



Universitatea *Transilvania* din Braşov

TEZĂ DE ABILITARE

**CERCETĂRI PRIVITOARE LA PROIECTAREA OPTIMALĂ
ROBUSTĂ ŞI ACŢIONAREA CU AJUTORUL MUŞCHILOR
PNEUMATICI A SISTEMELOR**

Domeniul: Inginerie industrială

**Autor: Prof. dr. ing. Andrea Cătălina DEACONESCU
Universitatea TRANSILVANIA din Braşov**

BRAŞOV, 2015

CUPRINS

CUPRINS	3
(A) REZUMAT	5
SUMMARY	7
1. Motivația Tezei de abilitare	9
2. Evoluția profesională și competențele candidatului	10
(B) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE ȘI PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI	
(B-i) Realizări științifice și profesionale	
3. Proiectarea sistemelor robuste	13
3.1. Definirea noțiunii de sistem robust	13
3.2. Metodele Taguchi de proiectare robustă	16
3.3. Raportul Semnal/Zgomot dinamic	27
3.4. Optimizarea simultană multicriterială	36
3.5. Analiza sub formă grafică a performanțelor sistemelor robuste	38
3.6. Concluzii	41
4. Sisteme de acționare cu ajutorul mușchilor pneumatici	46
4.1. Mușchi pneumatici	46
4.2. Aplicații ale mușchilor pneumatici	50
4.3. Dezvoltarea de module de rotație și de translație destinate roboților de reabilitare, acționate de mușchi pneumatici	52
4.3.1. Definirea principalelor sarcini care revin unui robot de reabilitare	52
4.3.2. Construcția sistemului robotizat	54
4.3.3. Performanțele sistemului robotizat	60
4.4. Echipament de reabilitare a articulațiilor portante ale membrilor inferioare acționat de mușchi pneumatici	66
4.4.1. Necesitatea construirii de echipamente de reabilitare	66
4.4.2. Construcția echipamentului de reabilitare	69
4.4.3. Performanțele echipamentului de reabilitare	74
4.5. Sisteme de prehensiune acționate de mușchi pneumatici	80
4.5.1. Stadiul actual privind construcția sistemelor de prehensiune ..	81

4.5.2. Variante propuse de sisteme de prehensiune	85
4.5.3. Modelare structurală, cinematică și statică	91
4.5.4. Cercetări experimentale	96
4.5.5. Analiza comportamentului de tip histerezis a mușchiului pneumatic	98
4.5.6. Rigiditatea și complianța mușchiului pneumatic	101
4.5.7. Rigiditatea și complianță sistemului de prehensiune	105
4.6. Concluzii	109
(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a propriei cariere profesionale, științifice și academice	110
(B-iii) Bibliografie	113

(A) REZUMAT

Teza de abilitare prezintă principalele activități de cercetare desfășurate de autoare după conferirea titlului de Doctor inginer, în decembrie 2005. Domeniile abordate cu precădere în această perioadă au fost 1.) optimizarea prelucrării prin lepuire a suprafețelor prin proiectare robustă parametrică și 2.) sistemele de acționare a roboților industriali și a echipamentelor de reabilitare medicală cu ajutorul mușchilor pneumatici. În cea mai mare parte activitățile de cercetare s-au desfășurat în cadrul laboratoarelor de *Proiectare robustă a sistemelor de producție* și în cel de *Acționări și automatizări fluidice FESTO* ale Departamentului de Inginerie și Management Industrial, Facultatea de Inginerie Tehnologică și Management Industrial, Universitatea Transilvania din Brașov.

Capitolul 1, *Motivația Tezei de abilitare*, prezintă succint modul de finanțare a cercetărilor și modalitatea de diseminare a rezultatelor obținute. Sunt arătate competențele profesionale și cele transversale dezvoltate în ultimii ani de autoarea tezei, justificându-se dorința de a coordona în viitor, prin doctorat, tinerii cercetători.

În Capitolul 2, intitulat *Evoluția profesională și competențele candidatului*, este arătat drumul profesional străbătut de autoarea tezei de la absolvirea facultății și până în prezent. Este scoasă în evidență activitatea didactică desfășurată, fiind reliefată recunoașterea internațională concretizată prin participarea la numeroase deplasări în scop de predare la universități din Europa, în cadrul programului Erasmus. Activitatea de cercetare este evidențiată pe scurt, fiind arătate contractele la care candidata a participat în calitate de director sau membru. Recunoașterea la nivel național și internațional a cercetării desfășurate este scoasă în evidență prin referirea la elaborarea unor volume editate în străinătate sau la edituri de prestigiu din țară, în cadrul unor colective mai largi de autori. Sunt amintite, de asemenea, și cele două cereri de brevet de invenție. În paralel cu activitățile didactice și de cercetare este amintită și activitatea de coordonare a unui compartiment din cadrul Universității Transilvania din Brașov.

Capitolul 3 al Tezei, denumit *Proiectarea sistemelor robuste*, face o trecere în revistă a preocupărilor candidatei în ceea ce privește metodele de reducere a dispersiei caracteristicilor produselor și ale proceselor productive atât în timpul fazei de concepție (off-line) cât și în timpul fabricației (on-line). Proiectarea robustă este o asemenea metodă, ea oferind instrumente de lucru eficiente în scopul obținerii unei calități de tip 6σ în toate etapele de dezvoltare ale unui produs. Prin proiectarea robustă a proceselor se obține o calitate constantă, prin reducerea împrăștierii valorilor caracteristicilor de calitate.

După prezentarea fundamentelor proiectării robuste, autoarea scoate în evidență contribuțiile proprii pe această direcție de cercetare. Sunt prezentate îmbunătățirile aduse programului de calculator realizat în vederea optimizării robuste a unui sistem de prelucrare prin lepuire a suprafețelor semifabricatelor. Pe aceeași direcție a proiectării robuste este arătată și o metodologie originală de calcul a raportului Semnal/Zgomot dinamic.

Determinarea raportului Semnal/Zgomot dinamic este utilă în dezvoltarea de noi tehnologii și produse, precum și în activitățile de măsurare, acolo unde există o legătură bine definită între mărimea de ieșire a unui instrument de măsurare și cea a caracteristicii de calitate evaluate. Avantajul determinării raportului Semnal/Zgomot dinamic constă în aceea că permite optimizarea sistemului analizat în jurul unei funcții și nu în jurul unei valori dinainte precizate. Optimizarea sistemului se obține prin generarea unui set de mărimi de ieșire.

Capitolul 4, intitulat *Sisteme de acționare cu ajutorul mușchilor pneumatici*, reprezintă partea cea mai consistentă a Tezei și scoate în evidență preocupările din ultimii ani. Sunt prezentate rezultatele obținute în conceperea de noi sisteme destinate roboților industriali și echipamentelor de reabilitare medicală, toate având ca numitor comun acționarea cu ajutorul mușchilor pneumatici. Datorită caracterului de noutate pe care îl prezintă mușchii pneumatici, studii amănunțite ale performanțelor acestora au fost realizate și publicate în numeroase lucrări.

Ca exemple de realizări pe această direcție de cercetare, toate acționate de mușchi pneumatici, sunt prezentate modulele de rotație și de translație concepute, echipamentul de reabilitare a articulațiilor portante ale membrilor inferioare, precum și o nouă variantă de sistem de prehensiune. Pentru toate aceste produse s-au arătat schemele constructive și performanțele obținute.

Ultimul capitol al Tezei de abilitare, *Planuri de evoluție și dezvoltare a propriei cariere profesionale, științifice și academice*, prezintă direcțiile spre care se va orienta în viitor activitatea didactică și cea de cercetare. În ceea ce privește viitoarea activitate de cercetare, autoarea își propune continuarea studiilor privitoare la utilizarea mușchilor pneumatici pentru realizarea de diferite produse, cu aplicabilitate în construirea de echipamente de reabilitare a membrilor superioare. Privitor la optimizarea robustă a sistemelor, autoarea își propune dezvoltarea unei noi aplicații soft destinată calculării raportului Semnal/Zgomot dinamic.

Activitatea didactică se va înscrie pe aceleași coordonate ca și în prezent, dorința exprimată fiind aceea de a propune introducerea unui curs de *Sisteme compliante de acționare*, în cadrul programului de Master *Ingineria fabricației inovative*. De asemenea va fi continuată activitatea de publicare de materiale didactice destinate studenților, precum și cea de participare la activități de predare la universități din Europa.

(A) SUMMARY

The habilitation thesis presents the main research activity conducted by the author after obtaining her PhD in December 2005. The main fields addressed in this period were:

- 1) Optimisation of surface processing by lapping by means of robust parametric design and
- 2) Industrial robot and medical recovery equipment actuation systems based on pneumatic muscles. The greater part of research activity was carried out in the *Manufacturing Systems Robust Design Laboratory* and in the *FESTO Fluidic Actuation and Automation Laboratory* of the Department of Industrial Engineering and Management within the Faculty of Technological Engineering and Industrial Management of Transilvania University of Braşov.

Chapter 1, *Justification of the Habilitation Thesis* presents in short the financing modality of the research and of the dissemination of results. Further presented are the professional and transversal competences acquired by the author over the last years, and the wish to tutor young PhD researchers is outlaid and motivated.

Chapter 2 titled *Professional Evolution and Competences of the Candidate* describes the author's professional path since graduation from university to date. Her teaching activity is outlined with an emphasis on the international recognition materialised by participation in numerous teaching assignments in Europe within the Erasmus programme. Further the research activity is presented in short, including the contracts in that the candidate participated as contract director or team member. The national and international recognition of her research is outlined as reference is made to volumes published by collective authors abroad or at prestigious national publishing houses. Also mentioned are the two applications for invention patents, as well as the activity conducted in parallel as coordinator of a department at central university level.

Chapter 3 of the thesis, titled *Robust Systems Design* consists of an overview of the candidate's involvement with reducing the dispersion of the values of product and manufacturing process characteristics both during the design phase (off-line) and during production (on-line). Robust Design is a method that lends itself for this purpose and offers efficient tools for obtaining 6σ type quality in all stages of product development. The robust design of processes yields consistency of quality, consequently to reducing the scattering of the values of quality characteristics. After presenting the basics of robust design, the author highlights her own contributions in this area of research. The improvements are presented brought to the computer programme developed for the robust optimisation of a part surface lapping system. In the same

direction of robust design further presented is an original methodology for the computation of the dynamic signal-to-noise ratio.

The determination of the dynamic signal-to-noise-ratio is useful in the development of new technologies and products, as well as in measurement, when there exists a well-defined relation between the output quantity of a measuring instrument and the assessed quality characteristic. The advantage of determining the dynamic signal-to-noise ratio consists in its allowing the optimisation of the analysed system based on a function, as opposed to a previously set valued. The optimisation of the system is obtained by the generation of a set of output quantities.

Chapter 4 titled *Pneumatic Muscle Based Actuation Systems* represents the largest part of the thesis and highlights the author's scientific concerns over the last years. The presented results were obtained in conceiving new systems for industrial robots and medical recovery equipment, all having pneumatic muscle based actuation as their common denominator. Due to the novelty of pneumatic muscles, their performance and behaviour was the object of many detailed studies and published papers.

The presented examples of achievements in this direction of research, all including pneumatic muscle based actuations are the conceived rotation and translation modules, the rehabilitation equipment for the lower limb bearing joints, as well as a new variant of gripper system. For all these products the constructive diagrams and obtained performance are presented.

The last chapter of the habilitation thesis, *Plans for the Evolution and Development of the Professional, Scientific and Academic Career* presents the future avenues of research and directions of teaching activity. Regarding the future research, the author will continue the studies concerning pneumatic muscle implementation in various products with applicability in the construction of rehabilitation equipment for the upper limbs. Concerning robust optimisation of systems the author envisages the development of a new software application for the computation of the dynamic signal-to-noise ratio.

The teaching activity is planned to pursue its current coordinates, with the intent of developing and introducing a new course module of *Compliant actuation systems* within the *Innovative Manufacturing Engineering* Master Course. Also continued will be the publishing activity of teaching materials for students, as well as participating in teaching activities at European universities.

1. MOTIVAȚIA TEZEI DE ABILITARE

Teza de abilitare reflectă coordonatele generale ale activității științifice de cercetare desfășurată de autoare după conferirea titlului de Doctor inginer, în decembrie 2005. Activitatea de cercetare din ultimii zece ani (2006 – 2015) s-a derulat în cadrul laboratoarelor de *Proiectare robustă a sistemelor de producție* și în cel de *Acționări și automatizări fluidice FESTO* ale Departamentului de Inginerie și Management Industrial, Facultatea de Inginerie Tehnologică și Management Industrial, Universitatea Transilvania din Brașov.

Principalele două direcții de cercetare urmate de autoarea Tezei au vizat:

1. *Optimizarea prelucrării prin lepuire a suprafețelor prin proiectare robustă parametrică.* Cercetările efectuate pe această direcție sunt o continuare a ceea ce s-a făcut în perioada de întocmire a Tezei de doctorat, importanța lor rezultând din faptul că procedeele de netezire a suprafețelor reprezintă un domeniu de interes deosebit în construcția de mașini, în condițiile cerințelor actuale de asigurare a calității la nivel competitiv mondial, concomitent cu realizarea unei productivități ridicate. Abordarea procesului de prelucrare prin lepuire prin prisma proiectării robuste permite implementarea calității pe durata întregului ciclu de viață al produselor, prin experimentări special proiectate, de scurtă durată, la costuri reduse și cu un consum minim de material. Deosebirea fundamentală față de cercetarea și dezvoltarea clasică este pragmatismul proiectării robuste, care nu caută identificarea și eliminarea cauzelor generatoare de non-calitate, considerate „zgomote”, urmărind doar insensibilizarea sistemului la acțiunea acestora. Derularea acestei direcții a fost posibilă și prin accesarea de fonduri printr-un contract CNCSIS, rezultatele obținute fiind publicate în numeroase lucrări științifice.
2. *Sisteme de acționare a roboților industriali și a echipamentelor de reabilitare medicală cu ajutorul mușchilor pneumatici.* Această direcție de cercetare, abordată în ultimii ani, a fost posibilă în urma înființării laboratorului de *Acționări și automatizări fluidice FESTO* și a *Centrului regional de training FESTO* în cadrul Departamentului de Inginerie și Management Industrial. Dotat cu aparatură de ultimă generație, laboratorul a permis derularea mai multor proiecte câștigate prin competiție internațională și națională, precum și atragerea de contracte de la mediul industrial național. Mușchiul pneumatic, un actuator apărut relativ recent, a constituit obiectul cercetărilor efectuate în baza unui contract internațional (FP 6), a trei contracte câștigate prin competiție națională (CNCSIS) și a alte trei contracte obținute de la mediul industrial. Rezultatele obținute sunt concretizate prin

solicitarea a două cereri de brevet de invenție și prin publicarea a numeroase lucrări științifice în reviste indexate ISI sau BDI.

Competențele dezvoltate de autoare în ultimii ani pot fi grupate în două categorii, după cum urmează:

- Competențe profesionale:
 - Acționări și automatizări pneumatice, Computer-aided engineering.
 - Metode de optimizare a proceselor productive.
 - Prelucrarea datelor, modelare matematică, simulare, testare.
 - Competențe avansate de lucru cu diferite pachete software.
- Competențe transversale:
 - Managementul comunicării și cel al resurselor umane.
 - Managementul proiectelor.

Experiența în cercetare, națională și internațională, dobândită pe parcursul întregii activități profesionale, precum și dorința de a coordona, la un înalt nivel, prin doctorat, tinerii cercetători, a condus la ideea întocmirii acestei Teze de abilitare. Dreptul de a îndruma teze de doctorat ar constitui un pas important în dezvoltarea profesională a autoarei, permițând în același timp și pregătirea la un nivel înalt a altor generații de cercetători.

Având în vedere criteriile impuse pentru obținerea abilitării, autoarea consideră că acestea sunt îndeplinite, motiv pentru care a fost întocmită această Teză de abilitare.

2. EVOLUȚIA PROFESIONALĂ ȘI COMPETENȚELE CANDIDATULUI

Autoarea Tezei de abilitare a absolvit Facultatea de TCM a Universității din Brașov, specializarea Mașini-unelte, în anul 1985, cu media 9,52. În anul 2000 a obținut Diploma de *Master of Arts* cu distincție, în Biblioteconomie și Știința Informării, University of Central England din Birmingham, Anglia, iar în anul 2005 a obținut titlul de *Doctor inginer* în domeniul Inginerie industrială, la Universitatea Transilvania din Brașov. Titlul tezei de doctorat a fost *Optimizări privind prelucrarea suprafețelor prin lepuire*, lucrarea fiind coordonată de D-nul Prof.dr.ing. Nicolae Valentin Ivan.

Activitatea didactică a candidatei a început în anul 1994 ca și cadru didactic asociat, iar din anul 2002 în calitate de cadru didactic titular la Catedra de Inginerie economică și sisteme de producție (actual Departament de Inginerie și Management Industrial), când a ocupat prin concurs

un post de Șef de lucrări. În anii 2007 și 2009 a ocupat prin concurs posturile de Conferențiar, respectiv Profesor universitar.

Activitatea didactică este strâns legată de preocupările de cercetare, câteva dintre disciplinele la care candidata a fost și/sau este titulară fiind *Proiectarea robustă a sistemelor avansate de producție*, *Robust System Design*, *Design of the Lean Enterprise*, *Prelucrarea datelor*, *Comunicare și negociere în afaceri*, *Comunicare organizațională*. În abordarea acestor discipline, candidata a urmărit conceperea unor programe analitice de actualitate, în concordanță cu ceea ce se studiază în domeniu pe plan mondial, având în conținut principiile teoretice fundamentale, dar și elemente de aplicabilitate cerute de mediul economic.

Prin intermediul programului european Erasmus, candidata a participat la vizite de informare și de predare la Universitatea din Bremen (2002, 2005, 2006, 2007), la Odense University College of Engineering, Danemarca (2003) și la ENSAM Cluny, Franța (2008). Experiența astfel dobândită a permis revizuirea și îmbunătățirea programelor analitice ale disciplinelor predate. Activitatea de predare a constat în prezentarea unor aspecte legate de Robust System Design (The “Quality Loss” Function, The Signal-to-Noise Ratio, Introduction to Design of Experiments).

În paralel cu activitatea didactică autoarea Tezei de abilitare a desfășurat și o intensă muncă de cercetare bazată pe contracte, obținute fie prin competiție națională și internațională, fie cu mediul industrial regional. Este important de menționat faptul că în anii 2005, 2006 și 2008, în calitate de responsabil științific al unui contract internațional FP6 Marie Curie, a derulat activități de cercetare timp de câte 2 luni/an la Institute of Automation (IAT) a Universității Bremen din Germania. Aceste stagii au permis înființarea în cadrul Universității Transilvania din Brașov a două laboratoare, unul de *Proiectare robustă a sistemelor de producție* (al cărei coordonator este) și a unuia de *Acționări și automatizări fluidice FESTO*. Existența acestor laboratoare, dotate modern, a permis câștigarea și derularea unor noi contracte la nivel național, atât de candidată cât și de alți colegi din Departament.

Candidata a participat, prin granturile obținute, la dotarea modernă a laboratorului de *Acționări și automatizări fluidice FESTO*, în prezent acesta funcționând ca *Centru regional de training în acționări fluidice FESTO*. Pe lângă activitatea de formare continuă a angajaților din întreprinderile din zona Brașov, dotarea laboratorului a fost astfel concepută încât să faciliteze cercetarea în detaliu a numeroase aplicații ale mușchilor pneumatici.

Recunoașterea internațională a prestigiului profesional s-a materializat, printre altele, prin invitarea de a participa la elaborarea a două volume editate în străinătate, unul de către American Institute of Physics, Melville, New York, în anul 2009 [DEA09a], iar altul de Editura Springer în anul 2011 [DEA11a]. De asemenea, recunoașterea internațională este dovedită și de invitarea de

fi Conference Chair și Keynote Speaker la The 2nd International Conference on Manufacturing and Industrial Technologies (ICMIT 2015) Pattaya, Thailanda și la The 3rd International Conference on Manufacturing and Industrial Technologies (ICMIT 2016) Istanbul, Turcia.

Recunoașterea națională a activității de cercetător poate fi exemplificată prin solicitarea de a contribui la realizarea unui *Tratat de tehnologii neconvenționale. Vol. VIII. Prelucrare prin eroziune cu unde ultrasonice*, Editat de Academia Română, Academia de Științe Tehnice din România, Asociația Română pentru Tehnologii Neconvenționale (ARTN), în anul 2004 [DEA04]. De asemenea, candidata figurează pe lista experților evaluatori UEFISCDI și este membră a numeroase organizații științifice naționale și internaționale.

Rezultatele cercetării au fost materializate și prin depunerea a două cereri de brevet de invenție [DEA10a], [DEA14a].

Candidata a participat în calitate de organizator la desfășurarea conferinței internaționale ICEEMS (International Conference on Economic Engineering and Manufacturing Systems) Brașov în anii 2003, 2005, 2007, 2009, 2011 și 2013, precum și la desfășurarea Conferinței OPTIM Brașov (Optimization of Electrical and Electronic Equipments) în anul 2002. Autoarea Tezei face parte din echipa editorială a revistei RECENT, editată de Universitatea Transilvania din Brașov și din cea a Bulletin of the Transilvania University of Brașov - Series I - Engineering Sciences.

În paralel cu activitățile didactice și de cercetare, candidata este din anul 2012 Coordonator al Biroului de Marketing și Imagine al Universității Transilvania din Brașov.

Având în vedere activitatea profesională prezentată mai sus, completată și de o bogată activitate de îndrumare a studenților (peste 120 de lucrări de diplomă și de disertație îndrumate, coordonator al studenților la concursurile științifice), obținerea Abilitării ar constitui o încununare a muncii depuse până în prezent.

Ținând cont de competențele enumerate anterior, Teza de abilitare prezentată în capitolele următoare va face o trecere în revistă a principiilor de optimizare robustă parametrică a proceselor productive și a posibilității utilizării în aplicațiile robotizate și de inginerie medicală a mușchilor pneumatici.

(B) REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE ȘI PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

(B-i) Realizări științifice și profesionale

3. PROIECTAREA SISTEMELOR ROBUSTE

3.1. Definirea noțiunii de sistem robust

În epoca modernă, o evoluție de succes pe piața internațională a unei întreprinderi depinde de abilitatea acesteia de a realiza produse cu un înalt nivel calitativ, la prețuri reduse și care să satisfacă în cel mai înalt grad cerințele consumatorilor. Întreprinderile performante ale viitorului vor fi acelea care vor dezvolta noi tehnologii de producție și vor face schimbări fundamentale în modul de proiectare și execuție a produselor.

În actualul context de competiție dură de pe piețele internaționale, calitatea produselor reprezintă factorul esențial de performanță a unei întreprinderi. Drept urmare, orice entitate economică trebuie să-și propună ca obiectiv principal obținerea unei foarte bune calități, țintele de atins fiind profitul și supraviețuirea pe piață. În afara acestor scopuri, întreprinderile trebuie să fie mereu preocupate de dezvoltarea unor noi procese de producție, care să conducă la minimizarea pierderilor, a numărului de reprelucrări și la scurtarea duratei ciclurilor de fabricație. După cum afirma J.M.Juran, secolul al XXI-lea va trebui să fie unul al calității [DEA08a].

Metodele adoptate de întreprinderi în vederea obținerii unei bune calități sunt variate, toate trebuind să țină cont de îndeplinirea în cel mai înalt grad a necesităților clienților. Întreaga atenție trebuie îndreptată spre satisfacerea totală a nevoilor clientului, acesta fiind acela care va valida, în cele din urmă, toate eforturile depuse de o întreprindere.

Obținerea unei calități corespunzătoare a produselor presupune ca atenția inginerilor să fie focalizată pe procesul productiv. Optimizarea proceselor este realizată la ora actuală prin diferite metode, cum ar fi:

- *Kaizen* – (îmbunătățire continuă). Este o politică a întreprinderii care presupune o activitate repetată, continuă, de îmbunătățire a calității produselor în scopul creșterii satisfacției clienților. Îmbunătățirea se bazează pe rezultatele auditurilor efectuate și se materializează prin acțiuni corective.
- *Quality Function Deployment (QFD)* – (desfășurarea funcției calitate). Principiul de bază al acestei metode este satisfacerea dorințelor clienților în fiecare dintre fazele procesului productiv. Dezvoltarea produsului este abordată din perspectiva clientului și nu din cea a producătorului.

- *Six Sigma* – (șase sigma). Metoda se bazează pe îmbunătățirea calității în jurul mai multor variabile, cu focalizare pe reducerea erorilor. Rata maximă admisibilă a neconformităților este de 0,27%.
- *ANOVA* (Analysis of Variance) – (analiza dispersională). Metoda studiază omogenitatea nivelului mediu al unei caracteristici de calitate rezultate dintr-un proces productiv.
- *Robust Design* – (proiectarea robustă). Un proces productiv este considerat robust atunci când acesta este insensibil la sursele de variabilitate din sistem, adică la factorii de zgomot. Proiectarea robustă presupune alegerea combinației optime a valorilor parametrilor de intrare în sistem, astfel încât acesta să rămână insensibil la zgomote. Legat de conceptul de robustețe, în figura de mai jos este prezentată o cronologie a evoluției sale în timp [DEA08a]:

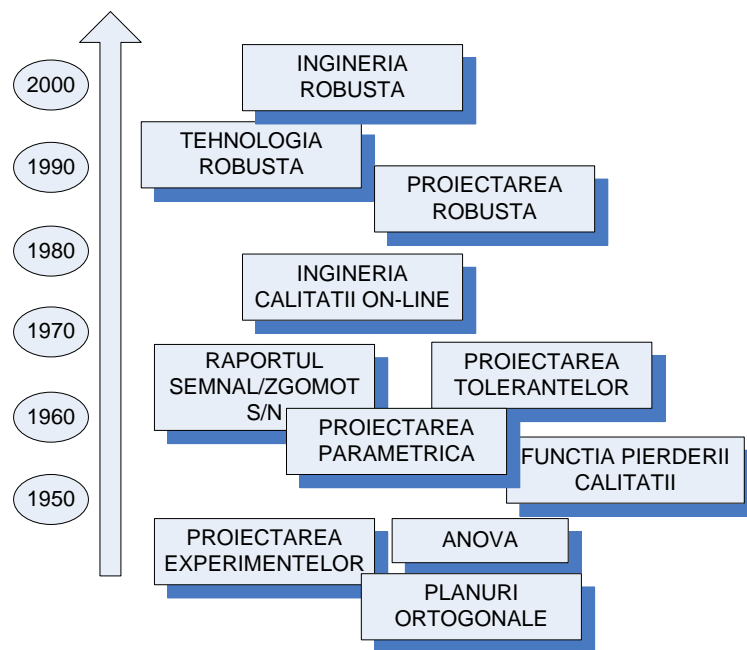


Fig. 3.1 Evoluția în timp a conceptului de Proiectare robustă

Metoda de proiectare robustă a sistemelor de producție reprezintă o contribuție majoră adusă de către calitologul japonez Genichi Taguchi la dezvoltarea instrumentelor de analiză și de ameliorare a calității produselor și a proceselor. Proiectarea robustă, concretizată prin metodele Taguchi, reprezintă un instrument adecvat de asigurare a Calității totale, ea putând acționa asupra adaptării produsului la nevoile clientului.

Metodele de lucru create de G. Taguchi vizează, în esență, reducerea dispersiei caracteristicilor produsului sau ale procesului atât în timpul fazei de concepție (*off-line*), cât și în timpul fabricației (*on-line*). Proiectarea robustă oferă câteva instrumente de lucru eficiente în scopul obținerii unei calități de tip 6σ în toate etapele de dezvoltare ale unui produs. Prin proiectarea robustă a proceselor se obține o calitate constantă, acest lucru fiind posibil prin

reducerea împrăștierei valorilor caracteristicilor de calitate. Acest lucru se realizează fără eliminarea cauzelor generatoare de variație, în acest mod procesul devenind insensibil la influența factorilor necontrolabili (factorii de zgomot). Un alt avantaj al proiectării robuste este și acela că prin intermediul ei se pot evalua costurile calității.

În mod tradițional, calitatea unui produs se măsoară comparând caracteristicile realizate cu specificațiile fixate în faza de proiectare. Prin stabilirea unui câmp de toleranță proiectanții impun variația admisă pentru caracteristica de calitate analizată. Impunerea unui câmp de toleranță corect are importanța ei incontestabilă, însă, la ora actuală, acest lucru nu mai este suficient. Accentul trebuie pus astăzi pe controlul proceselor și pe obținerea unei caracteristici țintă ideale, optime, care va defini calitatea produsului finit. În viziunea proiectării robuste a sistemelor productive, calitatea este în mod direct legată de deviația valorii caracteristicii obținute în raport cu o valoare țintă. Prin proiectarea robustă a sistemelor se urmărește reducerea variabilității proceselor astfel încât, în final, să se obțină o calitate constantă [DEA08a].

În momentul în care un consumator cumpără și folosește un produs, performanțele așteptate de la acesta se pot abate, mai mult sau mai puțin, de la valoarea țintă sau cea nominală. Cauza acestei stări de fapt, adică a variabilității caracteristicilor de calitate, poartă numele de *zgomot*. Un factor de zgomot se poate defini ca fiind orice cauză care este responsabilă de devierea caracteristicii de calitate de la valoarea țintă.

Rolul inginerilor într-o întreprindere este acela de a minimiza sau chiar de a anula efectul factorilor de zgomot, scopul fiind obținerea unei calități constante. O calitate constantă înseamnă de fapt minimizarea variabilității caracteristicilor de calitate, lucru realizabil în două moduri:

- eliminarea sursei de zgomot;
- conceperea produsului de o manieră care să-l facă insensibil la factorii de zgomot.

Eliminarea factorilor de zgomot ar putea fi o acțiune scumpă și consumatoare de timp, datorită faptului că unii dintre acești factori sunt greu controlabili. Din acest motiv este de preferat ca pentru minimizarea variabilității caracteristicilor de calitate să se aleagă cea de-a doua metodă de lucru. Din această constatare rezultă și una dintre definițiile robusteții, dată de către W. Fowlkes și C. Creveling [FOW95]:

Un produs sau un proces de fabricație este considerat robust atunci când acesta este insensibil la efectele factorilor de zgomot, chiar și atunci când aceștia nu pot fi eliminați.

În figura 3.2 este prezentată percepția clasică a unui proces productiv afectat de mai mulți factori de zgomot, urmată apoi de schematizarea aceluiași sistem în viziunea lui Taguchi, adică nivelul parametrilor de intrare este astfel optimizat încât sistemul devine insensibil la acțiunea factorilor perturbatori.

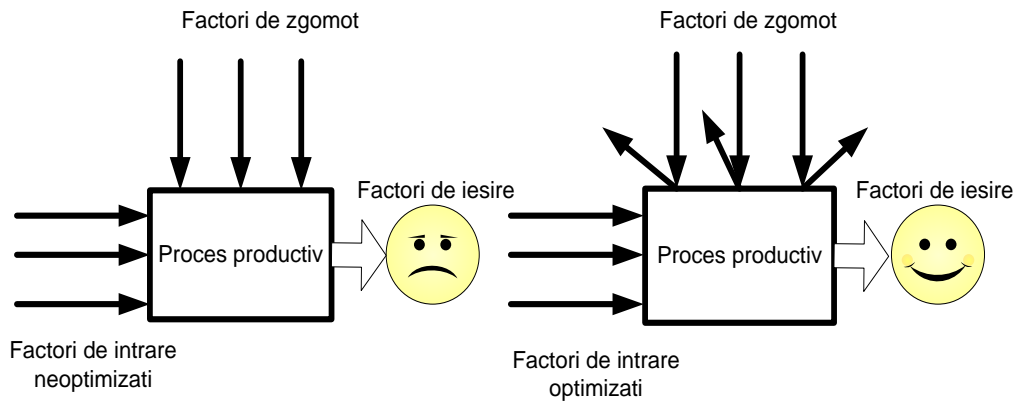


Fig. 3.2 Schematizarea unui proces productiv robust

Se poate observa faptul că prin căutarea experimentală a valorilor optime care să fie atribuite factorilor de intrare în sistem, la ieșire se va obține un răspuns care să respecte performanțele funcționale dorite și să fie robust, adică insensibil la factorii de zgomot.

O altă reprezentare a unui sistem de producție robust este cea din figura 3.3 [DEA08a]:

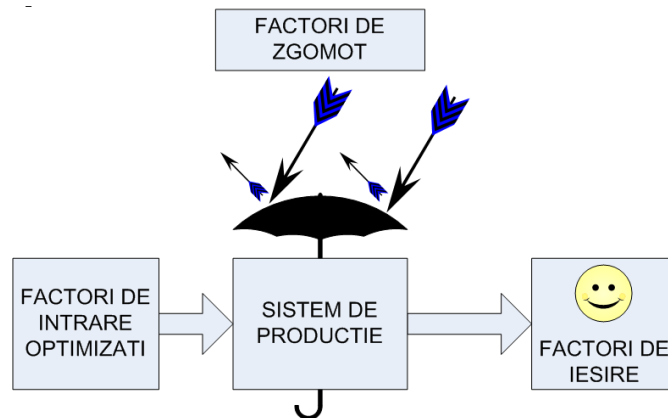


Fig. 3.3 Crearea unui sistem de producție robust

Ca o concluzie la cele menționate mai sus se poate afirma faptul că în conformitate cu strategiile Taguchi, eliminarea noncalității este posibilă fără suprimarea factorilor perturbatori din sistem, ci doar printr-o judicioasă combinare a nivelurilor factorilor de intrare. Se poate spune, cu alte cuvinte, că nu este necesară o cunoaștere deplină a procesului care generează produsul, ci doar o bună stăpânire a intrărilor. Acest pragmatism deliberat a fost enunțat de către J. Alexis astfel: *este preferabil ca un proces să meargă perfect fără să știm exact cum, decât să știm perfect cum - și el să nu meargă!* [ALE99]

3.2. Metodele Taguchi de proiectare robustă

Rezolvarea unei probleme de optimizare a unui sistem productiv cu ajutorul metodelor Taguchi de proiectare robustă se poate realiza prin intermediul a două metode:

- metoda clasică a planurilor de experiențe;
- metoda planurilor de experiențe Taguchi.

Indiferent de metoda aplicată, pentru optimizarea unui sistem trebuie parcurși următorii pași:

- definirea obiectivului care trebuie atins, adică a caracteristicii de calitate care trebuie optimizată;
- determinarea factorilor care influențează procesul și a nivelurilor acestora;
- alegerea matricei de experiențe care trebuie utilizată;
- realizarea încercărilor și măsurarea rezultatelor;
- prelucrarea rezultatelor și calculul efectelor factorilor testați;
- alegerea configurației optime a nivelurilor factorilor testați;
- realizarea unei încercări de validare.

În cadrul Tezei de doctorat susținută în anul 2005 a fost prezentat un program de calculator realizat de autoare, dedicat aplicării metodelor Taguchi pentru optimizarea robustă a prelucrării suprafețelor prin lepuire. Programul de calculator original, numit LappMaster, realizat în limbajul de programare Visual Basic, permite o analiză multicriterială a procesului de prelucrare prin lepuire. Programul este conceput modular, el permițând obținerea următoarelor rezultate:

- calculul normei tehnice de timp la lepuirea suprafețelor;
- calculul parametrilor de eroziune ai discului de lepuț și ai semifabricatului;
- optimizarea lepuirii suprafețelor prin metoda clasică a planurilor de experiențe;
- optimizarea lepuirii suprafețelor prin metoda planurilor de experiențe Taguchi (metoda planurilor de experiențe ortogonale factoriale fracționate).

Schema bloc generală după care a fost concepută aplicația LappMaster este redată în figura

3.4. După cum se poate vedea, aplicația este compusă din două module principale:

☞ *NormMaster*, modul destinat calculului:

- normei tehnice de timp la lepuirea suprafețelor;
- parametrilor de eroziune ai discului de lepuț și ai semifabricatului;

☞ *TagMaster*, modul destinat:

- optimizării lepuirii suprafețelor prin metoda clasică a planurilor de experiențe;
- optimizării lepuirii suprafețelor prin metoda planurilor de experiențe Taguchi (metoda planurilor de experiențe ortogonale factoriale fracționate).

Întreaga aplicație se bazează pe 26 de formulare, ea fiind concepută într-un format de tip Wizard, astfel încât utilizatorul, prin parcurgerea succesivă a mai multor ferestre, să obțină în final rezultatele dorite.

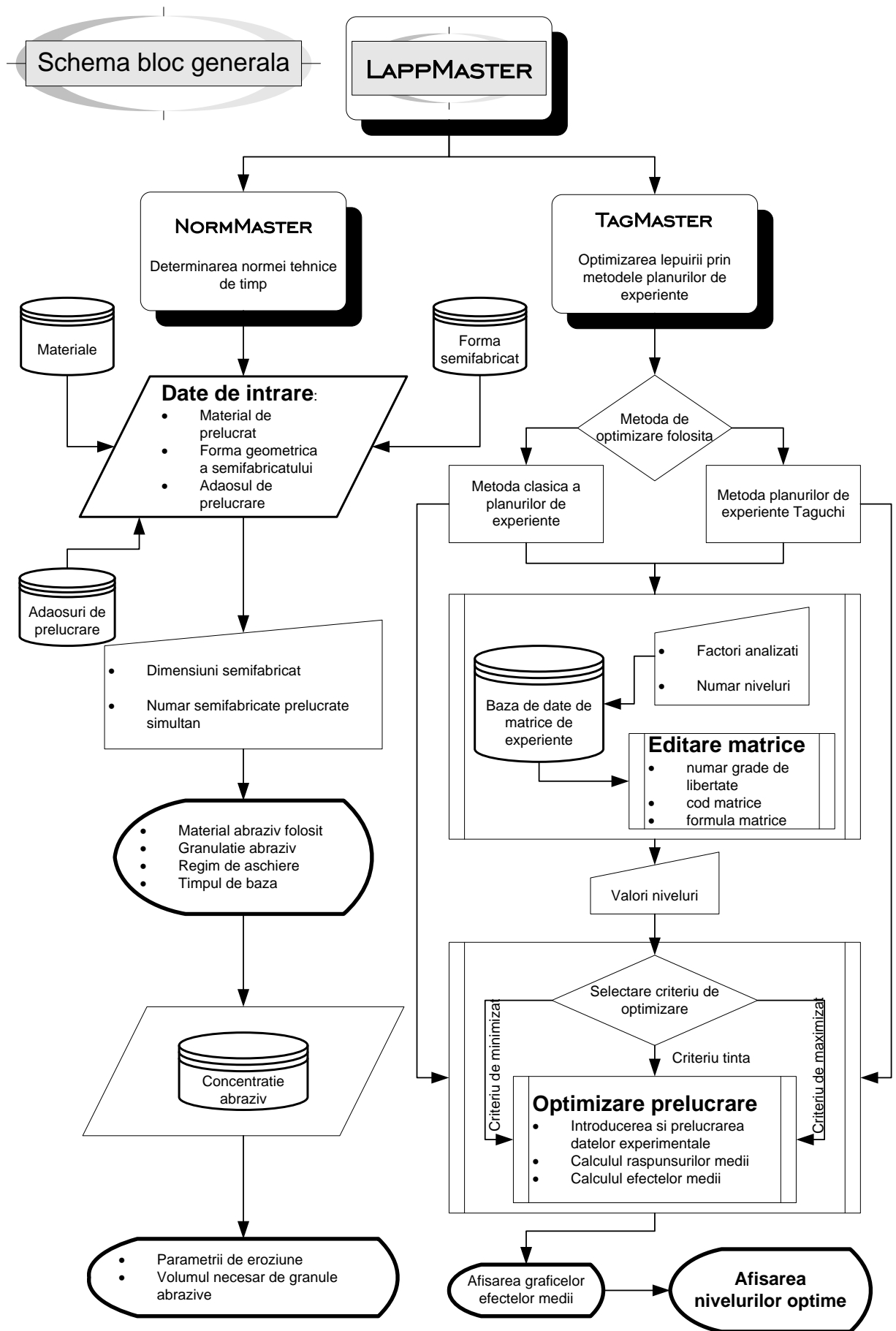


Fig. 3.4 Schema bloc a programului LappMaster

TagMaster este o aplicație înglobată în programul LappMaster. Întregul program a suferit ulterior susținerii tezei de doctorat corecții succesive consistente, câteva dintre ele fiind prezentate în continuare.

Principalele îmbunătățiri aduse programului au vizat creșterea numărului de matrice de experimente deținută de baza de date dedicată, precum și posibilitatea alegerii unui număr mai mare de niveluri ale factorilor selectați.

Numeroase lucrări publicate de autoare în reviste sau în proceedings-urile conferințelor internaționale au prezentat îmbunătățirile aduse aplicației TagMaster [DEA06a], [DEA06b], [DEA08b], [DEA10b], [DEA11b], [DEA12a], [DEA13a], [DEA13b], [DEA13c], [DEA14b]. Spre exemplificare, în continuare va fi prezentată utilizarea aplicației pentru optimizarea rugozității suprafețelor plane rezultate în urma lepuirii.

Studiu de caz

Lepuirea este procedeul de netezire a suprafețelor prin eroziune abrazivă la care îndepărtarea adaosului de material se obține cu ajutorul unor granule situate la interfața dintre obiectul de transfer și piesa supusă prelucrării. Se încadrează în categoria proceselor de prelucrare prin așchiere la care muchiile tăietoare ale sculei nu sunt determinate geometric [KÖN96]. Este o metodă de prelucrare finală la care granulele abrazive sunt liber distribuite într-un fluid purtător, așchiera fiind executată, de regulă, prin intermediul unei contrapiese transmițătoare de formă (obiectul de transfer) [ZHE08].

Principalele scopuri urmărite prin lepuire sunt acelea de creștere a preciziilor dimensionale și geometrice, teșirea microasperităților suprafețelor, corectarea poziției reciproce a elementelor geometrice ale obiectelor prelucrate, precum și mărirea ariei de contact a pieselor conjugate.

Prelucrarea se caracterizează prin introducerea unei paste abrazive între placa de lepuit și semifabricat. Schema de principiu a lepuirii este prezentată în figura 3.5.

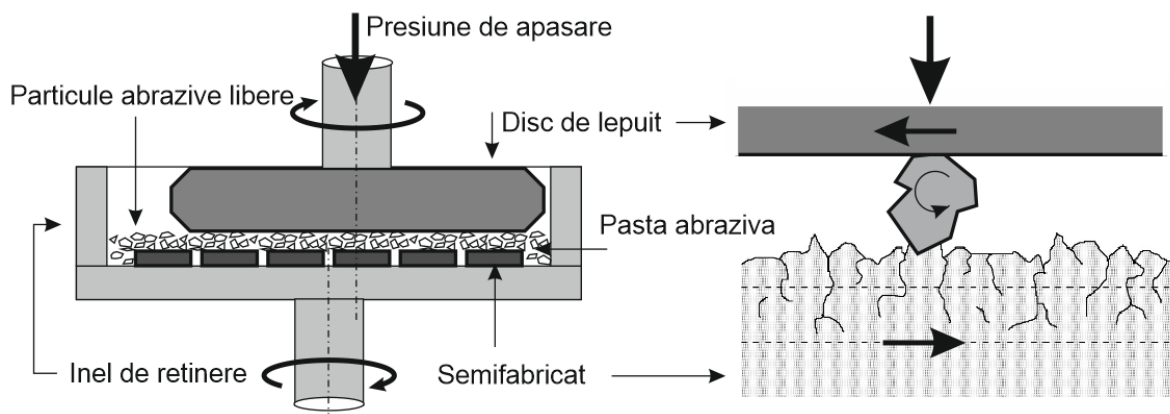


Fig. 3.5 Principiul lepuirii plane

În interstițiul de lucru dintre placa de lepuit și semifabricat se introduce o suspensie formată din granule abrazive și un lichid purtător. Suspensia abrazivă este trimisă în zona de lucru în mod continuu sau intermitent, scopurile circulației fluidului fiind acelea de a aduce mereu granule noi, neuzate, în contact cu piesa și de a evacua așchiile rezultate. Se remarcă faptul că pentru prelucrare nu este utilizată o sculă în sens clasic, ea fiind generată în timpul procesului de către mulțimea de granule abrazive aflate în suspensie.

O analiză a mecanicii procesului de prelucrare prin lepuire afirmă că îndepărtarea de material are loc prin efectul de rostogolire a granulei. Vârful granulelor abrazive pătrund în materialul piesei pe o adâncime dependentă de presiunea de lucru și generează microfisuri. Prin pătrunderea repetată a vârfulor granulelor în suprafața piesei, în cazul materialelor de prelucrat ductile, stratul superficial este deformat până la oboseală și îndepărtat [WIS99], [CHA02].

Elementele care alcătuiesc cupla de frecare în cazul lepuirii suprafețelor formează un tribosistem, principalele sale componente fiind cele prezentate în figura 3.6.

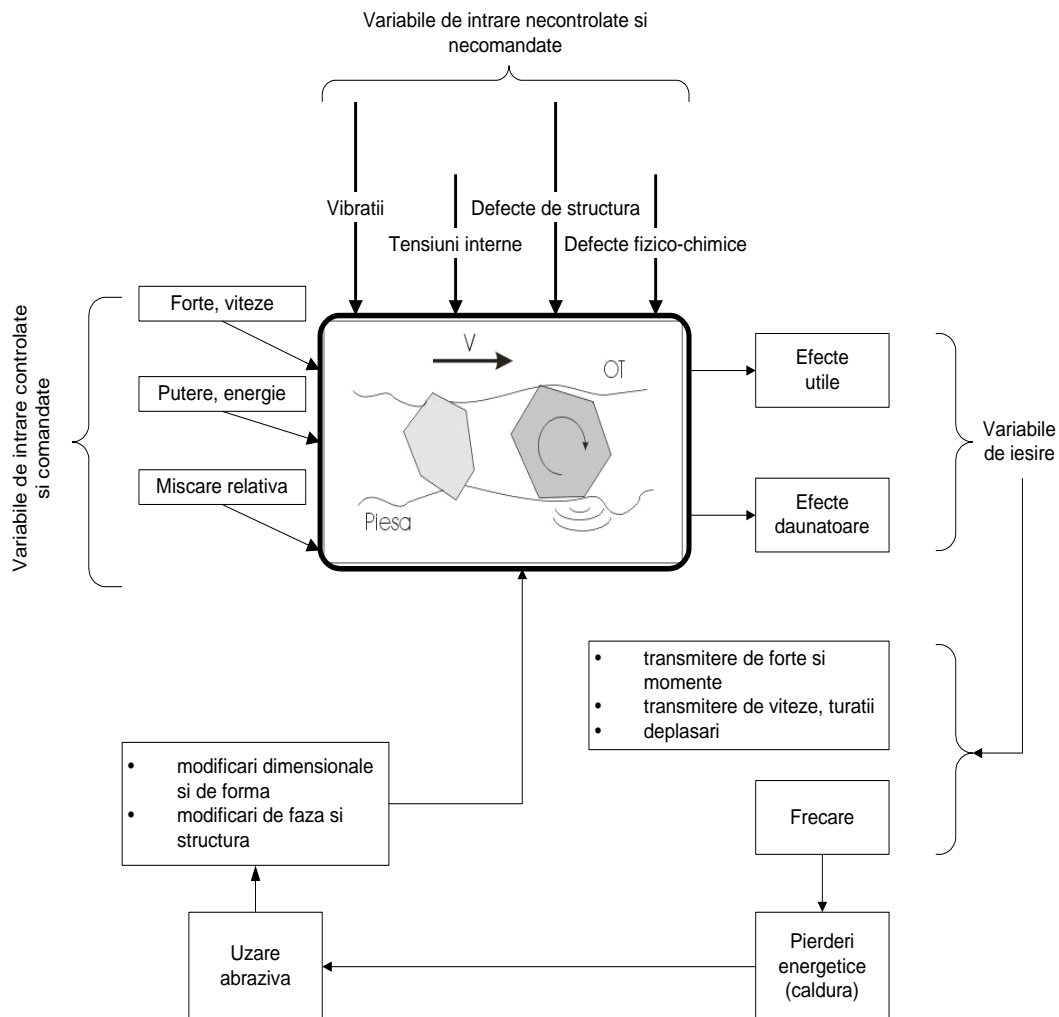


Fig. 3.6 Tribosistemul format de elementele participante la lepuirea suprafețelor

Tribosistemul este format din patru elemente: discul de lepuit, semifabricatul, mediul ce separă parțial sau total cele două semicuple, mediul exterior.

Primele două elemente sunt componentele principale ale tribosistemului, ele formând cupla de frecare. Cele două semicuple sunt caracterizate de parametri cum ar fi: duritatea, rugozitatea suprafețelor, natura materialelor, starea stratului superficial etc. Cel de-al treilea element al tribosistemului este mediul de separație care, în cazul lepuirii, este pasta abrazivă. În fine, cel de-al patrulea element este mediul ambiant în care are loc mișcarea relativă dintre elementele cuplei.

Tribosistemul primește din mediul exterior variabilele de intrare, care pot fi *controlate* sau *necontrolate* (“*factori de zgomot*”). Mărimile de intrare *controlate* sunt reprezentate de forțe, viteze, presiuni, material abraziv, elemente constructive ale echipamentului de lucru etc, ele fiind cerute de desfășurarea în bune condițiuni a procesului așchietor. Variabilele de intrare *necontrolate* (*factorii de zgomot*) sunt elemente nedorite în sistem, parazite, dar care nu pot fi totuși eliminate. Aceste mărimi pot fi vibrații, tensiuni interne, defecte de structură, temperatura variabilă a mediului ambiant, jocurile din lanțurile cinematice ale mașinilor etc.

Asupra variabilelor de intrare acționează în interiorul tribosistemului funcțiile de transfer, transformându-le în variabile de ieșire. Acestea se manifestă sub forma efectelor, care pot fi utile sau dăunătoare. Efectele utile constituie scopul pentru care a fost proiectată cupla de frecare, respectiv îndepărtarea de material sub formă de așchii și obținerea unei calități a suprafeței foarte bună.

Efectele dăunătoare sunt concretizate în primul rând prin efectul termic al frecării. Frecarea are ca și consecință pierderi de căldură manifestate prin disiparea unui flux termic mai mare sau mai mic în funcție de tipul cuplei de frecare, de proprietățile termofizice ale materialelor, de dimensiunile și geometria semicuplelor și de regimul de lucru.

Pentru optimizarea robustă a procesului de lepuire a suprafețelor plane a fost utilizat un echipament special conceput, adaptabil pe o mașină de frezat. O vedere a acestui echipament este prezentată în figura 3.7.



Fig. 3.7 Vedere a echipamentului de lepuire simultan șase semifabricate plane

Platoul port-piese are posibilitatea unei poziționări excentrice față de axa de rotație a arborelui discului de lepuit, excentricitatea putând fi reglată în domeniul 0...6 mm. În locașurile platoului rotitor port-piese pot fi amplasate și prelucrate simultan până la șase semifabricate.

Realizarea presiunii de lucru se face prin ridicarea mesei mașinii de frezat, împreună cu întregul dispozitiv de lepuit. În acest mod, după realizarea contactului dintre discul de lepuit și semifabricate, arcurile elicoidale se comprimă, obținându-se o presiune de lucru reglabilă continuu, dependentă de săgeata resorturilor.

Discul de lepuit primește mișcarea de rotație de la arborele principal vertical al mașinii de frezat, iar platoul rotitor port-piese execută și el o mișcare de rotație, în același sens sau în sens contrar discului de lepuit, fiind antrenat de la un motor de curent continuu printr-o transmisie cu o curea trapezoidală.

Din figura 3.7 rezultă câțiva dintre principalii parametri care contribuie la îndeplinirea scopurilor lepuirii, și anume: turația discului de lepuit, turația excentricului, presiunea de contact, mărimea excentricității. Nefigurate în desen, dar la fel de importante sunt și concentrația abrazivului din pasta de lepuit, tipul abrazivului folosit, precum și durata prelucrării. Toți parametrii enumerați mai sus reprezintă mărimile de intrare în sistem, fiecare dintre acestea putând avea diferite valori.

Pentru studiul de caz analizat, relevantă este rugozitatea suprafețelor prelucrate, ea reprezentând mărimea de ieșire din sistem, ale cărei valori sunt dependente de parametri de intrare și de influența diferiților factori perturbatori.

Programul LappMaster, prin modulul său TagMaster, sugerează mărimile de intrare care vor fi analizate, numărul nivelurilor testate pentru fiecare factor, propunând apoi planul factorial fracționat de experimentare. În continuare va fi prezentată succesiunea pașilor necesari optimizării robuste a procesului de prelucrare prin lepuire, oferită de aplicația TagMaster.

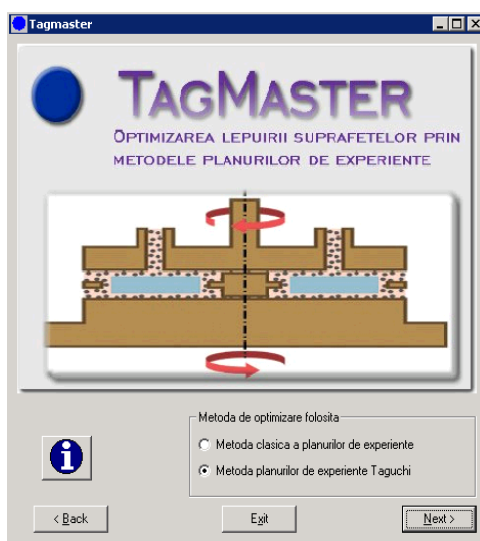


Fig. 3.8 Fereastra de acces la aplicația Tagmaster

Primul pas al modulului TagMaster solicită utilizatorului selectarea factorilor care contribuie în mod decisiv la realizarea performanțelor cerute de lepuirea suprafețelor semifabricatelor. Cu acest prilej, este definit, de asemenea și numărul nivelurilor tuturor factorilor analizați. Un exemplu este oferit în figura 3.9:

Pasul 1 - Selectare factori + niveluri

Factori analizați:

- Excentricitate disc port-piese [mm] (Numar niveluri: 3)
- Turatie excentric [rot/min] (Numar niveluri: 2)
- Turatie disc de lepuit [rot/min] (Numar niveluri: 3)
- Presiune de contact [MPa] (Numar niveluri: 2)
- Durata prelucrării [min] (Numar niveluri: 3)

Tip matrice de experiente:

Numarul gradelor de libertate [gdl]: 8

Codul matricei de experiente [M*]: M4

Formula matricei de experiente: $2^2 + 3^3$

< Back Exit Next >

Fig. 3.9 Pasul 1 al aplicației TagMaster

În funcție de numărul factorilor selectați și de nivelurile acestora, aplicația calculează automat numărul gradelor de libertate, determină codul matricei și formula ei. Pe baza acestor date, în cel de-al doilea pas al aplicației, va fi afișată matricea de experiențe corespunzătoare cazului concret analizat (Fig. 3.10). Pasul trei al aplicației TagMaster este acela în care utilizatorului i se solicită introducerea valorilor concrete ale nivelurilor factorilor selectați (Fig. 3.11).

Pasul 2 - Editare matrice

Centralizator factori:

- Factori cu 2 niveluri = 2
- Factori cu 3 niveluri = 3

Codul matricei: M4 $2^2 + 3^3$

Nr. incercare	Factori controlati				
	A	B	C	D	E
1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2
3	1	1	3	3	3
4	1	1	1	1	1
5	1	2	2	3	1
6	1	2	1	1	3
7	1	2	1	1	2
8	1	2	3	2	1
9	2	1	3	1	2
10	2	1	1	3	1
11	2	1	1	2	1
12	2	1	2	1	3
13	2	2	1	2	3
14	2	2	3	1	1
15	2	2	2	1	1
16	2	2	1	3	2

< Back Exit Next >

Fig. 3.10 Pasul 2 - Editarea matricei

Pasul 3 - Introducerea valorilor nivelurilor

Centralizator factori:

- Factori cu 2 niveluri = 2
- Factori cu 3 niveluri = 3

Print

Factori	Valori niveluri		
	Nivelul 1	Nivelul 2	Nivelul 3
A Turatie excentric [rot/min]	25	50	
B Presiune de contact [MPa]	0.1	0.2	
C Excentricitate disc port-piese [mm]	2	4	6
D Turatie disc de lepuit [rot/min]	30	50	75
E Durata prelucrării [min]	1	2	5

< First < Back Exit Next >

Fig. 3.11 Pasul 3 – Introducerea valorilor nivelurilor fiecărui factor

Următorul pas al aplicației, cel de-al patrulea, impune alegerea criteriului de optimizare folosit în analiză. În acest caz este ales criteriul țintă, pentru care optimul este valoarea nominală care trebuie atinsă (Fig. 3.12).

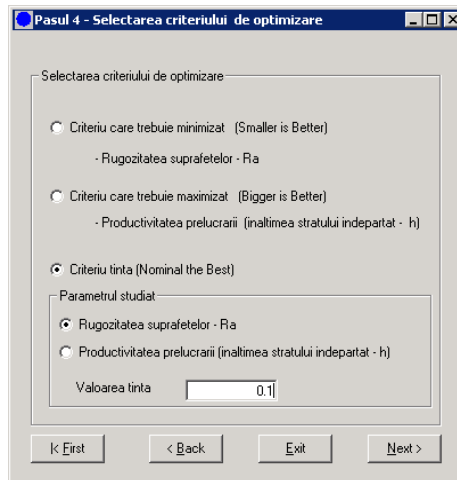


Fig. 3.12 Alegerea criteriului de optimizare

Pasul cinci al modului TagMaster constă în introducerea și prelucrarea rezultatelor experimentale (Fig. 3.13). Primul cadru al ferestrei, cel din stânga, este destinat reafișării matricei de experiențe. Cel de-al doilea cadru este destinat introducerii manuale sau preluării dintr-o bază de date a valorilor măsurate corespunzătoare fiecărei linii a matricei de experiențe. Pentru fiecare încercare în parte sunt efectuate 5 teste, adică sunt măsurate 5 semifabricate prelucrate în condițiile în care toți factorii au fost reglați la nivelurile corespunzătoare liniilor matricei de experiențe.

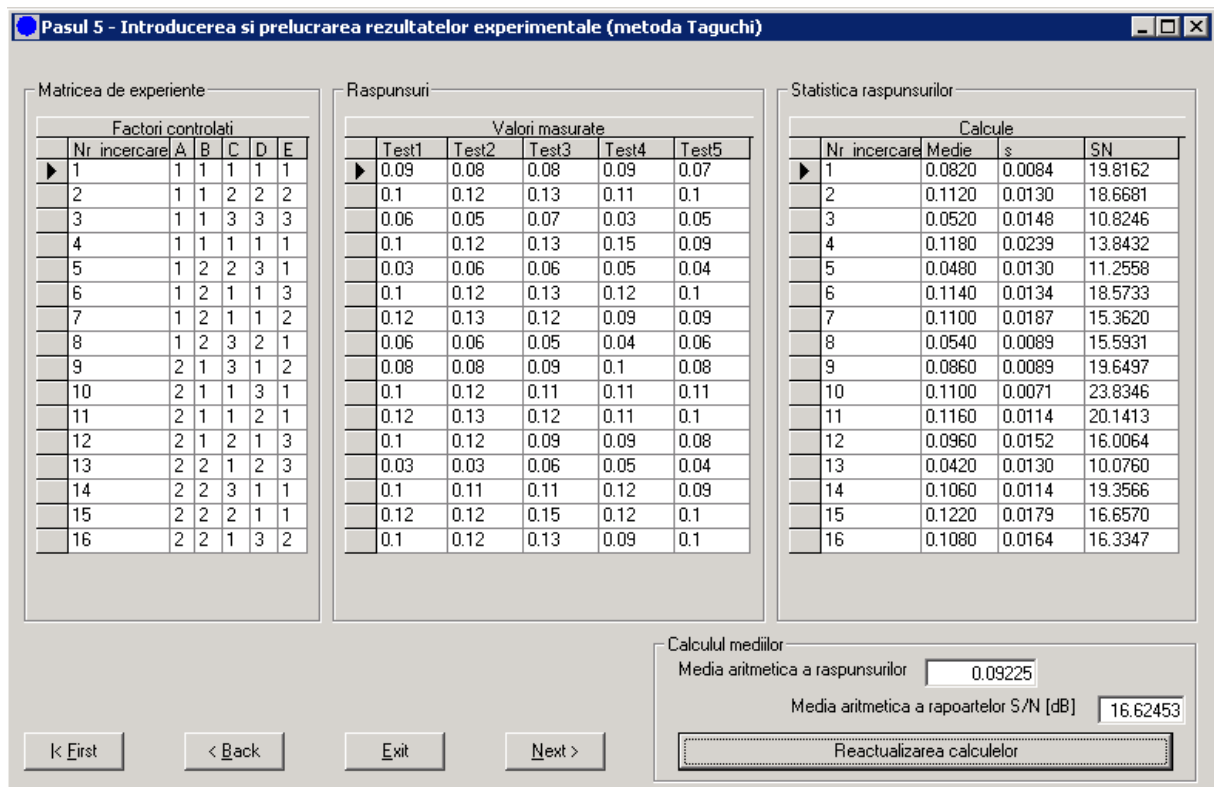


Fig. 3.13 Introducerea și prelucrarea datelor experimentale

În partea inferioară a ferestrei se găsește un cadru denumit “Calculul mediilor”, care are rolul de a declanșa calcularea mediei aritmetice generale \bar{T} a răspunsurilor și a mediei aritmetice a rapoartelor Semnal/Zgomot \bar{S}/\bar{N} corespunzătoare tuturor încercărilor efectuate.

Pasul șase al aplicației are drept obiectiv calculul răspunsurilor S/N medii pentru toate nivelurile factorilor analizați.

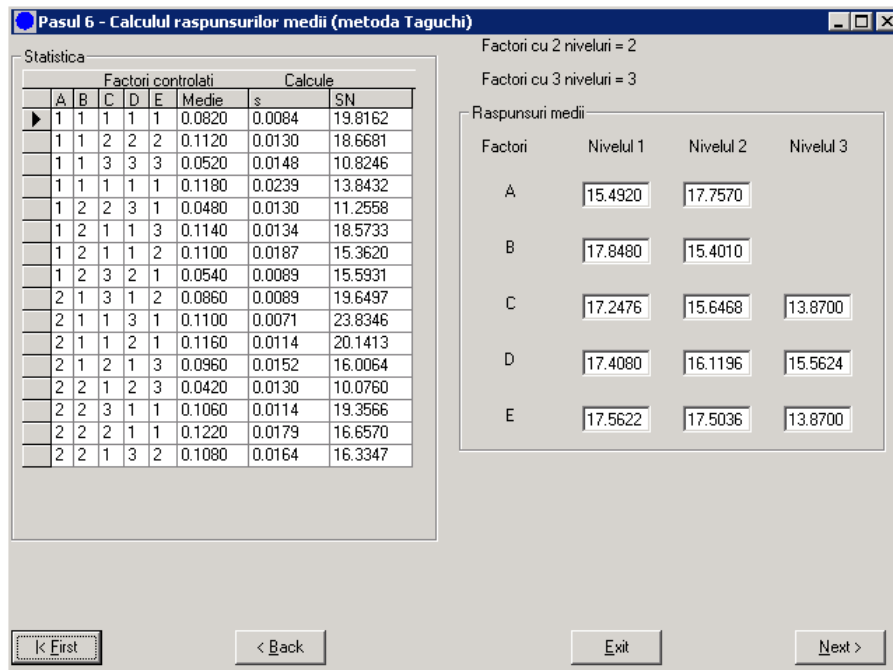


Fig. 3.14 Calculul răspunsurilor medii

Cel de-al șaptelea pas al aplicației TagMaster este destinat calculării efectelor medii S/N al fiecărui factor, calculat în raport cu media generală a răspunsurilor S/N.

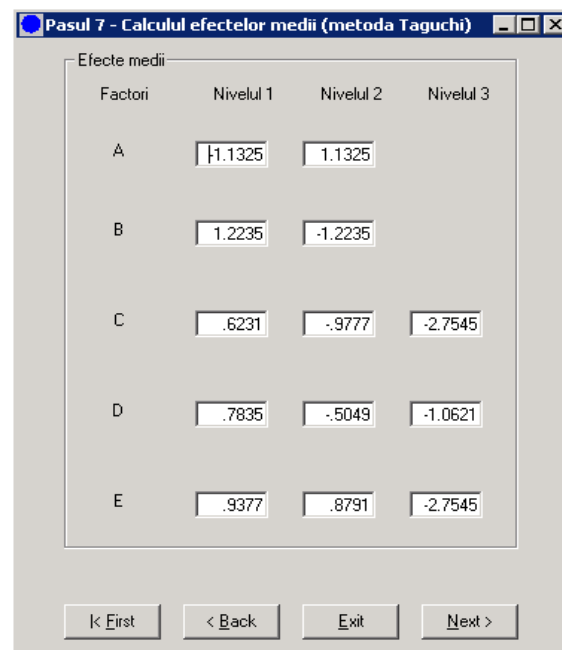


Fig. 3.15 Calculul efectelor medii

Compararea efectelor medii ale factorilor asupra caracteristicii de calitate analizate se obține prin transpunerea rezultatelor obținute mai sus sub formă grafică:

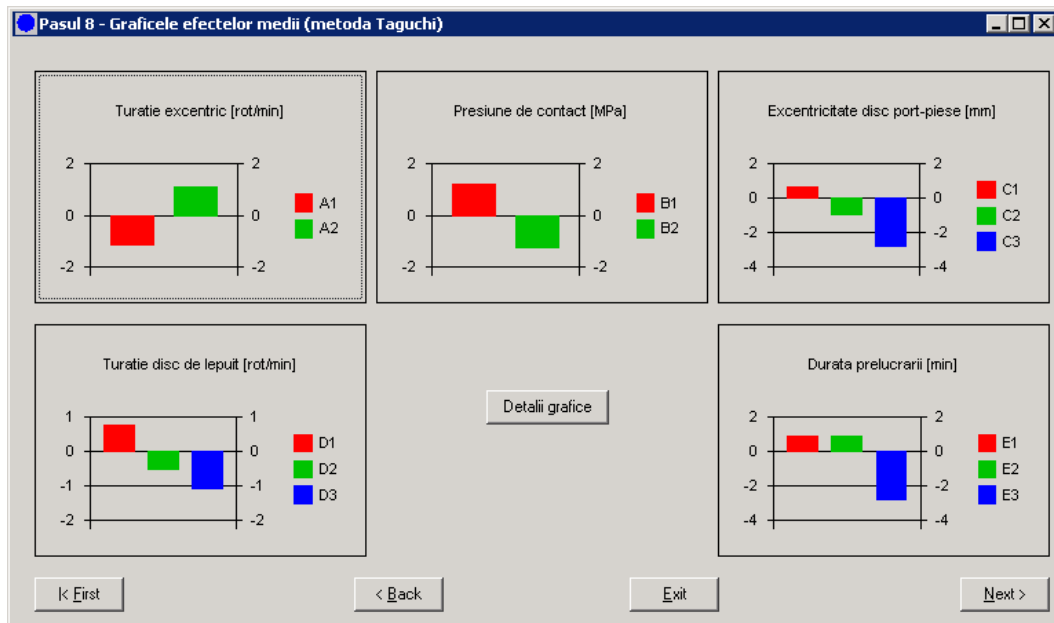


Fig. 3.16 Graficele efectelor medii

Cunoscut fiind faptul potrivit căruia, cu cât valoarea algebrică a raportului Semnal/Zgomot este mai mare, cu atât pierderea înregistrată este mai mică, deci performanța procesului productiv este mai bună, se trece la stabilirea nivelurilor optime ale fiecărui factor analizat. Astfel, programul selectează acele niveluri ale factorilor luați în considerare, care au valoarea algebrică cea mai mare a raportului Semnal/Zgomot. În figura 3.17 este prezentată fereastra în care sunt afișate nivelurile optime ale factorilor analizați:

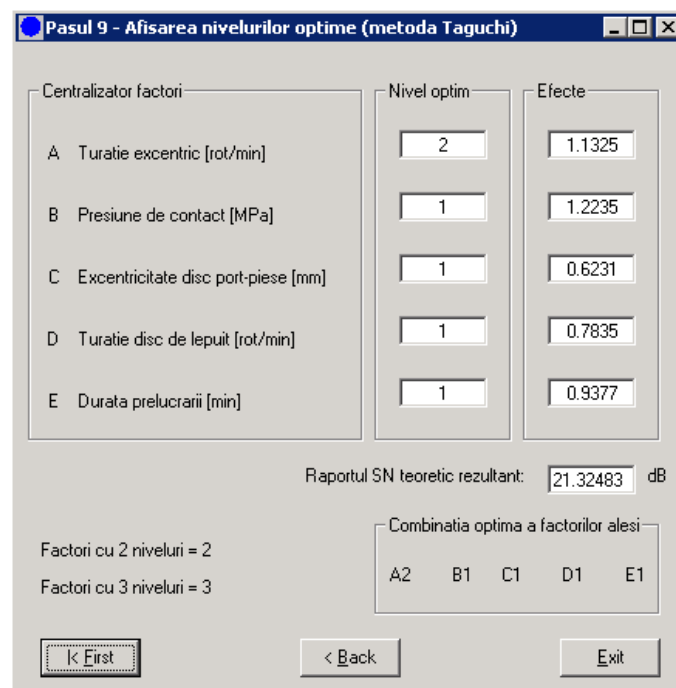


Fig. 3.17 Afișarea nivelurilor optime

Optimizarea procesului productiv s-a realizat așadar prin maximizarea raportului Semnal/Zgomot rezultat, raport dat de influența nivelurilor optime selectate ale tuturor factorilor considerați.

Pe baza calculelor efectuate, s-au obținut următoarele niveluri optime și valori ale acestora:

Tabelul 3.1

Cod factor	Denumire factor	Nivel optim	Valoare nivel optim
A	Turație excentric	2	50 rot/min
B	Presiune de contact	1	0,1 MPa
C	Excentricitate disc port-piese	1	2 mm
D	Turație disc de lepuit	1	30 rot/min
E	Durata prelucrării	1	1 min

Prin fixarea celor cinci factori la nivelurile stabilite mai sus, este de așteptat ca raportul Semnal/Zgomot rezultat să fie de 21.32483 dB, valoare care să conducă la obținerea unui proces de prelucrare prin lepuire cât mai robust.

Metoda planurilor de experiențe Taguchi are ca punct final realizarea unei ultime încercări, cea de validare. Aceasta are drept scop asigurarea atingerii rezultatului scontat, adică verifică fizic ipoteza de aditivitate a efectelor tuturor factorilor.

O altă direcție de cercetare urmărită de candidată în ceea ce privește proiectarea sistemelor robuste a vizat studiul raportului Semnal/Zgomot dinamic. În cele ce urmează sunt prezentate câteva cercetări efectuate în acest domeniu.

3.3. Raportul Semnal/Zgomot dinamic

Privit ca sistem, orice proces productiv este o combinație de mărimi de intrare, de ieșire și de factori perturbatori (Fig. 3.18).

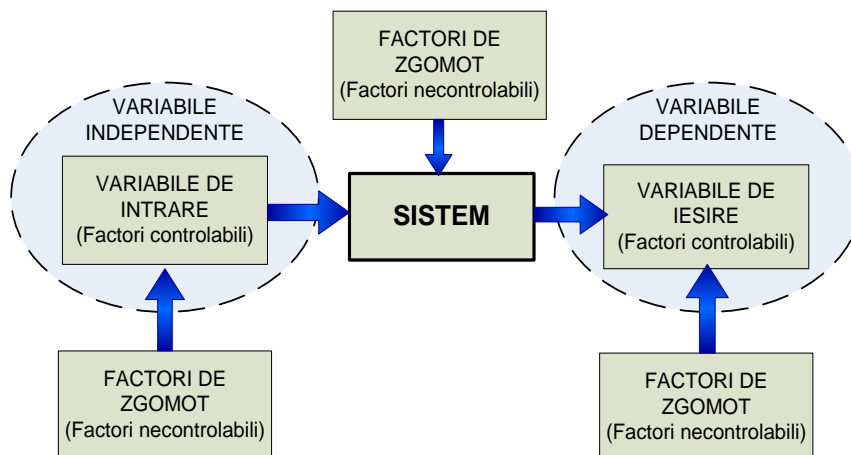


Fig. 3.18 Influența factorilor de zgomot asupra unui sistem

Pornindu-se de la reprezentarea din figură, se poate constata faptul că un sistem este influențat de o mulțime de factori necontrolabili, paraziți, care-i afectează performanțele. Cunoscută fiind această situație, rezultă necesitatea utilizării proiectării robuste ca metodă de lucru, scopul ei fiind acela de a concepe procese productive care să fie insensibile la acțiunea factorilor perturbatori, inevitabili, proveniți din mediul exterior. *Proiectarea robustă* este cea mai puternică metodă disponibilă pentru reducerea costurilor de producție, ea permițând îmbunătățirea calității produsului simultan cu reducerea duratei sale de dezvoltare.

Reducerea intervalului de variabilitate a caracteristicilor de calitate este universal recunoscută ca fiind cheia îmbunătățirii fiabilității produselor și a creșterii productivității. Sunt cunoscute multe abordări ale reducerii variabilității, fiecare dintre ele avându-și locul în ciclul de dezvoltare a unui produs.

Proiectarea robustă este una dintre metodele de micșorare a intervalului de variabilitate a caracteristicilor de calitate, și anume aceea care furnizează metodologia de obținere sistematică a soluțiilor care să facă procesele productive mai puțin sensibile la diferitele cauze perturbatoare. Acest tip de proiectare poate fi utilizat atât la optimizarea dezvoltării de produse, cât și la conceperea proceselor noi de fabricație.

În general, atunci când se constată o dispersie sau o instabilitate a valorilor caracteristicilor unui produs, sunt căutate cauzele responsabile de această situație pentru a le diminua sau chiar elimina efectul. Aceste cauze parazite pot fi însă multiple: neuniformitatea caracteristicilor materiilor prime, moduri de operare diferite ale muncitorilor, condiții diferite de mediu etc. Mijloacele utilizate pentru a le combate pot să coste uneori foarte mult, ele putând consta, de exemplu, în micșorarea intervalelor de toleranță pentru caracteristicile de calitate analizate, supradimensionarea componentelor, utilizarea unor dispozitive de lucru mai sofisticate, folosirea unor reguli rigide de utilizare a produselor etc. Acesta este motivul care l-a determinat pe G. Taguchi să elaboreze o nouă strategie, bazată pe o altă filosofie care ghidează raționamentul analitic.

Strategia adoptată de Taguchi, folosită în *proiectarea robustă* a sistemelor, este diametral opusă celei clasice: în loc să caute și să elimine factorii paraziți (numiți *factori de zgomot*), el a căutat să minimizeze impactul lor. Concret, strategia constă în *identificarea acelor combinații ale valorilor parametrilor de intrare în sistem care să reducă efectele cauzelor parazite, fără ca acestea să fie atacate direct*.

În figurile 3.19 și 3.20 sunt redată două situații posibile în care se pot găsi valorile caracteristicilor de calitate rezultate în urma unui proces productiv: în primul caz este vorba despre un lot de produse a cărui medie aritmetică este identică cu valoarea nominală (cerută prin specificații), însă cu o dispersie mare în jurul acestei medii, iar în cel de-al doilea caz este vorba

despre un alt lot de produse, caracterizat printr-o dispersie mică, dar printr-o deviere a mediei aritmetice în raport cu valoarea nominală.

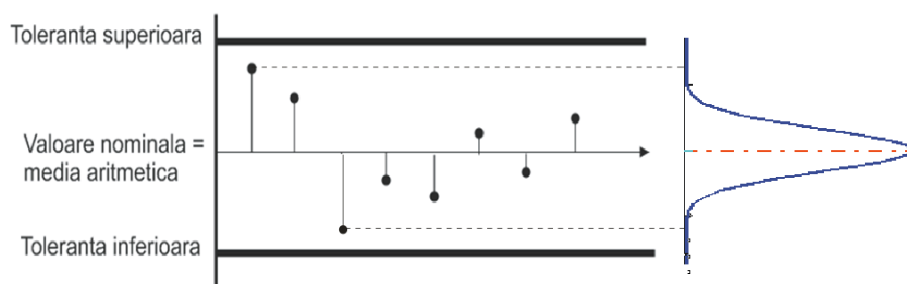


Fig. 3.19 Media aritmetică \equiv valoarea nominală

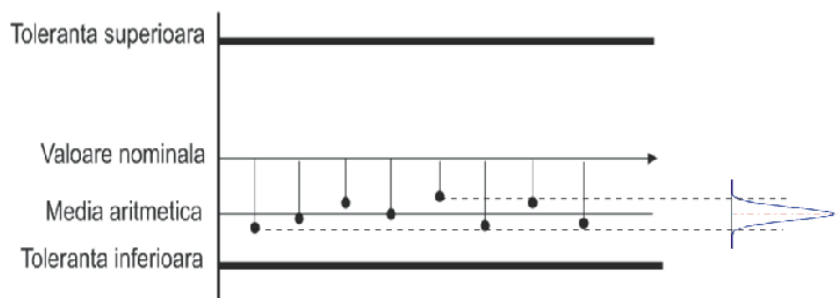


Fig. 3.20 Media aritmetică \neq valoarea nominală

Existența acestor două situații posibile l-a făcut pe Dr. G. Taguchi să introducă noțiunea de *Raport Semnal/Zgomot* (*Signal-to-Noise Ratio, S/N*), destinată să optimizeze robustețea unui sistem productiv.

Raportul Semnal/Zgomot (S/N) este indicatorul de performanță al unui proces productiv care ia în considerare simultan atât valoarea țintă a criteriului de calitate analizat, cât și variabilitatea caracteristicilor de calitate măsurate în jurul țintei. Valoarea de atins se definește ca *semnal* (exprimată prin \bar{y} = media aritmetică a valorilor măsurate), iar variabilitatea acesteia, de combătut, se definește ca *zgomot* (s = abaterea medie pătratică). Cele două mărimi sunt optimizate împreună, scopul final urmărit fiind acela ca sistemul să aibă un minimum de sensibilitate la zgomote.

Indiferent de tipul procesului productiv studiat, se dorește ca valoarea calculată a raportului Semnal/Zgomot să rezulte cât mai mare. Aceasta presupune o caracteristică de calitate optimizată, cu o variabilitate minimă în jurul valorii țintă.

Sunt definite două categorii de *rapoarte Semnal/Zgomot*:

- raportul Semnal/Zgomot *static*, utilizat în acele situații în care caracteristica de calitate analizată are o valoare nominală fixă, bine determinată;
- raportul Semnal/Zgomot *dinamic*, folosit atunci când caracteristica de calitate nu are o valoare nominală bine definită, ea variind într-un anumit interval.

Pentru determinarea raportului Semnal/Zgomot static există metodologii de calcul diferite, care țin cont de tipul criteriului de optimizat. Astfel, se disting următoarele situații:

- un *optim minimal*, ceea ce presupune că valoarea răspunsului sistemului trebuie să fie cât mai mică pentru ca ea să fie considerată corespunzătoare (cazul rugozității unei suprafețe);

$$S / N_m = -10 \cdot \log \left[s^2 + \frac{-2}{y} \right] \quad (3.1)$$

- un *optim maximal* – cu cât valoarea răspunsului este mai mare, cu atât sistemul analizat este mai performant (de exemplu rezistența la rupere a unui material);

$$S / N_M \cong -10 \cdot \log \left[\frac{1}{-2} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot s^2}{-2} \right) \right] \quad (3.2)$$

- un *optim nominal* – cu cât valoarea obținută este mai apropiată de cea specificată, cu atât este mai bine (cota unei piese).

Cazul I : media aritmetică și dispersia se ajustează simultan :

$$S / N_{T_I} = 10 \cdot \log \left(\frac{y}{s^2} \right) \quad (3.3)$$

Cazul II: abaterea medie pătratică este independentă de media aritmetică:

$$S / N_{T_II} = -10 \cdot \log(s^2) \quad (3.4)$$

Determinarea raportului Semnal/Zgomot dinamic este utilă în dezvoltarea de noi tehnologii și produse, precum și în activitățile de măsurare, acolo unde există o legătură bine definită între mărimea de ieșire a unui instrument de măsurare și cea a caracteristicii de calitate evaluate.

Avantajul determinării raportului Semnal/Zgomot dinamic constă în aceea că permite optimizarea sistemului analizat *în jurul unei funcții* și nu în jurul unei valori dinainte precizate. Optimizarea sistemului se obține prin generarea unui set de mărimi de ieșire. Dezavantajul metodei dinamice constă în faptul că se face apel la un aparat matematic mai complex.

Diferența esențială dintre raportul Semnal/Zgomot de tip static și cel dinamic constă în faptul că, în primul caz este vorba despre o singură mărime de ieșire din sistem, în timp ce în cel de-al doilea caz este vorba despre mărimi de ieșire multiple, care acoperă o plajă de valori.

Dependențele dintre mărimile de intrare și cele de ieșire pot îmbrăca diferite forme, putând exista, de exemplu, relații de tip liniar sau neliniar. Metoda dinamică de calcul a raportului Semnal/Zgomot se bazează aproape în exclusivitate pe relațiile de dependență de tip liniar, cele neliniare fiind mai întâi liniarizate și apoi prelucrate.

Autoarea Tezei de abilitare a contribuit la dezvoltarea unei metodologii de calcul a raportului Semnal/Zgomot dinamic în lucrările [DEA08a] și [DEA11c]. În cele ce urmează este prezentată

această metodologie aplicată în cazul unui echipament de reabilitare a membrilor inferioare acționate cu mușchi pneumatici.

Studiu de caz

Metoda calculării raportului Semnal/Zgomot dinamic se bazează pe o diagramă P, prezentată în figura 3.21. Diagrama P reprezintă o construcție obligatorie pentru fiecare sistem analizat. Ea este o modalitate de vizualizare a intrărilor și a ieșirilor din sistem (factori controlabili), precum și a factorilor de zgomot.

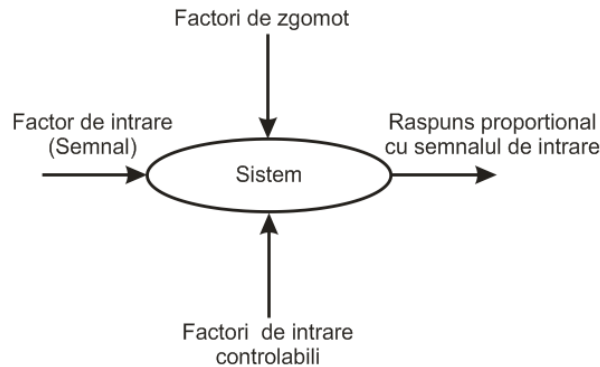


Fig. 3.21 Diagrama P a sistemului analizat

Din figură se poate remarca faptul că, pe lângă mărimile de intrare controlabile și factorii de zgomot, metoda dinamică de calcul a raportului Semnal/Zgomot propune și introducerea unui factor de intrare (Semnal) necesar ajustării răspunsului. Prin introducerea acestui Semnal, optimizarea sistemului se va realiza în două etape: mai întâi se reduce variabilitatea răspunsului în jurul unei drepte ce definește dependența mărimii de ieșire de cea de intrare, iar apoi se ajustează panta dreptei astfel încât să se atingă ținta propusă (Fig 3.22).

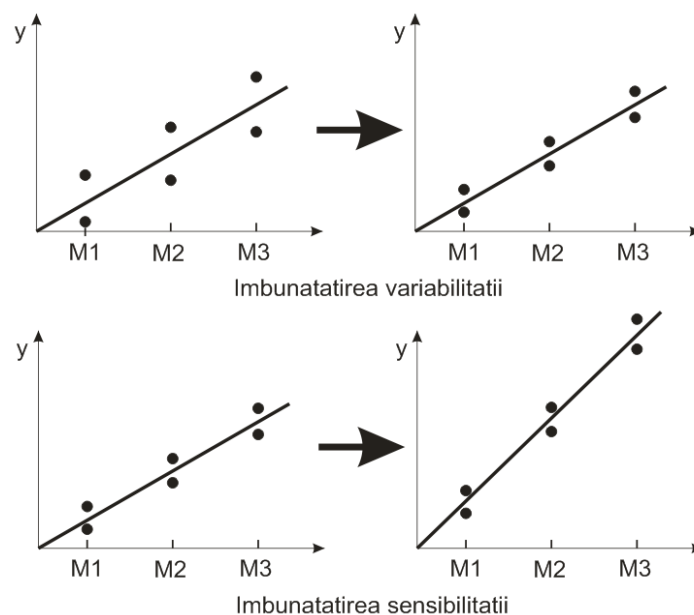


Fig. 3.22 Etapele optimizării sistemului

Atunci când se utilizează pentru evaluare raportul Semnal/Zgomot dinamic, *sensibilitatea*, mărimea *pantei* dreptei și *variabilitatea* sunt cele trei elemente care se combină într-o singură mărime (S/N), făcând posibilă o evaluare rapidă a stării aceluia sistem.

$$S/N = \frac{\text{Puterea semnalului}}{\text{Puterea zgomotului}} = \frac{\beta^2}{\sigma^2} \quad (3.5)$$

unde cu β s-a notat panta dreptei ($\beta^2 = \text{sensibilitatea}$), iar cu σ^2 - dispersia valorilor măsurate.

Metodologia de calcul a raportului Semnal/Zgomot dinamic diferă în funcție de tipul relației liniare de dependență existentă între mărimea de ieșire și cea de intrare în sistem. În cazul exemplului prezentat în continuare se va studia cazul proporționalității $y - \bar{y}_s = \beta \cdot (M - M_s)$. Reprezentarea grafică a acestei funcții este cea din figura următoare:

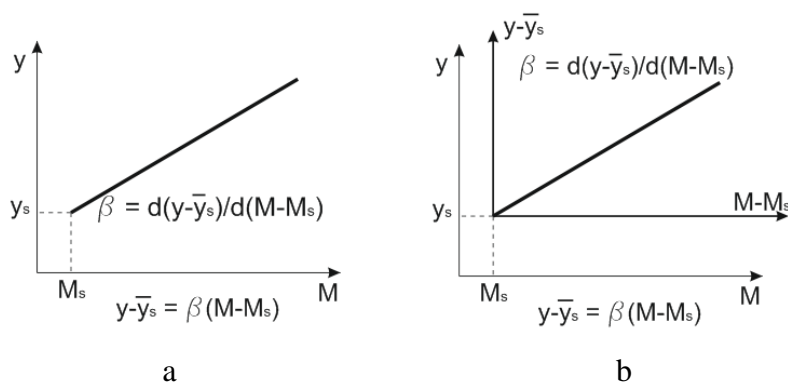


Fig. 3.23 Reprezentarea grafică a funcției $y - \bar{y}_s = \beta \cdot (M - M_s)$

În figura 3.23.a este prezentat graficul funcției $y = f(M)$, din care se poate remarca faptul că dreapta de dependență nu trece prin originea sistemului de axe. În figura 3.23.b este realizată translatarea originii sistemului de axe până în punctul de coordonate (M_s, y_s) , astfel încât dreapta de dependență să treacă prin noua origine.

În cele două grafice, cu M_s și \bar{y}_s s-au notat valoarea semnalului de referință, respectiv cea a răspunsului aferent acestuia. Pentru un anumit semnal de referință M_s , valoarea medie a răspunsului se obține cu relația:

$$\bar{y}_s = \frac{\sum_{i=1}^{r_0} y_{Si}}{r_0} \quad (3.6)$$

unde cu r_0 s-a notat numărul configurațiilor factorilor de zgomot luați în calcul.

Semnalul M este un factor controlabil cunoscut ca fiind capabil să regleze mărimea de ieșire (răspunsul) după o lege liniară de dependență. Câteva exemple de asemenea dependențe liniare sunt legea lui Ohm, cea a lui Hooke sau ecuația care definește legătura dintre viteza liniară și cea unghiulară în cazul unei mișcări de rotație.

Metodologia de determinare a raportului Semnal/Zgomot dinamic presupune parcurgerea următorilor pași:

a. *Calculul pantei drepte de dependență dintre răspuns și semnal.*

Mărirea pantei β este dedusă cu ajutorul metodei celor mai mici pătrate, prin minimizarea sumei pătratelor diferențelor dintre valorile măsurate și valorile dorite, aflate pe dreapta de dependență răspuns/semnal. Relația de calcul a pantei este:

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{r_0} (M_i - M_S) \cdot y_{i,j}}{r_0 \cdot \sum_{i=1}^k (M_i - M_S)^2} \quad (3.7)$$

în care cu k s-a notat numărul valorilor mărimilor de intrare M .

Dacă se fac notațiile:

$$r = r_0 \cdot \sum_{i=1}^k (M_i - M_S)^2 \quad (3.8)$$

$$L_j = \sum_{i=1}^k (M_i - M_S) \cdot y_{i,j} \quad (3.9)$$

mărirea pantei β devine:

$$\beta = \frac{\sum_{j=1}^{r_0} L_j}{r} \quad (3.10)$$

b. *Calculul mediei pătratelor distanțelor de la răspunsurile măsurate la linia de dependență (MSE)*

Eroarea medie pătratică MSE se calculează cu ajutorul formulei:

$$MSE = \frac{SS_T - SS_\beta}{r_0 \cdot k - 1} \quad (3.11)$$

unde mărirea SS_T se calculează cu relația:

$$SS_T = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{r_0} y_{i,j}^2 \quad (3.12)$$

iar

$$SS_\beta = \frac{\left(\sum_{j=1}^{r_0} L_j \right)^2}{r} \quad (3.13)$$

c. *Calculul raportului Semnal/Zgomot dinamic*

Relația de calcul a raportului Semnal/Zgomot dinamic $S/N_{dinamic}$ este:

$$S / N_{dinamic} = 10 \cdot \log \frac{\beta^2}{MSE} \quad (3.14)$$

Pe baza acestei metodologii de calcul s-a determinat valoarea raportului Semnal/Zgomot dinamic pentru echipamentul de reabilitare prezentat în figura 3.24:



Fig. 3.24 Echipamentul de reabilitare a articulațiilor portante ale membrului inferior

Echipamentul propus spre studiu este destinat recuperării bolnavilor cu afecțiuni posttraumatice ale articulațiilor portante ale membrului inferior (șold și genunchi), prin aplicarea unor mișcări continue pasive de reabilitare. Acest echipament va fi prezentat în detaliu în capitolul 4.4.

Deplasarea culisorului echipamentului este măsurată cu ajutorul unui traductor de deplasare rezistiv, mărimile acestor curse fiind considerate, pentru analiza raportului Semnal/Zgomot dinamic, răspunsurile sistemului analizat ($\Delta l \equiv y$). Diferitele răspunsuri se obțin pentru mai multe valori ale presiunii de alimentare a mușchiului pneumatic. În Tabelul 3.2 sunt prezentate valorile obținute prin măsurare, pentru o forță de încărcare constantă de 340 N.

Tabelul 3.2

Aparatul de măsurare	Configurația factorilor de zgomot	$M_1 = 4 \text{ bar}$	$M_2 = 5 \text{ bar}$	$M_3 = 6 \text{ bar}$
		$\Delta l \equiv y \text{ [mm]}$		
Traductor de deplasare rezistiv	Nivelul $t = 20^\circ\text{C}$ N_1 operatorul 1	99,1	126,1	144,7
	Nivelul $t = 25^\circ\text{C}$ N_2 operatorul 2	95,1	121,3	138,3

Pe baza datelor cuprinse în Tabelul 3.2 s-a trasat graficul de dependență $\Delta l = f(y)$.

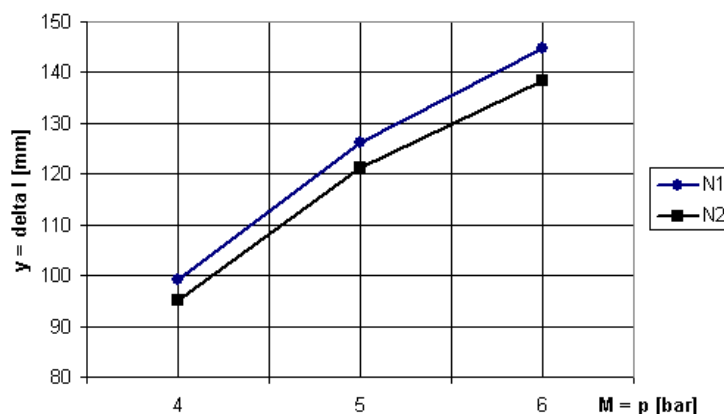


Fig. 3.25 Dependența $M = f(y)$

Pentru calcularea raportului Semnal/Zgomot dinamic este necesară deplasarea originii sistemului de axe până într-un punct de coordonate $(M - M_S, y - y_S)$. Valoarea răspunsului de referință este: $\bar{y}_S = (99,1 + 95,1)/2 = 97,1$ mm, iar valoarea semnalului de referință este $M_S = 4 - 4 = 0$. Prin translatarea sistemului de axe rezultă graficul din figura 3.26.

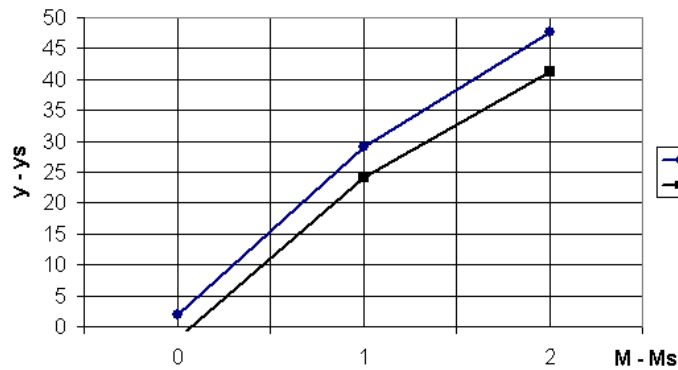


Fig. 3.26 Translatarea sistemului de referință

În tabelul 3.3 sunt trecute noile valori ale semnalelor și ale răspunsurilor, rezultate în urma translației sistemului de coordonate.

Tabelul 3.3

Aparatul de măsurare	Configurația factorilor de zgomot	$M_1 - M_S = 0$	$M_2 - M_S = 1$	$M_3 - M_S = 2$
		$y - y_S$		
Traductor de deplasare rezistiv	Nivelul N_1 $t = 20^\circ\text{C}$ operatorul 1	$99,1 - 97,1 = 2$	$126,1 - 97,1 = 29$	$144,7 - 97,1 = 47,6$
	Nivelul N_2 $t = 25^\circ\text{C}$ operatorul 2	$95,1 - 97,1 = -2$	$121,3 - 97,1 = 24,2$	$138,3 - 97,1 = 41,2$

Pe baza relațiilor (3.7),..., (3.14) se poate calcula valoarea raportului Semnal/Zgomot dinamic, după cum urmează:

- pentru că există două configurații ale factorilor de zgomot, $r_0 = 2$;
- pentru că au fost luate în considerare trei valori ale mărimilor de intrare M , $k = 3$;
- $r = 2 \cdot [(4 - 4)^2 + (5 - 4)^2 + (6 - 4)^2] = 10$;
- $L_{N1} = (4 - 4) \cdot (99,1 - 97,1) + (5 - 4) \cdot (126,1 - 97,1) + (6 - 4) \cdot (144,7 - 97,1) = 124,2$;
- $L_{N2} = (4 - 4) \cdot (95,1 - 97,1) + (5 - 4) \cdot (121,3 - 97,1) + (6 - 4) \cdot (138,3 - 97,1) = 106,6$;
- $\beta = (124,2 + 106,6)/10 = 23,08$;
- $SS_T = [2^2 + (-2)^2] + (29^2 + 24,2^2) + (47,6^2 + 41,2^2) = 5397,84$;
- $SS_\beta = (124,2 + 106,6)^2/10 = 5326,864$;
- $MSE = (5397,84 - 5326,864)/(2 \cdot 3 - 1) = 70,976/5 = 14,1952$;
- $S/N_{\text{dinamic}} = 10 \cdot \lg(23,08^2/14,1952) = 10 \cdot \lg(37,5258) = 15,74$ dB

Performanța sistemului analizat este cu atât mai bună cu cât raportul Semnal/Zgomot are o valoare algebrică mai mare.

3.4. Optimizarea simultană multicriterială

În majoritatea situațiilor, atunci când se dezvoltă sau se optimizează un produs sau proces, sunt analizate simultan mai multe caracteristici de calitate ale acestora. Cu cât numărul caracteristicilor avute în vedere este mai mare, probabilitatea de a ne întâlni cu diferite criterii de optimizare este mai ridicată. Astfel, de exemplu, în cazul fabricării unui arc, acesta trebuie să satisfacă simultan următoarele cerințe :

- trebuie să aibă un diametru impus → “criteriu țintă” ;
- trebuie să reziste la o încărcare cât mai mare → “criteriu de maximizat” ;
- lungimea trebuie să fie cât mai mică, pentru ca arcul să încapă într-un spațiu dat → “criteriu de minimizat”.

Pentru că cele trei criterii de optimizare sunt diferite, practica uzuală este aceea de a face studii separate pentru fiecare caracteristică în parte, conform metodologiilor prezentate anterior. O analiză separată va furniza însă, în majoritatea cazurilor, combinații diferite ale nivelurilor factorilor controlabili care să determine o robustețe a produsului/procesului. O combinație care este optimă pentru una dintre caracteristicile studiate s-ar putea să nu fie cea mai bună pentru o altă caracteristică a produsului/procesului.

Aceste considerente au dus la ideea introducerii unui *criteriu general de evaluare (overall evaluation criterion - OEC)*, care, pentru o anumită matrice de experiențe folosită, generează o combinație unică a nivelurilor factorilor controlabili, astfel încât produsul sau procesul să fie robuste.

Diferitele caracteristici de calitate ale unui produs sunt exprimate, în mod evident, în diverse unități de măsură. În cazul unui șurub, de exemplu, el are o anumită *lungime*, exprimată în milimetri, o *masă* exprimată în kilograme sau o anumită *calitate a acoperirii chimice*, exprimată în procente. De asemenea, este cunoscut faptul că nu toate caracteristicile sunt la fel de importante atunci când se analizează calitatea produsului.

Ținând cont de cele afirmate mai sus, calculul *criteriului general de evaluare OEC* presupune adimensionarea caracteristicilor de calitate studiate și atribuirea unor coeficienți de pondere acestora.

Pentru înțelegerea metodologiei de calcul a criteriului general de evaluare OEC se va studia următorul exemplu:

Studiu de caz

Un atelier mecanic produce un lot de șuruburi care este supus controlului de calitate. În tabelul de mai jos se prezintă caracteristicile de calitate care se supun analizei, precum și informații referitoare la acestea:

Caracteristica de calitate	Cea mai neconvenabilă valoare de obținut	Cea mai convenabilă valoare de obținut	Criteriu de optimizare	Pondere a importanței	Încercare	
					1	2
Grad de acoperire	0%	100%	De maximizat	30%	75	95
Lungime	25 mm	28 mm	Țintă	60%	27	26
Masă	15 g	10 g	De minimizat	10%	14	12

Relațiile de calcul ale criteriilor generale de evaluare OEC pentru cele două încercări sunt:

$$\begin{aligned} \bullet \quad OEC_1 &= \frac{75-0}{100-0} \cdot 30 + \left(1 - \frac{28-27}{28-25}\right) \cdot 60 + \left(1 - \frac{14-10}{15-10}\right) \cdot 10 = \\ &= \frac{75}{100} \cdot 30 + \frac{2}{3} \cdot 60 + \frac{1}{5} \cdot 10 = 22,5 + 40 + 2 = 64,5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad OEC_2 &= \frac{95-0}{100-0} \cdot 30 + \left(1 - \frac{28-26}{28-25}\right) \cdot 60 + \left(1 - \frac{12-10}{15-10}\right) \cdot 10 = \\ &= \frac{95}{100} \cdot 30 + \frac{1}{3} \cdot 60 + \frac{3}{5} \cdot 10 = 28,5 + 20 + 6 = 54,5 \end{aligned}$$

Relațiile de mai sus conțin câte trei termeni, fiecare dintre ei corespunzând câte unei caracteristici analizate. Fiecare fracție a fiecărui termen este introdusă în scopul eliminării unităților de măsură, numitorul reprezentând modulul diferenței dintre cea mai convenabilă și, respectiv, cea mai neconvenabilă valoare de obținut.

În cazul unui criteriu de maximizat (pentru caracteristica «Grad de acoperire»), numărătorul fracției reprezintă diferența dintre valoarea obținută prin măsurare și, respectiv, cea mai neconvenabilă valoare care poate fi obținută.

Pentru un criteriu de minimizat (caracteristica «Masă»), numărătorul se determină ca fiind diferența dintre valoarea măsurată și cea optimă a fi obținută. La fel se calculează și numărătorul fracției în cazul unui criteriu țintă (caracteristica «Lungime»).

Fiecare fracție din relațiile de mai sus este apoi înmulțită cu ponderea importanței caracteristicilor de calitate studiate.

Metoda calculării criteriului general de evaluare OEC mai presupune și adoptarea unui singur criteriu de optimizare pentru toate caracteristicile analizate. Astfel, în exemplul de mai sus

s-a optat pentru un criteriu de maximizare. Acest lucru se observă în termenii 2 și 3 ai relațiilor de mai sus, unde fiecare fracție se scade din valoarea 1. Această operație de scădere convertește un criteriu de minimizat sau țintă într-unul de maximizat.

Interpretarea rezultatelor obținute se face ținând cont de următoarea regulă:

Valoarea cea mai mare a OEC este cea care trebuie reținută, ea fiind obținută printr-o configurație optimă a nivelurilor factorilor controlabili ai sistemului analizat.

Pentru exemplul prezentat mai sus, valoarea de 64,5 este cea mai mare, aceasta însemnând că încercarea 1 a fost realizată având o combinație optimă a nivelurilor factorilor controlabili.

3.5. Analiza sub formă grafică a performanțelor sistemelor robuste

Utilizarea planurilor de experiențe (a metodelor Taguchi) are drept scop îmbunătățirea performanțelor unui sistem, adică aducerea acestuia de la o stare inițială oarecare la una finală optimizată, robustă, insensibilă la acțiunea factorilor perturbatori.

Îmbunătățirea performanțelor este privită, în general, prin prisma evoluției a două mărimi statistice. O primă mărime care este evaluată este *media aritmetică* a răspunsurilor obținute, care, în cazul unui criteriu țintă trebuie adusă cât mai aproape de valoarea nominală, dorită. Dacă este vorba despre un criteriu de minimizat sau, respectiv, de maximizat, media aritmetică trebuie adusă cât mai aproape de zero sau, respectiv, trebuie să fie cât mai mare.

O a doua mărime care trebuie optimizată este *abaterea medie pătratică*. Aceasta trebuie să aibă o valoare cât mai mică, astfel încât variabilitatea răspunsurilor în jurul țintei să fie minimă.

Pentru ca un sistem să aibă performanțele cele mai bune, cele două mărimi statistice trebuie optimizate împreună, acțiune care se desfășoară în doi pași: mai întâi are loc diminuarea valorii abaterii medii pătratice, urmată apoi de aducerea mediei aritmetice peste valoarea dorită. Aceste etape sunt prezentate în figura de mai jos:

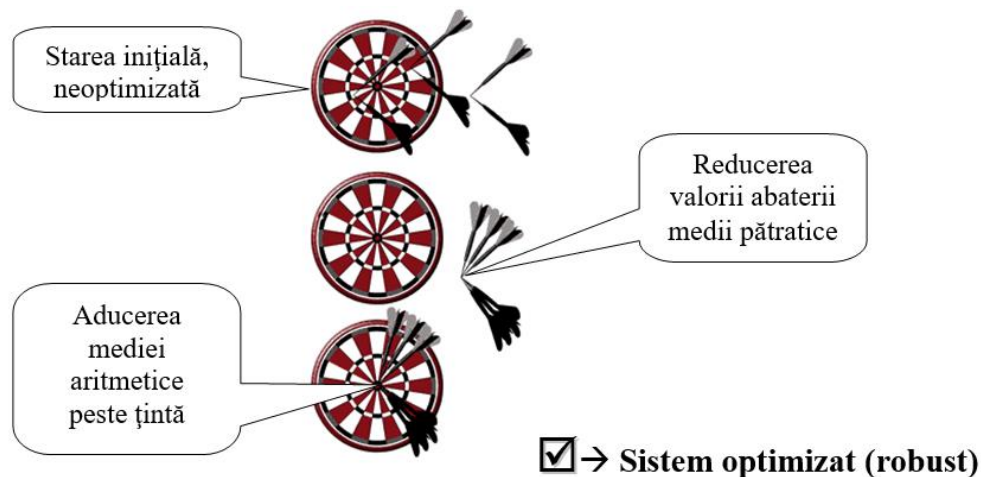


Fig. 3.27 Etapele optimizării robuste

În multe situații, pentru observarea îmbunătățirilor aduse unui sistem, analizarea doar a celor două mărimi statistice nu este mereu concludentă. Din acest motiv a fost introdus Raportul Semnal/Zgomot (S/N), care are rolul de a combina într-o singură mărime efectele modificării mediei aritmetice și ale abaterii medii pătratice.

Exprimarea îmbunătățirii performanțelor sistemului analizat doar în termeni statistici s-ar putea să nu fie satisfăcătoare pentru mulți membri ai colectivității, nu toți familiarizați cu aceste mărimi. Din acest motiv, optimizarea performanțelor trebuie prezentată și cu alte mijloace, ca de exemplu sub formă grafică.

Prezentarea sub formă grafică a performanțelor îmbunătățite ale unui sistem poate fi studiată pe următorul studiu de caz:

Studiu de caz

Într-un cuptor, pentru coacerea unei pâini, temperatura optimă trebuie să fie de 230 °C. Într-o brutărie există două cuptoare de pâine, temperaturile măsurate fiind prezentate mai jos:

Cuptor 1	225	224	226	227	224,5	225,3	227	226,5
Cuptor 2	234,5	229	228,4	236	233	235	226	239

Utilizând programul *Qualitek-4*, în figurile următoare vor fi prezentate rezultatele obținute:

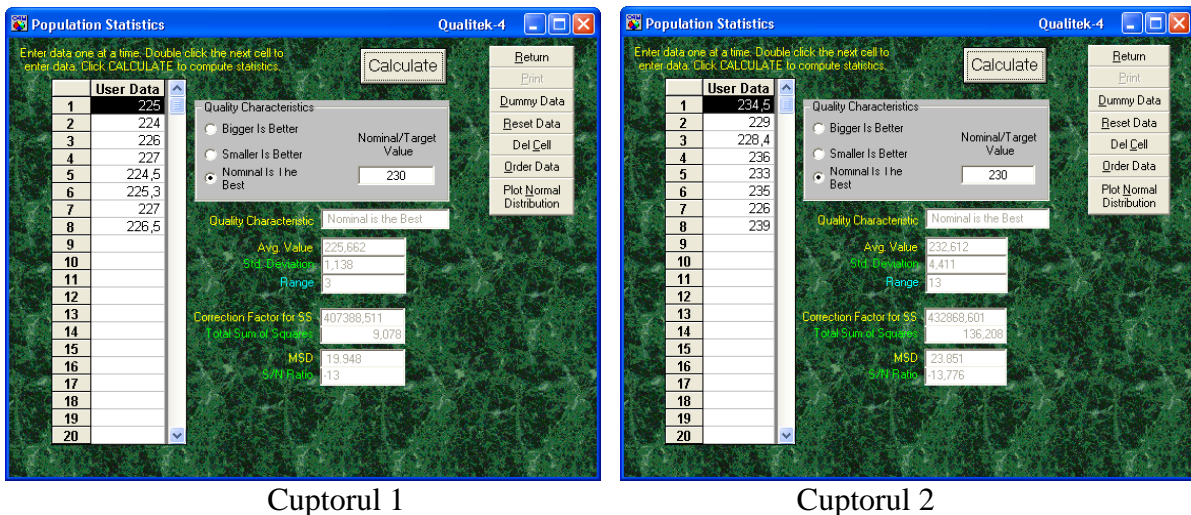
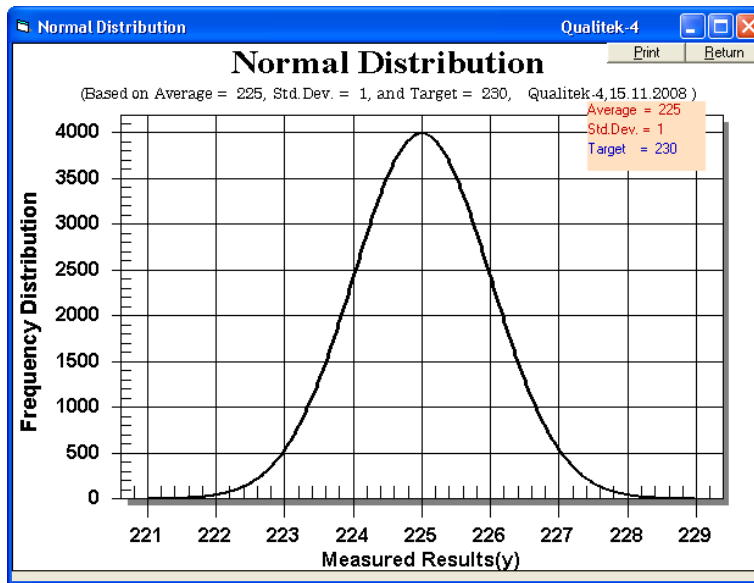


Fig. 3.28 Introducerea și prelucrarea datelor cu ajutorul programului Qualitek-4

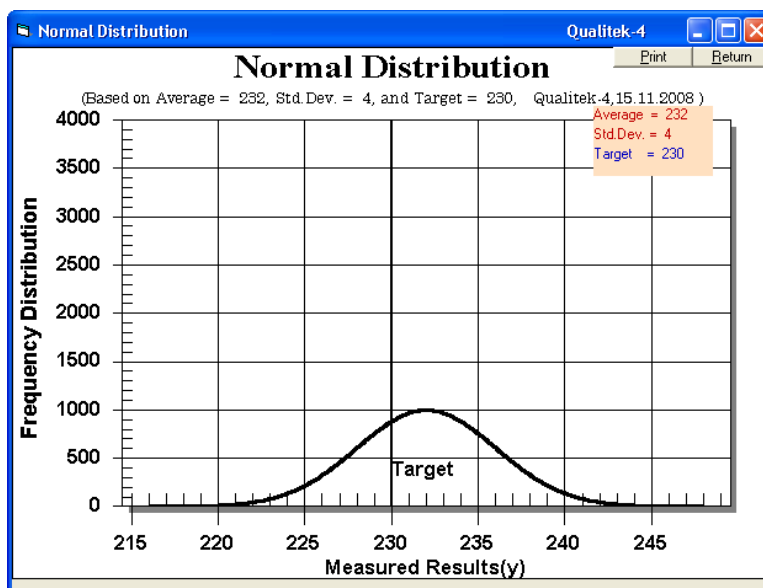
În tabelul următor sunt afișate rezultatele obținute prin calcul:

Mărime	Cuptorul 1	Cuptorul 2
Media aritmetică	225,662	232,612
Abaterea medie pătratică	1,138	4,411
Deviația medie pătratică MSD	19,948	23,851
Raportul Semnal/Zgomot	-13	-13,776

Pe baza valorilor obținute prin calcul, pot fi trasate curbele de distribuție ale datelor de intrare:



Cuptorul 1



Cuptorul 2

Fig. 3.29 Curbele de distribuție obținute

Din figurile și tabelul de mai sus se pot trage câteva concluzii cu privire la performanțele celor două cuptoare. Astfel, în cazul primului cuptor, acesta are o medie aritmetică mai îndepărtată față de țintă, comparativ cu cel de-al doilea cuptor. Această primă constatare ar putea conduce la ideea că cel de-al doilea cuptor este mai performant.

Studiul abaterilor medii pătratice scoate în evidență faptul că în cazul primului cuptor acest indice este mai mic decât cel al celui de-al doilea cuptor, ceea ce indică o mai mare concentrare a

valorilor în jurul mediei aritmetice. Această a doua constatare conduce la concluzia că primul cuptor este mai performant.

Se poate observa că analiza doar a celor două mărimi statistice poate conduce la obținerea unor concluzii contradictorii. Este deci necesar să se calculeze și *raportul Semnal/Zgomot S/N*, acesta oferind o interpretare completă și concludentă. Pentru studiul de caz prezentat mai sus rezultă că primul cuptor este cel mai performant, deoarece raportul său Semnal/Zgomot are o valoare mai mare: $S/N_1 > S/N_2$ ($-13 > -13,776$).

3.6. Concluzii

După cum s-a văzut mai sus, proiectarea sistemelor robuste reprezintă o acțiune care are drept scop obținerea unor performanțe optime ale acestora, independente de influența unor factori perturbatori externi sau interni. Un sistem devine robust atunci când funcționarea lui este determinată de o combinație optimă a nivelurilor factorilor controlabili care-l afectează.

Pentru a se obține un sistem robust este necesară derularea mai multor activități, a căror succesiune este prezentată în figura următoare [DEA08a]:

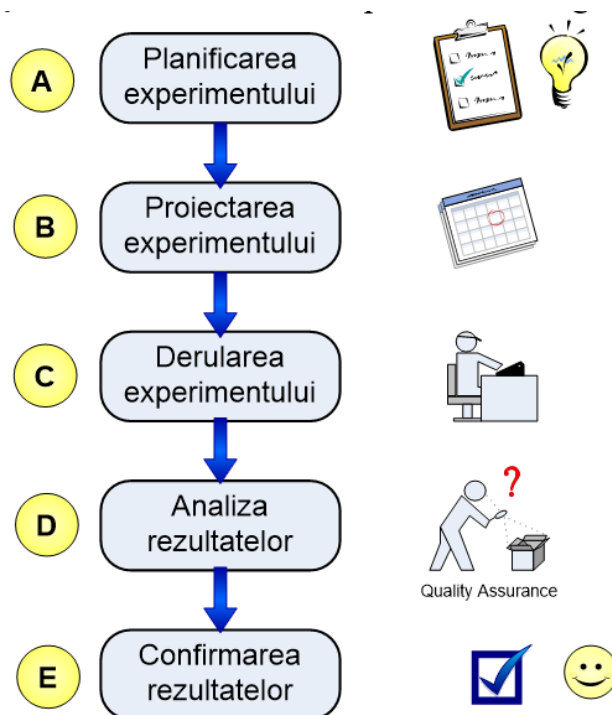


Fig. 3.30 Etapele necesare obținerii unui sistem robust

A. *Planificarea experimentului* este cea mai importantă fază, ea fiind realizată de către toți membrii echipei de lucru și având drept obiectiv stabilirea stării actuale a unui sistem și a performanțelor care urmează a fi obținute în viitor, după optimizare. Pentru ca o acțiune de

îmbunătățire a performanțelor unui sistem să aibă succes, este necesară o atentă alegere a membrilor echipei de lucru. O asemenea echipă trebuie să cuprindă, în general, 6 – 12 persoane, cu atribuții în diferite zone de activitate din cadrul întreprinderii. Astfel, este de dorit ca din echipă să facă parte următoarele categorii de specialiști:

- unul sau mai mulți specialiști în proiectarea sistemelor robuste, cu cunoștințe solide privitoare la metodele Taguchi de analiză;
- reprezentanți ai clienților (interni și externi), de a căror părere trebuie ținut cont neapărat;
- un reprezentant al compartimentului de vânzări, care cunoaște exact solicitările pieței;
- un reprezentant al managementului de vârf al întreprinderii, capabil să accepte și să decidă în ceea ce privește recomandările și modificările rezultate din studiul făcut;
- un reprezentant al utilizatorului sistemului de îmbunătățit etc.

Principalele activități care se desfășoară în cadrul acestei faze sunt prezentate în diagrama de mai jos:

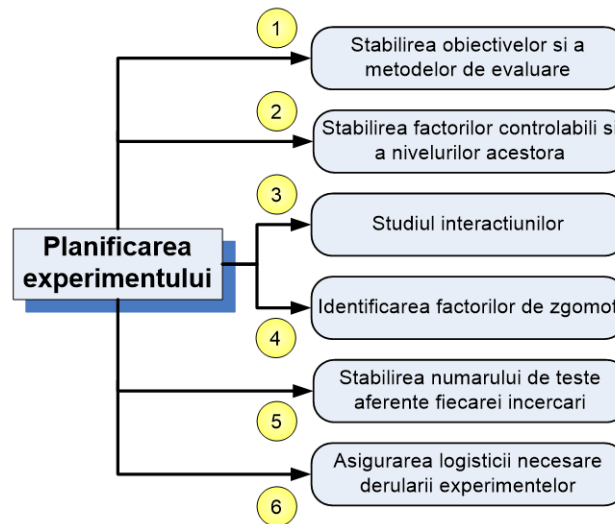


Fig. 3.31 Etapele necesare planificării experimentului

❶ În cadrul primei activități, cea de stabilire a obiectivelor și a metodelor de evaluare, se pun următoarele întrebări:

- care este caracteristica de calitate ce urmează a fi studiată?
- cum se măsoară caracteristica de calitate?
- care este unitatea de măsură?
- care este criteriul de optimizare al caracteristicii analizate?
- este nevoie să se utilizeze criteriul general de evaluare OEC?
- etc.

- ② Stabilirea factorilor controlabili și a nivelurilor acestora este o a doua activitate careia trebuie să i se acorde o mare atenție. Este necesară, mai întâi, o identificare a tuturor posibililor factori care influențează sistemul. Se realizează apoi o ierarhizare a importanței acestora, urmând ca în final să se rețină pentru studiu doar cei mai semnificativi factori controlabili. Trebuie să se răspundă la următoarele întrebări;
- care sunt factorii controlabili care afectează sistemul?
 - care sunt cei mai importanți factori?
 - câți factori trebuie incluși în analiză?
 - cum se aleg nivelurile fiecărui factor?
 - câte niveluri se asociază fiecărui factor?
 - etc.
- ③ În cazul în care pentru doi sau mai mulți factori există indicii că aceștia ar putea interacționa, în faza de planificare a experimentului se răspunde la întrebările:
- care sunt perechile de factori care pot interacționa?
 - câte perechi de factori cu câte două niveluri fiecare pot interacționa?
 - câte interacțiuni este oportun să se ia în considerare?
 - este bine să se includă în experiment o interacțiune sau, mai bine, să se mai adauge un factor controlabil?
 - trebuie studiate toate posibilele interacțiuni?
- ④ Un sistem este robust atunci când răspunsurile sale au o variabilitate minimă, aceasta fiind generată de factorii de zgomot. O identificare a acestor factori este necesară, chiar dacă, se știe, nu se poate interveni asupra lor. Activitatea de identificare a factorilor de zgomot trebuie să răspundă la întrebările:
- care sunt factorii ce influențează răspunsul unui sistem, dar care nu pot fi controlați?
 - cum poate fi făcut sistemul insensibil la acțiunea factorilor de zgomot?
 - cum sunt introduși în analiză acești factori?
- ⑤ Pentru stabilirea numărului de teste care trebuie efectuate, întrebările la care se răspunde sunt:
- câte teste ar fi optim să se realizeze pentru fiecare încercare?
 - trebuie utilizată o matrice externă pentru studiul influenței factorilor de zgomot?
 - în ce ordine trebuie să se efectueze încercările?
 - etc.
- ⑥ Pentru derularea experimentelor și obținerea răspunsurilor sistemului trebuie să existe disponibilă logistica necesară. Pentru această activitate se răspunde la întrebările următoare:
- cine furnizează piesele supuse experimentului?

- cine efectuează experimentele?
- cine colectează rezultatele?
- cine analizează rezultatele?
- etc.

B. Proiectarea experimentului este cea de-a doua fază a obținerii sistemelor robuste și ea constă în stabilirea matricei de experiențe optimă care va fi folosită. În acest scop sunt disponibile la ora actuală mai multe programe de calculator dedicate.

C. Derularea experimentului presupune următoarele acțiuni:

- efectuarea încercărilor conform matricei de experiențe aleasă;
- înregistrarea datelor obținute prin măsurare;
- calcularea mediilor aritmetice și a abaterilor medii pătratice corespunzătoare fiecărei încercări;
- în cazul unor produse pentru care se analizează simultan mai multe caracteristici de calitate, se calculează criteriul general de evaluare OEC.

D. Analiza rezultatelor are drept obiective:

- calculul efectelor fiecărui factor controlabil;
- determinarea importanței fiecărui factor (ANOVA);
- determinarea combinației optime a nivelurilor factorilor studiați;
- estimarea performanței viitoare a sistemului optimizat.

E. Confirmarea rezultatelor presupune desfășurarea a încă unui experiment la care toți factorii controlabili sunt reglați la nivelurile optime stabilite anterior. În urma desfășurării acestui experiment se compară răspunsul obținut cu cel estimat.

Cercetările efectuate de autoarea acestei lucrări în domeniul proiectării sistemelor robuste reprezintă o continuare a studiilor efectuate în cadrul Tezei de doctorat și se înscriu în actualul context mondial al unei economii cu o dinamică în continuă creștere, unde timpul de lansare pe piață a unui produs nou („*time to market*”) este un factor decisiv pentru succesul oricărei organizații. Factorul timp aplicat calității a determinat apariția *proiectării sistemelor robuste* (sau a *Metodelor Taguchi*), o abordare nouă a asigurării calității în industrie, ieșită din tiparele binecunoscute ale activității de cercetare și dezvoltare clasice, consumatoare de timp, resurse umane și materiale. Abordarea problemelor industriale prin prisma proiectării robuste a sistemelor permite implementarea calității pe durata întregului ciclu de viață al produselor, prin experimentări special proiectate, de scurtă durată, la costuri reduse și cu un consum minim de material.

Studiile efectuate de autoare pe această direcție s-au concretizat prin realizarea unui program de calculator dedicat, a două cărți ca unic autor și a numeroase lucrări publicate în reviste și la conferințe internaționale. Este de menționat în acest sens lucrarea *Study Concerning the Increase of Productivity in Machining by Lapping*, prezentată în calitate de Keynote Speaker în cadrul The 2nd International Conference on Manufacturing and Industrial Technologies (ICMIT 2015), Pattaya, Thailanda. La data redactării acestei Teze de abilitare, o altă lucrare cu titlul *Experimental and Statistical - Parametric Optimisation of Surface Roughness and Machining Productivity by Lapping* este acceptată spre publicare în revista indexată ISI *Transactions of Famena*.

Candidata a câștigat prin competiție națională și un contract CNCSIS tip Resurse umane, PN-II-RU-MC-2008-2, cod CNCSIS: 44 (februarie 2008), cu titlul *Robust Design of Lapping Processes*.

Legat de această direcție de cercetare, candidata este titulara disciplinei de *Proiectarea robustă a sistemelor avansate de producție* din cadrul Masterului *Ingineria fabricației inovative*. În decursul anilor a fost și titulara cursului de *Robust System Design* de la Masterul în limba engleză *Automation of Manufacturing Systems*. Același curs a fost predat și în cadrul Masterului organizat de Universitatea Transilvania din Brașov în colaborare cu firma Autoliv Brașov.

4. SISTEME DE ACȚIONARE CU AJUTORUL MUȘCHILOR PNEUMATICI

4.1. Mușchi pneumatice

Un element relativ recent dezvoltat și utilizat în acționarea pneumatică a sistemelor mecanice îl constituie mușchii artificiali, acționați pneumatic. Datorită caracterului de noutate pe care îl prezintă mușchii pneumatice, mai ales pentru acționarea sistemelor robotizate utilizate în tehnologiile industriale moderne, un studiu amănunțit al performanțelor acestora a fost realizat în cadrul laboratorului de *Acționări și automatizări fluidice FESTO* al Departamentului de Inginerie și Management Industrial, Facultatea de Inginerie Tehnologică și Management Industrial, Universitatea Transilvania din Brașov.

Mușchiul pneumatic este un sistem cu membrană contractantă care, sub acțiunea presiunii aerului își mărește diametrul și își micșorează lungimea. În acest fel mușchiul pneumatic efectuează o anumită cursă, dependentă de nivelul presiunii de alimentare [DEA08c].

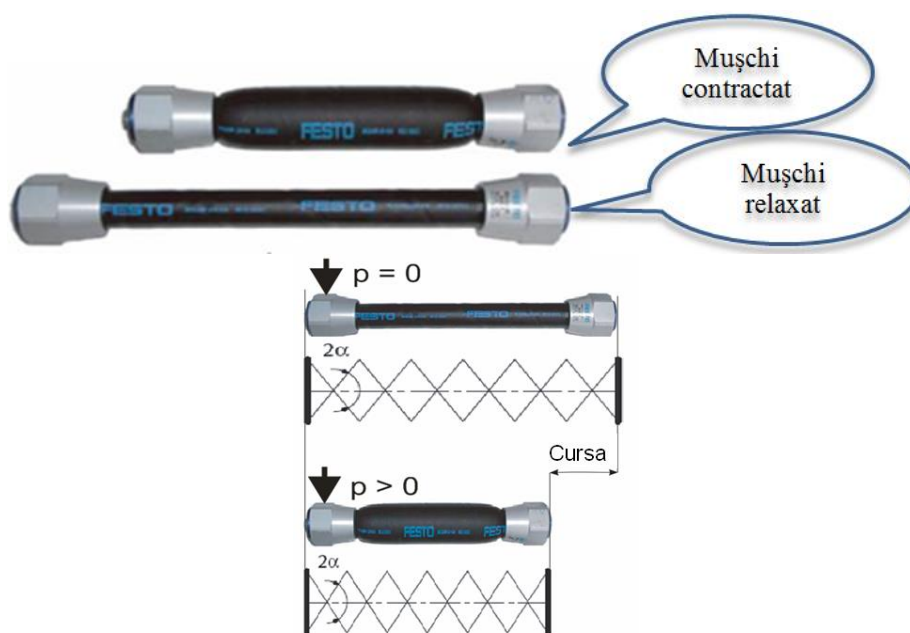


Fig. 4.1 Modul de lucru al mușchiului pneumatic

Mușchii pneumatice sunt actuatori artificiali contractili, asemănători motoarelor liniare cu simplă acțiune acționate cu ajutorul aerului comprimat. Acționarea cu ajutorul acestor tipuri de actuatori se face prin deformații controlate, lungimea cursei realizate fiind în strânsă legătură cu presiunea de alimentare.

Mușchii artificiali modelează grosier funcționarea fibrei musculare umane (Fig. 4.2), având o serie de caracteristici precum capacitatea de a absorbi șocurile și rezistență la acestea, greutatea

scăzută, gabarit și masă redusă pe unitatea de putere, elasticitate (comportare asemănătoare cu cea a unui arc) datorată, pe de-o parte, compresibilității aerului și, pe de alta, variației forței cu deplasarea, posibilitate de conectare ușoară, siguranță (fără pericol de electrocutare sau incendiu). Aceste caracteristici fac din mușchii pneumatici elemente constructive optime pentru utilizarea în domenii diverse și cu performanțe deosebite. Domeniile principale de utilizare ale mușchilor pneumatici se referă la robotică, biorobotică, biomecanică, dispozitive de protezare și susținere a scheletului osos, industrie.



Fig. 4.2 Geneza ideii de mușchi pneumatic

Cercetările experimentale efectuate de autoarea Tezei de abilitare au vizat comportamentul mușchilor pneumatici confecționați de firma Festo Ag. & Co din Germania. Fiind alcătuiți dintr-un tub de elastomer armat cu fibre de aramid (fibre sintetice), mușchii pneumatici se contractă rapid și exercită forțe de tragere atunci când sunt alimentați cu aer sub presiune. Pe măsură ce aerul comprimat pătrunde în mușchi, ia naștere o forță de tracțiune ce acționează în lungul axei longitudinale, mușchiul scurtându-se proporțional cu creșterea presiunii interne. Contractia reduce lungimea mușchiului cu 20 - 25% din valoarea inițială, în stare neîncărcată. Mușchiul pneumatic realizează o forță maximă imediat ce începe contractia, la capătul de cursă forța dezvoltată fiind nulă.

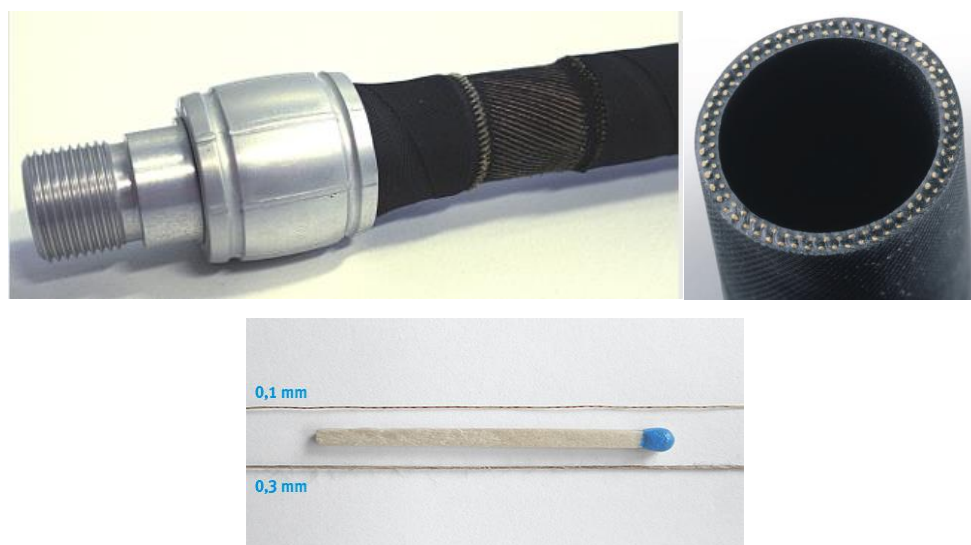


Fig. 4.3 Structura unui mușchi pneumatic Festo

Mușchiul pneumatic Festo are ca element principal un tub flexibil acoperit cu un înveliș etanș confecționat din fibre inelastice dispuse romboidal, obținându-se astfel o rețea tridimensională (Fig. 4.3) [FES12]. În funcție de mărimea mușchiului pneumatic (diametrul său), numărul firelor variază între 60 și 260, acestea fiind distribuite pe două niveluri și înglobate într-un perete elastomer de doar un milimetru grosime. În ciuda faptului că numărul firelor este mare, acestea nu se ating unele de altele. Grosimea firelor este cuprinsă între 0,1 și 0,3 mm [FES14].

Atunci când mușchiul artificial pneumatic este alimentat cu aer comprimat, acesta se deformează, pe direcție longitudinală luând naștere o forță de tragere. Forța dezvoltată de mușchiul pneumatic este dată de ecuația [HES03]:

$$F = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \left[\frac{3 \cdot \cos^2 \alpha - 1}{1 - \cos^2 \alpha} \right] \quad (4.1)$$

unde p este presiunea aerului comprimat, d este diametrul interior al mușchiului pneumatic, iar α este unghiul de înfășurare al firelor inelastice..

Comportamentul unui mușchi pneumatic este asemănător cu cel al unui resort, adică la unul dintre capetele de cursă forța dezvoltată este egală cu zero. Rezolvând ecuația (4.1) pentru $F = 0$ N, valoarea unghiului α este egală cu $54,7^\circ$. În baza relației (4.1), pentru un mușchi cu diametrul de 10 mm, se poate trasa graficul dependenței forței dezvoltate în funcție de variația unghiului înfășurării și de presiunea de alimentare, conform [DEA07a].

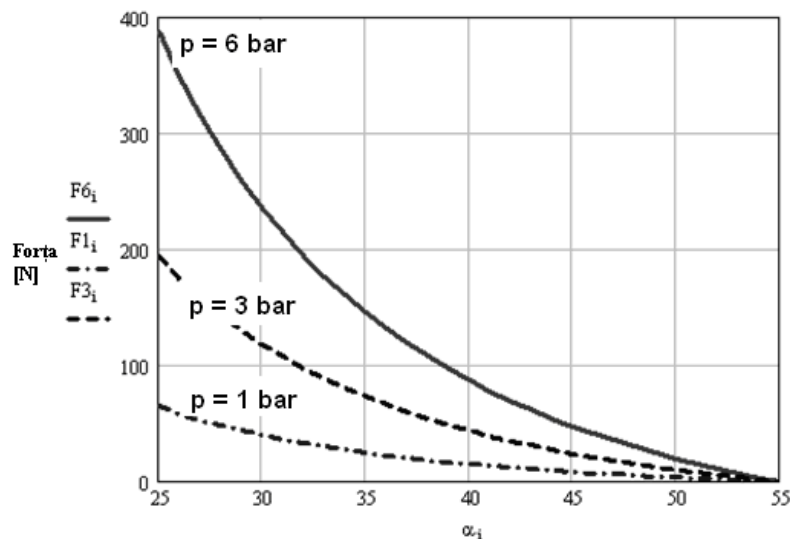


Fig. 4.4 $F = f(\alpha, p)$

După cum se observă în figura de mai sus, forța inițială dezvoltată de mușchi este maximă, ea scăzând spre zero pe măsură ce deformația crește. În figura 4.5 este prezentată o nomogramă ce scoate în evidență acest comportament de tip arc al mușchiului pneumatic (pentru un mușchi cu diametrul interior de 10 mm) [FES08].

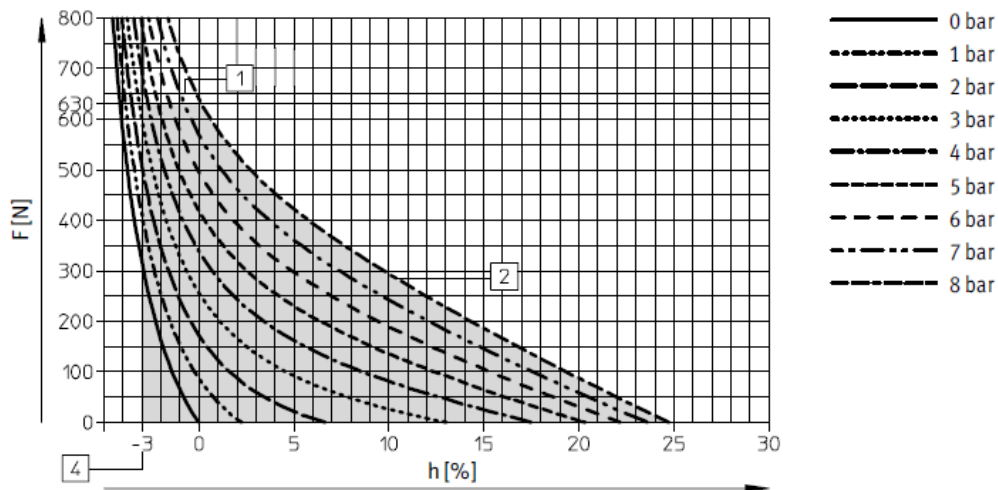


Fig. 4.5 Dependența forței dezvoltată de mușchi de contracția sa axială

Caracteristicile tehnice ale mușchilor pneumatici Festo sunt următoarele:

- diametre exterioare posibile: 10, 20 sau 40 mm;
- lungimea nominală poate fi cuprinsă între 40 – 9000 mm;
- forța dezvoltată este cuprinsă între 0 – 6000 N;
- comportament dinamic bun;
- poziția de asamblare – oricare;
- temperatura de lucru acceptată – cuprinsă în intervalul : -5... + 60°C;
- rezistență foarte bună la coroziune.

Pentru unele aplicații, cursa efectuată de un mușchi pneumatic (20 – 25% din lungimea sa inițială) s-ar putea să nu fie suficientă, motiv pentru care pot fi folosite diferite soluții de amplificare a deplasărilor necesare. În figura 4.6 sunt prezentate variantele legării în serie a mai multor mușchi pneumatici [HES03], precum și cea de amplificare a cursei cu ajutorul unor scripeți [DEA10a]:

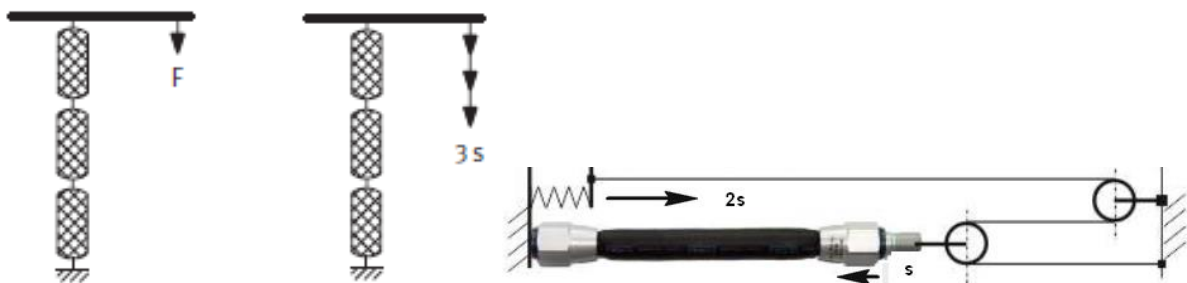


Fig. 4.6 Amplificarea cursei mușchilor pneumatici

În situația în care forța dezvoltată de un singur mușchi pneumatic nu este suficientă există soluția amplasării în paralel a mai multor asemenea motoare [HES03], [DEA09b], [DEA09c]:

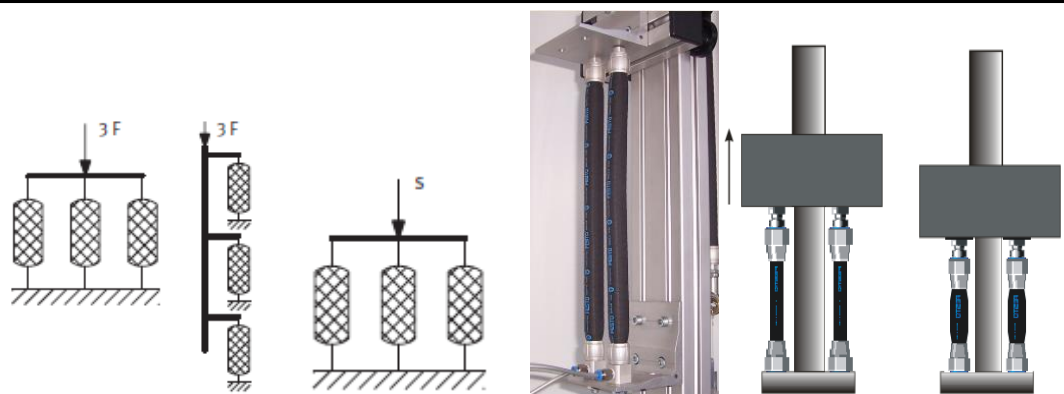


Fig. 4.7 Legarea în paralel a mușchilor pneumatici

4.2. Aplicații ale mușchilor pneumatici

Literatura de specialitate oferă multe exemple de utilizare a mușchilor pneumatici în industrie. Majoritatea aplicațiilor mușchilor pneumatici sunt în domeniul roboților industriali, cu precădere a celor care imită acțiunile umane. Datorită analogiei lor cu mușchii umani ei sunt capabili, de exemplu, să îndeplinească mai multe funcții specifice mâinii omului. Astfel, prima aplicație practică a mușchilor pneumatici specificată în literatura de specialitate a fost mâna artificială acționată de mușchi McKibben [HES03]:

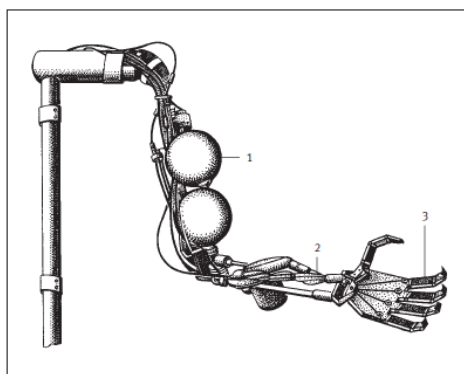


Fig. 4.8 Mâna artificială acționată cu mușchi McKibben

În figura 4.9 este prezentat robotul humanoid conceput de Festo AG & Co, în colaborare cu Departamentul de bionică și tehnologie evolutivă al Universității Tehnice din Berlin [FES12]. Elementul cheie al construcției este mușchiul fluidic Festo. Utilizând tendoane artificiale fabricate din cabluri Dyneema, forțele generate de mușchi sunt transmise la elementele efectoare, fără a fi necesare articulații multiple. Pentru obținerea mișcărilor de rotație se utilizează perechi de mușchi care lucrează în contratimp (în timp ce un mușchi se contractă, celălalt se destinde, la fel ca la articulația cotului uman).



Fig. 4.9 Robotul humanoid FESTO

Pentru robotul Festo, implementarea funcțiilor de bază cum ar fi de flexiunea, întinderea și întoarcerea permite mișcări de complexitate ridicată, construcția având un total de 48 de grade de libertate. Articulațiile robotului sunt echipate cu traductori de unghi care permit o poziționare cu o precizie de până la 1°. Sunt utilizați și senzori de presiune pentru fiecare mușchi folosit, informațiile provenite de la aceștia permițând controlul oricărei mișcări și atingerea pozițiilor necesare deplasării în spațiu.

O altă aplicație bazată pe utilizarea mușchilor pneumatici, realizată tot de către firma Festo este brațul Airic, prezentat în figura de mai jos [FES13].

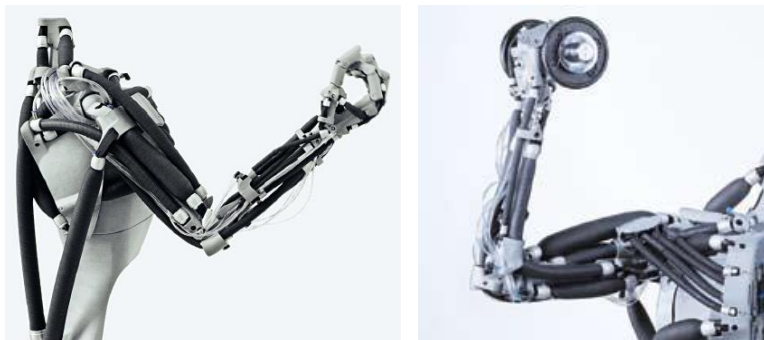
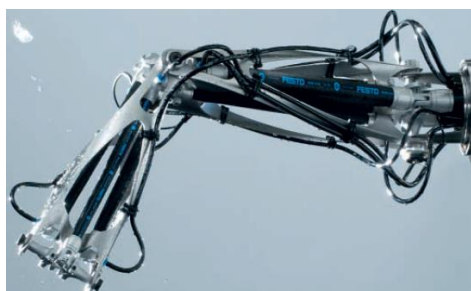


Fig. 4.10 Brațul Airic

Alte aplicații ale mușchilor pneumatici Festo sunt destinate activităților de recreere sau pentru construcția simulatoarelor de zbor. În figura 4.11 sunt arătate un braț și un antebraț ale unui robot humanoid, acționate de grupuri de mușchi pneumatici, precum și un scaun mobil destinat instruirii piloților de avioane [FES12].



Festo AirArm



Festo Airmotion

Fig. 4.11 Alte aplicații Festo ale mușchilor pneumatici

Cunoscut fiind stadiul actual al aplicațiilor mușchilor pneumatici în industrie, în cele ce urmează vor fi prezentate câteva dintre realizările autoarei Tezei de abilitare în acest domeniu. Este vorba despre propunerea unor noi sisteme de acționare a roboților industriali și a echipamentelor de reabilitare medicală cu ajutorul mușchilor pneumatici.

4.3. Dezvoltarea de module de rotație și de translație destinate roboților de reabilitare, acționate de mușchi pneumatici

Abordarea acestei teme a fost făcută în cadrul Contractului de cercetare CNCSIS tip IDEI, PN-II-ID-PCE-2007-1, ID_184, denumit *Dezvoltarea de module de rotație și de translație destinate roboților de reabilitare, acționate de mușchi pneumatici* [DEA07b]. La acest contract, autoarea Tezei a fost director de proiect.

Tema de cercetare a avut drept scop proiectarea, realizarea și testarea unor module de rotație și de translație utilizabile în construcția roboților de reabilitare. Brațul unor asemenea roboți este amplasabil pe un scaun cu roțile sau la locul de muncă.

Tema îmbină noile tipuri de acționări fluidice cu mușchi pneumatici cu tehnologia materialelor ușoare, realizându-se un nou concept de robot, cu o înaltă valoare adăugată. Cercetarea a avut un caracter de noutate absolută în România, în străinătate studii în această direcție fiind destul de puține.

4.3.1. Definirea principalelor sarcini care revin unui robot de reabilitare

Numeroase studii internaționale au scos în evidență o creștere continuă a numărului persoanelor cu handicapuri fizice în toată lumea. Odată cu agravarea disabilităților fizice, aceste persoane își pierd tot mai mult autonomia și devin dependente de ajutorul personalului îngrijitor și de asistență medicală la rezolvarea sarcinilor de zi cu zi. Această situație poate duce la suprasolicitarea financiară a sistemului social respectiv, fiind astfel necesară implementarea de tehnologii noi în procesul de asistență. Din aceste motive și în baza opțiunii persoanelor afectate de a dobândi o autonomie crescută în viața cotidiană și profesională prin utilizarea de echipamente de reabilitare moderne, în ultimii ani s-a desfășurat o intensă activitate de cercetare științifică în direcția dezvoltării, perfecționării și implementării roboților în domeniul reabilitării fizice, asistenței medicale și asistenței în mediul profesional. Rezultatele acestor studii sunt o multitudine de așa-zisi roboți de reabilitare, disponibili ca produse finite sau prototipuri de laborator. Spectrul de aplicabilitate al acestor sisteme este larg și acoperă domeniile “sprijin în efectuarea sarcinilor cotidiene”, “îngrijire” și “asistență în mediul profesional”.

Sporirea gradului de autonomie a persoanelor cu dizabilități locomotorii este realizabilă prin utilizarea scaunelor rulante. În funcție de gradul de handicap, aceste scaune pot fi dotate cu brațe de robot care să faciliteze anumite acțiuni dorite de către utilizator. Brațele de robot (unul sau chiar două) se amplasează pe spătarul scaunului sau pe părțile laterale ale acestuia.

Manipulatoarele montate pe scaune cu roțile au cel mai mare grad de flexibilitate în privința aplicabilității lor. Cu ajutorul lor se pot apuca obiecte plasate în poziții oarecare în spațiu, se pot deschide uși, sertare, robinete sau se pot efectua sarcini simple de manipulare cum ar fi turnarea unei băuturi într-un pahar și apropierea de gură a paharului respectiv. Un asemenea exemplu este cel al robotului FRIEND II, realizat în cadrul IAT Bremen (figura 4.12) [VOL05].



Fig. 4.12 Robot destinat turnării apei într-un pahar

Alte exemple de sarcini pe care un asemenea sistem robotizat le poate îndeplini sunt cele din figura 4.13.



Fig. 4.13 Exemple de sarcini simple de apucare - manipulare

Costurile acestei flexibilități sunt dependente de capacitatea cognitivă a utilizatorului în timpul efectuării unei anumite sarcini, adică de gradul sau de handicap fizic. La persoane cu handicapuri fizice avansate, care depind de utilizarea unor interfețe cum ar fi comanda vocală sau comandarea cursorului prin mișcarea ochilor, deservirea și deci utilizarea sistemelor menționate devine practic imposibilă. De exemplu, pentru a turna băutura într-un pahar cu ajutorul unui manipulator comandat vocal, utilizatorul ar trebui să emită cvasicontinuu și simultan comenzi pentru modificarea poziției și orientării prehensorului.

Din motivele susmenționate este de dorit ca sarcinile cu nivel ridicat de abstracție să fie automatizate. În urma introducerii unor comenzi simple, sistemul trebuie să fie capabil să planifice și execute în mod autonom succesiuni întregi de acțiuni, necesare executării unei anumite sarcini.

În figura 4.14 sunt prezentate asemenea sisteme robotizate, destinate persoanelor paralizate în scopul asigurării unei mai mari independențe, demnități și calități a vieții [DEA10c], [KIN10], [FRA07].



Fig. 4.14 Scaune rulante dotat cu manipulator

Până de curând, acționarea sistemelor robotizate era asigurată, în majoritatea cazurilor, de motoare electrice. Acționarea de tip pneumatic a roboților a fost în general evitată, din cauza problemelor legate de comandă și de complianță. Totuși, anumite avantaje ale acestui tip de acționare, cum ar fi compactitatea elementelor de acționare, raportul putere/greutate favorabil, costuri scăzute, mentenanță ușoară, mediu de lucru curat fac ca, în ultimii ani, acționarea pneumatică să fie tot mai mult folosită în robotică.

4.3.2. Construcția sistemului robotizat

Roboții acționați cu ajutorul mușchilor pneumatici presupun o construcție extrem de ușoară, au o flexibilitate sporită și corespund cerințelor de siguranță în imediata apropiere a omului sau în spații de lucru înguste. Brațul robotizat realizat în cadrul proiectului anterior menționat cuprinde un modul de rotație și unul de translație, ambele fiind acționate pneumatic, cu ajutorul mușchilor

artificiali. Modulele de rotație și de translație propuse pot fi multiplicare și utilizate în construcția roboților cu mai multe grade de mobilitate. A fost aleasă soluția utilizării mușchilor artificiali datorită superiorității performanțelor lor comparativ cu cele ale cilindrilor pneumatici. Astfel, mușchii pneumatici sunt mai ușori de circa opt ori și dezvoltă o forță de zece ori mai mare, la un diametru interior identic.

Cu ajutorul mușchilor pneumatici pot fi efectuate mișcări foarte lente, de mică amplitudine, aceștia fiind complet lipsiți de efectul stick-slip. Rezultă deci un comportament dinamic superior cilindrilor pneumatici.

Au fost propuse inițial două variante de scheme cinematice, prima cu trei grade de mobilitate, iar următoarea cu două grade de mobilitate. Cele două variante de scheme cinematice sunt arătate în figura 4.15 [DEA08d], [DEA09b], [DEA09c].

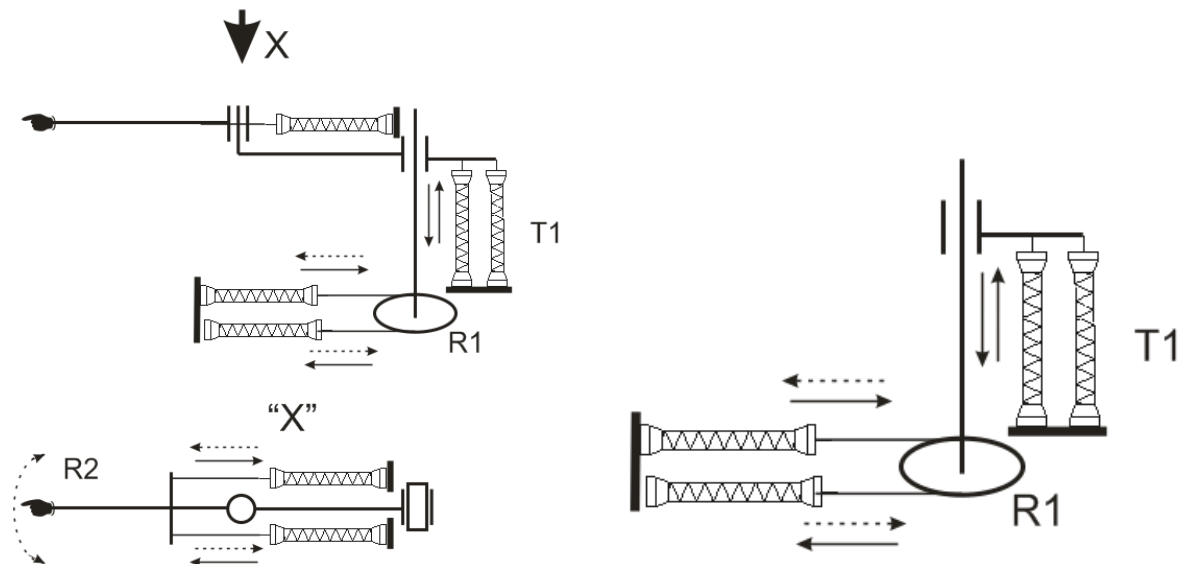


Fig. 4.15 Schemele cinematice ale brațului robotizat

Prima variantă propusă presupune existența a trei grade de mobilitate: rotație 1 – translație 1 – rotație 2 (R1-T1-R2). Toate cele trei mișcări sunt executate de câte o pereche de mușchi artificiali, întreaga structură presupunând existența a șase actuatori pneumatici (Fig. 4.16).

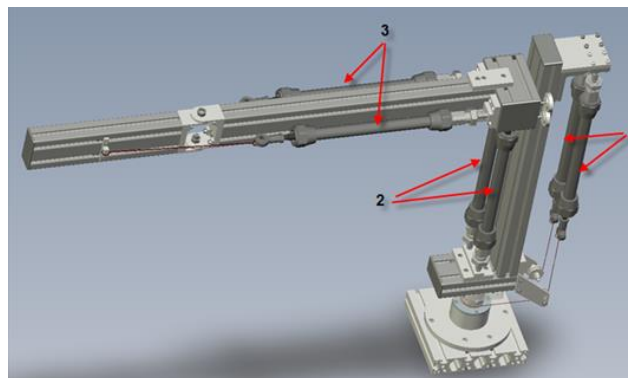


Fig. 4.16 Varianta cu trei grade de libertate

În cazul primei mișcări de rotație (R1), efectuată după o axă verticală, cei doi mușchi funcționează după același principiu ca și cei umani (agonist și antagonist) (figura 4.17), având rolul ca prin acțiunea lor în contratimp să genereze o mișcare de rotație de $\pm 45^\circ$, precum și să asigure echilibrul unei anumite poziții intermediare.

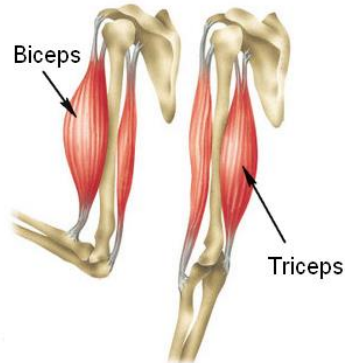


Fig. 4.17 Rotația articulației cotului uman

Capetele libere ale celor doi mușchi sunt legate de bază prin câte un cablu flexibil de oțel, petrecut peste o rolă de diametru $2r = 38 \text{ mm}$ (Fig. 4.18) [DEA10c].

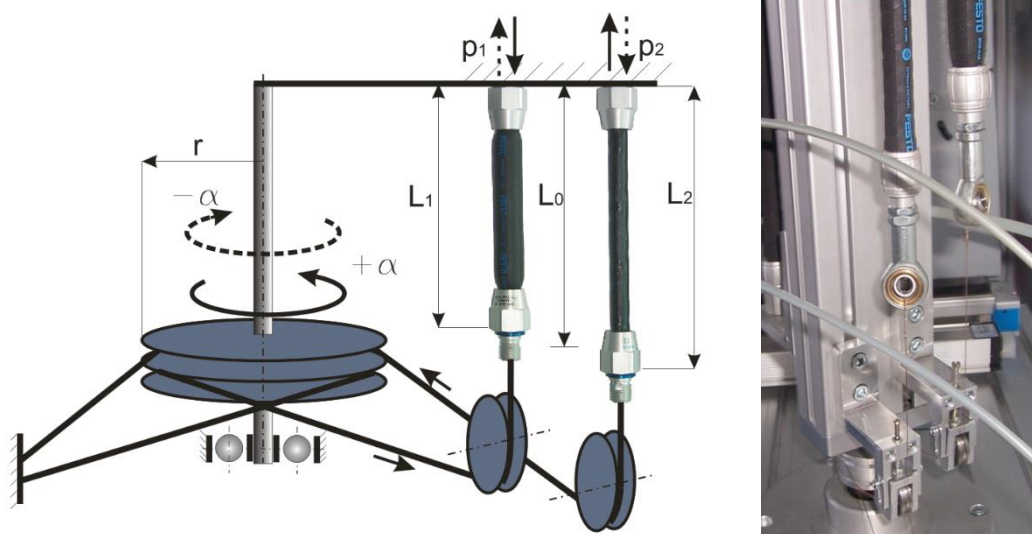


Fig. 4.18 Construcția modulului de rotație

Această schemă constructivă permite ca prin umflarea, respectiv dezumflarea în contratimp a celor doi mușchi să se genereze o mișcare de rotație într-un sens sau în celălalt a întregului ansamblu mecanic, deci și a celor doi actuatori pneumatici. Întregul sistem este lăgăruit la partea sa inferioară, fiind astfel posibilă rotirea în ambele sensuri.

Pentru ca mișcarea de rotație să fie posibilă, prima acțiune care trebuie efectuată este aceea de a pretensiona cei doi mușchi prin alimentarea lor cu aer la o presiune p_0 egală cu $\frac{1}{2}$ din presiunea maximă de lucru. După pretensionare, actuatorii pneumatici vor avea lungimea L_0 . În figura 4.19 se poate observa principiul generării mișcării de rotație.

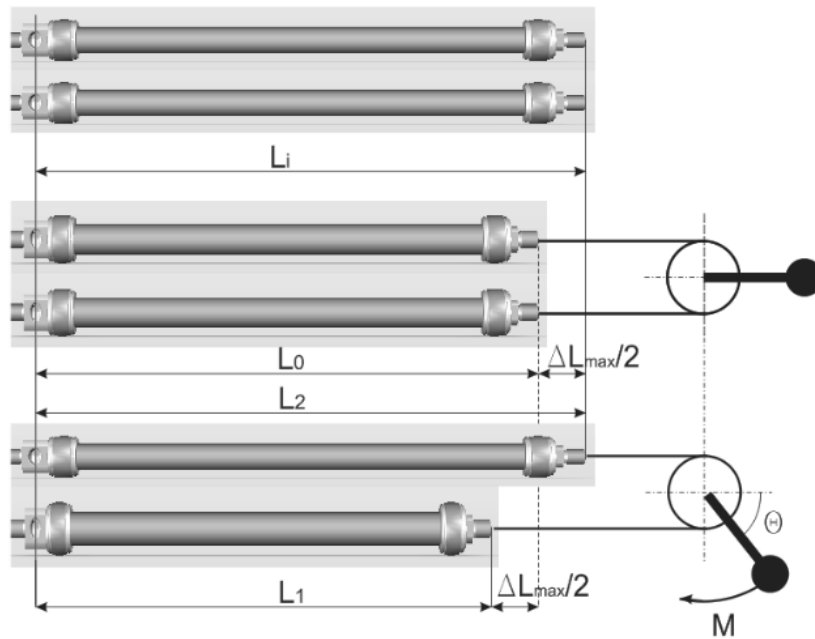


Fig. 4.19 Principiul de lucru al modulului de rotație

Contrația specifică a unui mușchi pneumatic este definită de relația :

$$\varepsilon = \frac{L_i - L}{L_i} = \frac{\Delta L}{L_i} \quad (4.2)$$

în care L_i este lungimea inițială a mușchiului pneumatic (la o presiune egală cu zero bar), iar L reprezintă lungimea mușchiului la o presiune oarecare nenulă.

Contrația specifică maximă se calculează cu relația:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\Delta L_{\max}}{L_i} \quad (4.3)$$

unde ΔL_{\max} este cea mai mare cursă maximă executabilă de capătul liber al unui mușchi atunci când acesta este alimentat la o presiune maximă.

Forța dezvoltată de un mușchi pneumatic se obține cu relația:

$$F = F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\max}}\right) \quad (4.4)$$

Din relația de mai sus se remarcă faptul că atunci când $\varepsilon = \varepsilon_{\max}$, forța dezvoltată de mușchi devine nulă.

În faza inițială, atunci când ambii mușchi sunt alimentați cu aer la o presiune p_0 egală cu $1/2$ din presiunea maximă de lucru, lungimile lor devin egale cu L_0 . În acest caz, contrația lor specifică devine:

$$\varepsilon_0 = \frac{\frac{\Delta L_{\max}}{2}}{L_i} = \frac{\Delta L_{\max}}{2 \cdot L_i} \quad (4.5)$$

În momentul în care se dorește efectuarea unei rotații cu un anumit unghi α , unul dintre mușchi va fi alimentat suplimentar cu aer până la o valoare a presiunii $p_1 = p_0 + \Delta p$, iar cel de-al

doilea mușchi se va destinde până la o presiune $p_2 = p_0 - \Delta p$. Prin alimentarea celor doi mușchi la presiuni diferite, lungimile lor vor suferi modificări în raport cu starea inițială, după cum urmează: mușchiul umflat la presiunea p_1 se va scurta până la o lungime de $L_1 = L_0 - \Delta L_{\max}/2$, iar cel de-al doilea mușchi se va alungi până la $L_2 = L_0 + \Delta L_{\max}/2$.

În urma rotirii întregului ansamblu la un unghi α_{\max} , contracțiile specifice ale celor doi mușchi devin :

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_0 + \frac{R \cdot \alpha_{\max}}{L_i} = \frac{\Delta L_{\max}}{L_i} \quad (4.6)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_0 - \frac{R \cdot \alpha_{\max}}{L_i} = 0 \quad (4.7)$$

Forțele dezvoltate de cei doi mușchi sunt în acest caz:

$$F_1 = F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_{\max}}\right) = 0 \quad (4.8)$$

$$F_2 = F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_{\max}}\right) = F_{\max} \quad (4.9)$$

Momentul de torsiune generat se calculează cu relația:

$$M = R \cdot (F_1 - F_2) = R \cdot F_{\max} \quad (4.10)$$

În figura 4.20 este prezentată soluția constructivă adoptată pentru compensarea deplasării celor doi mușchi atunci când este comandată precomprimarea acestora. Sistemul se bazează pe posibilitatea culisării axelor rolelor de ghidare ale firelor într-un ghidaj, suportul rolelor fiind tensionat cu ajutorul unor arcuri de compresiune. În momentul în care mușchii sunt precomprimați, axele orizontale ale celor două role se ridică simultan pe o distanță egală cu jumătate din cursa maximă posibilă a fiecărui mușchi. La eliminarea aerului din mușchi, arcurile de compresiune fac posibilă revenirea rolelor în poziția de repaus.

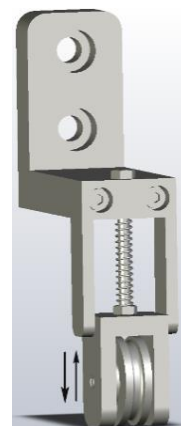


Fig. 4.20 Sistemul de preluare a deplasării capetelor libere ale celor doi mușchi atunci când are loc precomprimarea lor la o presiune p_0 egală cu $\frac{1}{2}$ din presiunea maximă de lucru

Mișcarea de translație (T1), pe verticală, este obținută tot cu ajutorul a doi mușchi pneumatici, de data aceasta însă ei lucrând sincron. Capetele inferioare ale mușchilor sunt fixate rigid de structura mecanică a brațului robotizat, iar capetele libere sunt legate de o sanie care poate culisa pe verticală pe un ghidaj. Această sanie mobilă este purtătoare a brațului robotului.

Construcția are ca principale componente doi mușchi pneumatici cu lungimea de 300 mm fiecare și diametrul de 10 mm, masa deplasată de sistem luată în calcul fiind de 3,5 kg. Cei doi mușchi lucrează în același timp, sincron, prin introducerea de aer comprimat în racordurile acestora. Prin alimentarea cu aer mușchii își scurtează lungimea nominală (de repaus) cu până la 60 mm. Ghidarea saniei pe profilul tipizat este asigurată de două perechi de role.

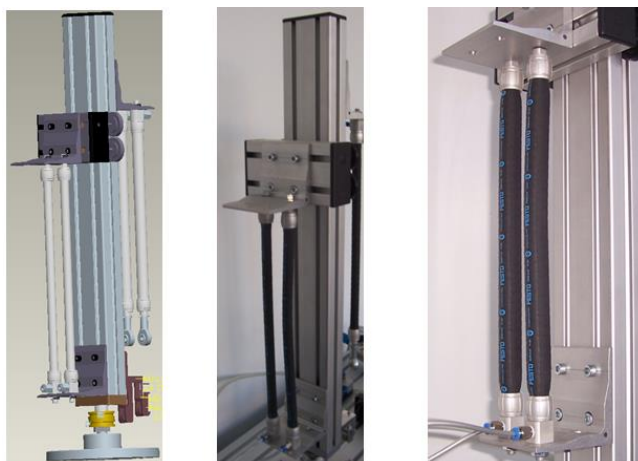


Fig. 4.21 Realizarea mișcării de translație

Cea de-a doua mișcare de rotație (R2), tot în jurul unei axe verticale, presupune o pendulare cu un unghi de $\pm 45^\circ$ a brațului sistemului robotizat. Această mișcare este executată de doi mușchi pneumatici care funcționează în contratimp, la fel ca și în cazul primei articulații. Fiecare mușchi are câte un capăt fixat de sania culisantă, capetele libere fiind legate de antebrățul pendular (Fig. 4.22).

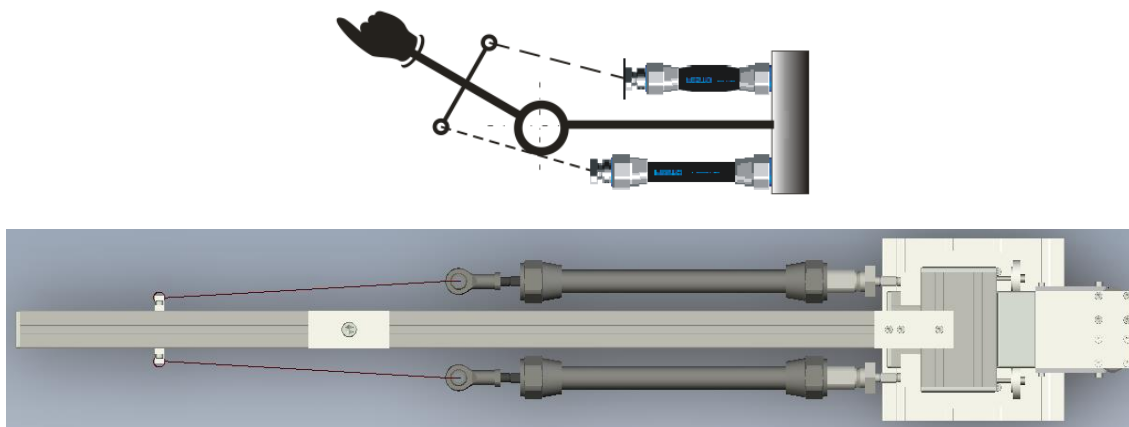


Fig. 4.22 Cinematica modulului de rotație R2

Cea de-a doua variantă de sistem robotizat a presupus o construcție cu două grade de mobilitate, ceea ce înseamnă renunțarea la una dintre mișcările de rotație (R2). Soluțiile constructive adoptate pentru cele două mișcări sunt aceleași ca și în cazul primei variante.

Acest ultim sistem a fost realizat practic și testat experimental. Câteva imagini ale sale sunt cele din figura 4.23, iar o posibilă amplasare a acestuia pe unul din brațele unui scaun rulant este cea din figura 4.24 [DEA14c].

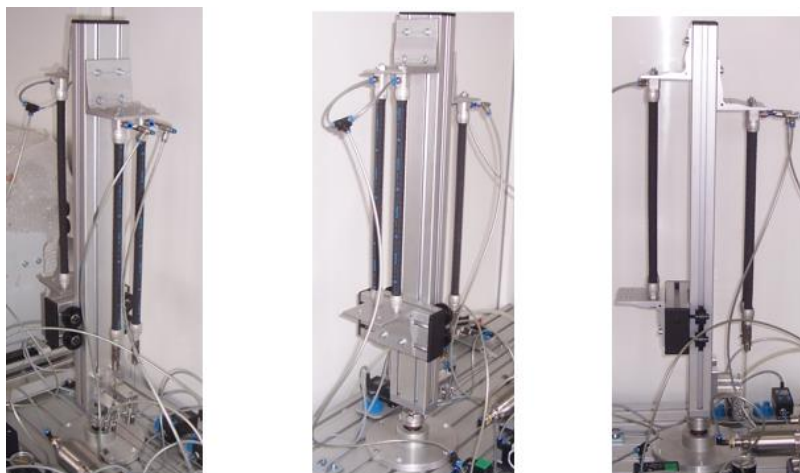


Fig. 4.23 Construcția sistemului robotizat cu două grade de mobilitate

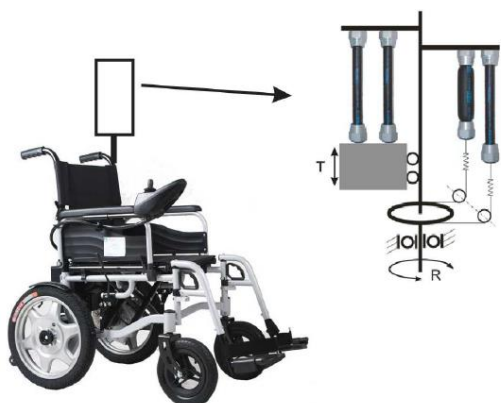


Fig. 4.24 Amplasarea sistemului robotizat pe scaunul rulant

4.3.3. Performanțele sistemului robotizat

Acționarea celor două perechi de mușchi se bazează pe schemele din figura 4.25 [DEA14c]. Aerul comprimat ajunge la mușchii pneumatici prin intermediul a trei regulatoare proporționale de presiune (PR) tip MPPES (Festo), comandate fiecare de câte un modul de referință de tip MPZ-1-24DC-SGH-6-SW. Acestea din urmă, prin intermediul unor potențiometre rotative, pot genera, fiecare, până la șase valori diferite ale tensiunii de referință care se transmit ca semnale către regulatoarele proporționale. Dacă nu se face apel la niciuna dintre aceste valori de referință,

semnalul transmis către regulatorul de presiune este o tensiune modificabilă de un potențiomtru extern.

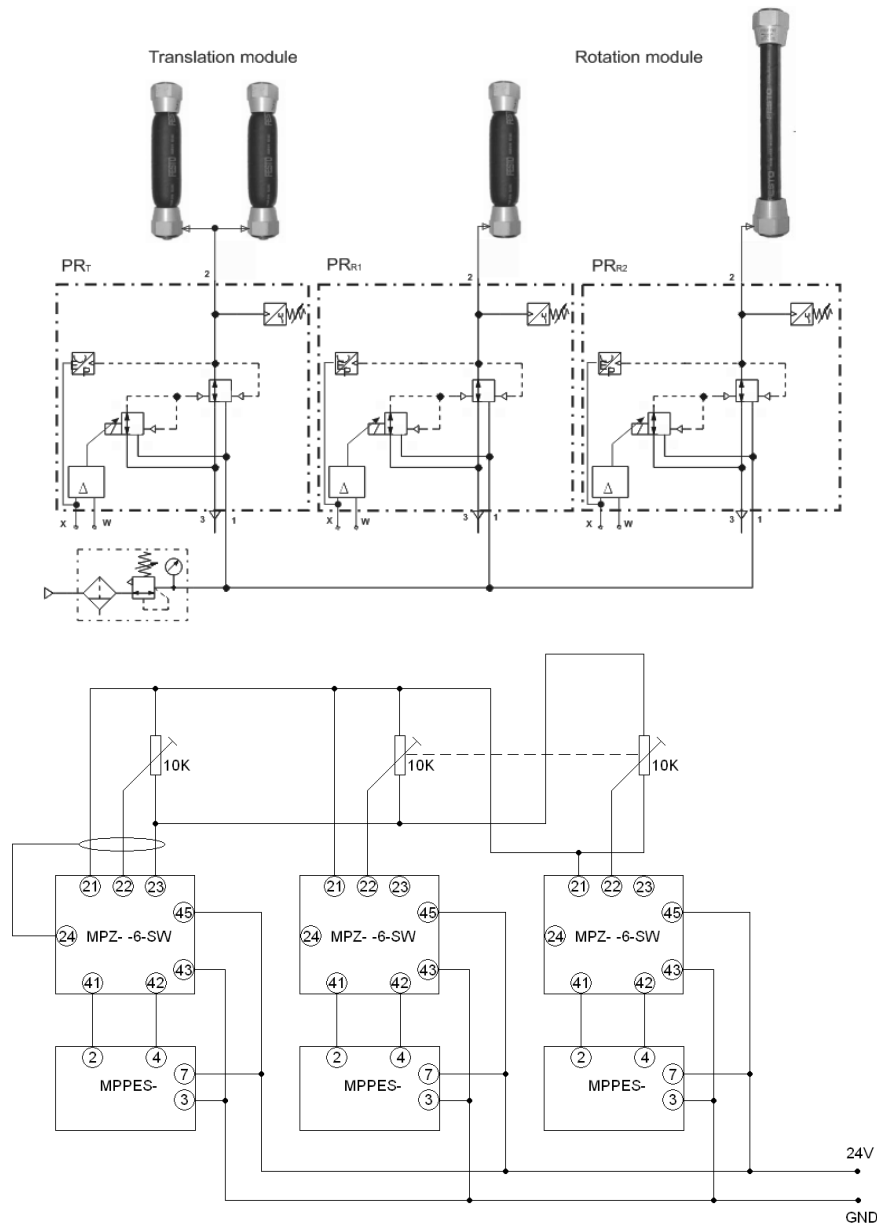


Fig. 4.25 Acțiunea sistemului de roto-translație

Două regulatoare proporționale de presiune (PR_{R1} și PR_{R2}) sunt destinate alimentării celor doi mușchi pneumatici care comandă efectuarea mișcării de rotație, în timp ce regulatorul PR_T este necesar pentru realizarea translației. Deplasarea antagonică a mușchilor necesari rotației sistemului este realizată cu ajutorul unui potențiomtru dublu, ce comandă în contratimp regulatoarele proporționale de presiune PR_{R1} și PR_{R2} .

Amplasarea pe standul experimental a regulatoarelor proporționale și a traductoarelor de presiune este prezentată în figura 4. 26.



Fig. 4.26 Amplasarea reguletoarelor proporționale și a traductoarelor de presiune pe stand

Înregistrarea și prelucrarea datelor obținute în urma efectuării experimentelor a fost realizată cu ajutorul programului FluiLab-P (Festo). În figura 4.27 este prezentată evoluția presiunilor de alimentare a celor două perechi de mușchi. Se poate observa faptul că, inițial, mușchii destinați efectuării mișcării de rotație sunt alimentați la o presiune egală cu $\frac{1}{2}$ din valoarea maximă (aprox. 3 bar). Ulterior, prin acționarea potențiometrului dublu, în timp ce presiunea dintr-unul din mușchi crește, în celălalt scade în mod corespunzător.

În ceea ce privește mișcarea de translație, curba notată cu PR_T descrie evoluția presiunii furnizată de regulatorul proporțional corespunzător.

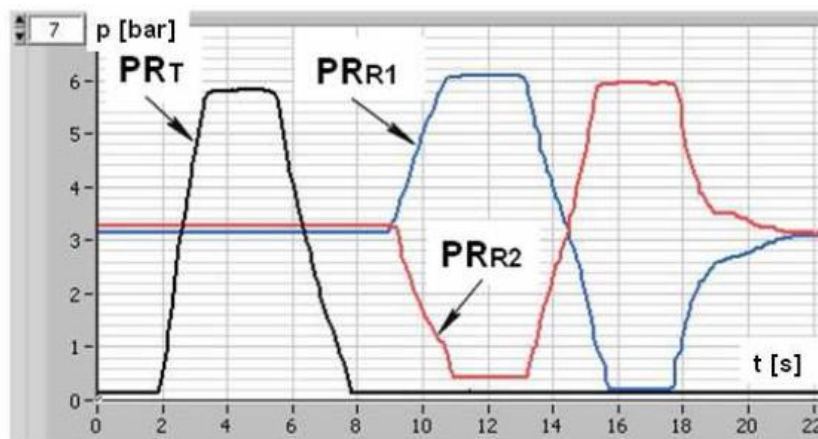


Fig. 4.27 Variația în timp a presiunilor de alimentare a mușchilor pneumatici

Pornindu-se de la graficul din figura de mai sus, aferent unei succesiuni preîncărcare – încărcare a unui mușchi pneumatic, se pot determina duratele de timp în care se desfășoară aceste evenimente (Fig. 4.28). Astfel, pentru preîncărcarea mușchilor este nevoie de circa 1,25 secunde, în timp ce pentru încărcarea lor la presiunea de 4.2 bar sunt necesare 0,6 secunde [DEA09c].

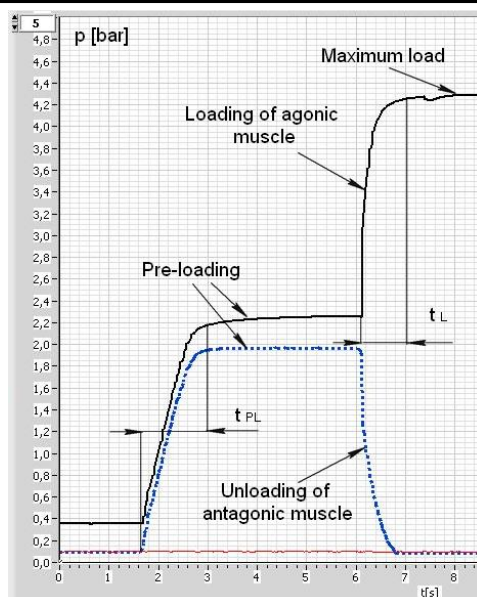


Fig. 4.28 Determinarea timpilor de preîncărcare/descărcare a mușchilor pneumatici

Este evident faptul că duratele de preîncărcare-încărcare a celor doi mușchi pot fi micșorate prin alimentarea cu un debit mai mare de aer, reglabil cu ajutorul a două drosele. Experimental s-a constatat însă faptul că o funcționare lină, fără șocuri, a întregului sistem se obține pentru valorile timpilor menționate mai sus.

În ceea ce privește modulul de translație al sistemului robotizat, cercetările experimentale au vizat determinarea preciziei de poziționare a saniei mobile la diferite niveluri ale presiunii de alimentare. Experimentele efectuate au presupus încărcarea succesivă a saniei culisante cu cinci greutăți diferite: 10N, 34N, 74N, 98N și, respectiv, 122N. Măsurătorile au presupus determinarea mărimii contracției ΔL a celor doi mușchi atât la alimentarea lor cu aer (faza de umflare), cât și la eliminarea acestuia (faza de dezumflare). O imagine a standului experimental este prezentată în figura următoare [DEA10d]:



Fig. 4.29 Încărcarea cu diferite greutăți a modulului de translație

Pe baza rezultatelor obținute prin măsurare, atât la umflarea cât și dezumflarea celor doi mușchi, s-au trasat curbele caracteristice prezentate în figura 4.30. Se observă faptul că odată cu creșterea presiunii, contracția mușchilor este din ce în ce mai mare, ajungându-se ca la presiunea de 6 bar deformația axială să fie cuprinsă între 13% și 16% din lungimea inițială. Pe măsură ce greutatea atașată saniei culisante este mai mare, contracția axială a mușchilor este mai mică.

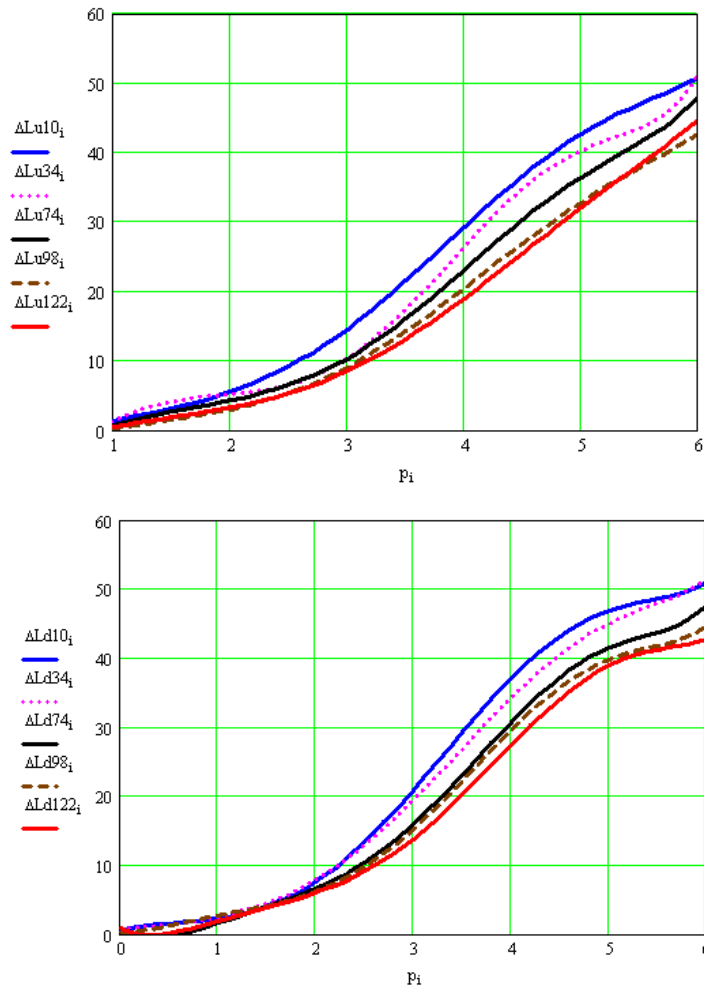


Fig. 4.30 Mărimea contracției mușchilor la umflarea-dezumflarea lor

În figura 4.31 este prezentată evoluția contracției axiale a celor doi mușchi în funcție de presiunea de alimentare cu aer, pentru două valori ale greutăților atașate (10 și 98 N). Se poate remarca apariția fenomenului de histerezis, caracterizat prin faptul că se constată o întârziere a revenirii la forma inițială a mușchilor odată cu dezumflarea lor. Diferența maximă a contracțiilor înregistrate de mușchi la umflarea-dezumflarea lor, pentru o aceeași presiune de alimentare, este de circa 7 mm la o sarcină de 10N și, respectiv, de circa 10 mm pentru o încărcare de 98N. Aceste valori determinate experimental presupun, pentru cele două valori ale greutăților atașate, o diferență a deformării relative a mușchilor pneumatici la umflarea, respectiv dezumflarea lor, $\Delta L/L_0 \cdot 100$, cuprinsă între 2,3 și 3,3% [DEA10d].

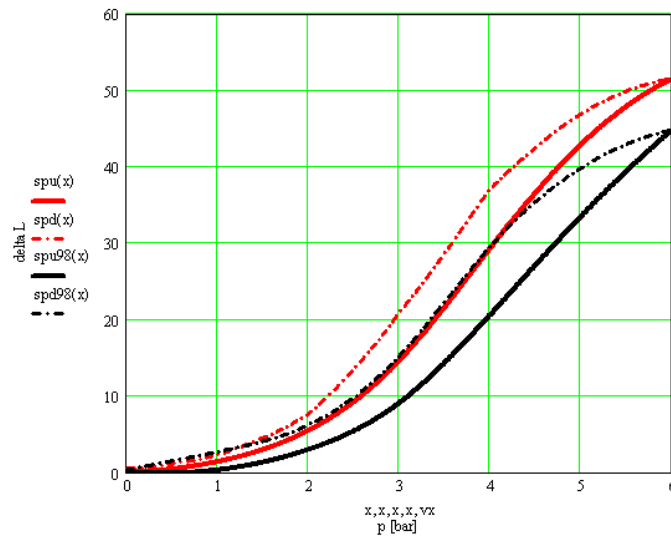


Fig. 4.31 Fenomenul de histerezis manifestat de mușchii pneumatici

Fenomenul de histerezis se poate explica prin apariția frecării dintre peretele exterior al tubului elastic al mușchiului și țesătura care acoperă acest tub. Apariția histerezisului constituie un dezavantaj major al utilizării mușchilor pneumatici în cazul aplicațiilor care presupun obținerea unor mișcări de mare precizie.

Măsurătorile efectuate au permis determinarea a două relații de calcul a mărimii contracției axiale a mușchilor pneumatici, de tipul $\Delta L = f(p, F)$, după cum urmează [DEA10d]:

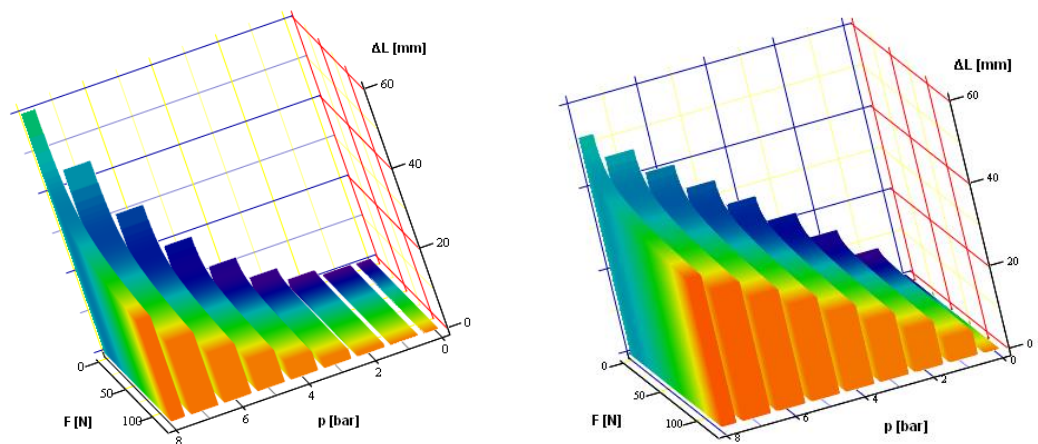
- pentru cazul umflării mușchilor:

$$\Delta L(p, F) = 1,251 \cdot p^{2,481} \cdot F^{-0,185} \quad (4.11)$$

- pentru cazul dezumflării mușchilor:

$$\Delta L(p, F) = 12,006 \cdot p^{0,93} \cdot F^{-0,08} + 0,5 \quad (4.12)$$

Figura 4.32 prezintă evoluția contracției axiale ΔL în funcție de presiunea aerului de alimentare p și de mărimea sarcinii atașate culisorului modulului de translație F [DEA10d].



Umflarea mușchilor pneumatici

Dezumflarea mușchilor pneumatici

Fig. 4.32 $\Delta L = f(p, F)$

Relația (4.12), împreună cu graficul care descrie comportamentul mușchilor la dezumflare, scot în evidență faptul că la o presiune a aerului egală cu zero bar, actuatorul pneumatic nu revine la lungimea de repaus L_0 . Se observă o contracție remanentă de 0,5 milimetri, care dispare după o perioadă mai lungă de timp.

4.4. Echipament de rehabilitare a articulațiilor portante ale membrilor inferioare acționat de mușchi pneumatici

Ideea conceperii unor echipamente destinate recuperării persoanelor cu dizabilități ale membrilor inferioare s-a materializat prin derularea Contractului de cercetare CNCSIS tip IDEI, PN-II-ID-PCE-2008-2, ID_764, denumit *Echipament izokinetic acționat cu mușchi pneumatici, destinat recuperării bolnavilor cu afecțiuni posttraumatice ale articulațiilor portante* [DEA08e]. La acest contract, autoarea Tezei a fost membru al echipei de cercetare. În urma derulării acestui contract a rezultat o propunere de brevet de invenție [DEA10a], 17 lucrări științifice (din care una indexată ISI [PET14]) și o teză de doctorat a unui alt membru al echipei de cercetare [BAB12].

Tema de cercetare a avut drept scop proiectarea, realizarea și testarea unui echipament destinat efectuării mișcărilor pasive continue de rehabilitare a articulațiilor portante ale membrului inferior (șold, genunchi, gleznă). Echipamentul propus este destinat în principal pacienților care suferă de afecțiuni posttraumatice ale acestor articulații.

4.4.1. Necesitatea construirii de echipamente de rehabilitare

Incidența afecțiunilor articulațiilor portante ale membrilor inferioare este ridicată, fapt ce rezultă și din studiile efectuate în ultimii ani în cadrul Institutului Național de Recuperare, Medicină Fizică și Balneoclimatologie București, România. Acestea au scos în evidență faptul că ponderea bolnavilor cu fracturi de șold, genunchi și gleznă este de 54,25% din totalul afecțiunilor posttraumatice înregistrate. În cadrul afecțiunilor posttraumatice studiate pe un eșantion reprezentativ de 150 pacienți, cele mai multe cazuri au fost cele de fractură de șold (43,3%), urmând în ordine descrescătoare fractura de genunchi (30%) și cea de gleznă (26,7%) [DIM07]. În figura 4.33 sunt prezentate ponderile diferitelor afecțiuni articulare, precum și o situație a incidenței grupelor de diagnostic pe sexe [DEA13d].

Cercetările statistice efectuate au mai vizat și impactul exercițiului kinetic asupra evoluției stării de sănătate a pacienților cu afecțiuni ale articulațiilor portante. Rezultatele obținute au scos în evidență ameliorări ale scorului durerii cu 30,02%, ale disfuncțiilor fizice cu 14,99%, precum și o reducere a consumului de medicamente cu 21,82% [DIM07].

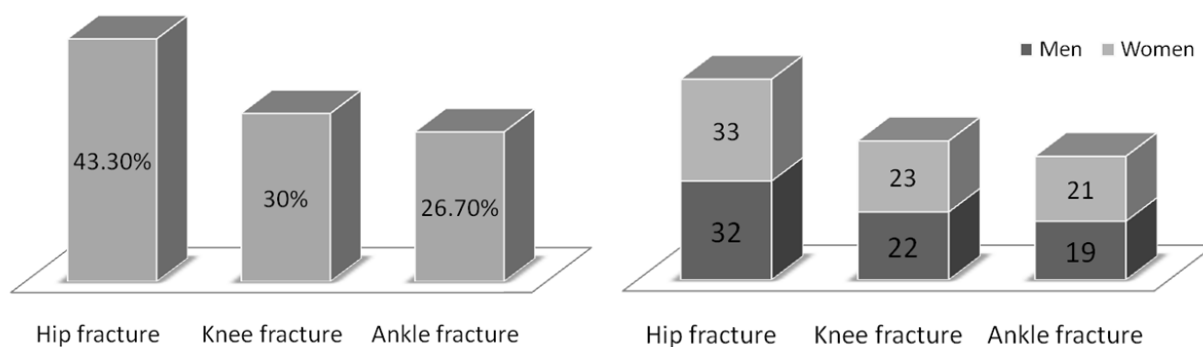


Fig. 4.33 Ponderile afecțiunilor articulare și incidența grupelor de diagnostic pe sexe

Medicina recuperatorie are ca obiective specifice menținerea și refacerea funcțiilor organismului, prevenirea disfuncțiilor acestuia, apelând în acest sens la tehnici kinetice, ortotice, precum și la diferite accesorii ajutătoare și adaptive. În scopul ameliorării disfuncțiilor articulațiilor portante (șold, genunchi, gleznă) (Fig. 4.34) sunt utilizate în prezent mai multe metode, ca de exemplu exercițiile pasive de mobilizare articulară pentru evitarea contracturilor la membrele parietice, exercițiile de forță musculară pentru corectarea contracturilor în mușchii spastici ai membrilor, utilizarea unor echipamente adaptive pentru promovarea funcției (proteze de membre, orteze, ajutătoare de mers) [DEA09d].

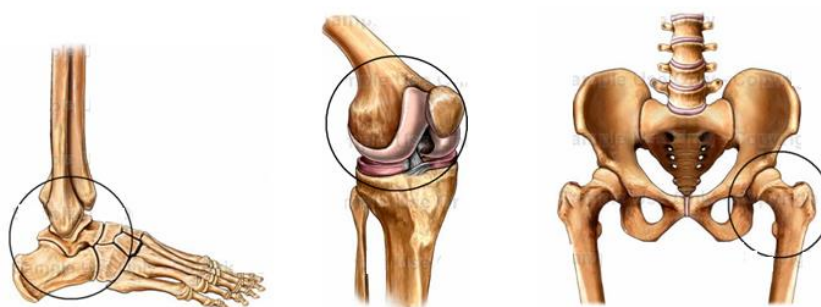


Fig. 4.34 Articulațiile portante ale membrului inferior

Principala formă de refacere a funcțiilor diminuate este kinetoterapia care include atât tehnici ce recurg la mișcare, cât și forme de relaxare și imobilizare (tehnicele posturale).

Deși necesar și benefic în multe situații, repausul posttraumatic al articulațiilor portante trebuie limitat în timp, fiind cunoscute efectele sale negative asupra structurilor și funcțiilor neuromusculare, osteo-articulare, cardio-vasculare, respiratorii ș.a. Studii recente au demonstrat că deși repausul la pat aduce ușurarea durerii, durata acestuia trebuie să fie scurtă, adică nu mai mult de 2-3 zile. Prelungirea repausului la pat este însoțită de efecte negative în plan psihologic (perceperea unei afecțiuni severe), economic (absenteism), de condiționare musculară (atrofie) și cardio-pulmonară, complicații acute (tromboembolism, pierderi de masă minerală osoasă,

hipercalcemie și hipercalciurie). Din aceste considerente se impune ca după o scurtă perioadă de repaus să se treacă la efectuarea unor mișcări pasive continue, apoi active asistate, active neasistate, izokinetice [DEA09d], [BAB12].

Terapia prin mișcare este acceptată în general ca metodă de reabilitare dacă, după accident sau intervenția chirurgicală, sistemul locomotor al unei persoane este afectat. Pentru restaurarea mobilității și pentru îmbunătățirea abilităților motorii reziduale se folosește terapia bazată pe dispozitive ce efectuează mișcare pasivă continuă.

Utilizarea procedurii de mișcare pasivă continuă presupune antrenarea mecanizată a articulației asupra căreia s-a intervenit fără ca mușchii pacientului să fie solicitați. Acest lucru este posibil prin folosirea unor echipamente special concepute, capabile să aplice articulației mișcările optime necesare reabilitării.

Mișcarea pasivă continuă reprezintă un instrument optim în arsenalul terapeutic al profesioniștilor din domeniul reabilitării. Pentru ca mișcarea pasivă continuă de reabilitare să poată fi executată corect, trebuie cunoscute în prealabil următoarele: gradul de suferință a pacientului, diagnosticul bolii sale pe baza bilanțurilor muscular și articular, precum și starea morfopatologică a structurilor care vor fi mobilizate. Mobilizarea pasivă are ca principali parametri de control forța aplicată, cursa efectuată, viteza de deplasare, accelerația imprimată, durata mișcării, frecvența, toate mărimile trebuind să se adapteze stării clinice a bolnavului și scopului urmărit. Acest lucru presupune ca un echipament destinat mobilizării pasive să permită reglarea între anumite limite a tuturor parametrilor amintiți anterior [PET14]. Câteva recomandări privind setarea acestor parametrii sunt date mai jos:

- Forța aplicată de către kinetoterapeut la nivelul maxim de amplitudine este de obicei dozată în funcție de apariția durerii, dar și de experiența acestuia în cazurile unor pacienți cu praguri la durere fie prea înalte, fie prea coborâte.
- Viteza imprimată mișcării este determinată de starea articulației de reabilitat și de scopul urmărit: o mișcare prea lentă scade tonusul muscular, pe când una rapidă crește acest tonus.
- Ritmul mișcării poate fi simplu, pendular (în 2 timpi sau în 4 timpi), la capetele cursei menținându-se întinderea.
- Durata unei mișcări este de aproximativ 1-2 secunde, iar menținerea întinderii la capătul de cursă este de 10-15 secunde. O ședință de mobilizare pasivă a unei articulații durează maximum 10 minute, în funcție de suportabilitatea pacientului, ea trebuind să se repete de 2-3 ori pe zi.

Reabilitarea pacienților cu ajutorul mișcării pasive continue poate fi realizată fie de către un kinetoterapeut, manual, fie prin folosirea unor echipamente special concepute în acest scop. Echipamentele de reabilitare destinate efectuării mișcărilor pasive continue existente la această oră

pe piață sunt antrenate cu motoare electrice, structura lanțurilor lor cinematice fiind rigidă. Acest fapt conduce la impunerea unor parametri ai deplasării inadecvați stării fizice concrete a pacienților, la neadaptabilitatea exercițiului de reabilitare la condițiile reale. Prețurile unor asemenea echipamente sunt destul de ridicate, de câteva mii de euro, depășind de multe ori posibilitățile financiare ale potențialilor utilizatori. Acestea sunt câteva dintre motivele care au condus la ideea conceperii unor echipamente acționate cu ajutorul mușchilor pneumatici, costul final al produselor situându-se sub oferta de pe piață. Echipamentul nou conceput utilizează pentru reabilitare conceptul de *assist-as-needed*.

4.4.2. Construcția echipamentului de reabilitare

Echipamentele de reabilitare sunt sisteme medicale care permit efectuarea de exerciții fizice ale mușchilor la viteze constante sau variabile, după recomandările specialiștilor. Cercetările efectuate au dovedit că utilizarea unor astfel de echipamente reduce în mod semnificativ perioada de recuperare, pacienții recurgând la o cantitate mai mică de medicamente pentru ameliorarea durerii. Prin urmare, costurile totale de recuperare sunt mult diminuate.

Echipamentele de reabilitare pot fi împărțite, în general, în două categorii:

- dispozitive pluri-articulare (sau multi-articulație) care permit – cu ajutorul unor accesorii - testarea și reabilitarea tuturor articulațiilor mai importante;
- dispozitive mono-articulare (sau mono-articulație) destinate unei singure articulații specifice.

Pe plan mondial există astfel de sisteme special concepute pentru reabilitarea genunchiului sau a gleznei, câteva vederi ale unor asemenea echipamente fiind arătate în figura 4.35 [DEA10e].



Fig. 4.35. Diferite variante de echipamente destinate mobilizării pasive

Utilizarea actuatorilor pneumatici pentru antrenarea echipamentelor de reabilitare a articulațiilor portante are un caracter de noutate, în prezent fiind cunoscută doar o singură realizare de acest tip. Este vorba despre un echipament proiectat la Friedrich Wilhelm Bessel Institut Bremen, Germania, în cadrul proiectului KoBSAR, la care antrenarea articulațiilor genunchiului

este făcută cu ajutorul unor camere elastice rotative acționate fluidic (compliant fluidic rotary elastic chamber – actuator) (Fig. 4.36) [BAI11]. Acest echipament este conceput pe principiul barelor articulate, actuatorii pneumatici rotativi fiind amplasați în dreptul articulației de reabilitat (șold, genunchi sau gleznă).



Fig. 4.36 Echipament de reabilitare cu camere elastice rotative acționate fluidic

Folosirea mușchilor pneumatici liniari pentru realizarea unor asemenea echipamente de reabilitare are un caracter de noutate. Echipamentul de reabilitare propus este compact, ieftin, simplu de manevrat, potrivit pentru terapia atât în spital cât și acasă. Poate fi folosit pentru antrenarea tuturor articulațiilor membrelor inferioare datorită conceptului modular de construcție.

Datele inițiale de la care s-a pornit în conceperea echipamentului s-au bazat pe studiile efectuate asupra unor echipamente de reabilitare existente la ora actuală pe piață. Acestea au scos în evidență faptul că unghiurile de rotire necesar a fi executate de către articulațiile portante ale membrului inferior trebuie să aibă următoarele amplitudini (Fig. 4.37) [DEA14d]:

- pentru articulația șoldului: $\Delta\varphi_1 \approx 30^\circ$;
- pentru articulația genunchiului: $\Delta\varphi_2 \approx 60^\circ$;
- pentru articulația gleznei: $\Delta\varphi_3 \approx 60^\circ$

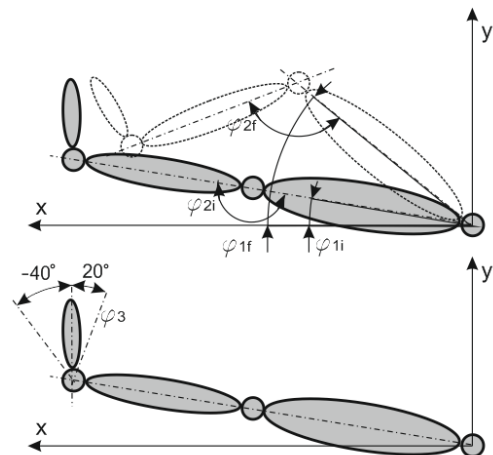


Fig. 4.37 Amplitudinile de mișcare ale articulațiilor membrului inferior

Pentru satisfacerea acestor condiții a fost conceput un echipament de reabilitare prin mișcare continuă pasivă, antrenat cu un mușchi pneumatic [DEA10a], [DEA13d].

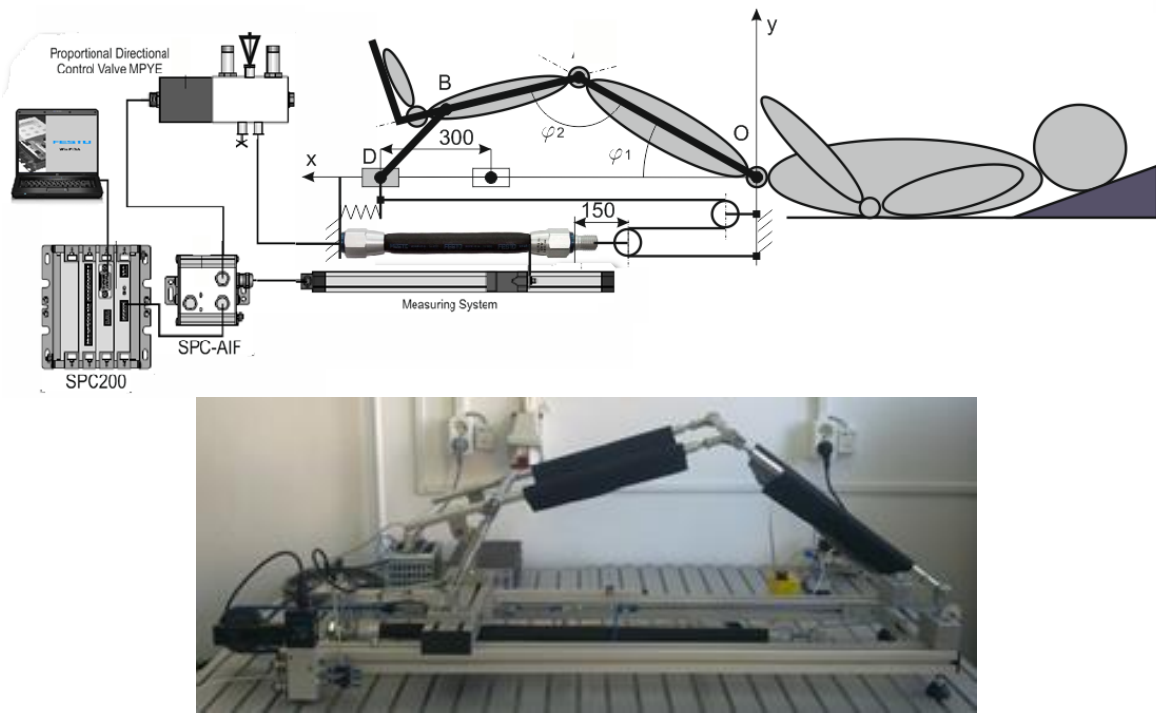


Fig. 4.38 Construcția echipamentului de reabilitare

Bolnavul supus reabilitării este întins pe un pat, echipamentul putând fi folosit atât pentru antrenarea piciorului drept, cât și pentru cel stâng, construcția sa axial-simetrică permițând acest lucru. Cu ajutorul acestui echipament este posibilă reabilitarea tuturor articulațiilor membrului inferior (șold, genunchi și gleznă).

Mișcarea de reabilitare este generată de un mușchi pneumatic, acesta deplasând un culisor a cărui cursă maximă este de 300 mm. Pentru construcția echipamentului s-a utilizat un mușchi pneumatic cu diametrul interior de 20 mm și o lungime inițială de 750 mm. Cum cursa maxim posibilă a capătului liber al mușchiului este de aproximativ 20% din lungimea sa în stare netensionată (adică de 150 mm), între mușchi și culisor s-a amplasat un mecanism cu doi scripeți, din care unul mobil, cu rolul de a amplifica mărimea deplasării culisorului până la valoarea necesară. Sistemul cu scripeți prezintă avantajul dublării cursei efectuate de către culisor, având însă dezavantajul faptului că forța la culisor este jumătate din cea furnizată de mușchiul pneumatic.

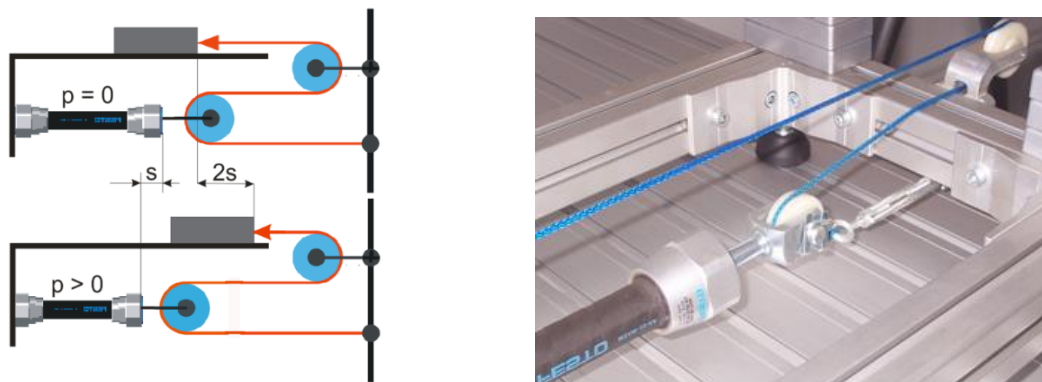


Fig. 4.39 Sistemul cu scripeți de amplificare a cursei culisorului

Pentru efectuarea mișcărilor de rehabilitare, de culisorul echipamentului este legat un mecanism cu bare articulate.

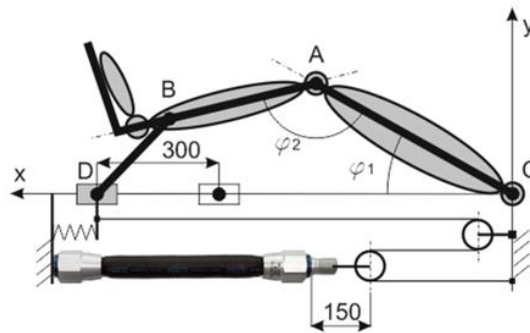


Fig. 4.40 Principiul de funcționare a echipamentului pentru rehabilitarea articulațiilor genunchiului și șoldului

Acestui mecanism, caracterizat prin existența a patru cuple de rotație și una de translație, i se pot determina limitele de variație ale unghiurilor de rotație ale articulației șoldului φ_1 și ale articulației genunchiului φ_2 , precum și evoluția acestor unghiuri pe întreaga lungime de alunecare a culisorului. Valorile de intrare impuse sunt următoarele: distanța de alunecare a culisorului este de 300 mm, $OA = 450$ mm; $AB = 400$ mm; $BD = 168$ mm; $OD = 600 \dots 900$ mm; unghiul $ABD = 150^\circ$. Cunoscute fiind valorile mărimilor geometrice ale componentelor mecanismului, se poate determina expresia matematică a unghiului φ_1 :

$$\varphi_1 = \arccos \frac{OA^2 + OD^2 - AD^2}{2 \cdot OA \cdot OD} \quad (4.13)$$

În figura 4.41 este prezentată evoluția unghiului φ_1 în raport cu cursa efectuată de culisor. Se observă faptul că în stare relaxată, adică atunci când $OD = 900$ mm, unghiul φ_1 are valoarea de $29,12^\circ$, ajungând până la $61,51^\circ$ în stare contractată ($OD = 600$ mm).

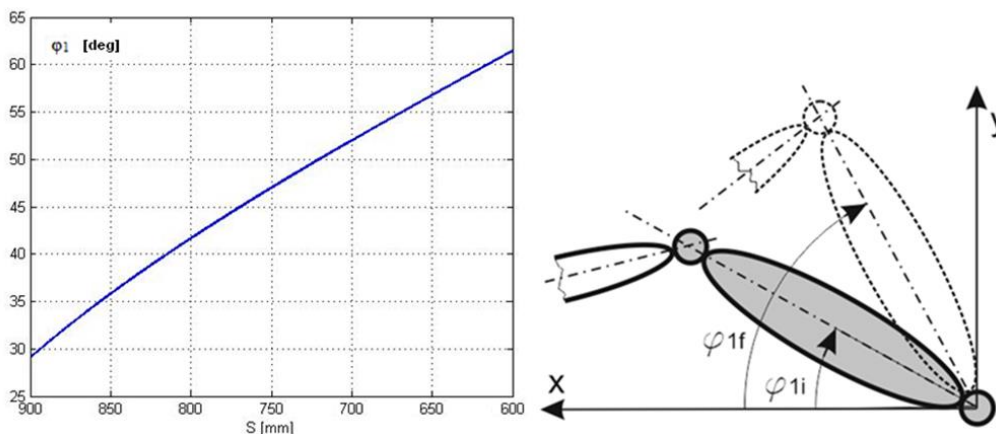


Fig. 4.41 Variația unghiului de rotație a articulației șoldului în funcție de poziția culisorului

Pentru determinarea valorilor admise de unghiul de rotație al articulației genunchiului φ_2 , pentru început, în $\triangle ABD$ se deduce mărimea unghiului BAD , cu relația:

$$\angle BAD = \arccos \frac{AB^2 + AD^2 - BD^2}{2 \cdot AB \cdot AD} \quad (4.14)$$

Prin înlocuirea cu valorile numerice corespunzătoare rezultă $\angle BAD = 8,73^\circ$, mărimea sa păstrându-se constantă pe întreaga durată a cursei efectuate de culisor.

Din $\triangle OAD$ se poate determina expresia unghiului $\angle DAO$:

$$\angle DAO = \arccos \frac{OA^2 + AD^2 - OD^2}{2 \cdot OA \cdot AD} \quad (4.15)$$

Pentru OD variind între 600 și 900 mm, unghiul $\angle DAO$ va fi cuprins între $72,76^\circ$ și $127,55^\circ$.

Pornindu-se de la valorile obținute mai sus, unghiul de rotație al articulației genunchiului φ_2 se determină ca fiind:

$$\angle \varphi_2 = \angle BAD + \angle DAO \quad (4.16)$$

În figura 4.42 se prezintă variația unghiului φ_2 în raport cu cursa efectuată de către culisor. Se observă faptul că în stare relaxată, adică pentru $OD = 900$ mm, unghiul φ_2 are valoarea de $136,28^\circ$, în timp ce în stare contractată ($OD = 600$ mm), valoarea sa ajunge la $81,49^\circ$.

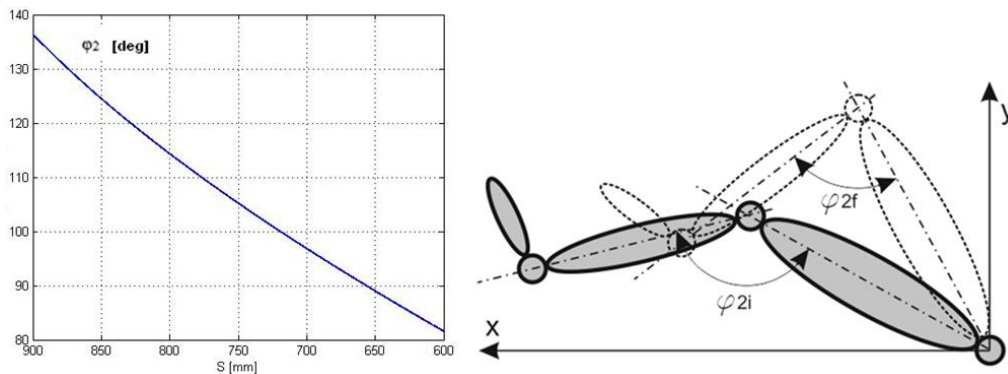


Fig. 4.42 Variația unghiului de rotație a articulației genunchiului în funcție de poziția culisorului

În cazul reabilitării articulației gleznei, echipamentului i se aduc următoarele modificări: articulația A este blocată, sistemul fiind alcătuit din două bare articulate (OB și BD), trei cuple de rotație (O , B și D) și una de translație (D). Schema de funcționare a echipamentului este cea din figura 4.43.

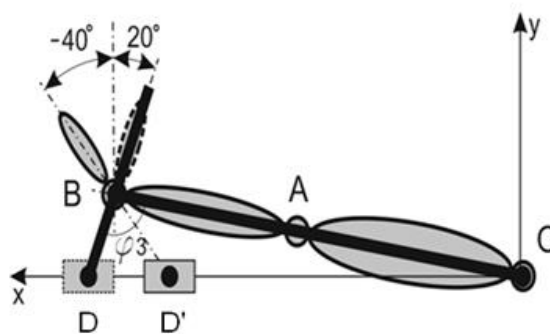


Fig. 4.43 Principiul de funcționare a echipamentului pentru reabilitarea articulației gleznei

Pentru determinarea valorilor unghiului φ_3 , din schema de mai sus rezultă:

$$\varphi_3 = \arccos \frac{OB^2 + BD^2 - OD^2}{2 \cdot OB \cdot BD} \quad (4.17)$$

Pentru limitele extreme ale cursei culisorului (punctele D și D'), unghiul φ_3 va avea valorile:

- pentru punctul D: $\varphi_3 = 100,916^\circ$
- pentru punctul D': $\varphi_3 = 42,605^\circ$.

În figura 4.44 este prezentată variația unghiului φ_3 în funcție de poziția culisorului.

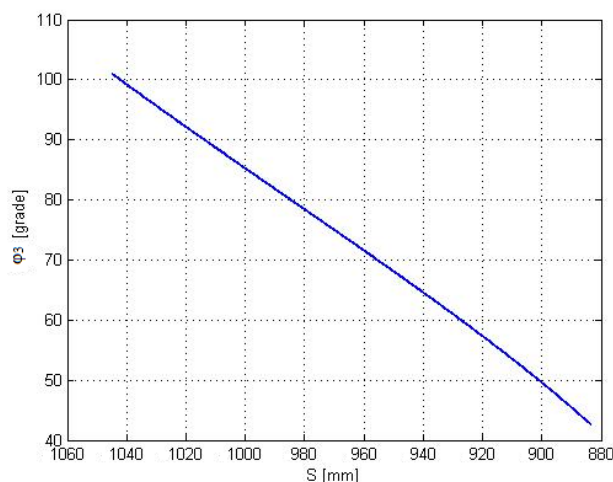


Fig. 4.44 Variația unghiului de rotație a articulației gleznei în funcție de poziția culisorului

După cum se observă în figurile 4.41, 4.42 și 4.44, amplitudinile de rotație ale celor trei articulații sunt: $\Delta\varphi_1 \approx 32^\circ$, $\Delta\varphi_2 \approx 55^\circ$ și, respectiv, $\Delta\varphi_3 \approx 58^\circ$, foarte apropiate de cerințele impuse inițial.

4.4.3. Performanțele echipamentului de reabilitare

Schema de comandă a poziționării capătului liber a mușchiului pneumatic și, deci, a culisorului, este prezentată în figura 4.45. Sistemul de poziționare este constituit din:

- mușchiul pneumatic comandat de un distribuitor proporțional tip MPYE, furnizat de firma Festo;
- un traductor rezistiv de deplasare atașat culisorului;
- un controller tip SPC 200 pentru programarea și memorarea pozițiilor de lucru, a tipurilor de mișcare și a succesiunii acestora;
- elemente electronice de conectare la controller și transmitere a informației de la traductor și a comenzilor către distribuitorul proporțional (elemente electronice de interfață – SPC-AIF).

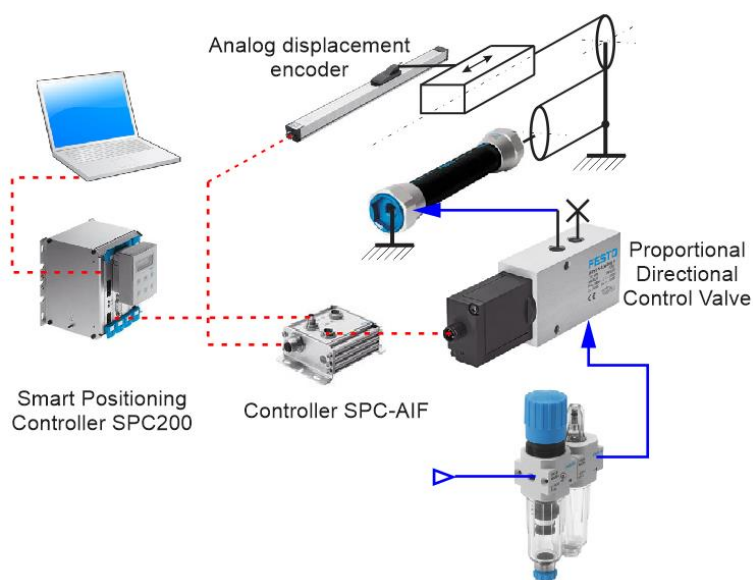


Fig. 4.45 Schema acționării echipamentului de reabilitare

Cu ajutorul unui controller tip SPC200 se pot controla una până la patru axe pneumatice; în cazul aplicației propuse este vorba despre o singură asemenea axă, caz în care SPC200 este setat să ruleze un singur program NC, bazat pe standardul DIN 66025.

Studiul performanțelor echipamentului de reabilitare este realizat, în continuare, printr-un exemplu concret, format dintr-o succesiune de mișcări/staționări descrise în figura 4.46.

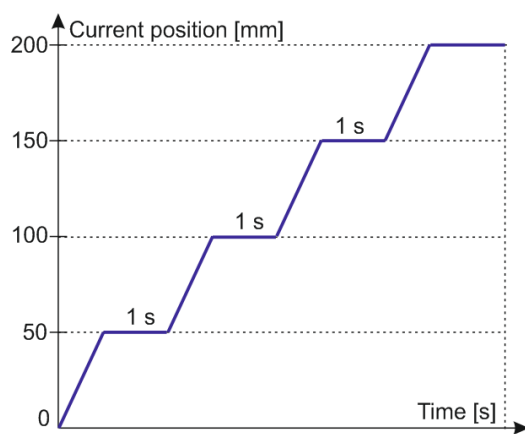


Fig. 4.46 Exemplu de exercițiu de reabilitare

Pozițiile care trebuie atinse de către axa pneumatică sunt definite numeric de către controller, mișcările fiind stabilite printr-un program. Controller-ul SPC 200 poate accepta maximum 100 de programe care totalizează împreună cel mult 2000 de linii. Fiecare program poate fi apelat ca o subrutină, acestea putând fi apelate consecutiv (unele pe altele) până la nivelul 4. Orice program poate avea maxim 1000 de înregistrări NC, notate de la N000 la N999.

Din descrierea capacității de stocare a controller-ului SPC 200 rezultă că acesta poate face față cu succes oricărei pretenții privind numărul și complexitatea exercițiilor de reabilitare posibil

a fi realizate. Numărul maxim de cicluri diferite de reabilitare stocate la un moment dat poate fi deci de 100, un singur exercițiu putând conține până la 1000 de comenzi diferite.

Realizarea ciclului de mișcări din figura 4.46 este posibilă prin scrierea următoarelor linii de program cu ajutorul editorului WinPISA.

```
N000 G01 X50.00 FX10  
N001 G04 100  
N002 G01 X100.00 FX10  
N003 G04 100  
N004 G01 X150.00 FX10  
N005 G04 100  
N006 G01 X200.00 FX10  
N007 M30
```

În programul de mai sus, comanda G01 indică o mișcare de poziționare cu viteză controlată până la o poziție dată de mărimea X, viteza fiind impusă cu ajutorul comenzii FXn (n = procente din viteza maximă). Astfel, de exemplu, înregistrarea N002 impune o deplasare cu o viteză de 10% din cea maximă posibilă a sistemului până la cota X = 100 mm față de origine.

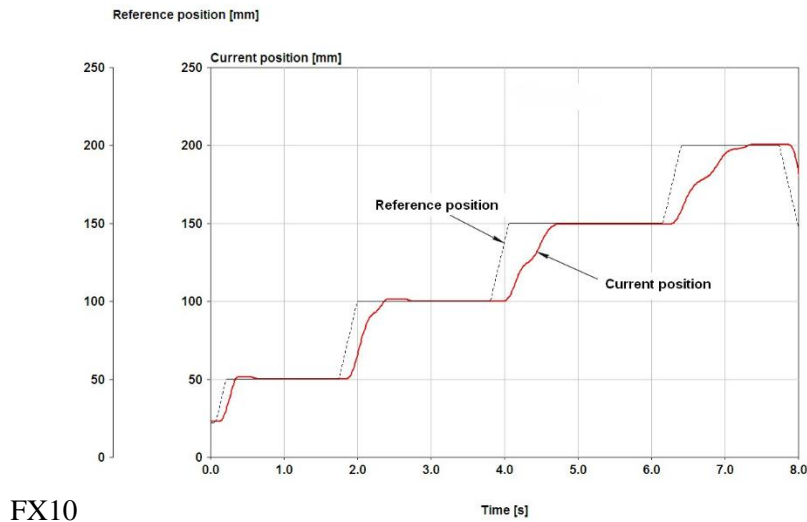
Înregistrarea N003 specifică o temporizare a mișcării egală cu 100 sutimi de secundă, iar înregistrarea N007 indică terminarea programului cu reluarea ciclului.

Transferarea programului în memoria controller-ului SPC 200 se face cu ajutorul unei comunicații seriale, comunicația dintre calculator și controller-ul SPC200 numindu-se conectare on-line.

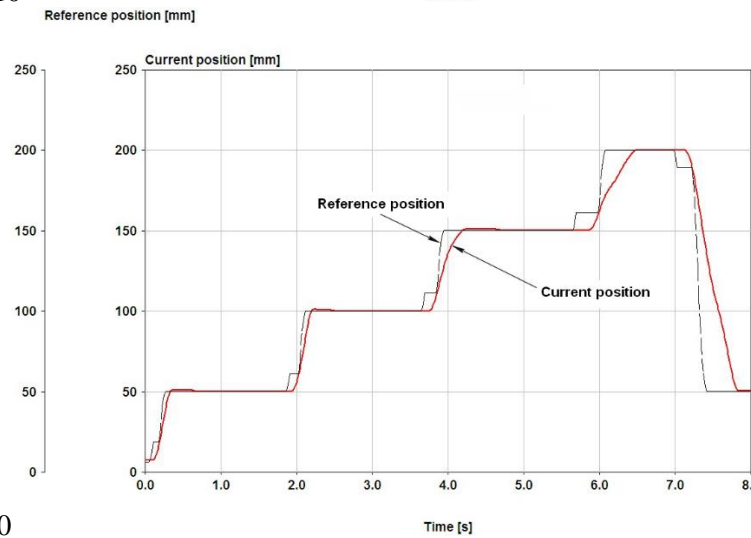
În urma rulării programului, WinPISA permite trasarea graficelor care descriu comportamentul echipamentului în funcționare. În figura 4.47 sunt prezentate evoluțiile în timp ale deplasărilor culisorului echipamentului pentru două viteze de mișcare diferite, date de comenzile FX10 și, respectiv, FX90. Linia continuă marchează deplasarea reală a culisorului, în timp ce linia întreruptă scoate în evidență poziția de referință [DEA13d].

Din cele două grafice rezultă următoarele concluzii:

- precizia de poziționare a culisorului, pentru ambele viteze de deplasare, este corespunzătoare. Se observă doar o mică depășire a acestei poziții, corectată însă de sistem;
- duratele de staționare în pozițiile comandate sunt mai mari decât cele programate și sunt crescătoare odată cu îndepărtarea culisorului de poziția inițială.
- în cazul vitezelor mici de deplasare (comanda FX10) se observă un decalaj mai mare între liniile care descriu poziția curentă și cea de referință, comparativ cu vitezele mai mari (comanda FX90). Abaterea este generată de acoperirea pozitivă a distribuitorului proporțional, precum și de o reglare mai dificilă a debitelor mici de aer de către acesta. Acest lucru nu influențează însă în vreun fel desfășurarea și eficacitatea exercițiului de reabilitare;



FX10

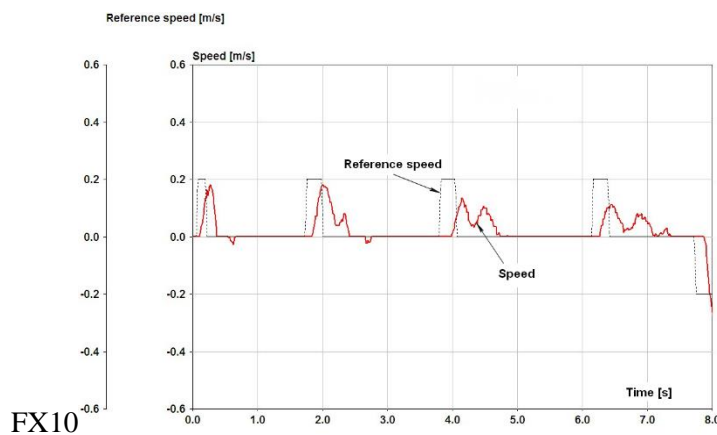


FX90

Fig. 4.47 Evoluția în timp a poziției culisorului pentru două viteze de deplasare

- pe măsură ce culisorul se îndepărtează de origine, pantele ce descriu mișcarea reală sunt din ce în ce mai mici, fapt ce sugerează o diminuare a vitezelor de deplasare.

Graficele din figurile 4.48 și 4.49 descriu evoluția vitezei de deplasare a culisorului în funcție de timp, respectiv în funcție de poziția acestuia față de origine. La fel ca și în cazul precedent, graficele s-au construit pentru două situații diferite, una corespunzătoare comenzii FX10 și cealaltă pentru FX90 [DEA13d].



FX10

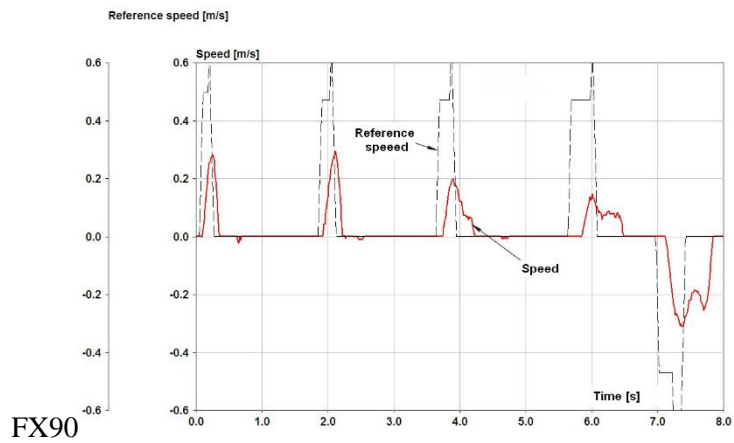


Fig. 4.48 Evoluția în timp a vitezei de deplasare

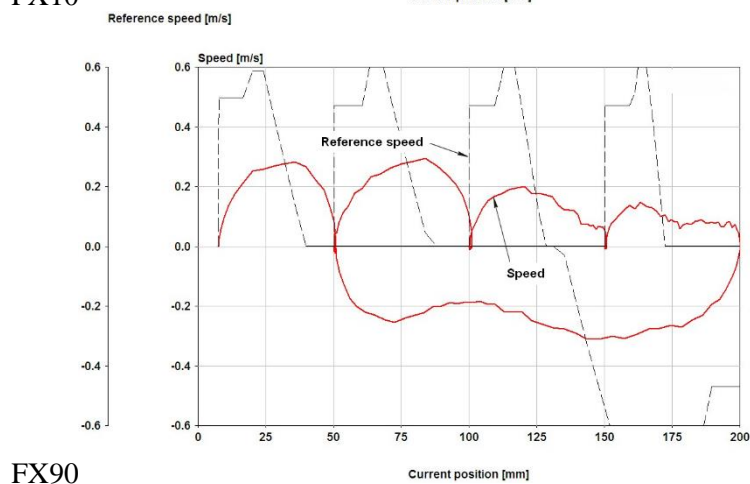
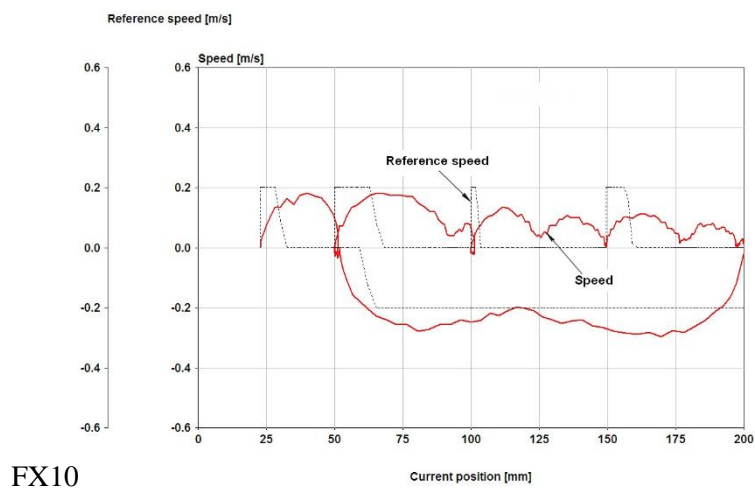


Fig. 4.49 Evoluția vitezei de deplasare în funcție de poziția culisorului față de origine

Observațiile care se desprind din studiul diagramelor de mai sus sunt următoarele:

- deși comenzile FX10 și FX90 sugerează un raport al vitezelor de deplasare de $1/9$, în practică acest lucru nu se întâmplă. Din figura 4.48 rezultă faptul că raportul vitezelor de referință este de aproximativ $1/3$, iar vitezele reale înregistrate se află într-un raport de circa $3/4$.

Acest lucru are ca efect o micșorare a intervalului în care este posibilă reglarea vitezelor de mișcare și o plasare a acestuia în zona vitezelor mici. Din punctul de vedere al exercițiului de rehabilitare acest aspect nu prezintă importanță, știut fiind faptul că mișcările de recuperare se desfășoară la viteze mici.

- prin program, viteza maximă de deplasare pentru atingerea succesivă a pozițiilor de 50, 100, 150, respectiv 200 mm este aceeași (dată fie de comanda FX10, fie de comanda FX90). În realitate se poate observa faptul că vitezele maxime atinse sunt tot mai mici pe măsură ce culisorul se îndepărtează de poziția inițială. Explicația acestui fapt este aceea că întregul sistem de antrenare a echipamentului este unul elastic, format dintr-un mușchi pneumatic și un resort ce asigură revenirea culisorului în poziția inițială atunci când $p = 0$ bar.

În figura următoare sunt prezentate graficele care descriu accelerațiile culisorului în timpul deplasării. În afara unui impuls inițial la pornire, limitele de variație ale acestuia sunt cuprinse între -5 și $+5$ m/s^2 , ceva mai mari în cazul comenzii FX10.

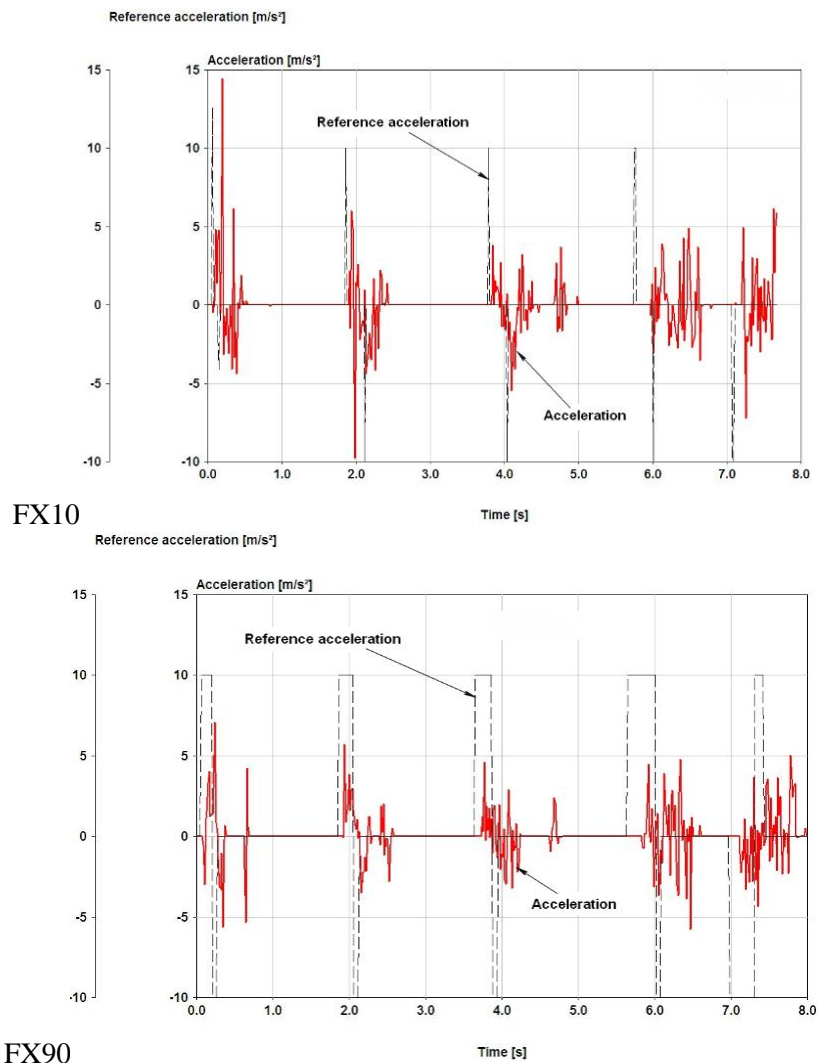


Fig. 4.50 Evoluția în timp a accelerației

Alte studii experimentale efectuate asupra echipamentului de reabilitare au vizat:

- studiul influenței diferitelor comenzi NC asupra comportamentului echipamentului de reabilitare și propunerea celor mai adecvate soluții;
- analiza comparativă privind funcționarea echipamentului în stare neîncărcată sau încărcată;
- studiul forțelor dezvoltate de sistemul de antrenare cu mușchi pneumatic liniar;
- studii privind comportamentul echipamentului pentru diferite variante de exerciții de recuperare.

Concluziile desprinse din aceste studii efectuate sunt următoarele:

- limitele de mișcare ale culisorului echipamentului și, implicit, intervalele de variație ale unghiurilor de rotație ale articulațiilor membrelor inferioare sunt conforme cu cerințele exercițiilor de reabilitare;
- precizia de poziționare a culisorului la cotele programate este satisfăcătoare pentru cerințele unui asemenea echipament;
- duratele executării diferitelor comenzi nu respectă valorile programate (sunt mai mari), acest lucru neinfluențând însă derularea exercițiului de recuperare;
- există posibilitatea reglării vitezelor de mișcare într-un domeniu larg;
- schimbarea sensului de mișcare se realizează fără șocuri, fapt ce demonstrează caracterul compliant al mușchiului pneumatic;
- în cazul funcționării în gol, se observă un anumit grad de neuniformitate a mișcării culisorului;
- forța dezvoltată de către mușchiul pneumatic liniar este suficientă pentru antrenarea echipamentului.

Pe lângă performanțele tehnice descrise mai sus, important este și aspectul economic pe care îl implică realizarea acestui echipament de reabilitare. Prețul unei asemenea soluții constructive, acționată cu mușchi pneumatic liniar, este estimat la circa 60-70% din cel al unui echipament existent acum pe piață, acționat cu motor electric.

4.5. Sisteme de prehensiune acționate de mușchi pneumatici

O altă aplicație a mușchilor pneumatici abordată de autoarea Tezei de abilitare o constituie sistemele de prehensiune ale roboților industriali. Primele studii efectuate au fost prilejuate de demararea Contractului de cercetare CNC SIS tip A nr. 4GR/28.05.2007, cod 1054/2007, tema 8, denumit *Cercetări privind performanțele mușchilor pneumatici folosiți la acționarea prehensoarelor roboților non-antropomorfici* [DEA07c]. La acest contract, autoarea Tezei a fost

membru al echipei de cercetare. În urma derulării acestui contract a rezultat o propunere de brevet de invenție [DEA14a], 8 lucrări științifice și o teză de doctorat a unui alt membru al echipei de cercetare [ȚĂR14].

Tema de cercetare se înscrie în domeniul preocupărilor existente pe plan mondial privind construcția roboților industriali, cercetările fiind orientate spre găsirea unor soluții constructive inovative de sisteme de prehensiune. Obiectivele principale ale temei au fost acelea de proiectare, realizare și testare a unui sistem de prehensiune performant, acționat cu un mușchi pneumatic liniar, destinat apucării unor obiecte fragile fără deformarea/distrugerea lor.

Cercetările efectuate au avut un caracter atât fundamental, dat de studiile teoretice și experimentale privitoare la performanțele mușchilor pneumatici, cu referire la posibilitatea utilizării acestora pentru realizarea de sisteme de prehensiune, cât și unul aplicativ, care a constat în realizarea și testarea unei soluții noi de sistem de prehensiune acționat cu ajutorul mușchilor pneumatici.

4.5.1. Stadiul actual privind construcția sistemelor de prehensiune

Mâna umană îndeplinește multiple funcții, una dintre cele mai importante fiind cea de prehensiune. Conform definiției dată de Dicționarul explicativ al limbii române, prin prehensiune se înțelege „acțiunea mâinii de a prinde, de a apuca cu ajutorul degetelor, ghearelor, al unei pense etc” [DEX]. În domeniul roboticii prehensiunea implică contactul dintre elementul final al unui robot (prehensorul) și un corp în vederea manipulării acestuia. Prehensoarele (gripper-ele) sunt componentele sistemelor robotizate care facilitează contactul temporar cu obiectul supus manipulării, asigurând poziția și orientarea acestuia în timpul transportului și al asamblării.

Măinile mecanice au rolul de a o înlocui pe cea umană. Din studiile efectuate până în prezent s-a dovedit faptul că dacă abilitatea de prindere a obiectelor pentru o mână mecanică cu 5 degete este de 100%, o mână mecanică cu 4 degete are 99% din abilitatea acesteia, cea cu trei degete în jur de 90%, iar o mână cu două ”degete”, respectiv bacuri, de doar 40% [STĂ09].

Principalul criteriu de clasificare a sistemelor de prehensiune este cel care ține cont de natura acestora. Conform acestui criteriu, sistemele de prehensiune pot fi *naturale* și *artificiale*. În cazul sistemelor naturale de prehensiune, mâna omului este cel mai relevant exemplu. Capacitatea de prehensiune a extremităților membrelor superioare umane este regăsită însă și la animale (de exemplu trompa elefantului, cleștii racilor, limba unor șopârle sau șerpi, ghearele păsărilor, tentaculele caracatițelor etc). Pornind de la exemplele oferite de natură, prin biomimetism pot fi găsite idei de dezvoltare a unor noi soluții de sisteme de prehensiune [NEG14a].

Din analiza exemplurilor naturale se pot desprinde câteva caracteristici specifice sistemelor de prehensiune:

- în funcție de metoda de prehensiune, sistemele studiate sunt cu *contact* sau *astringente*;
- în funcție de tipul mișcării executate de elementele finale, sistemele analizate sunt cu mișcare de *rotație* (prehensoare unghiulare) și cu mișcare *liniară* (prehensoare paralele);
- după numărul contactelor existente între prehensorul natural și obiect, se întâlnesc exemple cu *două*, cu *trei* sau cu mai multe zone de contact;
- după tipul elementului de prehensiune, sistemele studiate sunt cu elemente *rigide*, sau *adaptive* la forma obiectului preheatat.

O problemă esențială legată de proiectarea unui nou sistem de prehensiune ține de caracteristicile funcționale pe care acesta trebuie să le îndeplinească. Cerințe cum ar fi forța realizată, rigiditatea/complianța, dexteritatea, numărul gradelor de mobilitate depind de aplicația căreia i se adresează prehensorul.

În zilele noastre, prehensoarele tind să devină din ce în ce mai sofisticate, mai complexe, căutând să răspundă unor cerințe variate. O construcție complexă implică însă costuri ridicate, de neacceptat uneori într-un scenariu industrial competitiv. Este motivul pentru care, în general, pentru aplicații industriale curente se utilizează prehensoare simple și fiabile, în timp ce pentru scopuri de cercetare, dar nu numai, se propun soluții complexe de mâini mecanice.

În figura următoare sunt prezentate câteva diferențe între caracteristicile prehensoarelor simple și mâinile mecanice complexe [NEG13].

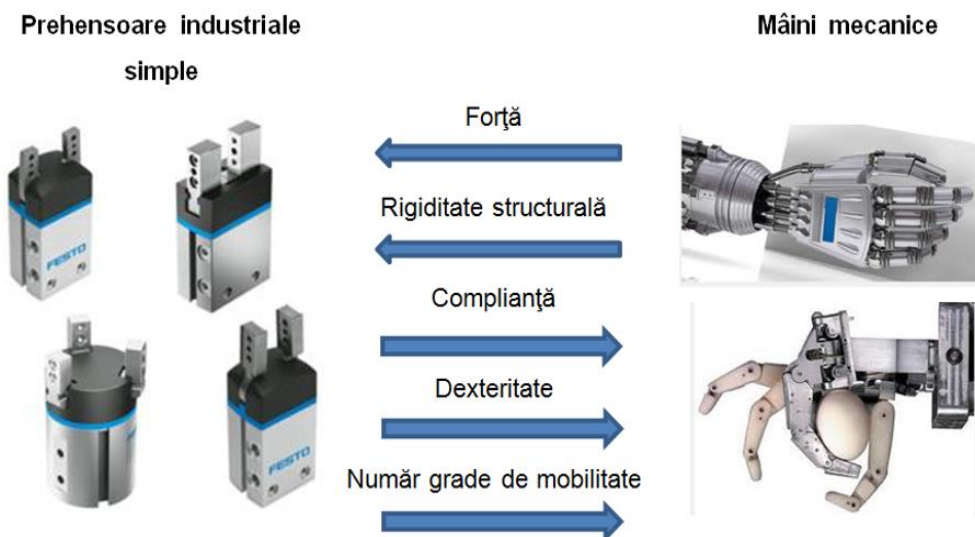


Fig. 4.51 Comparație între caracteristicile prehensoarelor industriale și mâinile mecanice

Cele mai importante caracteristici specifice unui prehensur industrial sunt forța dezvoltată și rigiditatea structurală (care influențează în mare măsură precizia de poziționare). Numărul mai mic

de grade de mobilitate facilitează fiabilitatea unui asemenea prehensor și, de asemenea, contribuie la obținerea unui preț mai scăzut. Măinile mecanice complexe se caracterizează în schimb printr-o mai mare complianță și dexteritate, ceea ce le face utile în aplicații de finețe, asemănătoare cu comportamentul sistemelor naturale.

Sistemele de prehensiune naturale reprezintă o sursă inepuizabilă de inspirație pentru ingineri, pe baza lor dezvoltându-se în timp numeroase aplicații practice. Astfel, în figura 4.52 este prezentată preluarea ideii prinderii unei roșii cu ajutorul a două degete de către o persoană și conceperea, pe baza acestei idei, a unui sistem mecatronic bio-inspirat [NEG13].

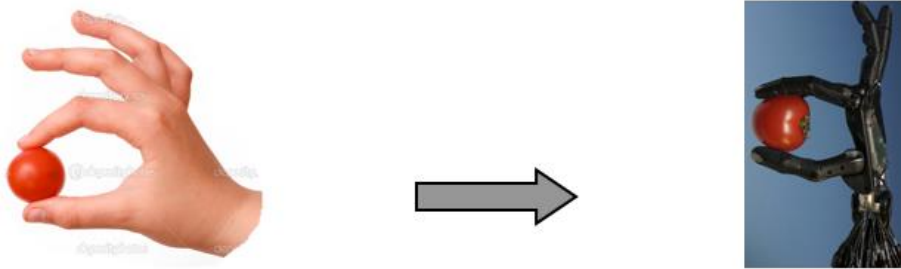


Fig. 4.52 Transferul modelului natural de prehensiune la un sistem artificial

Un sistem artificial de prehensiune trebuie să asigure nu numai apucarea obiectului, ci și manipularea în siguranță a acestuia. Astfel, în cazul roșiei din exemplul de mai sus este necesar și ca forța aplicată să aibă o mărime controlată, care să nu deterioreze obiectul apucat.



Fig. 4.53 Prinderea cu forță necontrolată/controlată a obiectului prehsensat

Pornind de la exemplele de mai sus rezultă faptul că soluțiile noi, inovative, bio-inspirate de sisteme de prehensiune necesită echipamente ușoare, structurabile în mod flexibil și cu un raport sarcină utilă / greutate proprie mare, cu reglaje integrate ale poziției, control al forțelor, oferite la un preț avantajos. La ora actuală nu sunt disponibile sisteme de prehensiune care să îndeplinească majoritatea acestor cerințe.

Acțiunea de prehensiune este realizată cu ajutorul unor forțe mecanice de contact. Dacă în cazul sistemelor naturale aceste forțe sunt dezvoltate de mușchi, în cazul prehensoarelor artificiale

forțele sunt generate de motoare. Între motor și bacurile de prehensiune (elementele finale) se interpune, de regulă, un mecanism format din elemente rigide.

Motoarele de acționare a sistemelor de prehensiune trebuie să răspundă principalelor sarcini care-i revin unui asemenea sistem, ca de exemplu: asigurarea unei forțe de strângere suficiente, precizie, fiabilitate, flexibilitate și complianță etc. În funcție de natura energiei utilizate pentru acționare, motoarele pot fi electrice, hidraulice, pneumatice sau de tip neconvențional. Motoarele electrice sunt des utilizate la construcția sistemelor de prehensiune datorită simplității comenzii acestora. Motoarele hidraulice, liniare sau rotative, sunt folosite în aplicațiile care presupun forțe mari de strângere, în timp ce acționarea pneumatică este utilizată pentru aplicațiile la care forțele necesare au valori mai reduse, complianța fiind însă o caracteristică importantă.

În majoritatea cazurilor, acționarea sistemelor de prehensiune este asigurată de motoare electrice. Acționarea de tip pneumatic a fost în general evitată, din cauza problemelor legate de comandă și de complianță. Totuși, anumite avantaje ale acestui tip de acționare, cum ar fi compactitatea elementelor de acționare, raportul putere/greutate favorabil, costuri scăzute, mentenanță ușoară, mediu de lucru curat fac ca, în ultimii ani, acționarea pneumatică să fie tot mai mult folosită în robotică.

Acționarea pneumatică a sistemelor de prehensiune utilizează ca motoare variante de tip liniar (cilindri) sau de tip membrană. O altă posibilitate de prehensiune pe cale pneumatică, des întâlnită în industrie, este cea a tehnicii vacuumului. În figura 4.54 sunt prezentate câteva exemple de sisteme de prehensiune acționate pneumatic [ȚĂR14].



Fig. 4.54 Exemple de sisteme de prehensiune acționate pneumatic

De dată relativ recentă este utilizarea pentru construcția sistemelor de prehensiune a mușchilor pneumatici. Firma Festo a realizat două asemenea variante constructive [NEG14b], [DEA14e].

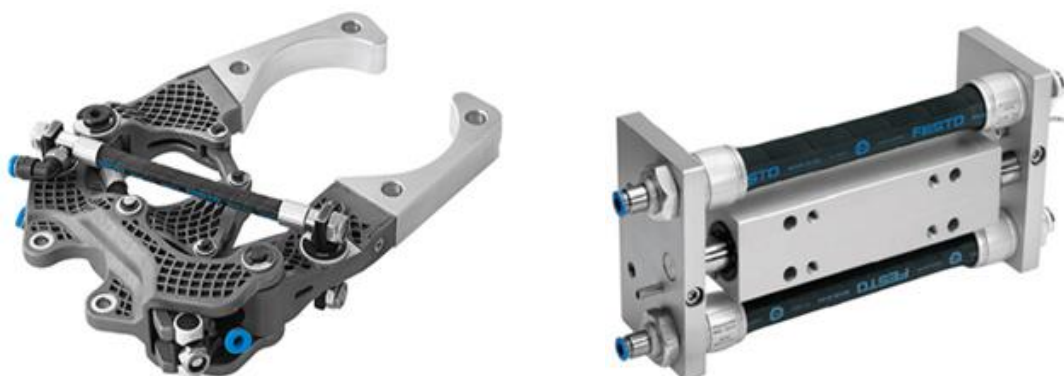


Fig. 4.55 Sisteme de prehensiune acționate cu mușchi pneumatici

Primul prehensor, denumit Power Gripper, a pornit de la ideea modului de a apuca cu ciocul al păsărilor. Ca motor este utilizat un mușchi pneumatic, iar construcția prehensorului este bazată pe lanțurile cinematice Watt. Sistemul are un bun raport forță dezvoltată/greutate proprie, datorat utilizării unui motor ușor (mușchiul pneumatic).

Cel de-al doilea sistem este un prehensor paralel de tip DMSP-...-HGP-SA acționat cu doi mușchi pneumatici. El este destinat funcționării în aplicații de tip pick and place, în medii cu un conținut ridicat de praf.

Caracteristici precum capacitatea de a absorbi șocurile, greutatea redusă, gabarit și masă redusă pe unitatea de putere, elasticitate (comportare asemănătoare cu cea a unui arc) datorată, pe de-o parte compresibilității aerului și pe de alta variației forței cu deplasarea, posibilități de conectare ușoară, siguranță (fără pericol de electrocutare sau incendiu), fac din mușchii pneumatici elemente constructive optime pentru realizarea sistemelor de prehensiune.

Pornind de la cunoașterea stadiului actual în ceea ce privește construcția sistemelor de prehensiune utilizate în industrie, cercetările efectuate de autoarea tezei și echipa cu care a lucrat au vizat conceperea unor asemenea sisteme performante, caracterul de noutate constând în modalitatea de acționare a acestora - cu ajutorul mușchilor pneumatici.

4.5.2. Variante propuse de sisteme de prehensiune

Conceperea unor noi sisteme de prehensiune a fost realizată printr-o analiză pas cu pas de tip top-down (bionica de analogie), necesară înțelegerii mecanicii mișcărilor de apucare și reținere a unui obiect. În acest sens s-a impus o decompozare a procesului de prehensiune în faze și mișcări elementare, care să permită o analiză de detaliu a fenomenului studiat. Acțiunea de manipulare a unui obiect, bazată pe apucarea și reținerea acestuia, este divizată (decompozată) în faze standard, specifice tuturor sistemelor de prehensiune naturale sau artificiale (incluzând aici animalele,

păsările, insectele, sistemele mecanice etc). În figura 4.56 sunt prezentate fazele necesare prehensiunii și manipulării unui obiect [NEG14a].

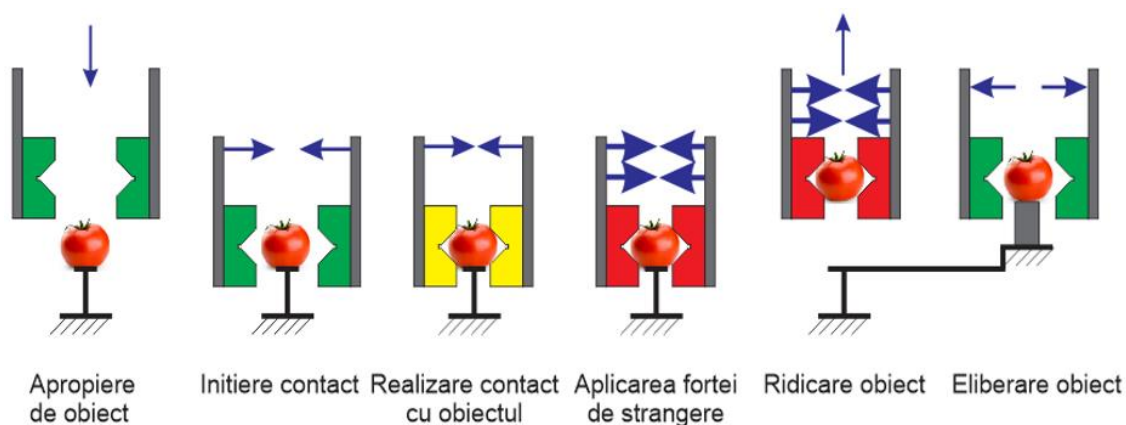


Fig. 4.56 Decompozarea procesului de prehensiune

În general, manipularea unui obiect presupune următoarele faze standard:

1. *apropierea de obiectul țintă*; bacurile de prehensiune sunt deschise, iar sistemul de poziționare al robotului realizează apropierea de obiect.
2. *inițierea contactului*; bacurile sunt apropiate, iar suprafețele lor preiau contactul cu obiectul țintă.
3. *realizarea contactului și orientarea* obiectului prins între bacuri.
4. *securizarea obiectului* prins între bacuri prin creșterea forței de menținere. În funcție de natura obiectului de prehensat (elastic, fragil, rigid etc), forțele de reținere pot fi constante, prestabilite, sau trebuie să se autoadapteze la cazul concret.
5. *ridicarea obiectului și transferarea* lui către o altă zonă.
6. *eliberarea obiectului* fie pe cale gravitațională, fie cu ajutorul unor sisteme speciale.
7. *monitorizarea prehensiunii* cu diferiți senzori (de forță, de cuplu, de contact etc), acțiune care se suprapune peste fazele descrise mai sus.

Fazele 1 și 5 sunt realizate, de regulă, de robot, în timp ce restul acestora sunt specifice sistemului de prehensiune. Cunoscută fiind succesiunea fazelor necesare prehensiunii unui obiect, în cele ce urmează sunt prezentate mai multe variante constructive bioinspirate de sisteme de prehensiune acționate cu ajutorul mușchilor pneumatice.

Dimensionarea sistemelor de prehensiune a pornit de la următoarele date de intrare: masa obiectului de manipulat: $m = 0,7$ kg; accelerația mișcării sistemului: $a = 5$ m/s²; accelerația gravitațională: $g = 9.81$ m/s²; accelerația de oprire de urgență (decelerație): $a_s = 10$ m/s²; coeficientul de frecare: $\mu = 0,2$; coeficientul de siguranță: $S = 2,5$.

Pentru un scenariu de mișcări efectuate de către sistemul de prehensiune asemănător celui descris în figura 4.56, se consideră faptul că forțele maxime pe care mușchiul pneumatic ar trebui

să le dezvolte apar în situațiile în care accelerațiile au cele mai mari valori, adică în cazul unor frânări bruște. Pentru un asemenea caz, forța necesară prehensiunii ce revine unui bac se calculează cu relația:

$$F_G = \frac{m \cdot (g + a_s) \cdot S}{\mu \cdot n} = \frac{0,7 \cdot (9,81 + 10) \cdot 2,5}{0,2 \cdot 2} = 86,67 \text{ N} \quad (4.18)$$

Toate sistemele de prehensiune proiectate au o construcție cu două bacuri, fapt ce presupune ca mușchiul pneumatic ales să fie capabil să dezvolte o forță de minimum $2 \cdot 86,67 \text{ N} = 173,34 \text{ N}$. În acest sens, din catalogul firmei FESTO AG&Co, Germania, s-a selectat un mușchi cu diametrul de 10 mm și o lungime a părții sale active (fără racorduri) de 45 mm. Principalele caracteristici funcționale ale mușchiului pneumatic ales sunt următoarele: presiunea maximă admisă este de 8 bar, contracția cea mai mare posibilă reprezintă 20% din lungimea în stare de repaus, iar forța limită care se poate obține este de 600 N. În figura 4.57 este prezentat graficul care descrie evoluția forței dezvoltate de acest mușchi în funcție de presiunea de încărcare și de cursa efectuată.

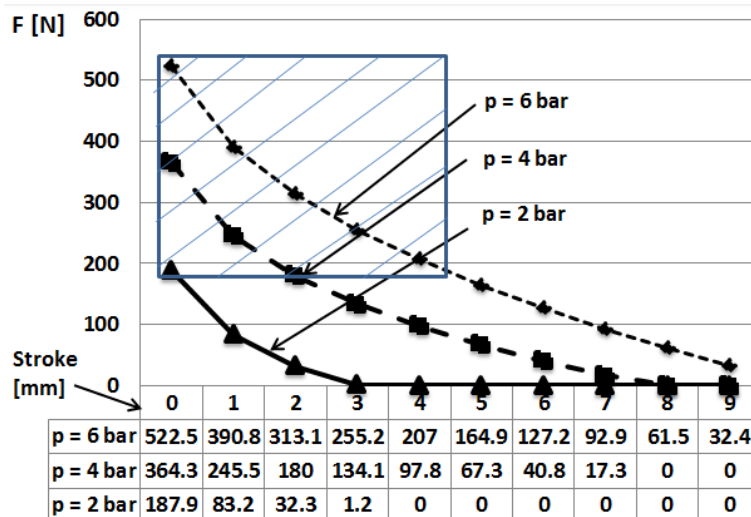


Fig. 4.57 Variația forței dezvoltate în funcție de presiunea de încărcare și de cursa efectuată

Dreptunghiul hașurat din figura de mai sus delimitează zona optimă de utilizare a mușchiului pneumatic ales, astfel încât pentru o cursă maximă a bacurilor de 4 mm, forța dezvoltată să fie superioară valorii de 173,34 N.

Pe parcursul anilor au fost concepute mai multe variante de sisteme de prehensiune. Pentru fiecare variantă propusă s-au proiectat structura mecanică și schema pneumatică de acționare și comandă. O prima asemenea variantă este aceea a unui sistem paralel, cu mușchiul pneumatic așezat transversal în carcasa sistemului de prehensiune. Schema cinematică și construcția acestui sistem sunt arătate mai jos [DEA08f], [DEA08g], [DEA11d]:

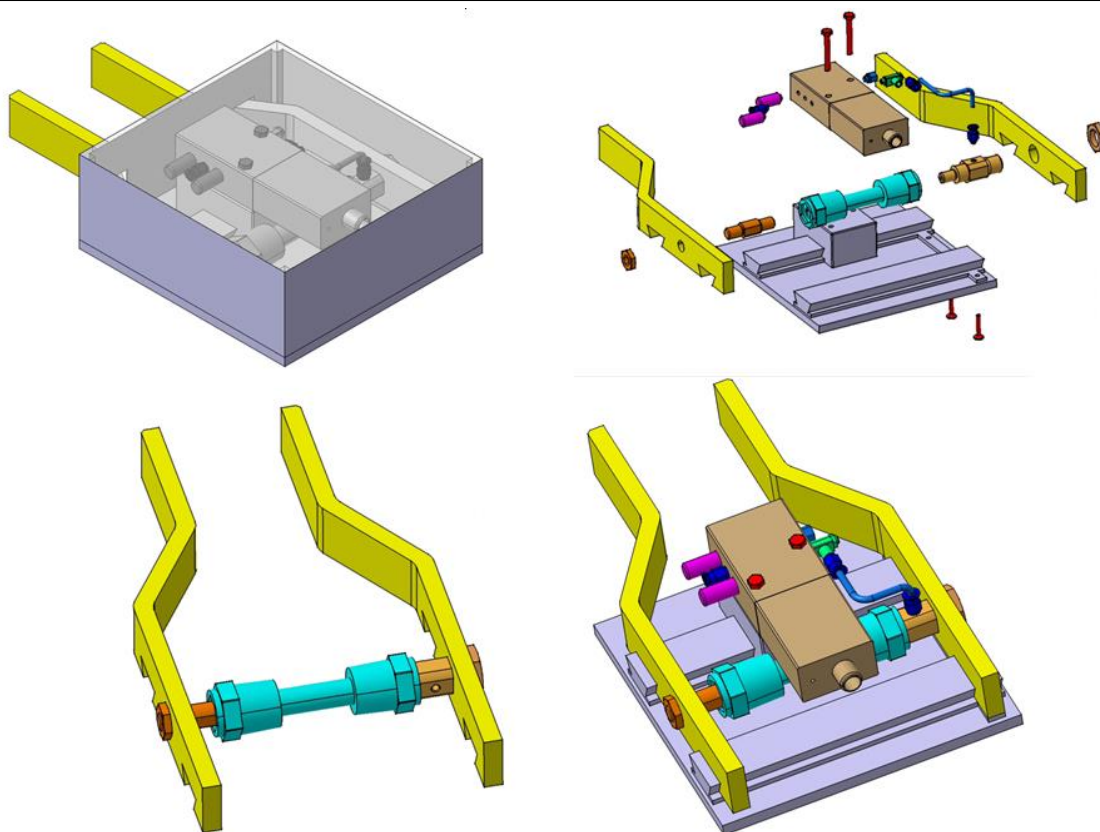


Fig. 4.58 Sistem de prehensiune paralel cu mușchiul pneumatic poziționat transversal

O altă variantă de sistem de prehensiune este una de tip unghiular, la care mușchiul pneumatic este poziționat în lungul carcasei construcției. Transmiterea mișcării de la mușchi la bacuri este realizată cu ajutorul unui mecanism cremalieră – pinion [DEA11d].

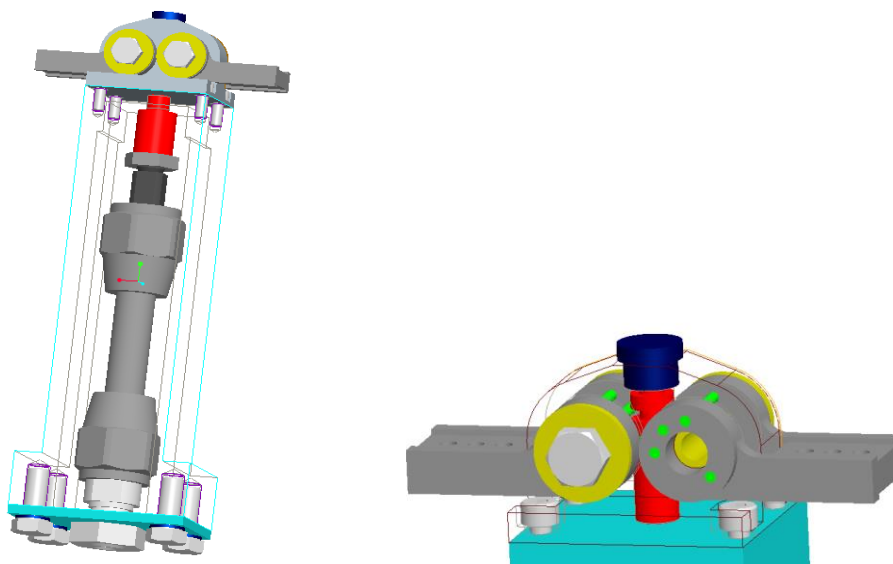


Fig. 4.59 Sistem de prehensiune unghiular

Cea de-a treia variantă proiectată de sistem de prehensiune este una de tip paralel, la care mișcarea de la mușchiul pneumatic este transmisă către bacuri prin intermediul unui mecanism cu pârghii articulate (Fig. 4.60) [DEA07c].

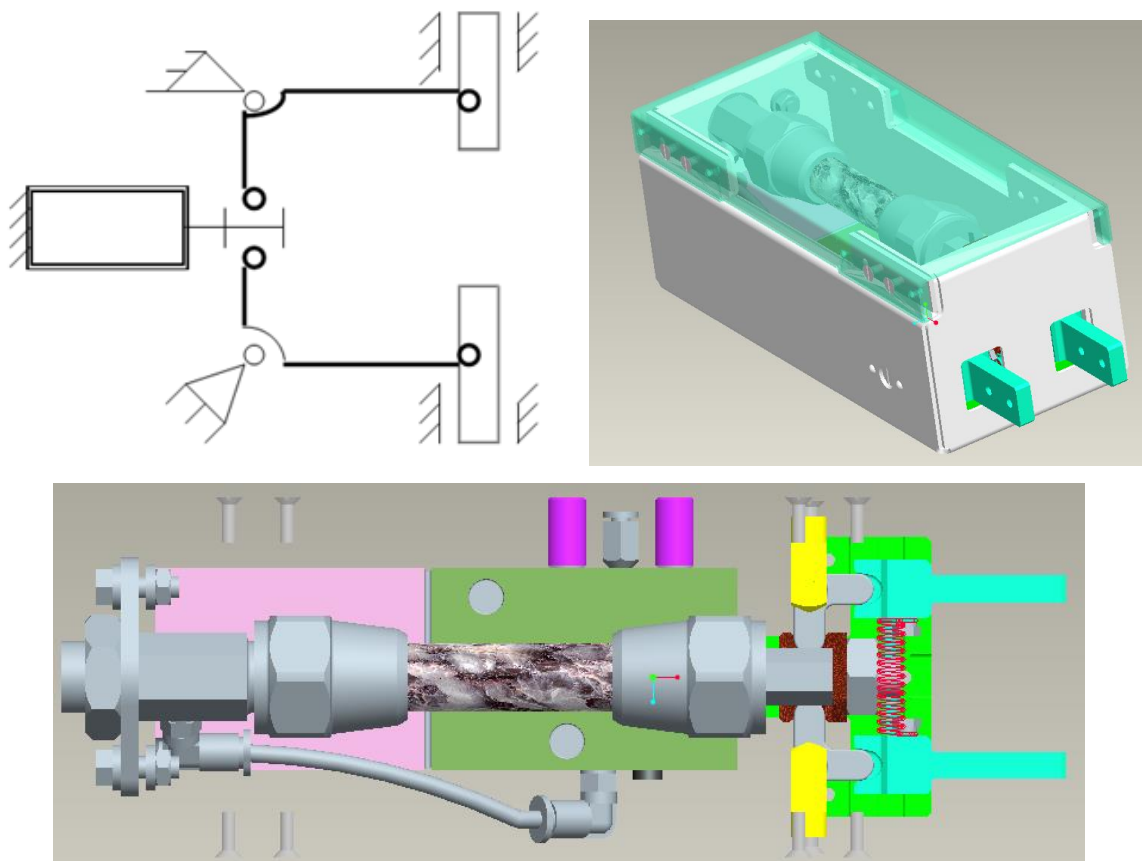


Fig. 4.60 Sistem de prehensiune paralel

Toate cele trei variante de sisteme de prehensiune se caracterizează printr-o construcție ușoară și compactă.

Utilizând mușchiul pneumatic drept element motor și un mecanism de transmitere a puterii bazat pe roți dințate, au fost propuse alte patru variante de sisteme de prehensiune.

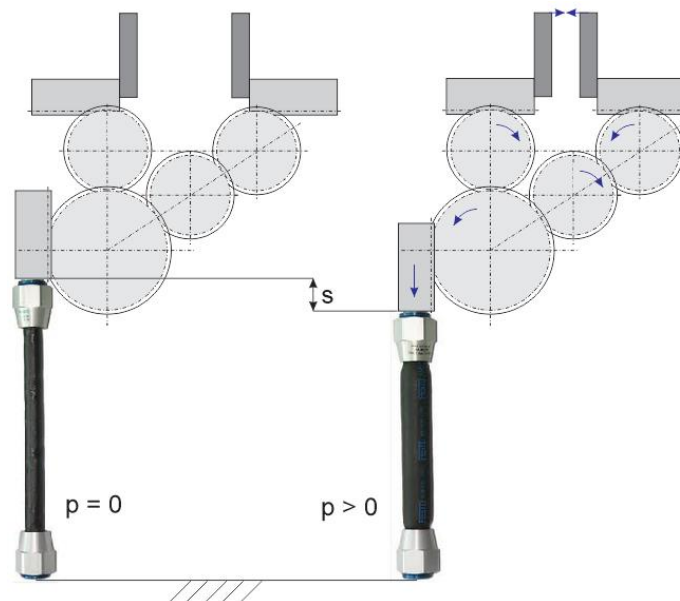


Fig. 4.61 Sistem de prehensiune paralel, asimetric, cu două bacuri mobile

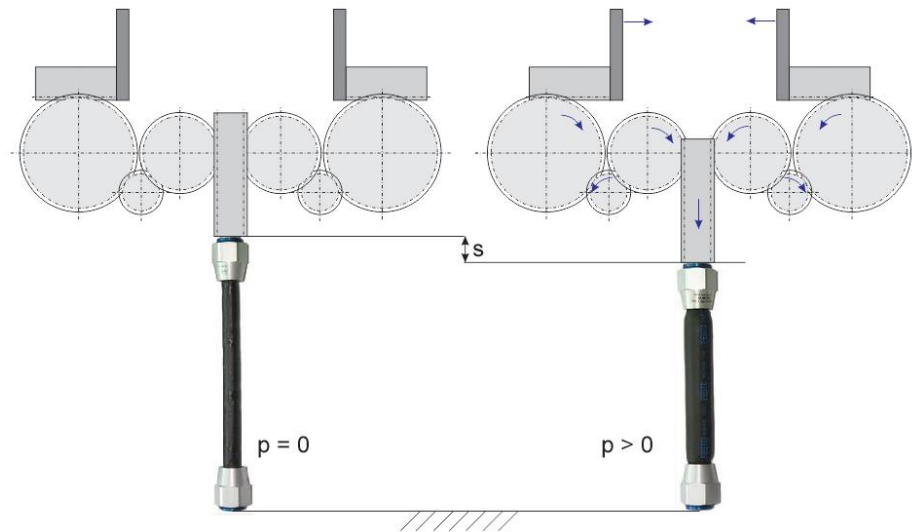


Fig. 4.62 Sistem de prehensiune paralel, simetric, cu două bacuri mobile

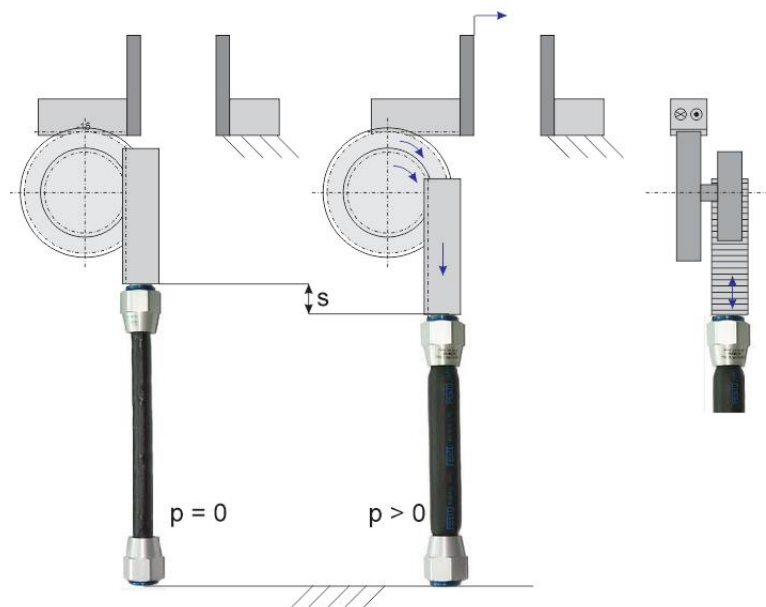


Fig. 4.63 Sistem de prehensiune paralel, asimetric, cu un bac mobil și unul fix

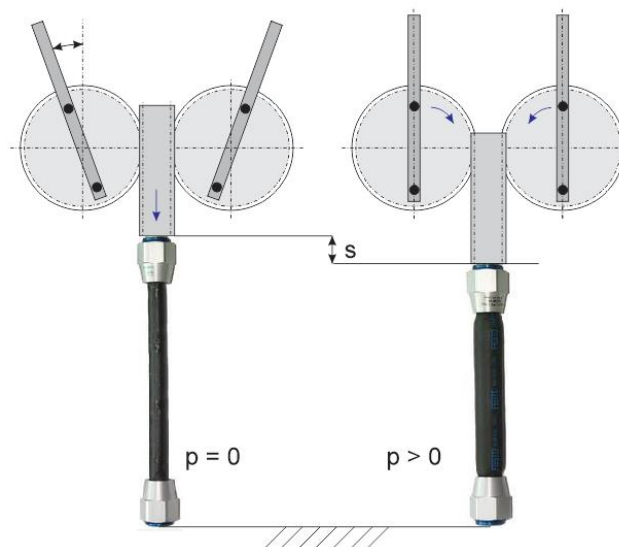


Fig. 4.64 Sistem de prehensiune unghiular, cu două bacuri mobile

4.5.3. Modelare structurală, cinematică și statică

Pentru toate aceste variante de sisteme de prehensiune s-a realizat modelarea structurală, cinematică și statică, și s-au făcut studii privitoare la performanțele mușchiului pneumatic utilizat. Rezultatele obținute au fost prezentate în lucrările [NEG14a, ..., c], [DEA14e]. Exemplificarea metodologiei de calcul privitoare la cele patru sisteme de prehensiune arătate mai sus va fi făcută în continuare pentru cazul variantei de sistem paralel, asimetric, cu două bacuri mobile.

Modelarea structurală, cinematică și statică a sistemului de prehensiune paralel, asimetric, cu două bacuri mobile s-a realizat pornind de la schemele structurală și cea bloc ale mecanismului obținut prin cuplarea în paralel a angrenajelor ce generează mișcările necesare prehensiunii [NEG14a]. Pe baza celor două tipuri de scheme s-au determinat funcțiile de transmitere ale vitezelor și forțelor generate în sistem.

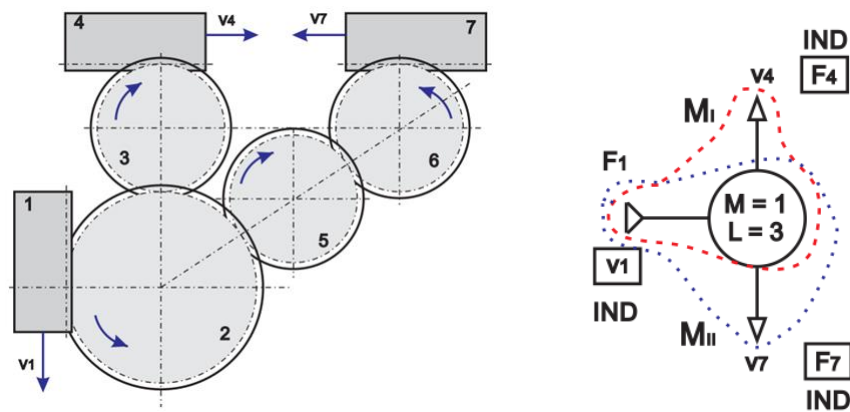


Fig. 4.65 Schemele structurală și cea bloc ale sistemului de prehensiune

Mecanismul prehensorului este format prin conectarea în paralel a două lanțuri cinematice (M_I și M_{II}), ramificarea realizându-se la nivelul roții dințate 2. Numărul legăturilor exterioare ale sistemului mecanic studiat este $L = 3$, adică sunt disponibile trei intrări și ieșiri în/din sistem. În acest caz este vorba despre o intrare în sistem, cuplată la un motor (mușchiul pneumatic), și de două ieșiri. Intrarea în sistem se caracterizează printr-o viteză (v_I) și o forță (F_I) care au același sens. Cele două ieșiri din sistem reprezintă legăturile exterioare ale acestuia cu portbacurile prehensorului; se caracterizează prin câte o viteză (v_4 și v_7) și prin câte o forță (F_4 și F_7), de sensuri contrare.

Cele două lanțuri cinematice componente M_I și M_{II} , considerate izolate, formează un sistem mecanic cu gradul de mobilitate:

$$\sum M_k = M_I + M_{II} = 1 + 1 = 2 \quad (4.19)$$

Cuplajul dintre cele două lanțuri este realizat la nivelul roții dințate 2, astfel încât numărul cuplărilor $L_C = 1$. Gradul de mobilitate M al întregului sistem complex se calculează ca fiind:

$$M = \sum M_k - L_C = 2 - 1 = 1 \quad (4.20)$$

și exprimă faptul că prehensorul analizat se caracterizează printr-o viteză de intrare *independentă* și printr-o forță de intrare *dependentă*.

Caracteristicile cremalierelor și ale roților dințate utilizate pentru construcția sistemului prehensor sunt următoarele: cremalierele 1, 4 și 7: $m = 1$ mm; roata dințată 2: $z_2 = 30$ dinți; roțile dințate 3, 5 și 6: $z_3 = z_5 = z_6 = 20$ dinți.

Pentru cele două lanțuri cinematice M_I și M_{II} , rapoartele de transmitere sunt:

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = 15 \cdot \left(-\frac{2}{3}\right) \cdot \left(\frac{1}{10}\right) = -1 \quad (4.21)$$

$$i_{17} = i_{12} \cdot i_{25} \cdot i_{56} \cdot i_{67} = 15 \cdot \left(-\frac{2}{3}\right) \cdot (-1) \cdot \left(\frac{1}{10}\right) = +1 \quad (4.22)$$

Cu ajutorul relațiilor anterioare pot fi scrise funcțiile de transmitere ale vitezelor:

$$v_4 = \frac{v_1}{i_{14}} = -v_1 \quad \text{și} \quad v_7 = \frac{v_1}{i_{17}} = v_1 \quad (4.23)$$

Analizând ultimele două relații se desprinde concluzia că, pentru datele de intrare impuse, vitezele de ieșire v_4 și v_7 sunt egale și orientate în sensuri opuse.

Pentru determinarea funcției de transmitere a forței se va considera cazul în care frecările nu sunt neglijate, în calcule intervenind randamentele fiecărui angrenaj în parte. Pentru aceasta se va considera că randamentul unui angrenaj roată - roată este de 0,95, iar cel pentru un angrenaj roată dințată – cremalieră este de 0,97.

După modul de legare a mecanismelor, sistemul de prehensiune analizat este un agregat de tip *mixt*, în care cele două mecanisme de tip serie M_I și M_{II} sunt legate în paralel începând cu nodul de putere stabilit la nivelul roții dințate 2. Deoarece numărul mecanismelor componente din cele două ramuri nu este egal, agregatul studiat este de tip *mixt-neomogen*.

Randamentul unui agregat mixt exprimat în funcție de coeficientul de repartitie la ieșire β se calculează cu următoarea relație:

$$\eta^{-1} = \sum_{i=1}^k (\beta_i \cdot \prod_{j=1}^n \eta_{ij})^{-1} \quad (4.24)$$

unde cu n s-a notat numărul de angrenaje aparținătoare unei ramuri a întregului agregat, iar cu β_i ($i = 1, 2$) s-a notat coeficientul de repartitie a puterilor de ieșire pe cele două ramuri ale agregatului. În acest caz, $\beta_1^{-1} = \beta_2^{-1} = 0,5$.

Aplicând această relație pentru cazul concret analizat se poate scrie:

$$\eta = \frac{1}{(\beta_1 \cdot \eta_{14})^{-1} + (\beta_2 \cdot \eta_{17})^{-1}} \quad (4.25)$$

Ținând cont de valorile randamentelor fiecărui angrenaj, impuse mai sus, pentru cele două lanțuri cinematice M_I și M_{II} , randamentele globale sunt:

$$\eta_{14} = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \eta_{34} = 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 0,894$$

$$\eta_{17} = \eta_{12} \cdot \eta_{25} \cdot \eta_{56} \cdot \eta_{67} = 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 0,849$$

Cu aceste valori se determină randamentul agregatului ca fiind $\eta = 0,8709$.

Determinarea randamentului agregatului mixt analizat se poate realiza și pe cale matriceală. Astfel, unei scheme omogene-asociate îi corespunde un tablou care conține coeficienții de repartiție pe ramuri și randamentele parțiale ordonate în conformitate cu modul de legare a lanțurilor cinematice componente. Acest tablou poartă numele de *matrice asociată* și, pentru agregatul studiat se prezintă sub forma:

$$[M_\beta] = \begin{bmatrix} \beta_1^{-1} & \eta_{12}^{-1} & \eta_{23}^{-1} & \eta_{34}^{-1} & 1 \\ \beta_2^{-1} & \eta_{12}^{-1} & \eta_{25}^{-1} & \eta_{56}^{-1} & \eta_{67}^{-1} \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

Numărul liniilor matricei corespunde numărului ramurilor agregatului, în timp ce numărul coloanelor este egal cu numărul maxim al angrenajelor aflate pe ramuri + 1. A rezultat astfel o matrice de tip 2×5 .

Randamentul agregatului se va calcula în acest caz cu relația:

$$[\eta^{-1}] = \sum_c (\prod_l [M_\beta]) \quad (4.27)$$

în care au fost introduși doi operatori, după cum urmează:

- operatorul produs după linie $\prod_l [M_\beta]$:

$$\prod_l [M_\beta] = \begin{bmatrix} \beta_1^{-1} \cdot \eta_{12}^{-1} \cdot \eta_{23}^{-1} \cdot \eta_{34}^{-1} \cdot 1 \\ \beta_2^{-1} \cdot \eta_{12}^{-1} \cdot \eta_{25}^{-1} \cdot \eta_{56}^{-1} \cdot \eta_{67}^{-1} \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

- operatorul sumă după coloană \sum_c :

$$\sum_c [\beta_1^{-1} \cdot \eta_{12}^{-1} \cdot \eta_{23}^{-1} \cdot \eta_{34}^{-1} \cdot 1 + \beta_2^{-1} \cdot \eta_{12}^{-1} \cdot \eta_{25}^{-1} \cdot \eta_{56}^{-1} \cdot \eta_{67}^{-1}] \quad (4.29)$$

Pentru agregatul analizat randamentul se va calcula parcurgând următorii pași:

$$[M_\beta] = \begin{bmatrix} 0,5 & 0,97^{-1} & 0,95^{-1} & 0,97^{-1} & 1 \\ 0,5 & 0,97^{-1} & 0,95^{-1} & 0,95^{-1} & 0,97^{-1} \end{bmatrix}$$

$$\prod_l [M_\beta] = \begin{bmatrix} 0,5 \cdot 0,97^{-1} \cdot 0,95^{-1} \cdot 0,97^{-1} \cdot 1 \\ 0,5 \cdot 0,97^{-1} \cdot 0,95^{-1} \cdot 0,95^{-1} \cdot 0,97^{-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,5593 \\ 0,5888 \end{bmatrix}$$

$$\sum_c (\prod_l [M_\beta]) = [0,5593 + 0,5888] = 1,1481$$

$$\eta = 1,1481^{-1} = 0,8709$$

Cunoscând mărimea randamentului, pentru determinarea funcției de transmitere a forțelor se pornește de la relația:

$$F_1 \cdot v_1 \cdot \eta + F_4 \cdot v_4 + F_7 \cdot v_7 = 0 \quad (4.30)$$

de unde:

$$F_1 = \frac{1}{\eta} \cdot \left(-F_4 \cdot \frac{v_4}{v_1} - F_7 \cdot \frac{v_7}{v_1} \right) = \frac{1}{\eta} \cdot \left(-F_4 \cdot \frac{1}{i_{14}} - F_7 \cdot \frac{1}{i_{17}} \right) = \frac{1}{\eta} \cdot (F_4 - F_7) \quad (4.31)$$

Conform graficului din Fig. 4.57, pentru o cursă de 4 mm a mușchiului pneumatic, la o presiune a aerului comprimat de 6 bar, forța dezvoltată de mușchi este de 207 N. Pornind de la relația anterioară, funcția de transmitere pentru forțe este:

$$F_1 = \frac{F_4 - F_7}{0,8709} = 207 \text{ N} \quad \text{sau} \quad F_4 - F_7 = 0,8709 \cdot 207 = 180,27 \text{ N}$$

Forțele F_4 și F_7 nu sunt egale, ele aflându-se într-o relație de forma:

$$F_4 = F_7 \cdot \frac{0,894}{0,849} = 1,053 \cdot F_7$$

Masa obiectului ce poate fi apucat și deplasat în condiții de siguranță este, în acest caz:

$$m = \frac{\mu \cdot (F_4 - F_7)}{(g + a_s) \cdot s} = \frac{0,2 \cdot 180,27}{(9,81 + 10) \cdot 2,5} = 0,728 \text{ kg}$$

Modelul constructiv al sistemului de prehensiune paralel, asimetric, cu două bacuri mobile este prezentat în figura următoare:

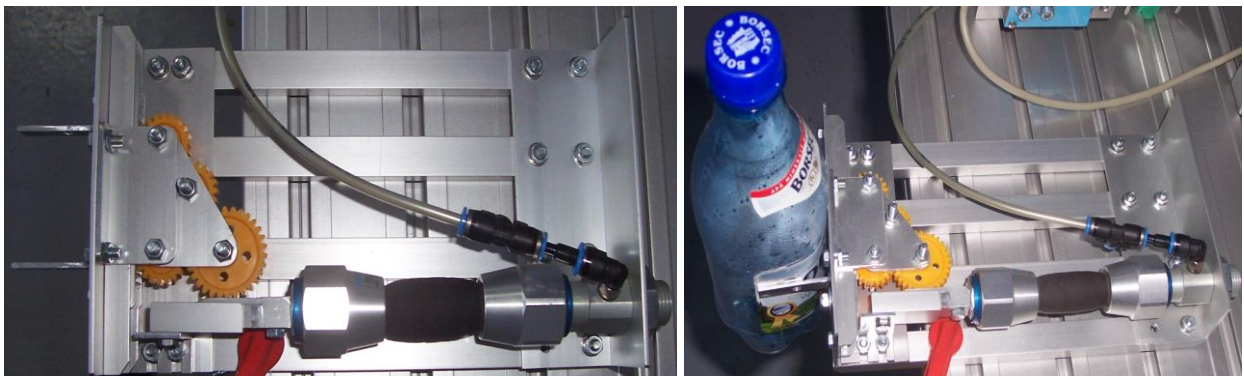


Fig. 4.66 Construcția sistemului de prehensiune

Modelul funcțional al acestei variante de sistem de prehensiune, obținut cu ajutorul modulului SimMechanics (Matlab), conține structura cinematică a ansamblului mecanic, precum și parametri dimensionali ai componentelor acestuia. În figura 4.67 este prezentat acest model.

Generarea mișcării sistemului de prehensiune este obținută cu ajutorul unui bloc de tip *Sine Wave*, alegerea sa fiind făcută datorită asemănării comportamentului de mișcare al unui mușchi pneumatic cu o sinusoidă. Mărimea de ieșire din acest bloc, de tip deplasare liniară, aplicată *Cremalierii 1*, este de tipul:

$$s(t) = A \cdot \sin(\omega t + \varphi) = 9 \cdot \sin \frac{\pi}{2} t \quad [mm] \quad (4.32)$$

în care A este amplitudinea mișcării, ω – pulsația acesteia, iar φ este faza inițială.

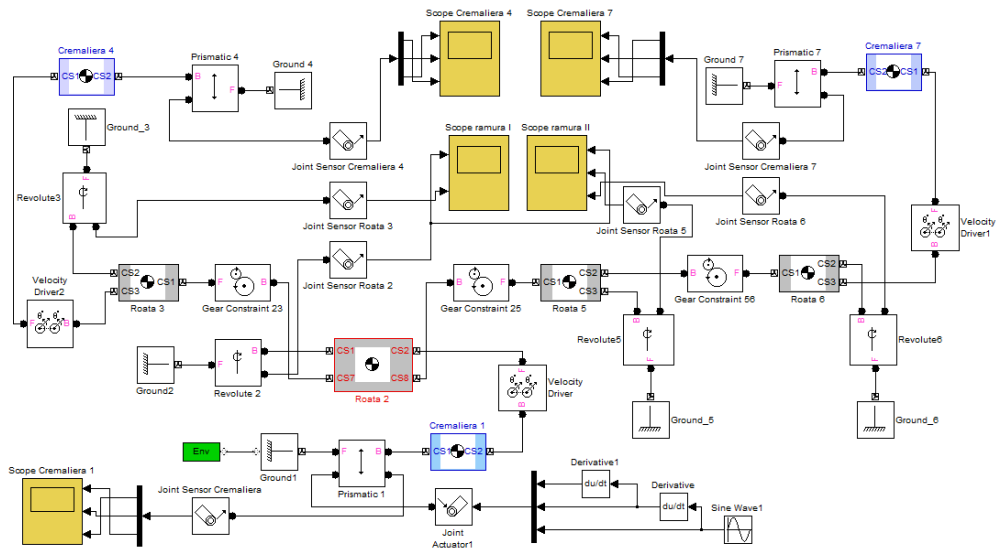


Fig. 4.67 Modelul funcțional al sistemului prehnor

Prin aplicarea semnalului de tip sinusoidal descris mai sus, timp de 2 secunde, parametrii de mișcare ai *Cremalierii 1* sunt redați în figura 4.68.

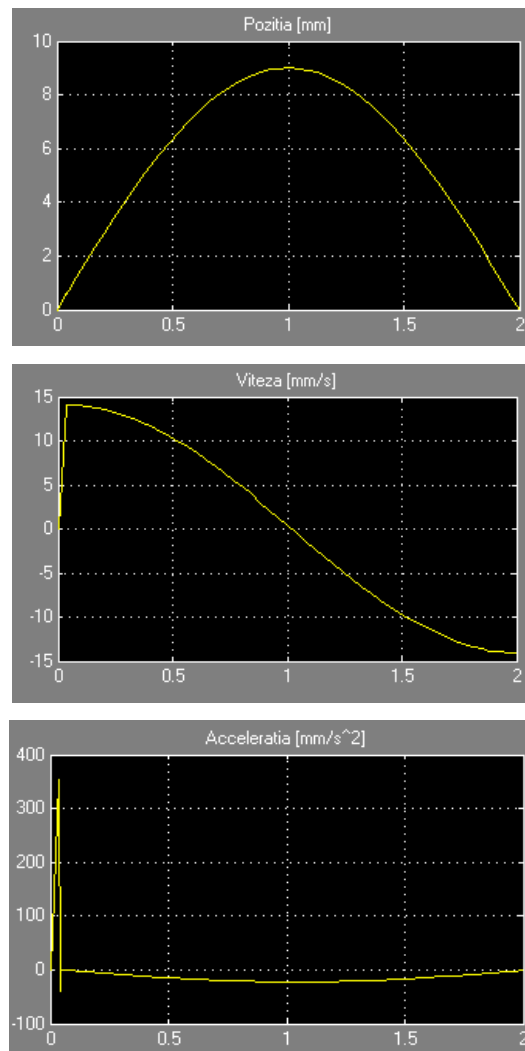


Fig. 4.68 Poziția, viteza și accelerația mișcării *Cremalierii 1*

Elementele finale ale celor două ramuri sunt *Cremalierele 4* și *7*. Evoluțiile în timp ale deplasărilor [mm], vitezelor [mm/s] și accelerațiilor [mm/s²] lor sunt reprezentate grafic în figura 4.69.

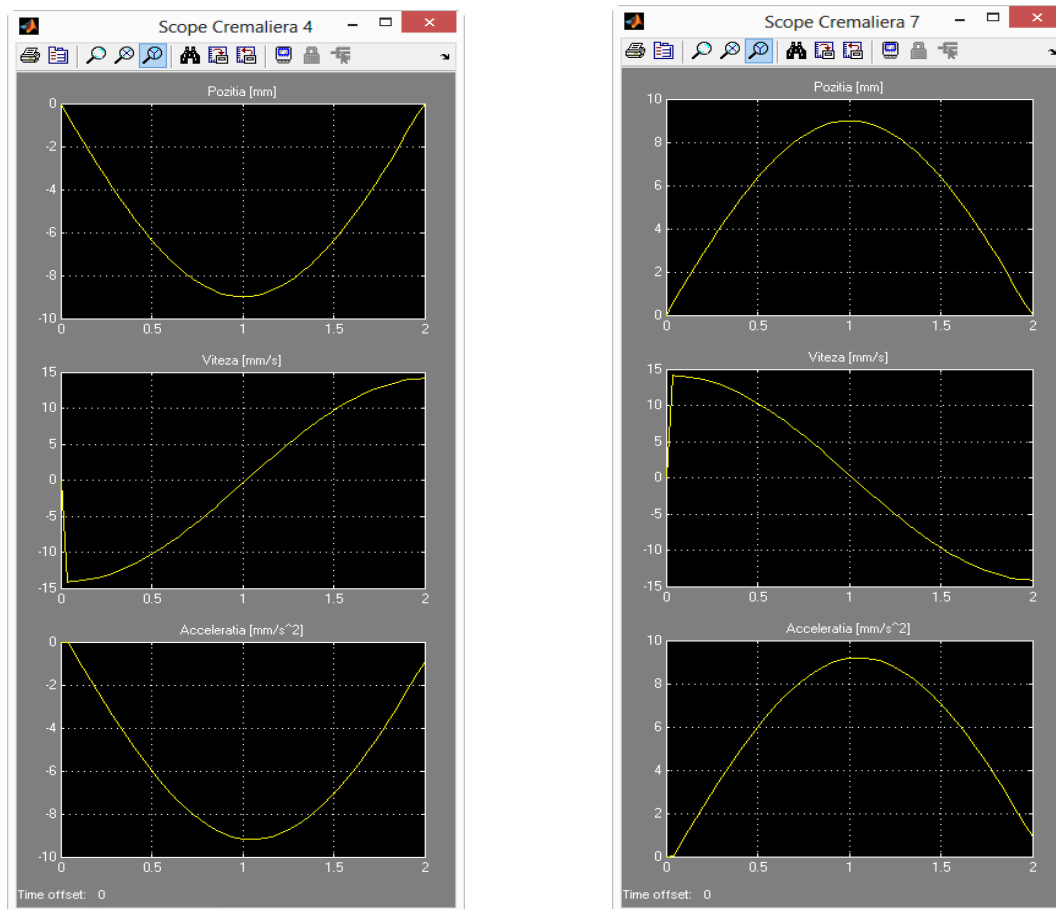


Fig. 4.69 Pozițiile, vitezele și accelerațiile *Cremalierii 4* și *Cremalierii 7*

4.5.4. Cercetări experimentale

Cercetările experimentale efectuate asupra sistemului de prehensiune au vizat două aspecte:

- a. determinarea performanțelor mușchiului pneumatic ales pentru acționarea sistemului de prehensiune;
- b. studierea performanțelor sistemului de prehensiune.

Studiul performanțelor mușchiului pneumatic a presupus următoarele:

- a1. analiza evoluției în timp a principalilor parametri pneumatici la încărcarea/descărcarea cu aer a mușchiului, precum și a histerezisului manifestat de către acesta;
- a2. măsurarea forțelor dezvoltate de mușchiul pneumatic;
- a3. determinarea rigidității și a complianței mușchiului pneumatic.

Evoluția în timp a presiunii de umflare/dezumflare a mușchiului pneumatic a presupus utilizarea unui senzor analog de presiune și a unei interfețe digital/analogă pentru măsurători tip

EasyPort (Festo). Pentru înregistrarea datelor măsurate și pentru trasarea diferitelor diagrame s-a utilizat programul FluidLab®-P V1.0, de proveniență Festo. Cu ajutorul acestui program s-a putut trasa diagrama din figura 4.70.

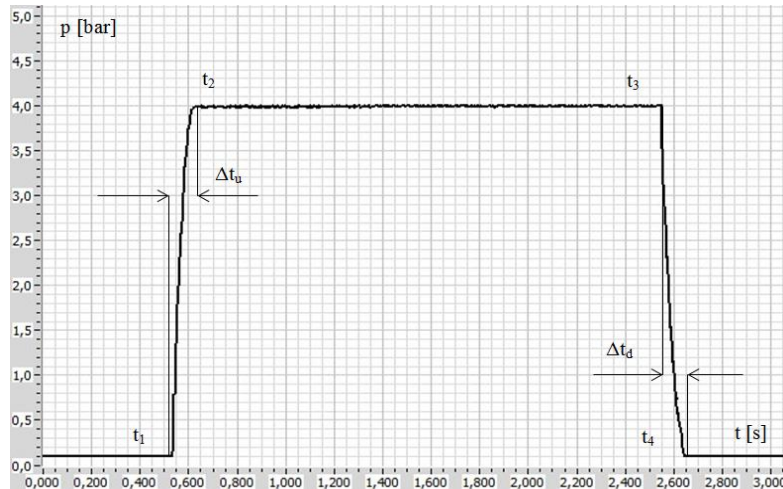


Fig. 4.70 Intervalele de timp necesare umflării/dezumflării mușchiului pneumatic

Din graficul de mai sus se poate observa faptul că atingerea valorii maxime stabile a presiunii necesită un anumit interval de timp, numit în continuare *durata umflării* (Δt_u), în timp ce descărcarea mușchiului se realizează într-un alt interval, numit *durata dezumflării* (Δt_d). În figură sunt definiți cei doi timpi, fiind făcute următoarele notații: t_1 = momentul de început al încărcării mușchiului pneumatic; t_2 = momentul atingerii valorii dorite (maxime) a presiunii de încărcare; t_3 = momentul de început al descărcării mușchiului pneumatic; t_4 = momentul dezumflării complete a mușchiului pneumatic.

În figura 4.71 sunt prezentate duratele de atingere ale diferitelor niveluri ale presiunilor de umflare, în timp ce în figura 4.72 se prezintă duratele de dezumflare ale mușchiului pneumatic.

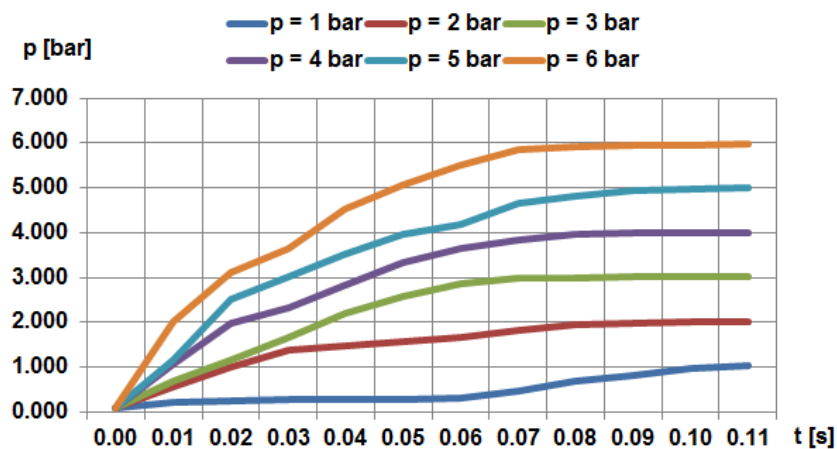


Fig. 4.71 Evoluția în timp a presiunii de umflare a mușchiului pneumatic

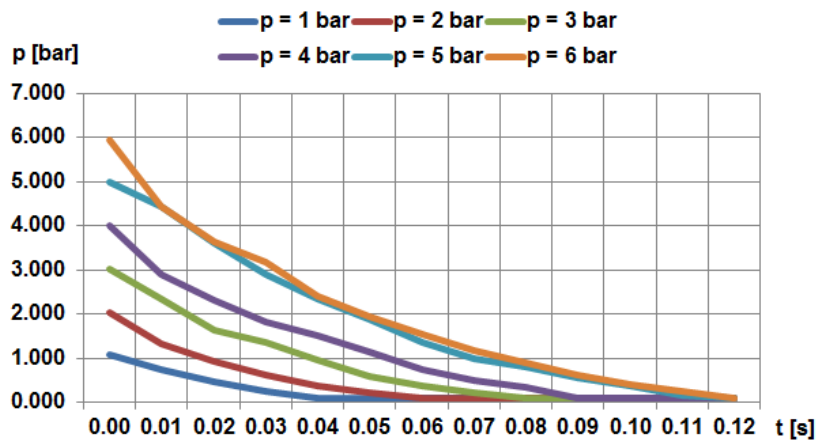


Fig. 4.72 Evoluția în timp a presiunii de dezumflare a mușchiului pneumatic

Fișierele text generate de programul FluidLab®-P V1.0 au scos în evidență și faptul că odată ce presiunea impusă a fost atinsă, în timp aceasta înregistrează mici fluctuații, de amplitudine variabilă. Aceste fluctuații de presiune sunt cauzate de funcționarea compresorului și de natura elastică a materialului din care este confecționat mușchiul pneumatic. În figura 4.73 este arătată variația în timp a presiunii la o încărcare de aproximativ 6 bar.



Fig. 4.73 Fluctuațiile de presiune din mușchiul pneumatic

Indiferent de nivelul presiunii de lucru, amplitudinea acestor fluctuații de presiune nu este semnificativă, neinfluențând comportamentul sistemelor antrenate de mușchi pneumatici.

4.5.5. Analiza comportamentului de tip histerezis a mușchiului pneumatic

Alte cercetări experimentale au avut drept scop studiul comportamentului de tip histerezis al mușchiului pneumatic și au presupus măsurarea contracțiilor axiale atunci când mușchiul este încărcat/descărcat cu aer comprimat. Existența histerezisului constituie un dezavantaj major al

mușchilor pneumatici, ei neputând fi folosiți pentru sisteme care necesită o precizie mare de poziționare.

Montajul experimental adoptat pentru culegerea de date este cel din figura 4.74, deplasarea capătului liber al mușchiului pneumatic fiind măsurată cu ajutorul unui ceas comparator.

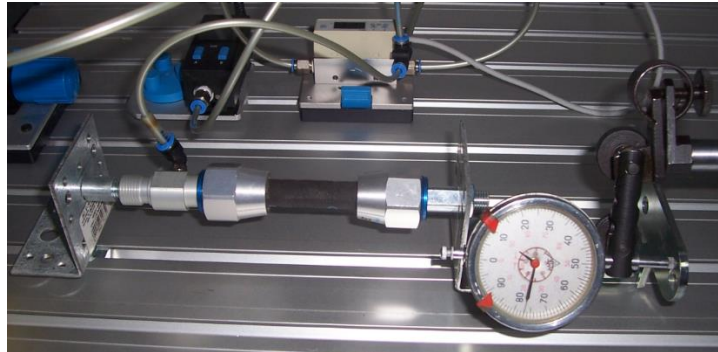


Fig. 4.74 Montajul experimental pentru determinarea histerezisului contracțiilor axiale

Variația cu presiunea aerului a contracțiilor axiale ale mușchiului pneumatic este redată în graficul din figura următoare:

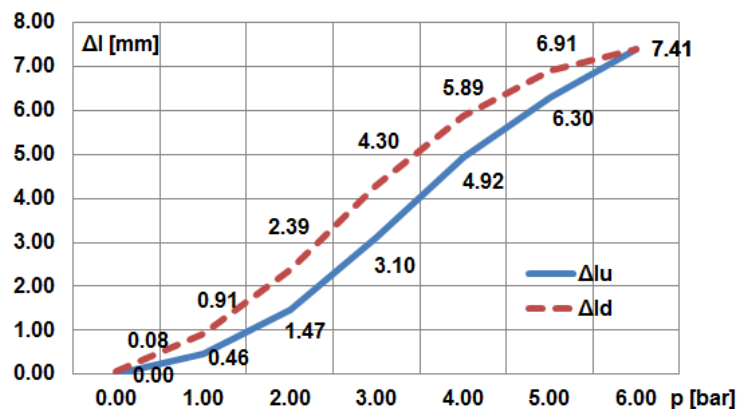


Fig. 4.75 Evoluția contracției axiale a mușchiului pneumatic la modificarea presiunii aerului

Din figura de mai sus se observă faptul că valorile măsurate la dezumflare sunt mai mari decât cele de la umflare. Valoarea maximă a ecartului dintre contracțiile mușchiului pneumatic este de 1,2 mm, observată la presiunea de 3 bar. Aceste diferențe observate ale contracției axiale a mușchiului pneumatic, pentru o aceeași presiune, fac improprie utilizarea sa în aplicații de poziționare de mare precizie.

Montajul experimental utilizat pentru determinarea forțelor pe care mușchiul pneumatic le dezvoltă pe măsură ce este încărcat cu aer la diferite presiuni este prezentat în figura 4.76. Traductorul de forță este atașat capătului liber al mușchiului prin intermediul unei legături mecanice și are următoarele caracteristici tehnice: domeniul de măsurare: 0 – 2 kN; tensiunea de alimentare: 24 Vcc; semnal de ieșire: 0 – 10 V. Semnalele furnizate de traductorul de forță sunt

transmise prin intermediul unei unități analogice de conexiuni și a unei plăci de achiziții de date digital/analogică tip EasyPort (Festo) către un calculator, unde pot fi vizualizate cu ajutorul programului FluidLab-P (Festo).

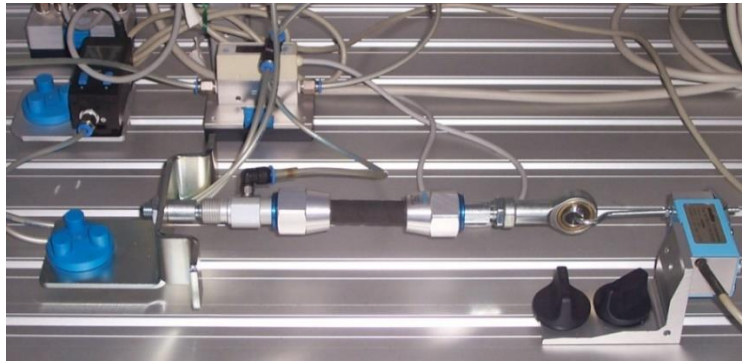


Fig. 4.76 Măsurarea forței dezvoltate de mușchiul pneumatic

În figura 4.77 este prezentată variația forțelor dezvoltate de mușchiul pneumatic la încărcarea respectiv descărcarea sa cu/de aer comprimat.

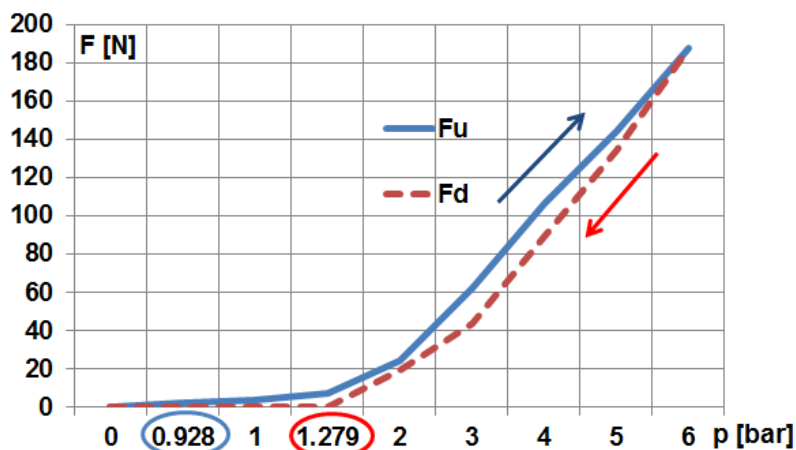


Fig. 4.77 Variația cu presiunea a forței dezvoltate de mușchiul pneumatic la încărcarea și apoi descărcarea sa cu/de aer

Se observă faptul că forțele dezvoltate de mușchiul pneumatic nu au aceleași valori atunci când alimentarea cu aer se realizează cu presiuni crescătoare sau descrescătoare, remarcându-se un comportament de tip histerezis. Cu F_u s-au notat forțele rezultate în urma creșterii presiunii de încărcare cu aer, iar cu F_d – forțele obținute prin dezumflarea mușchiului pneumatic. Din grafic rezultă că forțele dezvoltate de mușchiul pneumatic sunt mai mari atunci când alimentarea cu aer se realizează prin creșterea presiunii.

Acest comportament al mușchilor pneumatici, de tip histerezis, presupune ca pentru variatele aplicații în care ei sunt utilizați să fie necesară efectuarea în prealabil de măsurători care să descrie exact caracteristicile lor funcționale pentru diferite condiții de alimentare cu aer.

O altă concluzie desprinsă din graficul din figura de mai sus este aceea că forțele dezvoltate de mușchi sunt nule până la o presiune de 0,928 bar, în cazul alimentării cu o presiune crescătoare, respectiv devin nule de la 1,279 bar în jos, în cazul descreșterii presiunilor.

În figura 4.78 este prezentat modul de variație al forței dezvoltate de mușchi în funcție de contracția axială a acestuia. Se remarcă faptul că la începutul mișcării valoarea forței este maximă (187,4 N), iar pe măsură ce contracția mușchiului crește, forța devine din ce în ce mai mică, atingând valoarea de 0 N la o deformare axială $\Delta l = 7,41$ mm.

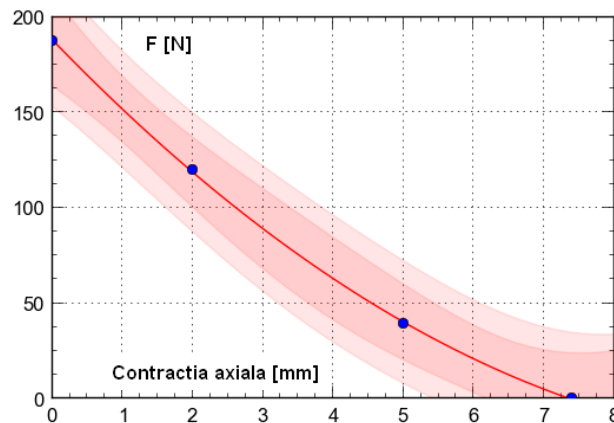


Fig. 4.78 Variația forței dezvoltate de mușchiul pneumatic în funcție de contracția sa axială

Cu ajutorul programului CurveExpert Professional 2.0.3 s-a determinat funcția de regresie corespunzătoare curbei afișată mai sus, după cum urmează (coeficientul de corelație = 0,999906):

$$F = 187,99 - 38,104 \cdot \Delta l + 1,71 \cdot (\Delta l)^2 \quad (4.33)$$

4.5.6. Rigiditatea și complianța mușchiului pneumatic

Atunci când relația de dependență dintre forța dezvoltată și deplasare este una de tip neliniar, rigiditatea actuatorului nu este constantă, putându-se vorbi în acest caz despre un actuator cu rigiditate variabilă. Este și cazul mușchiului pneumatic analizat.

Pornind de la relația de mai sus, rigiditatea k a mușchiului pneumatic se calculează cu ajutorul formulei:

$$k = -\frac{dF}{d(\Delta l)} = 38,104 - 3,42 \cdot \Delta l \quad (4.34)$$

Complianța C a mușchiului pneumatic se definește a fi inversul rigidității și se determină cu relația:

$$C = k^{-1} = \left(-\frac{dF}{d(\Delta l)}\right)^{-1} = \frac{1}{38,104 - 3,42 \cdot \Delta l} \quad (4.35)$$

Variația rigidității și a complianței mușchiului pneumatic cu contracția sa axială poate fi urmărită în graficele din figurile 4.79 și 4.80.

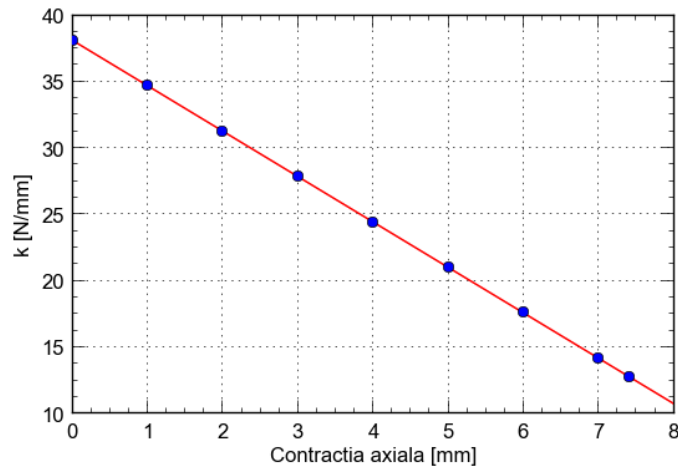


Fig. 4.79 Variația rigidității mușchiului pneumatic cu contractia sa axială

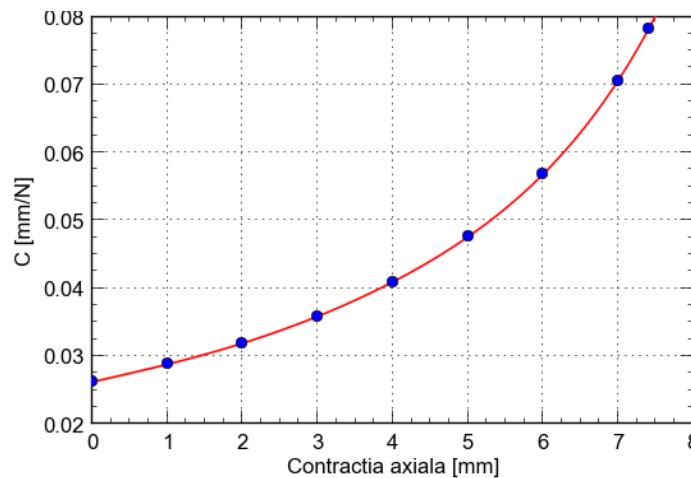


Fig. 4.80 Variația complianței mușchiului pneumatic cu contractia sa axială

Pentru sistemul de prehensiune asimetric cu două bacuri mobile s-au efectuat măsurători în ceea ce privește cursa reală efectuată de bacuri, precum și forța reală dezvoltată de acestea. Cursele bacurilor au fost măsurate cu ajutorul unui ceas comparator, mușchiul pneumatic fiind alimentat crescător și apoi descrescător cu aer comprimat. În figura 4.81 este prezentat montajul aferent acestor măsurători, iar în figura 4.82 este prezentată sub formă grafică evoluția cursei bacului sistemului de prehensiune în funcție de presiunea de lucru:

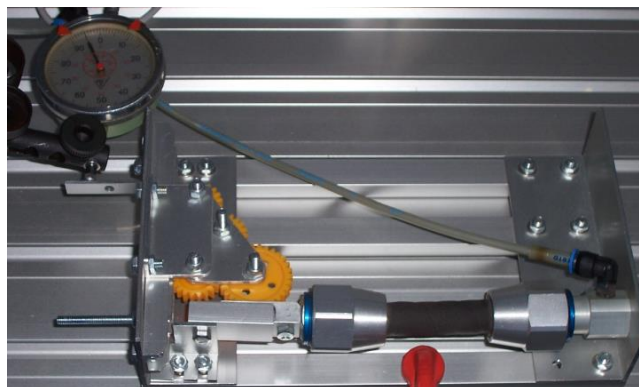


Fig. 4.81 Măsurarea cursei efectuate de bacurile sistemului de prehensiune

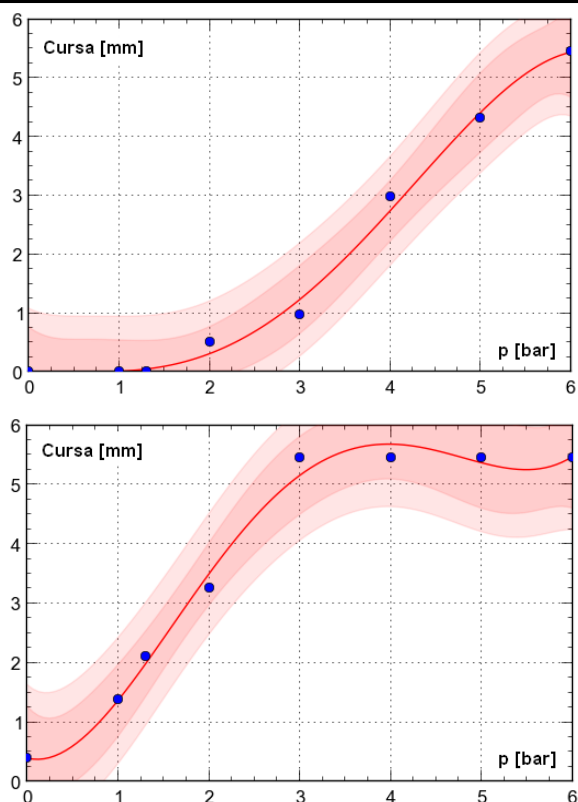


Fig. 4.82 Cursa efectuată de un bac în funcție de presiunea aerului, la umflarea, respectiv dezumflarea mușchiului pneumatic

Este de remarcat faptul că până la o presiune de circa 1,3 bar, din cauza frecărilor existente în întregul sistem, bacul este imobil, doar după depășirea acestei valori începând cursa de apropiere de obiectul de apucat. La fel se întâmplă și la cursa de revenire, atunci când o reducere a presiunii de la 6 bar către valori mai mici nu produce deplasarea bacului și deci eliberarea obiectului apucat. Doar începând de la o presiune ușor sub 3 bar are loc mișcarea bacului spre poziția inițială, de repaos.

Pentru determinarea valorilor forțelor dezvoltate de bacuri, montajul experimental este cel din figura de mai jos:



Fig. 4.83 Măsurarea forței dezvoltate de un bac

Pentru măsurarea forțelor dezvoltate de un singur bac, mușchiul pneumatic a fost încărcat cu aer până la 6 bar cu ajutorul unui regulator proporțional de presiune tip MPPEs-3-1/4-6-010. Variația forței dezvoltate de un bac în funcție de nivelul presiunii de alimentare este redată în graficele din figura 4.84.

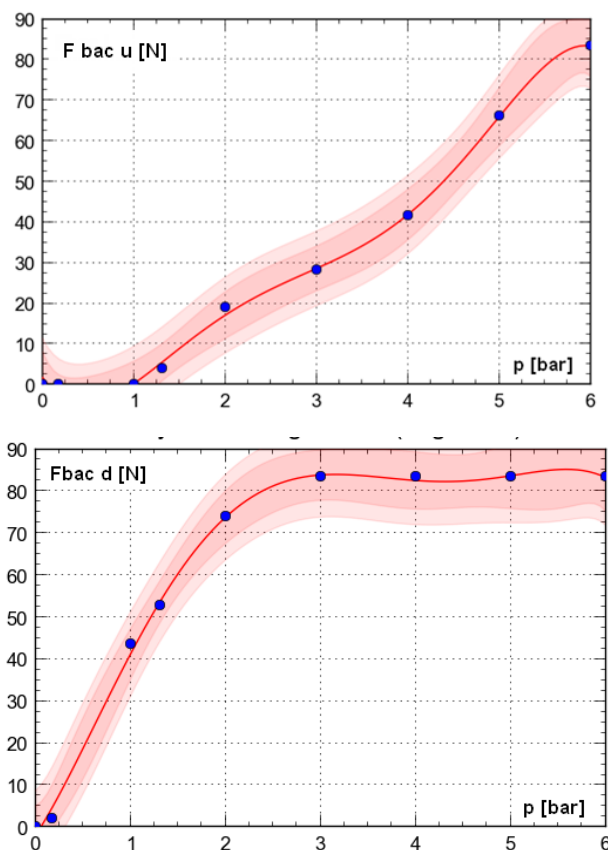


Fig. 4.84 Curbele funcțiilor de aproximare a forței bacului la creșterea, respectiv scăderea presiunii

La fel ca și în cazul cursei efectuate de bacul sistemului de prehensiune, din graficele de mai sus se observă un puternic comportament de tip histerezis al forței dezvoltate de acesta. Se remarcă faptul că la încărcarea mușchiului cu aer forța crește începând cu presiunea de 1,318 bar, atingând valoarea maximă de 83,33 N la 6 bar. La descărcarea mușchiului de aer, forța se menține la valoarea ei maximă până la 2,842 bar, după care scade la 0 N pentru o presiune de 0,176 bar.

Ca o concluzie a acestor cercetări se poate afirma faptul că orice variație a forței produce o mișcare a bacului și, de asemenea, faptul că sistemul de prehensiune analizat este caracterizat printr-un comportament puternic influențat de histerezis. Histerezisul mușchiului pneumatic este cauzat de frecarea dintre țesătura protectoare și tub, frecarea internă dintre fibrele țesăturii, precum și de deformarea non-elastică a tubului interior. Acest dezavantaj al comportamentului întregului sistem presupune că utilizarea unei acționări cu mușchi pneumatic poate fi abordată doar în situații la care precizia prinderii obiectelor nu este foarte ridicată.

4.5.7. Rigiditatea și complianța sistemului de prehensiune

Alte studii efectuate au vizat determinarea *rigidității* și a *complianței* sistemului de prehensiune. Complianța, inversul rigidității, reprezintă una dintre cele mai importante proprietăți pe care un sistem de prehensiune trebuie să le posedă. Un sistem de prehensiune compliant permite manipularea obiectelor în siguranță, fără să le deformeze, prin aplicarea unor forțe cu o mărime adaptabilă. Un asemenea comportament poate fi asigurat prin utilizarea unui actuator cu complianță ajustabilă (Adjustable Compliant Actuators – ACAs), cum este cazul mușchiului pneumatic.

Multe aplicații robotizate, cum ar fi cele de protetică, de reabilitare medicală, de asamblare, necesită actuatori cu o rigiditate variabilă (Variable Stiffness Actuators – VSAs) sau, sub altă denumire, actuatori cu o complianță ajustabilă (Adjustable Compliant Actuators – ACAs). Aceste tipuri de actuatori oferă posibilitatea minimizării forțelor mari apărute în caz de coliziune (șoc), permit o interacțiune sigură cu utilizatorul și au capacitatea de a înmagazina și elibera energie în elemente elastice de tip pasiv.

Un sistem de prehensiune acționat de un actuator cu o rigiditate mare este capabil să deplaseze cu precizie o sarcină la o anumită poziție, după un traseu prestabilit. Odată ce această poziție este atinsă, ea este menținută ferm, indiferent de mărimea forțelor externe care acționează asupra actuatorului. Un actuator compliant permite, pe de altă parte, deviații de la poziția de echilibru, amplitudinea acestora depinzând de mărimea forțelor externe. Sistemele de prehensiune moderne solicită utilizarea unor actuatori cu un comportament compliant.

În cazul unui sistem de prehensiune, forma dorită și necesară a curbei care descrie complianța întregului sistem este prezentată în Fig. 4.85 [DEA15].

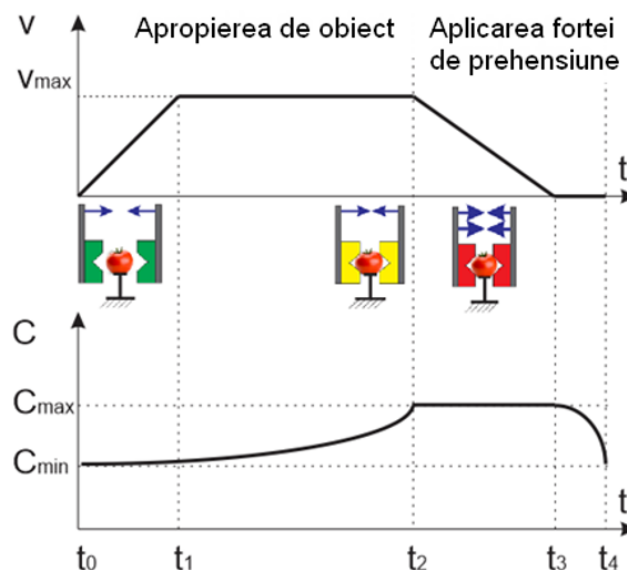


Fig. 4.85 Variația în timp a vitezei bacurilor și a complianței sistemului de prehensiune

Cele două grafice sugerează faptul că în absența contactului dintre bacuri și obiect, între momentele t_0 și t_2 , complianța poate avea valori mai reduse, ceea ce permite o mai bună precizie de poziționare, dată de o rigiditate cu valori mai mari. Curba care descrie variația complianței trebuie să fie de tip concav, fapt ce permite o creștere mai accentuată a complianței către momentul inițierii contactului bac – obiect.

Între momentele t_2 și t_3 , adică atunci când contactul a fost realizat, complianța trebuie să aibă valorile cele mai mari, asigurând astfel siguranța prinderii obiectului, fără deformarea/distrugerea acestuia.

Un actuator cu complianță ajustabilă așa cum este mușchiul pneumatic își poate adapta comportamentul funcțional între două limite. Astfel, comportamentul său poate varia între unul foarte rigid – necesar asigurării unei bune precizii de poziționare – și unul compliant, atunci când cerința principală este siguranța mișcării.

Atunci când relația de dependență dintre forța dezvoltată și deplasare este una de tip neliniar, rigiditatea actuatorului nu este constantă, putându-se vorbi în acest caz despre un actuator cu rigiditate variabilă. Este și cazul mușchiului pneumatic analizat.

Pentru determinarea variației forței dezvoltate de un bac al sistemului de prehensiune în funcție de cursa pe care acesta o efectuează, s-a utilizat montajul experimental din Fig. 4.83. Traductorul de forță este fixat rigid de masa de lucru și este atașat unui bac al sistemului de prehensiune.

În Fig. 4.86 este prezentată variația forței dezvoltate de un bac odată cu creșterea cursei efectuate de acesta, presiunea variind de la 0 la 6 bar. Se remarcă faptul că la începutul mișcării valoarea forței este maximă, iar pe măsură ce bacul se deplasează către limita sa maximă, forța devine din ce în ce mai mică.

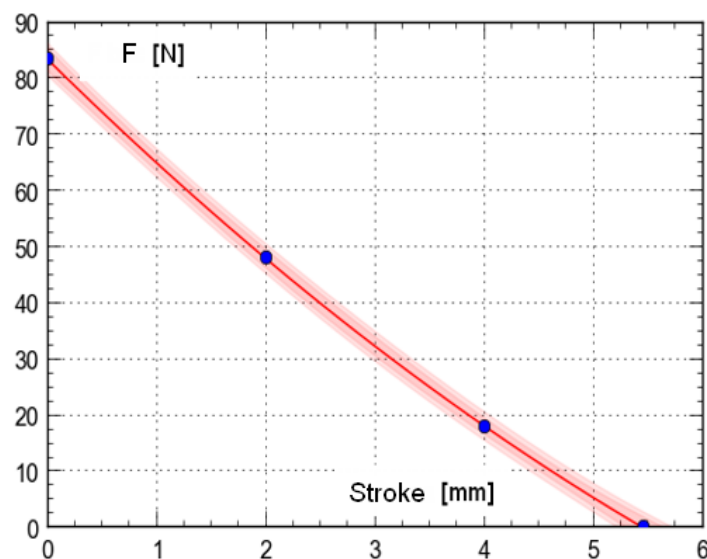


Fig. 4.86 Variația forței dezvoltate de un bac pe lungimea cursei acestuia

Funcția de regresie corespunzătoare curbei afișată mai sus este (cu un coeficient de corelație = 0,999997):

$$F_{bac} = 83,36 - 19,146 \cdot c + 0,7088 \cdot c^2 \quad (4.36)$$

Rigiditatea sistemului analizat (k) se calculează cu ajutorul relației 4.37, iar reprezentarea grafică este cea din Fig. 4.87:

$$k = -\frac{dF}{dc} = 19,146 - 1,4176 \cdot c \quad (4.37)$$

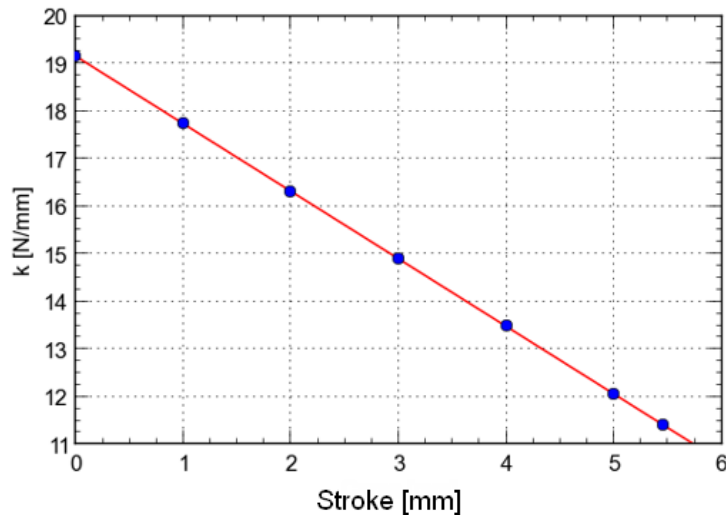


Fig. 4.87 Rigiditatea sistemului de prehensiune

Complianța C a sistemului de prehensiune se calculează ca fiind inversul rigidității:

$$C = k^{-1} = \left(-\frac{dF}{dc}\right)^{-1} = \frac{1}{19,146 - 1,4176 \cdot c} \quad (4.38)$$

Reprezentarea grafică a evoluției complianței în funcție de mărimea cursei efectuate de un bac rezultă din Fig. 4.88.

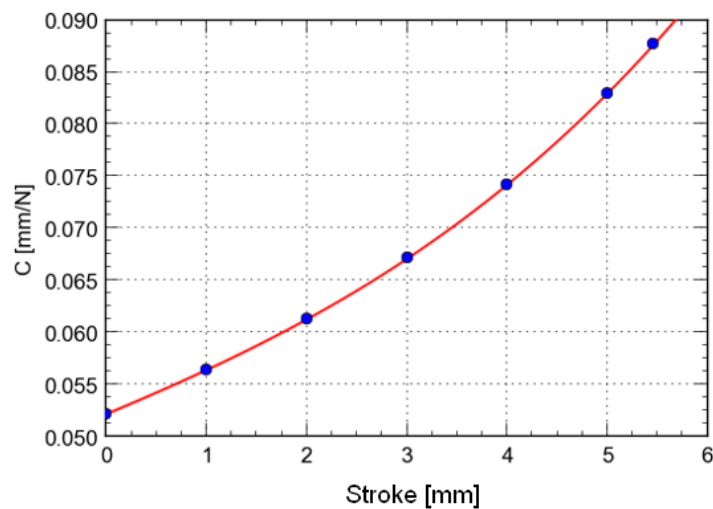


Fig. 4.88 Complianța sistemului de prehensiune

Din graficul de mai sus rezultă forma concavă a curbei complianței, fapt ce facilitează

creșterea mai rapidă a acestei mărimi atunci când este realizat contactul bac – obiect de preluat. O analiză a dependenței rigidității și, respectiv, a complianței de variația cursei efectuate de un bac și de presiunea aerului poate fi vizualizată în Fig. 4.89.

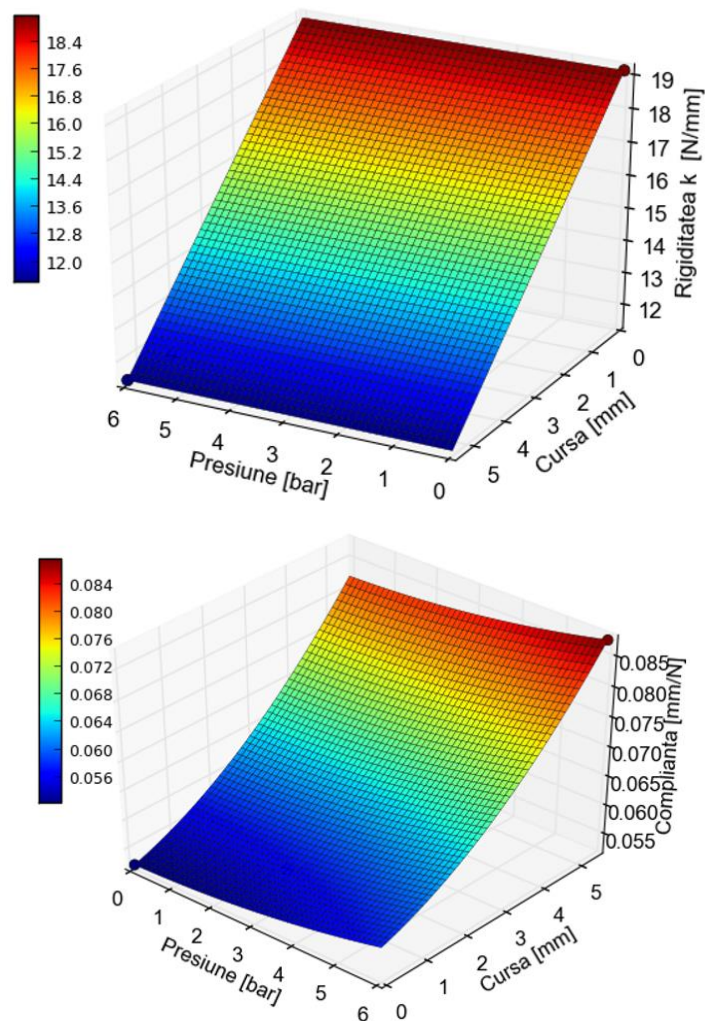


Fig. 4.89 k, $C = f$ (Presiune și Cursă)

Sistemul de prehensiune este caracterizat, conform figurilor de mai sus, printr-o rigiditate în scădere și o complianță crescătoare pe măsură ce cursa efectuată de bac este tot mai mare și presiunea se majorează. O asemenea evoluție a rigidității și a complianței are drept urmări un timp de răspuns mai mare a sistemului la variațiile de sarcină și, evident, o precizie mai scăzută. Pe de altă parte însă, în cazul unor sisteme de prehensiune destinate montajului, de exemplu, în situația în care două piese care trebuie asamblate nu sunt perfect alinierte, un sistem compliant, cum este cel prezentat în lucrare, aduce avantajul unui comportament adaptiv la situația concretă, permițând montajul fără să distrugă cele două componente.

Ca o concluzie generală a cercetărilor referitoare la sistemele de prehensiune acționate cu ajutorul mușchilor pneumatici se poate afirma că rezultatele obținute dovedesc posibilitatea

realizării unui asemenea sistem. Performanțele de care este capabil acest sistem îl recomandă pentru aplicații la care precizia nu trebuie să fie foarte ridicată, dar la care siguranța apucării obiectelor fragile, fără a le deforma, trebuie să fie predominantă.

4.6. Concluzii

Cercetările efectuate de autoarea acestei Teze de abilitare în domeniul sistemelor de acționare cu ajutorul mușchilor pneumatici reprezintă o continuare a studiilor demarate odată cu proiectul european FP6, Marie Curie [DEA05]. Acest proiect a permis înființarea în cadrul Universității Transilvania din Brașov a *Centrului de acționări și automatizări fluidice FESTO*, laborator dotat cu echipamente pneumatice de ultimă oră.

Studiile efectuate pe această direcție s-au concretizat prin propunerea a două brevete de invenție, accesarea, în calitate de director de proiect, a unui contract de cercetare câștigat prin competiție [DEA07b], publicarea a două capitole de carte apărute în edituri internaționale de prestigiu [DEA09a], [DEA11a] și publicarea și prezentarea a numeroase lucrări în reviste și la conferințe internaționale. În calitate de membru în echipa de cercetare, pe domeniul acționărilor cu mușchi pneumatici, autoarea Tezei de abilitare a participat și la derularea a încă două contracte obținute prin competiție națională și la alte trei contracte obținute de la mediul industrial regional.

Prin cercetările efectuate în domeniul acționării cu ajutorul mușchilor pneumatici, autoarea tezei a sprijinit și activitatea a doi doctoranzi.

(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a propriei cariere profesionale, științifice și academice

Autoarea Tezei de abilitare a câștigat prin concurs postul de Profesor universitar în anul 2009. Ca o continuare a dezvoltării carierei profesionale, o etapă următoare este aceea de a coordona prin doctorat tinerii cercetători. Dreptul de a îndruma teze de doctorat reprezintă un pas calitativ superior în evoluția profesională, permițând în același timp și pregătirea la un nivel înalt a altor generații de cercetători.

În ceea ce privește viitoarea activitate de cercetare, autoarea își propune continuarea studiilor privitoare la utilizarea mușchilor pneumatici pentru realizarea de diferite produse, de data aceasta cu aplicabilitate în construirea de echipamente de reabilitare a membrilor superioare. Până în prezent autoarea tezei a publicat câteva lucrări legate de acest subiect [DEA11e], [DEA12b], [DEA13e], însă perspectivele de dezvoltare ale acestei teme sunt foarte mari.

Echipamentele de reabilitare a membrilor superioare au un rol important în kinetoterapia pasivă. Deși kinetoterapia pasivă poate fi făcută de kinetoterapeut și fără ajutorul acestor echipamente, ele se utilizează deoarece ușurează munca acestuia, deplasarea membrului afectat realizându-se cu ajutorul acestor sisteme de reabilitare. Necesitatea conceperii de noi echipamente de reabilitare, tot mai performante, rezultă din faptul că mobilizările articulațiilor previn apariția adeziunilor tendinoase și a depunerilor articulare care conduc la reducerea mobilității sau din faptul că mobilizarea articulațiilor conduce la atenuarea durerii, la scurtarea perioadei de recuperare și la reducerea costurilor necesare tratării bolnavilor.

Cercetările viitoare vor viza proiectarea, construirea și testarea mai multor variante de echipamente de reabilitare a articulațiilor membrilor superioare, toate acționate cu ajutorul mușchilor pneumatici. Utilizarea ca actuator a mușchilor pneumatici se face din rațiuni de comportament de tip compliant pe care aceștia îl manifestă, fapt ce permite o diminuare a durerii pe durata efectuării exercițiilor de reabilitare.

Vor fi propuse soluții de echipamente brevetabile destinate mobilizării articulațiilor umărului, cotului, a mâinii și a degetelor. Pentru aceasta, etapele care vor fi urmate sunt:

- studiul metodelor de imobilizare a articulațiilor membrilor superioare, premergătoare kinetoterapiei ;
- studiul biomecanicii membrilor superioare, ceea ce presupune determinarea amplitudinilor de mișcare ale articulațiilor în planele de referință frontal, sagital și transversal;
- proiectarea, realizarea și testarea echipamentelor de reabilitare.

Modalitatea concretă de finanțare a acestor studii va fi realizată, ca și până acum, prin accesarea de fonduri obținute prin competiție și, mai ales, prin colaborarea cu firme interesate în domeniu, în special firma Festo din București.

Toate echipamentele realizate până în prezent și descrise în această Teză de abilitare constituie material didactic și de cercetare valoros, inclus în dotarea laboratorului de *Acționări și automatizări fluidice FESTO*. Rezultatele cercetărilor viitoare vor constitui și ele aport la dezvoltarea acestui laborator.

În ceea ce privește preocupările de optimizare robustă a sistemelor, autoarea își propune dezvoltarea în continuare a modului TagMaster al aplicației LappMaster, în sensul obținerii unei noi aplicații de sine stătătoare, cu aplicabilitate extinsă, nu numai pentru sistemele de leuire a suprafețelor. Pe lângă caracterul general pe care îl va avea această nouă aplicație, lui TagMaster i se vor aduce completări și în ceea ce privește posibilitatea calculării raportului Semnal/Zgomot dinamic.

Activitatea didactică va continua pe aceleași direcții principale ca și până acum, adică *Proiectarea robustă a sistemelor avansate de producție, Prelucrarea datelor*, intenționându-se ca pe viitor, pe baza experienței acumulate, să se propună la programul de Master *Ingineria fabricației inovative* introducerea unui curs de *Sisteme compliante de acționare*.

Principalele obiective ale dezvoltării carierei didactice vor viza următoarele aspecte:

- continuarea publicării de materiale didactice destinate studenților.
- participarea la programele internaționale destinate schimbului de cadre didactice (Erasmus+).
- coordonarea în continuare a studenților la proiecte de licență și dizertație, temele sugerate fiind cu preponderență alese din domeniul proiectării robuste și a sistemelor pneumatice de acționare.

(B-iii) Bibliografie

- [ALE99] Alexis, J., Metoda Taguchi în practica industrială. Planuri de experiențe. Editura Tehnică București, 1999.
- [BAB12] Babeș, I. - Cercetări privind echipamentele de reabilitare a articulațiilor portante acționate cu ajutorul mușchilor pneumatici. Teză de doctorat Universitatea Transilvania din Brașov, 2012.
- [BAI11] Baiden, D., Wilkening, A., Ivlev, O., Safety and handling concept for assistive robotic devices with pneumatic rotary soft-actuators. IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 2011, Budapest, pag. 754-759.
- [CHA02] Chang K.Y., Song Y.H., Lin T.R., Analysis of lapping and polishing of a gauge block. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2002; 20:414-419.
- [DEA04] Deaconescu Andrea, (colectiv de autori), Tratat de tehnologii neconvenționale. Vol. VIII. Prelucrare prin eroziune cu unde ultrasonice. Editat de de: Academia Română; Academia de Științe Tehnice din România; Asociația Română pentru Tehnologii Neconvenționale (ARTN). Coordonare generală a tratatului: Prof.dr.doc.șt.ing., dr.HC Aurel Nanu. Coordonare volum : Prof.dr.ing. Nicolae Ion Marinescu. Editura BREN București, 2004, ISBN 973-648-385-1.
- [DEA05] Deaconescu T., Deaconescu Andrea, Contract MTKD-CT-2004-014249, FP6, Marie Curie Actions. Development of new Light Mechatronic SYStems based on dynamics and control optimisation (LIMESYS).
- [DEA06a] Deaconescu, Andrea, Deaconescu, T., Aspects regarding the roughness of surfaces obtained by lapping. Journal of the Balkan Tribological Association, Vol. 12, No. 1/2006, pag. 16 – 23, Sofia, Bulgaria.
- [DEA06b] Deaconescu, Andrea, Design and Development of the Technological Processor for Plane Surface Lapping. Proceedings of the International Conference on Manufacturing Systems, ICMaS 2006, Editura Academiei București 2006, pag. 387 - 390.
- [DEA07a] Deaconescu, T., Studies regarding the performance of pneumatic Muscles. International Conference on Economic Engineering and Manufacturing Systems, ICEEMS 2007, Revista RECENT, Vol. 8(2007), Nr. 3a(21a), pp. 271 - 276, Brașov, 2007
- [DEA07b] Deaconescu Andrea. Dezvoltarea de module de rotație și de translație destinate roboților de reabilitare, acționate de mușchi pneumatici. Contract CNCSIS tip IDEI, PN-II-ID-PCE-2007-1, ID_184.

- [DEA07c] Deaconescu T., Deaconescu Andrea ș.a., Cercetări privind performanțele mușchilor pneumatici folosiți la acționarea prehensoarelor roboților non-antropomorfici. Contract CNC SIS tip A nr. 4GR/28.05.2007, cod 1054/2007, tema 8.
- [DEA08a] Deaconescu Andrea, Proiectarea sistemelor robuste. Editura Universității TRANSILVANIA din Brașov, 2008, ISBN 978-973-598-413-7.
- [DEA08b] Deaconescu Andrea, Deaconescu, T., Robust Design of Lapping Processes. 6th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, Tallinn, Estonia 2008, Vol. 1 pag. 221-226.
- [DEA08c] Deaconescu, Andrea, Deaconescu Tudor - Contribution to the Behavioural Study of Pneumatically Actuated Artificial Muscles. 6th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, Tallinn, Estonia 2008, Vol. 1 pag. 215-220.
- [DEA08d] Deaconescu, Andrea, Deaconescu, T., Pneumatic Muscle Actuated Rotation Module for Rehabilitation Robots. Annals of DAAAM for 2008 & Proceedings of the 19th International DAAAM Symposium Trnava, Slovakia, pag. 0365-0366.
- [DEA08e] Deaconescu T., Deaconescu Andrea, ș.a., Echipament izokinetic acționat cu mușchi pneumatici, destinat recuperării bolnavilor cu afecțiuni posttraumatice ale articulațiilor portante. Contract CNC SIS tip IDEI, PN-II-ID-PCE-2008-2, ID_764.
- [DEA08f] Deaconescu, Andrea, Deaconescu, T., Pneumatic Muscle Actuated Gripper System. Annals of DAAAM for 2008 & Proceedings of the 19th International DAAAM Symposium Trnava, Slovakia, pag. 0363-0364.
- [DEA08g] Deaconescu T., Deaconescu, Andrea, Study of Non-Anthropomorphic Pneumatic Muscle Actuated Gripper. 6th International Fluid Power Conference Dresden, Germania, 2008, Vol. 2, pag. 267-277.
- [DEA09a] Deaconescu Andrea, (colectiv de autori), IAENG Transactions on Engineering Technologies Volume 3; Capitol de carte: Pneumatic Muscle Actuated Equipment for Continuous Passive Motion. American Institute of Physics, Melville, New York 2009, Vol. 1174, Editor: Sio-Iong Ao, Harvard University, Cambridge, MA, USA, 332 p., Hardcover, ISBN: 978-0-7354-0713-8.
- [DEA09b] Deaconescu, A., Deaconescu, T. - Pneumatic Muscle Actuated Robotized Arm for Rehabilitation Systems. International MultiConference of Engineers and Computer Scientists Hong Kong 2009, Editura Newswood Limited Hong Kong.
- [DEA09c] Deaconescu Andrea, Deaconescu T., Performance of a Pneumatic Muscle Actuated Rotation Module. World Congress on Engineering Londra 2009, International Association of Engineers (IAENG), Vol. II, pag. 1516-1520, Editura Newswood Limited Hong Kong

- [DEA09c] Deaconescu, A., Deaconescu, T. - Pneumatic Muscle Actuated Translation Module for Rehabilitation Robots. Annals of DAAAM for 2009 & Proceedings of the 20th International DAAAM Symposium Viena, Austria, 2009.
- [DEA09d] Deaconescu, T., Deaconescu Andrea, Pneumatic Muscle Actuated Isokinetic Equipment for the Rehabilitation of Patients with Disabilities of the Bearing Joints. International MultiConference of Engineers and Computer Scientists Hong Kong 2009, International Association of Engineers (IAENG), Proceeding vol. II, pag. 1823-1827, Editura Newswood Limited Hong Kong.
- [DEA10a] Deaconescu Andrea, Deaconescu T., Cerere Brevet de invenție nr. A/00133/15.02.2010 – “Echipament destinat antrenării și reabilitării articulațiilor portante ale membrului inferior prin mișcare continuă pasivă”.
- [DEA10b] Deaconescu Andrea, Deaconescu, T., Robust Design – A Decision Making Tool in Machining by Lapping. The 2nd International Conference on Computer and Automation Engineering Singapore, ICCAE 2010, vol. 5, pag. 198 – 202.
- [DEA10c] Deaconescu, T., Deaconescu, Andrea, Petre, I., Robotic Manipulating System Actuated by Pneumatic Muscles. Proceedings of the Fifth International Conference on Optimization of the Robots and Manipulators OPTIROB 2010, 28-30 May 2010 Călimănești, Romania, Research Publishing Services Singapore, pag. 131-135.
- [DEA10d] Deaconescu, T., Deaconescu, Andrea, Construction and Dynamic Performance of a Pneumatic Muscle Actuated Translation Module for Robotic Arms Designed for Wheelchairs. Proceedings in Manufacturing Systems, vol. 5, No. 4/2010, Editura Academiei Române București, 2010.
- [DEA10e] Deaconescu, T., Deaconescu Andrea, Continuous Passive Motion Based Rehabilitation Equipment Actuated by Pneumatic Muscles. 7th International Fluid Power Conference Aachen (RWTH Aachen University), Germany, 2010.
- [DEA11a] Deaconescu Andrea, (colectiv de autori), Intelligent Automation and Systems Engineering, Series: Lecture Notes in Electrical Engineering, Vol. 103; Capitolul 3: Bio-Inspired Pneumatic Muscle Actuated Robotic System. Editura Springer 2011, 430 p., Editori: Sio-Iong Ao, Harvard University, Cambridge, MA, USA, Burghard Rieger, Trier University, Mahyar Amouzegar, College of Engineering, California State University Pomona USA, pag. 27-40, ISBN 978-1-4614-0372-2.
- [DEA11b] Deaconescu, Andrea, Deaconescu T., Computer-Aided Selection of the Optimum Working Parameters for Surface Machining by Plane Lapping. Proceedings of the 15th International Conference “Modern Technologies, Quality and Innovation ModTech 2011”, Vadul lui Vodă, Chișinău, Moldova, Vol. I, pag. 293 – 296.

- [DEA11c] Deaconescu, Andrea, Deaconescu T., Signal-to-Noise Ratio Based Robustness Analysis of a Pneumatic Muscle Actuated Rehabilitation Device. Buletinul Institutului Politehnic din Iași, publicat de Universitatea Tehnică « Gh. Asachi » din Iași, Tomul LVII(LXI), Fasc. 4, Secția Construcții de mașini, pag. 83-91, Editura POLITEHNIUM, 2011, ISSN 1011-2855.
- [DEA11d] Deaconescu, T., Deaconescu, Andrea, Pneumatic Muscle Actuated Gripper. International MultiConference of Engineers and Computer Scientists Hong Kong 2011, International Association of Engineers (IAENG), Proceedings vol. II, pag. 1305-1308, Editura Newswood Limited Hong Kong.
- [DEA11e] Deaconescu, T., Deaconescu, Andrea, Deaconescu, T., Pneumatic Equipment for Rehabilitation and Mobilization of the Upper Limb. International MultiConference of Engineers and Computer Scientists Hong Kong 2011, International Association of Engineers (IAENG), Proceedings vol. II, pag. 1331-1335, Editura Newswood Limited Hong Kong.
- [DEA12a] Deaconescu, Andrea, Deaconescu T., Analysis of the Impact of Robust Design on the Performance of a Plane Lapping System. 2012 International Conference on Advances in Materials Science and Engineering, 27-28 September 2012, Bangkok, Thailand, Advanced Science Letters, Vol. 19, No. 1, 27-31 (2013).
- [DEA12b] Deaconescu, T., Deaconescu, Andrea, Selfadaptive Mobilization and Medical Recovery System of the Upper Limb Muscles. Proceedings of the 16th International Conference “Modern Technologies, Quality and Innovation ModTech 2012”, Sinaia, 24-26 Mai 2012, Vol. I, pag. 273 – 276.
- [DEA13a] Deaconescu, T., Deaconescu, Andrea, Optimisation of Abrasive Jet Cutting by Means of Taguchi Methods. Nonconventional Technologies Review, vol. XVII, no. 4/2013, Romanian Association of Nonconventional Technologies Romania, “Politehnica” Publishing House, pag. 26-30.
- [DEA13b] Deaconescu, Andrea, Deaconescu T., Improving the Quality of Surface Finished by Lapping by Robust parameter Design. 3rd International Conference on Strategy Management and Research (ICSMR 2013), Barcelona 2013, Journal of Economics, Business and Management (JOEBM), Vol. 2, No. 1/2014, pag. 1 – 4.
- [DEA13c] Deaconescu, Andrea, Deaconescu T., Optimisation by Robust Parameter Design of the Tooling Allowance in Lapping Processes. Buletinul Institutului Politehnic din Iași, publicat de Universitatea Tehnică « Gh. Asachi » din Iași, Tomul LIX(LXIII), Fasc. 3, Secția Construcții de mașini, 2013, pag. 75-82.

- [DEA13d] Deaconescu, T., Deaconescu, Andrea, Functional Characteristics of Pneumatic Muscle Actuated Rehabilitation Equipment for the Joints of the Inferior Limb, *Advanced Science Letters*, Vol. 19, No. 1, 85-89 (2013).
- [DEA13e] Deaconescu, T., Deaconescu, Andrea, Medical Recovery System of the Upper Limb Muscles. *International Conference on Economic Engineering and Manufacturing Systems, ICEEMS 2013, Braşov, Revista RECENT Vol. 14(2013), Nr. 4(40), pag. 242 – 245.*
- [DEA14a] Deaconescu T., Deaconescu Andrea, Negrea D., Cerere Brevet de invenție nr. A00246/6.04.2015 - “Sistem de prehensiune paralel cu două bacuri, asimetric, acționat cu mușchi pneumatici”
- [DEA14b] Deaconescu, Andrea, Deaconescu T., A Novel Dedicated Software Application for Robust Optimisation of Lapping Processes. *Conference Proceedings of the Academy of Romanian Scientists, PRODUCTICA Scientific Session, Volume 6, Number 1/2014, pag. 189 – 196.*
- [DEA14c] Deaconescu Andrea, Deaconescu T., Pneumatic Muscle Actuated Rotation-Translation System. *Optirob 2014, Mangalia, România, 26-29 Iunie 2014, Applied Mechanics and Materials Vol. 555, pp. 129-134, Trans Tech Publications, Switzerland.*
- [DEA14d] Deaconescu T. Deaconescu Andrea, Petre I., Continuous passive motion-based rehabilitation equipment for the recovery of lower limb bearing joints. *International Journal on Biomechatronics and Biomedical Robotics, Vol. 3, No. 1, 2014, pag. 12-19.*
- [DEA14e] Deaconescu T., Deaconescu Andrea, Design and Evaluation of a Pneumatic Muscle Actuated Gripper. XII International Science Conference, “ICMIE 2014 - International Conference on Mechanical and Industrial Engineering”, Los Angeles, SUA, 29-30.09.2014, World Academy of Science, Engineering and Technology, *International Science Index 93, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering, 8(9), 1570 - 1576.*
- [DEA15] Deaconescu T., Deaconescu Andrea, Pneumatic Muscle Actuated Compliant Gripper System. *International Conference on Research Innovations in Science and Engineering (RISE'2015) 2015 Mauritius (în curs de publicare).*
- [DEX] Dicționarul explicativ al limbii române. <http://www.dex-online.ro/>
- [DIM07] Dimulescu D.M., Studii metodologice privind rolul terapiei posturale în cadrul recuperării bolnavilor cu afecțiuni ale sistemului mio-artro-kinetic și neuromotor. Teză de doctorat, Universitatea de Medicină și Farmacie „Carol Davila” București 2007
- [FES08] Festo Fluidic Muscle. https://www.festo.com/rep/en_corp/assets/pdf/info_501_en.pdf
[Accesat 2008].

[FES12] <http://www.festo.com> – [Accesat: 05.05.2012]

[FES13] Festo Airic's_Arm.

http://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/42058/Airics_arm_en.pdf [Accesat 2013]

[FES14] Festo. Precisely to the point: membrane technology. 2014,

http://www.festo.com/cms/en_corp/14047.htm

[FOW95] Fowlkes, W., Creveling, C., Engineering Methods for Robust Product Design Using Taguchi Methods in Technology and Product Development. Addison-Wesley Longman Inc., 1995.

[FRA07] Fraunhofer Brain-Controlled Robot Arm.

http://www.science20.com/news_account/debut_fraunhofer_brain_controlled_robot_arm

[HES03] Hesse, S. - The Fluidic Muscle in Application. Blue Digest on Automation. © 2003 by Festo AG & Co. KG.

[KIN10] Kinova. Jaco: Robot Arms That Improve Lives, 2010.

<http://www.iceira.ntu.edu.tw/en/industry-development-and-applications/310-jaco>

[KÖN96] König, W. and Klocke, F., Machining Processes, Grinding, Honing, Lapping. VDI Verlag, Düsseldorf, 1996.

[NEG13] Negrea D., Deaconescu Andrea, Deaconescu T., Principles and Stages of New Gripper Systems Development. International Conference on Economic Engineering and Manufacturing Systems, ICEEMS 2013, Braşov, Revista RECENT Vol. 14(2013), Nr. 4(40), pag. 301 – 306.

[NEG14a] Negrea, D., Deaconescu Andrea, Deaconescu T., Actuation by Pneumatic Muscles of a Parallel Asymmetric Gripper System. 2014 International Conference on Manufacturing and Industrial Technologies (ICMIT 2014), Shanghai, China, 27-28 March 2014, Applied Mechanics and Materials Vols. 548-549, pp 943-947, Trans Tech Publications, Switzerland.

[NEG14b] Negrea, D., Deaconescu Andrea, Deaconescu T., Constructive and Functional Modelling of a Pneumatic Muscle Actuated Symmetric Gripper System with Two Mobile Jaws. IManE, Chişinău, Moldova, 29-30.05.2014, Applied Mechanics and Materials Vol. 657, pp. 574-578, Trans Tech Publications, Switzerland.

[NEG14c] Negrea, D., Deaconescu T., Deaconescu Andrea, Symmetrical Pneumatic Muscle Actuated Gripper System with Two Mobile Jaws. 2014 International Conference on Mechatronics, Manufacturing and Automation (ICMMA), Singapore, 19-20 February, Applied Mechanics and Materials Vols. 541-542 (2014) pp 852-856, Trans Tech Publications, Switzerland.

- [PET14] Petre I., Deaconescu Andrea, Rogozea L., Deaconescu T., Orthopaedic Rehabilitation Device Actuated with Pneumatic Muscles. International Journal of Advanced Robotic Systems, Volume 11, 2014 (105), Print ISSN 1729-8806, Online ISSN 1729-8814, DOI: 10.5772/58693, ISI Impact Factor: 0.497; SRI = 0,301.
- [STĂ09] Stăncescu, C., Studiul teoretico-experimental al sistemelor de prehensiune cu bacuri, cu utilizare la roboți industriali, Teză de doctorat, Universitatea Transilvania din Brașov, 2009.
- [ȚĂR14] Țărliman D., Cercetări privind sistemele de prehensiune ale roboților industriali acționate cu ajutorul mușchilor pneumatici. Teză de doctorat. Universitatea Transilvania din Brașov, 2014.
- [VOL05] Volosyak, I., Ivlev, O., Gräser, A. Rehabilitation robot FRIEND II - the general concept and current implementation. Proceedings of the 9th ICORR; 2005; Chicago, Illinois, USA, 28 June-01 Juli 2005.
- [WIS99] Wise J.D., Flat lapping. Journal of the Home Metal Shop Club of Houston, Volume 4, Number 9, September 1999.
- [ZHE08] Zheng, X., Yuan, J., Wen, D., Lou, F., Parameters Optimization on the Lapping Process of 9Cr18 with Taguchi Method, Key Engineering Material, 360/2008, pp 158-161.