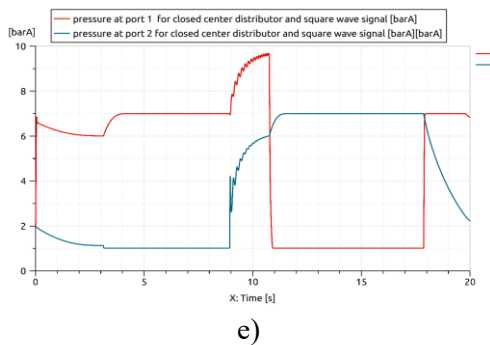
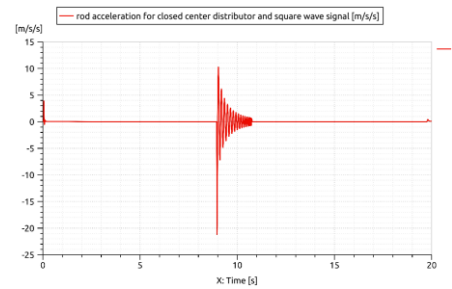
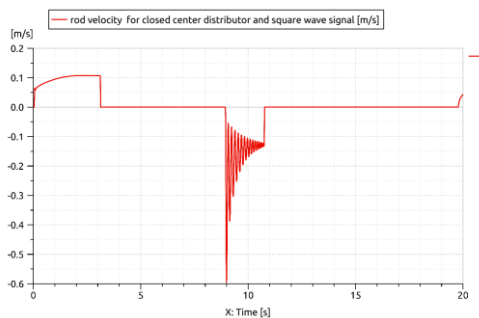
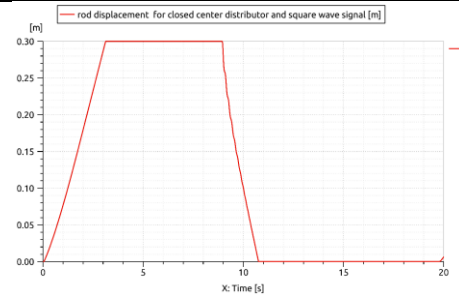
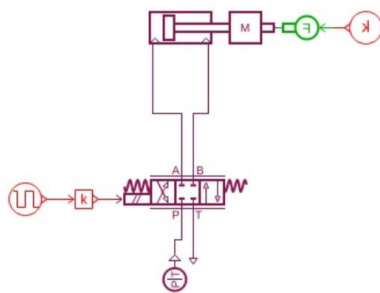


Figura 5.2. PA-CC-PV-SQRW: a) schema de simulare numerică; b) variația deplasării pistonului; c) variația vitezei; d) variația accelerației; e) variația presiunilor în camerele actuatorului [16]

Teoretic, prin simulările numerice făcute, s-a arătat că folosind un distribuitor pneumatic proporțional sistemul de acționare se simplifică față de schema de acționare a actuatorului pneumatic controlat direct prin distribuitor pneumatic on-off. Mai mult, dinamica cilindrului pneumatic în buclă deschisă poate fi controlată cu ușurință, prin modificarea semnalului electric de intrare al distribuitorului proporțional.

Comportarea dinamică a actuatorului pneumatic liniar funcționând în buclă închisă

Față de simulările numerice privind comportarea dinamică a actuatorului pneumatic liniar în buclă deschisă, în Figura 5.3 se prezintă schema structurală și schema de simulare numerică a actuatorului în buclă închisă. Schema prezentată este cea a unui servomecanism

electropneumatic de poziționare liniară în care amplificatorul de debit este un distribuitor pneumatic proporțional.

Elementele pneumatice din schema de simulare numerică sunt aceleași cu cele prezentate anterior, cu observația că distribuitorul pneumatic proporțional este doar cu centru critic, având în vedere faptul că performanțele dinamice ale actuatorului liniar sunt mai bune decât dacă DPP este cu centru semi-deschis ABT (așa cum s-a văzut în simulările numerice).

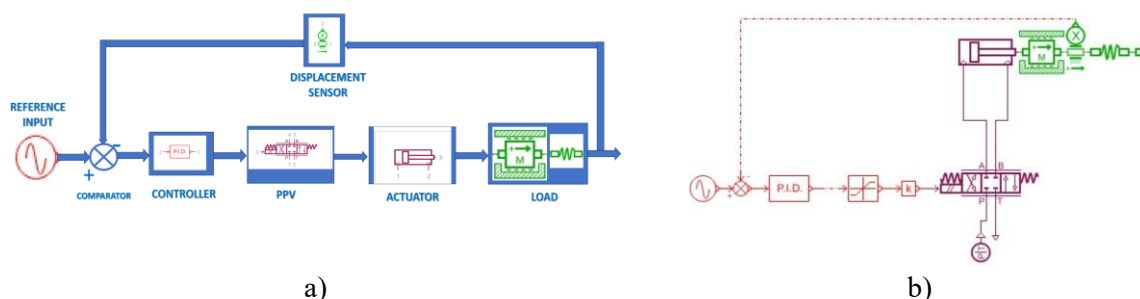


Figura 5.3. Schema bloc (a) și schema pentru simularea numerică (b) a sistemului pneumatic [22].

În simulările numerice actuatorul pneumatic are diametrul pistonului 100 mm și diametrul tijei 50 mm, iar cursa actuatorului de 400 mm. În modelarea matematică a actuatorului s-a considerat un coeficient de frecare vâscoasă de 75 N s/m și un coeficient de schimb termic de 50 J/m²/K/s, pentru o temperatură externă de 293,15 K. În cazul DPP cu centru-critic, pentru orificiile de comandă și control ale distribuitorului s-a considerat o arie de 7 mm² iar coeficientul de debit de 0,72. Frecvența naturală a distribuitorului proporțional este de 80 Hz, iar curentul de comandă este de 10 V. Parametrii constructivi pentru echipamentele pneumatice sunt conforme cu datele de catalog FESTO. Parametrii funcționali, cei ce au în vedere fenomenele termo-hidraulice din funcționarea echipamentelor au fost considerate ca date implicite, conforme cu informațiile din librăria de programe Simcenter Amesim "Lab Pneumatics" [105].

Servomecanismul pneumatic trebuie să poziționeze liniar sarcina inerțială de 25 kg, considerând și o forță tehnologică perturbatoare variabilă, formată dintr-o componentă constantă de 2000 N și o componentă elastică variabilă având o constantă elastică de 1000 N/m. Traductorul de deplasare are o constantă de 25 V/m. Presiunea aerului comprimat furnizat în sistem este de 7 barA.

De asemenea, se păstrează aceeași metodologie de lucru, respectiv aplicarea diferitelor tipuri de semnale de referință la intrarea în sistem. Semnalele de intrare de referință au o amplitudine de 10 V pentru toate semnalele și frecvența de 0,05 Hz pentru semnalul sinusoidal și semnalul triunghiular [22]. Semnalul trapezoidal are aceleași caracteristici ca cel folosit la actuatorul lucrând în buclă deschisă.

a. Caracteristica statică

În Figura 5.4 se prezintă caracteristica statică, respectiv caracteristica de histerezis pentru servomecanismul electropneumatic de poziționare (SEPP) format din actuator liniar cu piston asimetric și distribuitor pneumatic proporțional, Fig. 5.3. Caracteristica statică s-au reprezentat simulările numerice, pentru un semnal de referință triunghiular cu frecvență de 0,05 Hz și amplitudinea de 0,1V, 1V și 10V. Reprezentarea caracteristicii statice are amplitudinea referinței în abscisă și deplasarea tijei actuatorului în ordonată la diferite momente de timp.

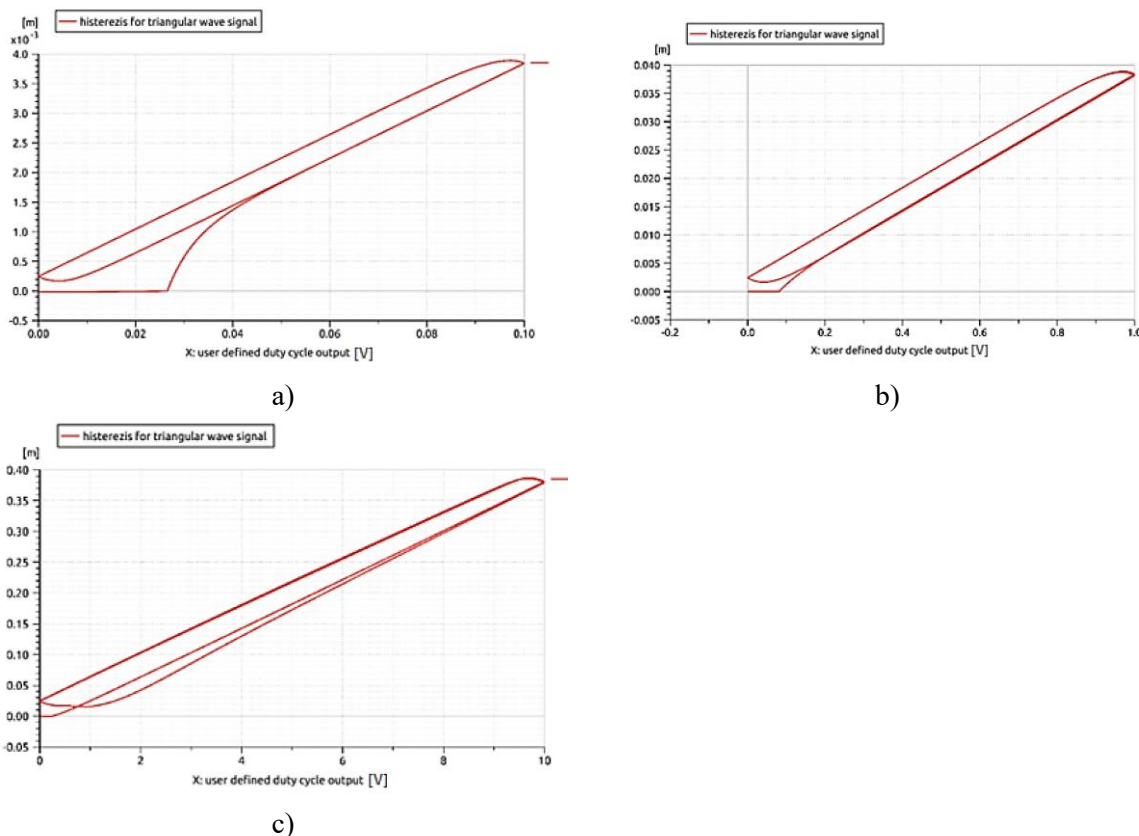


Figura 5.4. Caracteristica statică de histerzis a SEPP pentru un semnal triunghiular cu o amplitudine de 0.1 V (a), 1.0 V (b) and 10 V (c) și cu o frecvență a semnalului de 0.05Hz [22]

În Figura 5.5 s-a reprezentat evoluția erorii sistemului la diferite semnale de referință.

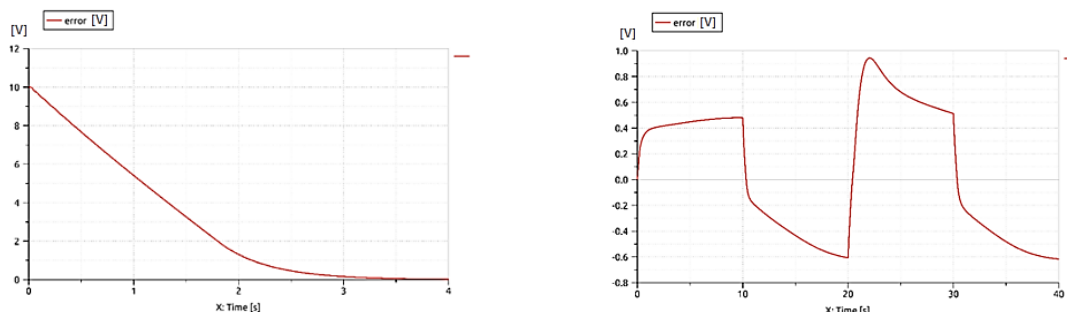


Figura 5.5. Eroarea SEPP pentru diferite tipuri de semnale de referință: b) 10 V semnal de intrare treaptă, c) 1mA semnal de intrare triunghiular [22]

b. Caracteristica dinamică

Pentru un semnal de referință sinusoidal cu amplitudinea de 10 V și frecvența semnalului de 0,05 Hz se trasează diagrama Bode, Figura 5.6. Analiza graficului de frecvență este răspunsul sistemului la o intrare sinusoidală. Se observă o frecvență de tăiere de 0,2 Hz la -3dB și un domeniu de frecvență caracteristice servomecanismului de 0,01 Hz la 1,5 Hz.

În Figura 5.6.b este reprezentată deplasarea pistonului având semnalul de intrare triunghiular cu amplitudinea de 10 V. Din reprezentarea grafică se observă că pistonul urmărește semnalul de intrare și cursa pistonului are o eroare de 0,01 mm.

În figura 5.6.c pentru un semnal de intrare trapezoidal eroarea de poziționare este zero. În ambele cazuri se observă o mică întârziere la începerea unui ciclu nou, respectiv 20 s pentru intrarea triunghiulară și 8,15 s pentru intrarea trapezoidală [22].

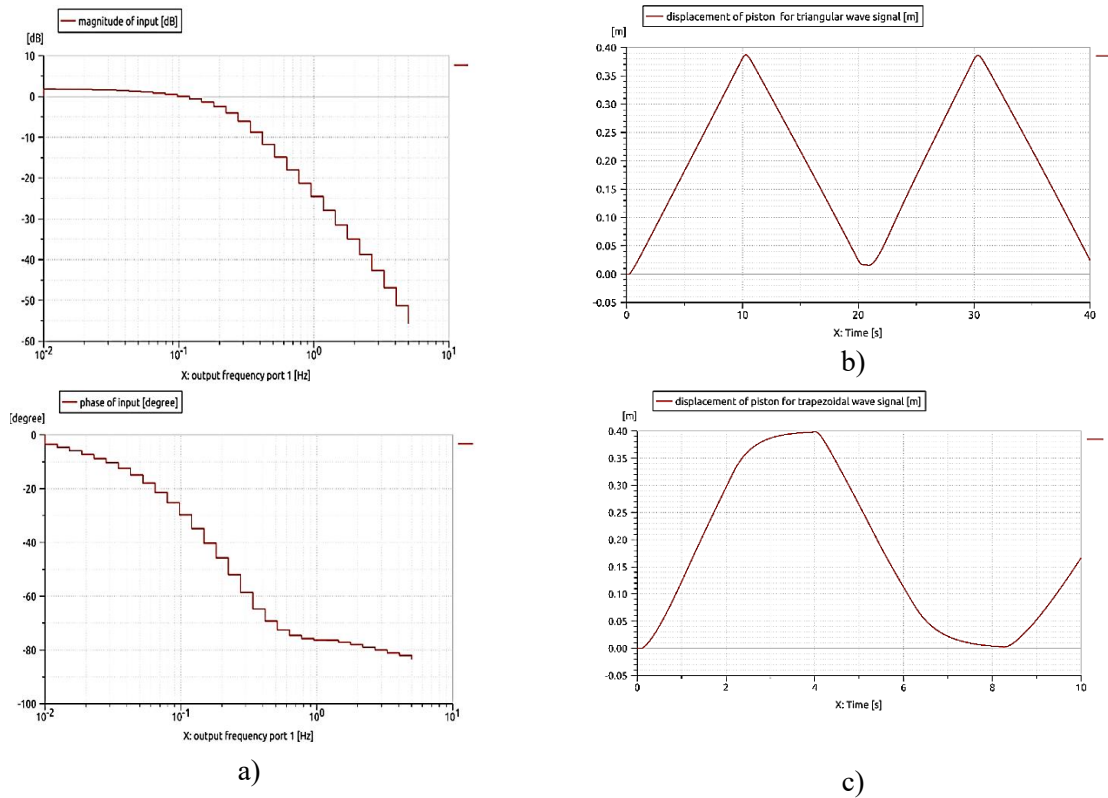


Figura 5.6. Caracteristica dinamică a SEPP: a) diagrama Bode; b) deplasare piston actuator la semnal referință triunghiular; c) deplasare piston actuator la semnal referință trapezoidal.

c. Comportamentul dinamic

Din simulările numerice făcute pentru diferite semnale de referință s-a observat comportarea stabilă a servomecanismului electropneumatic de poziționare liniară. De asemenea s-au făcut observații privind comportarea sistemului la un semnal treaptă de referință, Figura 5.7.

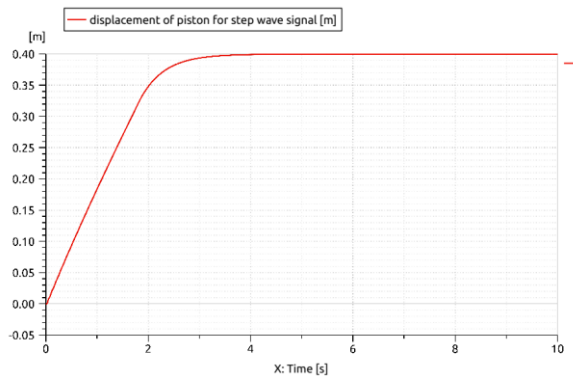


Figura 5.7. Răspunsul SEPP la semnal de referință treaptă cu amplitudinea de 10 V [22]

La semnal treaptă servomecanismul SEPP răspunde ca un sistem de control supra amortizat, respectiv ca un sistem de control de ordin întâi. Pe reprezentarea grafică din Figura 5.19 se poate citi un timp de răspuns de $T = 1,397$ s, timpul de creștere $T_r = 2,13$ și timpul de liniștire $T_s = 4,08$ s. Timpul de răspuns reprezintă 63,2% din răspunsul sistemului în cazul semnalului treaptă și descrie viteza cu care sistemul de control răspunde la intrarea de referință. Timpul de creștere este de 90% din răspunsul sistemului, iar timpul de liniștire este de 100% din răspunsul sistemului. Eroarea de poziționare este zero.

În Figura 5.8 se reprezintă comportarea dinamică a SEPP la un semnal de referință sinusoidal.

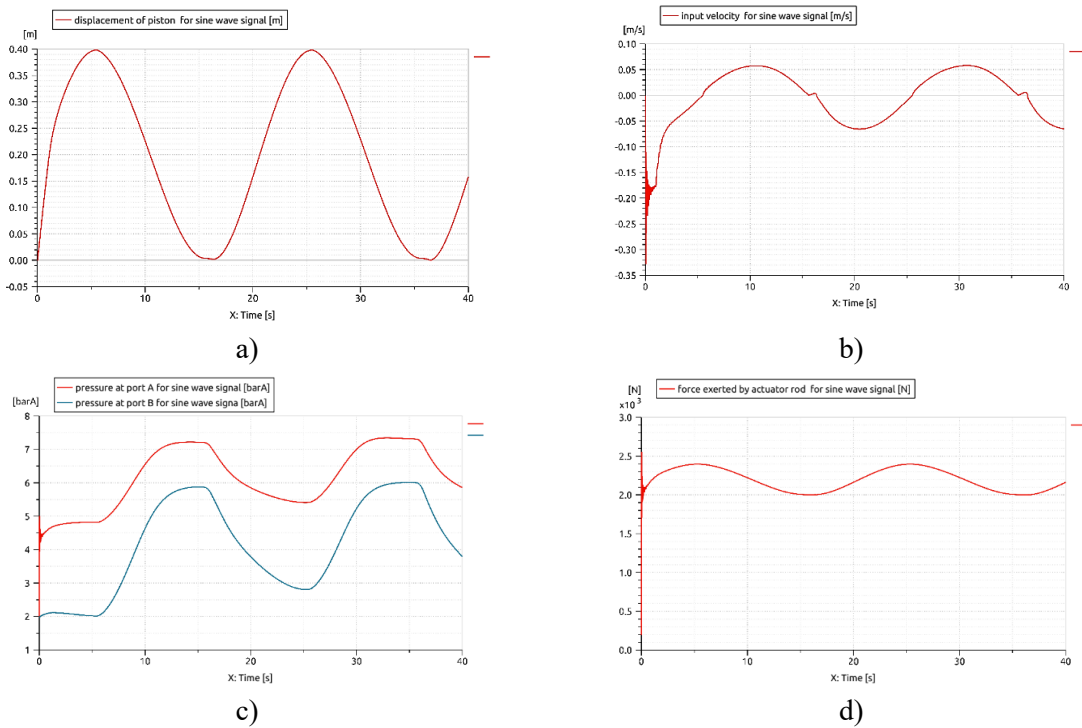


Figura 5.8. Răspunsul SEPP la semnal de intrare sinusoidal cu o amplitudine de 10 V și o frecvență de 50Hz: a) deplasarea pistonului, b) viteza de deplasare, c) presiunea în camerele cilindrului, d) forța la tija pistonului [22]

d. Influența coeficientului K_p asupra dinamicii sistemului

S-a urmărit modul în care constanta de proporționalitate K_p a regulatorului PID influențează comportarea dinamică a servomecanismului. Pentru aceasta s-a folosit metoda de reglare Ziegler-Nichols simplificată pentru un control proporțional. Astfel, pentru un semnal de tip treaptă dat, s-au dat diferite valori coeficientului de proporționalitate K_p până când stabilitatea sistemului este compromisă sau sistemul atinge oscilații periodice.

Performanțele dinamice ale SEPP pentru diferite valori ale lui K_p

Tabel 5.2

K_p (-)	Input step 0.1 V				Input step 1 V				Input step 10 V			
	T (s)	T_d (s)	T_r (s)	T_s (s)	T (s)	T_d (s)	T_r (s)	T_s (s)	T (s)	T_d (s)	T_r (s)	T_s (s)
2	1,979	0,86	3,342	6,81	1,083	0,08	2,431	6,5	1,397	0,02	3	6,8
4	0,974	0,4	1,734	3,3	0,534	0,04	1,215	3,5	1,397	0,02	2,21	4,11
5	0,769	0,31	1,388	3,19	0,436	0,03	0,982	3,02	1,397	0,02	2,13	4,08
6	0,631	0,26	1,156	2,91	0,366	0,03	0,816	2,49	1,397	0,02	2,08	3,38
8	0,471	0,19	0,859	3,5	0,258	0,02	0,594	2,03	1,397	0,02	2,04	3,02
10	0,375	0,15	0,722	2,51	0,226	0,02	0,508	2,51	1,397	0,02	2,04	2,74
12	0,316	0,12	0,535	3,5	0,18	0,02	0,428	3,51	1,397	0,02	2,04	2,58

În Tabelul 5.2 sunt prezentate valorile timpului de întârziere T_d , timpul de creștere și timpul de stabilizare, pentru diferite valori K_p , atunci când semnalul de intrare este treaptă, iar amplitudinea are valori de 0,1 V, 1 V și 10 V. Se observă că pentru o intrare treaptă de 1 V sistemul are o întârziere de timp cu valori scăzute chiar și pentru $K_p = 5$.

De asemenea, calitatea parametrilor sistemului de control pneumatic sunt compromiși pentru $K_p > 6$, deși frecvența oscilațiilor este mai mică.

Concluzii privind comportarea dinamică a actuatorului comandat prin DPP în buclă închisă

S-a studiat prin simulări numerice comportamentul dinamic al actuatorului liniar comandat prin distribuitor pneumatic proporțional în cazul în care funcționarea acestora este în buclă închisă. Adică, s-a considerat comportarea dinamică a servomecanismului electropneumatic de poziționare liniară. În structura servomecanismului s-au păstrat aceleași elemente pneumatice, ca în studiul făcut în buclă deschisă.

Din simulările numerice s-a determinat caracteristica statică și dinamică a SEPP. S-a observat comportarea stabilă a sistemului de poziționare pentru diferite semnale de referință aplicate și cu sarcină externă variabilă aplicată asupra actuatorului.

Din simulări numerice se constată că precizia poziționării și dinamica SEPP depinde de tipul semnalului de referință, de valorile parametrilor de referință, de parametrii regulatorului și de caracteristicile actuatorului și amplificatorului pneumatic.

De asemenea, au fost găsite valori ale coeficientului de proporționalitate K_p pentru care sistemul de control rămâne stabil și precis pentru valorile semnalului treaptă aplicat ca referință. Simulările numerice arată că sistemul poate fi adaptat la perturbațiile externe modificând semnalul de referință și coeficientul proporțional K_p .

Aceste simulări, împreună cu cele a sistemului pneumatic de poziționare în buclă deschisă, au subliniat (cel puțin teoretic) că sistemele pneumatice de poziționare liniară cu distribuitor pneumatic proporțional (DPP) sunt ușor de controlat și reprezintă o alternativă la sistemele pneumatice de poziționare cu servovalvă.

5.5. Comportarea dinamică a servomecanismelor electropneumatice de poziționare cu actuatori simetrici și asimetrici

Pentru a studia comportamentul dinamic al servomecanismelor electropneumatice de poziționare liniară și distribuitor proporțional, s-a considerat schema actuatorului pneumatic din structura servomecanismului în două variante constructive: actuator cu ariile pistonului egale (actuator simetric) și actuator cu ariile pistonului egale inegale (actuator asimetric).

Folosind facilitățile de lucru oferite de programul de simulare numerică Simcenter Amesim, s-a studiat comportamentul dinamic al servomecanismului considerat în cele două variante constructive, cu schema de simulare numerică din Figura 5.9. Elementele schemei de simulare numerică au următoarea semnificație și caracteristici:

- ✓ Blocul 1, cilindru pneumatic cu ariile pistonului simetric (Figura 5.9.a) respectiv cilindru pneumatic cu ariile pistonului asimetric (Figura 5.9.b) cursa de 400 mm, diametrul pistonului de 80 mm și diametrul tije de 25 mm. Aria pistonului simetric este de 4535,67 mm². Aria pistonului asimetric este de 5026,55 mm² (camera mare a actuatorului), și 4535,67 mm². Temperatura aerului la orificiul de intrare este aceeași cu cea a orificiului de ieșire de 293,15 K. Masa deplasată de piston este de 30 kg. Nu este considerată forța de

frecare coulombiană și coeficientul de frecare vâscoasă este de 100 N/(m/s). Nu există pierderi de aer.

- ✓ Blocul 2, traductor de deplasare liniară cu un coeficient de amplificarea de 25 V/m.
- ✓ Blocul 3 modelează forța de perturbare considerată; este o forță elastică cu constanta elastică de 5000 N/m.
- ✓ Blocul 4 modelează semnalul de comandă, respectiv referința; semnalul folosit fiind treaptă.
- ✓ Blocul 5 este un bloc de însumare care compară semnalul de referință cu semnalul deplasării măsurat de traductor.
- ✓ Blocul 6 modelează regulatorul PID care are componenta proporțională (amplificarea) $K_p = 1$ și fără a avea setate componentele derivativă și integrală.
- ✓ Blocul 7 este un filtru cu o valoare minimă admisă de -10 V și o valoare maximă de 10V; astfel domeniul de comandă electrică al distribuitorului pneumatic proporțional este limitat la valori [-10, 10] V, recomandat de producător [18].
- ✓ Blocul 8 este un amplificator cu valoarea -1 pentru a schimba semnul semnalului de comandă al distribuitorului proporțional.
- ✓ Blocul 9 reprezintă distribuitorul pneumatic proporțional care este un distribuitor 4/3 cu centru închis, similar cu distribuitorului pneumatic proporțional 5/3 cu centru închis [18]. Frecvența distribuitorului este considerată la 70 Hz și un factor de amortizare de 0,8. Orificiul de comandă al distribuitorului are o suprafață de 7 mm² și este același pentru toate cele 4 porturi. Coeficientul de debit al distribuitorului este de 0,72.
- ✓ Blocul 10 modelează sursa pneumatică de presiune care furnizează o presiune de 7 barA la o temperatură de 293,15 K.
- ✓ Blocul 11 definește proprietățile aerului. Aerul este considerat gaz perfect cu densitatea de 1,18 kg/m³ pentru o temperatură de funcționare de 300 K și o presiune absolută de 1,013 barA. Vâscozitatea absolută este de 18,552.10⁻⁶ Pa·s. Conductivitatea termică este de 0,026156 W/m/K, iar căldura specifică la presiune constantă este de 1004,815 J/kg/K.

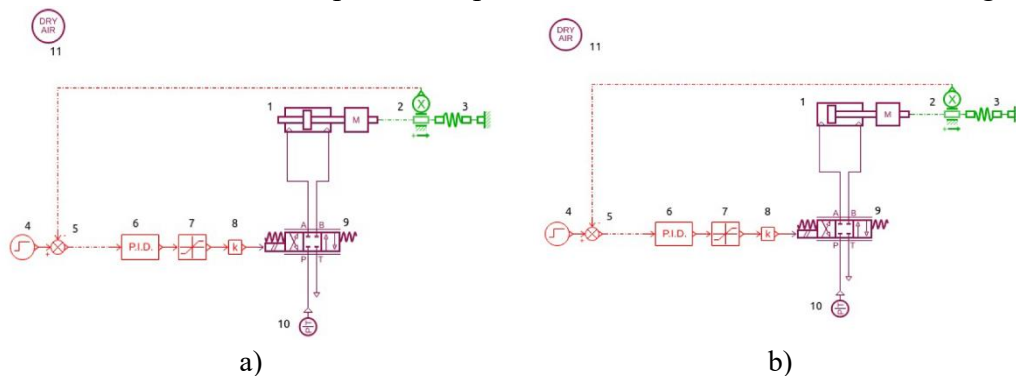


Figura 5.9. Schema acționare cu 1- cilindru pneumatic (a) simetric si b) asimetric); 2-senzor deplasare 3- forță rezistiva; ; 4-semnal comandă; 5-sumator; 6-PID; 7-block saturație; 8- block constantă; 9- distribuitor proporțional 4/3; 10- sursa de alimentare cu gaz la presiunea de 7barA; 11- tipul de gaz folosit; 12- block constantă [20]

Folosind schemele de simulare numerică din Figura 5.9, pentru un semnal treaptă de 1 V, s-a analizat comparativ comportamentul servomecanismului electropneumatic în cele două variante constructive.

Așa cum s-a văzut în subcapitolul anterior, servomecanismul electropneumatic SEPP studiat se comportă ca un sistem de control de ordin întâi, sau ca un sistem de ordin doi supra-amortizat. Pentru a discuta comparativ comportarea servomecanismelor în cele două variante

constructive, s-au considerat, ca mărimi specifice comportamentului dinamic al sistemelor automate, mărimile definite în Figura 5.10 pentru un semnal treaptă. Se notează K_T constanta de timp a răspunsului $y(t)$, T_r este timpul de creștere și T_s este timpul de stabilizare. De asemenea, y_{st} este răspunsul sistemului în starea de echilibru.

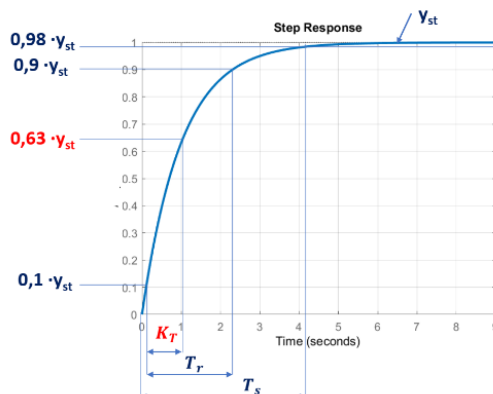


Fig. 5.10. Definirea mărimilor caracteristice dinamicii unui sistem automat de ordin I

Rezultatele simulării numerice pentru un semnal treaptă de 1 V sunt prezentate în figurile 5.11 și 5.12 pentru ambele cazuri studiate.

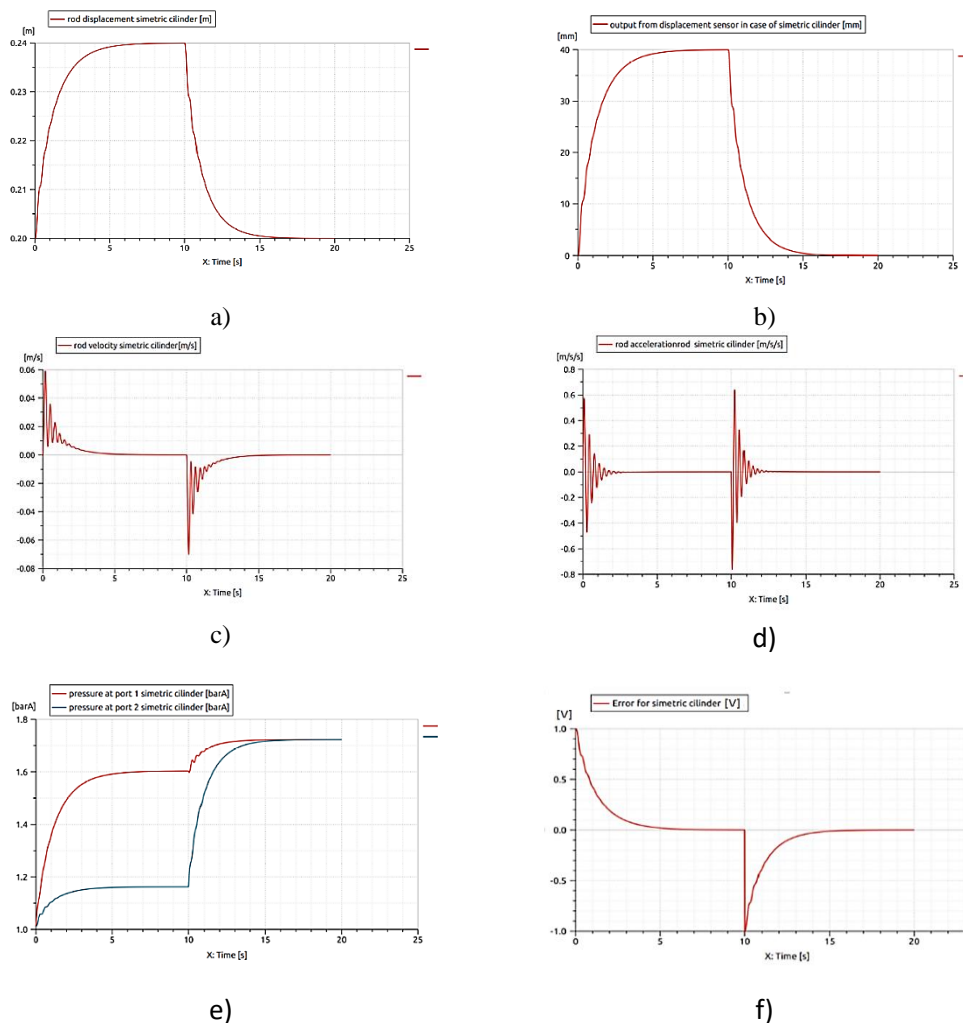


Fig. 5.11. Comportarea dinamică a SEPP cu piston simetric: a) deplasarea tijei; b) semnalul de ieșire a senzorului de deplasare c) viteza tijei; d) accelerația tijei; e) presiuni la în camerele pistonului; f) eroare de poziționare.

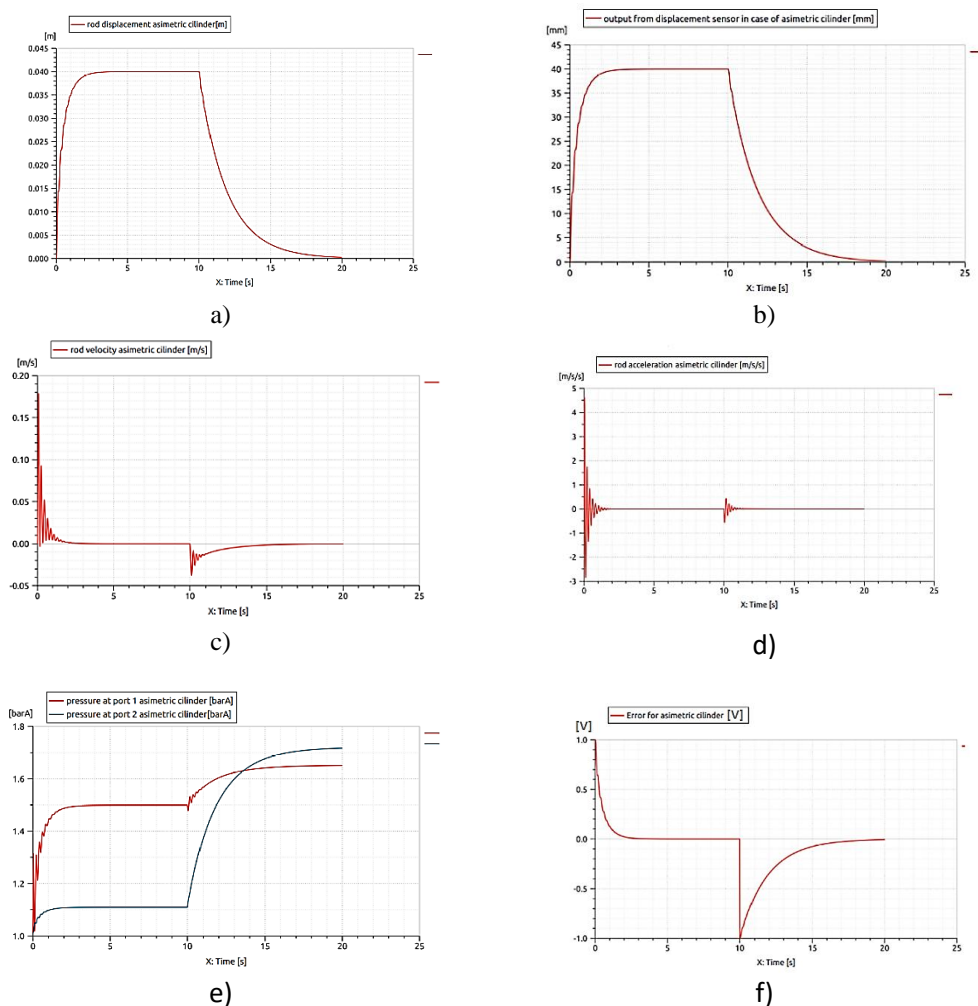


Fig. 5.12. Comportarea dinamică a SEPP cu piston asimetric: a) deplasarea tijei; b) semnalul de ieșire a senzorului de deplasare c) viteza tijei; d) accelerația tijei; e) presiuni la în camerele pistonului; f) eroare de poziționare.

Din reprezentările grafice de mai sus se poate observa ca la un semnal de comandă de tip treaptă de 1V, servomecanismul se comportă ca un sistem supra amortizat în ambele cazuri studiate. Pentru a compara comportamentul celor două tipuri de servomecanisme, au fost monitorizate eroarea de poziționare, timpul de creștere și timpul de amortizare. De asemenea, a fost luat în considerare și timpul de staționare al pistonului la schimbarea direcției de mișcare prin schimbarea comutației distribuitorului pneumatic proporțional, Tabel 5.3.

Din figurile 5.11 și 5.12 se observă că eroarea de poziționare este nulă atât pentru servomecanismul cu piston simetric, cât și în cazul cu piston asimetric.

Cei doi actuatori au răspuns la același tip de semnale de referință considerate dar cilindrul simetric își începe mișcarea de la mijlocul cursei, în timp ce cilindrul asimetric își începe mișcarea de la sfârșitul cursei.

Comportamentul dinamic în cazul semnalului de comandă treapta de 1 V

Table 5.3

	Constanta de timp (s)	Timpul de creștere (s)	Timpul de stabilizare (s)	Eroare (mm)
Cilindrul simetric	1.13	2.45	4.8	0
Cilindrul asimetric	0.51	1.15	1.92	0

Simulările numerice arată că servomecanismele au un comportament dinamic stabil și performanțe bune de poziționare, respectiv de urmărire. Timpul de răspuns al servomecanismului cu piston asimetric este mai bun decât în cazul servomecanismului simetric, motiv pentru care este recomandat în cazul aplicațiilor care necesită servomecanisme de poziționare rapidă.

5.6. Comportarea dinamică a unui servomecanism electropneumatic pentru acționarea unei vane fluturo

Într-o stație de epurarea apelor uzate, procesul tehnologic de epurare biologică este deosebit de complex cu respectarea cantității de oxigen dizolvat OD introdus în apele uzate pentru activarea reacțiilor biologice. Intervalul de oxigen dizolvat OD este de $1,5 \div 2 \text{ g/m}^3$ și trebuie să fie riguros controlat [148]⁷. Dacă concentrația de OD este prea mare ($> 2 \text{ g/m}^3$) în reactorul biologic va avea loc o supra amestecare și apar probleme în crearea de nămolului activ. Dacă concentrația este mai mică de $1,5 \text{ g/m}^3$ micro-organismele din nămolul activ nu se vor putea dezvolta corespunzător pentru a putea descompune compușii cu azot și fosfor [79].

Un procent între 50% și 75% din energia consumată într-o stație de epurare a apei, provine din consumul de energie aferent suflantelor de oxigen care alimentează bazinele de aerare. În aceste condiții, un sistem de acționare care reduce consumul de aer dar păstrează nivelul de oxigen OD în limite normale, este esențial pentru a scădea consumul de energie electrică și de a reduce costurile de exploatare din stațiile de epurare.

În Figura 5.13 se propune acționarea cu servomotor electropneumatic a vanei fluturo care alimentează conducta de alimentare cu aer comprimat a aeratorilor (difuzori poroși) din bazinele de aerarea apelor uzate.

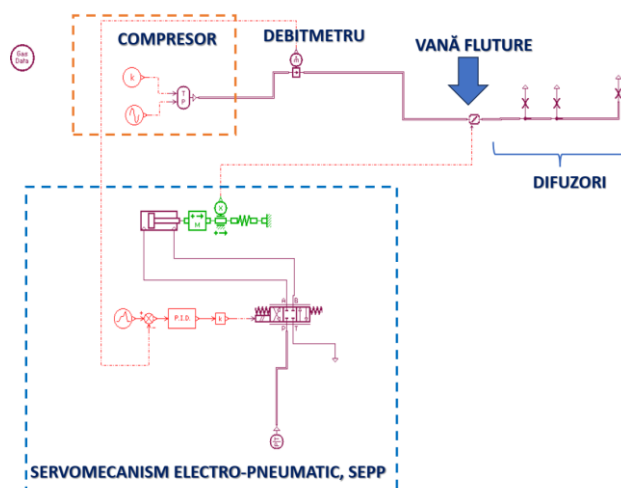


Figura 5.13. Schema de acționare cu SEPP a vanei fluturo din instalația de aerare într-o stație de epurare a apei

Comanda vanei fluturo se face cu ajutorul unui servomecanism electropneumatic de poziționare liniară SEPP, asemănător celui studiat în cadrul tezei. Servomecanismul acționează obturatorul lenticular al unei vane fluturo cu diametrul nominal de 200 mm. În cadrul sistemului de automatizare debitul este permanent monitorizat de un debitmetru. În schema de reglare se observă că debitul măsurat este comparat cu semnalul de referință al servomecanismului care acționează obturatorul vanei fluturo și modifică debitul în instalație.

[148] S. Revollar, R. Vilanova, P. Vega, M. Francisco, and M. Meneses, "Wastewater Treatment Plant Operation: Simple Control Schemes with a Holistic Perspective," *Sustainability* 2020, 12, 768; doi:10.3390/su12030768

Actuatorul pneumatic folosit are diametrul pistonului de 50 mm, diametrul tijei de 12 mm și lungimea cursei de 0,1 m. La rândul lui cilindrul pneumatic este comandat de un distribuitor proporțional având aceleași date cu cele folosite în simulările anterioare.

Difuzorii alimentați cu aer comprimat sunt asimilați cu rezistențe hidraulice și au suprafețele de 325 mm², 375 mm² și 200 mm².

Corecția semnalului de comandă se face cu ajutorul unui regulator PID.

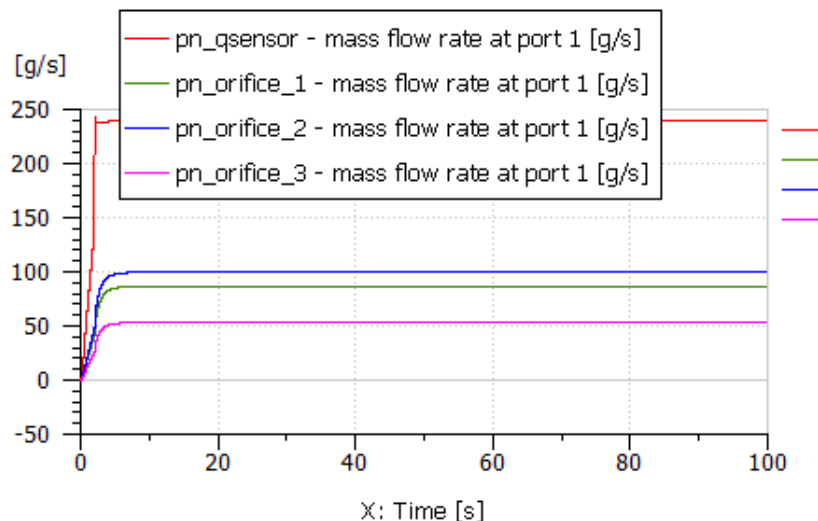


Figura 5.14. Debitul de aer pe conducta de alimentare cu aer comprimat și pe fiecare difuzor notat „orifice_1” , „orifice_2” și „orifice_3”

Din figura 5.14 se poate observa că debitul de aer este menținut constant atât pe conducta de alimentare cu aer comprimat cât și pe fiecare difuzor de aer, chiar și în condițiile în care compresorul, care alimentează instalația, are o variație sinusoidală a presiunii absolute.

Din studiul făcut prin metoda simulării numerice prin intermediul unui limbaj de simulare evoluat, Simcenter Amesim, rezultă că având în vedere complexitatea sistemelor de control pneumatic, folosirea modelelor simple și tehnicilor moderne de calcul înlocuiesc cu succes vechile proceduri de testare a prototipurilor utilizate în industrie [36].

În zilele noastre, metodele moderne de cercetare precum Model-in-the-Loop (MiL), Software-in-the-loop (SiL) și Hardware-in-the-Loop (HiL) ne ajută să scurtăm calea dintre concepția, proiectarea și testarea prototipurilor [105].

DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PERFORMANTELOR SERVOMECHANISMULUI ELECTROPNEUMATIC

6.1. Generalități

În capitolul de față sunt prezentate rezultatele experimentale pentru determinarea performanțelor statice și dinamice ale servomecanismului electropneumatic de poziționare liniară. Rezultatele experimentale au fost comparate cu rezultatele numerice având în vedere că în modelul numeric de simulare au fost folosite aceleași componente pneumatice FESTO ca cele din standul experimental.

6.2. Structura standului de testare

În Figura 6.1 sunt prezentate elementele standului pneumatic experimental. Elementele componente se pot reprezenta sub forma schemei bloc structurale din Figura 1.1, respectiv Fig. 5.3.a. De asemenea, schema de simulare numerică prezentată în capitolul anterior, Figura 5.3.b, este realizată fizic cu elementele din Fig. 6.1.

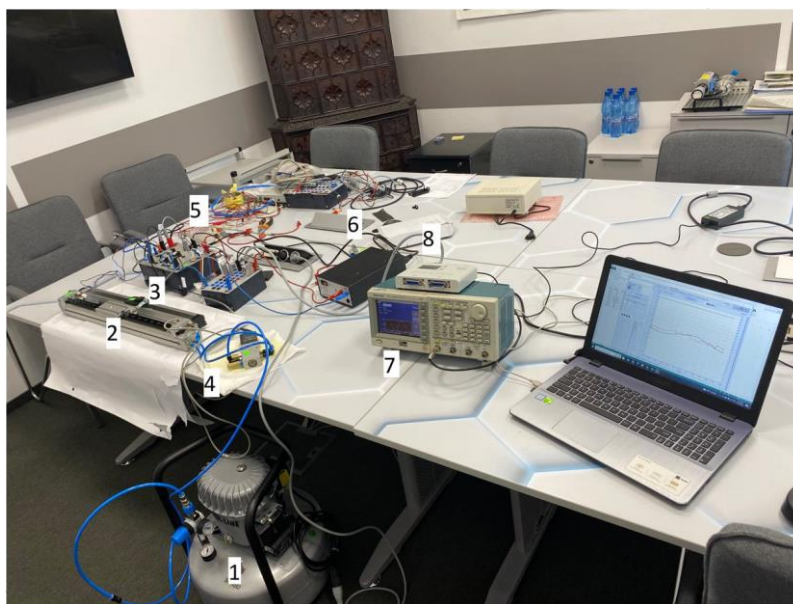


Figura 6.1. Vederea în plan al standului experimental: 1- compresor aer; 2- actuator pneumatic; 3- traductor deplasare liniar; 4- distribuitor proporțional 5/3; 5- regulator PID; 6-sursă 24 V; 7- generator semnale; 8-placă de achiziție date [17]

6.3. Metodologie de lucru

Servomecanismul pneumatic este alimentat cu aer (presiune absolută 7 barA) de la o unitatea de aer comprimat FESTO. Distribuitorul proporțional este controlat de controlerul PID alimentat de la o sursă de alimentare de 24 VDC care primește semnalul de referință de la un generator de semnale. De asemenea, distribuitorul proporțional va controla debitul către actuatorul pneumatic a cărei deplasare este urmată de traductorul de deplasare.

Pentru achiziția de date a fost utilizată, în prima fază, o placă Easy port Festo, conectată la portul USB al computerului folosind un cablu USB A-B, disponibil în 1,5 metri sau 3 metri.

De asemenea, placa Easy Port este conectată cu o unitate de conectare universală Festo printr-un cablu de date I/O cu conectori SysLink, care la randul ei preia din regulatorul PID cele două semnale analogice (de la generatorul de semnale și de la ieșirea din PID către distribuitorul proporțional), transmițându-le pentru achiziție către placa Easy Port. Pentru transmisia datelor se folosește un cablu de date I/O cu conectori SysLink.

Software-ul folosit pentru a citi datele de pe placa de achiziție este FluidLab-M V1, cu schema de achiziție prezentată în Figura 6.2.

Ulterior, achiziția de date a fost realizată și cu ajutorul unui osciloscop tip Hantek 6022BE și o placă de achiziție NI USB-6218 pentru a verifica acuratețea datelor înregistrate inițial.

În cazul plăcii NI USB-6218 schema de achiziție a mărimilor măsurate a fost realizată cu ajutorul programului LabView figura 6.3, iar pentru osciloscopul Hantek 6022BE cu ajutorul programului Hantek 6022BE V1.0.6, Figura 6.4.

În funcție de tipul semnalului electric transmis de generatorul de semnale, semnalul electric de la traductor este comparat cu intrarea de referință de la regulator (controller).

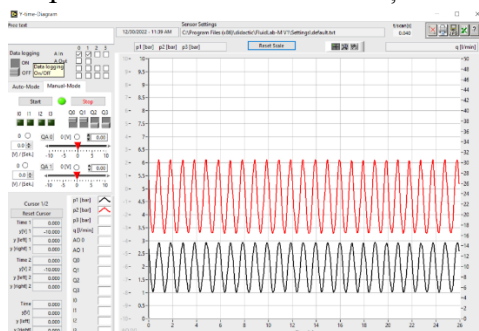


Figura 6.2. Schema de achiziție a mărimilor măsurate executată cu ajutorul programului FluidLab-M V1

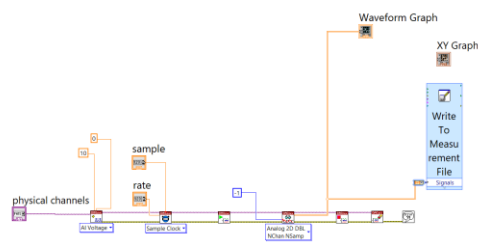


Figura 6.3. Schema de achiziție a mărimilor măsurate executată cu ajutorul programului LabView

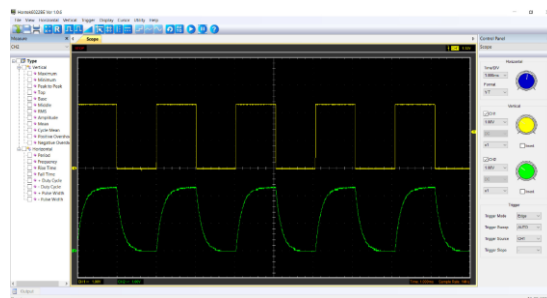


Figura 6.4. Schema de achiziție a mărimilor măsurate executată cu ajutorul programului Hantek 6022BE V1.0.6

În tabelul 6.1 se prezintă parametrii ce definesc semnalele de referință aplicate ca mărimi de intrare în servomecanismul electropneumatic de poziționare.

Tipuri de semnale de referință utilizate

Tabel 6.1

Tip semnal	Frecvență [Hz]	Amplitudine [V]	Offset [V]
sinusoidal	0,1	0,5	2,4
sinusoidal	0,1	1	2,4
sinusoidal	0,5	1	2
sinusoidal	1	1	1
sinusoidal	0,5	1	2,4
sinusoidal	0,5	2	2,4
sinusoidal	0,5	3	2,4
sinusoidal	0,5	4	2,4
sinusoidal	1	1	2,4
sinusoidal	2	1	2,4
sinusoidal	3	1	2,4
sinusoidal	4	1	2,4
sinusoidal	5	1	2,4
sinusoidal	6	1	2,4
sinusoidal	0,1	4	2,8
sinusoidal	1	1	1
treaptă	0,1	0,5	2,4
treaptă	0,1	1	2,8
treaptă	1	1	1
triunghiular	0,1	0,5	2,4
triunghiular	0,5	4	2,8

6.4. Rezultate experimentale

Pentru testele efectuate au fost utilizate semnalele de referință cu amplitudini și frecvențe conforme cu cele din Tabelul 6.1.

S-au trasat caracteristicile statice și dinamice ale servomecanismului SEPP.

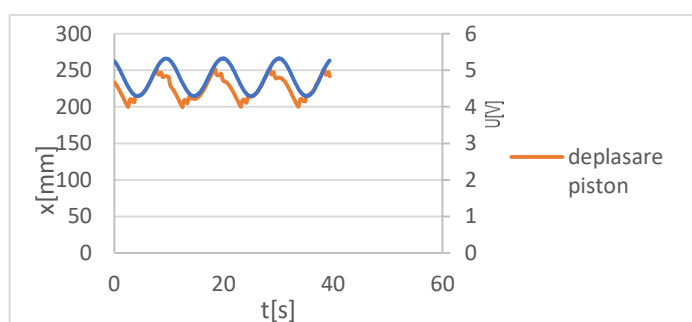


Figura 6.5. Deplasarea pistonului în cazul unui semnal sinusoidal cu o frecvență de 100 mHz, amplitudine 0,5V, Offset 2,4 V, $K_p = 2$

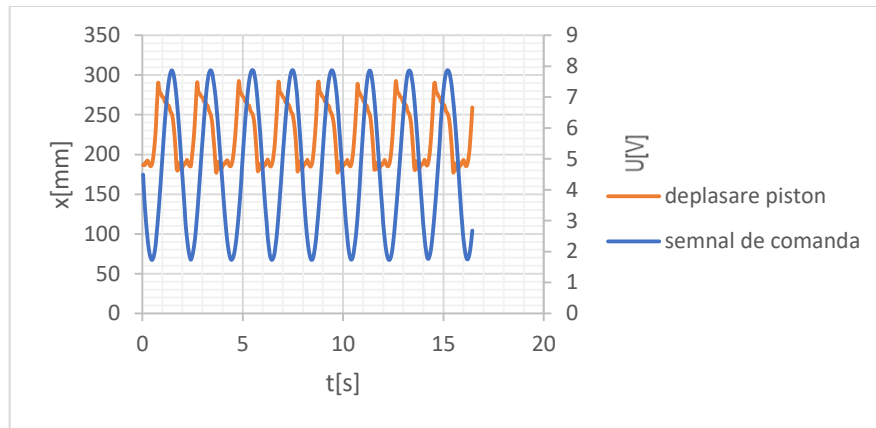


Figura 6.6. Deplasarea pistonului în cazul unui semnal sinusoidal cu o frecvență de 0,5 Hz, amplitudine 3V, Offset 2,4V, $K_p=2$.

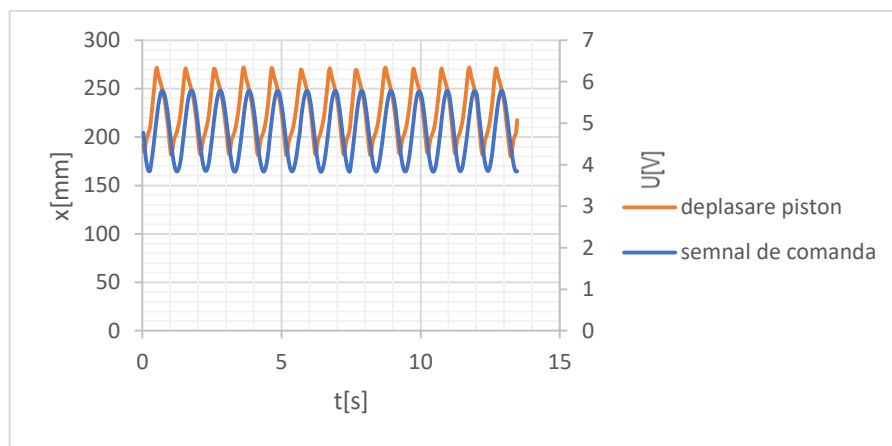


Figura 6.7. Deplasarea pistonului în cazul unui semnal sinusoidal cu o frecvență de 1 Hz, amplitudine 1V, Offset 2,4V, $K_p=2$.

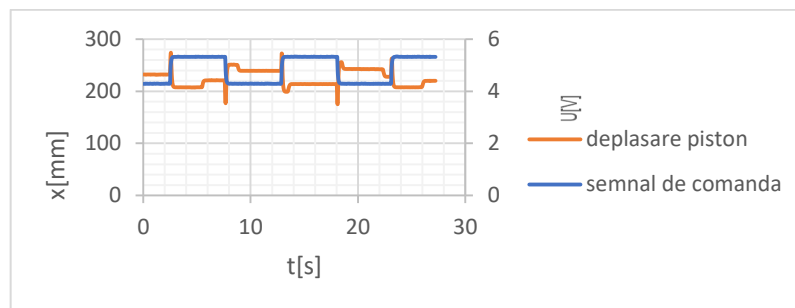


Figura 6.8. Deplasarea pistonului în cazul unui semnal treaptă (dreptunghiular) cu o frecvență = 0,1Hz, amplitudine 0,5V, Offset 2,4V, $K_p=2$.

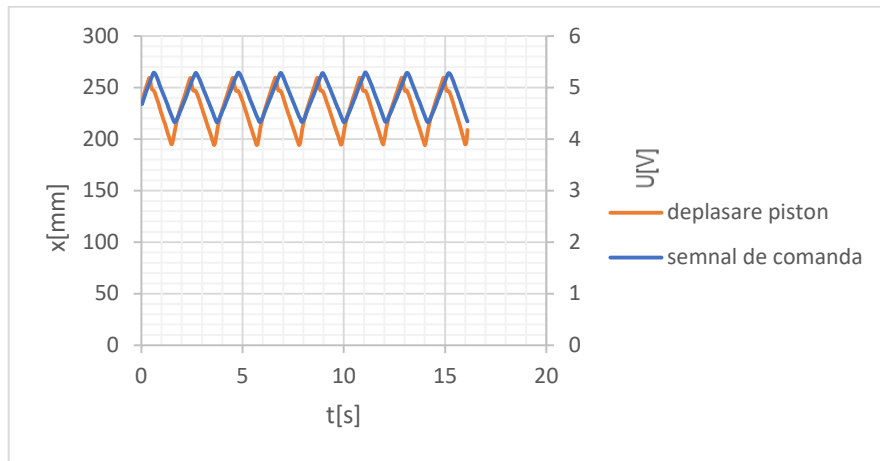


Figura 6.9. Deplasarea pistonului în cazul unui semnal triunghiular cu o frecvență de 0,5 Hz, amplitudine 0,5V, Offset 2,4V, $K_p=2$.

Achiziția de date a fost realizată și cu un osciloscop Hantek 6022BE cu o rată de eșantionare de 1V/s și o frecvență de achiziție de 100 kHz, rezultatele fiind prezentate în figurile 6.10 și 6.11.

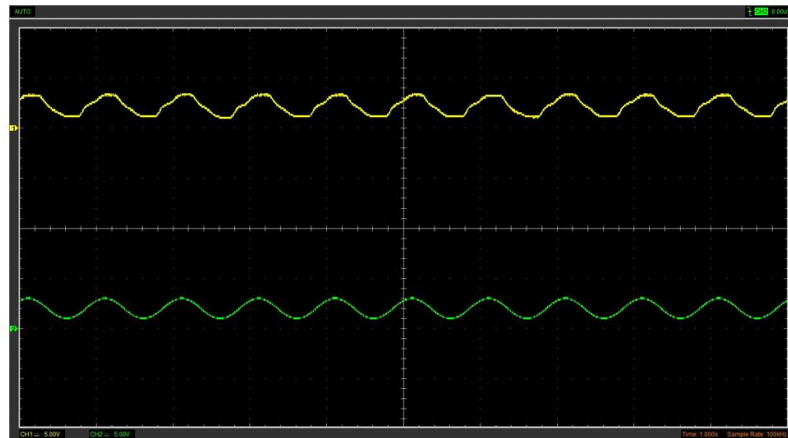


Figura 6.10. Semnal sinusoidal în volți în funcție de timp cu frecvența de 1 Hz, amplitudine 1V și Offset 1V. Linia verde este semnalul de comandă, linia galbenă semnalul de ieșire (osciloscop Hantek 6022BE)

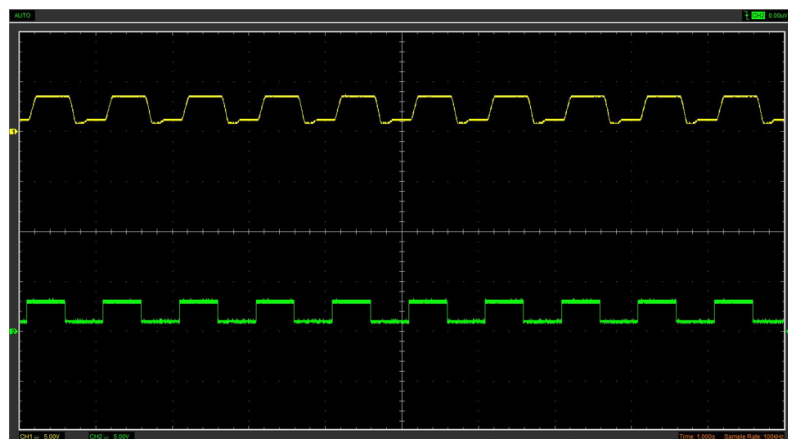


Figura 6.11. Semnal dreptunghiular în volți în funcție de timp cu frecvența de 1 Hz, amplitudine 1V și Offset 1V. Linia verde este semnalul de comandă, linia galbenă semnalul de ieșire (osciloscop Hantek 6022BE)

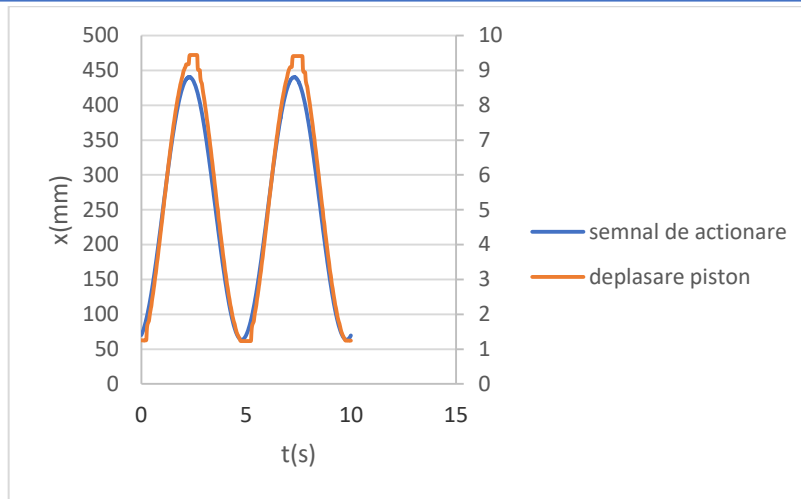


Figura 6.12. Deplasarea pistonului în cazul unui semnal sinusoidal cu o frecvență de 100 mHz, amplitudine 4V, Offset 2,8 V, $K_p = 4$

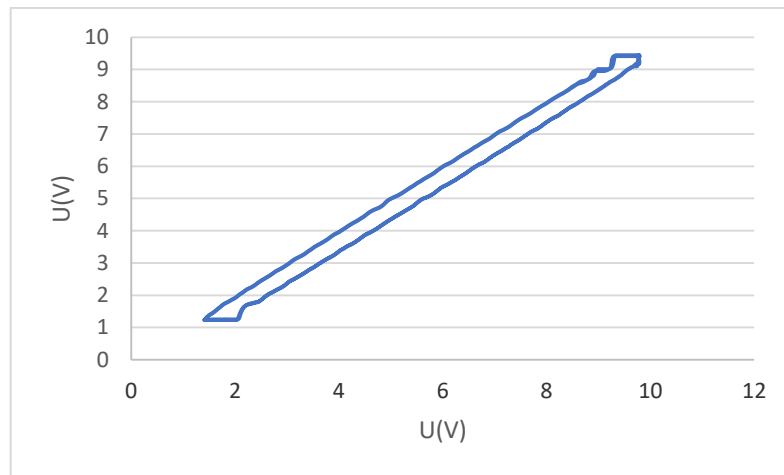


Figura 6.13. Caracteristica statică a SEPP (histeresis) în cazul unui semnal sinusoidal cu o frecvență de 100mHz, amplitudine 4V, Offset 2,8 V, $K_p = 4$

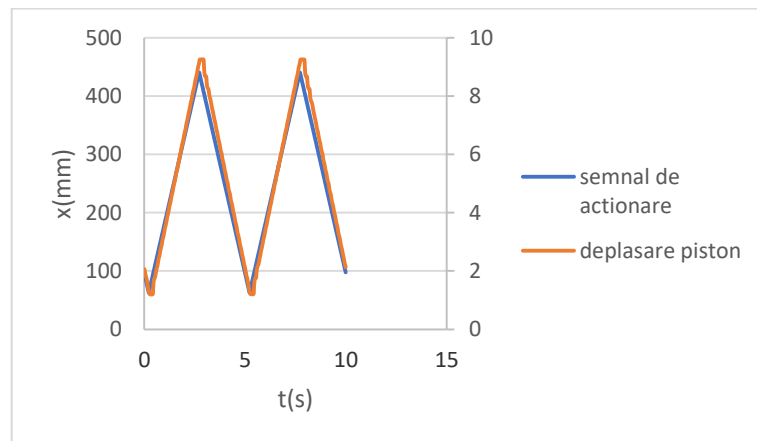


Figura 6.14. Deplasarea pistonului în cazul unui semnal triunghiular cu o frecvență de 100 mHz, amplitudine 4V, Offset 2,8 V, $K_p = 4$

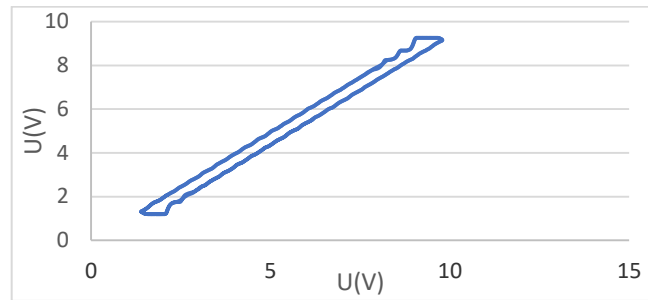


Figura 6.15. Caracteristica statică a SEPP în cazul unui semnal triunghiular cu o frecvență de 100mHz, amplitudine 4V, Offset 2,8 V, $K_p = 4$

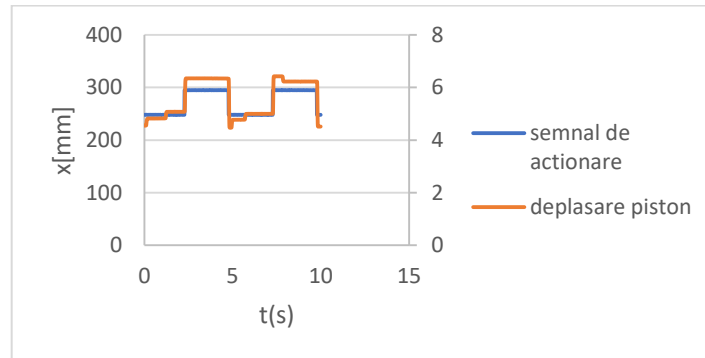


Figura 6.16. Deplasare pistonului în cazul unui semnal treaptă cu o frecvență 100 mHz, amplitudine 1V, Offset 2,8 V, $K_p = 2$

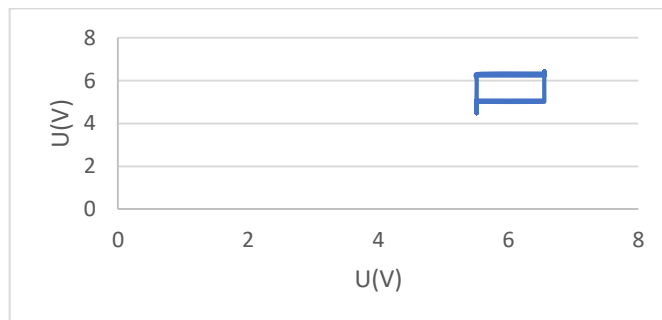


Figura 6.17. Caracteristica statică a SEPP în cazul unui semnal treaptă cu o frecvență de 100 mHz, amplitudine 1V, Offset 2,8 V, $K_p = 2$

În figura 6.18 este prezentat rezultatul obținute pentru un semnal de referință triunghiular. Așa cum se observă, actuatorul nu poate urmări semnalul de intrare.

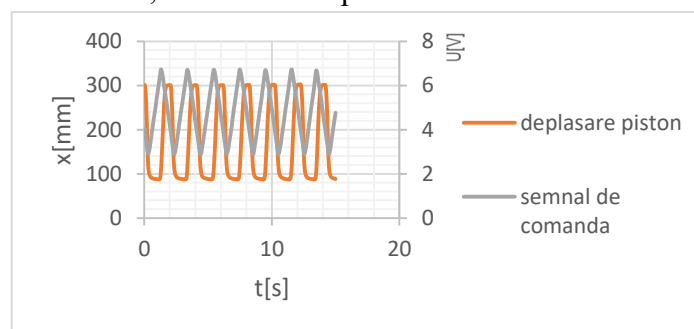


Figura 6.18. Deplasarea pistonului în cazul unui semnal triunghiular cu o frecvență de 500 mHz, amplitudine 2V, Offset 2,4 V

6.5. Concluzii și comparație cu rezultatele numerice

În figurile 6.5–6.17 s-au reprezentat grafic semnalul de referință și răspunsul servomecanismului electropneumatic la aceste semnale. Măsurătorile făcute au avut în vedere atât comportarea actuatorului pneumatic în buclă închisă cât și în buclă deschisă (figurile 6.18).

Datele experimentale au avut, de-a lungul experimentărilor, mai multe tipuri de plăci de achiziție. Caracteristicile tehnice ale plăcilor de achiziție folosite influențează calitatea informației înregistrate.

În cazul datelor achiziționate cu placa Easy Port de la Festo, se observă că semnalul de ieșire urmărește intrarea, dar s-a constatat că zona de insensibilitate/rezoluție a plăcii de achiziție are valori în intervalul $100 \div 250$ mV, în funcție de poziția pistonului, cu valori mai mari spre sfârșitul cursei.

În cazul figurilor 6.10 și 6.11, din cauza frecvenței foarte mari cu care s-a făcut achiziția de date, se observă o distorsionare a semnalelor de intrare și ieșire. Achiziției de date a fost realizată cu ajutorul osciloscopului Hantek 6022BE.

Având în vedere rezultatele simulărilor numerice prezentate în capitolul anterior, putem spune că rezultatele simulării numerice sunt comparabile cu experimentele, Figura 6.19. Chiar și caracteristica cvasi-liniară a curbei de histerezis este replicată aproximativ. Scăderea observată în Figura 6.20 este dată de deschiderile bruște ale distribuitorului. Cum viteza este o derivată a deplasării, pe o perioadă scurtă de timp valorile sunt mari.

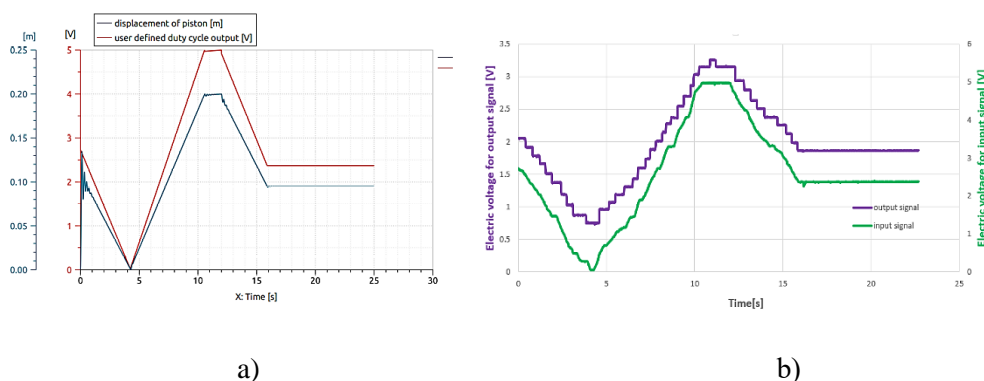


Figura 6.19. Rezultatele simulării pentru un semnal de intrare a) simulare numerică; b) rezultat stand [23]

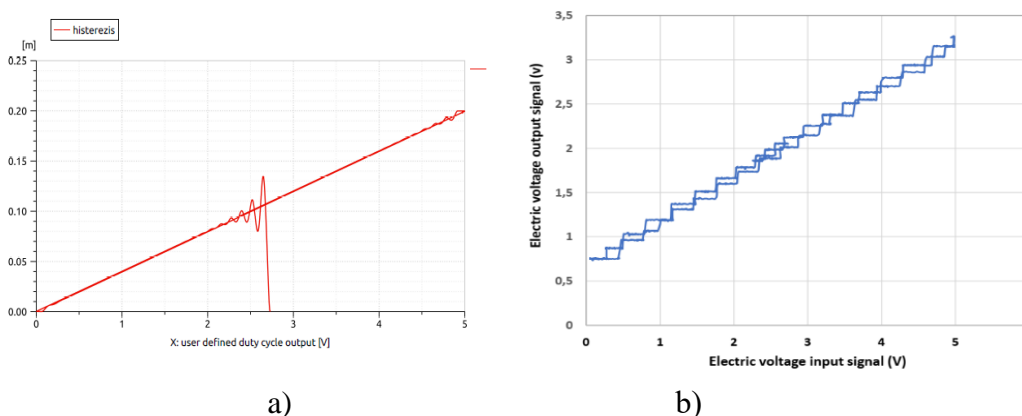


Figura 6.20. Histerezis a) simulare numerică; b) rezultat stand [23]

Rezultatele experimentale privind comportarea servomecanismului electropneumatic de poziționare liniară SEPP la diferite semnale de referință, în condițiile în care asupra SEPP nu se exercită acțiunea unei forțe perturbatoare, arată o comportare stabilă în care sistemul de poziționare urmărește semnalul de intrare.

Din experimentele făcute s-a putut reprezenta și caracteristica statică (de histerezis) a SEPP.

În Tabelul 6.2 sunt reprezentate eroarea de poziționare și timpul de întârziere înregistrate experimental.

Rezoluția slabă a sistemului poate fi explicată pe baza frecărilor mecanice din sistem, sau faptul că regulatorul folosit nu a fost suficient de bine racordat, sau din cauza plăcii de achiziție folosite (în cazul datelor achiziționate cu placa de date Hantek).

Eroarea de poziționare și timpul de întârziere

Tabel 6.2

Tip semnal	Eroare de pozitie (%)	Timpul de intarziere (s)	Figura nr. ⁸
sinusoidal	3.26	1.55	6.6
sinusoidal	4.65	0.24	6.14
Triangular	2.82	0.25	6.22
sinusoidal	3.6	- 0.45	6.25
Triunghiular	4.43	- 0.13	6.27
Treaptă	2.29	- 0.34	6.29

Referitor la eroarea de poziționare a servomecanismului electropneumatic se observă că este mai mică de 5% în toate situațiile studiate, cu valori mai mari pentru semnalul de intrare cu frecvență sau amplitudine mare.

Pentru comportarea actuatorului pneumatic în buclă deschisă (obținută prin eliminarea regulatorului din bucla de acționare), se observă că acesta are o mișcare necontrolată (în sensul că pistonul actuatorului nu urmărește semnalul de intrare). Pistonul actuatorului își face cursele dus-întors conforme cu valoarea amplitudinii semnalului, indiferent de tipul acestuia.

Rezultatele obținute în lucrarea de față, atât prin simulări numerice cât și experimentale, subliniază faptul că distribuitorii pneumatice proporționale sunt echipamente cu calități tehnice deosebite care pot înlocui cu succes servovalvele pneumatice. Mai mult, utilizarea distribuitorilor pneumatice proporționale este utilă în aplicațiile privind digitalizarea proceselor tehnologice având în vedere posibilitatea utilizării protocoalelor de comunicare HART în comanda acestor dispozitive.

De asemenea, aplicația prezentată în lucrare (paragraf 5.6) privind acționarea unei vane future pentru alimentarea cu aer comprimat a difuzorilor poroși din sistemul de aerare a bioreactoarelor din stațiile de epurare ape uzate, poate fi extinsă și în cadrul altor instalații de conducte sub presiune. Avantajul folosirii unui servomecanism electropneumatic de acționare a vanelor din sistemele de conducte este dat de optimizarea consumului de fluid în conducte în funcție de consum și prin aceasta optimizarea consumului de energie a generatoarelor de energie folosite în sistemul de conducte.

⁸ Conform tezei.

SINTEZA PRINCIPALELOR CONTRIBUȚII ȘTIINȚIFICE ȘI TEHNICE ALE LUCRĂRII. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

7.1. Concluzii generale

Scopul principal al tezei de doctorat *Servomecanism electropneumatic proporțional, SEPP, pentru acționarea vanelor din industria energetică*, a fost determinarea posibilităților tehnice pe care le oferă folosirea distribuitorului pneumatic proporțional în structura unui servomecanism electropneumatic de poziționare liniară (numit în lucrare SEPP) pentru comanda și controlul acționării diferitelor tipuri de vane folosite în industria energetică.

În cadrul cercetării doctorale au fost realizate următoarele studii teoretice, numerice și experimentale:

- Studiu bibliografic privind performanțele servomecanismelor electropneumatice care folosesc în structura lor ca amplificator pneumatic distribuitorul pneumatic proporțional.
- Studiul prin simulări numerice și experimentale al comportamentului dinamic în buclă deschisă al unui actuator pneumatic comandat de un distribuitor pneumatic proporțional DPP.
- Studiul prin simulări numerice al comportării SEPP având actuatorul comandat de un DPP privind influența forței perturbatoare asupra erorii de poziționare.
- Concepția și construirea unui stand de probe experimental, pentru realizarea studiilor experimentale legate de performanțele sistemului pneumatic SEPP.
- Identificarea elementelor din schema de simulare numerică a SEPP, astfel încât să corespundă cu elementele standului de testare experimental.
- Simulări numerice pentru a determina performanțele servomecanismului de acționare pneumatică cu DPP, folosit pentru controlul și comanda unei vane fluture, montate pe conducta de alimentare a aeratoarelor dintr-o stație de epurare a apei uzate.
- Studiul avantajelor digitalizării servomecanismului de acționare pneumatică cu DPP.

Capitolul 1 prezintă o scurtă introducere în tematica lucrării, după care autorul prezintă obiectivele și motivația acestei lucrări. În încheierea acestui capitol este prezentată structura tezei pe capitole.

Capitolul 2 prezintă un scurt istoric al pneumaticii, tendințele de market ale sistemelor pneumatice. Este prezentat stadiul actual pentru diferite tipuri de acționari pneumatice, dar și diferite studii teoretice și experimentale realizate de alți autori.

Descrierea servomecanismelor pneumatice, a elementelor componente pentru aceste sisteme este realizată în **Capitolul 3**. De asemenea, în acest capitol, au fost subliniate proprietățile fluidului de lucru, domeniile de presiune debite și diametre de curgere, exemple de scheme de acționare pneumatică în buclă închisă și deschisă, dar și cercetări experimentale realizate de alți autori cu sisteme de acționări pneumatice moderne.

În **Capitolul 4**, se abordează aspecte teoretice legate de curgerea fluidului compresibil prin orificii și ajutaje, se analizează caracteristicile debit-presiune prin orificiile unui distribuitor pneumatic și se detaliază ecuațiile care constituie modelul matematic al unui servomecanism electropneumatic de poziționare liniară.

Capitolul 5 se concentrează asupra rezultatelor obținute din simulările numerice, care stau la baza validării performanțelor sistemului pneumatic acționat de un distribuitor proporțional. Acest capitol include informații despre tipurile de software folosite pentru simulări numerice, precum și despre metodologia utilizată în acest proces. Se prezintă rezultatele simulărilor numerice pentru studiul comportării dinamice a actuatorului pneumatic liniar comandat de distribuitor pneumatic proporțional dacă elementele pneumatice sunt acționate în buclă deschisă, respectiv în buclă închisă când sistemul devine un servomecanism electropneumatic .

Tot în cadrul acestui capitol s-a făcut un studiu comparativ privind performanțele servomecanismului electropneumatic de poziționare liniară având în structura sa un actuator pneumatic cu ariile pistonului egale versus actuator cu ariile pistonului inegale.

Capitolul 5 se încheie cu prezentarea rezultatelor numerice privind utilizarea servomecanismului de poziționare electropneumatic în acționarea vanei de alimentare cu debit de aer a aeratoarelor din treapta biologică a unei stații de epurare. Se urmărește menținerea unui debit constant în sistem la variațiile de presiune care apar în procesul tehnologic.

Capitolul 6 se concentrează pe validarea experimentală a rezultatelor obținute în urma simulărilor numerice. Acest capitol cuprinde informații despre metodologia utilizată în cadrul încercărilor experimentale, rezultatele obținute, comparații între rezultatele numerice și cele experimentale. În final, sunt prezentate concluziile obținute în urma acestor experimente.

7.2. Contribuții originale

Această teză aduce o serie de contribuții originale atât în ceea ce privește studiul numeric, cât și cel experimental al performanțelor servomecanismului electropneumatic de poziționare liniară SEPP cu distribuitor proportional în structura sa.

a) Contribuții numerice

- Realizarea unui studiul teoretic privind curgerea fluidului compresibil prin orificii și ajutaje, cu determinarea caracteristicii debit-presiune prin orificiile distribuitorului pneumatic Fig. 4.3, Fig. 4.6, Fig. 4.7, Fig. 4.8.
- Realizarea simulărilor numerice privind comportarea dinamică a distribuitorilor proporționale figurile 4.11÷4.20.
- Validarea, prin compararea rezultatelor din simulările numerice cu cele existente în literatura de specialitate, Figura 4.21.
- Prezentarea, din studiul bibliografic făcut, privind influența neliniarităților asupra performanțele servomecanismelor electropneumatic e de poziționare și a tipurilor de reglatoare folosite pentru compensarea neliniarităților.
- Determinarea ecuațiilor care definesc modelul matematic al unui servomecanism electropneumatic de poziționare liniară.
- Realizarea de simulări numerice pentru a determina comportarea dinamică a actuatorului pneumatic liniar funcționând în buclă deschisă pentru diferite semnale de referință, figurile 5.8 până la 5.13.
- Studiul comportării dinamice al servomecanismului electropneumatic de poziționare liniară la diferite semnale de referință cu trasarea: caracteristicii statice Figura 5.16; caracteristicii dinamice Figura 5.18; comportamentul dinamic Figura 5.19; influența coeficientului de proporționalitate al regulatorului K_p asupra dinamicii sistemului, Figurile 5.21 și 5.22.

- Studiul comparativ privind comportarea dinamică a servomecanismelor electropneumatice de poziționare liniară folosind în structura lor actuatori cu arii egale față de cazul folosirii actuatorilor cu arii inegale, Fig. 5.25 până la Fig. 5.29.
- Studiul privind comportarea dinamică a unui servomecanism electropneumatic pentru acționarea unei vane future, Fig. 5.30 până la Fig. 5.35.

b) Contribuții experimentale

- Realizarea standului experimental pentru studiul comportării dinamice al servomecanismului electro pneumatic de poziționare, Figura 6.1.
- Măsurătorile experimentale pentru determinarea performanțelor dinamice, pentru diferite tipuri de semnale de comandă (sinusoidal, trapezoidal, triunghiular, treapta), figurile 6.6 –6.30.
- Calibrarea experimentală a parametrilor modelului de simulare numerică.
- Validarea, prin compararea rezultatelor din simulările numerice cu cele existente în literatura de specialitate (fig. 4.26).
- Compararea rezultatelor numerice cu cele experimentale, Figura 6.34 și Figura 6.35

Rezultatele experimentale privind comportarea servomecanismului electropneumatic de poziționare liniară SEPP la diferite semnale de referință, în condițiile în care asupra SEPP nu se exercită acțiunea unei forțe perturbatoare, arată o comportare stabilă în care sistemul de poziționare urmărește semnalul de intrare.

Din experimentele făcute s-a putut reprezenta și caracteristica statică (de histerezis) a SEPP.

În Tabelul 6.3 sunt reprezentate eroarea de poziționare și timpul de întârziere înregistrate experimental.

7.3. Direcții viitoare de cercetare

Din cunoștințele căpătate în dezvoltarea subiectului privind servomecanismele electropneumatice de poziționare liniară ce folosesc ca amplificator distribuitorul pneumatic proporțional DPP, pe baza rezultatelor teoretice și experimentale obținute, propun următoarele direcții de cercetare viitoare:

- ✓ Studiu comparativ privind performanțele statice și dinamice ale servomecanismelor electropneumatice cu distribuitor proporțional versus sistemele de poziționare care folosesc distribuitoare solenoidale on-off cu comandă PWM.
- ✓ Optimizarea regulatorului pentru controlul servomecanismului electropneumatic în vederea diminuării neliniarităților date de fenomenul de frecare și compresibilității aerului.
- ✓ Studiul teoretic și experimental privind comportarea servomecanismului electropneumatic de poziționare cu sarcină variabilă. Se va avea în vedere cuplarea servomecanismului la o vană fluture. Forța hidrodinamică pe obturatorul vanei fluture este sarcina variabilă aplicată servomecanismului.
- ✓ Studiul analitic al ecuațiilor modelului matematic ce definesc comportarea servomecanismului electropneumatic cu considerarea forței de frecare.
- ✓ Studiul analitic al ecuațiilor modelului matematic ce definesc comportarea servomecanismului electropneumatic considerând timpul de întârziere.

Bibliografie teză

- [1] H. I. Ali, S. B. B. Mohd Noor, S. M. Bashi, M. H. Marhaban, A Review of Pneumatic Actuators (Modeling and Control), *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 3(2): 440-454, 2009, ISSN 1991-8178
- [2] H. I. Ali, S. B. B Mohd Noor, S.M. Bashi, M. H. Marhaban, Mathematical and Intelligent Modeling of Electropneumatic Servo Actuator Systems, *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 3(4): 3662-3670, 2009 ISSN 1991-8178
- [3] S. Anghel, G. Matache, A.-M. Popescu, I.-C. Gîrleanu, Applications of proportional pneumatic equipment in industry, *Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics "HIDRAULICA"* (No. 2/2013) ISSN 1453 – 7303
- [4] M. I. P. Azahar, A. Irawan, R. M. T. Raja Ismail, Adjustable Convergence Rate Prescribed Performance with Fractional-Order PID Controller for Servo Pneumatic Actuated Robot Positioning, *Cognitive Robotics* 3 (2023) 93–106, <https://doi.org/10.1016/j.cogr.2023.04.004>
- [5] P. Beater, *Pneumatic Drives. System Design, Modelling and Control*, ed. Springer, 2007, ISBN-10 3-540-69470-6
- [6] J. F. Blackburn, G. Reethof, and J. L. Shearer, *Fluid Power Control* (New York: The Technology Press and J. Wiley), 1960.
- [7] V. Blagojević, M. Stojiljković, Mathematical and simulink model of the pneumatic system with bridging of the dual action cylinder chambers UDC 621.5:62_522, Faculty of Mechanical Engineering Niš, University of Niš, Aleksandra Medvedeva 14, 18000 Niš, Republic of Serbia, Received September 14, 2007, pag 24-26
- [8] M. Blokker, C. Di Cristo, A. Gentile, R. Gargano, K. van Laarhoven, A. Leopardi, C. Quintiliani and I. Vertommen, 2021, Optimal Valve Operation for Restoring Functionality of WDN during Critical Events, *Environ Sci Proc 2020* doi:10.3390/environsciproc2020002032
- [9] X. Brun, M. Belgharbi, S. Sesmat, D. Thomasset, S. Scavarda, Control of an electropneumatic actuator: comparison between some linear and non-linear control laws. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: *Journal of Systems and Control Engineering*, SAGE Publications, 1999, 213 (5), pp.387-406. ff10.1243/0959651991540232ff. fhal-00141155ff
- [10] C. R. Burrows, Webb, C.R. *Simulation of an On-Off Pneumatic Servomechanism*, Proc. Inst. Mech. Eng. 1967,182, pp 631–642.
- [11] C. R. Burrows, Webb, C.R., *Further Study of a Low-Pressure on-off Pneumatic Servomechanism*, Proc. Inst. Mech. Eng. 1969, 184, pp 849–858.
- [12] C. R. Burrows, *Fluid power servomechanisms*, Ed. London, New York, Van Nostrand Reinhold Co, 1972
- [13] I. Catană, V. Panduru, *Conducerea inteligentă a sistemelor electrohidraulice. Construcție, Modelare, Control*, Ed. Printech, 2004
- [14] S. Čajetinac, D. Šešlija, V. Nikolić, M. Todorović, Comparison of pwm control of pneumatic actuator based on energy efficiency, *facta universitatis Ser: Elec. Energ.* Vol. 25, No 2, August 2012, pp. 93 – 101 DOI: 10.2298/FUEE1202093C

- [15] G. Chaohui, W. Chenggang, Controller Design for a Pneumatic Actuator System with Proportional Valve, *International Journal of Simulation - Systems, Science & Technology*, 17, Issue 2, p10.1-10.7, DOI 10.5013/IJSSST.a.17.02.10, (2016).
- [16] V. N. Cococi, C.-A. Safta, and C. Călinoiu, Dynamic behaviour of proportional pneumatic valves of the actuators in open-loop, *E3S Web of Conferences* 180, 04012 (2020) *TE-RE-RD 2020*, <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202018004012>
- [17] V. N. Cococi, C. Calinoiu, Al. Marin si C. A. Safta, Water Valves in Water Digitalization Process. Numerical and Experimental Approach, *Journal of Hydroinformatics*, Special Issue: HIC 2022
- [18] V. N. Cococi, C. Calinoiu, Al. Marin* and C. A. Safta, Water Valves in Water Digitalization Process. Numerical and Experimental Approach, *Journal of Hydroinformatics* 2023
- [19] V. N. Cococi, C.-A.Safta, C. Călinoiu, Dynamic behaviour of pneumatic actuators in open-loop controlled by proportional valves, *E3S Web of Conferences* 180, 04012 (2020), <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202018004012>
- [20] V. N. Cococi, C. A. Safta, Dynamic behavior of a pneumatic servomechanism with symmetric piston's area cylinder versus an asymmetric ones, *Buletin UPB ID* 1435
- [21] V.N. Cococi, C.-A. Safta, C. Calinoiu, Numerical simulation approach of a pneumatic actuator to force perturbation, *EPE 2020 - Proceedings of the 2020 11th International Conference and Exposition on Electrical And Power Engineering*, 2020, pp. 589–593, (2020) 9305558
- [22] V. N. Cococi, C.-A. Safta, C. Călinoiu, Parameter tuning process for a closed-loop pneumatic actuator, *IOP Conference Series. Earth and Environmental Science; Bristol Vol. 664, Iss. 1*, (May 2021). DOI:10.1088/1755-1315/664/1/012030
- [23] V.N. Cococi, C.-A. Safta, C. Calinoiu, Pneumatic Actuator Controlled by Proportional Valve. Experimental results, *E3S Web of Conferences; Les Ulis, Vol. 286*, (2021). DOI:10.1051/e3sconf/202128604010
- [24] V.N. Cococi, C.-A. Safta, Noi direcții de dezvoltare a sistemelor pneumatice de acționare și control, *Revista stiinta si inginerie* 2018
- [25] V. N. Cococi, C. Călinoiu, C.-A. Safta, Electropneumatic Servomechanism with Proportional Direction Control Valve, *The 13th international symposium on advanced topics in electrical engineering*, March 23-25, 2023 Bucharest, Romania DOI: 10.1109/ATEE58038.2023.10108107
- [26] V. N. Cococi, C. Calinoiu, Al. Marin and C. A. Safta, *Water Valves in Water Digitalization Process. Numerical and Experimental Approach, Journal of Hydroinformatics* 2023 (în recenzie)
- [27] V. Constantin, G. Belforte, O. Dontu, M. Avram, *U.P.B. Sci. Bull.*, Series D, Vol. 76, Iss. 4, pp 57-68, (2014).
- [28] V. Cosoroaba, Th. Demetrescu, Gh. Georgescu-Azuca, *Actionari pneumatice*, Intreprinderea Poligrafica „13 Decembrie 1918” Bucuresti, pg 426-440
- [29] D. M. Correia, et al. “*Networking Programmable Logic Controllers: Pneumatic Cylinder Modelling and Control.*” (2015). <https://www.semanticscholar.org/paper/Networking-Programmable-Logic-Controllers%3A-Cylinder-Correia-Sequeira/36c30fdf1bc97a9a87821aed23f41341d1facf9d>

- [30] D. E. Cristancho, L. A. Coy, K. R. Hall, G. A. Iglesias-Silva, An alternative formulation of the standard orifice equation for natural gas, *Flow Measurement and Instrumentation* 21 (2010) 299–301
- [31] B. Cui, Zhe Lin, Zuchao Zhu, Huijie Wang, Guangfei Ma, Influence of opening and closing process of ball valve on external performance and internal flow characteristics, *Experimental Thermal and Fluid Science* 80 (2017) 193–202
- [32] R. Darby, The dynamic response of pressure relief valves in vapor or gas service, part I: Mathematical model, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* 26 (2013) 1262e1268
- [33] W. Dazhuan, Wu Peng, Li Zhifeng, Wang Leqin, The transient flow in a centrifugal pump during the discharge valve rapid opening process, *Nuclear Engineering and Design* 240 (2010) 4061–4068
- [34] Z. Dimitrova, F. Maréchal, Gasoline hybrid pneumatic engine for efficient vehicle powertrain hybridization, *Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Switzerland*
- [35] A. Djurkov, J. Cloutier, M. P. Mintchev, Mathematical model and simulation of a pneumatic apparatus for in-drilling alignment of an inertial navigation unit during horizontal well drilling, *International Journal "Information Technologies and Knowledge" Vol.2 / 2008*
- [36] F. D. Dragne, M. Alirand, I. M. Oprean I M and Vasiliu N, ABS valve model reduction AMESIM, *Proc. of the Romanian Academy A* 10/2 pp189-196
- [37] A. Dragomirescu, Contribuții la gazodinamica ventilatoarelor de mare presiune, Teză Doctorat UPB, 2010
- [38] I. M. Eross (căș. ICHIM), Rezumat teza de doctorat Cercetări teoretice și experimentale privind creșterea performanțelor dinamice ale acționărilor și comenzilor pneumatice utilizate la echipamentele logistice, Universitatea Transilvania din Brașov, Școala Doctorală Interdisciplinară, Centrul de cercetare: Tehnologii și sisteme avansate de fabricație, BRAȘOV, 2012, pag. 13-18;
- [39] A. A. M. Faudzi, K. bin Osman, M. F. Rahmat, N. D. Mustafa, M. A. Azman and K. Suzumori, Controller Design for Simulation Control of Intelligent Pneumatic Actuators (IPA), *System Procedia Engineering* 41 593 – 599 IRIS 212
- [40] K. Foit, W. Banaś and G. Ćwikła, The pneumatic and electropneumatic systems in the context of 4th industrial revolution, *IOP Conf Ser Mater Sci Eng* 400 022024 ,
- [41] M. J. Fotuhi, Z. Bingul, Comparative Study of the Parallel and Angular Electrical Gripper for Industrial Applications, *Acta Mechanica et Automatica*, vol.15 no.2 (2021), DOI 10.2478/ama-2021-0010
- [42] J. Gerhartz, D. Scholz, *Closed-Loop Pneumatics*, Workbook Basic Level, Festo Didactic KG, D-73734 Esslingen, 1994
- [43] M. Hamdan, Z. Gao, A Novel PID Controller for Pneumatic Proportional Valves with Hysteresis, *Conference Record of the 2000 IEEE Industry Applications Conference. Thirty-Fifth IAS Annual Meeting and World Conference on Industrial Applications of Electrical Energy* (Cat. No.00CH37129)
- [44] J. Hanbury, White paper. *The future role of Ethernet and the trend to decentralised control solutions*, 2015, Festo AG & Co.

- [45] S. Hodgson, M. Q. Le, M. Tavakoli, M. T. Pham, Sliding-Mode Control of Nonlinear Discrete-Input Pneumatic Actuators, *IROS*, San Francisco, CA : United States (2011)", DOI : 10.1109/IROS.2011.6048194
- [46] K. D. Huang, H.-N.Nguyen, Aspect of Dynamic Simulation and Experimental Research Studies on Hybrid Pneumatic Power System, *Hindawi Publishing Corporation International Journal of Vehicular Technology Volume 2010*, Article ID 893197, 13 pages doi:10.1155/2010/893197
- [47] A. Ilchmann, Oliver Sawodny, Stephan Trenn, Pneumatic cylinders: modelling and feedback force-control, *Institut für Mathematik, Technische Universität Ilmenau, Weimarer Straße 25, 98693 Ilmenau, DE;achim.ilchmann@tu-ilmenau.de, stephan.trenn@tu-ilmenau.de*, 2 May 20
- [48] N. Ion, V. N. Cococi, C. Călinoiu and C.-A. Safta, Controlling the air flow rate in a wastewater treatment plant bioreactor by using pneumatic proportional valves, *11th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)* (recenzat, în curs de apariție)
- [49] A. Irawan, M. S. Ramli, M. H. Sulaiman, M. I. P. Azahar, A. H. Adom, Optimal Pneumatic Actuator Positioning and Dynamic Stability using Prescribed Performance Control with Particle Swarm Optimization: A Simulation Study, *International Journal of Robotics and Control Systems*, Vol. 3, No. 3, 2023, pp. 364-379
- [50] A. K. Jaliel and M. F. Badr, Application of Directional Control Solenoid Valves in Pneumatic Position System, *2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 870 012044
- [51] K. N. Kamaludin, L. Abdullah, S. N. S. Salim, Z. Jamaludin, N. A. Rafan, M. F. Rahmat and R. Ramanathan, Triple nonlinear hyperbolic pid with static friction compensation for precise positioning of a servo pneumatic actuator, *IIUM Engineering J.*, Vol. 24, No. 2, 2023 <https://doi.org/10.31436/iiumej.v24i2.2766>
- [52] M. Karpenko and N. Sepehri, "Design and experimental evaluation of a nonlinear position controller for a pneumatic actuator with friction," in *Proceedings of the 2004 American Control Conference*, vol. 6, pp. 5078-5083, 2004, <https://doi.org/10.23919/ACC.2004.1384656>
- [53] J. Ke, J. Wang, N. Jia, L. Yang, Q. H. Wu, Energy Efficiency Analysis and Optimal Control of Servo Pneumatic Cylinders, *Proceedings of the 2005 IEEE Conference on Control Applications*, Toronto, Canada, August 28-31, 2005
- [54] Ir. C. Kleijn, Modeling and simulation of fluid power systems using 20-sim, *Controllab Products B.V Hengelosestraat 705, 7521 PA, Enschede, The Netherlands*, <https://www.20sim.com/downloads/Factsheets/Factsheet%20Fluid.pdf>
- [55] W. Kobayashi, N. Kato, S. Dohta, T. Akagi, Position Control of Flexible Pneumatic Cylinder Using Tiny Embedded Controller with Disturbance Observer, *Int. J. of Mechanical Engineering and Robotics Research* Vol. 6, No. 4, 318-321 (2017)
- [56] I. Krivits, G. V. Krejnin, *Pneumatic Actuating Systems for automatic equipment. Structure and design*, (CRC Press Taylor and Francis Group 2006).
- [57] G. Kritikov, M. Strizhak, V. Strizhak, Concept, circuit diagram and algorithm for controlling multi-position pneumatic actuator with adaptive positioning mode, *U.P.B. Sci. Bull.*, Series D, Vol. 83, Iss. 1, 2021 ISSN 1454-2358
- [58] V. Kumar and A. P. Mittal, Dynamic Modeling of Liquid-Flow Process due to Hysteresis of Pneumatic Control Valve, *International Journal of intelligent control and systems* vol.15,NO.1,march 2010,1-8

- [59] T. R. Kuphaldt – Under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International Public License, *Lessons In Industrial Instrumentation*, Version 2.32 (stable) – Released 4 January 2019, pg 2341-2342
- [60] A. S. Lafmejani, Mehdi Tale Masouleh, Ahmad Kalhor, An Experimental Study on Friction Identification of a Pneumatic Actuator and Dynamic Modeling of a Proportional Valve, *Proceedings of the 4th International Conference on Robotics and Mechatronics*, October 26-28, 2016, Tehran, Iran
- [61] H.-T. Lin, A Novel Real-Time Path Servo Control of a Hardware-in-the-Loop for a Large-Stroke Asymmetric Rod-Less Pneumatic System under Variable Loads, *Sensors* 2017, 17, 1283; doi:10.3390/s17061283,
- [62] Z. Lin, T. Zhang, Q. Xie, Q. Wei, Electropneumatic position tracking control system based on an intelligent phase-change PWM strategy, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* (2018) 40:512, <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1431-y>
- [63] Ł. Magdziak, I. Malujda, D. Wilczyński, D. Wojtkowiak, 2017, Concept of improving positioning of pneumatic drive as drive of manipulator, *Procedia Engineering* 177 331 – 338
- [64] N. Manafi, *Curs Mecanica Aplicata*, Partea a III a, Autor, pag 156, link: <https://cursmecanica.blogspot.com/2011/01/bazele-mecanicii-aplicate.html>
- [65] A. Mehmood, S. Laghrouche, M. El Bagdouri, Control of the Electropneumatic VGT Actuator with Friction Compensators, *18th World Congress The International Federation of Automatic Control Milano* (Italy) August 28 - September 2, 2011
- [66] J. Mei, S. Xie, H. Liu, J. Zang, Hysteresis Modelling and Compensation of Pneumatic Artificial Muscles using the Generalized Prandtl-Ishlinskii Model, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 63(2017)11, 657-665, DOI:10.5545/sv-jme.2017.4491
- [67] G. Mikulowski and R. Wiszowaty, *Research Article Pneumatic Adaptive Absorber: Mathematical Modelling with Experimental Verification*, Hindawi Pub. Co., *Mathematical Problems in Engineering*, Volume 2016, Article ID 7074206, 13 pages, <http://dx.doi.org/10.1155/2016/7074206>
- [68] F. Mohamed, A. A. Dahoud, Integrated Development Environment "IDE" For Arduino(2018)https://www.researchgate.net/publication/328615543_Integrated_Development_Environment_IDE_For_Arduino
- [69] M.N. Muftah, A.A.M. Faudzi, S. Sahlan, and S. Mohamaddan, Fuzzy Fractional Order PID Tuned via PSO for a Pneumatic Actuator with Ball Beam (PABB) System. *Fractal Fract.* 2023, 7, 416. <https://doi.org/10.3390/fractalfract7060416>
- [70] G. A. Muzy, A. S. Caporali, Positioning system of a pneumatic actuator driven by proportional pressure regulator valves, *Proceedings of the 4th Workshop on Innovative Engineering For Fluid Power – WIEFP 2018*, 28-30 November 2018, ABIMAQ, São Paulo, SP, Brazil, DOI: 10.3384/ecp1815611.
- [71] M. Avram, C. Bucşan, *Sisteme de acţionare pneumatice inteligente*, Ed. Politehnica Press, 2014
- [72] B. Najjari, S. M. Barakati, A. Mohammadi, M. J. Fotuhi, S. Farahat, and M. Bostanian, Modelling and Controller Design of Electropneumatic Actuator Based on PWM, *International Journal of Robotics and Automation (IJRA)*, Vol. 1, No. 3, September 2012, pp. 125~136

- [73] B. Najjari, S. M. Barakati, A. Mohammadi, M. J. Futohi, M. Bostanian, Position control of an electropneumatic system based on PWM technique and FLC, *ISA Transactions* 53 (2014) 647–657
- [74] F. Ning, Y. Shi, M. Cai, Y. Wang and W. Xu, Research Progress of Related Technologies of Electric-Pneumatic Pressure Proportional Valves, *Appl. Sci.* **2017**, 7, 1074; doi:10.3390/app7101074
- [75] S. Ning, and G. M. Bone, Development of a Nonlinear Dynamic Model for a Servo Pneumatic Positioning System, *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, Niagara Falls, Canada, pp.43-48, 2005. DOI: 10.1109/ICMA.2005.1626520
- [76] S. Ning, and G. M. Bone, High Steady-State Accuracy Pneumatic Servo Positioning System with PVA/PV Control and Friction Compensation, *Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Washington, DC, pp. 2824-2829, 2002. DOI: 10.1109/ROBOT.2002.1013660
- [77] B. M. Y. Nouri, Ma'ali B. Y. Saudi, Experimental Modelling and Identification of Compressible Flow through Proportional Directional Control Valves, *Universal Journal of Control and Automation* 2(1): 4-13, 2014, DOI: 10.13189/ujca.2014.020102
- [78] K. Osman, A. 'A. M. Faudzi, M. F. Rahmat, and K. Suzumori System Identification and Embedded Controller Design for Pneumatic Actuator with Stiffness Characteristic, *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering Volume 2014*, Article ID 271741, 13 pages <http://dx.doi.org/10.1155/2014/271741>
- [79] R. Piotrowski, H. Sawicki, and K. Żuk, "Novel hierarchical nonlinear control algorithm to improve dissolved oxygen control in biological WWTP," *Journal of Process Control* 105 (2021) 78–87, <https://doi.org/10.1016/j.jprocont.2021.07.00>
- [80] H. Qi, Gary M. Bone, Yile Zhang, Position Control of Pneumatic Actuators Using Three-Mode Discrete-Valued Model Predictive Control, <https://doi.org/10.3390/act8030056>
- [81] M. G. Rabie, *Fluid Power Engineering*, (Ed. McGraw Hill Companies, 2009).
- [82] Vs. Radcenco, N. Alexandrescu, E. Ionescu, M. Ionescu, *Calculul și proiectarea elementelor și schemelor pneumatice de automatizare*, Ed Tehnică, București, 1985
- [83] M.F. Rahmat, S. N. S. Salim, A. 'Athif Mohd Faudzi, Z. H. Ismail, S. I. Samsudin, N. H. Sunar, K. Jusoff, Non-linear Modeling and Cascade Control of an Industrial Pneumatic Actuator System, *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 5(8): 465-477, 2011, ISSN 1991-8178
- [84] M. F. Rahmat, N. H Sunar and Sy Najib Sy Salim, Mastura Shafinaz Zainal Abidin , A. A Mohd Fauzi and Z. H. Ismail, Review on Modeling and Controller Design in Pneumatic Actuator Control System, *International Journal on smart sensing and intelligent systems* vol. 4, no. 4, december 2011
- [85] M. F. Rahmat, Sy Najib Sy Salim, N. H. Sunar, Ahmad 'Athif Mohd Faudzi, Zool Hilmi Ismail and K. Huda, Identification and non-linear control strategy for industrial pneumatic actuator, *International Journal of the Physical Sciences* Vol. 7(17), pp. 2565 - 2579, 23 April, 2012, DOI: 10.5897/IJPS12.030
- [86] I. Ramírez, Modeling and tracking control of a pneumatic servo positioning system. *2013 II International Congress of Engineering Mechatronics and Automation (CIIMA) (2013): 1-6.*

- [87] I. Ramírez, *Design of a tracking controller of a siso system of pneumatic servopositioning*, Ingeniería y Desarrollo, vol. 36, no. 1, 2018, January-June, pp. 74-96
- [88] Z. Rao, and G. M. Bone, Nonlinear Modeling and Control of Servo Pneumatic Actuators, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 16, pp. 562-569, 2008. DOI: 10.1109/TCST.2007.912127
- [89] E. Richer, Y. Hurmuzlu, A High Performance Pneumatic Force Actuator System. Part 1 - Nonlinear Mathematical Model, *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 122, No.3, pp. 416-425, (2001).
- [90] C. S. Ritter, Valdiero A. C., Andrighetto P. L., Zago F., Endler L., Nonlinear characteristics Systematic Study in Pneumatic Actuators, *ABCM Symposium series in Mechatronics*, Vol. 4, pp 818-826, 2010.
- [91] J. Rwafa, F. Ghayoor, Implementation of Iterative Learning Control on a Pneumatic Actuator. *Actuators* **2022**, *11*, 240. <https://doi.org/10.3390/act11080240>
- [92] C. A. Safta, V. N. Cococi, C. Călinoiu and Al. Marin, Performance of water valves required by water supply network digitalization process, *14th International Conference on Hydroinformatics HIC 2022 – Water INFLUENCE, IOP Conference Series. Earth and Environmental Science; Bristol Vol. 1136, Iss. 1, (Jan 2023)*: 012051. DOI:10.1088/1755-1315/1136/1/012051
- [93] B. K. Saha, H. Chattopadhyay, P. B. Mandal, Tapas Gangopadhyay, Dynamic simulation of a pressure regulating and shut-off valve, *Computers & Fluids* 101 (2014) 233–240
- [94] S. N. S. Salim, A. A. M. Faudzi, Z. H. Ismail, M.F. Rahmat, N.H.Sunar, S. A. Samsudin, Practical robust control using Self-regulation Nonlinear PID controller for pneumatic positioning system, *Proceeding of International Conference on Electrical Engineering, Computer Science and Informatics (EECSI 2014)*, Yogyakarta, Indonesia, 20-21 August 2014
- [95] S. N. S. Salim, M. F. Rahmat, A. 'A. M. Faudzi, Z. H. Ismail, and N. Sunar, Position Control of Pneumatic Actuator Using Self-Regulation Nonlinear PID, *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering Volume 2014*, Article ID 957041, 12 pages <http://dx.doi.org/10.1155/2014/957041>
- [96] S. I. Samsudin, S. F. Sulaiman, K. Osman, S. I. M. Salim, S. N. M. Azam, Development of Nonlinear Adaptive PI Controller For Improved Pneumatic Actuator System, *Int. J. of integrated engineering vol. 14 NO. 6 (2022)* 206 - 215
- [97] D. Saravanakumar, B. Mohan, T. Muthuramalingam, A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems, *Precision Engineering* 49 (2017) 481–492
- [98] J.L. Shearer, Study of Pneumatic Process in the Continuous Control of Motion with Compressed Air, *Trans. ASME* 1956, 2, pp 233–242.
- [99] M. Sorli, L. Gastaldi, E. Codina, S. de las Heras, Dynamic analysis of pneumatic actuators, *Simulation Practice and Theory* 7 (1999) 589–602
- [100] M. Sorli, L. Gastaldi, Thermic Influence on the Dynamics of Pneumatic Servosystems, *J. of Dynamic Systems Measurement and Control* 01/2009; 131(2). DOI:10.1115/1.3072115
- [101] M. Stankovic, A. Hasanbeigi and N. Neftenov, 2020 *Use of 4IR Technologies in Water and Sanitation in Latin America and the Caribbean* (technical report), Inter-American Development Bank

- [102] A. M. Stănescu, V. Gh Banu, M. Atodiroaei, V. Găburici, *Sisteme de automatizare pneumatice. Proiectarea asistată de calculator a blocurilor funcționale*, Ed. Tehnică, 1987.
- [103] Y. Tassa, T. Wu, J. Movellan* & E. Todorov, *Modeling and Identification of Pneumatic Actuators*, 2013, DOI: 10.1109/ICMA.2013.6617958
- [104] A. C. Valdiero, C. S. Ritter, C. F. Rios and M. Rafikov, Non Linear Mathematical Modeling in Pneumatic Servo Position Applications, *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering* Article ID 472903 doi:10.1155/2011/47290
- [105] N. Vasiliu, D. Vasiliu, C. Călinoiu, R. Puhalschi, *Simulation of fluid power systems with Simcenter Amesim*, (Ed. CRC Press Taylor and Francis Group 2018).
- [106] J. Wang, J. Pu, and P. R. Moore, A practicable control strategy for servo pneumatic actuator systems. *Control Eng. Pract.*, 1999, 7, 1483–1488.
- [107] J. Wang, D. J. D. Wang, P. R. Moore, and J. Pu, Modeling study, analysis and robust servo control of pneumatic cylinder actuator systems. *IEE Proc. Control Theory Appl.*, 2001, 148, 35–42.
- [108] J. Wang, U. Kotta, and J. Ke, Tracking control of nonlinear pneumatic actuator systems using static state feedback linearisation of input/output map, *Proc. Estonian Acad. Sci. Phys. Math.*, vol. 56, pp. 47–66, 2007.
- [109] G. Yang, P. Jiang, L. Lei, Y. Wu, J. Du, and B. Li, Adaptive Backstepping Control of Vacuum Servo System Using High-Speed on-off Valves, *IEEE Access*, Vol. 8, 2020, DOI 10.1109/ACCESS.2020.3007208
- [110] Y. Yin, High Speed Pneumatic Theory and Technology Volume I. *Servo System*, ed. Springer, 2019, <https://doi.org/10.1007/978-981-13-5986-6>
- [111] L. Zhao, Y. Xia, H. Yang, J. Zhang, Pneumatic Servo Systems Analysis. Control and Application in Robotic Systems, Ed. Springer, 2022, ISSN 2193-1577
- [112] R. Zhihong, and B. Gary, 2008. Nonlinear modeling and control of servo pneumatic actuators, *IEEE, Transactions on Control Systems Technology*, 16(3): 562-569.
- [113] ***<https://www.tomorrowworldtoday.com/2021/07/26/history-of-pneumatics/>
- [114] *** MEC-E5003 Fluid Power Basics, Brief history of pneumatics
- [115] ***<https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/pneumatic-conveying-system-market>
- [116] ***<https://www.databridgemarketresearch.com/reports/global-pneumatic-components-and-systems-market>
- [117] ***<https://library.automationdirect.com/why-use-pneumatics>
- [118] ***<https://nptel.ac.in/courses/112106175/Module%204/Lecture%2033.pdf>
- [119] ***<https://airo-pneumatics.ro/2015/09/17/capitolul-5-distribuitoare-pneumatice-introducere/>
- [120] ***<http://www.flupec.ro/produse/pneumatica/accesorii-pneumatice/supape/supape-de-sens-pneumatice/supapa-de-sens-6063>
- [121] ***<http://www.rasfoiesc.com/inginerie/electronica/SUPAPE-DE-PRESIUNE31.php>
- [122] ***<https://www.primabt.ro/produse/detalii-produs/drosere-aer-comprimat/>
- [123] ***<http://www.asconumatics.eu/tr/urunler/kataloglar/pneumatic-components-for-industrial-automation/pneumatic-proportional-valves.html>
- [124] ***https://www.festo.com/cat/ro_ro/products_010000

- [125] ***<https://airo-pneumatics.ro/2015/08/27/capitolul-4-motoare-pneumatice-oscilante/>
- [126] ***<https://www.operatorserv.ro/produse/actionari-pneumatice-rotative.html>
- [127] ***https://www.festo.com/rep/be_by/assets/pdf/Druckluftaufbereitung_en.pdf
- [128] ***<http://www.nptel.ac.in/courses/112102011/electropneumatics/relay%20control%20system.html>
- [129] ***<https://reactivesystems.wordpress.com/2012/02/11/pneumatic-actuators/>
- [130] ***<https://inductiveautomation.com/what-is-iiot>
- [131] ***<https://www.controldesign.com/articles/2016/ethernet-vs-fieldbus-the-right->
- [132] ***<https://www.scribd.com/doc/57467901/Miscarea-Rectilinie-Uniforma>
- [133] *** https://www.festo.com/cms/ro_ro/64621.htm
- [134] ***<https://www.schneider-servo hydraulics.com/en/products/pneumatic-servo-valves/>
- [135] ***<https://www.smcworld.com/webcatalog/en-jp/modular-frl-units-pressure-control-equipment/proportional-valves/>
- [136] ***Simulink® Getting Started Guide, <https://www.mathworks.com/help/simulink/>, deschis in 13.05.2020, ora 14:30
- [137] ***<https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/simcenter/simcenter-amesim.html>, deschis in 13.05.2020, ora 14:50
- [138] ***<https://en.wikipedia.org/wiki/VisSim>, deschis in 13.05.2020, ora 15:20
- [139] ***<https://en.wikipedia.org/wiki/Dymola>, deschis in 13.05.2020, ora 15:40
- [140] ***<https://www.mssoftware.com/product/easy5> , deschis in 15.05.2020, ora 08:40
- [141] ***<https://www.festo-didactic.com/ro-ro/sisteme-de-inv-tare/factory-automation-industry-4.0/industrial-control-technology/588/universal-connection-unit,digital-syslink.htm?fbid=cm8ucm8uNTcwLjM1LjE4LjU4OC4zNjAw>
- [142] ***<https://www.festo-didactic.com/ro-ro/sisteme-de-inv-tare/digital-learning/fluidsim/easyport-usb-an-interface-for-measuring,open-loop-control,closed-loop-control.-connects-the-simulation-to-the-real-world.htm?fbid=cm8ucm8uNTcwLjM1LjE4LjU5MS41Mzgy>
- [143] ***[andaccessories.htm?fbid=cm8ucm8uNTcwLjM1LjE4LjU2NC4zOTAx](https://www.festo-didactic.com/ro-ro/sisteme-de-inv-tare/fluid-accessories.htm?fbid=cm8ucm8uNTcwLjM1LjE4LjU2NC4zOTAx) (site accesat in data de 01.06.2021 ora 21:20)
- [144] ***<https://www.festo-didactic.com/ro-ro/sisteme-de-inv-tare/fluid-power/562/components/linear-potentiometer-position-encoder.htm?fbid=cm8ucm8uNTcwLjM1LjE4LjU2NC4zNDcx> (site accesat in data de 01.06.2021 ora 21:20)
- [145] ***<https://www.festo-didactic.com/ro-ro/sisteme-de-inv-tare/fluid-power/502/components/pid-controller.htm?fbid=cm8ucm8uNTcwLjM1LjE4LjU2MC4zNjE2> (site accesat in data de 01.06.2021 ora 21:23)
- [146] ***<https://www.festo-didactic.com/ro-ro/sisteme-de-inv-tare/fluid-power/562/components/5-3-way-proportional-valve.htm?fbid=cm8ucm8uNTcwLjM1LjE4LjU2NC4zNjc3> (site accesat in data de 01.06.2021 ora 21:23)