

MINISTERUL EDUCATIEI NATIONALE
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

ing. **RASZGA L.E. CĂLIN**

**FENOMENUL DE
CAVITAȚIE
ÎN DISTRIBUTOARE
CU SERTAR CILINDRIC**

Teza de doctorat

Conducător științific:

Acad.prof.dr.doc.ing. **IOAN ANTON**

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Timisoara 1998

12/5

Cuvant inainte

Fenomenele de natura cavitationala care iau nastere in functionarea masinilor si echipamentelor hidraulice, constituie de multi ani o tema de cercetare care a dus la obtinerea unor rezultate concrete cu efecte pozitive in optimizarea functionarii instalatiilor hidraulice.

Abordarea studiului fenomenelor cavitationale constituie pentru Catedra de Masini Hidraulice a Universitatii "Politehnica" din Timisoara, o tema majora de cercetare, desfasurata sub conducerea competenta a d-lui acad. Ioan Anton.

Aparitia si dezvoltarea cavitatiei a fost sesizata si in sistemele hidrostatice de actionare, datorita conditiilor specifice de functionare a acestora, caracterizate prin diferente de presiuni si viteze mari de lucru.

Prezenta teza constituie o noua abordare a studiului fenomenelor cavitationale, axata pe conditiile de functionare ale distribuitorilor cu sertar cilindric in constructie standard si proportionala.

Distribuitorii cu sertar cilindric reprezinta elemente hidraulice a caror caracteristici functionale sunt determinante in stabilirea nivelului calitativ al functionarii instalatiilor hidrostatice de actionare in regim stationar si tranzitoriu. Aparitia si dezvoltarea fenomenelor cavitationale in elementele componente ale sistemelor hidraulice, prezinta anumite particularitati datorate conditiilor specifice si ale lichidului de lucru utilizat, in principal uleiul hidraulic mineral, cit si conditiilor functionale severe impuse acestor instalatii. Efectele cavitationale sunt resimtite in primul rind prin perturbarea functionarii sistemului hidraulic datorate modificarilor caracteristicii lichidului de lucru prin aparitia bulelor de gaze si vapori, in acest caz distrugerea cavitationala desi prezenta, nu este dominanta. Modificarea coeficientilor de elasticitate (E_u) ai lichidului prin insertia de bule de vapori si in special de gaze nedizolvate, scade in primul rind performantele in regim dinamic ale sistemului, producind adesea zgomote caracteristice, functionarea in socuri a instalatiei si evolutia unor fenomene vibratorii specifice. Vibratiile specifice aparute datorita ciclului tipic de evolutie a bulelor cavitationale individuale sau grupate se extind atit la nivelul ansamblului de conducte si aparate al instalatiei hidrostatice de actionare cit si la nivelul iesirilor mecanice ale motoarelor hidraulice liniare si rotative, fenomen deosebit de daunator in cazul sistemelor automate.

Pomind de la prototipul distribuitorului proportional Dn10 proiectat si realizat in colaborare dl.ing. Balasanu Dorin de la Hidrosib Sibiu, studiul fenomenelor cavitationale s-a efectuat pe doua cai :

- calea teoretica, al carui punct de plecare a fost definirea riguroasa a coeficientilor cavitationali caracteristici distribuitorilor cu sertar cilindric, a beneficiat de indrumarea si experienta d-lui acad. Iona Anton. Rezultatele teoretice se bazeaza pe rezolvarea numerica a curgerii in domeniul caracteristic distribuitorului utilizind Metoda Elementului Finit. Aplicarea concreta a metodei numerice amintite a fost realizata prin programe din baza de date a catedrei pentru ipoteza lichidului ideal (autori dr.ing. Resiga Romeo si ing. Muntean Sebastian carora le multumesc pe acesta cale pentru colaborare) respectiv, prin utilizarea unui software profesional pentru cazul fluidului viscos incompresibil (COSMOS 3686) rulat la Universitatea din Miskole prin bunavointa d-lui prof. dr.ing. Dulay Imre, caruia ii multumesc pe acesta cale pentru bunavointa. Rezultatele obtinute indica existenta unor regimuri de functionare cu probabilitate crescuta de aparitie si dezvoltare a fenomenelor cavitationale in functionarea distribuitorilor cu sertar cilindric. Postprocesarea rezultatelor

numerice prin intermediul unor programe proprii a permis generalizarea rezultatelor numerice si obtinerea unui set de functii numerice care descriu functionarea intregii familii de distribuitoare asemenea geometric cu cel studiat cit si a functiei de sensibilitate la cavitatie a acestora.

- calea experimentală, destinată confirmării și corectării rezultatelor teoretice obținute s-a bazat pe realizarea unui model experimental la scară de mărire 5X a distribuitorului prototip plasat într-o stațiune experimentală de concepție și realizare originală (a cărei execuție a fost sponsorizată de firma Hidrolarex Timișoara condusă de d-nii ing. Horia Dragoi și Aurel Lazea, cărora le mulțumesc pe această cale). Conducerea proceselor de măsurare și automatizarea integrală a funcționării și achiziției de date a fost realizată prin cuplarea stațiunii cu un sistem IBM PC. Interfațarea sistemului cu stațiunea a fost realizată prin utilizarea unor echipamente electronice specifice în a căror realizare am fost ajutat de d-nii ing. Eugen Albu și ing. Valentin Dunavete, cărora le mulțumesc de asemenea. Realizarea practică a montajelor mecanice și hidraulice cit și punerea în funcțiune a sursei de putere a fost realizată în colaborare cu dl. Olah Ștefan caruia îi mulțumesc pentru ajutor. Pentru studiul amănunțit al curgerii în camera de lucru a distribuitorului s-a utilizat sonda de viteze DISA la a cărei montare în stand și etalonare am fost ajutat de dl.ing cercetător Potencz și dl.s.l.ing. Dorin Galeriu cărora le mulțumesc de asemenea.

Corelarea rezultatelor experimentale și teoretice dovedește o concordanță între valorile calculate și cele măsurate validând astfel pentru un domeniu precis de existență, valabilitatea modelării matematice utilizate, a cărei extrapolare permite (prin funcțiile numerice determinate) aproximarea apariției fenomenelor cavitaționale în domeniul de curgere studiat.

Întreaga strategie de abordare a temei de doctorat cit și căile concrete de abordare au fost stabilite sub îndrumarea de înaltă competență a conducătorului de doctorat, dl.acad. Ioan Anton, caruia îi mulțumesc pentru bunavoință și răbdarea dovedite în tot acest timp.

Mulțumesc de asemenea d-lui prof.dr.ing. Popoviciu Mircea și d-lui prof.dr.ing. Victor Balasoiu, pentru ajutorul și îndrumarea colegială acordată atât în particular cit și pe durata mandatelor domniilor lor la conducerea Catedrei de Masini Hidraulice.

Mulțumesc tuturor colegilor pentru ajutorul acordat.

Mulțumesc familiei mele, soției mele pentru răbdarea dovedită în acești ani și pentru contribuția esențială pe care și-a adus-o la redactarea finală pe calculator a tezei. Mulțumesc babei mele pentru răbdarea pe care a arătat-o în cei 9 ani, timp în care a trecut de la faza copilăriei la adolescență, fără să sesizez. Mulțumesc părinților mei pentru susținerea morală și nu rareori materială pe care mi-au acordat-o.

În final îmi exprim speranța că rezultatele obținute în cadrul tezei își vor găsi o aplicație directă în industrie și vor permite determinarea unor noi cai de cercetare teoretică și experimentală, al fenomenului cavitațional în sistemele hidraulice de acționare.

Autorul

Capitolul 1

Introducere

1.1. Distribuitoare hidraulice cu sertar cilindric, elemente functionale constructive

Distribuitorii hidraulici sunt aparate care fac parte din ansamblul constructiv functional al instalatiilor hidraulice de acti-

onare sau de reglaj automat. Functia indeplinita in cadrul instalatiilor hidraulice de distribuitor hidraulic este de dirijare /blocare a fluidului de lucru spre/ dinspre consumatorii hidraulici comandati, in sensul dorit si la momentul dorit.

Functional, distribuitorii hidraulici pot fi impartiti in doua clase distincte si anume:

- distribuitorii hidraulici standard

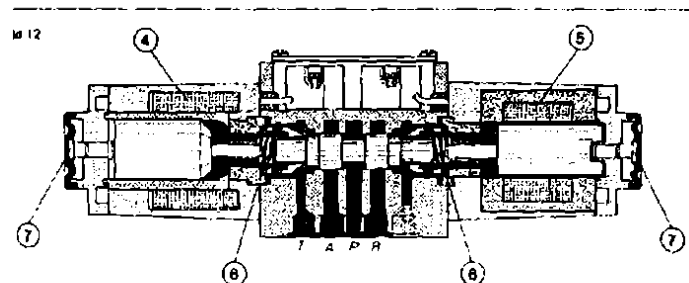


fig.1.1.1a

(fig.1.1.1a,b) - denumite "totul sau nimic" - al caror rol este exclusiv cel descris in paragraful anterior. Aceste distribuitorii nu modifica parametrii energetici ai fluidului care le transvazeaza,

decit cu valoarea pierderilor hidraulice si volumice ce apar in cadrul oricarui proces real de transvazare. Functional si constructiv, aceasta inseamna ca organul de distributie al acestor aparate nu poate ocupa in timpul functionarii decit un anumit numar de pozitii fixe in raport cu corpul, dictate de rolul functional al aparatului.

- distribuitorii hidraulici proportionale - denumiti si "cu rol de reglare" - au alaturi de functiile standard si functii de modulare a parametrilor energiei fluidului ce le transvazeaza, adica de reglare a valorii debitului si presiunii de alimentare a motorului hidraulic sau mai general, a consumatorului hidraulic comandat in cadrul instalatiei. Elementul caracteristic al distribuitorilor de tip proportional este acela ca organul de distributie -

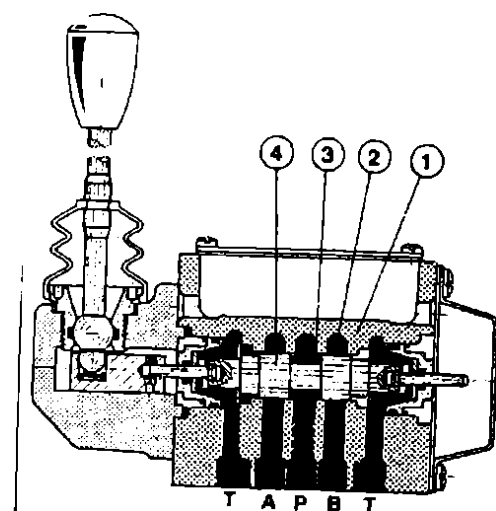


fig.1.1.1b

frecvent sertar - poate ocupa o pozitie continuu variabila intre limitele date, in raport cu corpul distribuitorului. Distribuitorii hidraulici proportionale reprezinta in fapt unul dintre cele mai importante elemente de interfata a sistemelor hidrostatice de actiune in raport cu sistemele electrice, electronice si numerice de comanda si control automat. Din aceasta clasa de aparate fac parte si cunoscutele servovalve electrohidraulice (fig.1.1.2a,b) ce asigura comanda proportionala si adaptiva a elementelor de executie pentru masinile unelte cu comanda program, centre de prelucrare si roboti industriali actionati hidraulic.

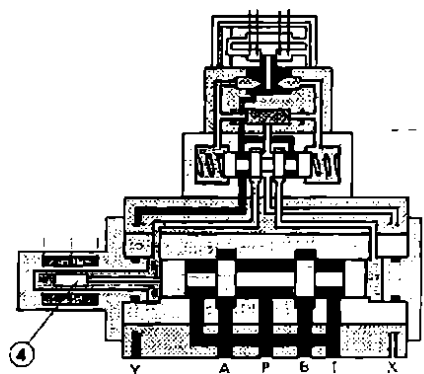


fig.1.1.2a

Rolul functional al distribuitorilor hidraulice este descris (ca de altfel pentru toate aparatele din clasa sistemelor hidrostatice de actionare) prin intermediul simbolizarii conventionale a acestora, prin respectarea unor norme internationale. Exista o mare varietate de caracteristici functionale pentru acest tip de aparate hidraulice solicitate si impuse de conditiile specifice de functionare a diferitelor instalatii de actionare sau automatizare.

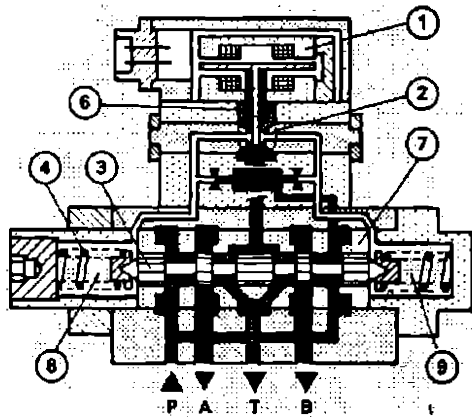


fig.1.1.2.b

(dupa catalogul Rexroth [55]), este prezentata in fig. 1.1.1a,b, iar in fig.1.1.2a,b este prezentata constructia unui element proportional de tip servovalva electrohidraulica.

Compunerea principala a distribuitorului cu sertar cilindric conform fig. 1.1.b este:

1 - corpul distribuitorului, in general elementul fix al ansamblului, la el realizandu-se racordarea circuitelor hidraulice deservite.

2, 3 - camerele de lucru a distribuitorului

4 - sertarul cilindric, denumit si element de distributie sau element mobil, miscarea sa in raport cu corpul distribuitorului produce realizarea legaturilor functionale intre orificiile de lucru a distribuitorului si alimentarea consumatorului hidraulic deservit sau comandat.

In fig. 1.1.a se remarca faptul ca pe acelasi corp pot fi montate elemente de comanda diferite, iar schimbarea schemei de lucru a distribuitorului pentru aceeasi gama constructiva se realizeaza prin schimbarea geometriei sertarului adica a geometriei umerilor si fantelor practicate in sertar, constructia corpului ramaind aceeaasi din evidente motive tehnologice.

Traseul hidraulic al distribuitorului este caracterizat prin geometria ansamblului sertar-corp, evidentiata in fig.1.1.3a,b,c prin geometrii diverse ale sertarului.

Optimizarea si cresterea preciziei de executie a acestei structuri geometrice, este una dintre cele mai utilizate cai de optimizare a caracteristicilor functionale a distribuitorilor cu sertar cilindric in constructie standard sau proportionala.

Realizarea functiei impuse in instalatia hidrostatica si descrisa prin simbolizarea distribuitorului se poate obtine fizic prin mai multe solutii constructive echivalente, alegerea unei solutii fiind dependenta de conditiile functionale concrete ale instalatii hidrostatice de actionare ce urmeaza a fi echipata.

Din multitudinea de solutii constructive cunoscute pentru distribuitor, varianta cea mai utilizata este cea a distribuitorului cu sertar cilindric in miscare de translatie, datorita unor certe avantaje pe care aceasta le prezinta.

Schematizarea generala a constructiei unui distribuitor cu sertar cilindric in varianta standard,

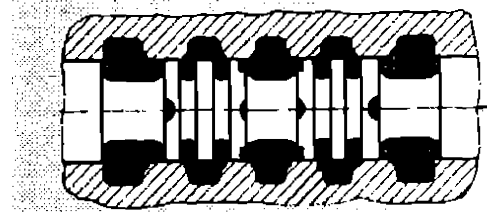


fig.1.1.3a

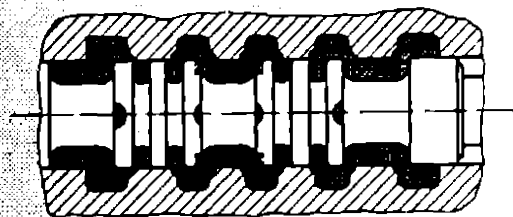


fig.1.1.3b

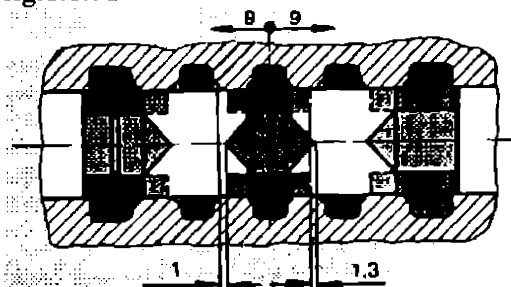


fig.1.1.3c

Distribuitoarele in constructie proportionala (fig.1.1.2b) sunt caracterizate in primul rind prin multitudinea de pozitii pe care sertarul (3) le poate ocupa in raport cu elementul fix, adica corpul distribuitorului (7), in functie de valoarea unui semnal de comanda de obicei de natura electrica.

Controlul acestei pozitii se poate realiza interactiv prin intermediul unor traductori de pozitie, de obicei inductivi (fig.1.1.2a) sau pasiv, prin reactie de forta pe un element elastic - arcul (7) din fig.1.1.2b.

Comanda pozitiei sertarului distribuitorului proportional cu valoarea semnalului de intrare, se realizeaza prin intermediul unei trepte de pilotare electrohidraulice, a carui element principal il constituie distribuitorul hidraulic ajutoraj-clapeta dublu (poz.(2) din fig.1.1.2b) si motorul de cuplu (poz.(1) din aceeaasi figura), care realizeaza conversia primara din semnal electric in semnal mecanic-deplasarea clapetei. In fig.1.1.4 este prezentata structura convertorului electrohidraulic, formata din convertorul electromecanic (1) si distribuitorul ajutoraj -clapeta dublu.

In toate elementele prezentate pina acum se remarca prezenta treptei cilindrice de distributie a ansamblului simplu sau proportional. Utilizarea acestei variante constructive se justifica printr-o serie de avantaje functional-tehnologice dintre care cele mai importante sunt (dupa [13]):

- forma constructiva relativ simpla, prelucrarea precisa a suprafetelor cilindrice exterioare si interioare facindu-se relativ usor
- caracteristica teoretica de functionare liniara
- echilibrare buna a fortelor axiale, ce actioneaza asupra sertarului distribuitor
- posibilitatea modificarii si extinderii schemei de legaturi, prin extinderea pe directia axiala a sertarului distribuitor
- executia precisa permite obtinerea unor pierderi volumice mici apropiate de zero in multe cazuri.
- frecventa de comutare relativ ridicata (in servovalve pina la 50-70 Hz)
- comutarea linistita a pozitiei de functionare

In geometria ansamblului sertar-corp, elementul esential il constituie realizarea lanturilor de cote radiale si axiale la precizia prescrisa. Daca realizarea lantului radial de cote si respectarea

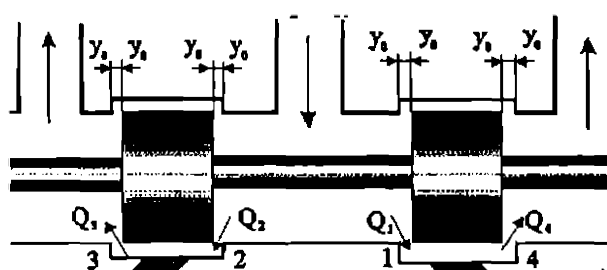


fig.1.1.5

se defineste prin intermediul cunoscutului grad de acoperire al distribuitorului. In fig.1.1.5 este prezentata geometria ansamblului sertar-corp pentru pozitia neutra sau necomandata a unui distribuitor cu 4 cai si 3 pozitii avind schema de lucru centru blocat. Cele 4 rezistente hidraulice care definesc schema functionala a distribuitorului cu sertar cilindric sunt caracterizate prin deschiderile initiale y_i , presupuse in general egale. Daca aceste deschideri sunt nenule, se spune ca distribuitorul este cu grad de acoperire negativ. Obtinerea simultan a tuturor deschiderilor initiale nule a fantelor distribuitorului presupune un efort tehnologic reflectat intr-un pret extrem de ridicat al ansamblului si desigur geometria ideala este imposibil de obtinut. In cazul in care muchiile sertarului si a corpului se suprapun avem grad de acoperire pozitiv. Aceasta situatie permite etansarea reciproca a camerelor de lucru a distribuitorului hidraulic.

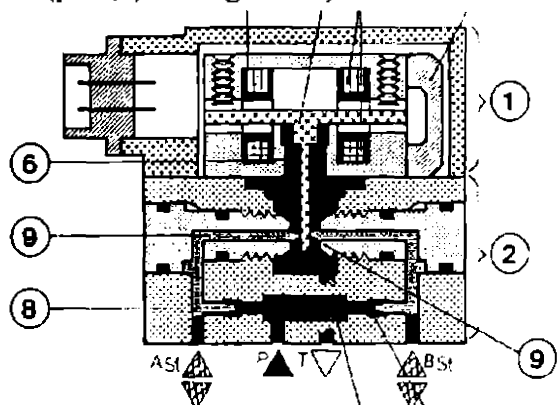


fig.1.1.4

1.2. Fenomene cavitationale in instalatii hidrostatice de actionare si distribuitoare hidraulice

1.2.1 Generalitati

Aparitia si dezvoltarea fenomenului de cavitate in masinile si instalatiile hidraulice este studiat in toate domeniile de aplicatie, in special in domeniul turbinelor hidraulice, a pompelor centrifuge si a instalatiilor de transport, datorita influentei in general negative pe care o are asupra calitatilor functionale si durabilitatii acestora.

In acest subcapitol se incearca o trecere in revista a informatiilor din literatura de specialitate care evidentieaza fenomene cavitationale in instalatii hidrostatice de actionare.

Studii efectuate de cercetatori din intreaga lume au evidentiat atat conditiile de aparitie si dezvoltare a fenomenului cit si complexitatea sa determinata de numarul mare de factori care il influenteaza. Preocuparile Catedrei de Masini Hidraulice din Timisoara in aceasta directie sunt cunoscute si recunoscute in lumea stiintifica. Lucrarile de referinta in acest domeniu, publicate de acad. I. Anton [2], realizeaza o definitie rationala si originala a coeficientilor de cavitate confirmata de o multitudine de masuratori experimentale.

Un domeniu al instalatiilor hidraulice mai putin studiat il reprezinta aparitia si dezvoltarea fenomenului de cavitate in instalatiile hidrostatice de actionare si reglare automata. Motivul il constituie perioada relativ recenta de dezvoltare a acestui tip de instalatii. De asemenea, lichidele de lucru diverse utilizate (de obicei uleiuri minerale aditivata, cu o compozitie imbogatita in directia satisfacerii cerintelor dure la care este supus in timpul functionarii unei asemenea instalatii) incepind cu apa (rar), continuind cu amestecuri apa-glicol, emulsii apa-ulei, uleiuri minerale si terminind cu lichidele sintetice destinate functionarii in conditii extreme, au facut dificila abordarea sistematica si unitara a fenomenului de cavitate in instalatiile hidrostatice de actionare.

Alaturi de aceste elemente trebuie evidentiat si faptul ca dezvoltarea exploziva a actionarilor hidrostatice in toate domeniile industriale este de data relativ recenta -ultimele 2 decenii - perioada in care atat cerintele functionale impuse acestora cit si conditiile de functionare au devenit tot mai severe.

SCHEMA TRANSFERULUI ENERGETIC PRIN INSTALATIILE HIDROSTATICE DE ACTIONARE

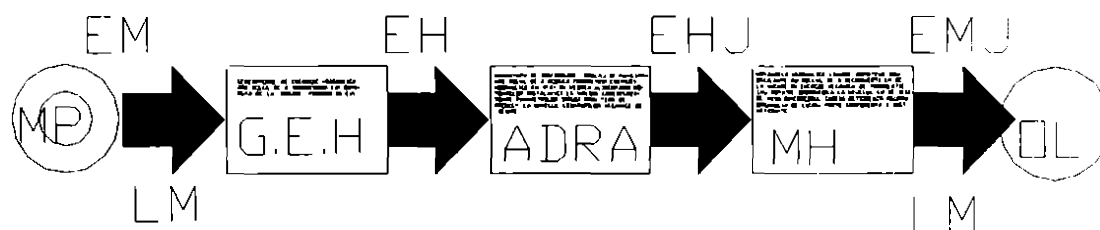


fig.1.2.1

In general actionarile hidrostatice sunt caracterizate printr-o accentuata tendinta de crestere a presiunilor nominale de lucru a lichidului utilizat ca suport pentru transmiterea puterii si informatiei in sistem, cit si prin cerinte functionale in regim stationar si in special dinamic tot mai ridicate. Cerintele functionale sunt impuse de interfatarea tot mai frecventa a instalatiilor hidraulice de actionare cu sistemele electronice analogice sau nimerice de control automat. (in fig.1.2.1 este prezentata schema bloc de principiu a unei instalatii hidrostatice de actionare)

Dupa cum evidentiaza Beck [12], se pare ca actionarile electrice de putere vor pune in umbra actionarile hidraulice, dar in majoritatea cazurilor s-a ajuns la o impartire a sarcinilor, instalatiile hidrostatice preluind rolul de element de executie neelectric in sistemele de automatizare.

Cresterea tot mai accentuata a presiunilor si cerintelor functionale, corelata cu cresterea vitezelor de curgere a lichidului prin fantele rezistentelor de reglare, a facut ca aparitia si dezvoltarea fenomenului de cavitate sa fie sesizata in elemente specifice ale acestor instalatii.

Principalele elemente si puncte ale unei instalatii hidrostatice de actionare, in care dezvoltarea fenomenului este probabila, (caracterizate prin scaderea presiunilor si cresterea vitezelor) sunt: traseele de aspiratie ale pompelor, traseul intern al pompei volumice in zona de aspiratie unde pot apare fenomene de interzicere a umplerii cavitatii cilindricului din spatele pistonului, zonele din spatele pistoanelor motoarelor liniare in cazul inchiderii bruste a fantei de reglare a distribuitorului de comanda si control, zonele de ingustare cum sint interstitiile zonelor de trecere in momentul deschiderii supapelor de presiune si a rezistentelor hidraulice fixe sau reglabile, precum si a distribuitorilor hidraulice in cazul in care acestea au rol de distribuitori de reglare.

Un element remarcat de o serie de autori este acela ca spre deosebire de dezvoltarea fenomenului de cavitate in alte sisteme si masini hidraulice, in sistemele de actionare hidraulica atacul cavitional avind ca urmare distrugerea fizica prin eroziune cavitionala a elementelor si subansamblelor este depasita de efectul negativ asupra calitatilor de functionare, in special in regim dinamic.

Pornind de la aceste consideratii, o serie de autori au abordat sub unghiuri diverse fenomenul cavitatiei in instalatiile hidraulice de actionare, atit din punct de vedere al instalatiei studiate cit si al lichidului utilizat (care influenteaza desfasurarea fenomenului.)

H.P. Riedel in lucrarea "Comportarea la cavitate a lichidelor sub presiune" aparuta in "Industrie Anzeiger" /1977 studiaza comportarea la cavitate a diferitelor tipuri de lichide utilizate frecvent in instalatiile hidrostatice de actionare.

Intr-o prima abordare, autorul studiaza aparitia si dezvoltare cavitatiei in lichidele de lucru alese si determinarea conditiilor de incipienta cavitionala. Realizarea comparatiei intre lichide s-a realizat prin utilizarea aceleiasi rezistente hidraulice a carei geometrie este reprezentata in fig. 1.2.2, rezistenta avind raportul $l/d=2.5$. Tesitura efectiva la intrarea in drosel este considerata mult mai mica decit lungimea totala a orificiului, iar $d \ll D$.

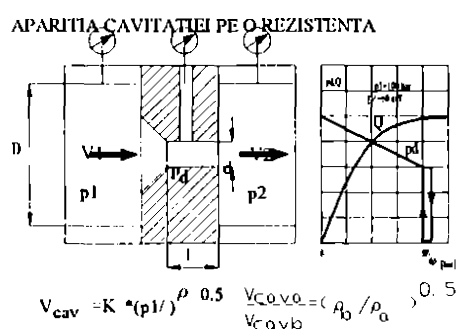


fig. 1.2.2

Valoarea presiunii in interiorul rezistentei poate fi captata prin intermediul unui canal radial, ceea ce a asigurat o modalitate directa de determinare a momentului incipientei cavitationale. Autorul realizeaza incercari atit pentru lichide hidraulice obisnuite in instalatiile hidraulice de actionare cit si pentru lichide greu inflamabile, pornind de la observatia ca momentul incipientei cavitationale este mult intirziat la lichidele greu inflamabile.

In cadrul lucrarii, a fost comparata comportarea la cavitate a lichidelor:

- ulei mineral HL36
- amestec apa glicol (HSC)
- fluide sintetice fara apa HSDI, HSDII

In cadrul celor 3 tipuri de lichide studiate se remarca o valoare apropiata a viscozitatii cinematice ($30-42E-6 \text{ m}^2/\text{s}$), dar diferente mari in ceea ce priveste densitatea, presiunile de vaporizare fiind relativ apropiate cu exceptia amestecului apa glicol.

Elementul determinant in aparitia cavitatiei este viteza prin rezistenta hidraulica, care ajunge la V_{cav} la valori diferite in functie de valoarea densitatii lichidului utilizat, relatia fiind:

$$V_{cav} = K \left(\frac{p_1}{\rho} \right)^{0.5} \quad (1.2.1)$$

$$\frac{V_{cavb}}{V_{cav}} = \left(\frac{\rho_b}{\rho_a} \right)^{0.5}$$

unde ρ_a, ρ_b sunt densitatile celor doua fluide care se compara.

Influenta dezvoltarii cavitatiei asupra caracteristicii rezistentei se manifesta in momentul atingerii V_{cav} , prin limitarea debitului care traverseaza rezistenta chiar la o crestere in continuare a diferentei de presiune intre intrarea si iesirea acesteia. Odata cu cresterea densitatii, la aceeași presiune de intrare p_1 , scade valoarea vitezei de aparitie a cavitatiei cit si valoarea debitului maxim posibil de atins chiar la scaderea in continuare a presiunii pe circuitul de iesire p_2 . Autorul sesizeaza

ca produsul $V_{cav} \left(\frac{p_1}{\rho} \right)^{-0.5} = K$ ramine o constanta pentru toate tipurile de fluide studiate si explica

aceasta comportare prin aceea ca procesul cavitional este amorsat in jurul aceleesi presiuni ,care este de fapt presiunea atmosferica, iar dezvoltarea bulelor de gaze se datoreaza degajarii gazelor dizolvate in lichid.

Din momentul amorsarii procesului cavitional, datorita aparitiei bulelor de gaze care persista in curent, valoarea debitului prin aparat nu mai creste, nici viteza fluidului, si nici valoarea presiunii statice in orificiu nu mai poate sa scada. De aici se poate deduce ca avem o initiere de proces de cavitatie gazoasa, iar rezerva de cavitatie ramine pozitiva. Valoarea V_{cav} se modifica odata cu schimbarea geometriei rezistentei hidraulice.

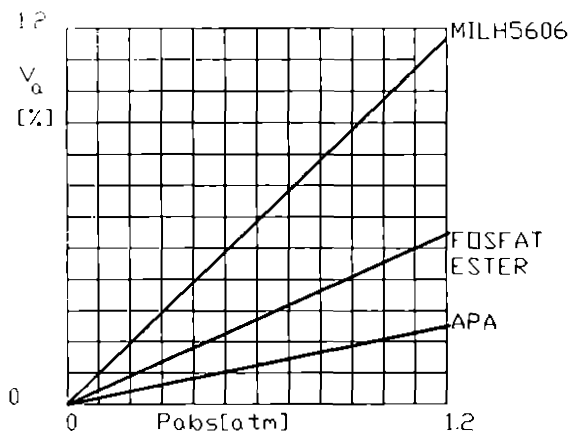


fig.1.2.3 Continutul de aer dizolvat

Inercarea in regim nestationar de curgere, prin rezistente hidraulice, evidentiaza aparitia unui fenomen de histereza hidraulica. Inceputul cavitatiei este semnalat prin aceea ca valoarea p_d a presiunii in rezistenta scade la o valoare foarte mica (aprox. p_a). La scaderea diferentei de presiune la acelasi p_1 sau la scaderea vitezei, se remarca un fenomen de histereza de natura hidraulica in evolutia debitului. De aici, autorul remarca posibilitatea aparitiei unor fenomene de histereza hidraulica in cazul unei presiuni oscilante, fenomene care pot fi puse pe seama dezvoltarii fenomenului cavitional in rezistenta. Continutul initial de aer al lichidului de lucru este important in fenomenele de cavitatie

gazoasa, iar efectul sau este amplificat de unele conditii care faciliteaza degajarea gazelor dizolvate cum ar fi: parcurgerea unor trasee de aspiratie, scaderea presiunii lichidului in camera cilindrului pompelor cu pistonase axiale sau a motoarelor hidraulice liniare. Intr-o interesanta lucrare legata de fenomenul cavitional in aparate hidraulice [37], Martin si Wigert analizeaza in mod detaliat efectul gazului (aerului) asupra aparitiei si dezvoltarii fenomenului de cavitatie. Ei sustin ca prezenta gazului dizolvat are o influenta neglijabila asupra rezistentei la intindere a lichidului dar in cazul scaderii presiunii pe traseul hidraulic si a prezentei centrelor de nucleatie eterogene vor lua nastere interfete lichid-gaz, iar acest proces poate sa apara separat de procesul cavitatiei vaporozee. (Conditii de degajare a gazului dizolvat sunt legate de presiunea partiala a vaporilor la suprafata libera a lichidului si de temperatura.)

In functie de valoarea concentratiei de saturatie, poate sa aiba loc o crestere a dimensiunii bulei cavitationale. In cazul intrarii bulei cavitationale intr-o zona de presiuni mai ridicate dizolvarea gazului in lichid se face mult mai lent decit degajarea sa datorita scaderii suprafetei de difuzie. Tot Martin si Wigert analizeaza capacitatea diferitelor lichide de a dizolva aer si subliniaza (fig 1.2.3) ca

lichidele obisnuite utilizate in sistemele hidraulice de actionare au o proportie de aproximativ de 10% aer dizolvat.

1.2.2. Cavitatea in pompele volumice

Pompele volumice, avind o utilizare aproape exclusiva in instalatiile de actionare hidrostatica, sunt elemente in care conditiile de producere a cavitatiei pot sa apara in zona traseului de aspiratie cit si in camerele pistonaselor in procesul de umplere rapida a acestora. Pe suprafata pistonului in miscare care produce cresterea volumului camerei etanse (fig.1.2.4), apare o depresiune care se considera ca este datorata frecarilor de natura viscoasa. Autori ca Wang si Ma au facut o clasificare (1963) a doua moduri in care apare fenomenul de cavitatie in masinile cu piston :

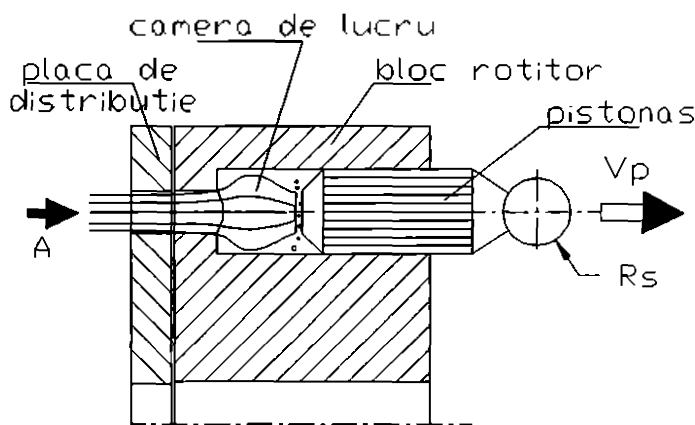


fig.1.2.4

- prin formarea de bule mici cu evolutie rapida in timp in zona presiunilor scazute
- prin formarea unei cavitati de tip punga, in spatele pistonului in momentul miscarii rapide a acestuia.

Cele doua fenomene mentionate sunt considerate de autori ca fiind definatorii pentru momentul incipientei cavitationale, in special primul caz al bulelor de dimensiuni mici si cu evolutie rapida.

In general, in cazul masinilor volumice, implozia bulelor cavitationale va avea loc in acelasi spatiu datorita modificarii sensului de miscare a suprafetei pistonului. Aparitia si dezvoltarea fenomenului de cavitatie in masinile volumice este evidentiata prin aparitia unor zgomote si vibratii caracteristice si caderea caracteristicilor energetice ale masinii desigur insotite de fenomene de distrugere cavitationala spre exemplu a placii de distribuție la pompele volumice cu pistonase axiale (fig.1.2.5). W.Klunbreur studiaza efectul cavitatiei asupra caracteristicilor masinilor volumice evidentiind dependenta dezvoltarii cavitatiei de turatia masinii, de structura traseului hidraulic intern si

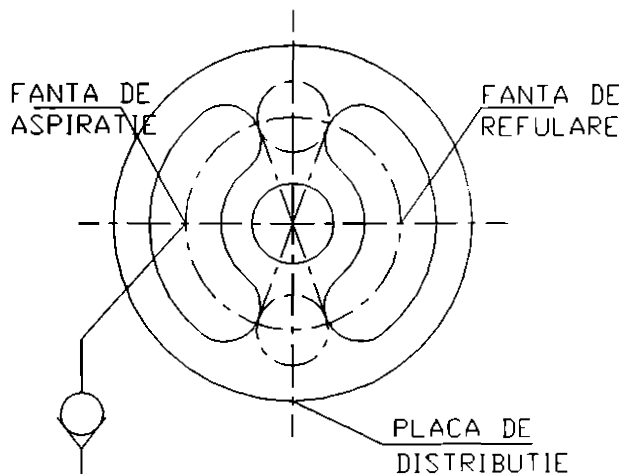


fig.1.2.5

proprietatile fluidelor si arata ca odata cu crestera turatiei masinii apar si conditii de incipienta cavitationala la acelasi tip de pompa iar J.Berger si L.Sitnik considera ca majoritatea cazurilor de uzare fizica a elementelor instalatiilor hidrostatice este datorata dezvoltarii fenomenului de cavitatie. Un element suplimentar este suprapunerea unor efecte specifice functionarii masinii volumice avind camere etanse de volum variabil finit, reflectate in pulsatia debitului si a presiunii la refularea masinii, ceea ce creaza aparitia presiunilor oscilante deci a bulelor cavitationale intr-un cimp de presiuni oscilante. Prezenta obligatorie in unele constructii (cum ar fi pompele volumice cu dublu sens de refulare) a unor supape de aspiratie pe traseul hidraulic produce aparitia unor rezistente suplimentare ce inrautatesc conditiile de aparitie a cavitatiei.

1.2.3. Cavitatea in motoare hidraulice liniare

Facind parte tot din categoria masinilor volumice, camerele motoarele hidraulice liniare (fig 1.2.6) reprezinta spatii in care, in anumite conditii, au loc fenomene cavitationale datorate inchiderii bruste a distribuitorului de comanda, in timp ce datorita sarcinilor de natura inertiala tija cilindricului continua sa se miste. Dupa Martin si Wigert aparitia cavitatiei de mari dimensiuni in spatele pistonului poate fi asociata cu inchiderea rapida a unei cai de admisie dinspre distribuitor, pistonul impreuna cu masele in miscare nu poate urmarii semnalul de comanda .



fig.1.2.6

din sistem, presiunea pe fata pistonului creste din nou. Are loc implozia bulei cavitationale dar si posibilitatea ca gazul degajat sa nu mai poata fi dizolvat suficient de rapid in lichidul de baza, ceea ce duce la perturbarea regimului de functionare al motorului, prin modificarea modulului de elasticitate a lichidului de lucru. McCloy si Martin noteaza inca din 1973, ca in asemenea cazuri valoarea virfurilor de presiune inregistrate depaseste de 5 ori tensiunea de rupere a materialului de baza. Mentinerea unor cavitati in masa lichidului de baza afecteaza in primul rind caracteristica dinamica a motorului. De aceea in sistemele hidraulice este impusa conditia ca volumul de gaz nedizolvat sa nu depaseasca $1E-3$ din volumul total de gaz.

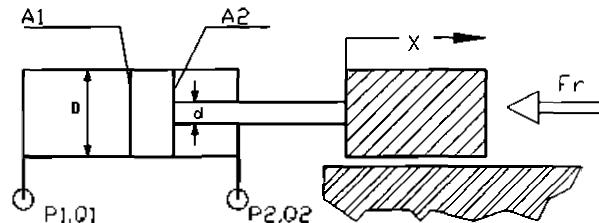


fig.1.2.7

Dupa McCloy reducerea efectului gazului nedizolvat asupra sistemului poate fi realizata prin cresterea presiunii nominale de lucru a sistemului . Dar aceasta duce in multe cazuri la cresterea vitezelor de parcurgere a rezistentelor hidraulice specifice instalatiile hidrostatice de actionare si faciliteaza asa dupa cum s-a mai aratat aparitia fenomenelor cavitationale la acest nivel si distrugerea cavitationala a acestuia.

Martin [36] si Lichtarowicz [31] evidentiaza aparitia fenomenului de cavitatie in cazul unei miscari sinusoidale la nivelul legaturii mecanice a motorului subliniind ca toate masurile de protectie anticavitationala sunt valabile doar la frecvente mici ale miscarii. Intr-o prima lucrare, autorii afirma ca efectele cavitatiei asupra dinamicii generale a sistemului sunt neglijabile, recomandand utilizarea unor modele matematice cu neglijarea aparitiei cavitatiei. In 1972, McCloy intr-un studiu analitic [44] evidentiaza faptul ca aparitia cavitatiei modifica caracteristica dinamica a motorului hidraulic liniar, in sensul scaderii frecventei proprii a sistemului. Studiul experimental evidentiaza si deteriorarea proprietatilor chimice ale fluidului de lucru prin aparitia unor substante oxidante care duc la distrugereri de natura mecanica datorita intreruperii filmului de lubrifiere. Studiile realizate de Martin (1970) asupra optimizarii dinamice a servomecanismelor, duc la concluzia ca efectele cavitationale trebuie luate in considerare in fazele de decelerare a miscarii pistonului.

1.2.4. Cavitatea in rezistente hidraulice, in organe de reglare a debitului si in supape hidraulice de presiune

Rezistentele hidraulice reprezinta elemente de circuit cu rol functional divers, rol realizat la rindul sau pintr-o mare diversitate de solutii constructive, majoritatea rezistentelor hidraulice functionind pe baza strangularii vinei de lichid care le transvazeaza. De aici si posibilitatile de aparitie a fenomenului cavitational, odata cu cresterea vitezelor de parcurgere a rezistentei si a diferentelor de presiune pe rezidenta. In fapt studiul fenomenului de cavitatie in majoritatea

aparater hidraulice de distributie si reglaj se refera la aparitia fenomenului cavitational la parcurgerea unei rezistente hidraulice fixe sau reglabile.

Numachi intr-o serie de lucrari abordeaza problema cavitatiei in ajutaje Venturii si in diafragme, remarcand aparitia cavitatiei la scaderea coeficientului de cavitatie al instalatiei definit prin:

$$\sigma_i = \frac{p_2 - p_v}{\rho V_0^2 / 2} \quad (1.2.2)$$

unde p_2 este presiunea in sectiunea strangulata, p_v presiunea de vaporizare a lichidului, iar V_0 viteza de referinta medie la intrare. Numachi pornind de la relatia de definitie a coeficientului de debit determina pe cale experimentala marimea :

$$C_k = \frac{Q_k \sqrt{1 - m^2}}{\frac{\pi}{4} d_2^2 \sqrt{2g(p_{1k} - p_{2k}) / \gamma}} \quad (1.2.3)$$

unde : C_k este coeficientul de debit in regim cavitational, Q_k debitul regimului cavitational, p_{1k} , p_{2k} presiunea la intrare, iesire in regim cavitational.

Modificarea coeficientului de debit in functie de valoarea coeficientului de cavitatie σ_i , este prezentata de autor in figura 1.2.8.

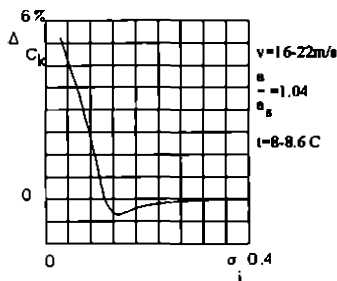


fig.1.2.8

din solutiile des utilizate de rezistente hidraulice reglabile prin modificarea ariei de trecere. Incercarile efectuate de Stone asupra unui robinet cu ventil conic, evidentiaza aparitia si dezvoltarea fenomenului cavitational in regim stationar pe cale optica si acustica. McGuigan, McCloy si Bek efectueaza cercetari asupra dezvoltarii cavitatiei in ventile conice evidentiind pe cale acustica - prin spectrul zgomotului receptionat - evolutia cavitatiei, studiind de asemenea procesul de eroziune cavitationala a robinetului, obtinind curba de sensibilitate la cavitatie.

Supapele de presiune (fig. 1.2.9) sunt elemente destinate reglarii si controlului valorii parametrului presiune in instalatiile hidrostactice de actionare, reprezentind din punct de vedere hidraulic rezistente hidraulice cu arie de trecere variabila. Valoarea deschiderii unei supape de presiune cu ventil conic sau cilindric reprezinta solutia ecuatiei diferentiale de echilibru dinamic a elementului mobil si este in general variabila in timp.

Datorita miscarii oscilatorii a elementului cilindric de inchidere intre acesta si curentul care traverseaza rezistenta apar interactiuni care duc la aparitia suplimentara a unor pulsatii de presiune oscilante in volumul de fluid din zona de lucru a supapei.

In cazul unor diafragme - rezistente hidraulice fixe ca geometrie - prezente in instalatiile hidrostactice de actionare sub denumirea de drosele fixe, avind rol de reglare sau temporizare a evolutiei unor parametrii functionali, Numachi constata aparitia fenomenului cavitational pentru valoarea de 2.5 a coeficientului de cavitatie al instalatiei, dar acest proces nu este reflectat in caracteristica de debit a rezistentei.

Robinetii cu ventil conic reprezinta una

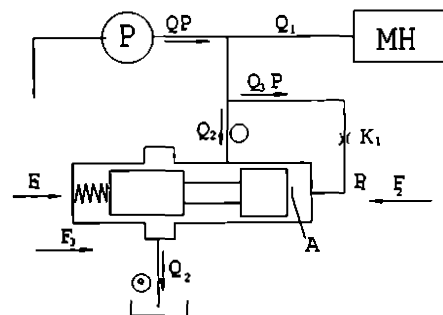


fig.1.2.9

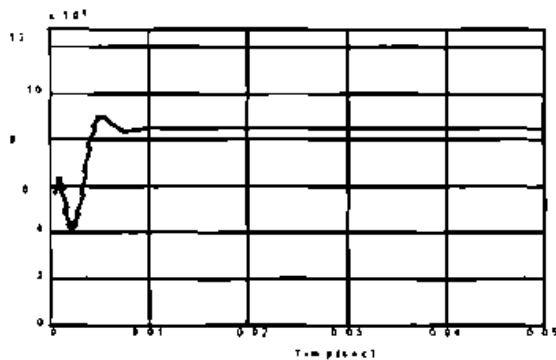


fig.1.2.10

Simularea numerică efectuată pe calculator a funcționării unei supape în regim tranzitoriu demonstrează apariția presiunii oscilante la intrarea în supapă, confirmarea obținându-se pe cale experimentală prin încercări asistate cu o interfață de recepție de mare viteză. Prezenta cimpului de presiuni oscilant cit și a deschiderii variabile a rezistenței constituie factori ce pot crește probabilitatea apariției cavitației în aparat și pot contribui la creșterea histeresei în funcționare (fig.1.2.10)

1.2.5 Efectul microdiesel.

Apariția și dezvoltarea fenomenului de cavitație are loc în lichidele specifice utilizate în aceste instalații, lichidul cel mai frecvent utilizat fiind uleiul mineral caruia i se adaugă substanțe având rol de îmbunătățire a calitatilor în condițiile specifice de viteze și presiuni ridicate de lucru.

Datorită naturii sale, uleiul hidraulic conține o serie de componente volatile care în procesul de formare a noii interfețe ce generează bulele cavitaționale, umplu interiorul acestora.

Trecerea bulelor cavitaționale în zone de presiune mai ridicate produce surparea acestora, adică un proces rapid de comprimare a componentei volatile și inflamabile prezente în interiorul bulelor cavitaționale, ceea ce duce la un efect de autoaprindere locală denumit de cercetători "Efectul Microdiesel". Aprinderea din interiorul bulelor cavitaționale are loc datorită faptului că în interiorul bulelor este prezent și aerul (care a fost degajat în timpul creșterii bulelor cavitaționale) sub formă dizolvată în proporție de 5-12% în mod normal în lichidele de origine petroliera utilizate în instalații hidrostatice de acționare.

În lucrarea "Efectul microdiesel, urmare a cavitației în sistemele hidraulice" H.J. Lorentz aduce dovezi ale existenței efectului amintit prin utilizarea unui model experimental constituit dintr-un canal dreptunghiular a cărui secțiune este variabilă. Identificarea se efectuează pe cale optică prin stroboscopie. Odată cu creșterea vitezei, fenomenele cavitaționale se extind și în afara zonei de strângere ceea ce face ca bulele mari de natură cavitațională să nu mai poată fi dizolvate în zonele aval, ele adunându-se și formând goluri care produc perturbarea funcționării sistemului. Autorul evidențiază formarea a două zone de vortici la

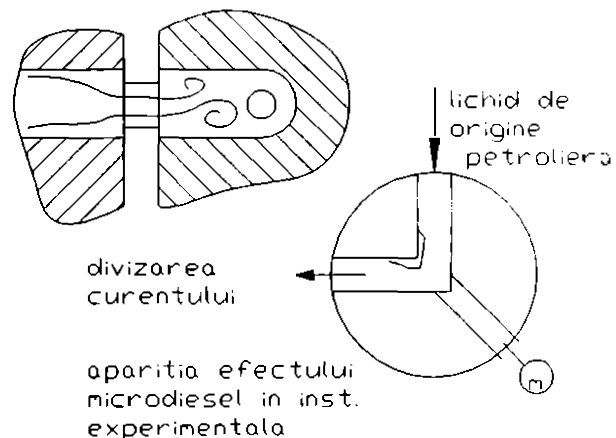


fig.1.2.11

ieșirea din strângere peste care se suprapune o mișcare oscilantă. Urmare a presiunii scăzute, are loc o degajare a aerului dizolvat și evaporarea unor componente volatile existente în lichidul de lucru prin pereții interiori ai bulelor, amestecul inflamabil astfel apărut creează condițiile de apariție a fenomenului de autoaprindere în zonele aval de presiune ridicată printr-un proces de comprimare adiabatică a amestecului.

Fenomenul are efect și asupra lichidului de lucru provocând o întunecare a culorii acestuia, carbonizarea unor elemente de etansare moi și rușeri de material. Un element de noutate suplimentară este adus de autor prin evidențierea apariției fenomenelor de autoaprindere nu numai la nivelul bulelor de mari dimensiuni care "calatoresc" prin sistem, ci și la nivelul bulelor de mici dimensiuni

aparute spre exemplu in zonele de intoarcere brusca a curentului (fig.1.2.11). Rezolvarea acestei probleme se face conform recomandarilor autorului prin adaugarea de substante inhibatoare ale autoaprinderii adica prin cresterea cifrei octanice a amestecului.

1.2.6. Distrugerea cavitationala in instalatii hidrostatice de actionare

Efectul imploziei bulei in apropierea peretelui solid este acela al aparitiei distrugerii sau eroziunii cavitationale a materialului, efect multiplicat prin aceea ca despriderea in stadii avansate a unor impuritati mecanice si antrenarea acestora pe circuitul hidraulic al instalatiei duce la uzura rapida a unor elemente care nu sunt supuse efectiv procesului cavitional.

In lucrarea "Rezistenta la cavitate a materialelor si comportarea cavitationala a lichidelor hidraulice" [13.a] L.Strik si J.Berger fac incercari sistematizate asupra rezistentei la cavitate si a comportarii cavitationale a unor materiale si lichide specifice, utilizate in instalatiile hidrostatice de actionare.

Una din concluziile importante a articolului este aceea ca, dupa parerea autorilor, cauza principala a distrugerii prin uzare a instalatiilor hidrostatice de actionare si automatizare este dezvoltarea unor fenomene de cavitate.

Autorii recomanda de asemenea micșorarea diferentei de presiune la care lucreaza o rezistenta hidraulica, prin functionarea sub valoarea critica si masuri constructive de inseriere a rezistentelor. Incercarile au fost efectuate pe un stand care consta dintr-o diuza in care are loc initierea procesului cavitional, stand ce se caracterizeaza dupa afirmatiile autorilor printr-o buna repetabilitate a desfasurarii fenomenului.

Autorii constata influenta proprietatilor mecanice a materialului de baza asupra eroziunii cavitationale cit si dezvoltarea cavitatiei favorizate de continutul de apa al lichidului de lucru. Masura eroziunii cavitationale a fost considerata pierderea de masa a lichidului in timp cu alura cunoscuta, autorii evidentiind faptul ca in functie de alura celor trei zone caracteristice au determinat coeficienti de aproximare pentru o functie de pierdere de masa de tipul:

$$m = a \cdot [\ln(t_f + 1)]^b \text{ unde coeficientii } a, b \text{ se obtin din determinarile experimentale}$$

1.3. Influenta cavitatiei asupra functionarii sistemelor hidraulice

Aparitia si dezvoltarea fenomenelor de cavitate la nivelul diferitelor elemente ale instalatiilor hidrostatice de actionare, produce atat consecinte de natura functionala (prin afectarea caracteristicilor de functionare), cit si eroziunea cavitationala si uzura instalatiilor, de aceea preocupari asupra acestui fenomen sunt evidentiatae in lucrarile mai multor autori.

Prof. Bake in lucrarea intitulata "Influenta cavitatiei asupra sistemelor hidraulice" [8], evidentiata influenta cresterii tot mai accentuate a presiunilor si vitezelor de lucru asupra solicitarilor la care este supus lichidul de lucru cit si asupra evolutiei si dezvoltarii fenomenului cavitional la diferite nivele. Cresterea vitezelor si a tensiunilor de forfecare la perete produc aparitia interfetelor lichid-gaz in mediul de lucru si incipienta fenomenului cavitional. Cavitatea care se dezvolta contine in general o componenta de aer nedizolvat si vapori ai componentelor volatile ale fluidului de baza. Jetul de lichid ce apare la iesirea dintr-o rezistenta hidraulica in care apare incipienta cavitationala este de fapt un mediu bifazic format din lichidul de baza si bulele cavitationale umplute cu amestecul de aer, gaze si vapori, aflate intr-un anumit stadiu de crestere.

Evolutia ulterioara a acestor cavitati este dependenta in primul rind de structura aval a cimpului de presiuni intre dizolvarea componentelor sau implozia bulei cavitationale cu sau fara dezvoltare de efecte secundare.

Cavitatea care apare este preponderent gazoasa dupa parerea unor autori iar influentele remarcate de Bake in lucrare sunt :

- influenta asupra caracteristicii de debit
- eroziunea cavitationala
- zgomotul cavitional

Zgomotul cavitional mai puțin evidentiat pînă acum și de fapt ascuns în spectrul de zgomote caracteristice funcționării instalației, are caracteristica unui zgomot de bandă largă de înaltă frecvență, fiind atribuit în general vîrfurilor mari de presiune care apar în momentul surparii bulei cavitationale, nivelul său fiind ridicat în cazul apariției cavitatiei.

H.J. Lorentz în [33], [34] sintetizează măsurile ce trebuie luate :

- umplerea corespunzătoare a zonelor de aspirație
- limitarea vitezelor de curgere
- muchii rotunjite și evitarea schimbărilor bruște de direcție
- evitarea pulsațiilor bruște de presiune $0/P_{max}/0$

1.3.1. Condițiile apariției cavitatiei în distribuitoare cu sertar cilindric

Distribuitorul hidraulic cu sertar cilindric este caracterizat de Martin și Wiggert în lucrarea "Distrugerea cavitională în distribuitoare cu sertar cilindric" ca fiind format dintr-un număr de rezistențe hidraulice în care, în condițiile funcționării la presiuni și viteze tot mai ridicate, caracteristic este jetul de mare viteză de formă circulară care apare la ieșirea din fanta de reglare spre camera cilindrică și circuitul de ieșire al aparatului. (fig. 1.3.1.).

Dacă jetul este liber pentru deschideri mici și model bidimensional de curgere, se ajunge la o valoare de 0.673 a coeficientului de debit C_d și un unghi de 69° în raport cu axa sertarului, calculate de McCloy și Martin în 1973.

Apariția și dezvoltarea fenomenului de cavitatie în distribuitorul cu sertar cilindric este

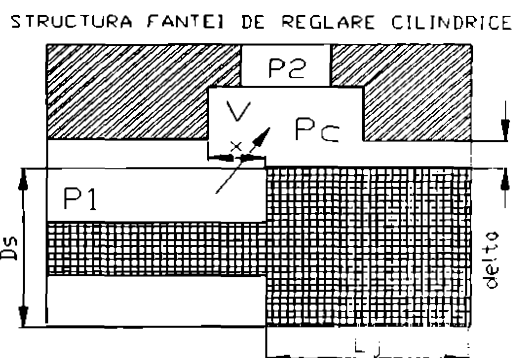


fig.1.3.1

posibilă datorită condițiilor locale de curgere, care pot să apară prin creșterea vitezei și scăderea locală a presiunii caracterizate după autori prin coeficientul de cavitatie :

$$\sigma = \frac{P_c - P_v}{\Delta p} \quad (1.3.1)$$

unde :

Δp - diferența totală de presiune între intrare și ieșire

P_c - presiunea în zona critică îngustată a jetului imediat după ieșirea din fanta de reglare

P_v - presiunea de vaporizare a lichidului de lucru, de obicei un ulei mineral.

Atașarea sau dezlipirea jetului de pereții camerei de lucru a sertarului este descrisă asemănător cu cazurile menționate de Klichman [27], de asemenea faptul că jetul de fluid nu se mai atașează la perete în cazul unei mișcări oscilatorii a sertarului cu o frecvență mai mare decât o anumită limită.

În distribuitorul cu sertar cilindric pot fi distinse două tipuri de incipientă cavitională după cum jetul este liber sau atașat. În cazul jetului atașat se remarcă dezvoltarea cavitatiei în lungul peretelui iar formarea bulelor cavitationale va avea loc datorită tensiunii de frecare crescute la perete ceea ce duce la ruperea lichidului și formarea unor interfete noi lichid-gaz.

În cazul jetului liber cavitatiea apare în cazul în care presiunea în camera de ieșire va scădea sub o anumită valoare limită dar care poate fi mai mare decât valoarea presiunii de vaporizare a lichidului utilizat.

Dezvoltarea cavitatiei în distribuitorul cu sertar cilindric poate fi identificată pe calea recepționării unor mărimi dinamice de tipul pulsațiilor de presiune în camera de ieșire a jetului circular, ceea ce reprezintă un zgomot diferit de cel al jetului turbulent și evidentiat în spectrele energetice ale marimilor măsurate.

Martin și Wiggert [36] subliniază că datorită condițiilor de desfășurare a fenomenului și măsurilor luate în instalația experimentală, tipul cavitatiei aparute este cavitatiea vaporoză, deci

cavitatie autentica si nu cea gazoasa incriminata de alti autori, subliniind ca prezenta aerului dizolvat in procent de 10% are un efect redus datorita timpului scurt de supravietuire a unei asemenea cavitati in cazul imploziei cavitationale dar avind importanta in formarea unor bule de mari dimensiuni ce pot afecta dinamica sistemului.

1.3.2. Abordarea experimentală a cavitatiei in distribuitor cu sertar cilindric

O lucrare de referinta in directia determinarilor experimentale a incipientei si dezvoltarii fenomenului cavitational in DCS este cea realizata de Martin si Wiggert [37], rezultat al unui contract de cercetare stiintifica cu laboratoare specializate de cercetari in domeniul aeronauticii din SUA in directia studiului mecanismului distrugerilor cavitationale in DSC.

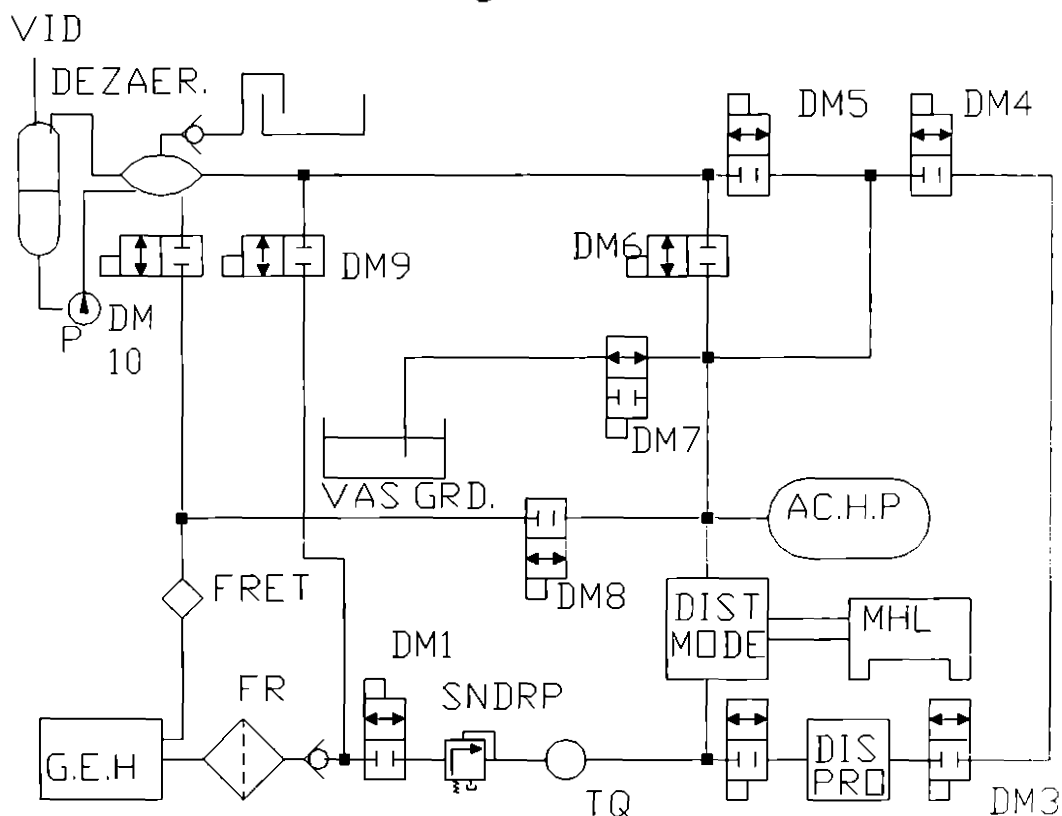


fig.1.3.2 Schema instalatiei de incercare

Studiile au fost efectuate pe o instalatie experimentală ce cuprinde un prototip industrial al unui distribuitor cu sertar cilindric cu 4 cai si pe un model marit si transparent scara 4:1, la presiuni de 180 si respectiv 40 bar. Schema de principiu a instalatiei experimentale este cea din fig 1.3.2.

Sunt evidentiata majoritatea facilitatilor care permit incercarea cu lichid de lucru (ulei mineral) atat a prototipului cit si a modelului, in regim stationar si de oscilatie a sertarului (pentru model). Receptia datelor de masurare se face cu ajutorul unui calculator numeric atat pentru marimile medii ale fenomenului cit si pentru valorile pulsatiilor de presiune cu ajutorul unor traductori de presiune piezometrici. Valoarea debitului este masurata cu ajutorul unui debitmetru TARGET format dintr-un disc plasat in curent asupra caruia actioneaza o forta dependenta de valoarea debitului ceea ce provoaca deformarea mica a consolei in care este asezat discul si care deformare este receptionata cu ajutorul unor timbre tensometrice.

Una din problemele care apare este aceea a determinarii cu precizie a valorii deschiderii x a fantei de reglare, valoare citita cu ajutorul unui traductor inductiv de deplasare.

Marimile dinamice sau pulsatiile de presiune au fost corelate cu ajutorul unui corelator HP, obtinindu-se atat spectre de autocorelatie cit si de intercorelatie intre marimile pulsatorii receptionate.

Pulsatiile de presiune receptionate au fost valori preluate din camera de iesire a jetului inelar, doi traductori pentru cazul modelului si numai un traductor pentru cazul prototipului datorita problemelor de montaj. Acesti traductori au permis stabilirea corelatiei intre energia spectrului de zgomot receptionat si valoarea numarului de cavitate calculat din marimi mediate (fig. 1.3.3).

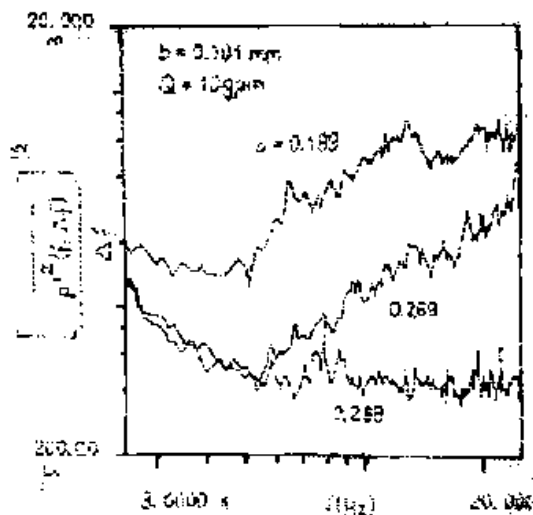


fig.1.3.3 Spectre de putere ale pulsatiilor de presiune

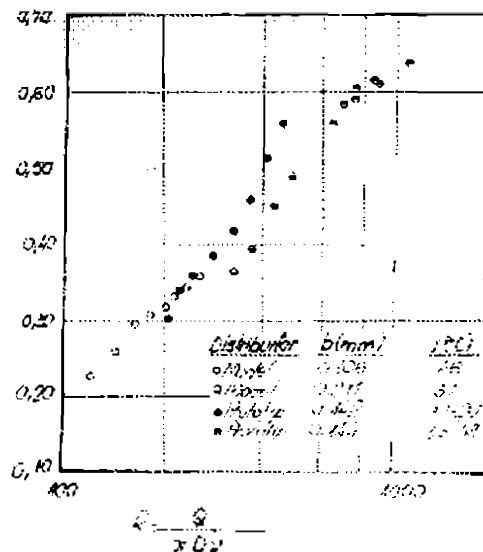


fig.1.3.4

Micile oscilatii ale sertarului au fost receptionate cu ajutorul unui accelerometru a carui indicatii reflectate din nou in energia medie patratica a semnalului sunt relevante in determinarea incipientei cavitationale, dupa afirmatiile autorului. Determinarile experimentale au fost efectuate pentru model si prototip la un numar de deschideri, respectiv de debite de alimentare, putandu-se deduce din spectrul energiilor medii patratic a marimilor fluctuante o valoare a coeficientului de incipienta a cavitatiei, nerelevanta insa.

Autorii efectueaza de asemenea o determinare a coeficientului de debit a distribuitorului prototip si model pentru conditii cavitationale si necavitationale, pornind de la valorile medii receptionate in sistem, relevind in primul rind din caracteristicile determinate $Q=f(x)$ la diferenta de presiune constanta, existenta zonei neliniare pentru deschideri mici cit si influenta conditiilor cavitatiei incipiente asupra caracteristicii de debit.

Din caracteristicile spectrale prelucrate, se poate deduce si un criteriu de cavitate prin analiza distributiei spectrale a puterii medii patratic, raportate la o latime de banda a semnalului analizat. Se evidentiaza de aceasta data cresterea energiei, in special in domeniul frecventelor inalte in momentul incipientei cavitationale, pentru valori ale coeficientului de cavitate cuprinse intre 0.59 si 0.614.

In final, autorii apreciaza ca un criteriu corespunzator pentru identificarea dezvoltarii fenomenului de cavitate in distribuitoare cu sertar cilindric, il reprezinta valoarea ariei de sub curbele de distributie spectrala a puterii medii patratic a semnalului receptionat de la traductori pentru marimi fluctuante, reusindu-se astfel determinarea curbei de incipienta a cavitatiei pentru model si prototip in functie de Re. Este de observat ca modelul transparent a permis si o identificare vizuala a incipientei cavitationale.(fig. 1.3.4)

1.3.3. Abordari teoretice

Intr-o lucrare de recenta Th. Gaurer [24.a] si un colectiv de cadre asociate realizeaza o abordare numerica a problemei structurii curentului in aparate cu sertar cilindric. Ei reusesc prin abordarea unui model matematic care porneste de la ipoteza viscozitatii constante a lichidului de lucru incompresibil si ecuatia lui Navier-Stokes sa determine structura cimpului hidrodinamic in

fanta de lucru a unui sertar cilindric in regim stationar si model bidimensional al curgerii. (fig. 1.3.5; fig. 1.3.6; fig. 1.3.7; fig. 1.3.8).

Autorii subliniaza ca modelul matematic construit permite determinarea marimilor caracteristice cimpului hidrodinamic cit si a valorii fortelor hidrodinamice de impuls care actioneaza asupra sertarului dar sunt limitati in rezolvarea sistemului de ecuatii neliniar obtinut, de capacitatea de calcul care necesita timpi lungi chiar si pe statii de lucru evolute, doar in citiva ani o inspectie compacta din punct de vedere numeric fiind posibila cu ajutorul unor supercalculatoare.

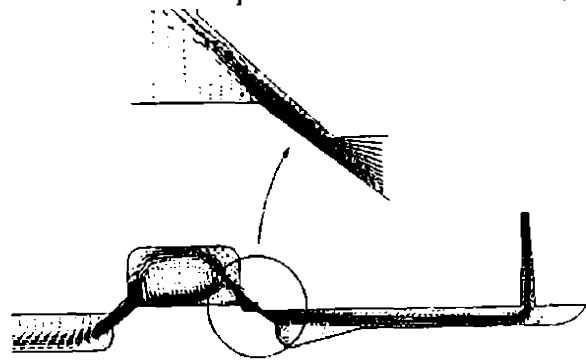


fig.1.3.5

Rezolvarea modelului matematic se face prin metoda elementului finit, care pentru realizarea unui calcul suficient de precis epuizeaza destul de repede puterea de calcul a masinii, in special in cazul extinderii modelului in 3D (3400 de puncte in 2D). Cu toate limitarile modelului, remarcate chiar de autori, cum ar fi obtinerea unor valori de presiune mult prea mici pentru regimul stationar, rezultatele calitative obtinute, demonstreaza din punctul de vedere al tematicii abordate in acest referat, posibilitatea aparitiei unor tensiuni de intindere a lichidului si dezvoltarea fenomenului de cavitate in zonele de strangulare caracteristice structurii distribuitorului.(fig. 1.3.9 si fig. 1.3.10).

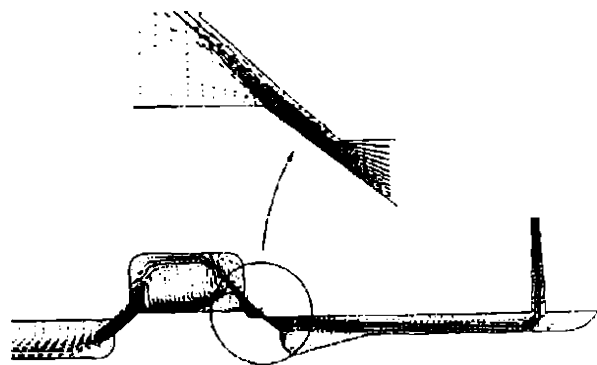


fig.1.3.6

In aceeasi categorie a abordarilor teoretice a fenomenelor de curgere, caracteristice fantei de reglare a distribuitorilor cu sertar cilindric, se pot incadra studiile efectuate de Resiga [47a] si Muntean [47.a], in ipoteza fluidului nevicos, care evidentiaza dezvoltarea jetului prin metoda elementului finit (fig.1.3.11), confirmate si de simularile lui Toshiyuki Hayase de la Universitatea din Tokio.

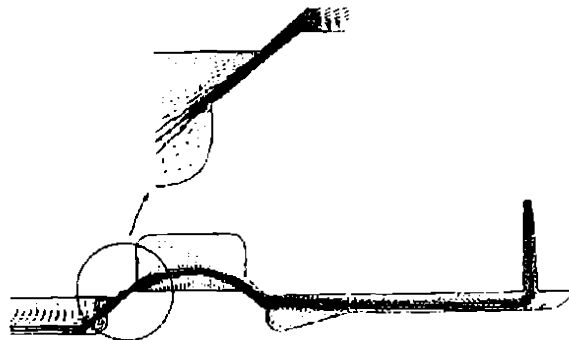


fig.1.3.7

Prof. Toshiyuki [62] determina pe cale numerica structura curgerii (fig.1.3.12) la iesirea dintr-o fanta de structura geometrica, asemanatoare cu a distribuitorului cu sertar cilindric, descriind conditiile de desprindere si reatasare a jetului care iese in camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric.

621.741
2000

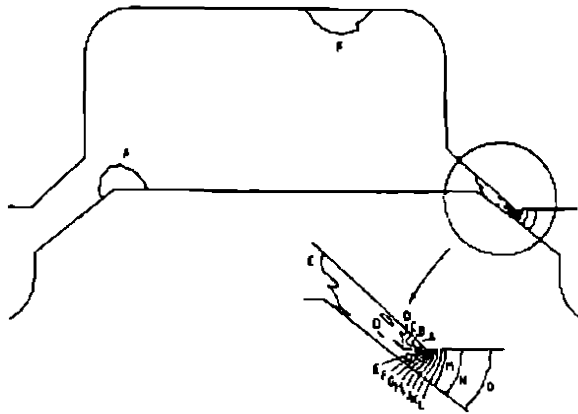


fig.1.3.8

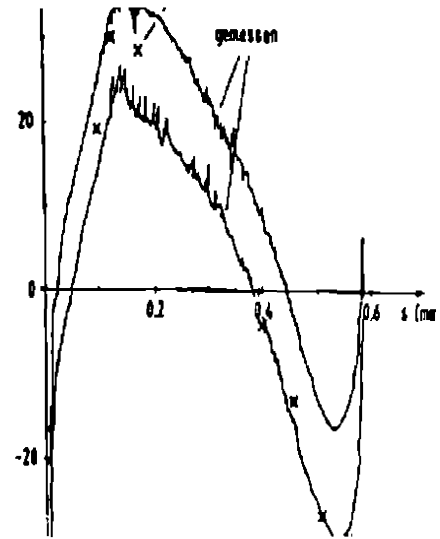


fig.1.3.9.

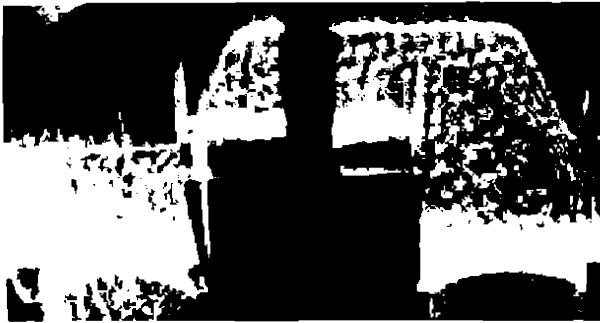


Fig.1.3.10

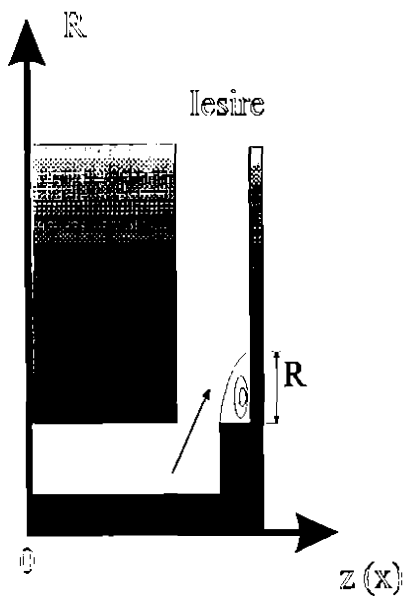


fig.1.3.12 Modelul studiat numeric de prof. Toshiyuki

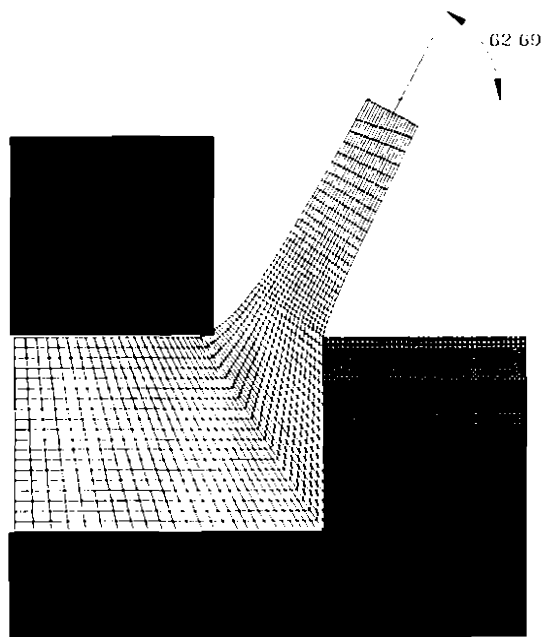


fig.1.3.11 Structura jetului la iesirea din fanta dupa Muntean si Resiga.

1.4. Analiza rezultatelor prezentate in literatura de specialitate.

Reflectarea fenomenelor cavitationale din functionarea instalatiilor hidrostatice de actionare in literatura de specialitate duce la concluzia influentei acestora caracteristicilor functionale a elementelor hidraulice. Datorita caracteristicilor specifice functionale a acestor instalatii sesizarea si evidentierea acestora s-a realizat destul de tirziu iar abordarile teoretice si experimentale nu au reusit evidentierea unor conditii sau criterii de descriere a sensibilitatii la cavitate.

Pentru distribuitorul cu sertar cilindric Martin si Wigert [36, 1981] asociaza aparitia fenomenelor cavitationale cu schimbari majore in spectrul de putere al pulsatiilor de presiune in camera de lucru a distribuitorului model, confirmate experimentale prin vizualizarea bulelor cavitationale in distribuitorul model transparent. Autorii stabilesc si o legatura intre coeficientii de cavitate definiti in lucrare si numarul Re raportat la sectiunea de reglaj (fig.1.3.4) fara a reusi insa o discernere corespunzatoare a regimurilor cavitationale si necavitationale.

Pe de alta parte Klichman [27], in 1985 in cadrul tezei de doctorat realizeaza masuratori de presiune pe suprafata frontala a distribuitorului model atit in regim stationar cit si tranzitoriu in scopul determinarii fortelor hidrodinamice ce actioneaza asupra setarului cilindric fara insa a extinde deductiile si la fenomenele cavitationale. Metoda folosita de autor extinsa la suprafata laterala a umarului setarului a permis realizarea masuratorilor experimentale in cimpul de presiuni in cadrul prezentei teze.

Pentru constructorii si utilizatorii de distribuitoare hidraulice insa unul din elementele de o importanta practica deosebita este descrierea unui criteriu de derpartajare a regimurile de functionare cavitationala si necavitationala cu detalere asupra stadiului de dezvoltare cavitationala daca este posibil. Aceasta cerinta se rezuma in fapt la definirea curbelor de sensibilitate cavitationala a unui anumit distribuitor hidraulic montat in anumite conditii de instalare geometrica si energetica in instalatia hidraulica deservita. In literatura de specialitate nu sint date curbe sau criterii de definire a sensibilitatii la cavitate a distribuitorului cu sertar cilindric. Abordarea acestei probleme se poate face in prezent cu eficienta deosebita pe cale numerica dispunind de instrumente SOFT deosebit de evaluate cit si experimental in cazul existente unui set de traductori cu performante statice si dinamice corespunzatoare.

Generalizarea analitica a rezultatelor numerice si corectarea acestora prin comparatie cu rezultatele experimentale poate duce la definirea unor criterii eficiente pentru proiectantul si utilizatorul de sisteme hidraulice de actionare.

1.4.1 Motivatia alegerii temei.

Caracteristica de functionare a distribuitoarelor cu sertar cilindric in constructie standard sau proportionala in instalatiile hidrostatice de actionare si automatizare, determina calitatea regimului stationar si tranzitoriu a acestora.

Rolul functional al distribuitorului hidraulic poate fi obtinut prin mai multe solutii constructive, dintre care insa solutia distribuitorului cu sertar cilindric in miscare de translatie este cea mai utilizata din considerente deja expuse.

Realizarea solutiei constructive este evident determinata de functia principala, cea de dirijare a lichidului de lucru spre consumatori hidraulici in sensul si la momentul dorit. Structura geometrica este in general dezavantajoasa din punctul de vedere al regimului de curgere realizat in aceste aparate. Structura geometrica a traseului hidraulic ce ia nastere in distribuitorul cu sertar cilindric este caracterizata prin prezenta unor puternici perturbatori ai cimpului de viteze atit in ceea ce priveste directia cit si modulul acestia.

Aceste perturbari puternice ale curgerii cit si unele regimuri de functionare limita caracterizate prin diferente mari de presiune pe fanta de reglaj, asociate cu deschideri mici ale acesteia, creeaza conditiile propice aparitiei si dezvoltarii unor fenomene de cavitate vapoara sau gazoasa, care la rindul lor influenteaza in mod hotaritor prin diverse cai caracteristicile de functionare ale intregului ansamblu.

Aparitia si dezvoltarea fenomenelor cavitationale in zona fantei de reglare a distribuitorului cu sertar cilindric afecteaza in primul rind caracteristicile functionale in regim functional si tranzitoriu, reprezentand o puternica sursa de zgomote, vibratii si perturbatii in sistem care in final duc la distrugerii cavitationale a materialului corpului distribuitor. Acest din urma efect este insa mai putin important din punct de vedere functional, datorita modului in care au loc aparitia, cresterea si implozia bulelor cavitationale. Implozia bulei cavitationale are loc rapid in avalul fantei de reglare in camera de lucru a distribuitorului la distanta de frontierele solide, datorita antrenarii acesteia de catre curentul de fluid cu viteza mare.

Studiul teoretic si experimental al fenomenelor cavitationale in distribuitoare cu sertar cilindric, permite in primul rind identificarea conditiilor de functionare si a parametrilor geometrici constructivi ce influenteaza aparitia, dezvoltarea si implozia bulelor cavitationale cit si indicarea unor solutii de micorare sau anulare a efectelor asupra caracteristicilor instalatiei.

Dezvoltarea rapida a metodelor numerice de rezolvare a ecuatiilor diferentiale ale curgerii ce caracterizeaza miscarea lichidului, (dintre acestea de remarcat fiind metoda elementului finit) pe traseul hidraulic al distribuitorului, corelata cu crestera capacitatii sistemelor de calcul permit obtinerea unor solutii numerice apropiate calitativ si cantitativ de desfasurarea fenomenului real.

Cresterea in acelasi timp a posibilitatilor de inspectie experimental a fenomenelor fizice de natura cavitationala, pe de o parte prin cresterea calitatii traductorilor, si pe de alta parte prin utilizarea tehnicii de calcul in procesul de achizitie si prelucrare a datelor experimentale, deschide noi cai de corectare a modelelor teoretice utilizate, cit si identificarea parametrilor determinanti in dezvoltarea fenomenelor.

Cladita pe acesta motivatie abordarea temei "Studiul fenomenelor cavitationale in distribuitoare cu sertar cilindric" prezinta certe perspective atat din punctul de vedere al cercetatorului preocupat de ansamblul fenomenului cit si al inginerului preocupat de aproximarea robusta si corecta a aparitiei acestor fenomene inca din faza de proiectare-constructie, cit si de dezvoltarea unor metode simple de identificare in exploatarea elementului a acestor fenomene nedorite.

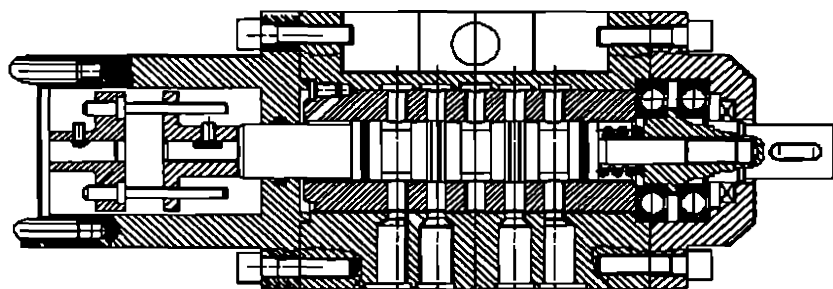


fig.1.4.1 Distribuitor hidraulic cu sertar cilindric in constructie proportionala si comandat prin motor electric pas cu pas

Cresterea in ultimul interval de timp a numarului studiilor dedicate curgerii prin aparatura hidraulica de distributie si reglare, dovedeste importanta domeniului abordat cit si sperantele producatorilor industriali in cresterea calitatii aparaturii hidraulice prin intermediul acestor abordari.

Traditia Catedrei de Masini Hidraulice din Timisoara de implicare in domeniul problematicei industriale - in acest caz al constructiei aparaturii hidraulice de distributie - s-a materializat de-a lungul anilor printr-un lung sir de contracte de cercetare si de dezvoltare a unor aparate si prototipuri noi. Ultimul dintre acestea in folosul Hidrosib Sibiu - proiectarea si executia unui distribuitor prototip cu sertar cilindric comandat proportional prin motor electric pas cu pas (fig.1.4.1) a constituit primul suport material in inceperea cercetarilor pe directia abordata in cadrul acestei teme de doctorat. Chiar daca colaborarea in ultimii ani s-a realizat mai mult in virtutea unor relatii prietenesti - profesionale si mai putin prin sustinerea financiara atat de mult dorita, exista speranta ca producatorul numarul 1 de aparatura hidraulica din tara - Hidrosib Sibiu - sa poata sa relanseze o productie de calitate si competitiva si prin intermedoiul studiilor intreprinse in prezenta lucrare.

1.5. Strategia de abordare a temei.

Abordarea studiului fenomenelor cavitationale in distribuitor cu sertar cilindric se face in cadrul acestei teze pe citeva directii principale, ale caror rezultate duc la unele concluzii relevante privitor la fenomenele studiate.

O prima directie este cea a definirii conditiilor cavitationale, coeficientilor cavitationali si stadiilor de dezvoltare a cavitatiei, caracteristice distribuitorului cu sertar cilindric si particularizarea acestora pentru conditiile concrete si specifice de functionare a acestor aparate hidraulice.

Definirea coeficientilor cavitationali specifici se realizeaza pornind de la analiza riguroasa a coeficientilor cavitationali asa cum sint definiti de acad. Ioan Anton in [2] si [3]. Evidentierea acestor coeficienti face legatura intre conditiile globale energetice si geometrice de functionare a distribuitorului si conditiile locale ale cimpului hidrodinamic caracteristic acestor aparate.

A doua directie este determinarea conditiilor locale ce iau nastere in cimpul hidrodinamic specific, deci a vitezelor si presiunilor locale pe cale numerica prin metoda elementului finit utilizind programul COSMOS 286. Modelul de calcul utilizat este cel al curgerii stationare bidimensionale (axial simetrice) in regim laminar a unui fluid viscos incompresibil.

Metodele numerice de studiu a cimpului hidrodinamic in ipotezele expuse, au fost utilizate pentru studiul teoretic al curgerii in distribuitorul prototip cit si in modelul experimental construit la scara de marire 5X. Extrapolarea rezultatelor numerice permite definirea unei curbe de sensibilitate la cavitatie a unei familii de distribuitor asemena din punct de vedere geometric.

Cea de a treia directie este cea a cercetarilor experimentale care se bazeaza pe studiul repartitiei de presiuni si viteze in domeniul caracteristic de curgere a unui model de distribuitor construit la scara de marire 5X. Cercetarile experimentale efectuate pe un stand de conceptie proprie complet computerizat, permit o comparatie riguroasa a rezultatelor teoretice cu cele experimentale si concluzii asupra limitelor si deficientelor modelului teoretic utilizat. Studiul de finete a jetului la iesirea din fanta de reglare a distribuitorului permite corectarea in 3D a repartitiilor de viteze si presiuni.

Datorita imperfectiunilor aparute in masuratorilor experimentale utilizind repartitiile de presiune pe umarul sertarului cit si a lipsei de relevanta a unora dintre seturile de masuratori s-a realizat un pas suplimentar in care cimpul vitezelor in jetul inelar de la iesirea din fanta de reglare este inspectat cu ajutorul unui echipament specializat de masurare a vitezelor locale, echipamentul DISA.

1.6 Concluzii

1.6.1 Documentarea aprofundata asupra fenomenului studiat - fenomenul de cavitatie in distribuitor cu sertar cilindric - permite cunoastrea nivelului atins in cercetarile teoretice si experimentale si ofera pe de alta parte elementele de baza in extinderea cunoasterii fenomenului.

1.6.2 Evidentierea existentei fenomenelor cavitationale in general in cadrul instalatiilor hidraulice de actionare, functionind de obicei cu ulei hidraulic mineral si in special in cazul distribuitorului cu sertar cilindric, a fost realizata in principal pe cale experimentală si dedusa pe cale numerica prin utilizarea programelor de calcul materializind metoda elementului finit.

1.6.3 Corelarea rezultatelor experimentale ale lui Martin si Wiggert [36, 37] cu rezultatele numerice indicate de Th. Gaurer [24 a], Toshiyuki [62, 1995], Resiga [57a] si Muntean [47a] duce la concluzia existentei regimurilor de functionare necavitationale si cavitationale pentru distribuitorul cu sertar cilindric. Determinarea unei relatii analitice numerice chiar aproximative este neceara daca dorim sa descriem cantitativ aparitia si efectele fenomenelor cavitationale in functionarea distribuitorului cu sertar cilindric.

Capitolul 2

Distribuitoare hidraulice cu sertar cilindric, elemente caracteristice. Caracteristicile prototipului studiat.

2.1 Rolul functional al distribuitorilor in instalatiile hidrostatice de actionare.

In instalatiile hidrostatice de actionare si reglare automata, distribuitorii hidraulici reprezinta elementele fundamentale in realizarea comenzii si controlului functionarii motoarelor hidraulice liniare, rotative si oscilante, aflate la capatul lantului de actionare/reglare.

Din punct de vedere functional distribuitorii hidraulici reprezinta elemente destinate controlului curgerii fluidului pe circuitul hidraulic controlat, in ceea ce priveste momentul si sensul

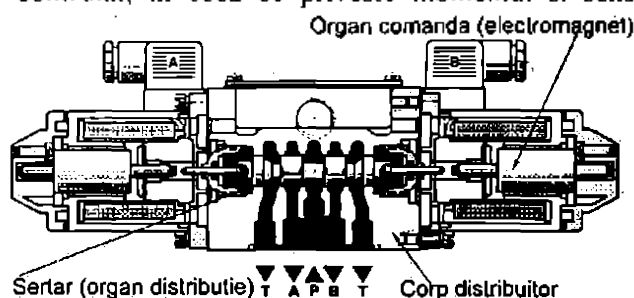


Fig. 2.1.2 Distributor hidraulic cu sertar cilindric in constructie proportionala cu reactie de pozitie a sertarului

Dupa cum s-a subliniat si in capitoul anterior, rolul de control al parametrilor energetici ai fluidului de lucru (in scopul obtinerii unui control complet al energiei mecanice disponibile la nivelul iesirii mecanice a motorului hidraulic comandat), este preluat de distribuitorii hidraulici proportionale (fig. 2.1.2) din a caror familie fac parte distribuitorii hidraulici proportionale propriuzise si servovalvele electrohidraulice.

Rolul functional al distribuitorilor hidraulici standard sau proportionale este reflectat de necesitatile functionale ale instalatiei deservite.

Aceste necesitati functionale rezulta din scopul functional si solutia constructiva mecanica adoptata pentru instalatia in discutie.

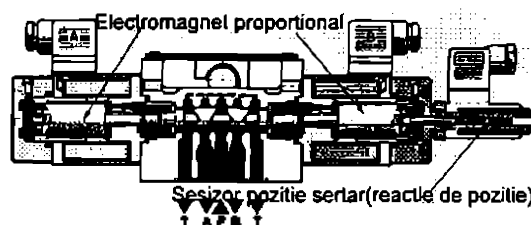


Fig. 2.1.1 Distributor hidraulic in constructie standard cu comanda electrohidraulica

curgerii. Prin acesta se realizeaza in principal comanda si controlul in timp si spatiu al functionarii motorului hidraulic comandat (respectiv al circuitului de alimentare/retur a motorului hidraulic). In constructia standard, distribuitorii hidraulici (fig. 2.1.1) nu produc si un control al parametrilor energetici caracteristici lichidului de lucru ce transvazeaza aceste distribuitorii. Modificarile acestor parametrii intre intrare si iesire, se datoreaza exclusiv fenomenelor de pierderi aparute in mod normal la orice proces real de transvazare a unui fluid printr-un circuit hidraulic.

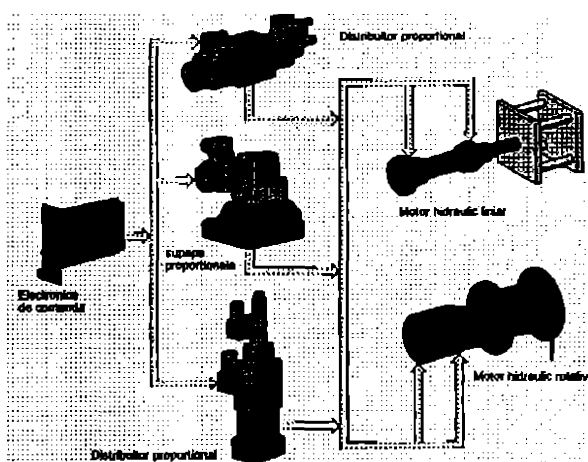


Fig. 2.1.3 Utilizarea distribuitorilor si elementelor proportionale intr-o schema hidraulica simpla.

Schematic, rolul functional al distribuitorului hidraulic rezulta din citirea/interpretarea schemei hidraulice simbolice a instalatiei deservite, corelata cu diagrama de functionare a acesteia.

Ca exemplificare a conectarii tipice a unui distribuitor proportional intr-o schema simpla de actionare, este prezentata fig 2.1.3 dupa manualul REXROTH [55]

2.2 Parametrii principali si solutii constructive

Datorita utilizarii largi a distribuitorilor cu sertar cilindric, vom discuta numai despre acest tip de aparate care sunt studiate in continuare.

Parametrii principali ai distribuitorilor hidraulice sunt dati de:

- valorile nominale ale parametrilor energetici ai lichidului de lucru :
 - debitul nominal Q_n si presiunea nominala p_n
 - pierderi energetice admise (de presiune si debit) la transvazarea fluidului de lucru prin distribuitor (Δp_{pp-a} , Δp_{pp-b} , Δp_{pph-t} , Δp_{ppa-t} , ΔQ_p).
 - valori maxime si minime ale parametrilor energetici, la care distribuitorul isi mai realizeza functia pentru care a fost construit.
- schema de legaturi realizata in pozitia neutra si la comutarea sertarului, ceea ce reprezinta de fapt functia realizata de aparat in schema hidraulica.
- solutia constructiva adoptata pentru realizarea functiei impuse prin reprezentarea schematica a distribuitorului
- parametrii caracteristici regimului stationar de functionare adica caracteristica de functionare in regim stationar
- parametrii de functionare in regim tranzitoriu (timp de comutare, timp de stabilizare) pentru distribuitor in constructie standard.
- performante impuse in regim dinamic in cazul aparatelor in constructie proportionala.

Dupa V.Marin [35.a] din punct de vedere constructiv, distribuitorii se diferentiaza din punct de vedere constructiv dupa:

- numarul de cai a distribuitorului
- schema hidraulica de distributie
- natura comenzii
- numarul de sectiuni de distributie asociate in functionare.
- tipul pozitionarii organului de distributie (pozitionare discreta

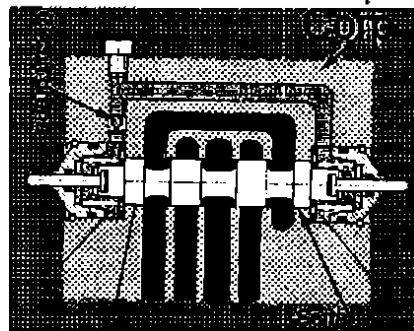


fig. 2.2.1 Structura constructiva a distribuitorului cu sertar cilindric

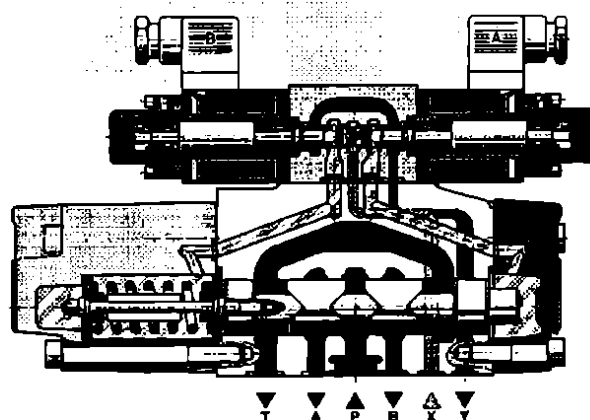


fig.2.2.2 Distribuitor cu sertar cilindric in constructie standard cu comanda electrohidraulica

de functionare in regim stationar

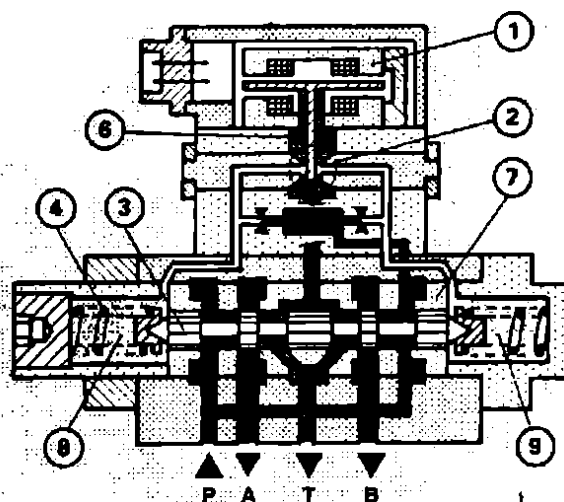


fig.2.2.3 Servovalva electrohidraulica cu reactie de forta

sau continua)

In fig. 2.2.1, 2.2.2. si 2.2.3 sunt evidentiata citeva solutii constructive tipice pentru distribuitoare cu sertar cilindric in constructie standard si proportionala.

2.3 Calculul si constructia unui distribuitor proportional cu sertar cilindric comandat prin motor electric pas cu pas

Ameliorarea caracteristicilor functionale pentru distribuitoarele proportionale cu sertar cilindric, permite imbunatatirea caracteristicilor globale ale instalatiei hidraulice deservite. In cadrul acestui subcapitol vom aborda problematica proiectarii si constructiei unui distribuitor cu sertar cilindric, integrat intr-un sistem automat de amplificator de moment sau forta. Constructia distribuitorului a fost realizata la nivel de prototip pentru doua variante succesiv la Intreprinderea Mecanica Cugir si respectiv la Hidrosib Sibiu. Pentru comanda pozitiei sertarului cilindric a fost adoptata solutia utilizarii unui motor electric pas cu pas.

2.3.1 Solutia constructiva adoptata

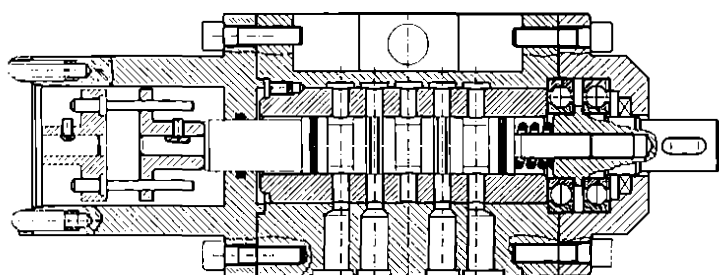


fig.2.3.1

Utilizarea motoarelor electrice pas cu pas in comanda distribuitoarelor hidraulice proportionale prezinta avantajul principal al inlocuirii electromagnetului proportional al distribuitorului (in varianta comenzii directe) prin motorul pas cu pas, ca element convertor electro-mecanic al semnalului de comanda. Din acest punct de vedere precizia pozitionarii elementului de reglare-sertarul cilindric, este dependenta numai de precizia pozitionarii unghiulare a motorului pas cu pas si de abaterile introduse de lantul mecanic de transmitere si transformare a miscarii. In principiu utilizarea unui motor pas cu pas in scopul enuntat este prezentata in fig.2.3.1, transformarea miscarii de rotatie in miscare de translatie realizandu-se prin intermediul unui mecanism surub-piulita, in doua variante cu sertar rotitor si cu sertar in miscare de translatie.

Utilizarea motorului pas cu pas la comanda distribuitoarelor hidraulice proportionale, prezinta si avantajul faptului ca motorul este frinat in intervalul de timp in care nu este comandat, ceea ce reprezinta un factor de asigurare a mentinerii deschiderii prescrise. In constructiile utilizate curent, controlul pozitiei sertarului este realizat exclusiv prin intermediul unghiului de rotire al motorului fara o bucla de reactie de la nivelul executiei. Din acest punct de vedere, avem o comanda rigida in lant deschis. Comanda poate fi completata prin adaugarea unei bucle de reactie de pozitie a sertarului distribuitor, sau de la iesirea hidraulica a aparatului hidraulic proportional (reactie in debit, presiune etc.). Dintre dezavantajele pe care acest tip de comanda le prezinta este de remarcat in primul rind dinamica relativ slaba in raport cu solutiile utilizand etaj de comanda tip ajutoraj-clapeta (SVEH) dar comparabila cu a distribuitoarelor utilizand electromagneti proportionali in comanda directa sau pilotata. Spre exemplu, pentru cazul unui distribuitor hidraulic proportional $D_n=10$ mm, la a carui comanda se utilizeaza un motor MPP 03 avind 200 pasi/rotatie si o frecventa maxima de comanda de 800 Hz, la un pas $t=1$ mm al surubului se obtine o frecventa maxima teoretica de 0.8 Hz. In aceleasi conditii rezolutia de pozitionare a sertarului (excluzind eventuale jocuri mecanice) este insa de $5E-3$ mm.

In realizarea solutiei constructive pentru un distribuitor hidraulic proportional $D_n=10$ mm am ales varianta sertarului rotitor, datorita momentelor mai mici de actionare necesare si uniformizarii uzurii pe circumferinta acestuia datorita rotirii in timpul functionarii.

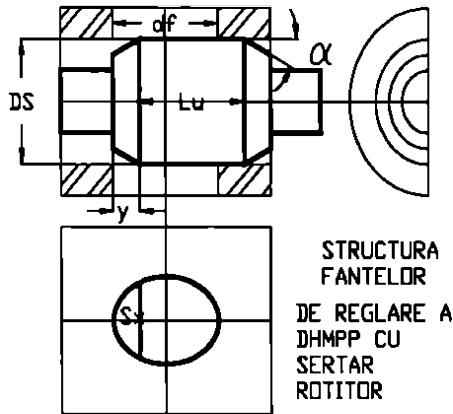


fig.2.3.2

dependente neliniare a suprafeții de reglare a distribuitorului în raport cu deplasarea x a sertarului (fig.2.3.2), reprezentarea grafică a dependentei fiind dată în fig.2.3.3. Se observă neliniaritatea mai pronunțată a dependentei la capetele intervalului (0-2r) de variație a deplasării. Calculele au fost reprezentate pentru deplasarea sertarului între 0-10 mm ($r=5\text{mm}$).

2.3.2. Calculul de proiectare a distribuitorului hidraulic

Alegerea mărimii distribuitorului este dată în primul rând de tendința modernă în construcția de echipamente hidraulice, și anume, creșterea presiunii de lucru, în paralel cu reducerea greutateii pe unitate de putere. Acest lucru are ca efect creșterea randamentului și reducerea pretului de cost, aceasta pe baza unor tehnologii bine puse la punct. Orificiile și canalele din distribuitor trebuie astfel dimensionate încât pierderile de presiune prin distribuitor să nu depășească 0.1 - 0.25 MPa, pentru viteze ale fluidului de 5.5 - 8 m/s. Considerând că debitul de fluid ce trebuie să intre în distribuitor este Q_n , diametrul D_n al orificiului de intrare este:

$$Q_n = C_d \frac{\pi D_n^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.3.1)$$

de unde:

$$D_n = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi C_d} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}}} \quad (2.3.2)$$

Dar pornind de la ecuația de continuitate:

$$Q_n = \frac{\pi D_n^2}{4} V_u \quad (2.3.3)$$

$$D_n \geq \sqrt{\frac{4Q_{max}}{\pi V_u}} \quad (2.3.4)$$

iar după [25 a] pentru a obține un regim de curgere laminar la trecerea prin fantele distribuitorului:

$$D_{min} = \frac{1.273Q_n}{vRe_c} \quad (2.3.5)$$

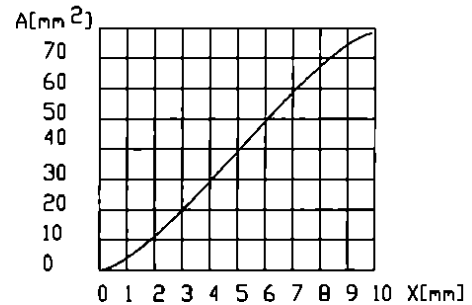
aici $Re_c = 260 - 755$ pentru curgerea prin ferestrele sertarelor cilindrice ale distribuitorului;

$C_d = 0.61 - 0.7$.

Valoarea obținută va fi rotunjită încadrându-se în gama deschiderilor nominale D_n (STAS 7228 - 76)

În paralel s-a prevăzut pentru această variantă și realizarea unei legături de reacție mecanice exterioare la nivelul piulței fixe, pentru utilizări ulterioare a modelului și testarea calitatilor dinamice. În vederea simplificării tehnologiei de execuție a ansamblului, s-a adoptat într-o primă variantă un corp de distribuitor $Dn10$, existent în producția întreprinderii HIDROSIB, în care a fost introdusă prin presare o bucsă cu fante circulare, evitând astfel obligativitatea realizării canalelor inelare circulare în bucsă (dificil de realizat și scump). În acest fel, prelucrările de precizie deosebite impuse, au fost cele ale ajustajului bucsă/sertar și poziționării axiale de găuri circulare în bucsă, respectiv umerii cilindrici exteriori ai sertarului. Efectul acestei soluții a constat în obținerea unei

DEPENDENȚA SUPRAFETEI DE TRECERE



La calculul diametrului sertarului distribuitor se apeleaza la relatia lui Hohlov [25a]:

$$D_s \geq \sqrt{\frac{4Qn}{1.2\pi(1 - \Psi^2)V_u}} \quad (2.3.6)$$

2.4. Elemente constructive

Pentru reducerea dimensiunilor de gabarit, se maresta viteza de circulatie a lichidului in distribuitor de 2 - 2.5 ori fata de curgerea prin conducte, adica se alege $v = 4 - 6$ m/s. Desi viteza de circulatie a lichidului este mare, nu se permite ca pierderile de presiune din distribuitor sa depaseasca valoarea $p_s = 2-2.4$ daN/cm², cea mai mare influenta a pierderilor o are rugozitatea suprafetelor canalelor din corpul distribuitorului precum si forma umerilor sertarului. Pierderile medii de presiune din distribuitorul cu sertar se calculeaza cu relatia 2.4.1:

$$p_s = 8.5 \cdot 10^{-5} Q^{2.1}; \Rightarrow p_s = 8.5 \cdot 10^{-5} \cdot 40^{2.1} = 0.19667 \text{ daN/cm}^2 \quad (2.4.1)$$

Pentru determinarea dimensiunilor de gabarit, in prima aproximare se poate porni de la debitul Q [l/min] ce trece prin distribuitor, in functie de care se determina lungimea L [mm] a sertarului din tabelul 2.4.1

tabelul 2.4.1

Q [l/min]	pina la 8	8 - 35	35 - 140	140 - 280
L [mm]	70 - 75	130 - 135	190 - 195	205 - 210

Pentru $Q_n = 40$ l/min obtinem $L = 190$ mm.

- lungimea corpului distribuitorului $H = (1.15-1.12)*L = 1.13*190 = 214.7=215$ mm.

- cursa sertarului $h = (0.15 - 0.12)*L = 0.13*190 = 24.7 = 25$ mm.

Lungimile portiunilor "a" din figura 2.4.1 pe care se executa canalele circulare pe o adancime de 0.3 - 0.7 mm, latime de 0.3 - 0.4 mm si cu pasul de 3 - 4 mm se poate determina cu relatia empirica:

$l = (0.22 - 0.23)*L = 0.225*190 = 43$ mm.

Celelalte dimensiuni ale sertarului se determina cu relatiile empirice:

- $l_1 = (0.13 - 0.14)*L = 0.135*190 = 25.65 = 26$ mm.

- $l_2 = (0.13 - 0.14)*L = 0.135*190 = 25.65 = 26$ mm.

(2.4.2)

- $l_3 = 0.07*L = 0.07*190 = 13.3 = 13$ mm.

- $l_4 = 0.035*L = 0.035*190 = 6.65 = 7$ mm.

Pentru latimea canalelor din corpul distribuitorului avem relatiile empirice :

- $b_1 = 0.095*L = 0.095*190 = 18.05 = 18$ mm.

- $b_2 = (0.08 - 0.09)*L = 0.085*190 = 16.15 = 16$ mm.

- $b_3 = 0.24*L = 0.24*190 = 45.6 = 46$ mm.

(2.4.3)

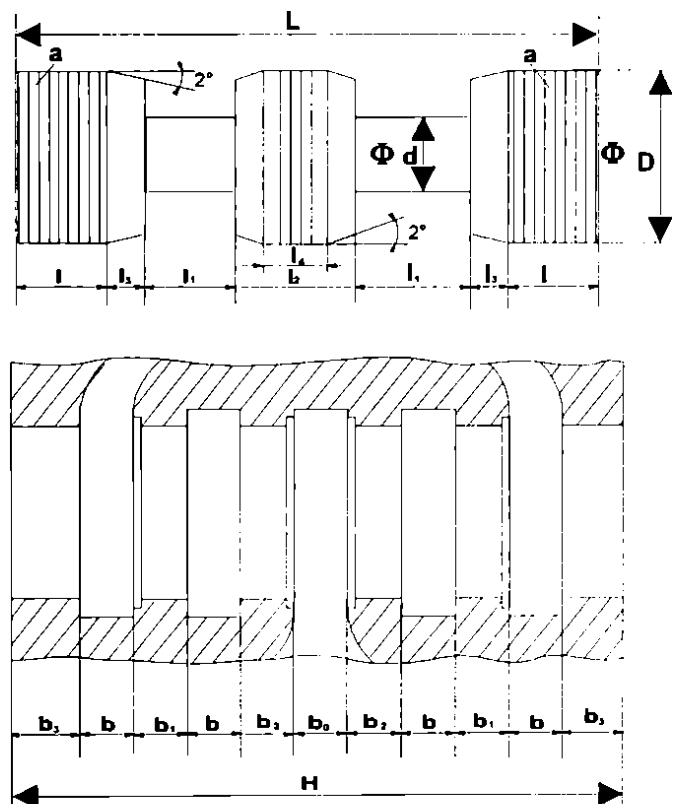


fig. 2.4.1

Crestaturile axiale sau fantele conice de 2° executate pe umarul sertarului pentru finare (accelerare) liniara progresiva, reduc socurile si cresterea brusca a presiunii. In urma rularii unui program Pascal s-au obtinut urmatoarele date:

Datele de proiectare

$Q_n=40.0000$ l/min
 $p_n=100.0000$ bar
 $v_u=5.0000$ m/s
 $D_n=13.0000$

Dimensiunile calculate ale sertarului

$D_s[\text{mm}]=15.0000$
 $B_s[\text{mm}]=2.8294$
 $D_2[\text{mm}]=18.0000$
 $D_t[\text{mm}]=10.0000$
 $L_{s1}[\text{mm}]=5.6588$
 $L_s[\text{mm}]=18.6588$
 $J_o[\text{mm}]=0.0023$

Aceste date de calcul s-au folosit pentru realizarea desenului de executie al ansamblului sertar-corp (fig. 2.4.2 si fig. 2.4.3):

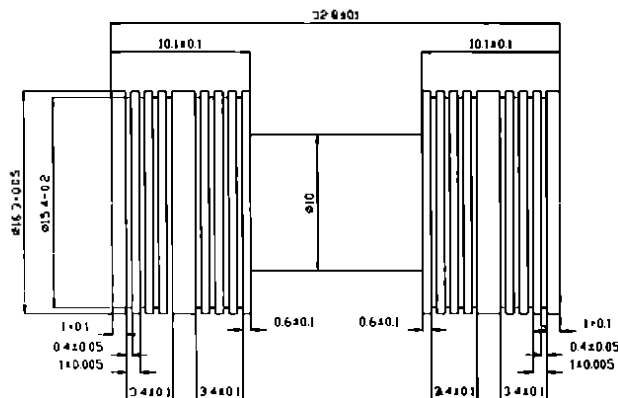


fig.2.4.2

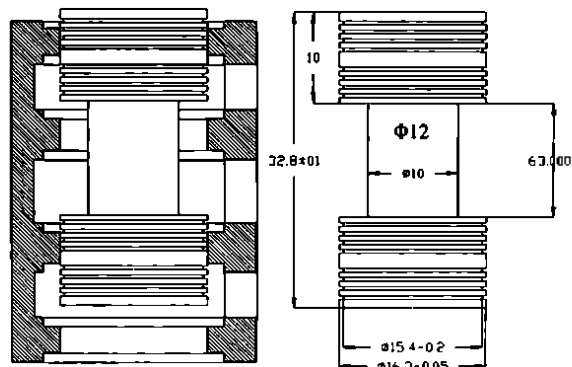


fig. 2.4.3

2.5 Caracteristici energetice si cavitationale pentru distribuitoare cu sertar cilindric

Caracteristicile energetice ale distribuitorilor cu sertar cilindric sunt definite in regim stationar si respectiv in regim dinamic. Caracteristica principala in regim stationar este data de familia de curbe:

$$f(\Delta p, Q_m, y) = 0$$

Analiza caracteristicilor energetice si de reglare in regim stationar si tranzitoriu pentru treapta cilindrica a distribuitorului de reglare a fost realizata dupa modelul matematic publicat de Bake [6] si reluat de Ispas si Pop [51. a].

2.5.1 Amplificatorul cu plunjer cu acoperire nula

Are schema de principiu prezentata in figura de mai jos: (fig. 2.5.1.)

Ipoteze de calcul:

- orificiile active din carcasa sunt dreptunghiulare;
- plunjerul are constructie simetrica;

In consecinta, sectiunile de droselizare care se formeaza, satisfac egalitatile:

$$S_{d_1} = S_{d_2}; S_{d_3} = S_{d_4} \quad (2.5.1)$$

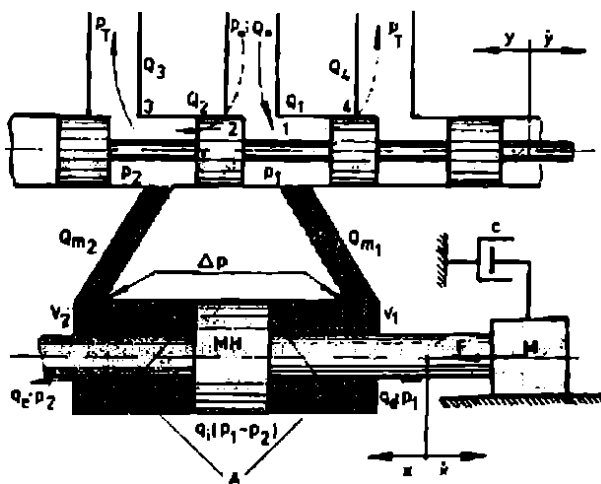


fig.2.5.1

2.5.1.1. Analiza regimului staționar:

În regim staționar, caracteristica statică a amplificatorului are forma:

$$f(\Delta p, Q_m, y) = 0 \quad (2.5.2)$$

Prin deplasarea plunjerului din poziția de echilibru, se formează rezistențe hidraulice de tip diafragmă. Debitul de lichid care le traversează se pot calcula cu relația:

$$Q = \alpha_k \cdot S_{di} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2.5.3)$$

Astfel, debitul de fluid în cele patru puncte de pe plunjer sunt:

$$Q_1 = \alpha_k \cdot S_{d1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)} \quad (2.5.4)$$

$$Q_2 = \alpha_k \cdot S_{d2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_2)} \quad (2.5.5)$$

$$Q_3 = \alpha_k \cdot S_{d3} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_T)} \quad (2.5.6)$$

$$Q_4 = \alpha_k \cdot S_{d4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_T)} \quad (2.5.7)$$

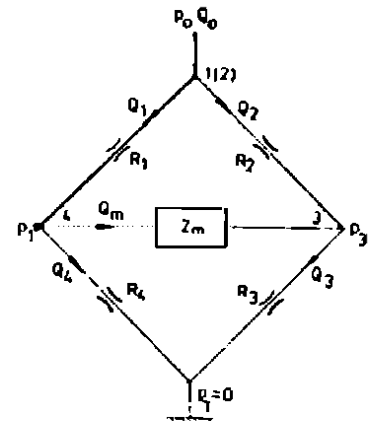


fig.2.5.2

Schema principală, reprezentată în figura 2.5.1, poate fi echivalată cu o schema electrică cunoscută (puntea lui Wheatstone echilibrată, figura 2.5.2), la care se pot aplica relațiile lui Kirchoff, în nodurile 4 și 3:

$$Q_m = Q_1 - Q_4 \quad (2.5.8)$$

$$Q_m = Q_3 - Q_2$$

Schema din figura 2.5.2 mai poate fi reprezentată ca în

figura 2.5.3.

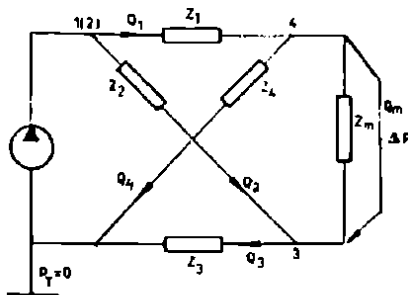


fig 2.5.3.

Deci:

$$Q_1 - Q_4 = Q_3 - Q_2 \quad (2.5.9)$$

$$Q_m = Q_1 - Q_4 = \alpha_k \cdot S_{d1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)} - \alpha_k \cdot S_{d4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_T)} \quad (2.5.10)$$

$$\text{în cazul plunjerului ideal } Q_2 = Q_4 = 0 \quad (2.5.11)$$

Deoarece $p_T \cong 0$, rezulta:

$$Q_m = Q_1 = Q_3 = \alpha_k \cdot S_{d1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)} = \alpha_k \cdot S_{d1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} \quad (2.5.12)$$

$$\text{Dar } S_{d1} = S_{d3}, \text{ deci } p_0 - p_1 = p_2 \text{ și } p_0 = p_1 + p_2 \quad (2.5.13)$$

$$\text{Dar } p_1 - p_2 = \Delta p$$

$$p_1 = p_2 + \Delta p$$

$$p_0 - p_2 = p_1 = p_2 + \Delta p \quad (2.5.14)$$

$$p_0 - \Delta p = 2p_2$$

Deci

$$p_2 = \frac{p_0 - \Delta p}{2} \quad (2.5.15)$$

si

$$p_1 = \frac{p_0 - \Delta p}{2} + \Delta p = \frac{p_0 + \Delta p}{2} \quad (2.5.16)$$

$$\text{deci: } p_1 = \frac{p_0 + \Delta p}{2} \quad (2.5.17)$$

$$\text{In punctul de functionare stationar, } \Delta p = 0, \text{ deci } p_1 = p_2 = \frac{p_0}{2} \quad (2.5.18)$$

Dar:

$$Q_m = \alpha_k \cdot S_{dri} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_1)} = \alpha_k \cdot S_{dri} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_0 - \frac{p_0 + \Delta p}{2} \right)} \quad (2.5.19)$$

Deci

$$Q_m = \alpha_k \cdot S_{dri} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p)} \quad (2.5.20)$$

$$S_{dri} = a \cdot y \quad (2.5.21)$$

$$Q_m = \alpha_k \cdot a \cdot y \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p)} \quad (2.5.22)$$

Ecuatia de mai sus reprezinta caracteristica statica a amplificatorului. Scrisa sub alta forma, ea devine:

$$Q_m = \alpha_k \cdot a \cdot y \cdot \sqrt{\frac{p_0}{\rho} \left(1 - \frac{\Delta p}{p_0} \right)} \quad (2.5.23)$$

Relatia astfel scrisa si reprezentata grafic, avind ca parametru pe $\frac{y}{y_{max}}$ are alura din fig.2.5.4.

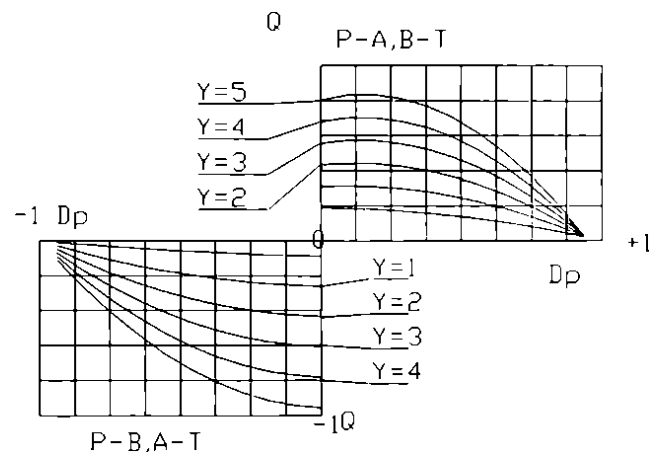


fig. 2.5.4.

Obs. In zona $0 < \frac{\Delta p}{p_0} < \frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta p}{p_0}$; debitul este aproximativ proportional cu deplasarea plunjerului amplificatorului.

Liniazarea caracteristicii de debit a amplificatorului

Relatia (2.5.2) mai poate fi scrisa sub forma:

$$Q_m = f(\Delta p; y) \quad (2.5.24)$$

Prin diferentiere rezulta:

$$dQ_m = \left(\frac{\partial Q_m}{\partial y} \right)_M \cdot dy + \left(\frac{\partial Q_m}{\partial \Delta p} \right)_M \cdot d(\Delta p); \quad (2.5.25)$$

$$\text{sau: } \Delta Q_m = A_Q \cdot \Delta y - K_s \cdot \Delta(\Delta p); \quad (2.5.26)$$

$$\text{unde: } A_Q = \left(\frac{\partial Q_m}{\partial y} \right)_M \quad - \text{amplificarea de debit}; \quad (2.5.27)$$

$$K_s = - \left(\frac{\partial Q_m}{\partial \Delta p} \right)_M \quad - \text{coeficientul de scurgere}; \quad (2.5.28)$$

Obs. Relatia lui ΔQ_m de mai sus se mai poate scrie sub forma ecuatiei de debit a amplificatorului:

$$Q_m = A_Q \cdot y - K_s \cdot \Delta p; \quad (2.5.29)$$

$$\text{deoarece } Q_{m2} = Q_{m1} + \Delta Q_m \quad (2.5.30)$$

deci

$$\Delta Q_m = Q_{m2} - Q_{m1} = Q_3 - Q_2 - (Q_1 - Q_4) = Q_3 - Q_2 - Q_1 + Q_4; \quad (2.5.31)$$

dar

$$Q_2 = Q_4 = 0;$$

$$\text{astfel } \Delta Q_m = Q_3 - Q_1 = Q_m \quad (2.5.32)$$

$$\Delta y = y_1 - y_0 = y_0 + y - y_0 = y \quad (2.5.33)$$

$$\Delta(\Delta p) = \Delta p_1 - \Delta p_0 = \Delta p_0 + \Delta p - \Delta p_0 = \Delta p \quad (2.5.34)$$

Utilizind relatia finala obtinuta mai sus pentru Q_m , rezulta:

$$A_Q = \left(\frac{\partial Q_m}{\partial y} \right)_M = \frac{\partial}{\partial y} \left[\alpha_k \cdot a \cdot y \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p)} \right]_M =$$

$$= \left[\alpha_k \cdot a \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p)} \right]_M \quad (2.5.35)$$

Asadar:

$$A_Q = \alpha_k \cdot a \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p)} \Big|_M \quad (2.5.36)$$

Coeficientul de scurgere :

$$K_s = - \left(\frac{\partial Q_m}{\partial \Delta p} \right)_M = - \alpha_k \cdot a \cdot y \cdot \frac{\partial}{\partial \Delta p} \left[\sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p)} \right]_M =$$

$$= - \alpha_k \cdot a \cdot y \cdot \frac{-\frac{1}{\rho}}{2 \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p)}} = \frac{1}{2} \cdot \alpha_k \cdot a \cdot y \cdot \frac{\sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p)}}{(p_0 - \Delta p)} =$$

$$= \frac{\alpha_k \cdot a \cdot y}{2(p_0 - \Delta p)} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p)} \quad (2.5.37)$$

Deci:

$$K_s = -\left(\frac{\partial Q_m}{\partial \Delta p_m}\right)_M = \frac{\alpha_k \cdot a \cdot y}{2(p_0 - \Delta p)} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_0 - \Delta p)} \quad (2.5.38)$$

Obs. Deoarece amplificatorul analizat este in ultima instanta o combinatie de semipunti cu rezistente hidraulice A+A, comparind cele doua relatii (2.5.37, 2.5.38) cu $A_x = \frac{1}{2} \cdot \frac{B}{A} \cdot \sqrt{2p_0}$ (amplificarea de viteza in cazul puntii A+A,) se constata echivalenta lor.

Utilizind ecuatia de continuitate a debitului se poate scrie :

$$A_x = \frac{A_Q}{A} = \frac{\alpha_k \cdot a \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_0 - \Delta p)}}{A} \Big|_M = \frac{B}{A} \cdot \sqrt{2(p_0 - \Delta p)} \Big|_M \quad (2.5.39)$$

Deoarece in punctul static de functionare $\Delta p = 0$, rezulta:

$$A_x = \frac{B}{A} \sqrt{2 \cdot p_0} \quad (2.5.40)$$

relatie ce este identica cu cea pentru amplificarea vitezei puntii A+A in cazul unei acoperiri negative.

Punctul de zero (sau punctul static de functionare) se determina punind conditia de anulare a semnalului de comanda, deci pentru $y=0$, rezulta $Q_m = 0$ si $\Delta p = 0$. Astfel relatiile (2.5.39) si (2.5.40), devin:

$$\begin{cases} A_{Q_0} = \alpha_k \cdot a \cdot \sqrt{\frac{p_0}{\rho}} \\ K_s = 0 \end{cases} \quad (2.5.41)$$

Se defineste amplificarea de presiune:

$$A_p = \frac{A_Q}{K_s} \quad (2.5.42)$$

In cazul analizat, datorita simplificarilor facute, pentru punctul static de functionare:

$$A_{p_0} = \frac{A_{Q_0}}{K_{s_0}} = \infty \quad (2.5.43)$$

Obs. Echivalenta relatiei lui A_p cu aceea corespunzatoare semipuntii A+A este evidenta:

$$A_p = \frac{A_Q}{K_s} = \frac{\alpha_k \cdot a \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_0 - \Delta p)}}{\frac{\alpha_k \cdot a \cdot y}{2(p_0 - \Delta p)} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_0 - \Delta p)}} = \frac{2(p_0 - \Delta p)}{y} \quad (2.5.44)$$

In punctul static de functionare, $\Delta p = 0$, rezulta: $A_p = \frac{2p_0}{y_0}$ (2.5.45)

Amplificarea de forta a puntii A este

$$A_f = \frac{p_0 A}{y_0} \quad \text{dar} \quad A_p = \frac{A_f}{A} = \frac{p_0}{y_0} \quad (2.5.46)$$

Din proprietatile combinatilor de puncti A+A rezulta insa ca:

$$A_{F(A+A)} = 2 \cdot A_{FA} = 2 \cdot \frac{p_0}{y_0} \quad (2.5.47)$$

Aceste amplificari pot fi calculate din relatiile de mai sus, sau pot fi evaluate din caracteristicile statice determinate experimental.

Amplificarea de debit, reprezinta o componenta din amplificarea totala a sistemului hidraulic pe cale directa, contribuind efectiv la stabilitatea sistemului.

Coeficientul K_{s_0} masoara amortizarea in sistemul hidraulic, anularea lui fiind in consecinta nefavorabila.

In literatura de specialitate se regasesc si unele relatii de calcul practice, care tin cont si de coeficientul de frecare uscata, μ .

$$A_{v_0} = \frac{32 \cdot \mu \cdot \alpha_k}{\pi \cdot r^2} \sqrt{\frac{p_0}{\rho}}; \quad (2.5.48)$$

$$K_{s_0} = \frac{\pi \cdot a \cdot r^2}{32 \cdot \mu}, \quad \text{unde } r - \text{jocul radial existent intre carcasa si plunjer.} \quad (2.5.49)$$

2.5.1.2. Analiza regimului dinamic

Analiza regimului dinamic se face tinind cont de legaturile amplificatorului cu circuitul din care face parte, prin considerarea pierderilor prin comprimari si scapari, la motorul hidraulic actionat.

Utilizind relatia de continuitate a debitului, pentru volumele de lichid aflate in dreapta si in stanga pistonului motorului hidraulic liniar din figura 2.5.1 se obtine:

$$Q_{m1} - q_i(p_1 - p_2) - q_e \cdot p_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_{1_0}}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (2.5.50)$$

$$q_i(p_1 - p_2) - q_i \cdot p_2 - Q_{m2} = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_{2_0}}{E} \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (2.5.51)$$

Notand cu V , volumul total de fluid cuprins intre amplificator si motorul hidraulic actionat:

$$V_{1_0} = V_{2_0} = V_0 = \frac{1}{2} V \quad (2.5.52)$$

$$V_1 = V_{1_0} + A \cdot x \quad (2.5.53)$$

$$V_2 = V_{2_0} - A \cdot x \quad (2.5.54)$$

pentru punctul static de functionare, se defineste:

$$Q_m = \frac{Q_{m1} + Q_{m2}}{2} \quad (2.5.55)$$

Explicitind pe Q_{m1} si Q_{m2} din relatiile (2.5.50) si (2.5.51) si inlocuind in relatia de mai sus, se obtine succesiv:

$$Q_{m1} = q_i(p_1 - p_2) + q_e \cdot p_1 + \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_{1_0}}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (2.5.56)$$

$$Q_{m2} = q_i(p_1 - p_2) - q_e \cdot p_2 - \frac{dV_2}{dt} - \frac{V_{2_0}}{E} \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (2.5.57)$$

$$Q_m = \frac{1}{2} \left[2 \cdot q_i(p_1 - p_2) + q_e(p_1 - p_2) + \left(\frac{dV_1}{dt} - \frac{dV_2}{dt} + \frac{1}{E} \left(V_{1_0} \frac{dp_1}{dt} - V_{2_0} \frac{dp_2}{dt} \right) \right) \right] \quad (2.5.58)$$

dar:

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{dV_0}{dt} + A \cdot \frac{dx}{dt} = A \cdot \frac{dx}{dt} \quad (2.5.59)$$

$$\frac{dV_2}{dt} = \frac{dV_0}{dt} - A \cdot \frac{dx}{dt} = -A \cdot \frac{dx}{dt} \quad (2.5.60)$$

$$V_{1_0} \cdot \frac{dp_1}{dt} - V_{2_0} \cdot \frac{dp_2}{dt} = \frac{V}{2} \cdot \frac{d(p_1 - p_2)}{dt} = \frac{V \cdot d\Delta p}{2dt} \quad (2.5.61)$$

$$\text{Notam: } 2 \cdot q_i(p_1 - p_2) + q_e(p_1 - p_2) = 2q \cdot \Delta p \quad (2.5.62)$$

Înlocuind ultimele trei relații de mai sus în relația determinată pentru Q_m se va obține:

ECUAȚIA DE DEBITE LA AMPLIFICATOR ÎN REGIM DINAMIC:

$$Q_m = A \cdot \frac{dx}{dt} + q \cdot \Delta p + \frac{V}{4E} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \quad (2.5.63)$$

Scriind echilibrul forțelor rezistente și active, se obține:

ECUAȚIA DE ECHILIBRU A FORTELOR LA SARCINA:

$$F_p = \Delta p \cdot A = M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + F \quad (2.5.64)$$

Cea de-a treia ecuație luată în considerare pentru analiza regimului dinamic al amplificatorului este:

ECUAȚIA DE DEBIT A AMPLIFICATORULUI (CARACTERISTICA STATICA):

$$Q_m = A \cdot y - K_s \cdot \Delta p \quad (2.5.65)$$

$$\text{Din cele două ecuații de debite rezultă: } A_Q \cdot y - K_s \cdot \Delta p = A \cdot \frac{dx}{dt} + q \cdot \Delta p + \frac{V}{4E} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \quad (2.5.66)$$

Iar din ecuația de echilibru a forțelor la sarcină se obține:

Din aceste două relații, obținute mai sus rezultă:

$$A_Q \cdot y = (K_s + q) \Delta p + A \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{V}{4E} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \quad \text{sau:} \quad (2.5.67)$$

$$A_Q \cdot y = (K_s + q) \cdot \left(\frac{M}{A} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{c}{A} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{F}{A} \right) + \\ + A \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{V}{4E} \cdot \left(\frac{M}{A} \cdot \frac{d^3x}{dt^3} + \frac{c}{A} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \right) \quad (2.5.68)$$

Ordonând termenii se va obține:

$$A_Q = \frac{M \cdot V}{4E \cdot A} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \left[\frac{c \cdot V}{4E \cdot A} + (K_s + q) \frac{M}{A} \right] \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \\ + \left[A + (K_s + q) \frac{c}{A} \right] \cdot \frac{dx}{dt} + (K_s + q) \frac{F}{A} \quad (2.5.69)$$

Acestei relații dacă îi vom aplica transformata Laplace, obținem:

$$A_Q \cdot Y(s) = \frac{M \cdot V}{4E \cdot A} \cdot s^3 \cdot X(s) + \left[\frac{c \cdot V}{4E \cdot A} + (K_s + q) \frac{M}{A} \right] \cdot s^2 \cdot X(s) + \\ + \left[A + (K_s + q) \frac{c}{A} \right] \cdot s \cdot X(s) + (K_s + q) \frac{F}{A} \cdot \frac{1}{s} \quad (2.5.70)$$

Aplicând transformata Laplace ecuațiilor considerate pentru analiza regimului dinamic, prezentate mai sus, se obține:

$$Q_m = A \cdot s \cdot X(s) + q \cdot \Delta p + \frac{V}{4E} \cdot s \cdot \Delta p \quad (2.5.71)$$

$$\Delta p \cdot A = M \cdot s^2 \cdot X(s) + c \cdot s \cdot X(s) + \frac{F}{s} \quad (2.5.72)$$

$$Q_m = A_Q \cdot y - K_s \cdot \Delta p \quad (2.5.73)$$

Modul de întocmire a schemei functionale este mai evident dacă se scriu relațiile (2.5.71) și (2.5.72) sub forma:

$$A_Q \cdot y = Q_m + K_s \cdot \Delta p = A \cdot s \cdot X(s) + (q + K_s) \cdot \Delta p + \frac{V}{4E} \cdot s \cdot \Delta p \quad (2.5.74)$$

$$\Delta p = \frac{M}{A} \cdot s^2 \cdot X(s) + c \cdot s \cdot X(s) + \frac{F}{s} \quad (2.5.75)$$

Relația lui $A_Q \cdot Y(s)$ scrisă prin explicitarea lui $X(s)$ are forma:

$$A_Q \cdot Y(s) = \left\{ \frac{M \cdot V}{4E \cdot A} \cdot s^3 + \left[\frac{c \cdot V}{4E \cdot A} + (K_s + q) \frac{M}{A} \right] \cdot s^2 + \left[A + (K_s + q) \frac{c}{A} \right] \cdot s \right\} \cdot X(s) + (K_s + q) \frac{F}{A} \cdot \frac{1}{s} \quad (2.5.76)$$

În cadrul careia, dacă considerăm pe $F=0$ rezulta funcția frecvențială este:

$$H(s) = \frac{X(s)}{Y(s)} = \frac{A_Q}{\frac{MV}{4EA} \cdot s^3 + \left[\frac{cV}{4EA} + (K_s + q) \frac{M}{A} \right] \cdot s^2 + \left[A + (K_s + q) \frac{c}{A} \right] \cdot s} \quad (2.5.77)$$

sau:

$$H(s) = \frac{\frac{A_Q}{A}}{s \left\{ \frac{MV}{4EA^2} \cdot s^2 + \left[\frac{cV}{4EA^2} + (K_s + q) \frac{M}{A^2} \right] \cdot s + \left[1 + (K_s + q) \frac{c}{A^2} \right] \right\}} \quad (2.5.78)$$

Notind:

$$\frac{1}{\omega_n^2} = \frac{M \cdot V}{4E \cdot A^2}, \text{ se obține: } \omega_n = \sqrt{\frac{4E \cdot A^2}{M \cdot V}} = 2A \cdot \sqrt{\frac{E}{M \cdot V}} \quad (2.5.79)$$

$$\text{deci frecvența naturală este: } \omega_n = 2A \cdot \sqrt{\frac{E}{M \cdot V}} \quad (2.5.80)$$

Deasemenea mai cunoaștem și raportul de amortizare:

$$\delta = \frac{K_s + q}{A} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot M}{V}} + \frac{c}{4A} \cdot \sqrt{\frac{V}{E \cdot M}} \quad (2.5.81)$$

Înlocuind aceste ultime două relații în cea a lui $H(s)$, se va obține:

$$H(s) = \frac{\frac{A_Q}{A}}{s \cdot \left(\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\delta}{\omega_n} \cdot s + 1 \right)} \quad (2.5.82)$$

2.5.2. Amplificatorul cu plunjer cu acoperire negativa

El are schema de principiu prezentata in fig. 2.5.5. Acest tip de amplificator se utilizeaza cu preferinta in sistemele hidraulice la care alimentarea se face de la o sursa de debit constant. Notam gradientul de arie: $a = 2\pi r$.

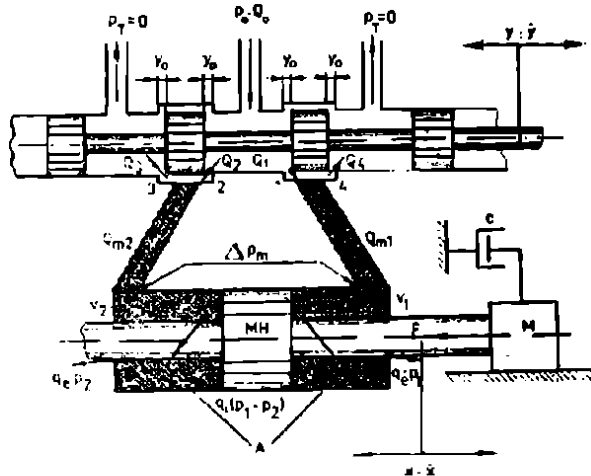


fig.2.5.5

In momentul in care plunjerul se deplaseaza din pozitia de echilibru, se formeaza rezistente hidraulice de tip diafragma. Debiturile de lichid care le traverseaza se pot calcula cu relatia:

$$Q_i = \alpha_k \cdot S_{dr_i} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2.5.86)$$

$$\text{unde } S_{dr_i} = 2\pi \cdot R \cdot (y_0 \pm y) = a \cdot (y_0 \pm y) \quad (2.5.87)$$

Astfel debiturile in punctele marcate in figura 2.5.5 (1...4), pentru deplasarea plunjerului spre dreapta cu valoarea "y" vor fi:

$$Q_1 = \alpha_k \cdot a(y_0 + y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_0 - p_1)} \quad (2.5.88)$$

$$Q_2 = \alpha_k \cdot a(y_0 - y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_0 - p_2)} \quad (2.5.89)$$

$$Q_3 = \alpha_k \cdot a(y_0 + y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_T)} \quad (2.5.90)$$

$$Q_4 = \alpha_k \cdot a(y_0 + y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_T)} \quad (2.5.91)$$

Punctul static de functionare corespunde pozitiei pentru care $y=0$. In acest caz:

$$Q_1 = Q_4; Q_2 = Q_3; \Delta p_m = 0; p_{1_0} = p_{2_0} = \frac{p_0}{2} \quad (2.5.92)$$

$$Q_m = Q_1 - Q_4 = \alpha_k \cdot a(y_0 + y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_0 - p_1)} - \alpha_k \cdot a(y_0 - y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_T)} \quad (2.5.93)$$

In cazul in care consideram $p_T \cong 0$ rezulta:

2.5.2.1. Analiza regimului stationar

Se considera ca si ipoteza de calcul, ca sectiunile de trecere sunt cilindrice, iar plunjerul are o constructie simetrica (fig.2.5.5).

$$[S_{dr_1} = S_{dr_2} = S_{dr_3} = S_{dr_4} = a \cdot (y_0 \pm y)] \quad (2.5.83)$$

In regim stationar caracteristica statica a amplificatorului are forma:

$$f(\Delta p, Q_m, y) = 0; \quad (2.5.84)$$

$$\text{unde } \Delta p = p_1 - p_2. \quad (2.5.85)$$

In momentul in care plunjerul se

$$Q_{m_1} = Q_1 - Q_4 = \alpha_k \cdot a(y_0 + y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_0 - p_1)} - \alpha_k \cdot a(y_0 - y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_1} =$$

$$= \alpha_k \cdot a \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left[(y_0 + y) \cdot \sqrt{(p_0 - p_1)} - (y_0 - y) \sqrt{p_1} \right] \quad (2.5.94)$$

$$Q_{m_2} = Q_3 - Q_2 = \alpha_k \cdot a(y_0 + y) \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_T)} -$$

$$- \alpha_k \cdot a(y_0 - y) \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_0 - p_2)} =$$

$$= \alpha_k \cdot a \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left[(y_0 + y) \sqrt{p_2} - (y_0 - y) \sqrt{(p_0 - p_2)} \right] \quad (2.5.95)$$

Relatia $f(\Delta p, Q_m, y) = 0$, prin explicitare poate fi scrisa si sub forma:

$$Q_m = f(y, \Delta p) \quad (2.5.96)$$

relatie ce diferentiata ne da:

sau.

$$\Delta Q_m = A_{Q_0} \cdot \Delta y - K_{s_0} \cdot \Delta(\Delta p) \quad (2.5.97)$$

$$\text{dar cum: } Q_{m_2} = Q_{m_1} + \Delta Q_m; \quad (2.5.98)$$

$$\text{respectiv, } \Delta Q_m = Q_{m_2} - Q_{m_1} = Q_3 - Q_2 - (Q_1 - Q_4) = Q_3 - Q_2 - Q_1 + Q_4 \quad (2.5.99)$$

dar:

$$Q_2 = Q_4 = 0, \text{ deci: } \Delta Q_m = Q_3 - Q_1 = Q_m. \quad (2.5.100)$$

Se mai stie ca :

$$\Delta y = y_1 - y_0 = y_1 + y - y_0 = y \quad (2.5.101)$$

$$\Delta(\Delta p_m) = \Delta p_{m_1} - \Delta p_{m_0} = \Delta p_{m_0} + \Delta p_m - \Delta p_{m_0} = \Delta p_m \quad (2.5.102)$$

Deci relatia devine:

$$Q_m = A_{Q_0} \cdot y - K_{s_0} \cdot \Delta p_m \quad (2.5.103)$$

Relatia de mai sus este scrisa in punctul static de functionare.

In continuare vom explicita cei doi coeficienti A_{Q_0} si K_{s_0} .

$$A_{Q_0} = \left(\frac{\partial Q_m}{\partial y} \right)_M = \alpha_k \cdot a \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{p_2} + \sqrt{p_0 - p_2})_M =$$

$$= \alpha_k \cdot a \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left(\sqrt{\frac{p_0}{2}} + \sqrt{p_0 - \frac{p_0}{2}} \right) = \alpha_k \cdot a \cdot 2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{2}} \quad (2.5.104)$$

Deci:

$$A_{Q_0} = 2\alpha_k \cdot a \sqrt{\frac{p_0}{\rho}} \quad (2.5.105)$$

$$K_{s_0} = - \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta p_m} \right)_M = - \frac{\partial}{\partial \Delta p_m} \left\{ \alpha_k \cdot a \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left[(y_0 + y) \sqrt{p_2} - (y_0 - y) \sqrt{p_0 - p_2} \right] \right\} \quad (2.5.106)$$

unde:

$$p_1 = \frac{p_0 + \Delta p_m}{2}; p_2 = \frac{p_0 - \Delta p_m}{2} \text{ si deci:}$$

$$K_{s_0} = -\frac{\partial}{\partial \Delta p_m} \left\{ \alpha_k \cdot a \left[(y_0 + y) \sqrt{\frac{p_0 - \Delta p_m}{\rho}} - (y_0 - y) \sqrt{\frac{2 \left(p_0 - \frac{p_0 + \Delta p_m}{2} \right)}{\rho}} \right] \right\} \quad (2.5.107)$$

$$\begin{aligned} K_{s_0} &= -\alpha_k \cdot a \cdot \frac{\partial}{\partial \Delta p_m} \left[(y_0 + y) \sqrt{\frac{p_0 - \Delta p_m}{\rho}} - (y_0 - y) \sqrt{\frac{p_0 + \Delta p_m}{\rho}} \right]_{\text{M}} = \\ &= -\alpha_k \cdot a \cdot \left[(y_0 + y) \frac{-\frac{1}{2} \frac{1}{\sqrt{p_0 - \Delta p_m}}}{\rho} - (y_0 - y) \frac{\frac{1}{2} \frac{1}{\sqrt{p_0 + \Delta p_m}}}{\rho} \right]_{\text{M}} = \\ &= -\alpha_k \cdot a \cdot \left[(y_0 + y) \frac{-\sqrt{p_0 - \Delta p_m}}{2\rho \frac{p_0 - \Delta p_m}{\rho}} - (y_0 - y) \frac{\sqrt{p_0 + \Delta p_m}}{2\rho \frac{p_0 + \Delta p_m}{\rho}} \right]_{\text{M}} = \\ &= \alpha_k \cdot a \cdot \left[\frac{y_0 + y}{2(p_0 - \Delta p_m)} \sqrt{\frac{p_0 - \Delta p_m}{\rho}} + \frac{y_0 - y}{2(p_0 + \Delta p_m)} \sqrt{\frac{p_0 + \Delta p_m}{\rho}} \right]_{\text{M}} \end{aligned} \quad (2.5.108)$$

În punctul de funcționare M, $y=0$ și $\Delta p = 0$

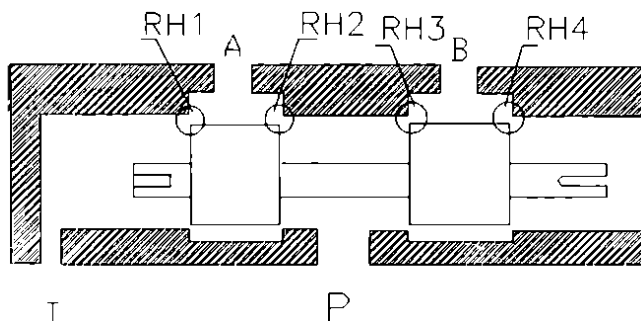
2.6 Modelarea numerică a funcționării treptei cilindrice

Modelarea prin analogie electrohidraulică a comportării distribuitorului cu sertar cilindric în regim staționar pleacă de la schema constructivă clasică (fig.2.6.1.), a cărei element principal îl constituie rezistențele hidraulice cu deschidere variabilă (1-4). În fig.2.6.2 se prezintă o reprezentare schematică mai detaliată a fenomenelor de natură hidraulică ce iau naștere în fanta de reglare.

Pentru fanta din fig.2.6.2. debitul care o traversează este dat de relația:

$$Q_j = C_{d_j} \cdot K_{D_j} \cdot x_j \cdot \sqrt{\Delta p_j} \quad (2.6.1)$$

unde:



Structura distribuitorului de reglare cu sertar cilindric

fig.2.6.1

$$K_{D_j} = \frac{\partial S_j}{\partial x_j} \sqrt{2/\rho} \quad (2.6.2)$$

iar:

$$x_j = x_{0j} \pm x \quad (2.6.3)$$

x_{0j} = deschiderea inițială a fantei de reglare definită prin gradul de acoperire

și:

$$C_{d_j} = f(Re_j) \quad (2.6.4)$$

$$Re_j = v_j(x_j / \nu) \quad (2.6.5)$$

$$v_j = Q_j / S_j \quad (2.6.6)$$

unde: x_j = raza hidraulică a orificiului

Daca vom lua in considerare si jocul radial j atunci:

$$x_j = [(x_{0j} + x)^2 + J_j^2]^{0.5} \quad (2.6.7)$$

In conditiile initiale definite in literatura, C_{dj} este considerat [0.6...0.7], in timp ce toate determinarile experimentale evidentiaza o dependenta a acestuia de regimul de curgere. Acest lucru face ca una dintre principalele probleme sa ramina determinarea unei dependente $C_d = f(Re)$ pentru tipul orificiului studiat pe un model experimental la o scara convenabil aleasa si convertirea rezultatelor obtinute prin similitudine la prototipuri industriale.

Prin modelul matematic, o ipoteza care este adusa mai aproape de realitate, este asimetria deschiderilor initiale si a jocurilor radiale pentru cele patru fante determinate in functionarea aparatului. De aceea in ideea folosirii unei relatii unitare, care sa descrie caracteristica statica ($Q=f(p,y)$) a elementului analizat, debitul prin fanta j a fost scris sub forma:

$$Q_j = \begin{cases} C_{dj} K_{dj} x_j \sqrt{\Delta p_j} & x_j > 0 \\ 0 & x_j \leq 0 \end{cases} \quad (2.6.8)$$

relatie care acopera toate cazurile de deplasari ale sertarului si acoperiri ale fantei.

2.6.1. Ipoteze de constructie a modelului:

Principalele ipoteze utilizate in constructia modelului sunt:

1. fluid de lucru incompresibil;
2. functionare la temperatura constanta;
3. regim hidrodinamic stationar;
4. pierderi hidraulice numai in fantele de reglare;
5. dependenta $C_d=f(Re)$ cunoscuta;
6. sursa de energie hidraulica ideala - functionare la presiune de alimentare constanta.

In fig.2.6.3 este prezentata schematizarea electrohidraulica pentru cazul "centru deschis" sau "acoperire negativa".

Schematizarea prin analogie elh a funct. DHP cu centrul cilindric

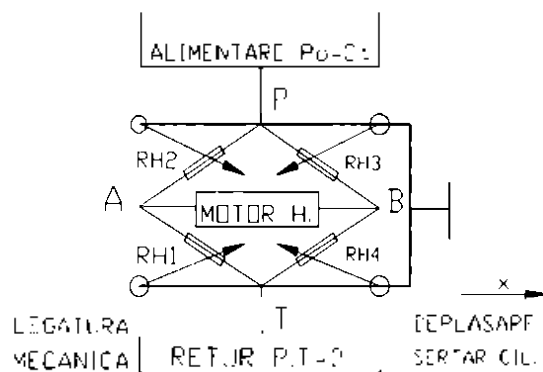


fig.2.6.3

unde:

STRUCTURA FANTEI DE REGLARE CILINDRICE

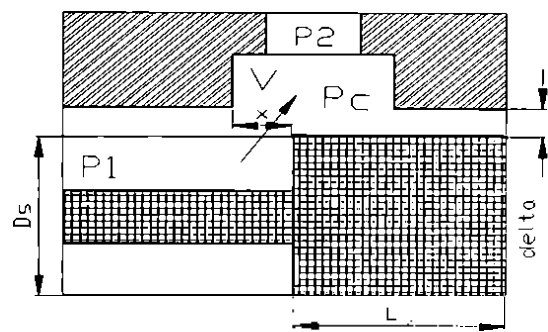


fig.2.6.2

Rezistența hidraulică "j" este caracterizată prin grupul de valori:

$$j \Rightarrow \{x_j, \Delta p_j, C_{dj}, Re_j, Q_j\},$$

iar prin modul de definire al debitului prin fanta "j", se asigură transpunerea schemei electrohidraulice echivalente. De fapt pentru o fanta "j", Q_j în cazul $x_j < 0$ poate fi considerat ca fiind exclusiv datorat scurgerilor prin interstiul radial definit prin D , și pe o lungime cel mult egală cu L_j , lungimea umărului sertarului corespunzător fantei "j".

$$Q_j = \frac{\Delta p_j b_j (h_j)^3}{12 \eta L_j} \quad (2.6.9)$$

$$b = \pi D_s \quad (2.6.10)$$

$$h_j = \delta_j$$

atunci pentru: $x_j \leq 0$ avem :

$$Q_j = \Delta p_j \pi D_s (\delta_j)^3 / (12 \eta L_j) \quad (2.6.11)$$

deci:

$$Q_j = C_{d_j} \pi D_s \delta_j \sqrt{\frac{2 \Delta p_j}{\rho}} = \Delta p_j \pi D_s (\delta_j)^3 / (12 \eta L_j) \quad (2.6.12)$$

de unde pentru C_{d_j} avem :

$$C_{d_j} = \delta_j^2 / (12 \eta L_j) \sqrt{\rho \Delta p_j / 2} = \alpha_j \sqrt{\Delta p_j} \quad (2.6.13)$$

Cu acest artificiu, relatia corespunzatoare debitului prin fanta cilindrica se poate transcrie astfel:

a.

$$(x_{0j} \pm x) > 0$$

$$Q_j = C_{d_j} Re_j K_D x_j \sqrt{\Delta p_j}$$

$$x_j = \sqrt{(x_{0j} + x)^2 + (\delta_j)^2} \quad (2.6.14)$$

$$K_D = \pi * D_s * \sqrt{2 / \rho}$$

b.

$$(x_{0j} \pm x) < 0$$

$$Q_j = c_{D_j} \pi D_s \delta_j \sqrt{2 * \Delta p_j / \rho} = C_{d_j} k_D \sqrt{\Delta p_j} \quad (2.6.15)$$

unde:

$$C_{d_j} = (\delta_j)^2 \sqrt{\rho \Delta p_j / 2} / (12 \eta L_j)$$

si tinind cont de :

$$v_j = \alpha_j \sqrt{\Delta p_j} \quad \text{vom avea :}$$

$$Re_j = D_{Hj} v_j / \nu = D_{Hj} \alpha_j \sqrt{\Delta p_j} / \nu \quad (2.6.16)$$

deci am obtinut o dependenta liniara de forma : $C_{d_j}(Re) : C_{d_j} = K Re_j$

2.6.2. Modelul matematic al circuitului electrohidraulic echivalent

Din fig. 2.6.4 rezulta schema electrohidraulica echivalenta a modelului fizic adoptat, pentru care legile circuitelor electrice echivalente se scriu sub forma setului de relatii:

a. relatii in debite:

$$Q_0 = Q_1 + Q_4 = Q_2 + Q_3$$

$$Q_{MA} = Q_2 - Q_1 = \varphi Q_{MB} \quad (2.6.17)$$

$$Q_{MB} = Q_4 - Q_3 = (1 / \varphi) Q_{MA}$$

unde φ este un coeficient ce tine seama de inegalitatea suprafetelor de lucru a motorului hidraulic linear pentru deplasarea in cele 2 sensuri.

b. relatii in presiuni:

$$p_0 = \Delta p_1 + \Delta p_2 = \Delta p_3 + \Delta p_4 \quad (2.6.18)$$

$$p_A = p_0 - \Delta p_2 = \Delta p_1$$

$$p_B = p_0 - \Delta p_3 = \Delta p_4$$

$$\Delta p_M = p_A - p_B = \Delta p_1 - \Delta p_4 = \Delta p_3 - \Delta p_2$$

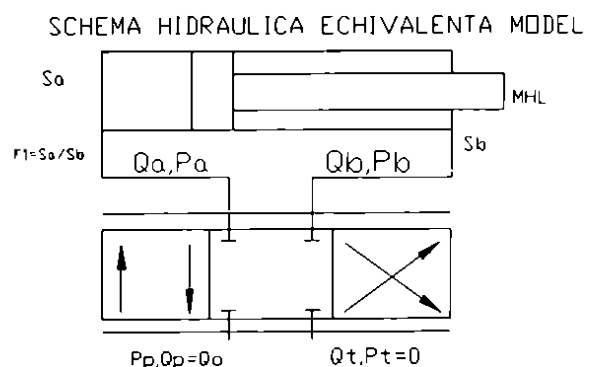


fig.2.6.4

Caracteristica de reglaj in regim stationar fiind reprezentata prin familia de curbe:

$$Q_M = f(\Delta p_M, x) \Big|_{(Q_0 - ct)(p_0 = ct)} \quad (2.6.19)$$

cu observatia:

$$Q_{MA} = Q_2 - Q_1 = \varphi Q_{MB} = \varphi(Q_4 - Q_3) \quad (2.6.20)$$

2.6.3. Caracteristici la presiune de alimentare constanta

Pentru modelul matematic descris in capitolele anterioare s-a considerat cazul cel mai frecvent al alimentarii la presiune constanta a distribuitorului de reglare, in conditiile in care ceilalti parametri sunt cunoscuti. Ecuatia care permite descrierea in continuare a caracteristicii in regim stationar este:

$$C_{d2} \times 2 \sqrt{p_0 - p_A} - C_{d1} \times 1 \sqrt{p_A} = \varphi(C_{d4} \times 4 \sqrt{p_A - p_M} - C_{d3} \times 3 \sqrt{p_0 + p_M - p_A}) \quad (2.6.21)$$

relatie din care pe cale numerica se poate determina p_A respectiv:

$$p_B = p_A + p_M$$

$$\Delta p_2 = p_B - p_A$$

$$\Delta p_1 = p_A \quad (2.6.22)$$

$$\Delta p_3 = p_0 - p_B$$

$$\Delta p_4 = p_B$$

si implicit debitele Q_j si vitezele medii prin fantele distribuitorului:

$$v_j = Q_j / S_j = Q_j / (\pi D_j x_j) \quad (2.6.23)$$

D e asemenea putem determina:

$$Re = \frac{v_1 \cdot x_1}{\nu} \quad (2.6.24)$$

$$C_{d1} = f(Re)$$

2.6.4. Utilizarea tehnicii de calcul

Calculul numeric al caracteristicii de reglare s-a realizat pe baza unei scheme logice de calcul iterativ, evidentiata in fig. 2.6.5. In schema de calcul utilizata s-a tinut cont si de dependenta $C_d(Re)$ prin analogie cu determinari experimentale ale altor autori, dar acest element va fi aprofundat in alte capitole ale tezei.

Calculul numeric se poate face pentru diferite deschideri si geometrii descrise in cadrul programului, rezultatele fiind obtinute sub forma unor caracteristici globale reprezentate in AUTOCAD. Rularea s-a facut pentru cazul prototipului Dn10.

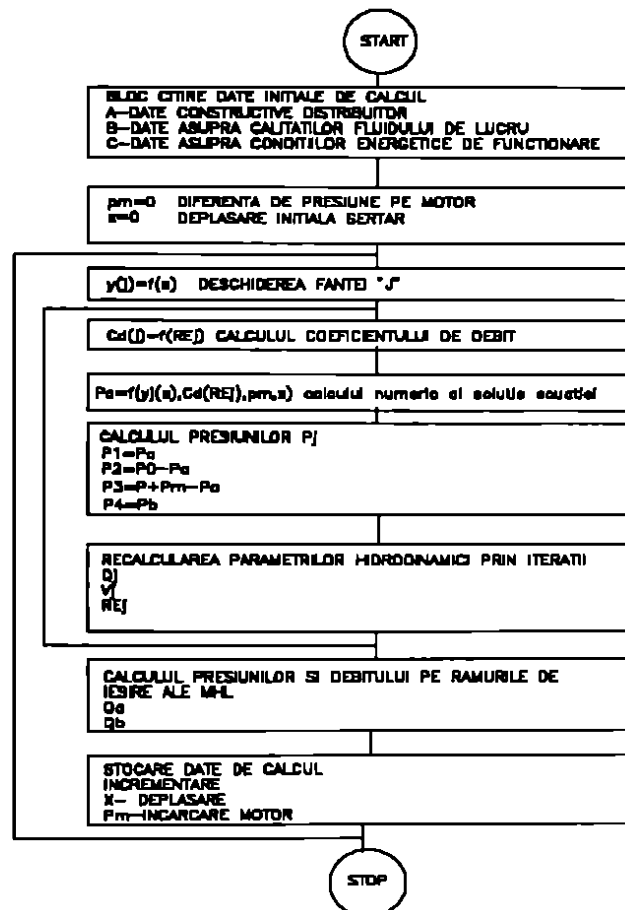
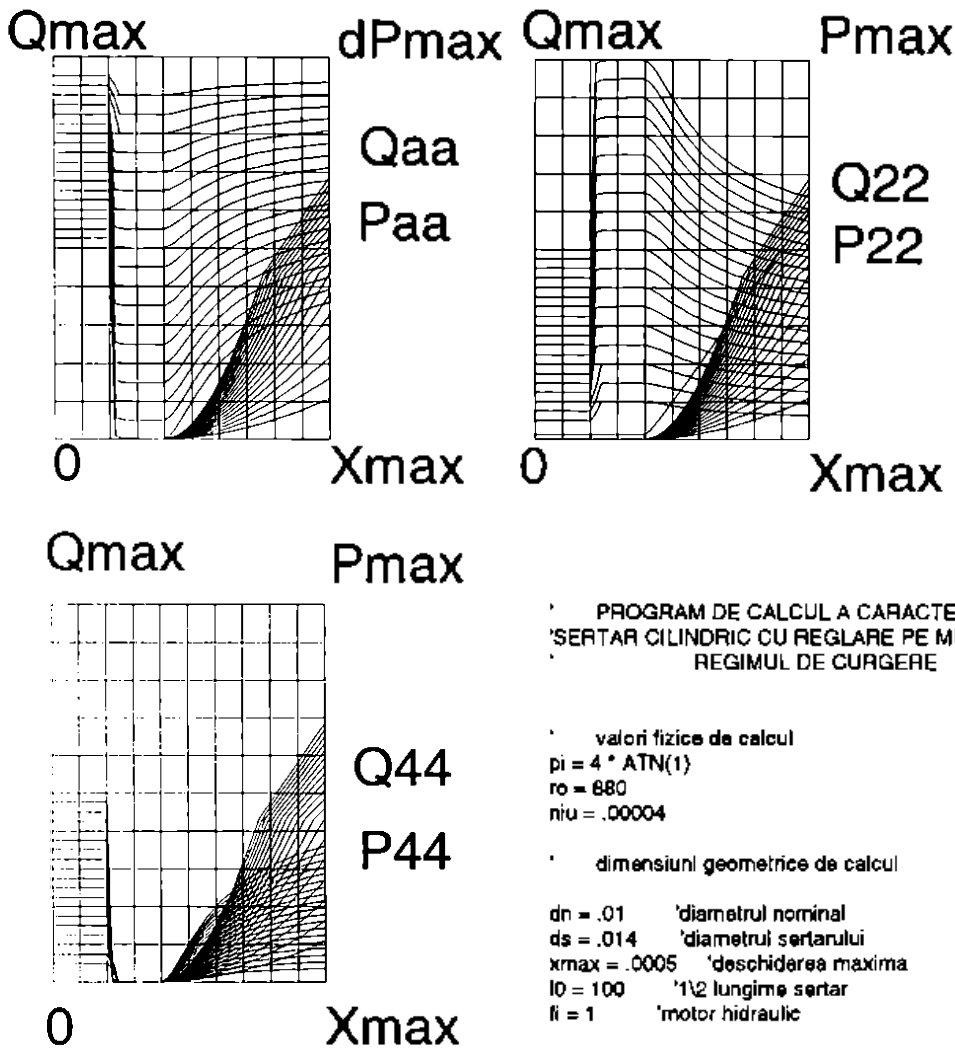


fig.2.6.5



* PROGRAM DE CALCUL A CARACTERISTICILOR DISTRIBUTORULUI CU
 *SERTAR CILINDRIC CU REGLARE PE MUCHII ,TININD CONT DE GRADUL DE
 * REGIMUL DE CURGERE

* valori fizice de calcul

pi = 4 * ATN(1)

ro = 880

niu = .00004

* dimensiuni geometrice de calcul

dn = .01 'diametrul nominal

ds = .014 'diametrul sertarului

xmax = .0005 'deschiderea maxima

l0 = 100 '1/2 lungime sertar

fi = 1 'motor hidraulic

caracteristici energetice

pmax = 5000000!

qmax = 60 / 60000

nu = 4 'numarul de umeri ai sertarului

nl = 5 'numarul de fante

nfh = 4 'numarul de rezistente hidraulice active

^IDATA .015, .015, .015, .015: 'lu

^IDATA .000006, .000006, .000006, .000006: 'delta

^IDATA .000001, .000001, .000001, .000001: 'hu

DATA -.00015, -.0002, -.0000, -.0001: 'xes

* DATA .00001, .00001, .00001, .00001: 'xes

^IDATA -.+.+.+

^IDATA

* caracteristici energetice

fig.2.6.6

2.7. Concluzii

2.7.1. Distribuitorii cu sertar cilindric reprezinta clasa de aparate hidraulice cu cea mai larga utilizare in constructia instalatiilor hidraulice de actionare atat in varianta standard cit si in varianta proportionala. Utilizarea distribuitorilor in varianta proportionala impune o atenta proiectare si descriere numerica a functionarii aparatului in regim stationar si tranzitoriu.

2.7.2. In cadrul capitolului 2, au fost analizate principalele variante constructive de distribuitor la care elementul esential este reprezentat de fanta de reglare cilindrica. In cadrul unui contract incheiat cu actualul HYDROSIB a fost proiectat si realizat un distribuitor cu sertar cilindric proportional la care deschiderea fantei de reglare este realizata cu ajutorul unui motor electric pas cu pas si a unui sistem surub micrometric-piulita.

2.7.3. Regimul tranzitoriu de functionare a distribuitorului cu sertar cilindric este descris de Ispas [51a], dar coeficientii utilizati in relatiile analitice, coeficienti ce descriu in marea lor majoritate regimul de curgere in distribuitor sunt considerati in general constanti iar fenomenul cavitational nu este luat in considerare. Pe de alta parte, modelarea matematica adoptata in [51a], pleaca de la ipoteza unei simetrii functionale si geometrice a aparatului care in realitate este greu de realizat. Pentru regimul stationar de functionare s-a realizat o modelare matematica (cap. 2.6), care tine seama de asimetria geometrica si intr-o mare masura de evolutia coeficientului de debit prin fanta distribuitorului asa cum este el descris in literatura dupa V. Marin [35a]. Rezultatele obtinute si reprezentate grafic, indica atat fenomenene neliniare datorate curgerii (mai slab reprezentate din lipsa unei descrieri numerice a evolutiei coeficientului de debit), cit si datorate asimetriei geometice si gradelor de acoperire diferite, corespunzatoare celor 4 fante active in functionarea distribuitorului.

2.7.4. Cu atat mai mult, regimul tranzitoriu de functionare este afectat de asimetriile geometrice si evolutia coeficientilor de debit si a coeficientilor fortelor hidrodinamice si viscoase datorate transvazarii camerelor de lucru a distribuitorului de catre lichidul utilizat. Rezultatele numerice obtinute in cadrul capitolului si evidentiate partial in graficele din figura 2.6.6. indica inducerea neliniaritatilor de catre elementele anterior descrise. Completarea programelor de calcul cu relatii care sa descrie numeric evolutia principalilor parametrii hidraulici ai curgerii in functie de deschiderea distribuitorului si conditiile energetice de functionare a acestuia ar permite o descriere mult mai apropiata de realitate a functionarii in regim stationar si tranzitoriu.

In capitolele urmatoare se incearca determinarea acestor coeficienti.

Capitolul 3

Coeficienti de cavitatie, stadii cavitationale si curbe caracteristice de cavitatie

Notatii utilizate

a. Marimi principale

- σ_{rez} - coeficientul rezervei de cavitatie
- σ_{inst} - coeficientul de cavitatie al instalatiei
- σ_{corp} - coeficientul de cavitatie al corpului (distribuitorului cu sertar cilindric)
- V - viteza
- p - presiunea
- ζ - coeficientul pierderilor locale
- Z - cota caracteristica in raport cu un plan de referinta
- T - temperatura in grade Celsius
- D_1 - diametrul geometric constructiv al sertarului
- $D_{0,2}$ - diametrul constructiv al sectiunii inelare de intrare(0) sau de iesire (2)
- $b_{0,2}$ - lungimea generatoarei sectiunii cilindrice de intrare sau iesire
- x - deschiderea fantei de reglaj a distribuitorului
- Δp - diferenta de presiune
- C_v - coeficientul de viteza
- C_c - coeficientul de contractie
- C_d - coeficientul de debit
- Q - debitul volumic
- C_p - coeficientul de presiune
- S - sectiunea
- "M", Mf - punctul geometric din domeniul curgerii in care avem valori extreme ale presiunii si vitezei in care este posibila aparitia cavitatiei.
- "DSC" - distribuitor cu sertar cilindric
- "Lcx" - linia de curent x

b. Indici

- "0" - refera o valoare medie in sectiunea de intrare
- "2" - refera o valoare medie in sectiunea de iesire
- "x" - refera o valoare medie in sectiunea fantei de reglare
- "f" - refera o valoare medie in sectiunea ingustata a jetului la iesirea din fanta de reglaj
- "max" - valoarea maxima a unei marimi
- "min" - valoarea minima a unei marimi
- "med" - valoarea medie a unei marimi
- "M" - valoarea in punctul M
- "f" - valoarea medie in sectiunea f minima a jetului la iesirea din fanta de reglaj de deschidere x
- "v" - indice al unei marimi de vaporizare (p_v - presiunea de vaporizare)
- "i" - valoare corespunzatoare incipientei cavitationale
- "2D" - aproximare bidimensionala a unei marimi
- "3D" - marimea calculata sau aproximata pentru cazul modelului tridimensional

c. Exponenti

“*” - referire la marimi calculate in ipoteza raportarii la diferente de presiune si nu la viteze

3.1. Definitia clasica a coeficientilor de cavitate

Aparitia si dezvoltarea fenomenului de cavitate in masinile si instalatiile hidraulice este determinata de scaderea locala a presiunii sub presiunea vaporilor saturanti ai lichidului de lucru in anumite puncte a traseului hidraulic. Acest fenomen determina aparitia si dezvoltarea bulelor cu vapori si gaze in masa lichidului de lucru.

Efectele nedorite ale acestui fenomen sunt cunoscute si au fost descrise in capitolele anterioare.

Gradul de dezvoltare al fenomenului cavitional in diferite situatii, este dat de criteriile cavitationale, in compunerea unui asemenea criteriu vor intra urmatoarele tipuri de marimi:

- marimi care descriu comportarea cavitionala a lichidului utilizat si anume valorile presiunii vaporilor saturanti ai lichidului si densitatea lichidului de lucru. (p_v, ρ)
- marimi ce descriu comportarea cimpului de presiuni si viteze in domeniul de curgere studiat dependente in principal de geometria traseului hidraulic sau forma aparatului sau corpului studiat (V_{max}, p_{min})
- marimi ce descriu caracteristicile energetice ale instalatiei in care functioneaza aparatul studiat (p, V, Z)_{0,2}

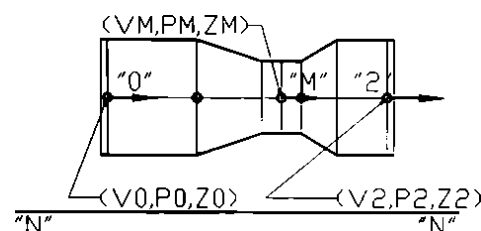


fig.3.1.1

Considerind structura tipica a unei rezistente hidraulice montata intr-o instalatie hidrostatica de actionare (fig.3.1.1), putem scrie coeficientul de cavitate prin raportare la sectiunea de intrare sub forma:

$$\sigma = \frac{p_{min} - p_v}{\rho \frac{V_0^2}{2}} \quad (3.1.1)$$

sau prin raportare la diferenta de presiuni intre intrare si iesire:

$$\sigma^* = \frac{p_{min} - p_v}{\Delta p_{02}} \quad (3.1.2)$$

Daca vom considera ca valoarea presiunii minime in domeniul de curgere studiat intr-un anumit punct coincide cu valoarea vitezei maxime in acelasi punct si tinind cont de ecuatia transferului de energie scrisa intre punctele caracteristice ale traseului hidraulic, pentru cazul rezistentei hidraulice tipice considerate, putem defini in mod riguros coeficientii de cavitate asociati functionarii aparatului considerat. Acesta definitie se face tinind cont de elementele specifice sistemelor hidrostactice de actionare si anume, ponderea dominanta a termenilor de presiune urmati de cei cinetici, in componenta ecuatiei transferului de energie scrisa pe traseul hidraulic al rezistentei hidraulice. In acelasi timp diferentele relative intre termenii de pozitie sunt neglijabile. Pierderile hidraulice datorate formei geometrice a traseului sunt dominant pierderi locale, datorate perturbarii cimpului de viteze.

3.2. Definirea riguroasa a coeficientilor de incipenta cavitionala

In [2], [3] prof. Ioan Anton realizeaza o exprimare riguroasa a coeficientilor de cavitate. Pornind de la schematizarea din fig.3.1.1, putem scrie ecuatia transferului de energie intre punctele "0" si "M" ("M" fiind un punct din interiorul domeniului fluid in care valoarea presiunii este minima iar valoarea vitezei este maxima):

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + z_0 = \frac{p_M}{\gamma} + \frac{V_M^2}{2g} + z_M + h_{p0M} \quad (3.2.1)$$

unde :

γ - greutatea specifica a lichidului considerat

g - valoarea acceleratiei cimpului gravitacional

h_{p0M} - pierderea de energie specifica intre 0 si M

$$\frac{p_M}{\gamma} = \left(\frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + z_0 \right) - \left(\frac{V_M^2}{2g} + z_M + h_{p0M} \right) \quad (3.2.2)$$

In cazul in care:

$p_M = p_{\min}$ si $V_M = V_{\max}$ vom defini rezerva la cavitate:

$$\sigma_{rez} = \frac{p_{\min} - p_v}{\frac{1}{2} \rho V_0^2} = \frac{p_0 - p_v}{\frac{1}{2} \rho V_0^2} - \left[\left(\frac{V_{\max}^2}{V_0^2} - 1 \right) + \frac{z_M - z_0}{\frac{V_0^2}{2g}} + \frac{h_{p0M}}{\frac{V_0^2}{2g}} \right] \quad (3.2.3)$$

unde :

σ_{rez} - rezerva la cavitate ce reprezinta rezerva de presiune fata de presiunea de vaporizare raportata la viteza medie pe sectiunea de intrare.

$$\sigma = \frac{p_{\min} - p_v}{\rho \frac{V_0^2}{2}} \quad (3.2.4)$$

unde :

$$\sigma_{inst} = \frac{p_0 - p_v}{\rho \frac{V_0^2}{2}} \quad (3.2.5)$$

σ_{inst} este coeficientul de cavitate al instalatiei depinzind de caracteristicile hidrodinamice ale curentului la intrare sau iesire si de parametrii fizico-chimici ai lichidului de lucru. Coeficientul de cavitate al instalatiei este o marime ce depinde numai de conditiile existente in instalatia experimentală deci de valorile presiunii si vitezei la intrare si de caracteristicile fizice ale lichidului de lucru (densitate si in special valoarea presiunii de vaporizare caracteristice acestuia la temperatura data a instalatiei).

Iar coeficientul de cavitate al aparatului (rezistentei hidraulice):

$$\sigma_{corp} = \left(\frac{V_{\max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{inst} \quad (3.2.6)$$

Daca ne raportam la diferente de presiune, forma echivalenta a coeficientilor de cavitate este:

$$\sigma_{rez}^* = \frac{p_{\min} - p_v}{\Delta p_{02}} \quad (3.2.7)$$

respectiv:

$$\sigma_{inst}^* = \frac{p_0 - p_v}{\Delta p_{02}} \quad (3.2.8)$$

$$\sigma_{corp} = \frac{\rho V_0^2}{2\Delta p_{02}} \left[\left(\frac{V_{max}}{V_0} \right) - 1 + \zeta_{0M} \right] \quad (3.2.9)$$

Pentru expresia σ_{corp} , pornind de la definitia coeficientului de presiune C_p putem scrie in punctul "M":

$$C_{pM} = \frac{p_M - p_0}{\frac{\rho V_0^2}{2g}} = - \left[\left(\frac{V_M^2}{V_0^2} - 1 \right) + \zeta_{0M} \right] \quad (3.2.10)$$

si daca $p_M = p_{min}$ atunci $C_p = C_{pmin}$ deci:

$$\sigma_{corp} = -C_{pmin} \quad (3.2.11)$$

Raportarea coeficientilor de cavitate se face in general la sectiunea de intrare ca sectiune de referinta, dar in functie de conditiile specifice de functionare a aparatului studiat raportarea se poate face si la sectiunea de iesire sau la o alta sectiune importanta a traseului hidraulic.

Daca "A" este o sectiune importanta a traseului hidraulic, coeficientii de cavitate raportati la ea, in cazul utilizarii vitezelor ca referinta sunt:

$$\sigma_{instA} = \frac{p_A - p_v}{\rho \frac{V_A^2}{2}} \quad (3.2.12)$$

$$\sigma_{corpA} = \left(\frac{V_{max}}{V_A} \right) - 1 \pm \zeta_{AM} \quad (3.2.13)$$

Semnul coeficientului de pierderi este dependent de pozitia relativa in lungul traseului hidraulic al punctelor "A" si "M". Daca "A" este amonte de "M" semnul este "+".

Asfel utilizind ca referinta sectiunea de iesire "2" avem:

$$\sigma_{inst2} = \frac{p_2 - p_v}{\rho \frac{V_2^2}{2}} \quad (3.2.14)$$

$$\sigma_{corp2} = \left(\frac{V_{max}}{V_2} \right) - 1 - \zeta_{M2} \quad (3.2.15)$$

3.3. Definierea stadiilor cavitationale prin coeficienti de cavitate si curbe cavitationale

Evolutia coeficientilor de cavitate si, respectiv, a coeficientului rezervei de cavitate evidentiaza gradul de dezvoltare al cavitatiei in domeniul studiat.

Atunci cind $p_{min} = p_v$ cavitatia este incipienta si pot fi definiti coeficientii de incipienta a cavitatiei, in concordanta cu conditia rezervei de cavitate nule:

$$\sigma_{rez} = 0 \quad (3.3.1)$$

adica:

$$(\sigma_{corp})_{incip} = (\sigma_{inst})_{incip} \quad (3.3.2)$$

Cei doi coeficienti difera atat ca expresii cit si ca sens fizic si valoric. Numai pentru regimul de incipienta cavitationala, numeric, valorile sunt egale.

Stadiile cavitationale se definesc:

$\sigma_{rez} > 0$ $p_{min} > p_v$ - cavitatie absenta, **functionare normala, necavitationala** a instalatiei.

$\sigma_{rez} = 0$ **incipienta cavitationala** in punctul de presiune minima M

$\sigma_{rez} < 0$ fenomene cavitationale prezente, cavitate usor dezvoltata, acceptata, in instalatiile industriale denumita si cavitate industriala.

$\sigma_{rez} \ll 0$ cavitate dezvoltata

$\sigma_{rez} \lll 0$ supercavitate

3.4. Particularizarea expresiilor generale ale coeficientilor de cavitate pentru cazul distribuitorilor cu sertar cilindric

Consideram structura traseului hydraulic al unui distribuitor cu sertar cilindric, in ipoteza ca viteza maxima, respectiv presiunea minima, apar in zona imediat urmatoare sectiunii minime a traseului din zona fantei de reglare (punctul "M" din fig.3.4.1).

Pomind de la adoptarea notatiilor din fig.3.1.1, a traseului hydraulic corespunzator figurii 3.4.1 si definitia coeficientului de cavitate, vom putea considera ca termenul de pozitie devine neglijabil in raport cu termenul cinetic si de pierderi. Deci, coeficientul de cavitate al corpului, raportat la sectiunea de intrare primeste expresia:

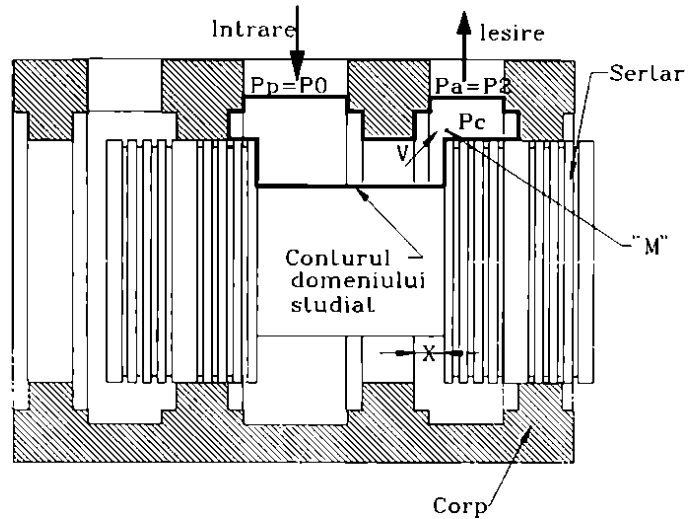


fig.3.4.1

$$\sigma_{corp0} = \sigma_{D0} = \left(\frac{V_{max}^2}{V_0^2} - 1 \right) + \frac{h_{p0M}}{\frac{V_0^2}{2g}} \quad (3.4.1)$$

Termenul de pierderi energetice se poate scrie pomind tot de la ecuatia transferului de energie, tinind cont de faptul ca pierderile hidraulice sunt preponderent datorate perturbarii cimpului de viteze, si prin raportare la sectiunea de intrare obtinem:

$$h_{p0M} = \zeta_{0M} \frac{V_0^2}{2g} \quad (3.4.2)$$

Coeficientul de cavitate al distribuitorului primeste expresia:

$$\sigma_{D0} = \left(\frac{V_{max}^2}{V_0^2} - 1 \right) + \frac{h_{p0M}}{\frac{V_0^2}{2g}} = \left(\frac{V_{max}^2}{V_0^2} - 1 \right) + \zeta_{0M} \quad (3.4.3)$$

In structura sau exprimarea coeficientului de cavitate al instalatiei, nu apar elemente de noutate, relatia raminand aceeași cu cea utilizata in capitolele anterioare.

$$\sigma_{inst0} = \frac{p_0 - p_v}{\rho \frac{V_0^2}{2}} \quad (3.4.4)$$

Daca ne raportam la sectiunea de iesire:

$$\sigma_{inst2} = \frac{p_2 - p_v}{\rho \frac{V_2^2}{2}} \quad (3.4.5)$$

$$\sigma_{D2} = \left(\frac{V_{\max}}{V_2} \right) - 1 - \zeta_{M2} \quad (3.4.6)$$

sau prin raportare la sectiunea de reglaj "x":

$$\sigma_{instx} = \frac{P_x - P_v}{\rho \frac{V_x^2}{2}} \quad (3.4.7)$$

$$\sigma_{Dx} = \left(\frac{V_{\max}}{V_x} \right) - 1 + \zeta_{xM} \quad (3.4.8)$$

Raportand diferenta de presiune dintre intrare si iesire si luand ca referinta sectiunea de intrare putem scrie:

$$\sigma_{inst0}^* = \frac{P_0 - P_v}{\Delta p_{02}} \quad (3.4.9)$$

$$\sigma_{D0}^* = \frac{\rho V_0^2}{2\Delta p_{02}} \left[\left(\frac{V_{\max}}{V_0} \right) - 1 + \zeta_{0M} \right] \quad (3.4.10)$$

sau pentru sectiunea de iesire ca referinta:

$$\sigma_{inst2}^* = \frac{P_2 - P_v}{\Delta p_{02}} \quad (3.4.11)$$

$$\sigma_{D2}^* = \frac{\rho V_2^2}{2\Delta p_{02}} \left[\left(\frac{V_{\max}}{V_2} \right) - 1 - \zeta_{M2} \right] \quad (3.4.12)$$

respectiv raportarea la sectiunea "x":

$$\sigma_{instx}^* = \frac{P_x - P_v}{\Delta p_{02}} \quad (3.4.13)$$

$$\sigma_{Dx}^* = \frac{\rho V_x^2}{2\Delta p_{02}} \left[\left(\frac{V_{\max}}{V_x} \right) - 1 + \zeta_{xM} \right] \quad (3.4.14)$$

3.5. Calculul coeficientului pierderilor locale ζ asociat diferitelor exprimari a coeficientului de cavitatie. Forme de exprimare echivalenta a coeficientilor de cavitatie pentru distribuitoare cu sertar cilindric.

Coeficientul pierderilor locale exprima pierderile energetice ce apar pe traseul distribuitorului hidraulic cu sertar cilindric, datorate structurii geometrice puternic perturbatoare a cimpului de viteze a traseului hidraulic intern.

Pierdere principala o putem considera ca are loc in zona fantei de reglaj cilindrice de deschidere x. La iesirea din zona fantei, apare un jet inelar inecat in camera de iesire ("A" sau "2"). In fig. 3.5.1 este reprezentat spectrul liniilor de curent pe intregul domeniu considerat, iar in fig.3.5.2 este detaliata structura curgerii in zona fantei de reglaj.

Pentru determinarea expresiei coeficientului pierderilor locale, se porneste de la ecuatia transferului energetic scrisa intre sectiunea de referinta si sectiunea corespunzatoare punctului "M" de presiune minima si viteza maxima. Acest punct se poate aproxima ca se gaseste in imediata apropiere a iesirii din fanta de reglaj, de deschidere x in zona contractata a jetului, (fig.3.5.2) notat prin "f".

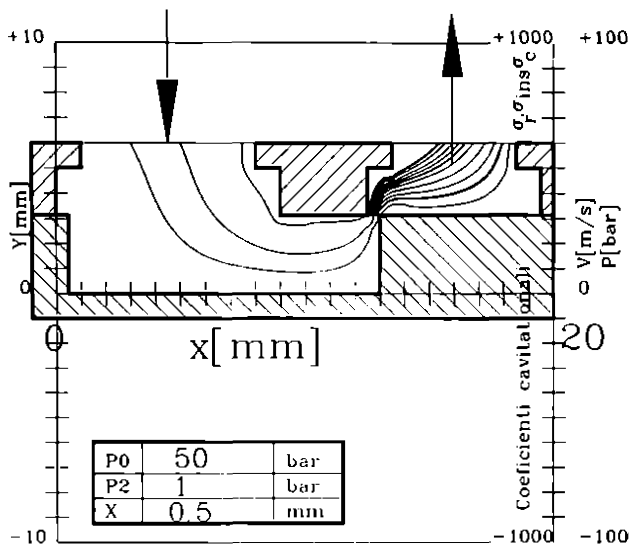


fig.3.5.1

Tinind cont de ecuatia de continuitate:

$$Q = S_0 V_0 = S_2 V_2 = S_x V_x = S_f V_f$$

avem:

$$\zeta_{0M} = \frac{p_0 - p_f}{\rho \frac{V_0^2}{2}} + 1 - \frac{S_0^2}{S_f^2} = \frac{p_0 - p_f}{\rho \frac{V_0^2}{2}} + 1 - \frac{S_0^2 S_x^2}{S_x^2 S_f^2} \quad (3.5.3)$$

dar intrucit S_f este sectiunea contractata a jetului la iesirea din fanta:

$$\frac{S_x}{S_f} = \frac{1}{C_c} \quad (3.5.4)$$

unde C_c este coeficientul de contractie al jetului la iesirea din fanta.

De asemenea:

$$\frac{S_0}{S_x} = \frac{\pi D_0 b_0}{\pi D_s x} = \frac{K_0}{x} \quad (3.5.5)$$

Coeficientul pierderilor va primi expresia:

$$\zeta_{0M} = \frac{p_0 - p_f}{\rho \frac{V_0^2}{2}} + 1 - \frac{1}{C_c^2} \frac{K_0^2}{x^2} \quad (3.5.6)$$

In mod asemanator:

$$\zeta_{xM} = \frac{p_x - p_f}{\rho \frac{V_x^2}{2}} + 1 - \frac{1}{C_c^2} \quad (3.5.7)$$

respectiv:

Daca scriem relatiile ce decurg din ecuatia transferului de energie, ele au caracter global, deci valoarea presiunilor si a vitezelor sunt valori mediate spatiale pe sectiunea considerata. In ecuatia transferului de energie intre sectiunile "0" si "f", coeficientul pierderilor locale este ζ_{0M} :

$$p_0 + \rho \frac{V_0^2}{2} = p_f + \rho \frac{V_f^2}{2} + \zeta_{0M} \rho \frac{V_0^2}{2} \quad (3.5.1)$$

de unde:

$$\zeta_{0M} = \frac{p_0 - p_f}{\rho \frac{V_0^2}{2}} + 1 - \frac{V_f^2}{V_0^2} \quad (3.5.2)$$

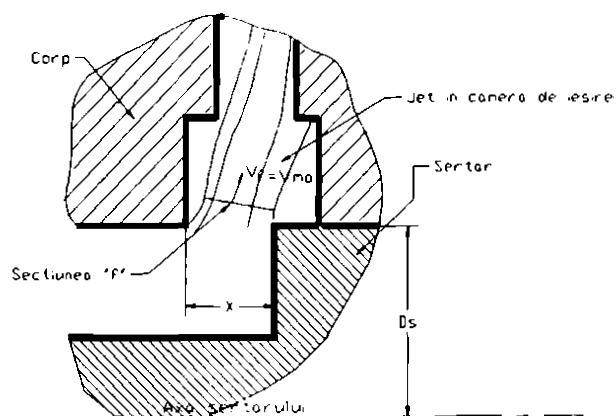


fig.3.5.2

$$\zeta_{M2} = \frac{p_f - p_2}{\rho \frac{V_2^2}{2}} - 1 + \frac{1}{C_c^2} \frac{K_2^2}{x^2} \quad (3.5.8)$$

Daca vom raporta relatia precedenta la parametrii din sectiunea de intrare, atunci:

$$\zeta_{M2/0} = \frac{p_f - p_2}{\rho \frac{V_0^2}{2}} - \frac{K_0^2}{K_2^2} + \frac{1}{C_c^2} \frac{K_0^2}{x^2} \quad (3.5.9)$$

Sintetic, relatiile prezentate anterior sunt redade in tabelul 3.5.1

3.6. Concluzii

3.6.1. In cadrul capitolului s-a realizat o particularizare amanuntita a coeficientilor de cavitate care descriu regimul de functionare cavitional sau necavitional a distribuitorului cu sertar cilindric. Pornind de la definirea riguroasa a regimurilor cavitationale realizata de academicianul I. Anton [1], s-a realizat particularizarea relatiilor analitice a coeficientilor rezervei de cavitate, coeficientului de cavitate al instalatiei si coeficientului de cavitate pentru distribuitorul cu sertar cilindric.

3.6.2. In descrierea coeficientilor de cavitate, tab. 3.5.1 s-au folosit un numar de 3 sectiuni de referinta si anume sectiunea de intrare, de iesire si sectiunea fantei de reglaj si descrierea coeficientilor de cavitate prin raportare la vitezele medii asociate sectiunilor de referinta sau viteze medii si diferenta de presiune intre intrare si iesire.

3.6.3. Marimile care intervin in cadrul acestor descrieri sunt marimi datorate caracteristicii fluidului de lucru si conditiilor energetice de instalare a distribuitorului - marimi globale, cunoscute si determinabile. Pe de alta parte, mai intervin marimi datorate caracteristicilor curgerii pe traseul hidraulic al distribuitorului cu sertar cilindric, dificil de determinat experimental si greu de aproximat pe cale numerica. Aceste marimi sunt in principal valorile vitezelor maxime si presiunilor minime pe traseul hidraulic al distribuitorului si pe de alta parte coeficientii de pierdere locala caracteristici geometriei distribuitorului si regimului de curgere.

3.6.4. Coeficientul rezervei de cavitate in toate formele de exprimare, evidentiaza diferenta dintre coeficientul de cavitate al instalatiei si coeficientul de cavitate al aparatului - distribuitorul hidraulic. Atita timp cit valoarea coeficientului rezervei de cavitate este pozitiva, regimul de functionare al distribuitorului ramine normal necavitional. In momentul in care valoarea coeficientului de rezerva al cavitatiei este zero, spunem ca ne aflam in regim de incipienta cavitionala si ca intr-un anumit punct de pe traseul hidraulic al distribuitorului valoarea presiunii a scazut suficient pentru ca probabilitatea de producere a bulelor cavitationale prin ruperea lichidului si degajarea vaporilor sa fie suficient de crescuta. In acest regim de functionare si numai acum valoarea coeficientului de cavitate al instalatiei este numeric egala cu valoarea coeficientului de cavitate al distribuitorului, desi ca relatii analitice difera. Desi la sfirsitul acestui capitol, din punct de vedere analitic, caracterizarea regimurilor necavitionale, de incipienta cavitionala, de cavitate dezvoltata, de cavitate industriala si supercavitate este realizata, cunoasterea practica a valorii acestor coeficienti este dificila datorita apelului la marimi locale caracteristice cimpului de curgere prin distribuitorul cu sertar cilindric. Intreaga definire a coeficientilor de cavitate particularizati pentru distribuitorul cu sertar cilindric s-a realizat pornind de la definirea riguroasa a regimurilor cavitationale si coeficientilor de cavitate realizata de acad. I. Anton in [2].

tab. 3.5.1 Tabel sintetic cu definirea coeficienților de cavitație pentru distribuitor cu sertar cilindric

Sectiunea de referinta	Parametrul energetic de referinta	Coeficientul rezervei de cavitație	Coeficientul de cavitație al instalatiei	Coeficientul de cavitație al corpului (distribuitorului)	Expresia coeficientului pierderilor locale
S_0	V_0	$\sigma_{rez0} = \frac{P_{min} - P_v}{\rho V_0^2 / 2}$	$\sigma_{inst0} = \frac{P_0 - P_v}{\rho V_0^2 / 2}$	$\sigma_{D0} = \left(\frac{V_{max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{0M}$	$\zeta_{0M} = \frac{P_0 - P_f}{\rho V_0^2 / 2} + 1 - \frac{K_0}{x^2 C_c^2} \quad K_0 = \frac{D_{0b0}^2}{D_s^2}$
S_0	$\Delta p_{o2}, V_0$	$\sigma_{rez0}^* = \frac{P_{min} - P_v}{\Delta p_{o2}}$	$\sigma_{inst0}^* = \frac{P_0 - P_v}{\Delta p_{o2}}$	$\sigma_{D0}^* = \frac{\rho V_0^2}{2 \Delta p_{o2}} \left[\left(\frac{V_{max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{0M} \right]$	$\zeta_{0M} = \frac{P_0 - P_f}{\rho V_0^2 / 2} + 1 - \frac{K}{x^2 C_c^2} \quad K = \frac{D_{0b0}^2}{D_s^2}$
S_2	V_2	$\sigma_{rez2} = \frac{P_{min} - P_v}{\rho V_2^2 / 2}$	$\sigma_{inst2} = \frac{P_2 - P_v}{\rho V_2^2 / 2}$	$\sigma_{D2} = \left(\frac{V_{max}}{V_2} \right)^2 - 1 - \zeta_{M2}$	$\zeta_{M2} = \frac{P_f - P_2}{\rho \frac{V_2^2}{2}} - 1 + \frac{1}{C_c^2} \frac{K_2}{x^2} \quad K_2 = \frac{D_{2b2}^2}{D_s^2}$
S_2	$\Delta p_{o2}, V_2$	$\sigma_{rez2}^* = \frac{P_{min} - P_v}{\Delta p_{o2}}$	$\sigma_{inst2}^* = \frac{P_2 - P_v}{\Delta p_{o2}}$	$\sigma_{D2}^* = \frac{\rho V_2^2}{2 \Delta p_{o2}} \left[\left(\frac{V_{max}}{V_2} \right)^2 - 1 - \zeta_{M2} \right]$	$\zeta_{M2} = \frac{P_f - P_2}{\rho \frac{V_2^2}{2}} - 1 + \frac{1}{C_c^2} \frac{K_2}{x^2}$
S_x	V_x	$\sigma_{rezx} = \frac{P_{min} - P_v}{\rho V_x^2 / 2}$	$\sigma_{instx} = \frac{P_x - P_v}{\rho V_x^2 / 2}$	$\sigma_{Dx} = \left(\frac{V_{max}}{V_x} \right)^2 - 1 + \zeta_{xM}$	$\zeta_{xM} = \frac{P_x - P_f}{\rho V_x^2 / 2} + 1 - \frac{1}{C_c^2}$
S_x	V_x	$\sigma_{rezx}^* = \frac{P_{min} - P_v}{\Delta p_{o2}}$	$\sigma_{instx}^* = \frac{P_x - P_v}{\Delta p_{o2}}$	$\sigma_{Dx}^* = \frac{\rho V_x^2}{2 \Delta p_{o2}} \left[\left(\frac{V_{max}}{V_x} \right)^2 - 1 + \zeta_{xM} \right]$	$\zeta_{xM} = \frac{P_x - P_f}{\rho V_x^2 / 2} + 1 - \frac{1}{C_c^2}$

Capitolul 4

Determinarea teoretică și numerică a coeficienților de cavitație pentru distribuitoare cu sertar cilindric

4.1 Utilizarea metodei elementului finit pentru rezolvarea numerică a ecuațiilor curgerii în general și particularizată pentru domeniul distribuitorului cu sertar cilindric.

Utilizarea metodei elementului finit pentru obținerea soluțiilor numerice ale ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale care descriu curgerea prin traseul hidraulic al distribuitorului cu sertar cilindric, presupune cunoașterea unor elemente teoretice și practice ale aplicării acestei metode.

Prima parte a acestui capitol reprezintă munca de documentare a autorului în direcția cunoașterii și aplicării metodei amintite. Elementele de bază au fost preluate după lucrările lui Anton [1], [2], [3], Campean, Carte [5], C. Brătianu [18], Titus Petrița [50a].

4.1.1 Elemente finite. Apariția și dezvoltarea metodei cu elemente finite. Aproximarea prin discretizare

În știința și tehnologie, unul din principalele modele de cunoaștere a mediilor continue a fost și rămâne cel de aproximare prin discretizare. Aceasta constă în descompunerea unui domeniu continuu de analiză, într-un număr finit de elemente discrete și aproximarea întregului prin ansamblul elementelor componente. Avantajul esențial constă în lucrul cu un număr finit de elemente, precum și în posibilitatea îmbunătățirii aproximării prin creșterea numărului de elemente.

Aproximarea prin discretizare constituie deci un concept fundamental față de care metoda cu elemente finite reprezintă un caz particular. Dezvoltarea acestei metode a devenit posibilă o dată cu dezvoltarea calculatoarelor numerice și folosirea lor extensivă în inginerie. Metoda s-a cristallizat la început în calculul structurilor metalice destinate navelor spațiale, ca urmare a faptului că aceste structuri formau prin natura lor ansambluri de elemente fizice, care au condus în mod intuitiv la primele modele matematice cu elemente finite.

4.1.2. Dezvoltarea metodei cu elemente finite

Prezentarea formală a metodei cu elemente finite este atribuită lui Turner, Clough, Martin și Topp, care în 1954 au folosit ecuațiile elasticității pentru obținerea unor modele numerice cu elemente finite triunghiulare. Denumirea de elemente finite a fost dată în 1960 de Clough, noii metode utilizate la soluționarea unor probleme de elasticitate plană. Dezvoltarea extrem de rapidă a acestei metode poate fi ilustrată și cu următoarea dinamică a referințelor bibliografice, folosite de către o serie de cercetări în domeniu:

Autori	Anul publicării	Număr de referințe citate
Singhal	1969	775
Akin, Fenton, Stoddart	1972	1096
Norrie, de Vries	1974	2800
Norrie, de Vries	1975	3800
Norrie, de Vries	1976	7115

Aplicarea metodei cu elemente finite în mecanica fluidelor s-a făcut ceva mai recent. Aceasta întârziere se datorează în special dificultăților de modelare numerică a mișcării fluidelor și respectiv de soluționare a acestor modele. De exemplu, operatorii ecuațiilor Navier-Stokes sunt neliniari și nesimetrice. Lipsa unui principiu variațional general pentru mișcarea fluidelor viscoase și incompresibile, a constituit de asemenea un impediment.

Primele aplicații ale metodei cu elemente finite la mecanica fluidelor s-au făcut pentru clase de probleme caracterizate prin ecuații diferențiale liniare și prin prezenta unor principii variaționale.

Este vorba deci, in aceasta faza de inceput, de un transfer direct de know-how din domeniul mecanicii solidelor. Pe acelasi drum al folosirii variabilelor auxiliare ψ si ω se inscriu si lucrarile ulterioare ale lui Cheng si Baker de rezolvare a ecuatiilor generale de transport pentru vorticitate si functia de curent.

Primele incercari de folosire a variabilelor primitive u, v, p apar in lucrarile publicate de Bratianu C [18], Thompson, Mack, Lin, [61A] si Oden [48a]. In 1970 Oden prezenta o metoda noua, specifica dinamicii fluidelor, de obtinere a ecuatiilor generale de miscare cu elemente finite. Putem spune ca etapa de pionierat s-a terminat cu lucrarile lui Taylor si Hood, prin care se pun bazele metodei de calcul cu variabile primitive si folosirea interpolarii mixte. Dezvoltarile ulterioare in acest domeniu au avut ca scop perfectionarea metodelor si a programelor de calcul cu elemente finite. Un cimp nou de investigare a fost deschis prin crearea modelelor cu elemente finite hibride si mixte, si dezvoltarea unor principii variationale generalizate de Bratianu si altii.

4.1.3 Proprietatile caracteristice elementelor finite nodale

4.1.3.1 Proprietati topologice

In cele ce urmeaza ne propunem sa aratam ce intelegem prin elemente finite nodale si sa prezentam cateva proprietati caracteristice acestora. O imagine completa a acestor elemente nu poate fi obtinuta decit dupa prezentarea functiilor de interpolare, subiect rezervat capitolului urmator.

Inainte de a trece la o prezentare formală a metodei cu elemente finite, sa consideram o situatie reala, de laborator. Sa presupunem ca definim un domeniu de analiza pentru un fluid aflat in

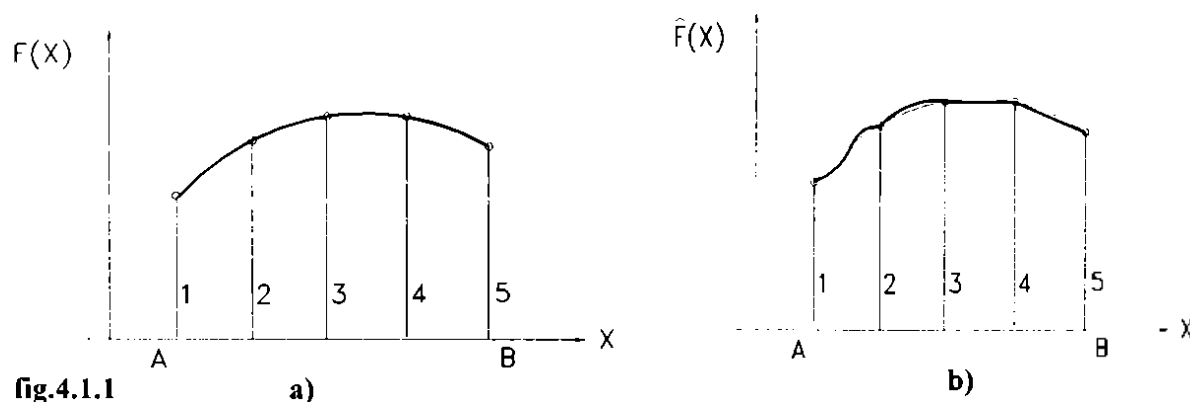


fig.4.1.1

miscare si ca vrem sa determinam cimpul de viteze asociat acestui domeniu, la un moment dat. Cum procedam? Ideal ar fi sa putem masura direct viteza fluidului in toate punctele domeniului. Acest lucru nu este insa posibil deoarece domeniul este continuu si deci caracterizat prin existenta unui numar infinit de puncte. Atunci, selectam un numar finit de puncte in care vom masura viteza. Pentru toate celelalte puncte ale domeniului, viteza ramine sa se aproximeze prin calcul in functie de valorile masurate si de conditiile la limita ale miscarii. Cu cit numarul de puncte in care masuram viteza este mai mare si cu cit metodele de aproximare sunt mai adecvate, cu atit cimpul vitezelor aproximat experimental se apropie mai mult de cel real.

Metoda cu elemente finite incearca intr-un fel sa reproduca logica experimentului descris mai sus, evident pe un plan diferit, de calcul numeric. Metoda poate fi descrisa ca un procedeu sistematic prin care orice functie continua este aproximata printr-un model discret format dintr-un set de valori ale functiei date, la un numar finit de puncte alese in domeniul ei, impreuna cu aproximari locale pe portiuni ale functiei peste un numar finit de subdomenii. Aceste subdomenii se numesc elemente finite. Aproximarile locale ale functiei pe fiecare subdomeniu sunt definite in raport cu valorile discrete ale functiei la punctele selectate initial. Astfel structura unui model cu elemente finite implica:

a. Identificarea unui numar finit de puncte in domeniul functiei de aproximat, si specificarea valorilor acestor functii in punctele considerate. Aceste puncte se numesc noduri, iar valorile functiei

in aceste puncte se numesc valori nodale. Spre deosebire de experimentul prezentat anterior, aceste valori nu se mai obtin prin masuratori, ci se determina prin calcul (experiment numeric).

b. Domeniul functiei este reprezentat ca o colectie finita de subdomenii interconectate, de dimensiuni finite. Aceste subdomenii se numesc elemente finite. Modelul domeniului actual apare deci ca un ansamblu al acestor elemente finite conectate impreuna la noduri, pe frontierele lor comune.

c. Functia data este aproximata local, pe fiecare element, prin functii continue care sunt definite unic in raport cu valorile functiei date (sau a functiei si a valorilor derivatelor ei pina la un anumit ordin) la nodurile ce apartin fiecarui element.

Rezulta ca aceste elemente finite, spre deosebire de elementele hibride si mixte, pot fi caracterizate in exclusivitate prin nodurile lor, fapt pentru care le vom numi in aceasta lucrare elemente finite nodale.

Pentru o reprezentare mai formala a ideilor de baza sa consideram cazul unei probleme unidimensionale. Fie o functie continua $F:D \rightarrow \mathbb{R}$, unde domeniul $D=[A, B]$. Fie $\hat{D}:\hat{D} \rightarrow \mathbb{R}$ un model de aproximare cu elemente finite a functiei date, unde $\hat{D} \subseteq D$. Cele doua functii sunt prezentate grafic in fig. 4.1.1a) si 4.1.1b). Constructia modelului cu elemente finite nodale se face astfel:

1. Selectam un numar finit de noduri $N_n \in \mathbb{N}$, avind coordonatele globale $X_i \in D (i=1,2,\dots,N_n)$. Valorile globale ale functiei in aceste puncte $F_i = F(X_i)$ le denumim valori nodale. Pentru cazul ce urmeaza alegem un numar de cinci noduri ($N_n=5$). Notam ca pentru toate aceste noduri $F_i = \hat{F}_i$ (fig. 4.1.2).

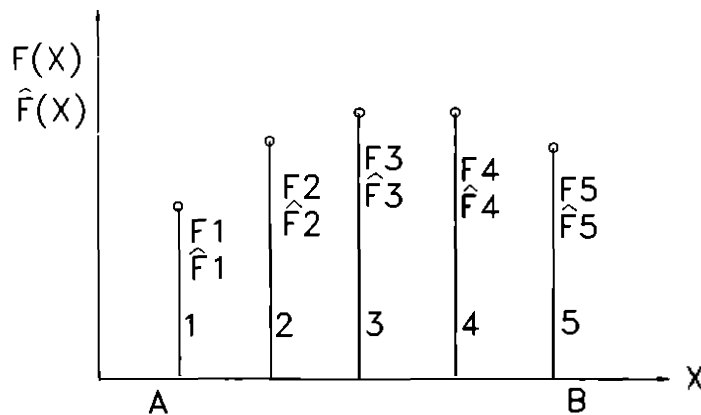


fig.4.1.2

2. Selectam un numar finit de elemente $N_e \in \mathbb{N}$, fiecarui element asociindu-i un anumit numar de noduri $N_n^e \in \mathbb{N}$. Alegem pentru exemplul nostru patru elemente, fiecare element avind cite doua noduri ($N_e = 4, N_n^e = 2$), (fig. 4.1.3).

3. Fiecare element $e (e=1, \dots, 4)$ se caracterizeaza acum, in mod local, prin coordonatele nodurilor sale χ_j^e si valorile nodale ale functiei de aproximare f_j^e , pentru $j=1,2$.

4. Stabilim relatii de discretizare a domeniului de aproximare in elemente finite, de forma:

$$\chi_1^1 = X_1 \text{ si } \chi_2^1 = X_2 \text{ pentru } e=1; \chi_1^2 = X_2 \text{ si } \chi_2^2 = X_3 \text{ pentru } e=2;$$

$$\chi_1^3 = X_3 \text{ si } \chi_2^3 = X_4 \text{ pentru } e=3; \chi_1^4 = X_4 \text{ si } \chi_2^4 = X_5 \text{ pentru } e=4;$$

$$\text{Fie o aplicatie } \Omega^e: \hat{D} \rightarrow [\chi_1^e, \chi_2^e].$$

$\Omega_{ji}^e = 1$, daca nodul local j al elementului e este incident pe nodul global i .

$\Omega_{ji}^e = 0$, in caz contrar.

Pentru orice nod local χ_j^e se poate scrie deci:

$$\chi_j^e = \Omega_{ji}^e X_i \quad (i=1, N_n; j=1, N_n^e; e=1, N_e).$$

$$(4.1.1)$$

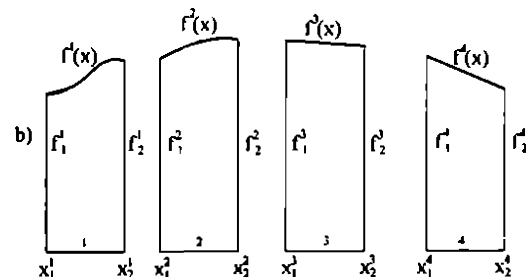


fig.4.1.3

Aplicatia Ω^e poate fi considerata si ca o matrice booleana, de transformare. De exemplu, pentru elementul $e=2$, avem:

$$x^2 = \Omega^2 X,$$

unde

$$x^2 = \begin{bmatrix} \chi_1^2 \\ \chi_2^2 \end{bmatrix}; \quad \Omega^2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\text{iar } X^T = [X_1, X_2, X_3, X_4, X_5]. \quad (4.1.2)$$

Relatia (4.1.1) poate fi folosita in mod similar si pentru valorile nodale ale functiei date

$$f_j^e = \Omega_j^e F_i.$$

De exemplu, pentru elementul al doilea avem (fig. 4.1.3):

$$f_1^2 = \Omega_{11}^2 F_1 + \Omega_{12}^2 F_2 + \Omega_{13}^2 F_3 + \Omega_{14}^2 F_4 + \Omega_{15}^2 F_5 = F_2 \quad (4.1.3)$$

deoarece $\Omega_{ii}^2 = 1$, pentru $i=2$ si $\Omega_{ii}^2 = 0$ pentru $i \neq 2$.

In mod similar obtinem

$$f_2^2 = \Omega_{21}^2 F_1 + \Omega_{22}^2 F_2 + \Omega_{23}^2 F_3 + \Omega_{24}^2 F_4 + \Omega_{25}^2 F_5 = F_3. \quad (4.1.4)$$

Stabilim relatii de asamblare ale fiecarui element finit e in domeniul de aproximare \tilde{D} . Pentru domeniul considerat avem:

$$X_1 = \chi_1^1, \text{ pentru nodul 1; } X_2 = \chi_2^1 = \chi_1^2, \text{ pentru nodul 2;}$$

$$X_3 = \chi_2^2 = \chi_1^3, \text{ pentru nodul 3; } X_4 = \chi_2^3 = \chi_1^4, \text{ pentru nodul 4;}$$

$$X_5 = \chi_2^4, \text{ pentru nodul 5.}$$

Aceste relatii pot fi scrise in mod generic dupa Oden [48.a] astfel:

$$X_i = \Lambda_{ij}^e \chi_j^e, (i = N, N_n; j = 1, N_n^e; e = 1, N_e), \quad (4.1.5)$$

unde Λ_{ij}^e are ca rezultat conectarea elementului "e" la domeniul de aproximare \tilde{D} . O relatie similara poate fi scrisa si pentru functii si anume

$$F_i = \Lambda_{ij}^e f_j^e \quad (4.1.6)$$

ELEMEN- TE	Noduri globale pt.	
	j=1	j=2
1	1	2
2	2	3
3	3	4
4	4	5

tab. 4.1.1

Se observa ca transformarile Ω_j^e si Λ_{ij}^e sunt una inversa celeilalte. Respectiv, putem scrie:

$$\Omega_j^e \Lambda_{ij}^e = \delta_{ij}, \quad (4.1.7)$$

unde δ_{ij} este simbolul lui Kronecker.

5. Relatiile de discretizare impreuna cu cele de asamblare se reunesc in aplicatiile practice de programare pe calculator, formind matricea de conexiuni. Aceasta matrice stabileste legaturile de apartenenta dintre elemente, nodurile locale si cele globale. Pentru exemplul considerat, matricea de conexiuni este prezentata, pe elemente, in tab. 4.1.1.

4.1.3.2. Coordonate naturale

Dupa cum a rezultat din modelul de aproximare prezentat anterior, punctele nodale sunt identificate prin doua sisteme de numerotare: unul global - pentru intregul domeniu de analiza, si unul local - pentru fiecare element in parte. Este convenabil sa asociem sistemului local de noduri si un sistem local de coordonate.

Originea acestui sistem poate fi aleasa practic, oriunde in interiorul unui element. Se prefera totusi alegerea nodala (la unul dintre nodurile elementului), sau alegerea centrului de greutate al elementului. In lucrarea de fata vom prefera ce-a de a doua posibilitate (fig. 4.1.4). La rindul lor,

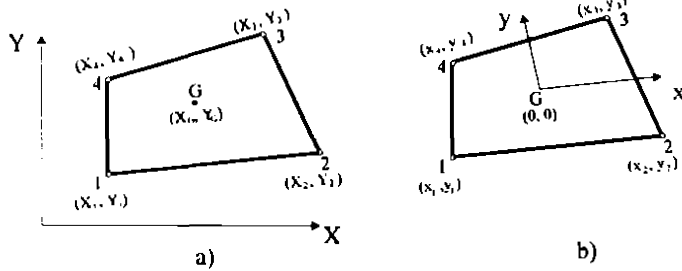


fig.4.1.4

atunci domeniul lor de variatie este $[-1, 1]$; daca in loc de un punct unic de origine se aleg ca origini nodurile elementului, atunci domeniul lor de variatie este $[0, 1]$. Vom prezenta in continuare cele mai folosite sisteme de coordonate naturale.

Fie un element finit unidimensional de tip liniar (fig. 4.1.5). Alegand drept origine a sistemului local de referinta centrul de greutate al elementului se obtine sistemul ξ - natural (fig. 4.1.5 b).

Pentru un punct oarecare cu $X \in [X_1, X_2]$ se poate scrie:

$$\xi = \frac{X - X_G}{a}, \quad \xi \in [-1, +1]. \quad (4.1.8)$$

Acest sistem de referinta se prefera in cazul folosirii integrarii numerice (vezi sectiunea urmatoare).

Alegind drept origini chiar nodurile elementului se obtine sistemul L-natural (fig. 4.1.5 - c)). Pentru un punct oarecare cu $X \in [X_1, X_2]$ se scrie:

$$X = L_1 X_1 + L_2 X_2, \quad (4.1.9)$$

$$L_1 + L_2 = 1 \quad (4.1.10)$$

Prima relatie arata caracterul de functie de pondere al coordonatelor L_i , iar cea de-a doua relatie arata ca L_1 si L_2 nu sunt variabile independente. Relatiile (4.1.9) si (4.1.10) conduc la

$$L_1(X) = \frac{X_2 - X}{2a}, \quad L_2(X) = \frac{X - X_1}{2a} \quad (4.1.11)$$

fig.4.1.5. Coordonate globale a) L - naturale b) ξ - naturale c) pentru elemente unidimensionale

Se observa ca domeniul de variatie al acestor variabile este $[0, 1]$. Coordonatele L-naturale se prefera atunci cind expresiile integrale caracteristice elementului finit se evalueaza direct (analitic). In scopul usurarii evaluarii lor se foloseste formula :

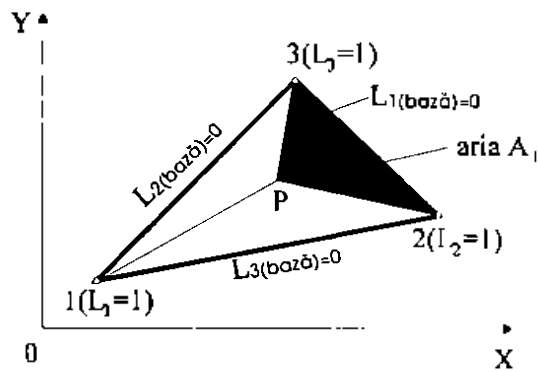
$$\int_{X_1}^{X_2} L_1^\alpha L_2^\beta dX = \frac{\alpha! \beta! (X_2 - X_1)}{(\alpha + \beta + 1)!}, \quad (4.1.12)$$

unde α si β sunt numere intregi.

In figura 4.1.6 sunt prezentate coordonatele L-naturale pentru elemente finite triunghiulare. Se mai numesc si coordonate de arie, datorita semnificatiei lor geometrice. Se poate demonstra usor ca legatura dintre coordonatele globale si cele L-naturale este data de relatia matriceala

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 & X_2 & X_3 \\ Y_1 & Y_2 & Y_3 \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \end{bmatrix}, \quad (4.1.13)$$

Se observa din figura 4.1.6 ca domeniul de variatie al acestor coordonate este $[0,1]$, cu valoare unitara in nodul cu acelasi numar si valoare zero pe latura opusa nodului respectiv. Avantajul folosirii lor consta in posibilitatea unei evaluari mai rapide a



A = aria 123
 A_1 = aria 23P
 A_2 = aria 13P
 A_3 = aria 12P
 $L_1 = A_1 / A$
 $L_2 = A_2 / A$
 $L_3 = A_3 / A$

fig.4.1.6

expresiilor elementare integrale folosind relatia [25b]:

$$\int_A L_1^\alpha L_2^\beta L_3^\gamma dA = \frac{\alpha! \beta! \gamma!}{(\alpha + \beta + \gamma + 2)!} 2A, \quad (4.1.14)$$

unde α , β si γ sunt numere intregi, iar

$$L_1(X, Y) = \frac{1}{2A} (a_1 + b_1 X + c_1 Y) \quad (4.1.15)$$

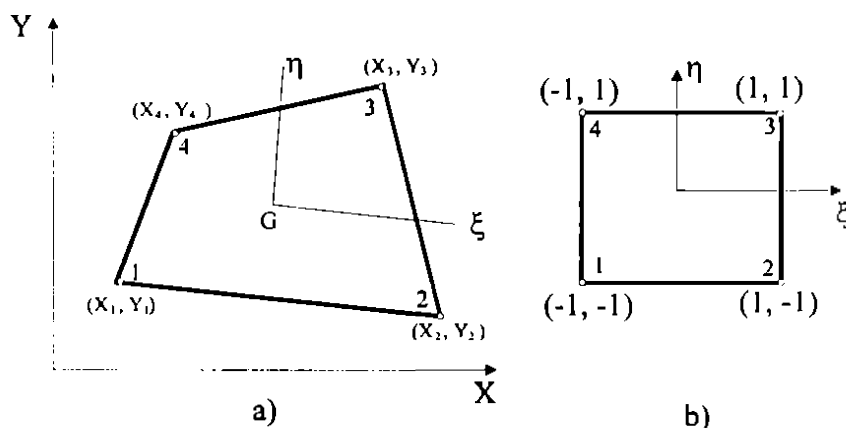
$$L_2(X, Y) = \frac{1}{2A} (a_2 + b_2 X + c_2 Y) \quad (4.1.16)$$

$$L_3(X, Y) = \frac{1}{2A} (a_3 + b_3 X + c_3 Y) \quad (4.1.17)$$

$$A = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & X_1 & Y_1 \\ 1 & X_2 & Y_2 \\ 1 & X_3 & Y_3 \end{vmatrix} = \text{aria elementului 123} \quad (4.1.18)$$

$$a_1 = X_2 Y_3 - X_3 Y_2, \quad b_1 = Y_2 - Y_3, \quad c_1 = X_3 - X_2 \quad (4.1.19)$$

Ceilalti coeficienti se obtin prin permutari ciclice ale indicilor.



In figura 4.1.7 se prezinta coordonatele ξ -naturale pentru un patrulater oarecare. Relatiile dintre coordonatele naturale (ξ, η) si cele globale (X, Y) sunt date de expresiile [25b].

fig.4.1.7

$$X = \frac{1}{4} [(1 - \xi)(1 - \eta)X_1 + (1 + \xi)(1 - \eta)X_2 + (1 + \xi)(1 + \eta)X_3 + (1 - \xi)(1 + \eta)X_4] \quad (4.1.20)$$

$$Y = \frac{1}{4} [(1 - \xi)(1 - \eta)Y_1 + (1 + \xi)(1 - \eta)Y_2 + (1 + \xi)(1 + \eta)Y_3 + (1 - \xi)(1 + \eta)Y_4] \quad (4.1.21)$$

In loc de a explicita aceste relatii pentru ξ si η , in practica se folosesc metode numerice de evaluare a expresiilor diferentiale si integrale.

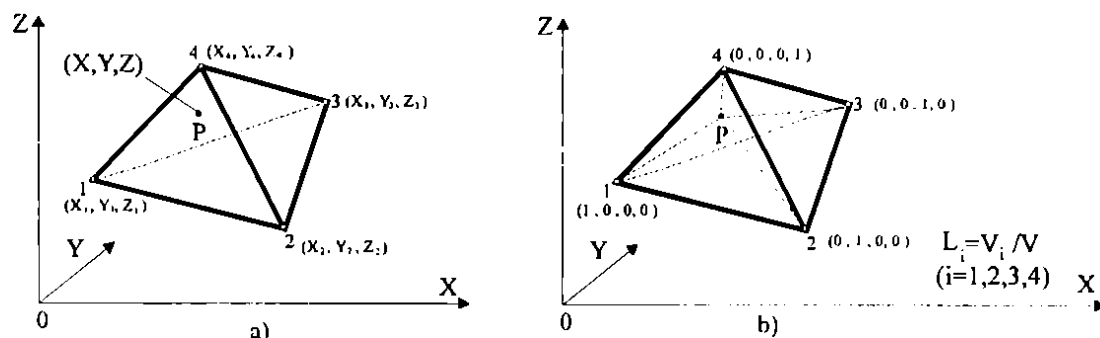


fig.4.1.8

Pentru elementele finite tridimensionale se prezinta in figura 4.1.8 un sistem de coordonate L-naturale. Cele doua sisteme de coordonate sunt legate intre ele prin relatia matriceala:

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 & X_2 & X_3 & X_4 \\ Y_1 & Y_2 & Y_3 & Y_4 \\ Z_1 & Z_2 & Z_3 & Z_4 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \\ L_4 \end{bmatrix} \quad (4.1.22)$$

Explicitind pentru coordonatele naturale L_i se obtine

$$L_i = \frac{1}{6V} (a_i + b_i X + c_i Y + d_i Z), \quad i=1,2,3,4, \quad (4.1.23)$$

unde V reprezinta volumul tetraedrului, iar coeficientii a, b, c, d sunt de forma

$$a_1 = \begin{vmatrix} X_2 & Y_2 & Z_2 \\ X_3 & Y_3 & Z_3 \\ X_4 & Y_4 & Z_4 \end{vmatrix}, \quad b_1 = - \begin{vmatrix} 1 & Y_2 & Z_2 \\ 1 & Y_3 & Z_3 \\ 1 & Y_4 & Z_4 \end{vmatrix} \quad (4.1.24)$$

$$c_1 = \begin{vmatrix} X_2 & 1 & Z_2 \\ X_3 & 1 & Z_3 \\ X_4 & 1 & Z_4 \end{vmatrix}, \quad d_1 = - \begin{vmatrix} X_2 & Y_2 & 1 \\ X_3 & Y_3 & 1 \\ X_4 & Y_4 & 1 \end{vmatrix} \quad (4.1.25)$$

Ceilalti coeficienti ($i=2,3,4$) se obtin in mod asemanator, prin permutarea ciclica a indicilor. Datorita semnificatiei geometrice asociate cu aceste coordonate, L_i se mai numesc si coordonate de volum. Integrarea expresiilor elementare continind aceste coordonate se face folosind formula [25b]:

$$\int_V L_1^\alpha L_2^\beta L_3^\gamma L_4^\delta dV = \frac{\alpha! \beta! \gamma! \delta!}{(\alpha + \beta + \gamma + \delta + 3)!} 6V \quad (4.1.26)$$

unde exponentii α, β, γ si δ sunt numere intregi, iar V este volumul elementului finit tetraedral.

Un ultim exemplu se da pentru elemente finite tridimensionale hexaedrale, folosind coordonate ξ -naturale (fig.4.1.9). Relatiile de legatura dintre cele doua sisteme de coordonate sunt de forma:

$$X = \sum_{i=1}^8 X_i L_i, \quad Y = \sum_{i=1}^8 Y_i L_i, \quad Z = \sum_{i=1}^8 Z_i L_i, \quad (4.1.27)$$

unde

$$L_i = \frac{1}{8}(1 + \xi\xi_i)(1 + \eta\eta_i)(1 + \zeta\zeta_i), \quad i=1, 2, \dots, 8. \quad (4.1.28)$$

si in acest caz se apeleaza la metode numerice pentru evaluarea expresiilor elementale diferentiale si integrale.

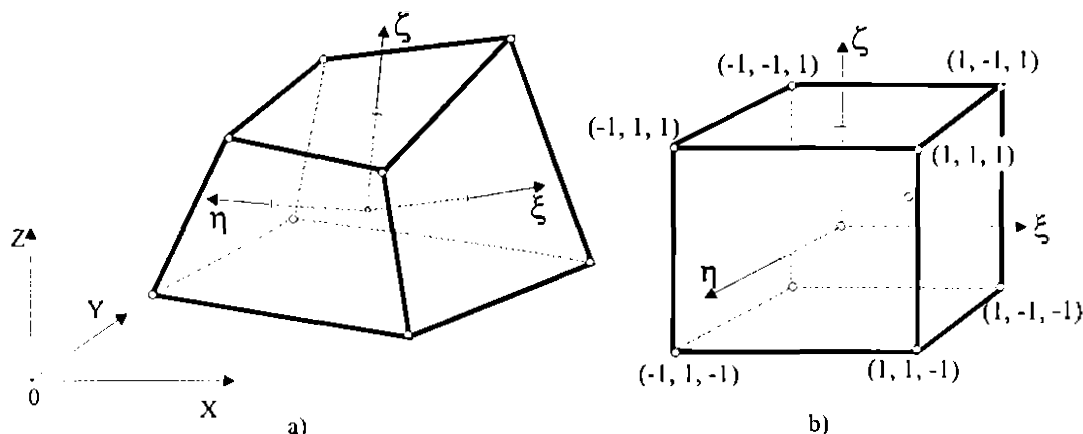


fig.4.1.9

4.1.4 Integrarea numerica a expresiilor elementale

4.1.4.1 Metoda Newton-Cotes

Metoda cu elemente finite este in esenta o metoda integrala, operind la nivelul elementelor finite folosite. Expresiile rezultante sub semnul integral sunt de cele mai multe ori produse de matrice. Evaluarea lor directa este foarte dificila, fapt pentru care se apeleaza frecvent la integrarea numerica. Integralele de evaluat pot fi scrise sub forma:

$$\int_{-1}^1 f(\xi) d\xi, \quad \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f(\xi, \eta) d\xi d\eta, \quad \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f(\xi, \eta, \zeta) d\xi d\eta d\zeta, \quad (4.1.29)$$

unde f reprezinta de regula un produs de matrice, ξ, η, ζ sunt coordonate ale elementului, iar $[-1, 1]$ reprezinta domeniul normalizat de variatie al acestora. Evaluarea numerica a acestor integrale se face folosind urmatoarele relatii generale [25c, 60]:

$$\int_{-1}^1 f(\xi) d\xi = \sum_{i=1}^n W_i f(\xi_i) + R_n \quad (4.1.30)$$

$$\int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f(\xi, \eta) d\xi d\eta = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n W_i W_j f(\xi_i, \eta_j) + R_n \quad (4.1.31)$$

$$\int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f(\xi, \eta, \zeta) d\xi d\eta d\zeta = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n W_i W_j W_k f(\xi_i, \eta_j, \zeta_k) + R_n \quad (4.1.32)$$

unde W, W_j, W_k sunt coeficientii de pondere iar ξ_i, η_j, ζ_k sunt puncte de evaluare a integrantului. In practica, matricele de erori R_n nu se evalueaza. Ordinul de marime al erorii se apreciaza dupa procedeul de integrare folosit si dupa numarul n de puncte selectate pentru evaluarea integrantului.

În cadrul metodei Newton-Cotes, punctele de evaluare se stabilesc a priori, rămânând ca necunoscute valorile funcției. Aproximarea funcției în n puncte selectate a priori se face determinând un polinom de ordinul $n-1$ care trece prin aceste puncte și care este apoi integrat exact. De regulă, cele n puncte se poziționează echidistant în intervalul de integrare $[-1, 1]$. Dacă notăm cu Δ distanța dintre două puncte consecutive, atunci ordinul de mărime al erorii este $O(\Delta^n)$. Urmează câteva exemple. Pentru cazul $n=2$, obținem regula trapezului:

$$\int_{-1}^1 f(\xi) d\xi = f(-1) + f(1) \quad (4.1.33)$$

Pentru $n=3$, obținem cunoscuta regulă a lui Simpson:

$$\int_{-1}^1 f(\xi) d\xi = \frac{1}{4} [f(-1) + 4f(0) + f(1)] \quad (4.1.34)$$

Pentru $n=4$, obținem:

$$\int_{-1}^1 f(\xi) d\xi = \frac{1}{4} \left[f(-1) + 3f\left(-\frac{1}{3}\right) + 3f\left(\frac{1}{3}\right) + f(1) \right] \quad (4.1.35)$$

4.1.4.2. Metoda Gauss-Legendre

În loc de predeterminarea punctelor de evaluare, această metodă permite determinarea acestora prin calcul astfel încât eroarea să fie minimă pentru un număr dat de puncte de evaluare. Metoda optimizează deci distanța dintre puncte, astfel ca pentru același ordin de mărime al erorii să se folosească un număr mai mic de puncte decât în cazul metodei Newton-Cotes (fig. 4.1.10).

Pentru un număr de n puncte de evaluare, polinomul de aproximare are în acest caz ordinul $2n-1$, iar eroarea este de ordinul $O(\Delta^{2n})$.

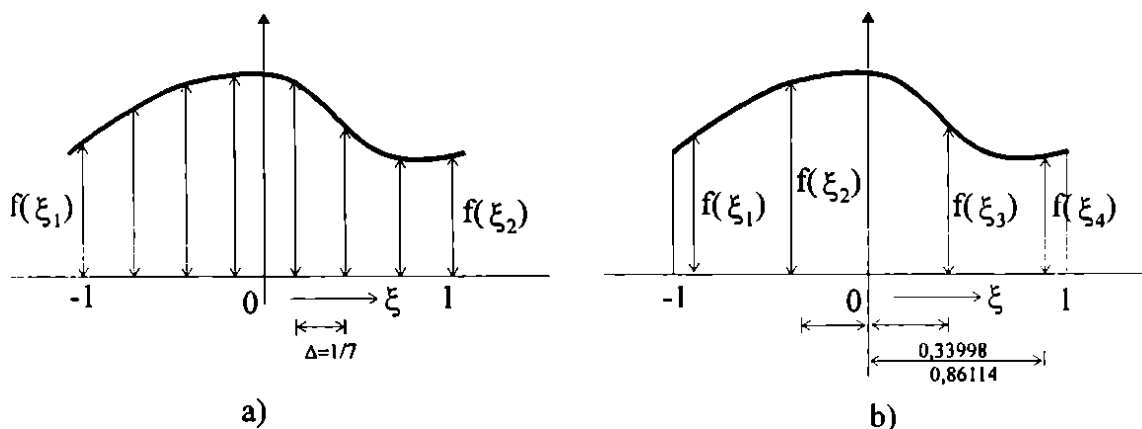
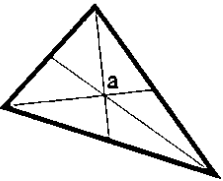
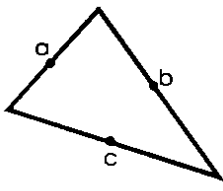
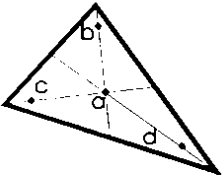
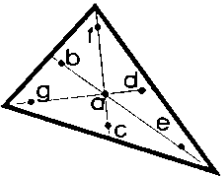


fig.4.1.10

Pentru integrare se folosesc direct formulele (4.1.30), (4.1.31) și (4.1.32) împreună cu poziția punctelor de integrare.

Pentru elemente triunghiulare se pot folosi relații asemănătoare scrise în coordonate L-naturale. Punctele de integrare și coeficienții de forma sunt dați în tabelul 4.1.2.

Ordin	Figură	Eroare	Puncte	Coordonate triunghiulare	Coeficienți de pondere
liniar		$R=O(h^2)$	a	$\frac{1}{3}; \frac{1}{3}; \frac{1}{3}$	1
pătratic		$R=O(h^3)$	a	$\frac{1}{2}; \frac{1}{2}; 0$	$\frac{1}{3}$
			b	$0; \frac{1}{2}; \frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$
			c	$\frac{1}{2}; 0; \frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$
cubic		$R=O(h^4)$	a	$\frac{1}{3}; \frac{1}{3}; \frac{1}{3}$	$\frac{27}{48}$
			b	$\left. \begin{array}{l} 0,6; 0,2; 0,2 \\ 0,2; 0,6; 0,2 \\ 0,2; 0,2; 0,6 \end{array} \right\}$	$\frac{25}{48}$
			c		
			d		
quintic		$R=O(h^6)$	a	$\frac{1}{3}; \frac{1}{3}; \frac{1}{3}$	0,2250000000
			b	$\left. \begin{array}{l} \alpha_1; \beta_1; \beta_1 \\ \beta_1; \alpha_1; \beta_1 \\ \beta_1; \beta_1; \alpha_1 \end{array} \right\}$	0,1323941527
			c		
			d		
			e	$\left. \begin{array}{l} \alpha_2; \beta_2; \beta_2 \\ \beta_2; \alpha_2; \beta_2 \\ \beta_2; \beta_2; \alpha_2 \end{array} \right\}$	0,1259391805
			f		
			g		
				$\alpha_1=0,0597158717$ $\beta_1=0,4701420641$ $\alpha_2=0,7974269853$ $\beta_2=0,1012865073$	

tab. 4.1.2

4.1.5. Etape de lucru caracteristice

4.1.5.1 Etapa modelării

Metoda cu elemente finite este destinată - prin însăși natura sa - rezolvării unor probleme aplicative. Ea reprezintă un instrument de calcul numeric folosit cu mult succes în ingineria modernă. Etapele de lucru caracteristice acestei metode sunt: etapa modelării și etapa aplicațiilor numerice. Scopul primei etape îl constituie realizarea unui model analog cu elemente finite pentru modelul analitic care descrie fenomenul fizic cercetat. Implementarea acestui model pe calculator se face sub forma unui program de calcul sau cod de calcul (computer code). Scopul celei de-a doua etape este de a folosi acest cod de calcul la soluționarea unor probleme ingineresti, concrete. Produsul acestei etape îl reprezintă deci soluția numerică a problemei.

Etapa modelării constituie un proces specific fiecărui domeniu de investigație, în sensul că aici se operează cu ecuațiile diferențiale care descriu o anumită clasă de probleme fizice. În dinamica fluidelor, ecuațiile generale care descriu mișcarea fluidelor au fost prezentate în primul capitol. În

capitolul de fata vom prezenta principalele cai prin care aceste ecuatii sunt transformate in ecuatii analoge cu elemente finite, respectiv, care sunt avantajele si limitele acestor metode de obtinere a ecuatiilor cu elemente finite. De reusita acestui model analog depinde in ultima instanta capacitatea si performantele codului de calcul, respectiv orizontul aplicativ si gradul de aproximare al solutiilor numerice.

4.1.5.2 Etapa aplicatiilor ingineresti

In aceasta etapa se presupun cunoscute modelul analitic si modelul cu elemente finite ale problemei, sau clasei de probleme ce se analizeaza, eventual se dispune de un cod de calcul. Fazele procesului aplicativ sunt urmatoarele: a) alegerea elementelor finite si a functiilor de interpolare corespunzatoare; b) discretizarea domeniului de analiza cu elemente finite; c) evaluarea matricelor elementale, d) asamblarea acestor matrice si formarea sistemului de ecuatii; e) rezolvarea acestui sistem si obtinerea solutiilor numerice; f) prezentarea alfa-numeric sau grafica a solutiei.

Alegerea tipului de elemente finite si respectiv a functiilor de interpolare se face in functie de variatia parametrilor analizati (de exemplu, o variatie liniara, parabolica etc), de geometria domeniului investigat si de capacitatea disponibila de calcul (in special memoria activa a computerelor).

Discretizarea domeniului de analiza insemna generarea retelei de elemente finite si a matricei de conexiuni. Aceasta faza poate fi realizata manual sau automat de catre computer printr-o subrutina specializata a codului de calcul. Rezultatul acestei operatii consta dintr-un set de elemente finite, un set de coduri si o matrice de conexiuni intre acestea. Totodata se calculeaza coordonatele globale ale nodurilor. Uneori se include si o matrice de conexiuni pentru nodurile aflate pe frontiera domeniului de investigatie, cu specificarea conditiilor de limita ale problemei.

Implementarea pe calculator a modelului analog cu elemente finite conduce la formarea unor termeni matriceali, integrali, care reflecta proprietatile dinamice ale elementelor. Evaluarea matricelor elementale se face de catre computer, pe baza unor subrutine specializate. Cu exceptia folosirii unor elemente simple aceasta evaluare se face cu ajutorul metodelor de integrare numerica.

Urmeaza apoi faza asamblarii elementelor finite de pe intregul domeniu discretizat. Acest proces de asamblare se face pe baza matricei de conexiune, alegind ca pivoti de actiune elementele sau nodurile. Asamblarea pe elemente este un proces direct, intuitiv, care s-a generalizat foarte mult in ultima vreme. Rezultatul acestui proces il constituie formarea matricei de rigiditate si a vectorului fortelor generalizate ale sistemului. Terminologia a fost preluata din mecanica structurilor, locul de geneza al metodei cu elemente finite.

Matricea de rigiditate prezinta doua inconveniente structurale: are dimensiuni mari si contine foarte multi coeficienti nuli, deci necesita un spatiu apreciabil de memorare. Totodata, folosirea intregii matrice la obtinerea solutiei numerice constituie un proces neeconomic datorita procesarii coeficientilor nuli, nesemnificativi. Aceasta situatie a condus la dezvoltarea unor mijloace specifice de optimizare. Dintre acestea mentionam in primul rind tehnicile de structurare a coeficientilor nenuli in benzi si de minimizare a latimii lor [5a], [21b], [27a]. O alta metoda a fost aceea de rezolvare progresiva a sistemului de ecuatii, pe masura asamblarii elementelor. Ideea apartine lui Irons, iar metoda de rezolvare se numeste frontala [25d], [26a].

Metodele numerice de rezolvare a sistemelor de ecuatii cu elemente finite se pot grupa, in mare, in metode liniare si metode neliniare. Cea mai folosita metoda de rezolvare a sistemelor liniare o constituie metoda de eliminare a lui Gauss, cu pivotare partiala a coeficientilor [11a]. Metodele neliniare adoptate, depind de forma finala de structurare a sistemului de ecuatii. O analiza a acestor metode pentru rezolvarea ecuatiilor Navier-Stokes a facut-o Gartling [24c], subliniind preferintele cercetatorilor pentru metoda Newton-Raphson si metodele incrementate. [11a], [24d] Rezolvarea ecuatiilor de regim nepermanent se face prin aceleasi strategii ca si in cazul folosirii diferentelor finite.

Prezentarea solutiei se face in mod normal alfa-numeric sub forma de tabele. Se remarca totusi in ultima vreme un efort continuu de prezentare grafica a solutiei folosind in acest scop subrutine specializate de tip plotter.

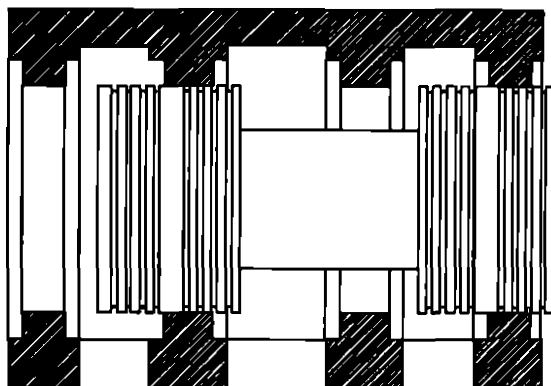
4.2. Rezultate obtinute prin studiul numeric al curgerii in domeniul distribuitorului cu sertar cilindric in ipoteza curgerii potentiale

Demararea unui studiu al curgerii cavitationale si necavitationale in distribuitorul cu sertar cilindric, presupune in primul rind o abordare teoretica a fenomenelor de curgere, cel putin in sensul identificarii calitative a desfasurarii fenomenelor, in scopul plasarii precise si eficiente a traductorilor cit si a directionarii generale a metodelor de interpretare a rezultatelor.

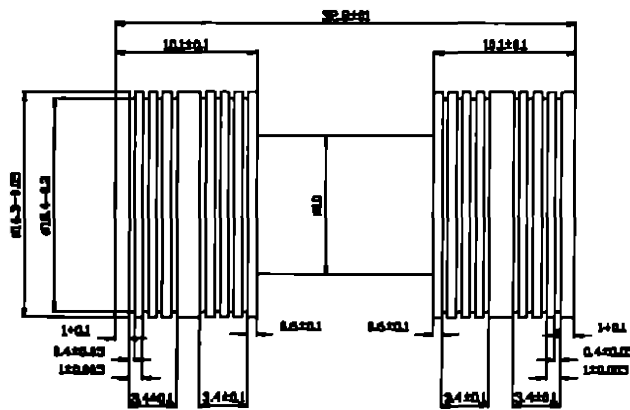
In acest sens a fost abordata problema studiului curgerii fluidului de lucru prin fantele de reglare ale unui distribuitor cu sertar cilindric liniar, a carui geometrie corespunde prototipului servovalvei cu comanda numerica realizat in colaborare cu Hidrosib-Sibiu. (fig 4.2.1).

Pornind de la modelul matematic al curgerii unui fluid neviscos, incompresibil, s-a determinat structura cimpului de viteza (liniile de curent si distributia vitezei de-a lungul acestora), utilizind metoda elementului finit. Aceasta constituie o prima etapa in abordarea pe cale numerica a caracteristicii in regim stationar a distribuitorului cu sertar cilindric, si studiul influentei parametrilor functionali si constructivi asupra ei.

Studiul curgerii prin distribuitor este efectuat in ipoteza fluidului neviscos, incompresibil si al miscarii irrotationale. Desi aceste ipoteze introduc simplificari considerabile fata de aspectul real al curgerii, ele permit totusi, intr-o



a) CONSTRUCTIA ANSAMBLULUI SERTAR -CORP PENTRU DISTRIBUTORUL CU SERTAR CILINDRIC INCERCAT .



b) COTELE CONSTRUCTIVE PENTRU SERTAR

fig.4.2.1

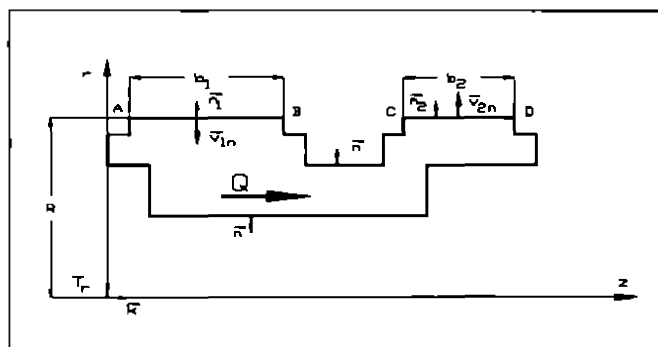


fig.4.2.2.

prima faza, evidentierea unor particularitati calitative ale cimpului de viteza, pe domeniul considerat.

Tinind cont ca sertarul distribuitorului este cilindric, domeniul de curgere prezinta simetrie axiale. Prin urmare, este suficient sa se studieze curgerea fluidului pe domeniul ABCD din semiplanul meridian zOr , prezentat in fig. 4.2.2.

Aplicarea metodei elementului finit in ipoteza curgerii potentiale prin distribuitorul cu sertar cilindric, permite simplificarea substantiala a ecuatiilor cu derivate partiale care descriu fenomenele hidrodinamice din camerele de lucru ale acestuia.

Principalele ipoteze pe care le acceptam in acest capitol sunt :

1. Ipoteza curgerii potentiale
2. Ipoteza simetriei axiale perfecte a traseului geometric si a curgerii prin distribuitorul cu sertar cilindric .

Aplicatiile din subcapitolul urmat sunt rezultatul colaborarii cu dl. dr. ing. Resiga [57a] si cu dl. ing. Muntean in cadrul lucrarilor de diploma si disertatie [47a]. Intreaga parte teoretica si detalierea numerica a fost pusa la punct in colaborare cu colegii amintiti.

4.2.1 Ecuatiile miscarii axial-simetrice a fluidelor incompresibile ideale

Pentru studiul miscarii axial-simetrice a unui fluid, se utilizeaza un sistem de coordonate cilindrice, la care axa Oz este axa de simetrie a miscarii. Intr-un punct din spatiu, versorii triedului Frenet vor fi \bar{k} , \bar{i}_r si \bar{i}_θ conform fig. 4.2.3.

Miscarea unui fluid se numeste axial-simetrice daca satisface conditiile:

- a). $\text{rot}(\mathbf{v})=0$
- b). parametrii miscarii nu depind de θ , deci:

$$\frac{\partial(\dots)}{\partial\theta} \equiv 0$$

Deci este suficient studiul miscarii intr-un semiplan meridian $\theta=\text{const}$.

Tinind cont de ipotezele introduse si faptul ca fluidul este incompresibil ($\text{div } \mathbf{v}=0$), ecuatia de continuitate se scrie in coordonate cilindrice de forma:

$$\frac{\partial}{\partial r}(r v_r) + \frac{\partial}{\partial z}(r v_z) = 0 \quad (4.2.1)$$

Pentru determinarea suprafetelor de curent ale miscarii, care sînt suprafete de rotatie cu axa Oz, se determina intersecțiile cu un semiplan meridian zOr. Se scrie ecuatia diferentiale a liniei de curent (L_c) din planul zOr:

$$\frac{dz}{v_z} = \frac{dr}{v_r} \text{ sau } v_r dz - v_z dr = 0 \quad (4.2.2)$$

$$v_j/j = v_r/r + v_z/z = -\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \quad (4.2.2)$$

Introducind functia de curent ψ :

$$\psi = \int \epsilon_{ij} v_i dx_j \quad (4.2.3)$$

in care este satisfacuta conditia necesara si suficienta:

$$d\psi = \frac{\partial\psi}{\partial z} dz + \frac{\partial\psi}{\partial r} dr = -rv_r/r + rv_z/z = 0 \quad (4.2.4)$$

unde:

$$v_z = -\frac{1}{r} \frac{\partial\psi}{\partial r}; \quad v_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial\psi}{\partial z} \quad (4.2.5)$$

rezulta cimpul de viteze:

$$v_i = \epsilon_{ij} \Psi_{,j} \quad (4.2.6)$$

In cazul particular al miscarii irrotationale sau potentiale ($\text{rot } \mathbf{v}=0$) cimpul de viteze admite o functie ϕ numita *potentialul vitezei*, date de expresia:

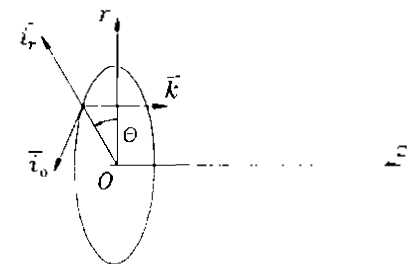


fig.4.2.3

$$v_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r}; \quad v_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z} \quad (4.2.7)$$

$$v_i = \varepsilon_{ij} \varphi_{,j} \quad (4.2.8)$$

care verifica identitatea:

$$\varepsilon_{ij} v_{j,i} = 0 \quad (4.2.9)$$

In acest caz legatura intre φ si ψ este data de relatia:

$$\varphi_{,i} = \varepsilon_{ij} \psi_{,j} \quad (4.2.10)$$

Din relatiile precedente rezulta ecuatia lui Laplace pentru functia de curent:

$$\varepsilon_{ij} v_{j,i} = \varepsilon_{ij} \varepsilon_{jk} \psi_{,ki} = -\delta_{ik} \psi_{,ki} = -\psi_{,ii} \quad (4.2.11)$$

iar pentru potentialul vitezei: $\varphi_{,ii} = 0$

Din relatia (4.2.4) se observa ca $\psi = \text{const.}$ sunt linii de curent, avind ecuatia data in relatia (4.2.2), iar diferenta $\psi_a - \psi_b$ reprezinta debitul de lichid care curge printre doua linii de curent.

Curbele $\varphi = \text{const.}$ sînt ortogonale pe curbele $\psi = \text{const.}$, relatia (4.2.9) implica:

$$\varphi_{,i} \psi_{,i} = \varphi_{,r} \psi_{,r} + \varphi_{,z} \psi_{,z} = \varepsilon_{rz} \psi_{,z} \varphi_{,r} + \varepsilon_{zr} \psi_{,r} \varphi_{,z} = 0 \quad (4.2.12)$$

Asamblarea familiilor de curbe $\psi = \text{const.}$ si $\varphi = \text{const.}$ formeaza **cimpul hidrodinamic al miscarii axial-simetrice**.

Deci, pentru determinarea vitezei este necesara rezolvarea ecuatiei lui Laplace pentru φ , corespunzatoare miscarii axial-simetrice:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} = 0 \quad (4.2.13)$$

Cu expresiile mentionate ale componentei vitezei, se obtine ecuatia lui Helmholtz pentru functia de curent:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} = 0 \quad (4.2.14)$$

In cadrul miscarii potentiale axial-simetrice functia de curent ψ nu este armonica. Functia complexa care ar avea ca parte reala pe φ si ca parte imaginara pe ψ nu este utilizabila, nefiind olomorfa.

4.2.2 Integrarea ecuatiei Laplace prin metoda elementului finit. Formularea in functia de curent.

Fie functia lui Stokes pentru functia de curent $\Delta \psi = 0$ adica relatia (4.2.14) pe un domeniu Ω ce satisface pe frontiera Γ a lui Ω conditiile la limita. Functia ψ poate fi aproximata global pe Ω prin:

$$\psi = a_\alpha \psi_\alpha \quad \alpha = \overline{1, G} \quad (4.2.15)$$

unde G este numarul de noduri de pe Ω . Aplicind metoda lui Galerkin, rezulta:

$$\int_{\Omega} \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) a_\alpha d\Omega = 0 \quad (4.2.16)$$

care integrata prin parti, conduce la:

$$\psi_\beta \int_{\Omega} \frac{\partial a_\alpha}{\partial z} \frac{\partial a_\beta}{\partial z} r dr dz + \psi_\beta \int_{\Omega} \frac{\partial a_\alpha}{\partial r} \frac{\partial a_\beta}{\partial r} r dr dz + 2 \psi_\beta \int_{\Omega} \frac{\partial a_\alpha}{\partial r} \frac{\partial a_\beta}{\partial r} r dr dz = \int_{\Gamma} \frac{\partial \psi}{\partial z} a_\alpha^* r dr + \int_{\Gamma} \frac{\partial \psi}{\partial r} a_\alpha^* r dz \quad (4.2.17)$$

in care:

a_α = functiile de interpolare globala;

a_α^* = functiile de interpolare globala pe frontiera Γ ;

ψ_β = valoarea lui ψ in nodul β ;

ceea ce conduce la sistemul liniar global de forma: $D_{\alpha\beta}\psi_\beta = F_\alpha \quad \alpha, \beta = \overline{1, G}$

cu coeficientii $D_{\alpha\beta}$ dati de:

$$D_{\alpha\beta} = \int_{\Omega} \frac{\partial a_\alpha}{\partial z} \frac{\partial a_\beta}{\partial z} r dr dz + \int_{\Omega} \frac{\partial a_\alpha}{\partial r} \frac{\partial a_\beta}{\partial r} r dr dz + 2 \int_{\Omega} \frac{\partial a_\alpha}{\partial r} \frac{\partial a_\beta}{\partial z} dr dz \quad (4.2.18)$$

iar termenii liberi F_α de forma:

$$F_\alpha = \int_r \frac{\partial \psi}{\partial z} a_\alpha^* r dr + \int_r \frac{\partial \psi}{\partial r} a_\alpha^* r dz \quad (4.2.19)$$

Daca facem o discretizare a lui Ω intr-un numar E de elemente finite Ω^e cu frontierele Γ^e , functia ψ poate fi aproximata local pe Ω^e prin:

$$\psi^e = a_N^e \psi_N^e \quad N = \overline{1, F} \quad (4.2.20)$$

in care:

- a_N^e =functiile de interpolare locala;
- ψ_N^e =valoarea lui ψ in nodul N al elementului Ω^e ;
- F =numarul de noduri a lui Ω^e ;

Procedind similar cu cele prezentate anterior, pentru fiecare element se obtine:

$$\int_{\Omega^e} \left(\frac{\partial^2 \psi^e}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi^e}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi^e}{\partial r} \right) a_N^e d\Omega^e = 0 \quad (4.2.21)$$

care integrata prin parti, folosind si (4.2.20) conduce la:

$$\psi_M^e \int_{\Omega^e} \frac{\partial a_N^e}{\partial z} \frac{\partial a_M^e}{\partial z} r dr dz + \psi_M^e \int_{\Omega^e} \frac{\partial a_N^e}{\partial r} \frac{\partial a_M^e}{\partial r} r dr dz + 2 \psi_M^e \int_{\Omega^e} \frac{\partial a_N^e}{\partial r} \frac{\partial a_M^e}{\partial z} dr dz = \int_r \frac{\partial \psi^e}{\partial z} a_N^e r dr + \int_r \frac{\partial \psi^e}{\partial r} a_N^e r dz \quad (4.2.22)$$

adica la sistemul local:

$$\psi_M^e D_{NM}^e = NM \bullet F_N^e \quad N = \overline{1, F} \quad (4.2.23)$$

in care avem coeficientii:

$$D_{NM}^e = \int_{\Omega^e} \frac{\partial a_N^e}{\partial z} \frac{\partial a_M^e}{\partial z} r dr dz + \int_{\Omega^e} \frac{\partial a_N^e}{\partial r} \frac{\partial a_M^e}{\partial r} r dr dz + 2 \int_{\Omega^e} \frac{\partial a_N^e}{\partial r} \frac{\partial a_M^e}{\partial z} dr dz \quad (4.2.24)$$

iar termenii liberi F_N^e de forma:

$$F_N^e = \int_r \frac{\partial \psi^e}{\partial z} a_N^e r dr + \int_r \frac{\partial \psi^e}{\partial r} a_N^e r dz \quad (4.2.25)$$

Trecind de la sistemul local la cel global se face cu ajutorul matricii Booleene $\Delta_{N\alpha}^e$ pentru fiecare element finit, care au dimensiunile $F \times G$.

Deoarece:

$$\psi = \sum_{e=1}^E \psi^e = \sum_{e=1}^E a_N^e \psi_N^e \quad (4.2.26)$$

rezulta urmatoarele legaturi:

$$\psi_\alpha = \sum_{e=1}^E \Delta_{N\alpha}^e \psi_N^e \quad (4.2.27)$$

$$a_\alpha = \sum_{e=1}^E \Delta_{N\alpha}^e a_N^e \quad (4.2.28)$$

iar intre coeficienti si termeni liberi:

$$D_{\alpha\beta} = \sum_{e=1}^E D_{NM}^e \Delta_{N\alpha}^e \Delta_{M\beta}^e \quad (4.2.29)$$

$$F_{\alpha} = \sum_{e=1}^E F_N^e \Delta_{N\alpha}^e \quad (4.2.30)$$

4.2.3 Formularea in potentialul vitezei

Fie ecuatia lui Laplace pentru potentialul vitezei (4.2.29) pe un domeniu Ω , ce satisface pe frontiera Γ a lui Ω , conditiile la limita. Functia φ poate fi aproximata global:

$$\varphi = b_{\alpha} \varphi_{\alpha} \quad \alpha = \overline{1, G} \quad (4.2.31)$$

Aplicind aceeasi metodica ca la functia de curent, se ajunge la un sistem global de forma:

$$D_{\alpha\beta} \varphi_{\beta} = F_{\alpha} \quad \alpha, \beta = \overline{1, G} \quad (4.2.32)$$

in care:

$$F_{\alpha} = \int_{\Gamma} \frac{\partial \varphi}{\partial z} b_{\alpha}^* r dr + \int_{\Gamma} \frac{\partial \varphi}{\partial r} b_{\alpha}^* r dz \quad (4.2.33)$$

unde:

b_{α} = functia de interpolare globala;

b_{α}^* = functia de interpolare globala pe frontiera Γ ;

respectiv φ poate fi aproximata local pe Ω^e prin:

$$\varphi^e = b_N^e \varphi_N^e \quad N = \overline{1, F} \quad (4.2.34)$$

obtinindu-se sistemul local:

$$\varphi_M^e D_{MN}^e = F_N^e \quad N, M = \overline{1, F} \quad (4.2.35)$$

unde:

$$D_{NM}^e = \int_{\Omega^e} \frac{\partial b_N^e}{\partial z} \frac{\partial b_M^e}{\partial z} r dr dz + \int_{\Omega^e} \frac{\partial b_N^e}{\partial r} \frac{\partial b_M^e}{\partial r} r dr dz \quad (4.2.36)$$

$$F_N^e = \int_{\Gamma^e} \frac{\partial \varphi^e}{\partial z} b_N^* r dr + \int_{\Gamma^e} \frac{\partial \varphi^e}{\partial r} b_N^* r dz \quad (4.2.37)$$

realizind trecerea de la local la global cu:

$$D_{\alpha\beta} = \sum_{e=1}^E D_{NM}^e \Delta_{N\alpha}^e \Delta_{M\beta}^e \quad (4.2.38)$$

$$F_{\alpha} = \sum_{e=1}^E F_N^e \Delta_{N\alpha}^e \quad (4.2.39)$$

4.2.4 Domeniul de analiza si conditii la limita

Domeniul de analiza pe care se rezolva ecuatia Laplace prin metoda elementului finit este camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric, definit de frontierele a doua elemente in miscare relativa, numite: *sertar* si *corp*. Acestea asigura reglajul debitului prin modificarea sectiunii de curgere, debitul fiind marimea cea mai usor de controlat. Elementul care se deplaseaza se numeste element de comanda si in cazul nostru este sertarul. Deplasarea acestuia se noteaza cu y , semnul ei fiind definit prin conventie. Pentru a avea o pozitie de referinta fata de care se considera deplasarea y , se foloseste o marime y_0 , numita **deschidere de referinta**.

Pentru precizarea conditiilor la limita, in figura (4.2.2), s-a notat intrarea (partea AB a frontierei Γ), iesirea (partea CD a frontierei Γ) respectiv AD si BC fiind frontierele solide.

Pe frontierele solide, componenta vitezei dupa directia normalei este nula, deci vor fi linii de curent. In sectiunea de intrare AB, respectiv cea de iesire CD viteza dupa directia normalei este constanta si deci avem:

a) pentru φ :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varphi}{\partial n} &= 0 \text{ pe } AD \text{ si } BC \\ \frac{\partial \varphi}{\partial n} &= -\frac{Q}{2\pi R b_1} \text{ pe } AB \\ \frac{\partial \varphi}{\partial n} &= \frac{Q}{2\pi R b_2} \text{ pe } CD \end{aligned} \quad (4.2.40)$$

b) pentru ψ :

$$\begin{aligned} \psi &= 0 \text{ pe } AD \\ \psi &= \frac{Q}{2\pi b_1}(z - z_A) \text{ pe } AB \\ \psi &= \frac{Q}{2\pi b_2}(z - z_D) \text{ pe } CD \\ \psi &= \frac{Q}{2\pi} \text{ pe } BC \end{aligned} \quad (4.2.41)$$

unde:

Q=debitul volumic de fluid;

R=raza frontierelor de iesire si intrare;

b_1, b_2 =lungimea zonei de intrare respectiv iesire;

La punerea conditiilor in cazul curgerii printr-un distribuitor cu sertar cilindric, de obicei se fac urmatoarele ipoteze simplificatoare:

- la intrare, componenta normala a vitezei pe sectiune, este constanta;
- la iesire, viteza are directia normalei la sectiune;

4.2.5 Discretizarea domeniului

Pentru discretizarea domeniului au fost alese elemente finite *izoparametrice liniare*, la care atat variabilele cit si functiile se aproximeaza prin aceiasi functie de interpolare.

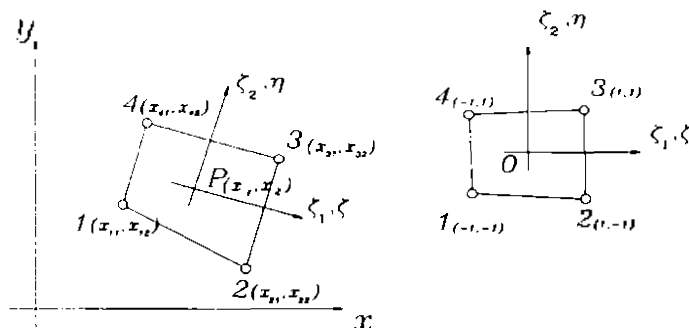


fig.4.2.4

Aceste elemente finite izoparametrice utilizeaza un sistem de coordonate naturale ζ_i ($i=1,2$), numite *coordonate izoparametrice* sau *ζ -naturale*, care variaza intre 0 si ± 1 si este centrat in centrul de greutate al elementului (figura 4.2.4.) Pentru un punct arbitrar P din element, coordonatele lui carteziene x_i sunt legate de cele ζ -naturale prin:

$$x_i = a_i + a_{ij}\zeta_j + a_{ijk}\zeta_j\zeta_k \quad (4.2.42)$$

cu $a_{ijk}=0$ daca $j=k$,

iar cele carteziene ale nodurilor, prin:

$$x_i = a_N(\zeta_i)x_N \quad (4.2.43)$$

in care $a_N(\zeta_i)=b_N(\zeta_i)$ sint functii izoparametrice de interpolare:

$$a_N(\zeta_i) = b_N(\zeta_i) = \frac{1}{4}(1 + \zeta_{N, \zeta_1})(1 + \zeta_{N, \zeta_2}) \text{ cu } N = \overline{(1,4)} \quad (4.2.44)$$

Observam ca:

$$\begin{array}{ll} \zeta_{11} = -1, \zeta_{12} = -1 & \zeta_{31} = 1, \zeta_{32} = 1 \\ \zeta_{21} = 1, \zeta_{22} = -1 & \zeta_{41} = -1, \zeta_{42} = 1 \end{array} \quad (4.2.45)$$

si dezvoltind relatia (4.2.44) se obtin:

$$\begin{aligned} a_1(\zeta_i) - b_1(\zeta_i) &= \frac{1}{4}(1 - \zeta_1)(1 - \zeta_2) \\ a_2(\zeta_i) - b_2(\zeta_i) &= \frac{1}{4}(1 + \zeta_1)(1 - \zeta_2) \\ a_3(\zeta_i) - b_3(\zeta_i) &= \frac{1}{4}(1 + \zeta_1)(1 + \zeta_2) \\ a_4(\zeta_i) - b_4(\zeta_i) &= \frac{1}{4}(1 - \zeta_1)(1 + \zeta_2) \end{aligned} \quad (4.2.46)$$

Din relatia lui x_i (4.2.42) obtinem:

$$x_i = \frac{1}{4}(a_i + b_i \zeta_1 + c_i \zeta_2 + d_i \zeta_1 \zeta_2) \quad (4.2.47)$$

se obtin coeficientii a_i, b_i, c_i, d_i :

$$\begin{aligned} a_i &= x_{1i} - x_{2i} + x_{3i} + x_{4i} \\ b_i &= -x_{1i} + x_{2i} + x_{3i} - x_{4i} \\ c_i &= -x_{1i} - x_{2i} + x_{3i} + x_{4i} \\ d_i &= x_{1i} - x_{2i} + x_{3i} - x_{4i} \end{aligned} \quad (4.2.48)$$

Pentru calcule este utila schimbarea de variabila z, r ($i=1,2$) $\rightarrow \zeta_i$ ($i=1,2$)

$$\int_{\Omega} dz dr = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 |J| d\zeta_1 d\zeta_2 \quad (4.2.49)$$

in care $|J|$ este iacobianul transformarii:

$$|J| = \frac{1}{8}(\alpha_0 + \alpha_1 \zeta_1 + \alpha_2 \zeta_2) \quad (4.2.50)$$

cu:

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= (z_4 - z_2)(r_1 - r_3) - (z_1 - z_3)(r_4 - r_2); \\ \alpha_1 &= (z_3 - z_4)(r_1 - r_2) - (z_1 - z_2)(r_3 - r_4); \\ \alpha_2 &= (z_4 - z_1)(r_2 - r_3) - (z_2 - z_3)(r_4 - r_1); \end{aligned} \quad (4.2.51)$$

Se va renunta la indexarea superioara cu e si se vor utiliza variabilele $\zeta = \zeta_1$ si $\eta = \zeta_2$

Coeficientii D_{NM}^e sunt aceeasi atat pentru formularea in functia de curent, cit si cea a potentialului vitezei.

4.2.5.1 Calculul coeficientilor D_{NM} .

Cu $a_N = b_N$ si $d\Omega = dz dr$, schimbind variabilele:

$$D_{NM}^e = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \left(\frac{\partial a_N}{\partial z} \frac{\partial a_M}{\partial z} + \frac{\partial a_N}{\partial r} \frac{\partial a_M}{\partial r} \right) |J| d\zeta d\eta \quad (4.2.52)$$

$$\frac{\partial a_N}{\partial \zeta_i} = \frac{\partial a_N}{\partial x_k} \frac{\partial x_k}{\partial \zeta_i} = \frac{\partial a_N}{\partial x_k} J_{ki} \quad (4.2.53)$$

$$\frac{\partial a_N}{\partial x_k} = (J_k)^{-1} \frac{\partial a_N}{\partial \zeta_i} = |J|^{-1} J_k \frac{\partial a_N}{\partial \zeta_i} \quad (4.2.54)$$

Dar cum: $(J_k)^{-1} = (|J|)^{-1} J_k$

$$\frac{\partial a_N}{\partial k} = \frac{1}{g' |J|} (A_{Nk} + B_{Nk}^1 \zeta_1 + B_{Nk}^2 \zeta_2) \text{ cu } k = 1, 2 \quad (4.2.55)$$

in care coeficientii $A_{Nk}, B_{Nk}^1, B_{Nk}^2$ se calculeaza din coordonatele nodurilor elementului finit.

Produsul derivatelor devine:

$$\frac{\partial a_N}{\partial i} \frac{\partial a_M}{\partial i} = \frac{1}{64 |J|^2} [a_{NM}^1 + b_{NM}^1 \zeta + c_{NM}^1 \eta + d_{NM}^1 \zeta \eta + e_{NM}^1 \zeta^2 + f_{NM}^1 \eta^2] \quad i = 1, 2 \quad (4.2.56)$$

in care:

$$\begin{aligned} a_{NM}^1 &= A_{Ni} A_{Mi} \\ b_{NM}^1 &= A_{Ni} B_{Mi}^1 + A_{Mi} B_{Ni}^1 \\ c_{NM}^1 &= A_{Ni} B_{Mi}^2 + A_{Mi} B_{Ni}^2 \\ d_{NM}^1 &= B_{Ni}^1 B_{Mi}^2 + B_{Ni}^2 B_{Mi}^1 \\ f_{NM}^1 &= B_{Ni}^2 B_{Mi}^2 \end{aligned}$$

iar:

$$a_N \frac{\partial a_M}{\partial r} = \frac{1}{32 |J|} [g_{NM}^2 + h_{NM}^2 \zeta + k_{NM}^2 \eta + q_{NM}^2 \zeta^2 + p_{NM}^2 \zeta \eta + s_{NM}^2 \zeta \eta + t_{NM}^2 \zeta_2 \eta + u_{NM}^2 \zeta \eta^2] \quad (4.2.57)$$

unde:

$$\begin{aligned} g_{NM}^2 &= A_{M2} \\ h_{NM}^2 &= B_{M2}^2 + A_{M2} \zeta_{N1} \\ k_{NM}^2 &= B_{M2}^2 + A_{M2} \zeta_{N2} \\ p_{NM}^2 &= B_{M2}^1 \zeta_{N2} + B_{M2}^2 \zeta_{N1} + A_{M2} \zeta_{N1} \zeta_{N2} \\ q_{NM}^2 &= B_{M2}^1 \zeta_{N1} \\ s_{NM}^2 &= B_{M2}^2 \zeta_{N2} \\ t_{NM}^2 &= B_{M2}^1 \zeta_{N1} \zeta_{N2} \\ u_{NM}^2 &= B_{M2}^2 \zeta_{N1} \zeta_{N2} \end{aligned} \quad (4.2.58)$$

deci coeficientii D_{NM} pot fi de forma:

$$D_{NM} = \frac{1}{8} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f_{NM}(\zeta, \eta) d\zeta d\eta \quad (4.2.59)$$

in care:

$$\begin{aligned} f_{NM}(\zeta, \eta) &= [a_{NM}^1 + a_{NM}^2 + (b_{NM}^1 + b_{NM}^2) \zeta + (c_{NM}^1 + c_{NM}^2) \eta + \\ & (d_{NM}^1 + d_{NM}^2) \zeta \eta + (e_{NM}^1 + e_{NM}^2) \zeta^2 + (f_{NM}^1 + f_{NM}^2) \eta] + \\ & (a_2 + b_2 \zeta + c_2 \eta + d_2 \zeta \eta) * (\alpha_0 + \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \eta)^4 + \\ & 2[g_{NM}^2 + h_{NM}^2 \zeta + k_{NM}^2 \eta + p_{NM}^2 \zeta \eta + q_{NM}^2 \zeta^2 + s_{NM}^2 \eta^2 + t_{NM}^2 \zeta^2 \eta + u_{NM}^2 \zeta \eta^2] \end{aligned} \quad (4.2.60)$$

$$a_2 = r_1 + r_2 + r_3 + r_4$$

$$\text{iar } a_2, b_2, c_2, d_2 \text{ ce definesc pe } r \text{ dat, avem:} \quad b_2 = -r_1 + r_2 + r_3 - r_4 \quad (4.2.61)$$

$$c_2 = -r_1 - r_2 + r_3 + r_4$$

$$d_2 = r_1 - r_2 + r_3 - r_4$$

Evaluarea coeficientilor D_{NM} se va face prin cubatura numerica:

$$D_{NM} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^n w_i w_j f_{NM}(\zeta_i, \eta_j) \quad (4.2.62)$$

cu: n - numarul punctelor gaussiene din interiorul elementului;
 z_i, h_i - coordonatele lor naturale;
 w_i, w_j - coeficientii de pondere;

4.2.6 Calculul termenilor liberi F_N^e

Pentru formularea in functia de curent, termenii liberi F_N reprezinta fizic, in cazul problemelor bidimensionale, debitul in lungul frontierei de intrare a elementului finit.

In cazul unei intrari oarecare termenii liberi devin:

$$F_N = \int_0^l \varepsilon_{ij} v_j n_i \hat{a}_N^* ds \quad (4.2.63)$$

Elementele finite fiind izoparametrice:

$$v_i = v_i^N \hat{a}_N^* \quad r = r_a \hat{a}_N^* \quad N = 1, 2 \quad (4.2.64)$$

cu care relatia se scrie:

$$F_N = \int_0^l \varepsilon_{ij} \hat{a}_M^* v_j^M n_i \hat{a}_P^* r_P \hat{a}_Q^* r_Q \hat{a}_N^* ds \quad (4.2.65)$$

care integrate dau:

$$F = \frac{l}{5} \left[\begin{aligned} & (v_a + \frac{1}{4} v_b) r_1^2 + (\frac{1}{2} v_a + \frac{1}{3} v_b) r_1 r_2 + (\frac{1}{6} v_a + \frac{1}{4} v_b) r_2^2 \\ & (\frac{1}{4} v_a + \frac{1}{6} v_b) r_1^2 + (\frac{1}{3} v_a + \frac{1}{2} v_b) r_1 r_2 + (\frac{1}{4} v_a + v_b) r_2^2 \end{aligned} \right] \quad (4.2.66)$$

in care:

$$\begin{aligned} v_a &= v_z^1 \cos(n, r) - v_r^1 \cos(n, z) \\ v_b &= v_z^2 \cos(n, r) - v_r^2 \cos(n, z) \end{aligned} \quad (4.2.67)$$

conform figurii (4.2.5) in care pentru intrare normala avem:

$$v_r^1 = 0; \quad v_r^2 = 0.$$

$$\begin{aligned} v_a &= v_z^1 \cos(n, r) \\ v_b &= v_z^2 \cos(n, r) \end{aligned} \quad (4.2.68)$$

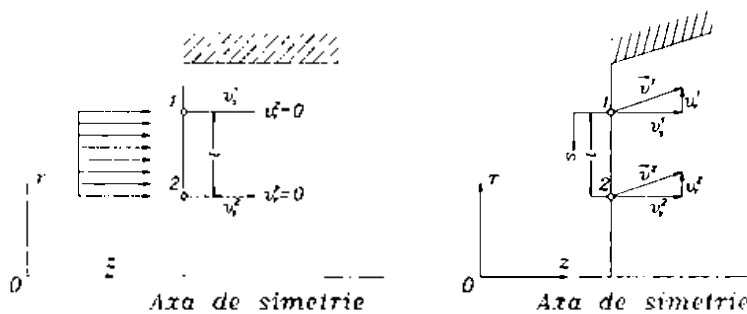


fig.4.2.5

4.2.7 Determinarea cimpului de viteze si presiuni

Din aproximatia functiei ψ pe Ω^e (relatia 4.2.20.), se obtin componentele vitezei pe elementul finit:

$$v_z^e = f(\alpha_0 + \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \eta) (a_2 + b_2 \zeta + c_2 \eta + d_2 \zeta \eta) (A_{N2} + B_{N2}^1 \zeta + B_{N2}^2 \eta) \psi_N^e \quad (4.2.69)$$

$$v_r^e = -f(\alpha_0 + \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \eta) (a_2 + b_2 \zeta + c_2 \eta + d_2 \zeta \eta) (A_{N1} + B_{N1}^1 \zeta + B_{N1}^2 \eta) \psi_N^e$$

sau in caz particular, in centrul lor de greutate:

$$v_z^e = 4 \alpha_0^{-1} a_2^{-1} A_{N2} \Psi_N^e$$

$$v_r^e = -4 \alpha_0^{-1} a_2^{-1} A_{N1} \Psi_N^e \quad (4.2.70)$$

Deci marimea vitezei pe elementul finit este:

$$v = \sqrt{v_z^2 + v_r^2} \quad (4.2.71)$$

sau raportata de la viteza de la intrare v_{AB} :

$$\bar{v} = \frac{v}{v_{AB}} \quad (4.2.72)$$

Din teorema lui Bernoulli se obtine presiunea:

$$p - p_{AB} = \frac{\rho}{2} (v_{AB}^2 - v^2) \quad (4.2.73)$$

sau raportata la $\rho v_{AB}^2 / 2$:

$$\bar{p} = (p - p_{AB}) 2 \rho^{-1} v_{AB}^{-2} = 1 - \bar{v}^2 \quad (4.2.74)$$

4.2.8 Rezultate obtinute prin simulare numerica utilizind metoda elementului finit

Deoarece componenta vitezei in directia versorului $i_0 = k i$, poate fi considerata nula, viteza poate fi exprimata cu ajutorul potentialului vitezei, respectiv cu functia de curent, dupa cum urmeaza:

$$\bar{v} = \Delta \varphi - \frac{\bar{l}_\theta}{r} x \Delta \psi \quad (4.2.75)$$

Din conditiile de incompresibilitate ale fluidului si de irrotationalitate a miscarii, rezulta ca functiile scalare satisfac urmatoarele ecuatii cu derivate partiale:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} = 0 \quad (4.2.76)$$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} = 0 \quad (4.2.77)$$

Pentru precizarea conditiilor la limita, in fig. 4.2.6 s-au notat cu AD si BC frontierele solide, respectiv cu AB sectiunea de intrare si cu CD sectiunea de iesire a fluidului. De asemenea, este figurata normala exterioara domeniului, "n", precum si vitezele normale la intrare, v_{1n} , si la iesire, v_{2n} .

Avem evident:

$$\bar{v}_{1n} = -\bar{n}_1 \frac{Q}{2\pi R \cdot b_1}, \quad \bar{v}_{2n} = \bar{n}_2 \frac{Q}{2\pi R \cdot b_2} \quad (4.2.78)$$

unde Q este debitul volumic de fluid.

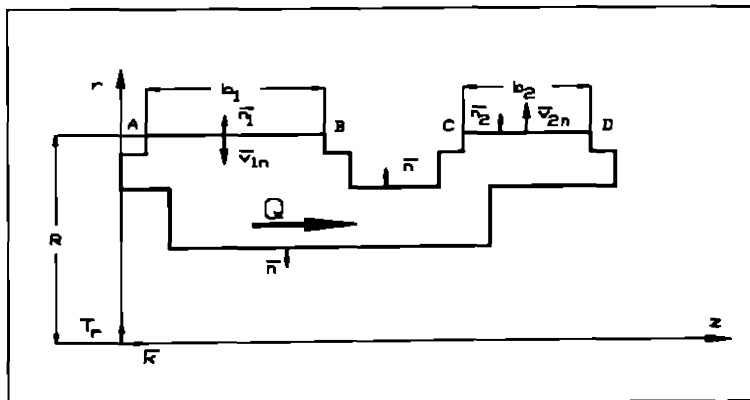


fig.4.2.6

Pe frontierele solide, componenta vitezei după direcția normalei este nula, deci acestea vor fi linii de curent. Rezulta:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0 \text{ pe } AD \text{ si } BC$$

$$\psi = 0 \text{ pe } AD \text{ si } \psi = \frac{Q}{2\pi} \text{ pe } BC \quad (4.2.79)$$

În secțiunea de intrare, respectiv în cea de ieșire, se considera că viteza după direcția normalei este constantă, și prin urmare:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = -\frac{Q}{2\pi R \cdot b_1} \text{ pe } AB, \quad \frac{\partial \varphi}{\partial n} = \frac{Q}{2\pi R \cdot b_2} \text{ pe } CD$$

$$\psi = \frac{Q}{2\pi b_1} (z - z_A) \text{ pe } AB, \quad \psi = -\frac{Q}{2\pi b_2} (z - z_D) \text{ pe } CD$$
(4.2.80)

Pentru rezolvarea problemelor cu conditii la limita (4.2.78), (4.2.79), (4.2.80), s-a utilizat metoda elementului finit. In acest scop, domeniul din semiplanul meridian, pe care se studiaza curgerea, a fost discretizat cu elemente finite patrulate izoparametrice, cu 4 noduri pe element. De exemplu, pentru o deschidere a fantei de reglare de 0.5 mm, domeniul a fost discretizat cu 3240 de elemente si 3423 de noduri. Programul care realizeaza discretizarea domeniului, genereaza fisierul cu coordonatele nodurilor, fisierul cu matricea de conexiuni a elementelor si fisierul pentru reprezentarea grafica a retelei in AutoCAD.

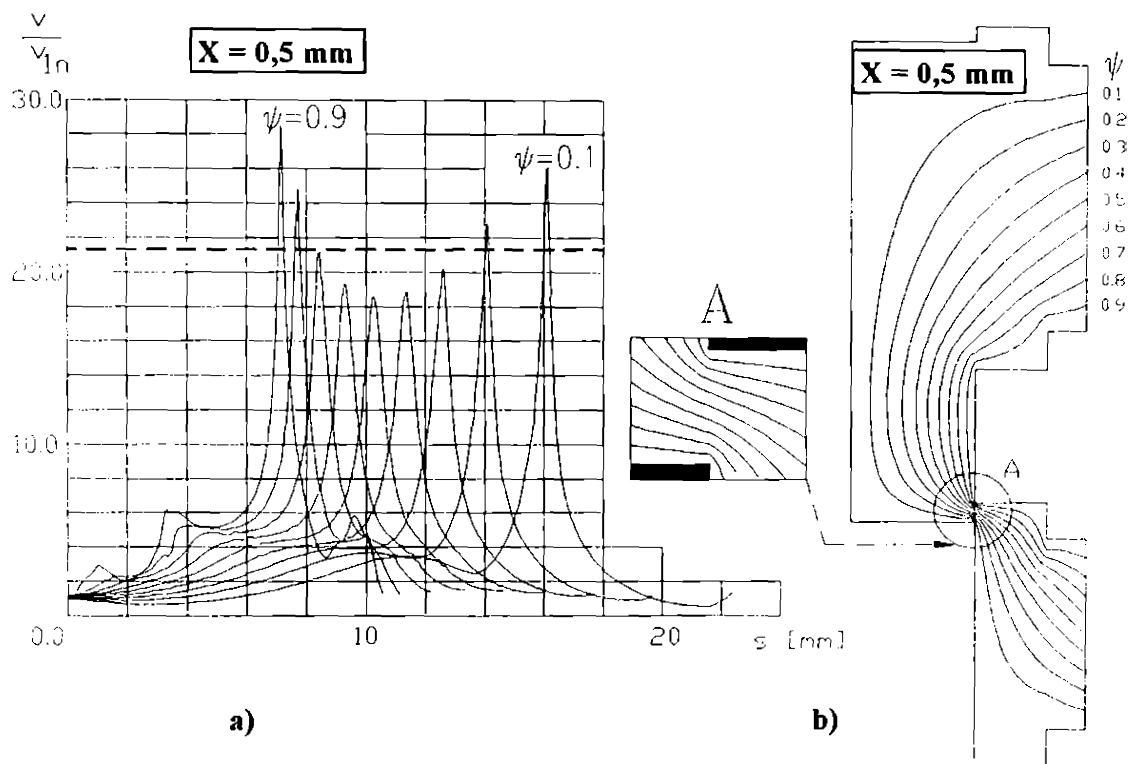


fig. 4.2.7 Rezultate obtinute pentru $x=0,5$ mm

Pentru calculul valorilor campului hidrodinamic in nodurile retelei, au fost realizate doua programe, rularile fiind efectuate pe un calculator IBM-PC AT 486. Ulterior, s-au determinat liniile de curent prin interpolarea functiei de curent de-a lungul laturilor elementelor. Distributia vitezei de-a lungul liniilor de curent a fost determinata prin derivarea potentialului vitezei de-a lungul fiecarei linii. Reprezentarea grafica a rezultatelor a fost realizata tot in AUTOCAD.

In fig. 4.2.7b) sunt prezentate liniile de curent in cazul unei deschideri a fantei de reglare de 0.5 mm, iar in fig. 4.2.7a) este prezentata variatia vitezei, raportata la viteza normala din sectiunea de intrare, functie de abscisa curbilinie masurata de-a lungul fiecarei linii de curent. Aceleasi rezultate sunt prezentate in fig. 2.7.8 pentru o deschidere de 1 mm, respectiv in fig. 2.7.9 pentru o deschidere de 2 mm. Se observa ca, in fiecare caz, intre linia de curent $Y=0.1$ si frontiera solida AB ($Y=0$) exista o zona in care apar miscari secundare ale fluidului, care contribuie la disiparea energiei sale prin frecare viscoasa. Alina acestei linii de curent sugereaza destul de corect razele de racordare ce pot fi realizate la sertarul distribuitorului, pentru a diminua pierderile hidraulice. Urmarind evolutia vitezei fluidului de-a lungul fiecarei linii de curent, se inregistreaza un maxim global in zona fantei de

reglare, respectiv valori maxime locale, de amplitudine mai redusa, in zonele de schimbare brusca a directiei curentului de fluid.

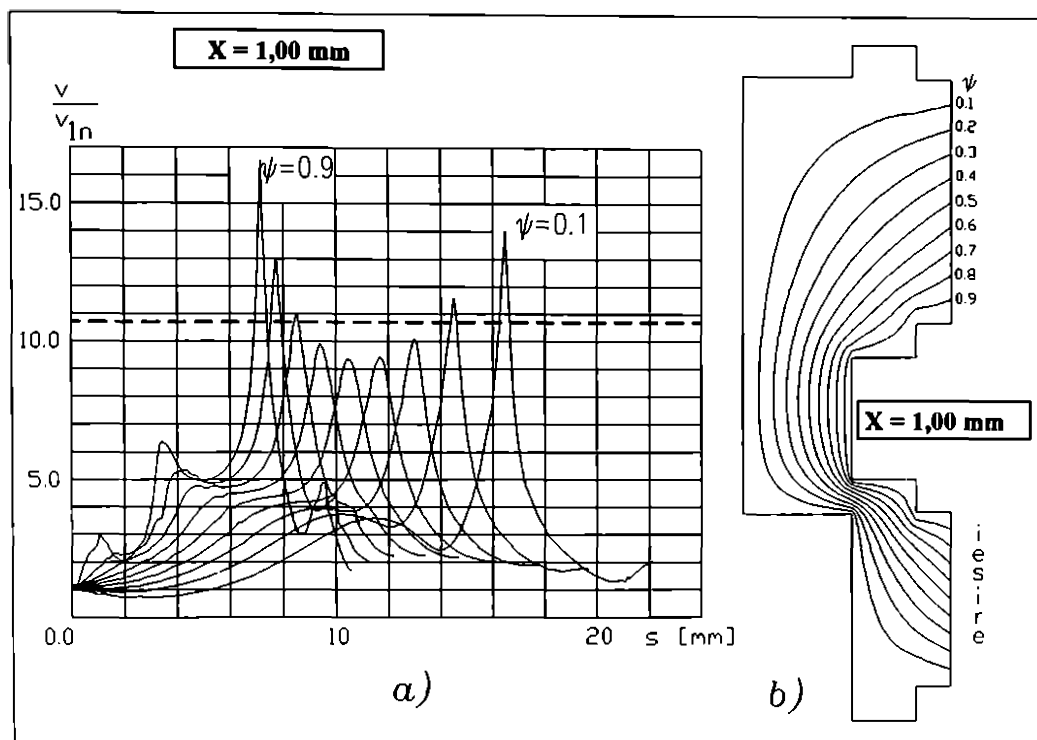


fig.4.2.8 Rezultate obtinute pentru $x=1,00$ mm

De regula, la calculul distributoarelor se utilizeaza viteza medie in fanta de reglare, obtinuta prin raportarea debitului de fluid la sectiunea de trecere oferita. Aceasta este reprezentata in fig. 2.4.7; fig. 2.4.8; fig. 2.4.9 cu linie punctata.

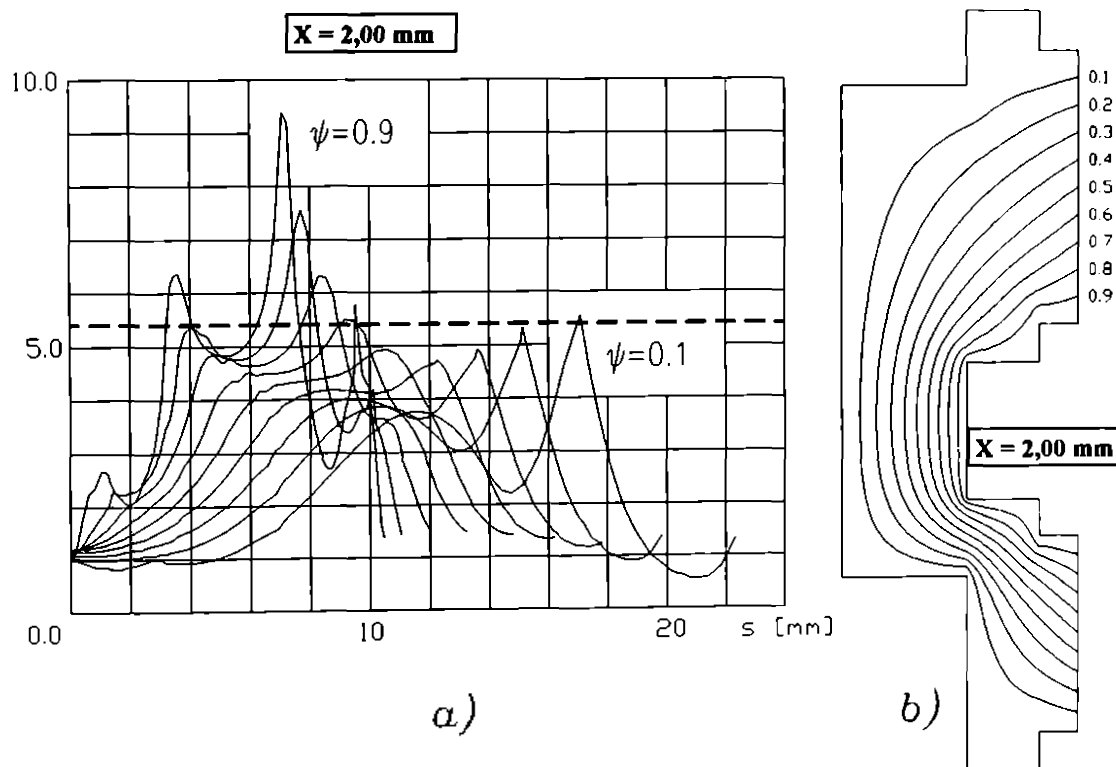


fig.4.2.9 Rezultate obtinute pentru $x=2,00$ mm

Se observa ca, datorita schimbarii bruste de directie a liniilor de curent din vecinatatea frontierei solide ($Y=0.1$ si $Y=0.9$), viteza maxima care apare de-a lungul acestora, este mai mare decat viteza medie (prezentata cu linie punctata) cu aproximativ 32%, pentru deschidere de 0.5 mm, cu 54% la 1 mm si cu 73% la 2mm. De remarcat faptul ca neuniformitatea profilului vitezei in fanta, se reduce odata cu micșorarea deschiderii fantei de reglare. Structura cimpului de viteze in zona fantei de reglare evidentiaza o crestere a valorii vitezei liniilor de curent din vecinatatea frontierei solide, fata de viteza medie prin fanta.

Neuniformitatea repartitiei vitezei in fanta este cu atat mai ridicata cu cit deschiderea fantei este mai mare.

Estimările numerice a parametrilor curgerii prin metodologia expusa mai sus, necesita un set de valori experimentale globale, (viteza medie in sectiunea de intrare) care sa permita dimensionalizarea valorilor obtinute.

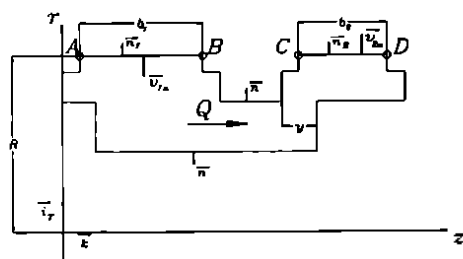
Un alt element important, evidentiat de simularea numerica chiar in conditiile simplificatorii expuse, este necesitatea plasarii punctelor de masurare a parametrilor curgerii in imediata vecinatate a fantei de reglare, datorita salturilor evidente in valorile functiei de curent si de potential calculate.

4.2.9 Studiul unor geometrii modificate. Rezultatele calcului numeric

Utilizind modelul de curgere cu fluid ideal si descrierile metodologiilor expuse, au fost studiate geometrii modificate ale structurii ansamblului sertar-corp.

In rulara concreta, geometria frontierelor solide adoptata se refera la structura modelului distribuitor, avind scara de marire 5X, astfel incit pe baza determinarilor numerice se pot trage concluzii in special privind posibilitatea teoretica a aparitiei zonelor favorabile dezvoltarii fenomenului cavitional. Prin transpunere in coordonate reale se pot determina punctele geometrice optime de amplasare a prizelor de presiune pe sertar si corp.

Metoda a fost aplicata pentru 4 domenii de curgere:



Varianta 1:

- in care domeniul nu contine tesituri (nici pe sertar nici pe corp) dat in figura 4.2.10

fig.4.2.10

Varianta 2:

- in care domeniul contine tesituri pe sertar si este reprezentat in figura 4.2.11

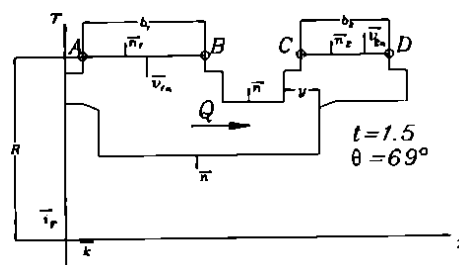


fig.4.2.11

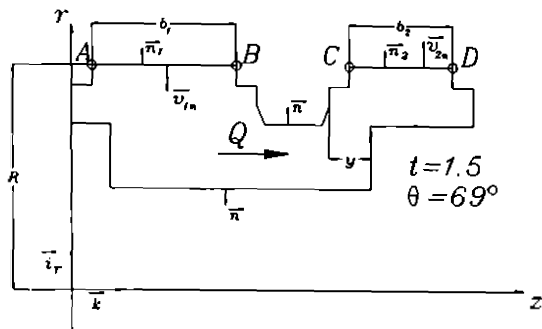


fig.4.2.12

Varianta 3:
- in care domeniul contine tesituri pe corp si este reprezentat in figura 4.2.12

Varianta 4:
- in care domeniul contine tesituri pe corp si sertar si este reprezentat in figura 4.2.13

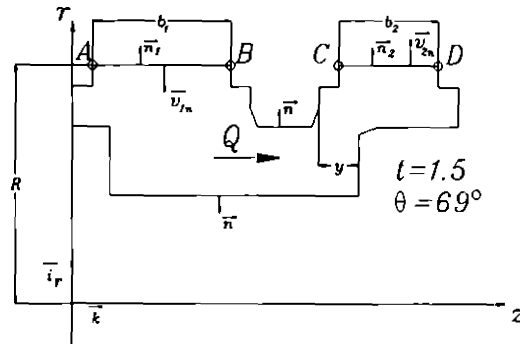


fig.4.2.13

Pentru cele 4 variante, s-a realizat distributia de viteze si presiuni pe 5 fire si anume pentru y avind valorile: 0.2; 0.4; 0.5; 0.6; 0.8. Distributia a fost calculata pentru fiecare varianta de domeniu, cu modificarea deschiderii y de la pozitia $y=0$ pina la pozitia $y=39$. Reprerentarea grafica a rezultatelor obtinute este data in fig. 4.2.14; fig. 4.2.15 ; fig. 4.2.16 fig. 4.2.17 ; fig. 4.2.18 .

In urma rularilor, volumul de date numerice obtinut este foarte mare iar prezentarea sa sintetica pune probleme deosebite. In acest sens, am prezentat pentru cele 4 variante descrise, structura liniilor de curent pentru diferite deschideri intre o valoare minima si valoarea maxima, cit si rezultatele comparative in cimpul presiunilor si vitezelor la $x=5\text{mm}$ pentru cele 4 variante. (fig. 4.2.19)

Alaturi de concluziile obtinute la rulara geometriei modelului industrial, valabile si in acest caz, se remarca influenta puternica a geometriei locale a fantei de reglare. Valorile locale a vitezelor si presiunilor sunt dependente de adoptarea geometriei tesite a sertarului si respectiv a corpului. Desi zonele de presiuni scazute si viteze mari favorabile fenomenului cavitional continua sa fie prezente, virfurile minimelor de presiune sunt mai putin accentuate, asa dupa cum rezulta din diagramale comparative. Deschiderea mica de 1mm evidentiaza fenomene de atasare a jetului la corp, confirmata ulterior prin rularile modelului viscos, ceea ce motiveaza prezenta unor puncte de preluare a presiunilor in zona umarului sertarului. De remarcat ca toti parametrii obtinuti sunt adimensionali, valorile de referinta fiind valorile de intrare in sistem.

Varianta 1 muchii drepte

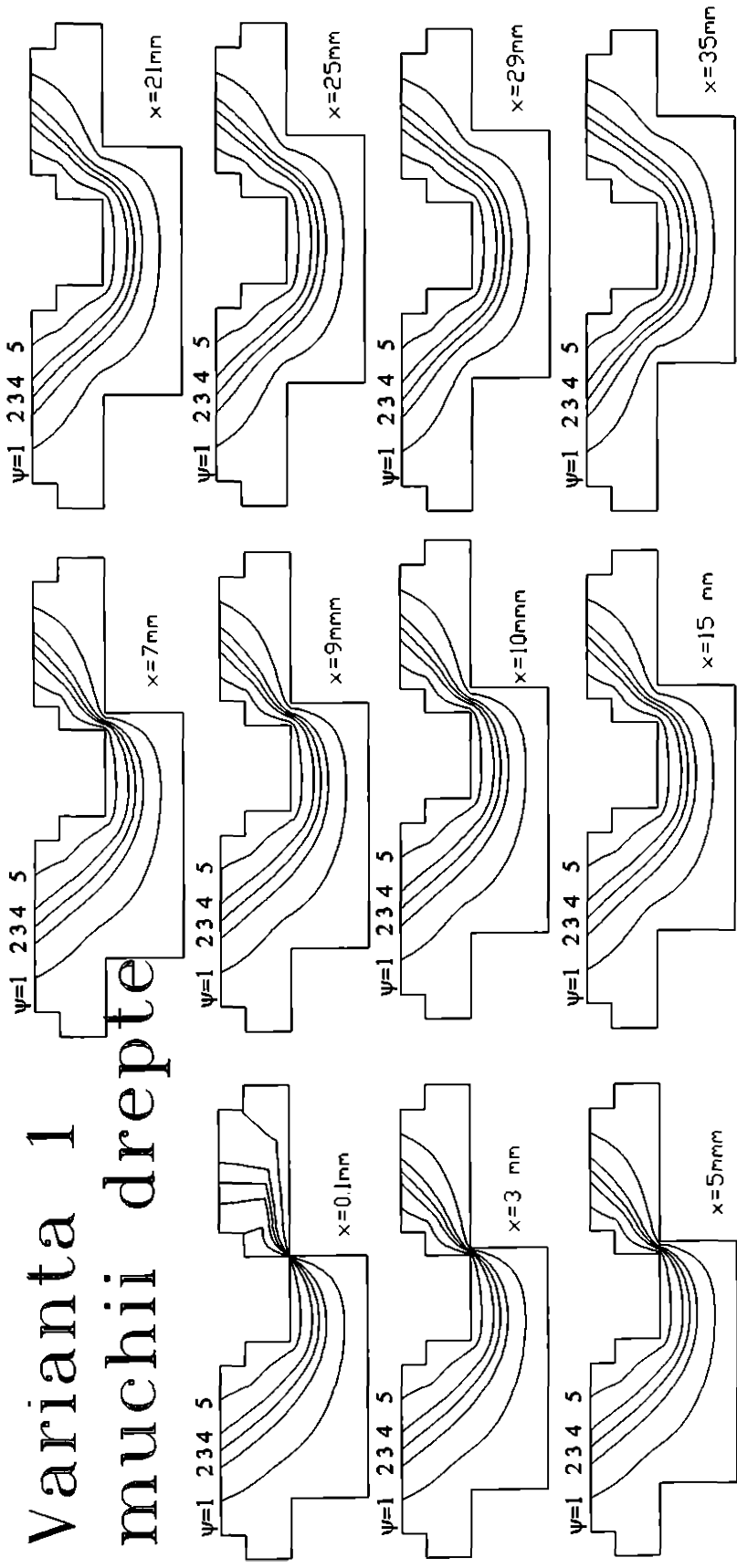


fig. 4.2.14

Varianta 2 sertar tesis

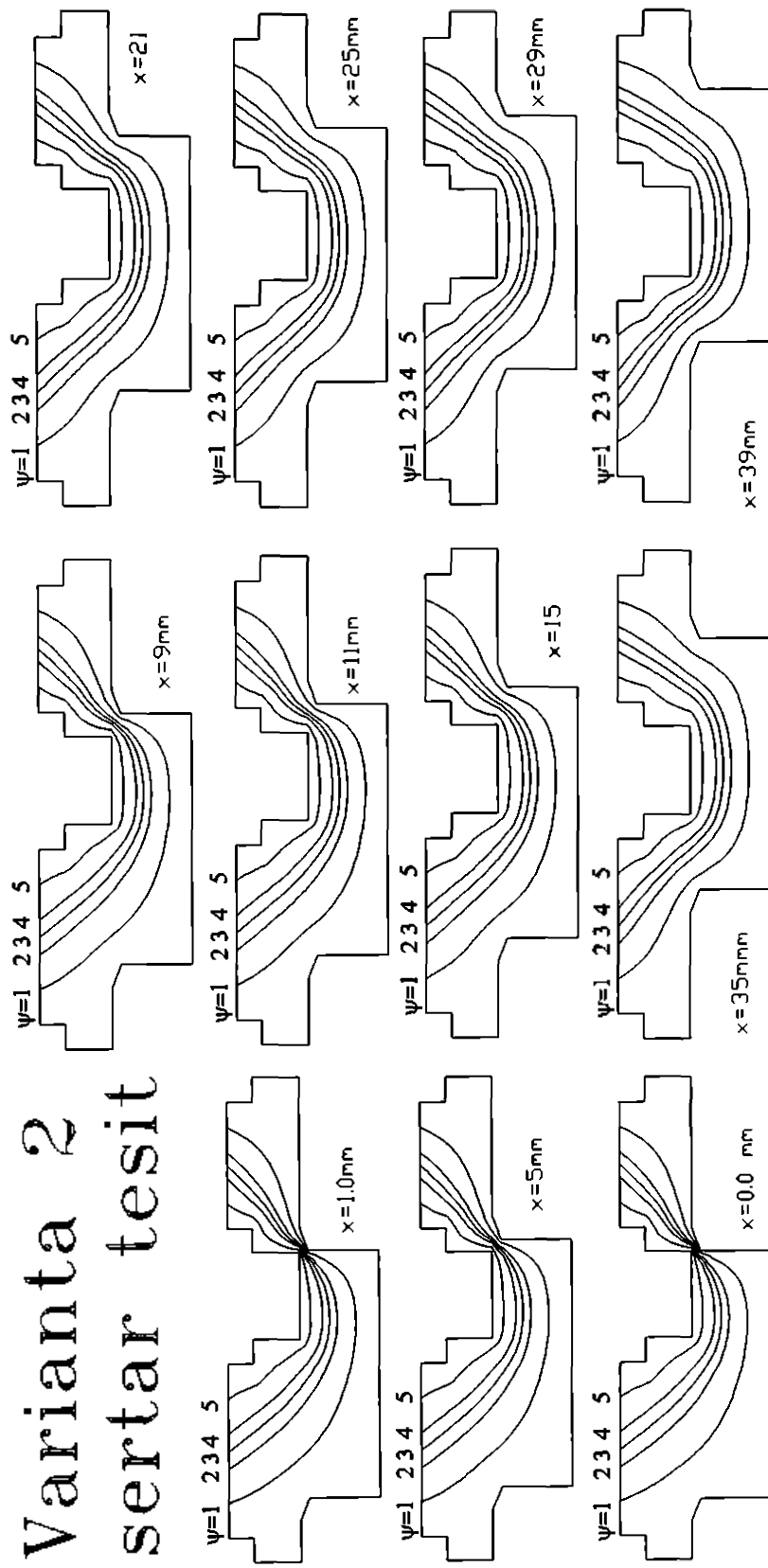


fig. 4.2.15
78

Varianta 3 corp tesit

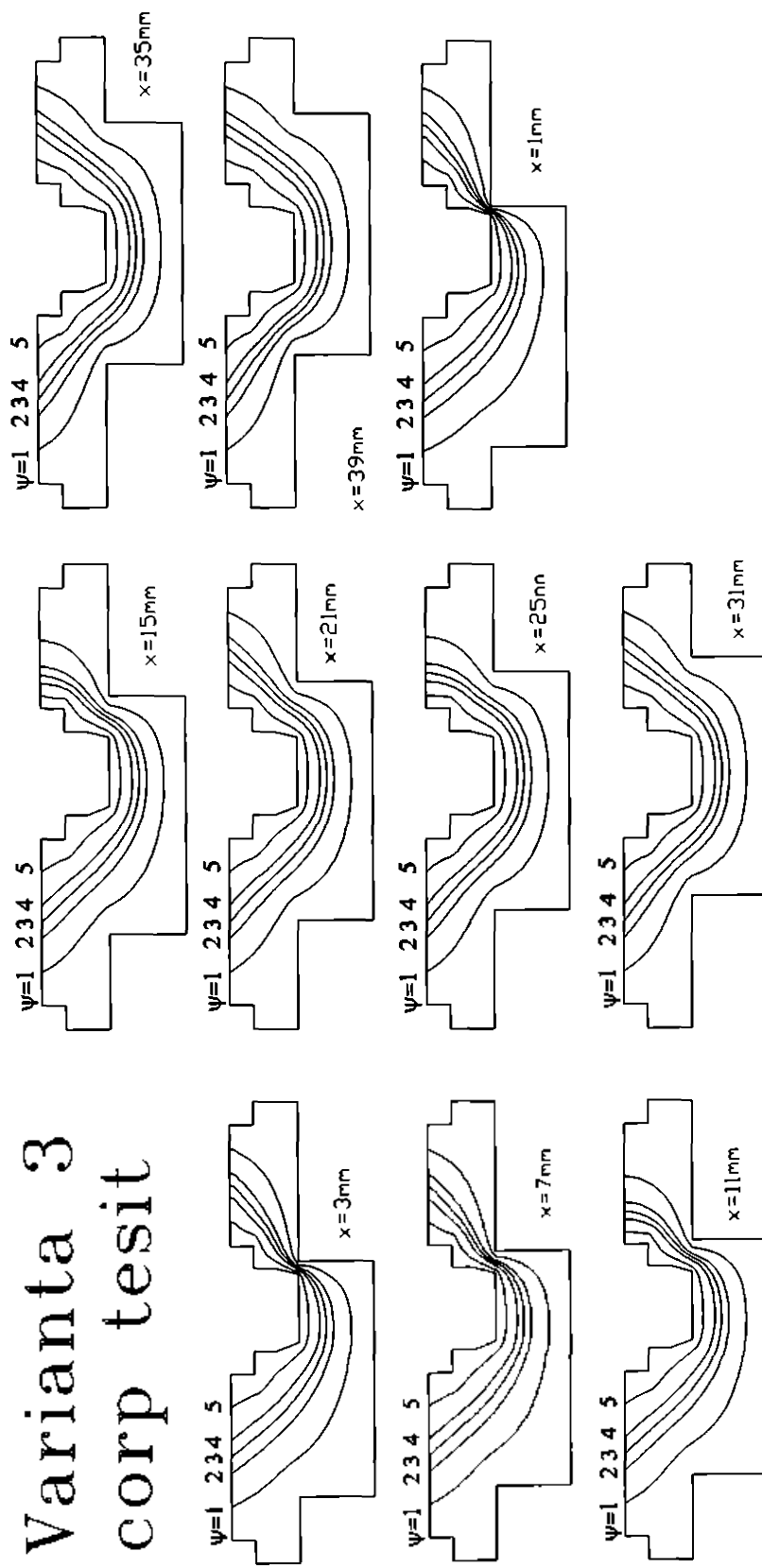


fig. 4.2.16
79

Varianta 4 tesitura dubla

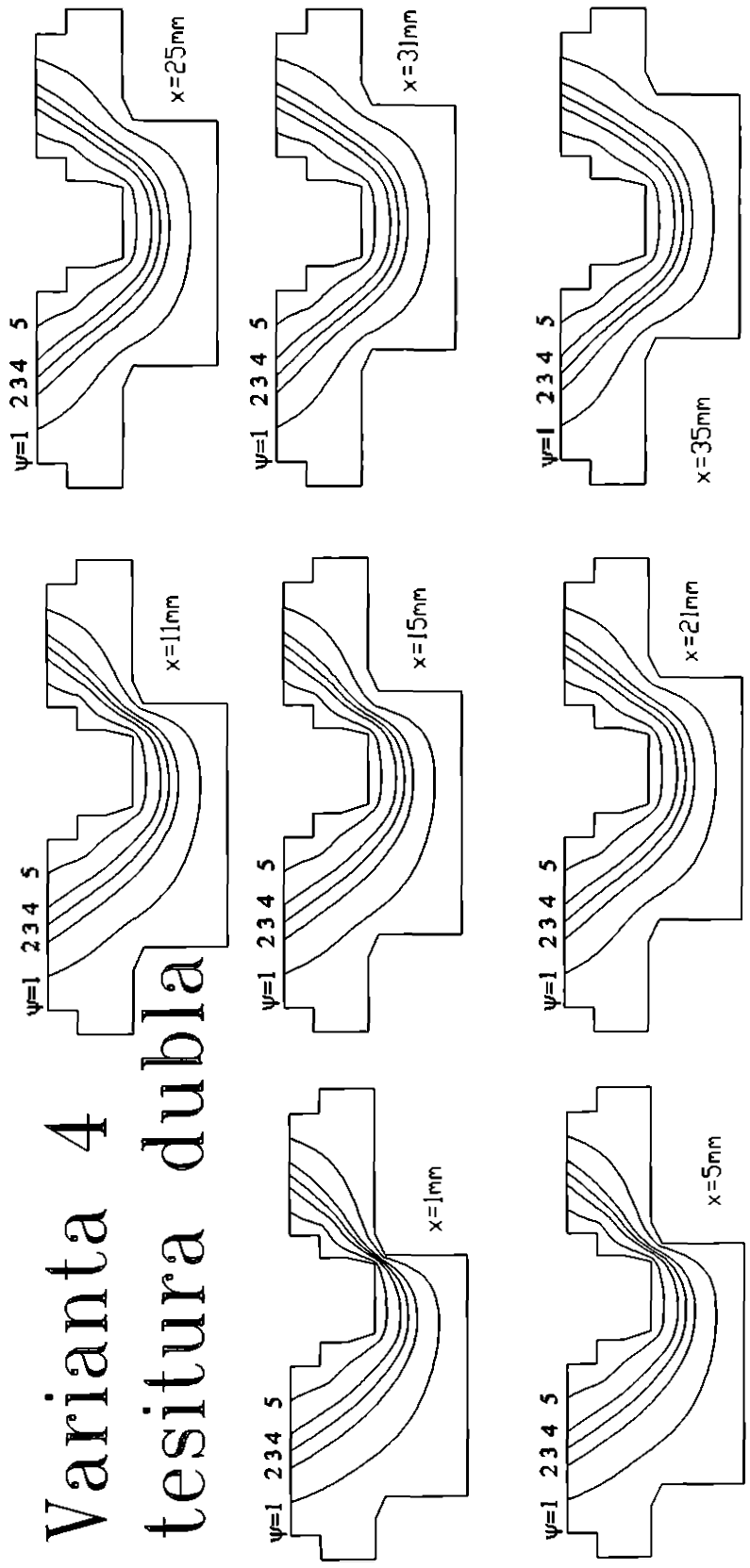
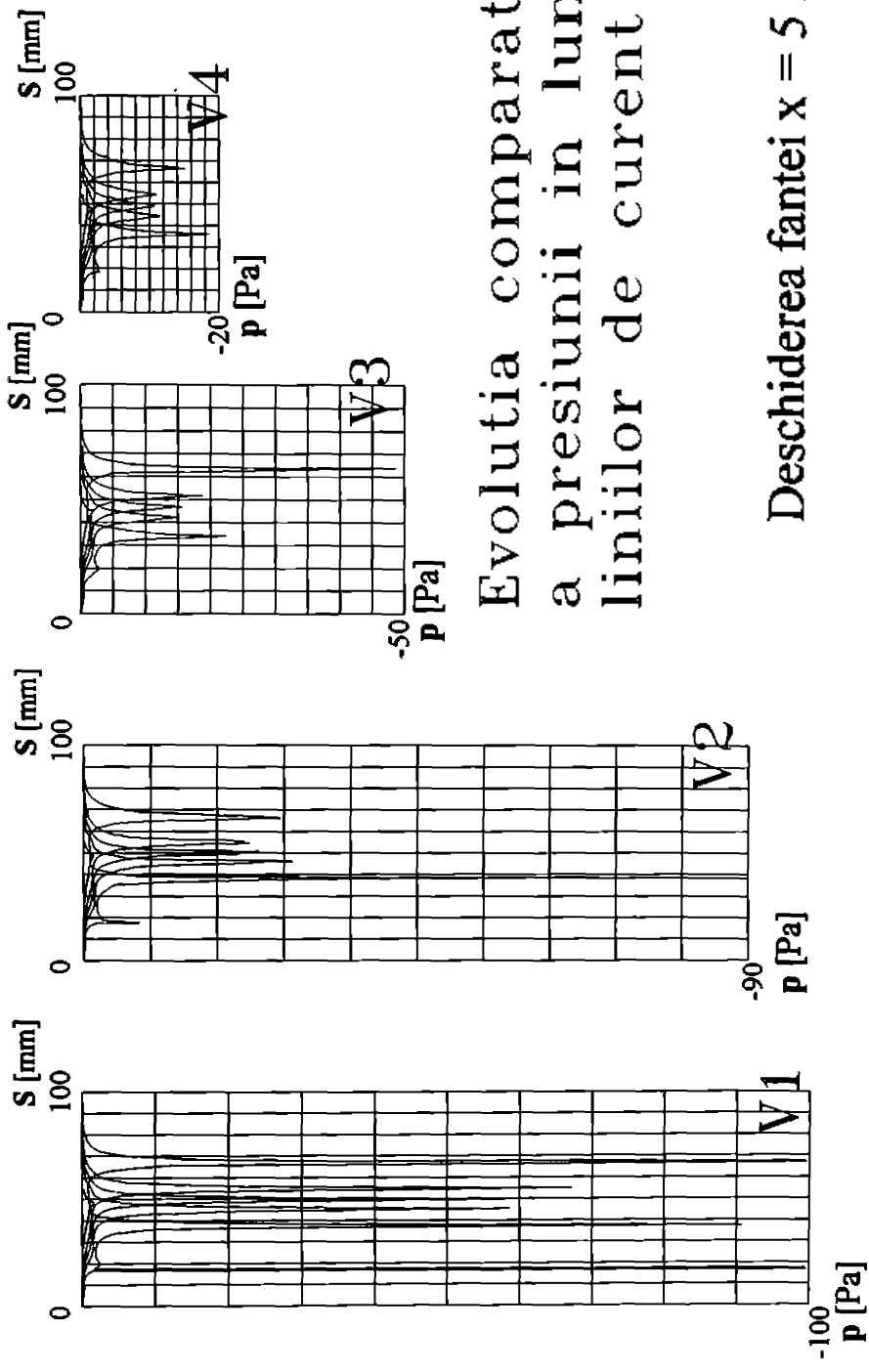


fig. 4.2.17
80



Evolutia comparativa
a presiunii in lungul
liniilor de curent

Deschiderea fantei $x = 5 \text{ mm}$

fig. 4.2.18

4.3. Utilizarea programului COSMOS 286/386 pentru obtinerea solutiilor numerice ale curgerii in domeniul distribuitului cu serrar cilindric.

4.3.1 Introducere

Elementele teoretice de baza ale acestui capitol sunt descrise in manualul de utilizare a programului de calcul cu element finit COSMOS 286/386 [23b].

Ecuatiile care descriu problemele de curgere a fluidelor viscoase sunt ecuatia de continuitate, care este expresia principiului fizic al conservarii masei, ecuatiile Navier-Stockes, care descriu conservarea momentului si ecuatiile energiei care descriu conservarea energiei.

Aceste ecuatii sunt constituite ca probleme cu conditii de frontiera si/sau conditii initiale. Cu exceptia unor probleme foarte speciale, este imposibila obtinerea unor solutii analitice pentru aceste ecuatii. Este deci necesara, utilizarea unor metode de aproximare pentru rezolvarea acestor ecuatii. Metoda elementului finit este una dintre metodele ce rezolva setul de ecuatii descris mai sus. In aceasta metoda domeniul de existenta este divizat in multe subdomenii mici, denumite elemente, fiecarui element asociindu-se un anumit numar de noduri. In mod uzual, nodurile sunt legate de elementele de frontiera. In plus fata de nodurile de frontiera, un element poate sa aiba un numar de noduri de rang inferior. Variabilele dependente in ecuatiile diferentiale sunt scrise ca si combinatii liniare a unor functii de interpolare selectate. Utilizind metoda rezidurilor ponderate, ecuatia diferentiaza este transformata intr-o ecuatie cu elemente finite. Ecuatiile cu elemente finite, sunt asamblate pentru fiecare element in parte, astfel incit sa formeze un sistem global de ecuatii diferentiale ordinare sau de ecuatii algebrice, avind conditii la limita pe frontiera sau conditii initiale impuse. Valorile nodale ale variabilelor dependente sunt determinate prin rezolvarea ansamblului de ecuatii format.

FLOWSTAR este un program de calcul bazat pe metoda elementului finit, pentru rezolvarea problemelor tridimensionale de curgere a fluidelor sau a problemelor de transmitere a caldurii.

Programul este capabil sa rezolve atat regimuri stationare cit si regimuri tranzitorii de curgere. De asemenea rezolva probleme de curgeri interioare sau exterioare pe linga corpuri de forme oarecare. Analiza cu element finit, utilizeaza un element quadrilateral cu 4 noduri denumit FLOW2D pentru rezolvarea problemelor bidimensionale (2D si axial simetrice) si un element cu 8 noduri solide, denumit FLOW3D pentru rezolvarea problemelor tridimensionale. Analiza unei probleme particulare de curgere duce la obtinerea cimpului de viteze, de presiuni si de temperaturi, in domeniul de existenta al curgerii definit.

In regim normal de utilizare FLOW2D si FLOW3D sunt destinate rezolvarii problemelor de curgere si transfer de caldura. Acest lucru se realizeaza prin constringerea tuturor gradelor de libertate pentru viteza, pe intreg domeniul solid al nodurilor. Post procesarea rezultatelor consta in reprezentarea grafica a liniilor de curent in domeniul curgerii (numai pentru FLOW2D), si a liniilor de presiune si temperatura constanta. Este posibila de asemenea reprezentarea vectorilor viteza.

Cea mai importanta ipoteza admisa in modelarea analitica este cea a incompresibilitatii fluidului, care poate fi Newtonian sau ne-Newtonian, in regim laminar sau turbulent. In continuare vom analiza numai problemele legate de modelul Newtonian laminar. Conform manualului de utilizare FLOWSTAR [23b], elementele teoretice care au stat la baza realizarii programului sunt descrise prin urmatoarele ecuatii:

4.3.2 Regimul de curgere laminar

Ecuatia de continuitate:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.3.1)$$

Ecuatiile de miscare:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} - \rho g_x \beta (T - T_0)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} - \rho g_y \beta (T - T_0) \quad (4.3.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} - \rho g_z \beta (T - T_0)$$

Ecuatia energiei:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q + \mu \Phi' \quad (4.3.3)$$

unde Φ' este termenul disipatiei viscoase, el descriind modul in care energia mecanica este transformata in energie termica.

Este necesara si descrierea **ecuatiei constitutive**, ca legatura intre tensorul tensiunilor si tensorul vitezelor de deformare:

$$\sigma_{i,j} = -p \delta_{i,j} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.3.4)$$

In ecuatia precedenta μ este viscozitatea dinamica si in general ea este dependenta de temperatura si de tensorul vitezelor de deformare. Daca μ este doar o functie de temperatura atunci fluidul este denumit Newtonian, FLOWSTAR fiind capabil sa abordeze atat modele Newtoniene cit si ne-Newtoniene. Pentru cel din urma caz sunt disponibile mai multe relatii si modele empirice de dependenta intre tensorul tensiunilor si viscozitatea dinamica.

Unul dintre cele mai utilizate modele este cel al unei functii de tipul putere:

$$\mu = m \cdot 2(\epsilon_{11}^2 + \epsilon_{22}^2 + \epsilon_{33}^2 + \epsilon_{12}^2 + \epsilon_{23}^2 + \epsilon_{31}^2)^{\frac{n-1}{2}} \quad (4.3.5)$$

m, n fiind constante empirice iar componentele tensorului vitezelor de deformare au forma:

$$\epsilon_{i,j} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.3.6)$$

4.3.3 Conditii la limita

Conditii la limita constau din specificarea vitezei si tensiunilor, cit si a conditiilor termice daca cuplam si ecuatiile de transfer de caldura in sistem.

4.3.4 Metoda de rezolvare

Solutionarea sistemului de ecuatii, tinind seama de conditiile la frontiera, se face cu ajutorul metodei reziduurilor ponderate a lui Galerkin. Functiile de interpolare pentru viteza, presiune, temperatura, energia turbulentei cinetice si viteza de disipare au fost alese astfel incit sa fie aceleasi cu functiile de mediere din ecuatia de conservare a impulsului, ecuatia energiei si a transportului.

Ecuatia cu elemente finite se obtine prin utilizarea functiei de penalitate in raport cu care ecuatia de continuitate este scrisa astfel:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\lambda_p} p \quad (4.3.7)$$

unde λ_p se numeste parametrul de penalitate si este un numar foarte mare, care induce o eroare relativ mica in aproximarea realizata. Astfel, gradul de libertate al presiunii este eliminat prin inlocuirea ecuatiei de mai sus in ecuatia conservarii impulsului, marimea matricii de elemente este redusa, iar timpul de obtinere al rezultatelor este mult mai scurt decit in cazul lucrului in presiune-viteza. Functiile de interpolare a vitezei, respectiv presiunii pentru fiecare element, sint biliniare. In timp ce viteza este obtinuta direct din solutionarea ecuatiei cu elemente finite, presiunea este calculata din aproximarea ecuatiei de continuitate. Astfel, in timp ce viteza se aproximeaza pe un

element prin functii biliniare, presiunea prezinta o forma discontinua in apropierea frontierelor elementului.

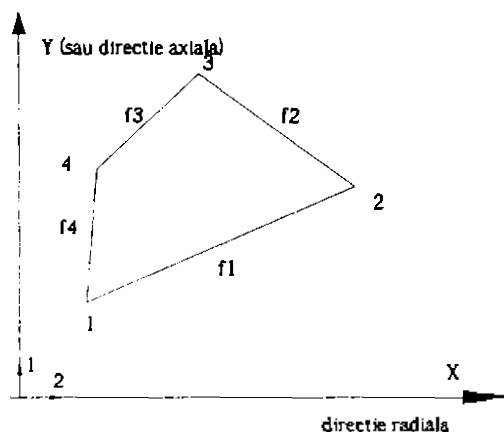


fig.4.3.1

4.3.5 Descrierea elementelor asociate domeniilor curgerii

Modul FLOWSTAR de rezolvare a problemelor de curgere rezolva probleme bidimensionale plane (axial simetrice) sau tridimensionale cit si probleme de transfer de caldura.

Elementul pentru probleme bidimensionale (fig.4.3.1) poarta numele generic de **FLOW2D** el fiind un element de tip patrulater cu patru noduri. FLOW2D este folosit in cazul problemelor de curgere plana sau axial simetrica. Pentru cazul curgerii in regim laminar, fiecare nod al elementului are 3 grade de libertate: cele 2 componente ale vitezei si temperatura. Toate elementele sint definite in plan.

In urma calculului se obtin in nodurile elementului valorile directe ale vitezelor si valoarea interpolata a presiunii.

Proprietatile fluidului ce pot fi asociate elementului sint :

- VISC** - viscozitatea dinamica;
- DENS** - densitatea;
- KX** - conductivitatea termica a fluidului;
- C** - caldura specifica;
- BETA** - coeficientul de dilatare volumica.

Elementului ii pot fi asociate urmatoarele conditii energetice: **Presiune; Convectivitate; Caldura interna; Directia de aplicare a fluxului termic;**

4.3.6. Studiul numeric al curgerii prin distribuitorul cu sertar cilindric utilizind programul COSMOS 286/386.

In acest capitol realizam studiul numeric al curgerii pe traseul hidraulic al unui distribuitor cu sertar cilindric utilizind metoda elementului finit, in ipoteza fluidului viscos newtonian in curgere laminara bidimensionala.

Pentru studiul curgerii, a fost aleasa structura constructiva a unui distribuitor proportional avind dimensiunea nominala $D_n 10$ (fig. 4.2.1) realizat ca prototip la Hidrosib-Sibiu si testat in Laboratorul de Masini Hidraulice Timisoara.

Rezultatele numerice au fost obtinute prin descrierea geometriei, a proprietatilor fizice si conditiilor de frontiera, in programul COSMOS varianta 286.

4.3.6.1 Utilizarea metodei elementului finit

Urmatoarele ipoteze au fost utilizate pentru rezolvarea problemei si rulara programului COSMOS:

1. Fluid incompresibil viscos newtonian;
4. Curgerea este bidimensionala, axial simetrica
2. Regim de curgere laminar stationar
2. Alimentare la presiune constanta $p_p = 5 \text{ MPa}$.
3. Circuitul A (sau 2) este presurizat la $p_2 = \text{ct}$.
5. Pentru o rulare, deschiderea fantei de reglare x este constanta.

Pornind de la elementele constructive descrise in fig. 4.2.1, domeniul de curgere 2D a fost considerat cel reprezentat in fig. 4.3.2, alcatuit din 20 de puncte si 21 de linii. Modificarea deschiderii se realizeaza prin modificarea pozitiei punctelor 7 si 8.

Modelul matematic utilizat in rezolvarea problemei prin metoda elementului finit, se bazeaza pe un set de ecuatii si ipoteze.

Cele mai importante ipoteze admise in modelarea analitica sint cel enuntate in punctele 1,5 din inceputul acestui paragraf.

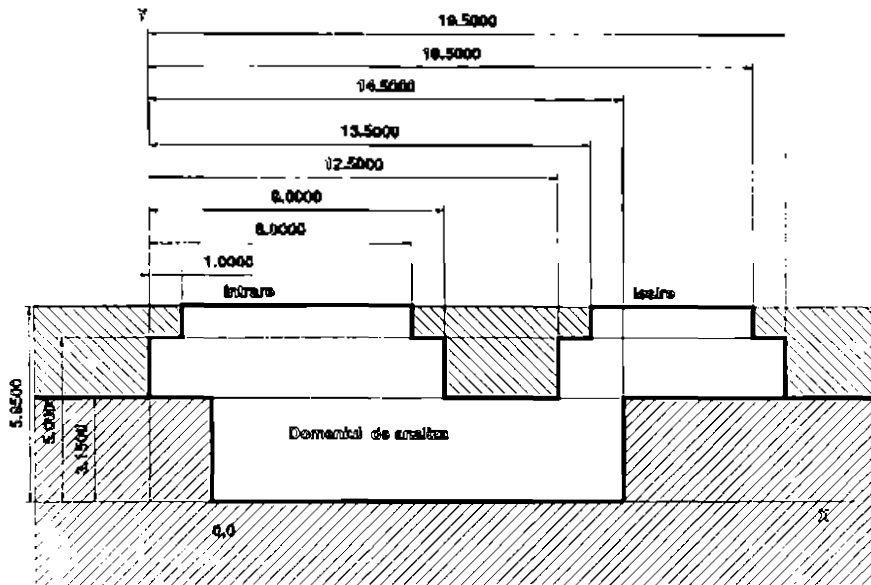


fig.4.3.2 Domeniul curgerii plane

In urma solutionarii numerice a problemei de curgere specifice, descrise prin setul de relatii si conditii anterior afisate, se obtine in domeniul curgerii, cimpul hidrodinamic al vitezelor si al presiunilor intr-un numar de noduri. Numarul maxim de noduri este 1400 iar numarul maxim de ecuatii asociat este de 2000 pentru modulul FLOW utilizat. Programul solutioneaza numeric, setul de ecuatii rezultat prin asocierea caracteristicilor geometrice si a

conditiilor initiale si de frontiera, utilizand metoda rezidurilor ponderate a lui Galerkin. Ecuatiile cu elemente finite utilizand functii de penalitate duc la urmatoarea forma a ecuatiei de continuitate 4.3.7):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\lambda_p} p$$

4.3.6.2 Conditii numerice

Pentru geometria descrisa in capitolele anterioare , referitor la traseul P-A a distribuitorului au fost impuse urmatoarele conditii numerice referitoare la frontierele domeniului :

1. Frontierele solide sunt caracterizate prin conditia de aderenta si nepenetrabilitate $V_x=V_y=0$;

2. Presiunea pe circuitul de intrare P este $p_p=5 \text{ MPa}$

3. Presiunea pe circuitul de iesire A sau 2 este $p_2=ct$

4. Deschiderea X a fantei de reglare

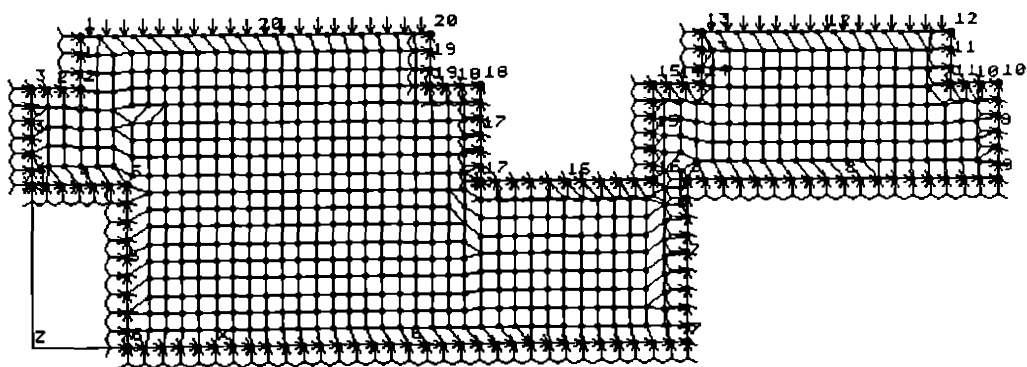


fig.4.3.3 Discretizarea domeniului plan si conditii limita

Proprietatile fizice ale lichidului de lucru (ulei H42 la $t=40^{\circ}\text{C}$) au fost astfel definite :

1. Densitatea $\rho=880[\text{kg}/\text{m}^3]$
2. Viscositatea cinematica $\nu=40\text{e-}6 [\text{m}^2/\text{sec}]$
3. Viscositate dinamica $\eta=0.0352 [\text{Ns}/\text{m}^2]$

Discretizarea domeniului si descrierea conditiilor la limita a fost realizata cu modulul GEOSTAR al programului, descrierea grafica fiind prezentata in fig 4.3.3.

4.4 Postprocesarea rezultatelor numerice obtinute prin rulara programului COSMOS

4.4.1 Introducere

Determinarea numerica a valorilor cimpului scalar al presiunilor si a componentelor cimpului vectorial al vitezelor este in ultimii ani un element de prima importanta in obtinerea unor aparate hidraulice de inalta calitate.

Valorile numerice asociate cimpurilor caracteristice curgerii prin aparatul studiat, se obtin prin rezolvarea ecuatiilor diferentiale cu derivate partiale, care descriu fenomenul de curgere studiat, rezolvare ce in cazul lucrarii de fata se obtine prin rulara unor programe specializate utilizand Metoda Elementului Finit (MEF).

Aplicarea acestei metode - necesitind in general sisteme de calcul performante, permite obtinerea in nodurile retelei de discretizare a valorilor cimpurilor asociate curgerii studiate.

In procesul de optimizare a geometriei si functionalitatii aparatului studiat, este necesara insa cunoasterea valorilor locale a presiunii si vitezelor si in alte puncte decit in nodurile retelei, fiind necesara inclusiv stocarea valorilor critice pentru utilizari ulterioare.

Prezenta lucrare prezinta realizari ale autorilor in directia construirii unor programe ce permit o postprocesare eficienta si orientata spre probleme concrete a datelor numerice obtinute in urma aplicarii metodei elementului finit.

Datele de intrare sunt obtinute din fisierele ASCII de iesire ale unor programe specializate (COSMOS 286), sau specializate scrise in catedra. Softul prelucreaza fisiere ce au fost obtinute in ipoteza curgerii bidimensionale plane a unui fluid incompresibil (viscos sau neviscos).

In fig. 4.4.1 este prezentata schema de obtinere si prelucrare a datelor numerice referitoare la curgerea bidimensionala printr-o geometrie oarecare.

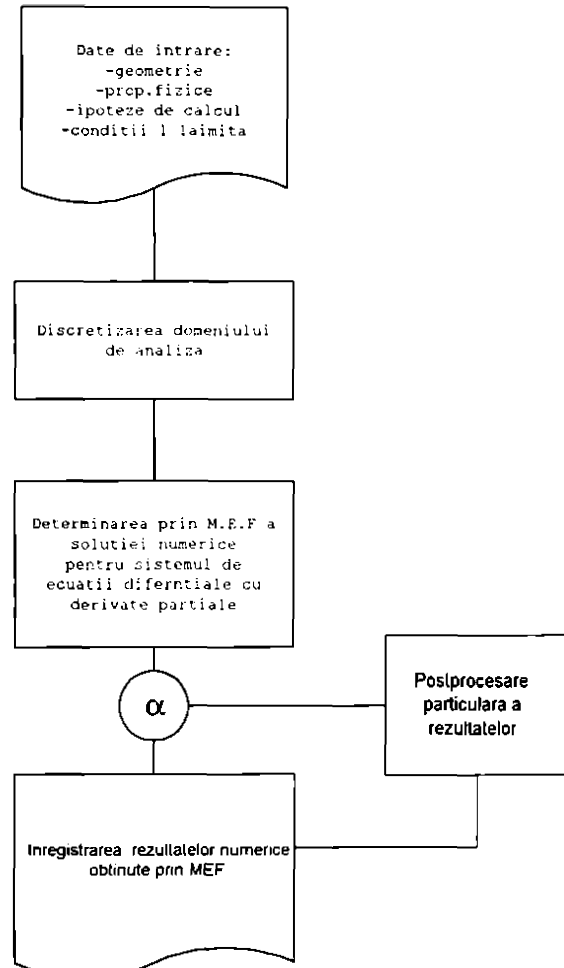


fig.4.4.1

4.4.2. Valori numerice si structuri de date:

Intrările programelor utilizind metoda elementului finit se refera la :

- modelul de curgere acceptat (2D in cazul nostru)
- geometria traseului hidraulic
- caracteristicile fizice ale fluidului utilizat
- conditii la limita

Iesirile se obtin in general sub forma unor fisiere ce contin:

- descrierea discretizarii cu elemente finite a domeniului curgerii.

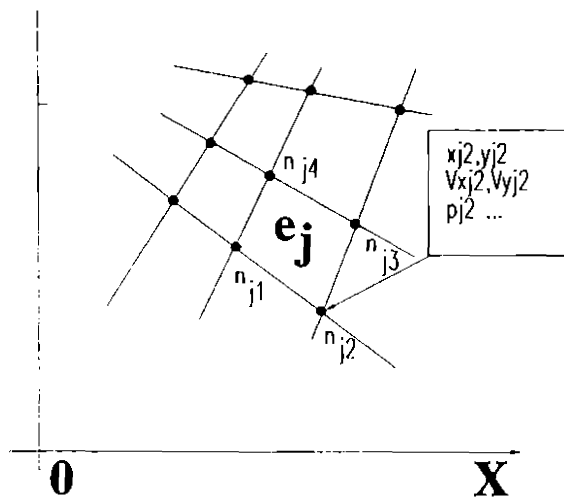


fig.4.4.2 Informatiile retelei de discretizare

- descrierea nodurilor retelei de discretizare (coordonate globala) si a parametrilor curgerii in nodurile retelei. Figura 4.4.2 prezinta sintetic informatia asociata retelei de discretizare.

Unui element al retelei de discretizare, de tip patrulater, i se asociaza cele 4 noduri care il compun impreuna cu coordonatele lor in sistemul de referinta global, iar in fiecare nod, valorile marimilor determinate prin metoda elementului finit. (In simularile realizate proprietatile fizice ale fluidului si temperatura in domeniul studiat sunt constante). Prin urmare, elementul e_j poate fi caracterizat printr-o structura de tip tabelar conform tab.4.4.1.

Unui element e_j i se poate asocia o structura caracterizata prin definirea a doua tipuri in PASCAL:

RECORD

TYPE

Nod=RECORD

nr:integer;

x,y,Vx,Vy,p:real;

END;

Element=RECORD

nr:integer;

n1,n2,n3,n4:nod;

End;

Discretizare=file of element;

In acest mod, fisierele cu acces aleator, din tipul predefinit Discretizare, contin concentrat atat informatiile geometrice cit si cele privind marimile determinate numeric. Acest fisier permite accesare nesecventiala a inregistrarilor.

Elementul e _j				
	n1	n2	n3	n4
nr. glob.	x	x	x	x
V _x	x	x	x	x
V _y	x	x	x	x
p	x	x	x	x
X _g	x	x	x	x
Y _g	x	x	x	x

tab. 4.4.1.

4.4.3. Interpretarea rezultatelor

Datele primare au fost obtinute prin simularea curgerii pe traseul hidraulic a unui distribuitor cu serrar cilindric, in ipoteza miscarii plane bidimensionale in regim stationar a unui fluid viscos incompresibil.

Discretizarea si calculul au fost efectuate cu ajutorul programului COSMOS 286 pe un sistem DX2/66 avind la dispozitie discretizari cu 1500 de noduri.

Figura 4.4.7 prezinta structura generala a modulului postprocesor, care contine la intrare procedurile de filtrare de date, in functie de formatul fisierele de date accesate (dependente de modul in care programul MEF isi inregistreaza iesirile). Dupa citirea datelor de intrare cu filtrele potrivite, se construiesc fisierele de tipul Discretizare, care este in permanenta accesat de catre toate celelalte proceduri de reprezentare grafica, selectie sau interpolare

4.4.4. Obiectivele postprocesarii

Obiectivul principal, poate fi definit prin realizarea unor proceduri, ce permit determinarea valorilor parametrilor locali ai curgerii, in oricare punct definit in interiorul domeniului discretizat cu

rezolutia admisa de puterea de calcul a sistemului.

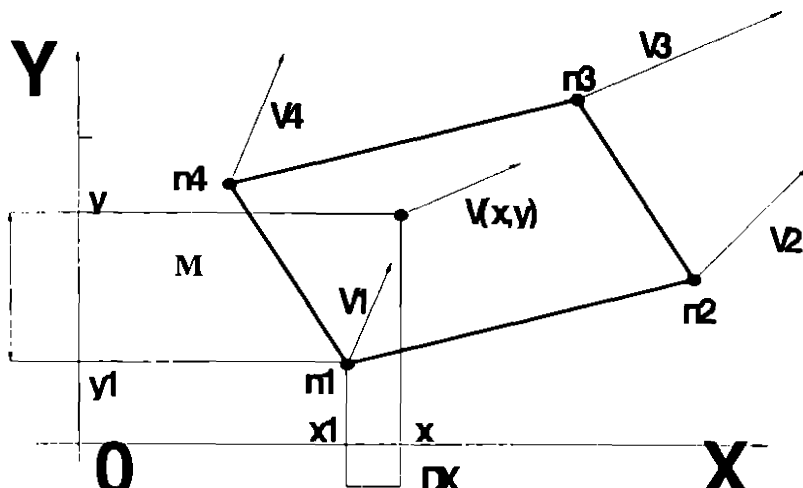


fig.4.4.4

Daca un punct M de coordonate (x,y) se afla in interiorul unui element e_j , atunci valorile parametrilor locali se calculeaza tinind seama de valorile definite in nodurile retelei de discretizare apartinand elementului. (fig.4.4.4).

Consideram F, o marime a carei valori le cunoastem in cele 4 noduri ale retelei, iar punctul M(x,y) in interiorul elementului j.

Daca presupunem ca nodul nr. 1 se afla la distanta cea mai mica de M atunci putem scrie:

$$F(x,y) = F_1 + C_1 \cdot \Delta X_{M1} + C_2 \cdot \Delta Y_{M1} + C_3 \cdot \Delta Y_{M1} \cdot \Delta X_{M1} \quad (4.4.1)$$

Unde C1, C2, C3 rezulta din conditia ca F sa ia valorile cunoscute in nodurile elementului:

$$\begin{aligned} \Delta X_{M1} &= X_M - X_1 \\ \Delta Y_{M1} &= Y_M - Y_1 \end{aligned} \quad (4.4.2)$$

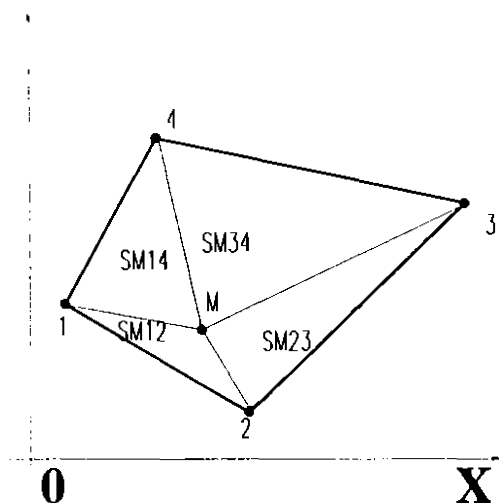


fig.4.4.5

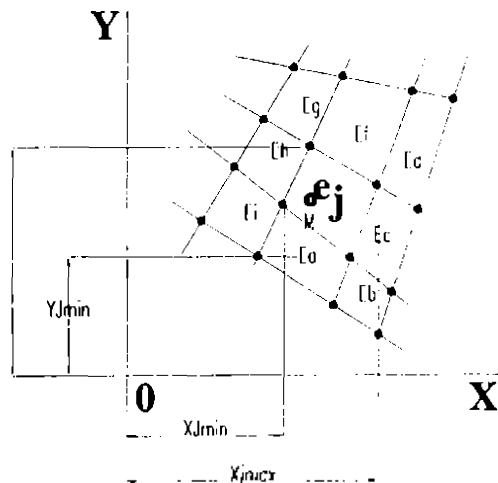


fig.4.4.6

Determinarea pe cale numerica a elementului in care se gaseste punctul M, s-a realizat prin preselectarea elementelor a caror limite pot cuprinde punctul considerat si determinarea efectiva a elementului in raport cu care se face calculul, prin compararea arilor ce iau nastere intre punct si nodurile retelei. (fig.4.4.5, 4.4.6).

Figura 4.4.8 prezinta schema logica a programului de identificare a punctului in care se solicita interpolarea valorilor.

4.4.5. Rezultate obtinute

Pornind de la modulul de identificare-interpolare a valorilor in functie de punctul aflat in domeniul de curgere, se pot studia aspecte particulare in zone de interes a geometriei ce defineste aparatul studiat

Trasarea liniilor de curent se poate face acum in orice zona specificind interactiv cu ajutorul digitizorului punctul geometric. Figura 4.4.8 prezinta domeniul discretizat fereastra atasata cursorului digitizorului. Accesarea digitizorului se face prin instructiuni ce interactioneaza cu programul rezident al digitizorului.

Reprezentarea pe ecranul grafic al calculatorului este independenta de tipul acestuia iar coordonatele interactiv afisate sunt in valori reale. Astfel prin simpla apasare a butonului 1, se pot obtine valorile in oricare punct selectat la nivelul de rezolutie al ecranului si digitizorului.

In fig.4.4.9 sunt prezentate liniile de curent obtinute in diverse zone considerate de interes pentru

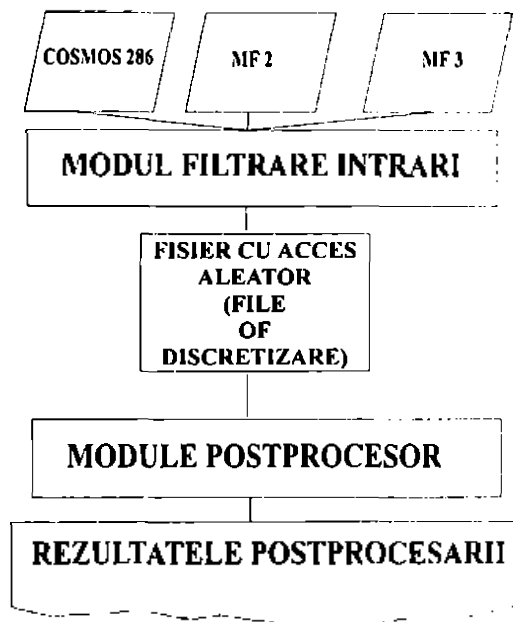


fig. 4.4.7

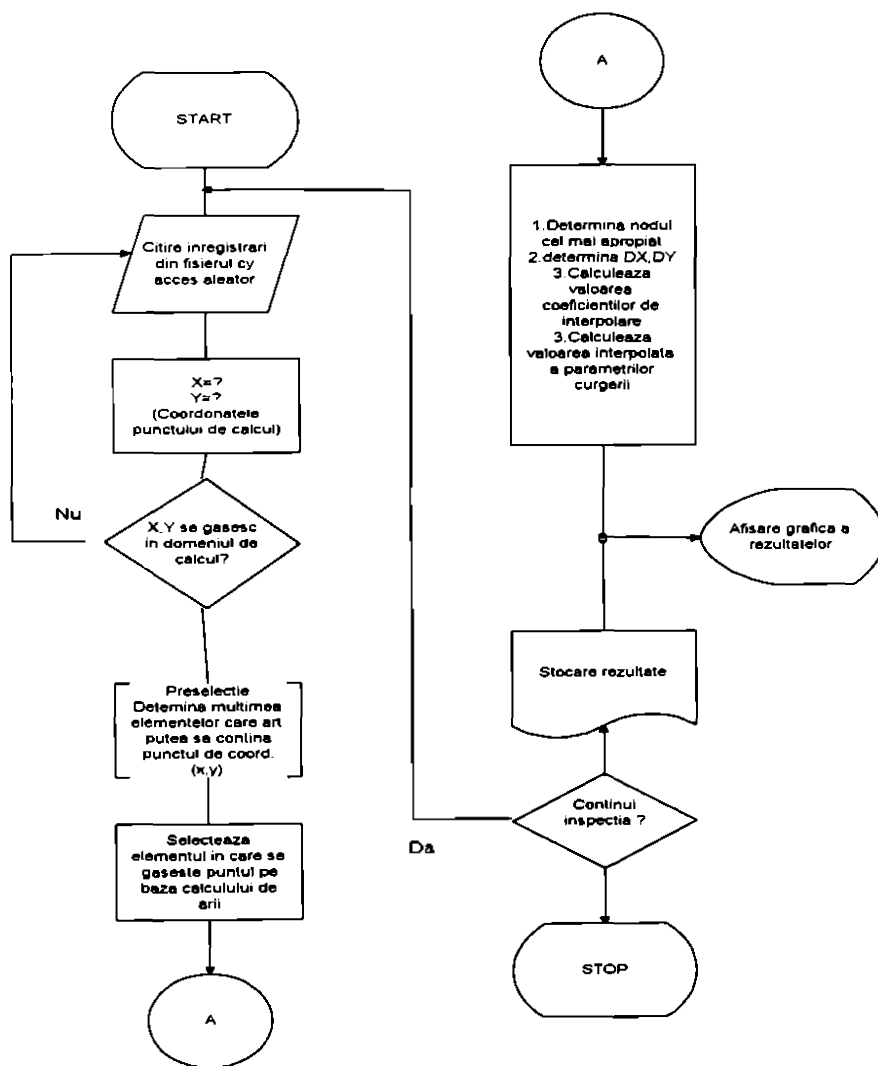


fig.4.4.8

analiza fenomenelor de curgere. Aceste linii sunt construite individual prin indicarea primului punct geometric plasat pe aceasta.

O facilitate suplimentara este determinarea repartitiei de viteze in lungul unui segment de dreapta oarecare, situat in domeniul curgerii. Punctele definatorii pentru segment se pot selecta interactiv sau se transmit direct numeric ca parametrii de apel ai procedurii. In figura 4.4.10, si figura 4.4.11 este prezentat un exemplu de selectie in domeniul curgerii, iar in figura 4.4.12, reprezentarea grafica a valorilor vitezelor si presiunii in lungul segmentului. De asemenea este posibila reprezentarea evolutiei vitezei in lungul unei linii de curent in coordonate locale curbilinii.

Pornind de la rezultatele obtinute prin rulara unor programe specifice metodei elementului finit, s-a reusit descrierea prin intermediul sistemului de calcul a valorilor cimpurilor de viteze si

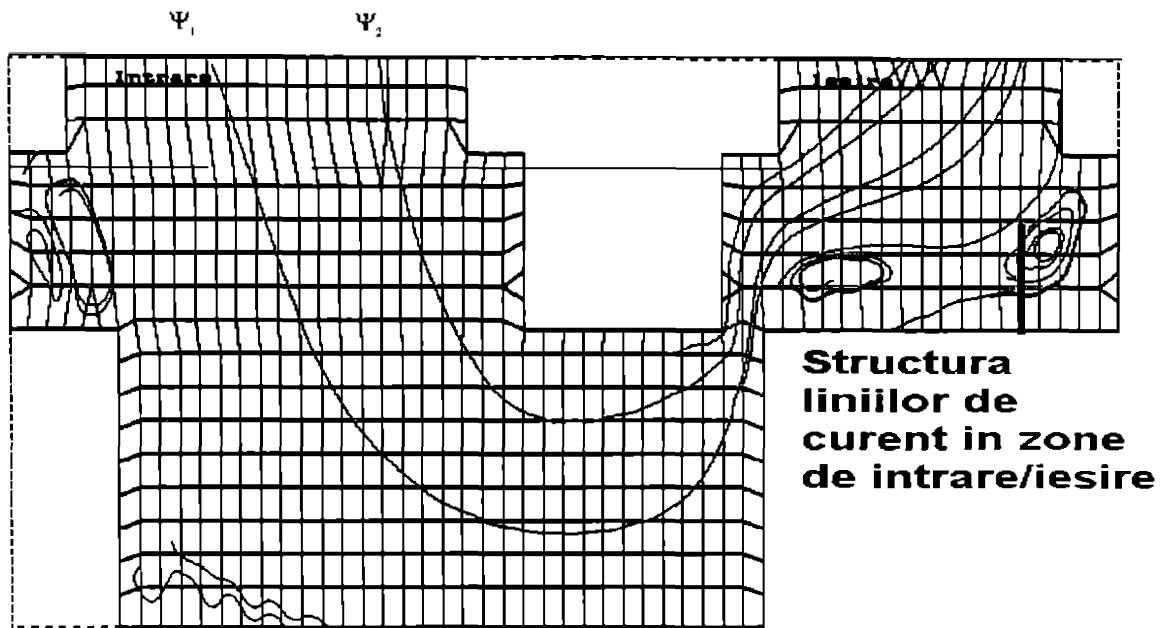


fig.4.4.9

presiunii in orice punct al domeniului de curgere in mod interactiv, elemente ce permite studiul amanuntit a anumitor zone considerate critice. Dezvoltarile ulterioare prevad in special cresterea numarului de filtre disponibile astfel incit rezultatele obtinute cu programe diferite sa poata fi comparate si de asemenea sa fie marita precizia de interactiune ecran-digitizor-operator prin descrierea unor metode de lucru in ferestre, ceea ce ar permite cresterea (la nivelul puterii de calcul a masinii) a preciziei de selectie.

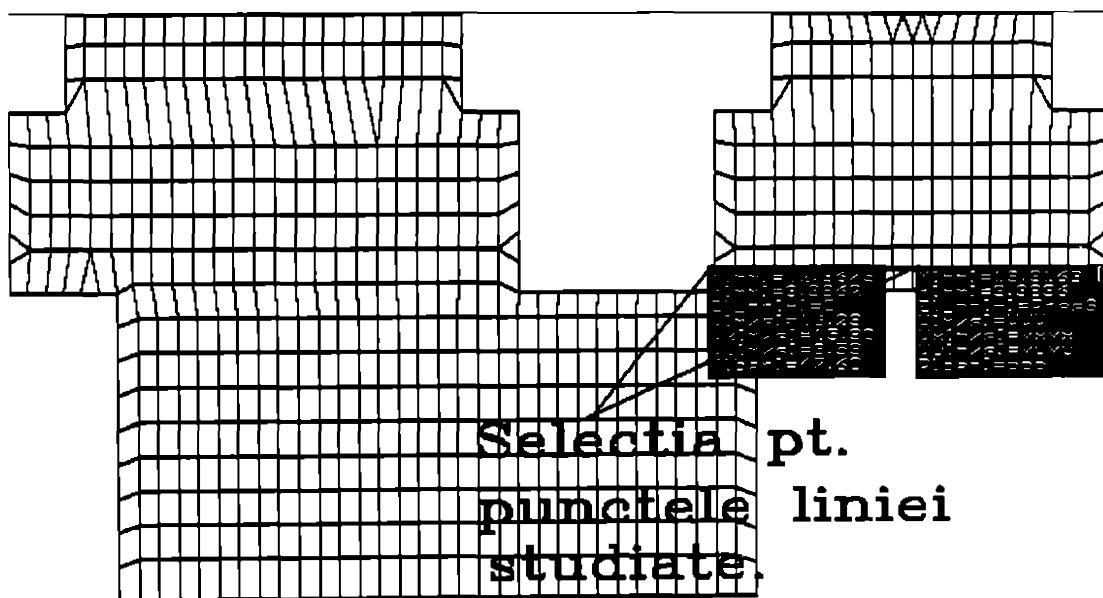


fig.4.4.10

Conectarea cu programe de grafica profesionala se face prin fisiere de comanda AUTOCAD astfel incit reprezentarile de linii de curent sa se afle intr-un "paper space" scalat in mod real.

Limbajul de programare utilizat a fost PASCAL, varianta TP6 (BORLAND) toate procedurile inclusiv cele de acces la mouse si interfata grafica fiind scrise in acest limbaj fara apel la codul masina.

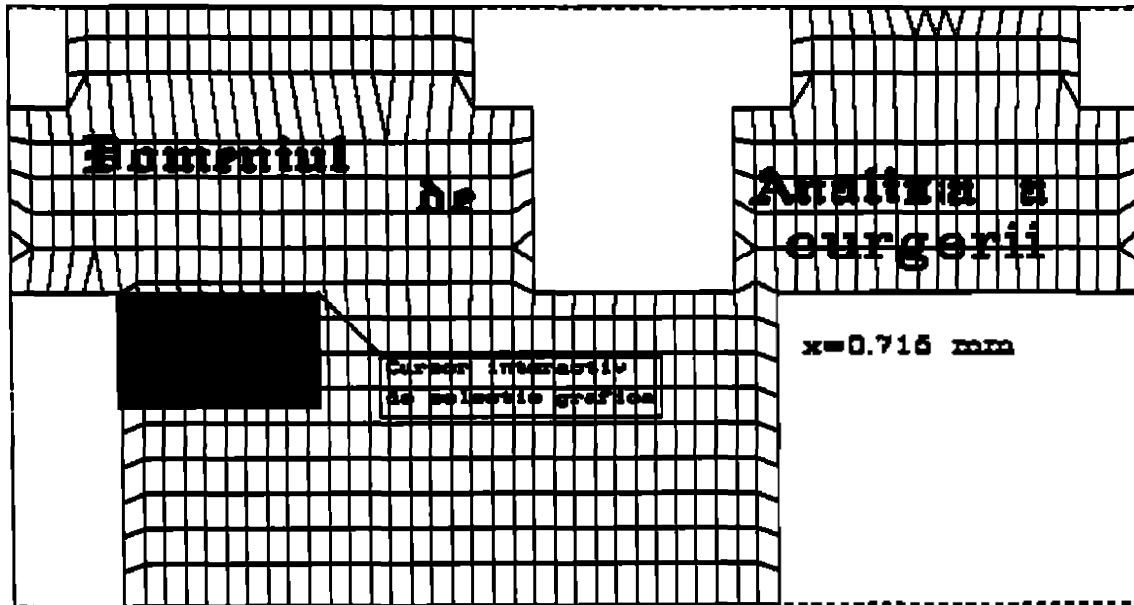


fig.4.4.11

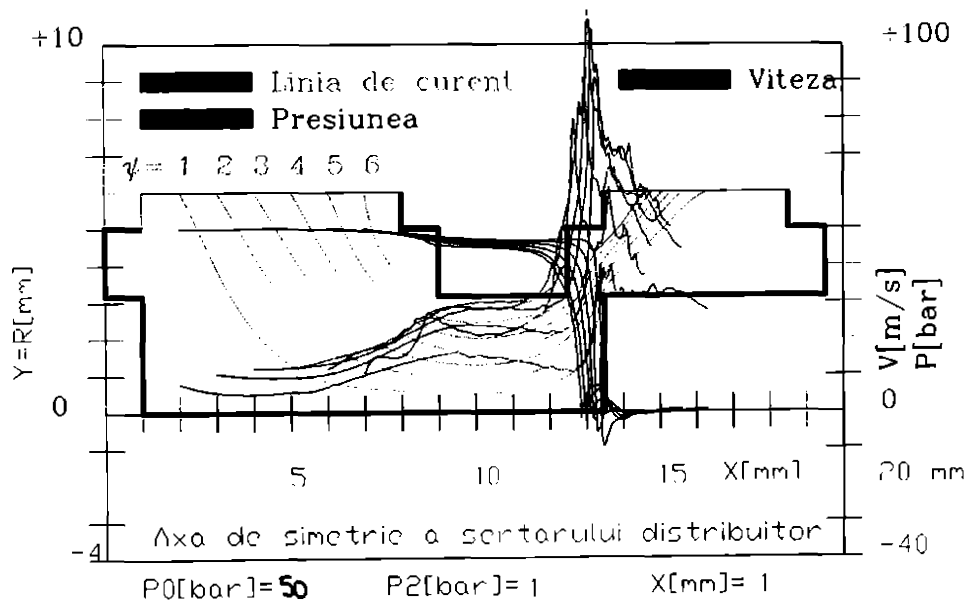


fig.4.4.12

4.5 Determinarea si reprezentarea cimpului de viteze si a liniilor de curent

Cimpul de viteze in domeniul bidimensional studiat este obtinut direct in fisierul de iesire cu extensia OUT a programului MODSTAR asociat pachetului COSMOS. Valoarea vitezelor este cunoscuta in nodurile retelei de discretizare. Cimpul bidimensional al vectorilor viteza poate fi reprezentat grafic in optiunile programului de calcul COSMOS. In fig. 4.5.1 este prezentat cimpul vectorilor viteza obtinut pentru simularea pe prototipul Dn 10 mm, la o deschidere de 2.37 mm.

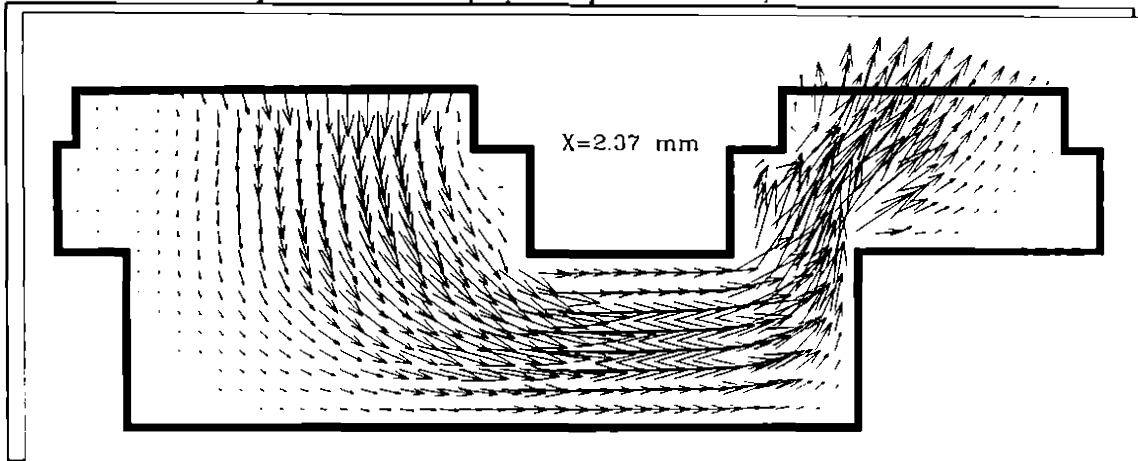


fig.4.5.1 Reprezentarea grafica a vectorilor viteza.

Prin asocierea cu nodurile retelei de discretizare se obtine o repartitie amanuntita de finete corespunzatoare discretizarii cimpului de viteze. Valorile numerice sunt cunoscute din fisierul de iesire, pornind de la coordonatele nodului si valoarea componentelor vitezei V_x , V_y (fig 4.5.2)

1	167	166	165	164	163	162	161	160	159	158	157	156	155	154	153	152	151	150	149	148	
2	180	187	194	202	219	236	253	270	287	304	321	338	355	372	389	406	423	440	457	474	491
3	181	188	195	203	220	237	254	271	288	305	322	339	356	373	390	407	424	441	458	475	492
4	182	189	196	204	221	238	255	272	289	306	323	340	357	374	391	408	425	442	459	476	493
176	183	190	197	205	222	239	256	273	290	307	324	341	358	375	392	409	426	443	460	477	494
177	184	191	198	206	223	240	257	274	291	308	325	342	359	376	393	410	427	444	461	478	495
178	185	192	199	207	224	241	258	275	292	309	326	343	360	377	394	411	428	445	462	479	496
179	186	193	200	208	225	242	259	276	293	310	327	344	361	378	395	412	429	446	463	480	497
180	187	194	201	209	226	243	260	277	294	311	328	345	362	379	396	413	430	447	464	481	498
181	188	195	202	210	227	244	261	278	295	312	329	346	363	380	397	414	431	448	465	482	499

fig.4.5.2 Vectori viteza asociati cu nodurile retelei de discretizare.

Pentru evidentiarea structurii generale a curgerii in domeniul studiat, se utilizeaza reprezentarea liniilor de curent disponibile in pachetul original de programe (fig 4.5.3)

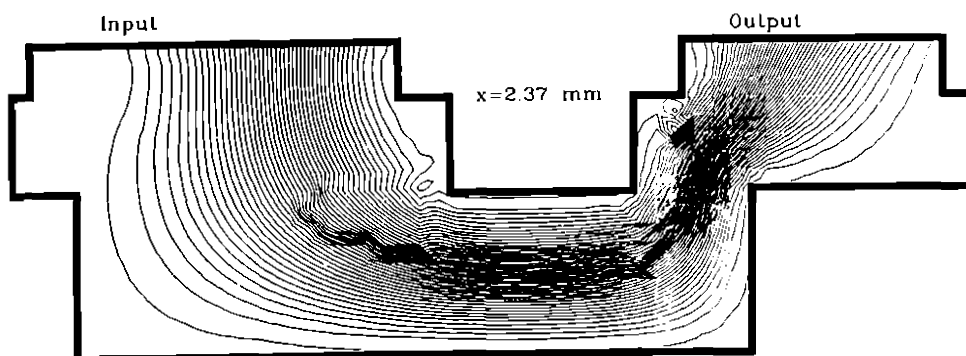


fig.4.5.3

Numarul liniilor de curent ce sunt reprezentate este indicat prin valoarea variabilei corespunzatoare din program. Prin intermediul acestei optiuni, nu sunt insa accesibile valorile parametrilor curgerii in lungul liniei de curent, adica valoarea componentelor vitezei, respectiv, a presiunii.

Prin postprocesarea datelor din fisierul de iesire OUT se pot calcula insa toate componentele legate de o anumita linie de curent. Pornind de la ecuatia liniei de curent, scrisa in ipoteza curgerii bidimensionale stationare:

$$\frac{dx}{V_x} = \frac{dy}{V_y} \tag{4.5.1}$$

si trecind la diferente finite pornind dintr-un anumit punct al domeniului curgerii, se poate determina cu o precizie suficient de mare linia de curent care trece prin acel punct si caracteristicile cimpurilor hidrodinamice in lungul acestei linii. Asa dupa cum am aratat, valorile cimpurilor hidrodinamice sunt calculabile in orice punct din domeniul studiat. Pornind de la valorile cunoscute in nodurile retelei de discretizare, problema este de a determina multimea punctelor din domeniul curgerii apartinand unei anumite linii de curent. Pentru acest, lucru trecem la diferente finite si tinind cont de fig. 4.5.4 avem:

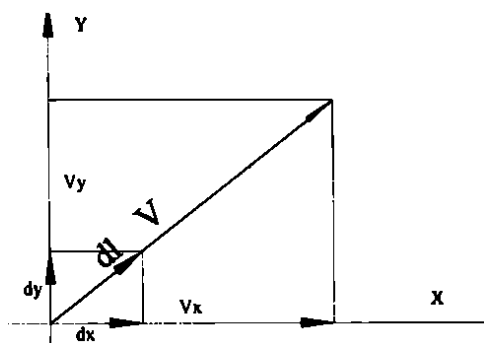


fig.4.5.4

$$\frac{dl}{dx} = \frac{V}{V_x} \tag{4.5.2}$$

$$\frac{dl}{dy} = \frac{V}{V_y}$$

Cunoscind prin urmare valorile cimpurilor hidrodinamice in punctul X_0, Y_0 din domeniul studiat, se poate trasa in mod univoc linia de curent care trece prin punctul respectiv, cu conditia ca viteza in respectivul punct sa fie diferita de 0.

Trasarea liniei de curent se obtine direct pe ecranul calculatorului si in acelasi timp poate fi transferata spre AUTOCAD cu ajutorul unor fisiere text si de comenzi. Structura unui asemenea fisier text este reprezentata in tabelul 4.5.1

Prin utilizarea unor proceduri asemanatoare, se poate determina si repartitia de viteze si presiuni in lungul unui segment, in domeniul de lucru si se pot trasa linii normale pe liniile de curent.

Acesta abordare permite o inspectie amanuntita a structurii cimpului de viteze fiind posibila si evidentierea grafica a liniilor de curent ce genereaza aparitia unor vortexuri caracteristice, pentru numere Re mici (fig.4.4.9)

Reprezentarile grafice obtinute permit astfel o evidentiere clara a evolutiei marimilor hidrodinamice calculate in lungul liniei de curent si in intreg domeniul de curgere (fig.4.5.5)

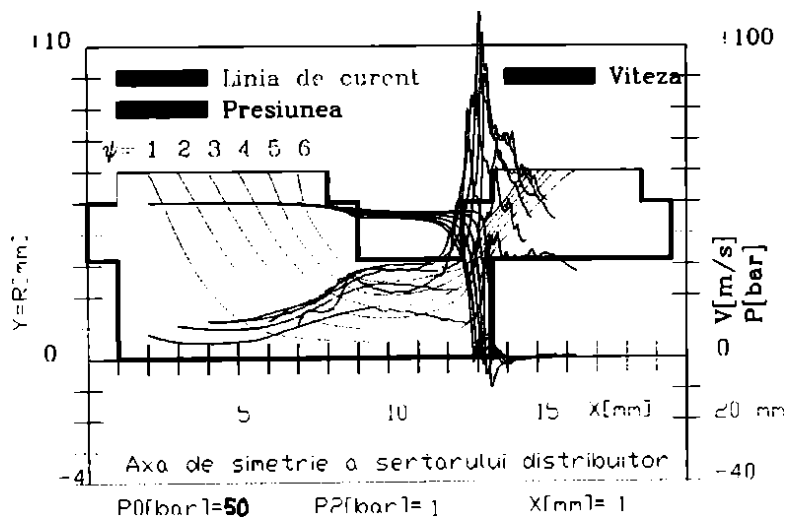


fig.4.5.5

tab. 4.5.1

X[mm]	Y[mm]	V[m/s]	Vx[m/s]	Vy[m/s]	p[N/m ²]
5.0000000	6.0000000	37.329	-38.727	53.789	5020000.0
5.0176987	5.9816385	37.270	-38.690	53.726	5020370.5
5.0353937	5.9632733	37.220	-38.656	53.668	5020730.2
5.0530844	5.9449041	37.181	-38.627	53.614	5021079.1
5.0707704	5.9265303	37.135	-38.601	53.563	5021417.1
5.0884513	5.9081515	37.091	-38.578	53.516	5021744.2
5.1061265	5.8897674	37.048	-38.560	53.474	5022060.5
5.1237956	5.8713774	37.008	-38.545	53.435	5022365.9
5.1414582	5.8529911	36.969	-38.534	53.400	5022660.4
5.1591138	5.8345781	36.931	-38.526	53.369	5022943.9
5.1767618	5.8161678	36.896	-38.523	53.341	5023216.6
5.1944020	5.7977500	36.862	-38.523	53.318	5023478.3
5.2120337	5.7793241	36.802	-38.497	53.258	5023771.3

4.6. Determinarea si reprezentarea cimpului de presiuni

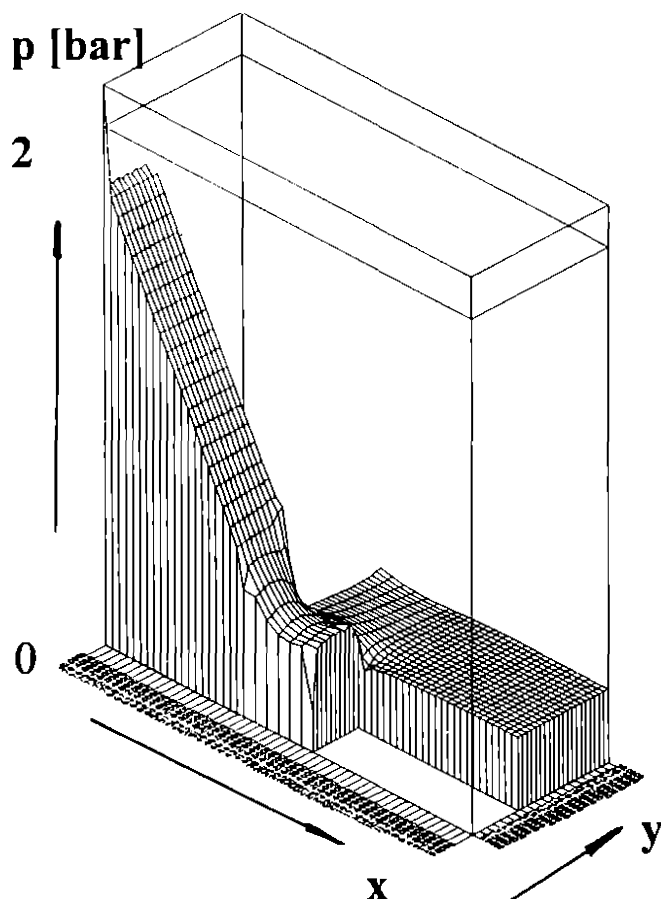


fig.4.6.1

Cimpul presiunilor reprezinta la rindul sau un element de prima importanta in studiul fenomenelor cavitationale, prin aceea ca valorile locale din domeniul curgerii pot duce la aparitia, dezvoltarea si implozia bulelor cavitationale.

Reprezentarea cimpului de presiuni se poate realiza in lungul liniei de curent sau in lungul unui segment (suprafete axial simetrice), asa dupa cum se remarca si in fig. 4.5.5.

O reprezentare mai intuitiva se poate insa obtine prin utilizarea unei grile 3D si reprezentarea in AUTOCAD. Prin postprocesarea fisierelor de iesire, utilizarea tehnicilor de reprezentare si manipulare a suprafetelor si solidelor in 3D, se obtine structura cimpului de presiuni sub forma unui solid ca in fig. 4.6.1

Baza prisme este reprezentata de domeniul de curgere studiat iar pe ordonata este reprezentata variatia presiunii pe prisme elementare, definite de elementele rezultate in urma discretizarii domeniului.

4.7. Hidrodinamica jetului la iesirea din fanta de reglare a distribuitorului.

Reglajul parametrilor functionali ai distribuitorului hidraulic, reflectati in caracteristica statica de functionare a acestuia, se realizeaza prin variatia deschiderii fantei de reglare inelare ce ia nastere intre sertarul cilindric si corpul distribuitorului. Variatia deschiderii axiale a acestei fante realizata prin deplasarea axiala a sertarului cilindric da nastere unui jet inelar care iese in camera de lucru "A" (sau 2) a distribuitorului cu sertar cilindric.

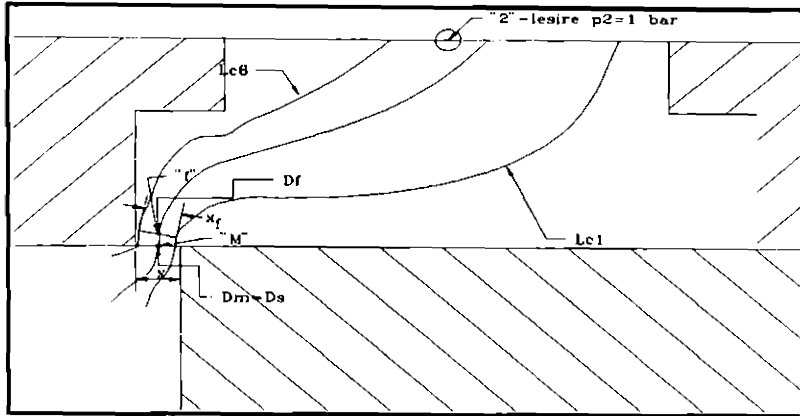


fig.4.7.1 Jetul la iesirea din fanta de reglaj (deschidere $x=0.5\text{ mm}$)

Jetul inecat de forma inelara este caracterizat in cazul de fata prin diferenta de presiune ce poate sa apara intre zona amonte si cea aval de fanta (teoretic aceasta diferenta de presiune poate sa fie egala cu presiunea de functionare nominala a distribuitorului) si deschiderea fantei de reglaj ("x"). Cele doua elemente impun valoarea vitezelor in jet cit si pozitia acestuia in raport cu frontierele solide. Martin [36] remarca faptul ca pozitia jetului la iesire din fanta este

dependenta in primul rind de valoarea deschiderii acesteia astfel:

- pentru deschideri mici ale fantei de reglare, jetul la iesirea din fanta este alipit peretelui corpului distribuitorului (fig. 4.7.2)

- odata cu cresterea deschiderii, jetul tinde sa treaca din pozitia alipit la corpul distribuitorului spre suprafata sertarului .

Rezultatele calculului numeric sunt in concordanta cu observatiile de mai sus asa dupa cum se remarca din figurile 4.7.1, fig.4.7.2.

Pentru toate deschiderile alaturate jetului, apar o serie de zone "moarte" unde pot lua nastere vorturii tangențiale evidentiata de asemenea in rezultatele obtinute.(fig. 4.4.9)

Din calcul, influenta fundamentala asupra formei si pozitiei jetului la iesirea din fanta de reglare, este cea a deschiderii fantei. Diferenta de presiune amonte-aval de fanta, determina valoarea vitezelor si a repartitiilor de presiune in zona jetului si a fantei de reglare Acesta "disjunctie" consideram ca se datoreaza modelului de rezolvare a sistemului de ecuatii diferentiale utilizat de programului COSMOS .

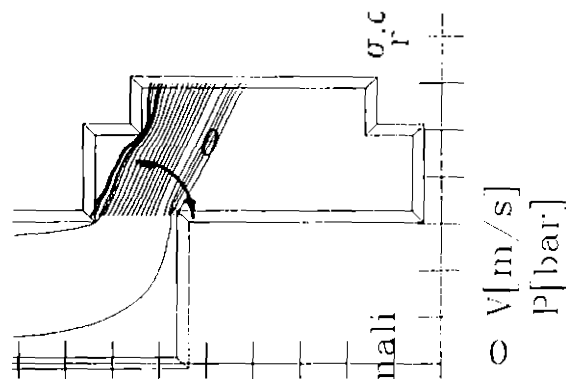


fig.4.7.2 Unghiul jetului la iesirea din fanta de reglaj (deschidere $x=2\text{ mm}$)

4.8. Calculul numeric al coeficientilor de cavitate

Relatiile analitice anterior deduse sunt necesare in vederea descrierii gradului de extindere a fenomenului cavitional in domeniul de curgere a distribuitorului cu sertar cilindric. Termenii componentii ai relatiilor trebuie cunoscuti pe cale experimentală sau calculati teoretic cu ajutorul metodelor de simulare numerica.

In continuare, pornind de la o serie de ipoteze simplificatori si utilizind metoda elementului finit pentru calcul, vom deduce pe cale numerica dependenta principalilor parametrii de care depind coeficientii de cavitate ai distribuitorului cu sertar cilindric.

Determinarea numerica a coeficientilor cavitionali se reduce la determinarea termenilor ce intra in componenta lor, adica a valorilor vitezei, presiunii si pierderilor hidraulice in domeniul studiat.

Studiul numeric s-a realizat utilizind un programul de calcul COSMOS 386 in urmatoarele ipoteze:

1. Fluid viscos newtonian incompresibil
2. Regim de curgere permanent laminar
3. Temperatura constanta
4. Curgere bidimensionala.

Tinind cont de geometria prototipului studiat (fig.4.2.1 si fig. 4.2.2), au fost rulate un numar de 6 deschideri pentru $x=0.5, 1, 2, 3, 4, 5$ mm. Pentru fiecare deschidere constanta, au fost rulate 3 variante de functionare, la diferente de presiune constanta: $\Delta p_{02}=1\text{bar}, 5\text{ bar}, 25\text{ bar}$.

Rezultatele obtinute au fost post-procesate cu ajutorul unui program propriu scris in Pascal (T.P.6.00).

Pornind de la elementele constructive descrise in fig.4.2.1, domeniul de curgere 2D a fost considerat cel reprezentat in fig. 4.8.1, alcatuit din 20 de puncte si 21 de linii.

Ecuatiile utilizate in modelarea matematica a curgerii in domeniul descris sunt [23b]:

Ecuatia de continuitate:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.8.1)$$

Ecuatiile de miscare Navier-Stokes:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} - \rho g_x (T - T_0) \quad (4.8.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} - \rho g_y (T - T_0) \quad (4.8.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} - \rho g_z (T - T_0) \quad (4.8.4)$$

Ecuatia energiei:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q + \mu \Phi \quad (4.8.5)$$

unde Φ este termenul disipatiei viscoase, el descriind modul in care energia mecanica este transformata in energie termica:

$$\Phi = 2(\epsilon_{11}^2 + \epsilon_{22}^2 + \epsilon_{33}^2 + \epsilon_{12}^2 + \epsilon_{23}^2 + \epsilon_{31}^2) \quad (4.8.6)$$

Symbolizarile folosite au intelesul standard utilizat in domeniul Mecanicii Fluidelor. Ecuatia constitutiva, ca legatura intre tensorul tensiunilor si tensorul vitezelor de deformare, este :

$$\vec{\sigma} = -p \vec{I} + 2\mu \vec{S} \quad (4.8.7)$$

Unde μ este viscozitatea dinamica.

In urma solutionarii numerice a problemei de curgere specifice, descrise prin setul de relatii si conditii anterior afisate, se obtine in domeniul curgerii cimpul hidrodinamic al vitezelor si al

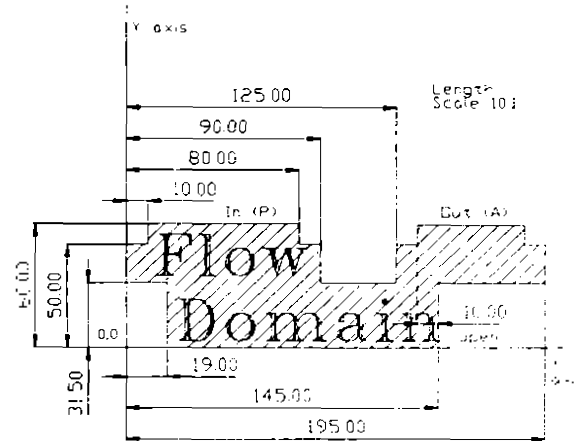


fig.4.8.1 Domeniul curgerii plane, scara de marire a reprezentarii :10X

presiunilor într-un număr de noduri, numărul maxim de noduri fiind 1400 iar numărul maxim de ecuații asociat de 2000 pentru modulul FLOW utilizat.

Programul soluționează numeric setul de ecuații rezultat prin asocierea și a condițiilor initiale și de frontieră prin metoda elementului finit utilizând metoda rezidurilor ponderale a lui Galerkin, iar ecuațiile cu elemente finite prin utilizarea funcției de penalitate care induce următoarea formă a ecuației de continuitate:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\lambda_p} p$$

Parametrul λ_p purtând numele de parametru de penalitate, fiind un număr foarte mare care introduce o eroare relativ mică în raport cu metoda de aproximare a rezultatelor.

4.8.1 Condiții numerice

Pentru geometria descrisă, referitor la traseul 0-2 a distribuitorului au fost impuse următoarele condiții numerice referitoare la frontierele domeniului :

1. Frontierele solide sunt caracterizate prin condiția de aderență și impenetrabilitate $V_x=V_y=0$;

2. Presiunea pe circuitul de intrare p_0 este constantă $p_0=5 \text{ MPa}=50 \text{ bar}$

3. Presiunea pe circuitul de ieșire 2 este $p_0=3 \text{ MPa}$

4. Deschiderea fantei de reglare: $x=\{0,5, 1, 2, 3, 4, 5\} \text{ [mm]}$

Proprietățile fizice ale lichidului de lucru (ulei H42 la $t=40^\circ \text{ C}$) au fost astfel definite :

1. Densitatea $\rho=880 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

2. Viscositatea cinematică $\nu=40\text{e-}6 \text{ [m}^2\text{/sec]}$

3. Viscositate dinamică $\eta=0.0352 \text{ [Ns/m}^2\text{]}$

În urma calculului numeric obținem în nodurile rețelei de discretizare bidimensionale valorile componentelor vitezei și a presiunii, valori care au un caracter local.

4.8.2 Calculul numeric al coeficientului de contractie și al coeficientului pierderilor locale.

Calculul analitic al acestui coeficient, este realizat în literatura pentru un număr redus de cazuri simple.

Prin rezolvarea numerică a ecuațiilor curgerii utilizând metoda elementului finit, în domeniul caracteristic distribuitorului cu sertar cilindric, este posibilă și obținerea numerică a valorii coeficientului de cavitație prin studierea geometriei jetului la ieșirea din fanta de reglare.

Resiga [57a] și Muntean în [47a], realizează o determinare pe calc numerică a C_c prin rularea unui model plan ideal al curgerii prin fanta distribuitorului cu sertar cilindric, obținând o serie de rezultate interesante în concordanță cu elemente din literatura și stabilesc relația :

$$C_c = -0.013 \cdot X^{1.78} + 0.702 \quad (4.8.8)$$

Prin rularea programului COSMOS au fost obținute soluțiile numerice ale curgerii în domeniul distribuitorului cu sertar cilindric, în ipoteza curgerii plane în regim laminar a unui fluid viscos incompresibil.

Postprocesarea rezultatelor numerice permite reprezentarea grafică a caracteristicilor de curgere, linii de curent, cimpul presiunilor și al vitezelor în domeniul studiat.

Figura 4.8.2 prezintă rezultatele postprocesate ale rularii programului COSMOS în condițiile enunțate. Pentru fiecare deschidere a fantei de reglare, rulată se obține prin postprocesarea rezultatelor, valoarea coeficientului de contractie, evidențiată în tabelul 4.8.1:

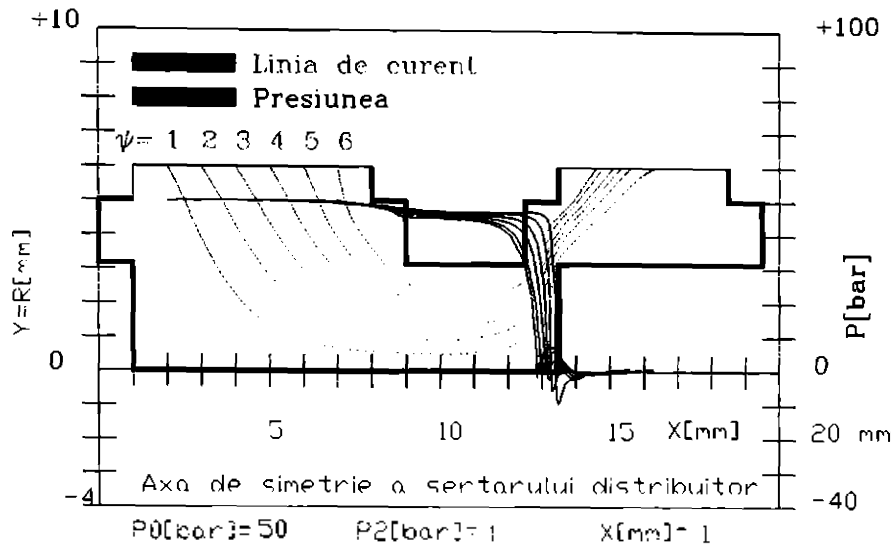


fig.4.8.2. Linii de curent si evolutia presiunii in lungul acestora pentru $x=1$ mm

tab.4.8.1 Calculul numeric al coeficientului de contractie

$x[\text{mm}]/p_2[\text{bar}]$	$x_1[\text{mm}]$	$y_1[\text{mm}]$	$x_2[\text{mm}]$	$y_2[\text{mm}]$	L_{min}	C_c
0.5/1	12.52	3.2	12.99	3.15	0.466	0.934
0.5/5	12.526	3.2	12.99	3.15	0.466	0.939
0.5/25	12.526	3.2	12.99	3.15	0.466	0.934
1/1	12.609	3.3	13.49	3.15	0.893	0.897
1/5	12.593	3.28	13.49	3.15	0.906	0.909
1/25	12.604	3.27	13.49	3.15	0.894	0.898
2/1	12.881	3.813	14.493	3.175	1.733	0.885
2/5	12.871	3.818	14.493	3.175	1.744	0.890
2/25	12.786	3.803	14.493	3.175	1.818	0.920
3/1	13.495	4.237	15.547	3.371	2.227	0.772
3/5	13.470	4.218	15.547	3.371	2.243	0.777
3/25	13.357	4.191	15.540	3.347	2.340	0.809
4/1	14.201	4.620	16.495	3.174	2.711	0.708
4/25	13.772	4.330	16.495	3.174	3.000	0.778
4/5	13.832	3.393	16.495	3.174	2.928	0.760
5/1	15.498	5.853	18.251	4.445	3.091	0.694
5/25	15.138	5.728	18.075	4.075	3.370	0.746

In tabelul de mai sus (x_1, y_1) , (x_2, y_2) , reprezinta punctele determinate numeric pentru pozitia limitelor plane a sectiunii ingustate a jetului, distanta dintre cele 2 puncte fiind L_{min} .

Prin corelarea rezultatelor s-au obtinut utilizand metoda celor mai mici patrate cu functii de aproximare numerice de tipul:

$$C_c = Z f(X, \alpha P_0) \quad (4.8.9)$$

Tinand cont doar de deschiderea x , intregul set de date poate fi aproximat prin:

$$C_c = 0.921 - 0.0133 \cdot X^{1.78}$$

$$C_c = 0.933 - 0.017 \cdot X^{1.78} - 0.0004 \cdot (X^{1.78})^2 + 0.00005 \cdot (X^{1.78})^3 \quad (4.8.10)$$

respectiv luind in considerare si influenta valorii diferentei de presiune intre intrare si iesire se obtine:

$$C_c = (0.936 - 0.003 \cdot \Delta p_{02}) - (0.007 + 0.0001512 \cdot \Delta p_{02}) X^{1.78} \quad (4.8.11)$$

$$C_c = (0.9353 - 0.00001 \cdot \Delta p_{02}) - (0.00731 + 0.00047 \cdot \Delta p_{02}) X^{1.78} - (0.000055 + 0.0000226 \cdot \Delta p_{02}) X^{3.56}$$

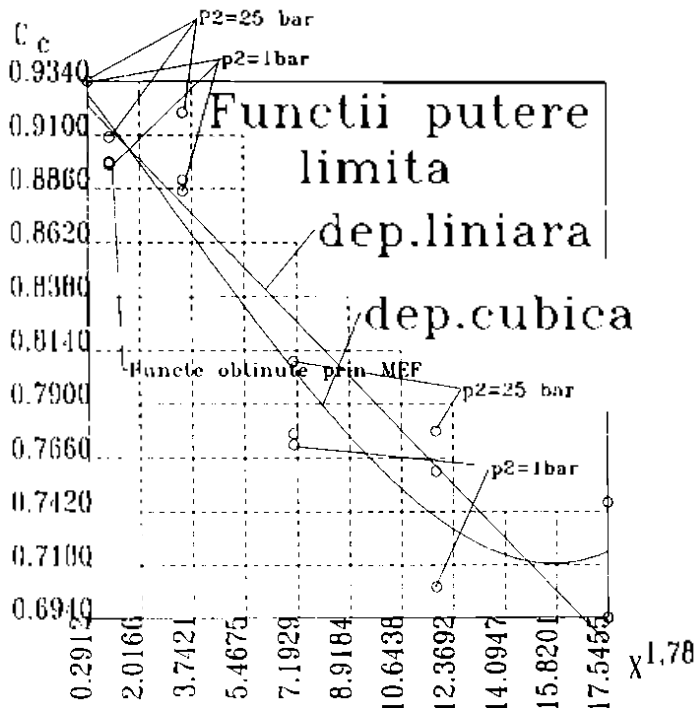


fig. 4.8.3. Reprezentarea coeficientului de contractie

Reprezentarea grafica a aproximarii este data in fig. 4.8.3.

4.8.3 Calculul coeficientilor de pierderi locale

Calculul coeficientului de pierderi se face pornind de la relatiile definite in cap. 3.5 si tinind cont de faptul ca valorile vitezelor si presiunilor sunt mediate pe suprafetele de referinta considerate. Pe domeniul de curgere numeric descris prin solutia obtinuta, utilizind metoda elementului finit, cu ajutorul programului de postprocesare, s-a realizat calculul valorilor medii pe sectiunile importante adica "0", "2", "x", "f".

Sectiunea "f" prezinta ca particularitate faptul ca ea este definita in urma inspectiei automate prin postprocesare a cimpului hidrodinamic in zona din avalul fantei de reglaj.

4.8.3.1 Calculul vitezei medii intr-o sectiune oarecare.

Daca consideram doua puncte AB care definesc in domeniul curgerii directia "d", (fig.4.8.4), atunci intr-un punct $M \in \overline{AB}$, viteza va fi:

$$\vec{V}_M = V_{Mx} \vec{i} + V_{My} \vec{j} \quad (4.8.12)$$

iar viteza medie pe directia "d" intre A si B, va fi obtinuta prin insumarea componentelor normale la directie:

$$V_{med} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (v_{ixn} + v_{iyn}) \quad (4.8.13)$$

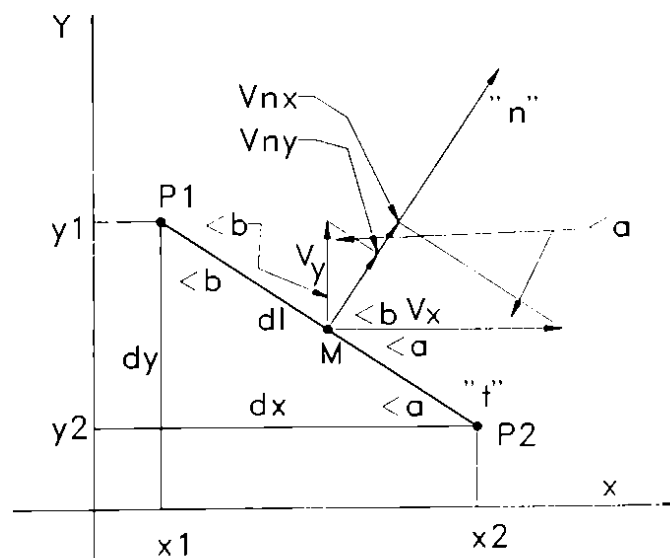


fig.4.8.4

Unde V_{med} este viteza medie pe sectiunea respectiva. In reprezentarea 2D, o sectiune devine o directie, dimensiunea de suprafata obtinindu-se prin multiplicare cu o a doua dimensiune liniara (circumferinta πD sau grosimea B).

Daca proiectam \vec{V}_M dupa directia "n" a normalei la directia AB atunci:

$V_{nM} = V_{nx} + V_{ny}$ unde V_{nx} , V_{ny} sunt proiectiile componentelor V_x si V_y dupa directia normalei.

Acest artificiu ne permite calculul debitului dupa orice directie sau suprafata definita in domeniul de curgere.

Distanța AB este parcursa cu un pas dl , calculindu-se intr-un numar mare de puncte, vitezele V_{nx} , V_{ny} respectiv V_n .

Presiunea medie se calculeaza in mod asemanator cu observatia ca valoarea acesteia nu este dependenta de orientarea elementului de suprafata.

4.8.4 Analiza setului de valori numerice

In tabelul 4.8.2 au fost analizate datele rezultate in urma prelucrării prin postprocesare a cimpurilor numerice care descriu valorile presiunii si componentele vitezei in domeniul 2D studiat.

Aparitia si dezvoltarea cavitatiei a fost inspectata in zona dintre fanta de reglaj de deschidere x si iesirea p_2 . In aceasta zona au fost calculate un numar mare de linii de curent avind "originea" pe linia "x" adica intre muchia sertarului si muchia corpului. Liniile de curent au fost calculate intr-un numar de 512-1024 de valori intre fanta si iesire, pentru a se putea determina suficient de precis alura acestora.

Liniile de curent formeaza in aceasta zona a camerei "A" sau "2" a distribuitorului un jet inecat, a carui descriere numerica este disponibila prin interpretarea multimii valorilor calculate. Aceasta interpretare se poate obtine insa numai prin procesare numerica, intrucit numarul mare de valori obtinute din calcul nu permite decit o apreciere calitativa la nivelul operatorului uman (spre exemplu pentru $x=5$ mm s-au obtinut 25 linii de curent cu 1024 de puncte de calcul, in care se cunosc p , v , v_x , v_y , v_z , x , y deci aproximativ $7 \times 1024 \times 25 = 150.000$ de valori numerice). Prin inspectia automata liniilor de curent, la fiecare deschidere (6 deschideri) si fiecare presiune de iesire ($p_2 = 1$ bar; 5 bar; 25 bar - 3 presiuni), s-a obtinut un fisier de date denumit "Global.txt" care contine pentru fiecare deschidere si fiecare presiune p_2 elementele din tabelul 4.8.2.

tab. 4.8.2 Date primare de calcul obtinute in urma inspectiei cimpului numeric:

X	V_0	P_0	V_z	P_x	P_f	V_{max}	Q	P_2	V_x	C_c	V_t
mm	m/s	bar	m/s	bar	bar	m/s	m ³ /s	bar	m/s		m/s
0.500	3.910	49.989	5.478	12.114	10.508	82.119	0.002	1.000	66.492	0.934	71.191
1.000	8.772	49.851	12.299	7.625	1.460	116.480	0.004	1.000	74.589	0.897	83.154
2.000	17.667	49.782	24.777	10.358	6.631	105.133	0.008	1.000	75.113	0.885	84.873
3.000	27.558	49.944	38.652	2.635	-2.314	113.242	0.012	1.000	78.110	0.772	101.179
4.000	31.556	50.237	44.260	6.444	3.279	114.157	0.014	1.000	67.081	0.708	94.747
5.000	32.008	49.904	44.902	10.478	10.353	110.354	0.014	1.000	54.433	0.694	78.434
0.500	2.998	49.891	4.199	19.822	17.994	81.127	0.001	5.000	50.983	0.939	54.295
1.000	8.350	49.854	11.707	11.007	6.016	110.515	0.004	5.000	71.000	0.909	78.108
2.000	16.838	49.787	23.613	13.516	10.122	100.037	0.007	5.000	71.586	0.890	80.434
3.000	25.979	49.845	36.437	6.299	1.942	107.903	0.011	5.000	73.635	0.777	94.768
4.000	27.854	49.632	39.067	6.995	1.966	94.075	0.012	5.000	59.210	0.778	76.106
5.000	30.008	49.900	41.902	11.480	11.223	90.354	0.013	5.000	51.032	0.702	72.695
0.500	1.774	49.897	2.481	34.716	33.753	47.783	0.001	25.000	30.162	0.934	32.293
1.000	5.755	49.872	8.066	28.785	26.020	74.262	0.003	25.000	48.935	0.898	54.493

2.000	12.006	49.825	16.834	29.448	27.670	70.348	0.005	25.000	51.043	0.920	55.482
3.000	18.178	49.780	25.493	25.324	23.258	74.185	0.008	25.000	51.523	0.809	63.687
4.000	21.314	49.802	29.892	26.450	25.635	73.492	0.009	25.000	45.309	0.760	59.617
5.000	21.925	49.856	30.749	28.615	26.305	70.042	0.010	25.000	37.286	0.746	49.982

Valorile de presiune si viteze sunt valori mediate pe sectiunea a carui indice o poarta (p_0, p_2, p_x), (v_0, v_2, v_x) sau valori punctuale, reprezentative din punct de vedere cavitional (p_{min}, v_{max}), cautate numai in domeniul jetului de la iesirea din fanta.

Acest set de valori permite calculul detaliat in continuare a unor parametrii globali intre sectiunile "0", "x", "2", "P", conform justificarilor din capitolul precedent. Valorile mediate au fost calculate in lungul unor segmente de dreapta ce definesc sectiunile de calcul. In fapt, debitul obtinut in aceste "sectiuni" va fi un debit "2D", deci el se va inmulti cu cea de a doua dimensiune, $\pi D_s, \pi D_0$, sau πD_2 .

4.8.5 Recalcularea vitezei medii in fanta V_x si in sectiunea ingustata V_f

V_x se calculeaza in zona fantei din ecuatia de continuitate:

$$V_x = \frac{Q}{\pi D_s x} \quad (4.8.14)$$

$$\text{unde : } Q = V_0 b_0 \pi D_0 = V_2 b_2 \pi D_2 \quad (4.8.15)$$

Recalcularea este necesara deoarece in zona fantei erorile de trunchiere si calcul sunt mai mari datorate numarului mic de elemente finite definite. Viteza in fanta este:

$$V_f = V_x / C_c \quad (4.8.16)$$

4.8.6 Aproximarea numerica a caracteristicii cavitationale a distribuitorului pe intreg domeniul de functionare

Valorile parametrilor principali determinate prin postprocesarea cimpului numeric obtinut prin metoda elementului finit, se refera in fapt la un numar de 6 deschideri si 3 diferente de presiune deci reflecta pina la urma un numar de 18 puncte de functionare a distribuitorului modelat. Pentru a putea aproxima functionarea aparatului din punct de vedere energetic si cavitional pe intregul domeniu de variatie a parametrilor principali ai simularii, presiunea si deschiderea, ar trebui realizat calculul prin metoda elementului finit, in toate punctele domeniului ceea ce este imposibil datorita capacitatii si vitezei de calcul limitate a sistemelor pe care le utilizam. Pentru rezolvarea acestei probleme, pornind de la punctele calculate prin metoda elementului finit, s-au determinat functii de aproximare a functionarii in ceea ce priveste toti parametrii importanti prin metoda celor mai mici patrate. Aceste functii sunt de 2 variabile: $x, \Delta p$, adica deschiderea si diferenta de presiune intre intrare si iesire.

Parametrii principali care au fost aproximati direct din setul de valori cuprinse in tab 4.8.2 sunt.

a. Debitul volumic prin distribuitor:

$$Q = \sum_{i=0}^2 (a_{0i} + a_{1i} \cdot \sqrt{\Delta p_{02}}) x^i \quad (4.8.17)$$

b. Coeficientul de contractie al jetului la iesirea din fanta de reglaj C_c

$$C_c = (0.936 - 0.003 \cdot \Delta p_{02}) - (0.007 + 0.0001512 \cdot \Delta p_{02}) x^{1.78} \quad (4.8.18)$$

c. Viteza maxima in domeniul jetului

$$V_{\max} = \sum_{i=0}^4 (a_{0i} + a_{1i} \cdot \Delta p_{02}) x^i \quad (4.8.19)$$

d. Presiunea in fanta de reglaj de deschidere x:

$$p_x = \sum_{i=0}^4 (a_{0i} + a_{1i} \cdot \Delta p_{02}) x^i \quad (4.8.20)$$

e. Presiunea medie in zona ingustata a jetului

$$p_f = \sum_{i=0}^4 (a_{0i} + a_{1i} \cdot \Delta p_{02}) x^i \quad (4.8.21)$$

f. Presiunea de vaporizare dependenta de temperatura (determinata pentru ulei hidraulic mineral din cap 1):

$$p_v [\text{Pa}] = 2.51 \cdot \left(1.8 \cdot T [^{\circ}\text{C}] + 32 \right)^{1.1841} \quad (4.8.22)$$

g. Volumul de aer dizolvat procentual in functie de presiunea exterioara (aceeasi sursa)

$$\text{Vol}[\%] = 9.25 P_{\text{ext}} [\text{atm}] \quad (4.8.23)$$

Ceilalti parametri sunt calculati pe baza functiilor de aproximare a parametrilor primari. Astfel vitezele medii in zonele "0", "x", "2" sunt calculate pe baza ecuatiei de continuitate iar in zona "f" se ia in considerare si coeficientul de contractie.

Prin rularea unui program ce inglobeaza functiile descrise este posibila determinarea prin calcul a tuturor parametrilor functionali inclusiv a celor cavitationali descrisi prin relatiile din tab.4.8.2.

Finetea de parcurgere a domeniului a fost :

$$dx=0.1 \text{ mm}$$

$$dp=0.2$$

In tab. 4.8.3 sunt prezentate rezultatele numerice obtinute in urma rularii functiilor de aproximare pentru $p_2=5$ bar.

Reprezentarea grafica a principalelor marimi cavitationale si energetice studiate s-a realizat in AUTOCAD R12.

4.8.6.1. Reprezentarea grafica a principalilor parametrii cavitationali calculati;

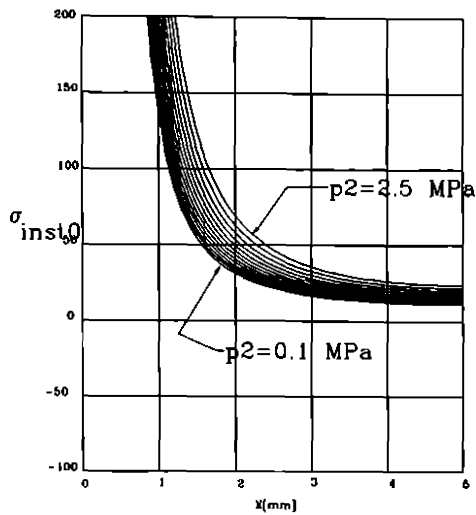


fig.4.8.5
$$\sigma_{inst0} = \frac{p_0 - p_v}{\rho V_0^2 / 2}$$

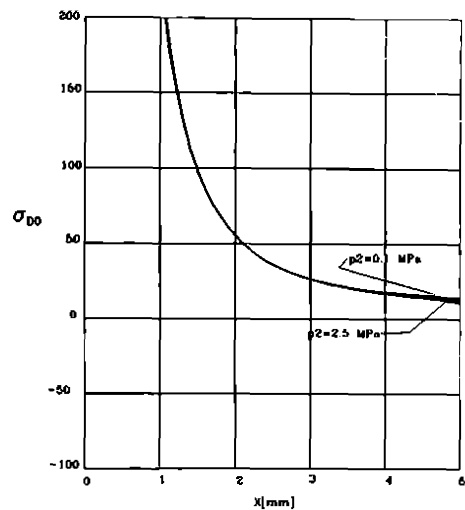


fig. 4.8.6
$$\sigma_{D0} = \left(\frac{V_{max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{0M}$$

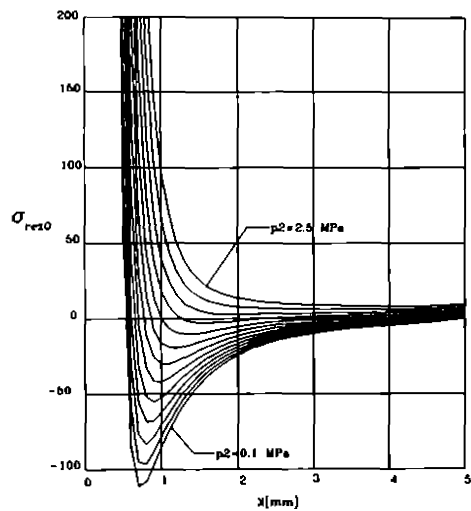


fig. 4.8.7
$$\sigma_{rez0} = \frac{p_{min} - p_v}{\rho V_0^2 / 2}$$

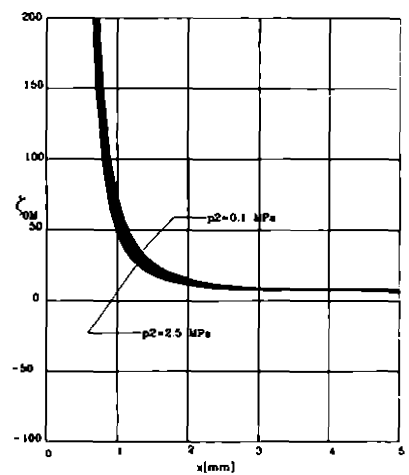


fig. 4.8.8

$$\zeta_{0M} = \frac{p_0 - p_f}{\rho V_0^2 / 2} + 1 - \frac{K_0}{x^2 C_c^2}$$

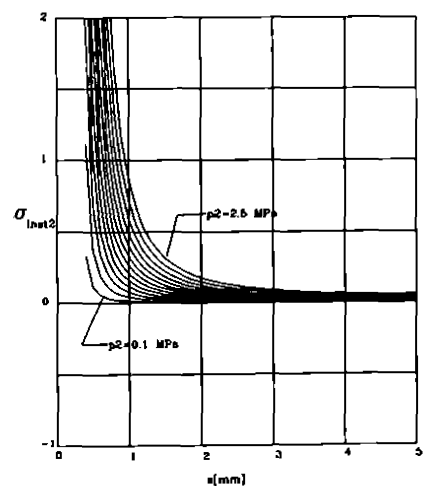


fig. 4.8.9
$$\sigma_{inst2} = \frac{p_2 - p_v}{\rho V_2^2 / 2}$$

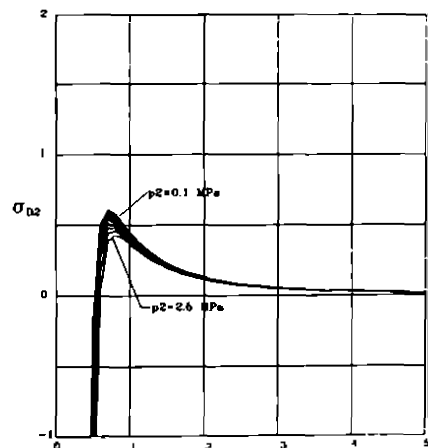
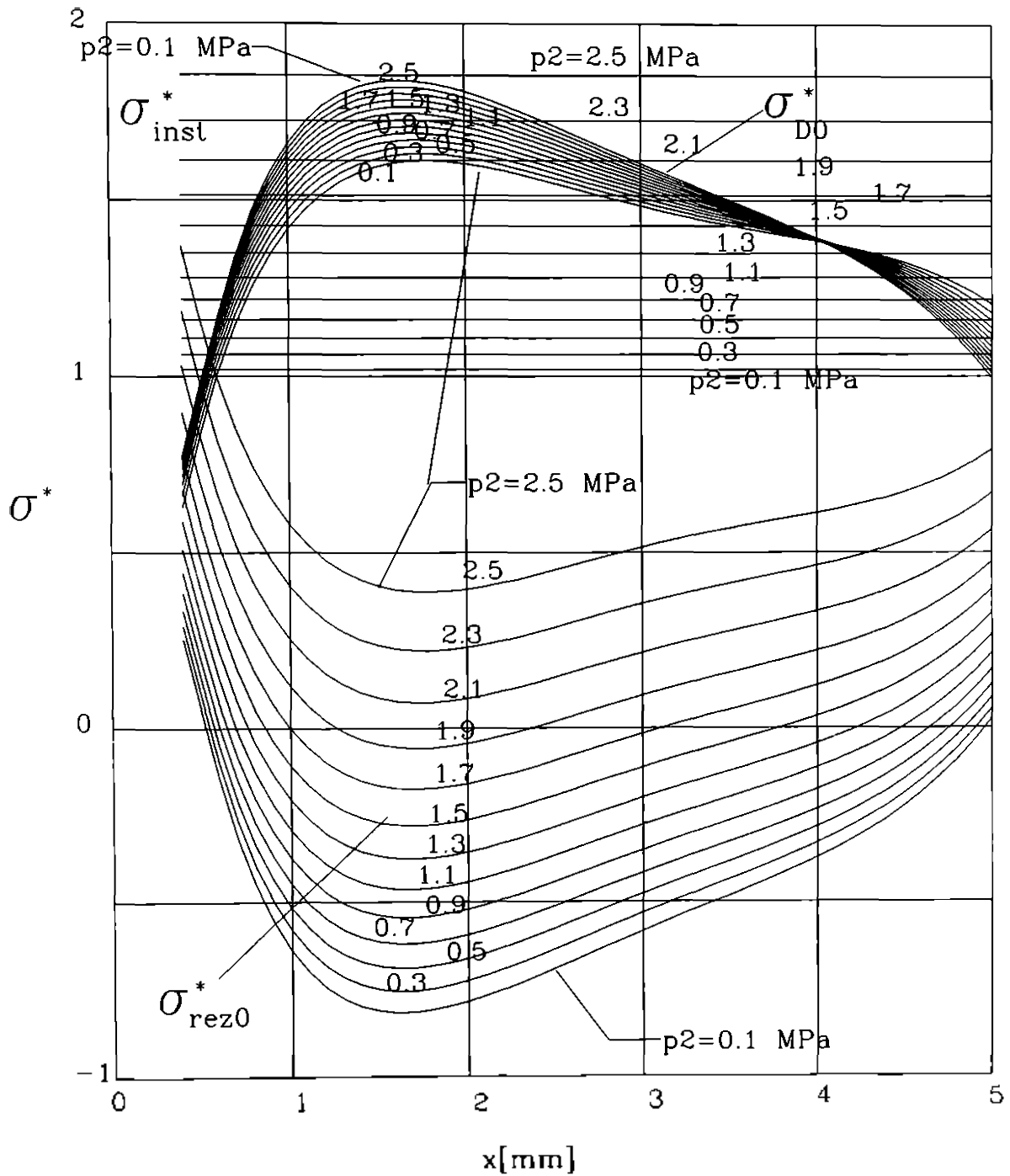


fig. 4.8.10

$$\sigma_{D2} = \left(\frac{V_{max}}{V_2} \right) - 1 - \zeta_{M2}$$



$$\sigma_{rez0}^* = \frac{p_{min} - p_v}{\Delta p_{02}} \sigma_{inst0}^* = \frac{p_0 - p_v}{\Delta p_{02}} \quad \sigma_{D0}^* = \frac{\rho V_0^2}{2\Delta p_{02}} \left[\left(\frac{V_{max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{0M} \right]$$

Fig. 4.8.11 Coeficienti de cavitate raportati la sectiunea de intrare si diferenta totala de presiune intre intrare si iesire

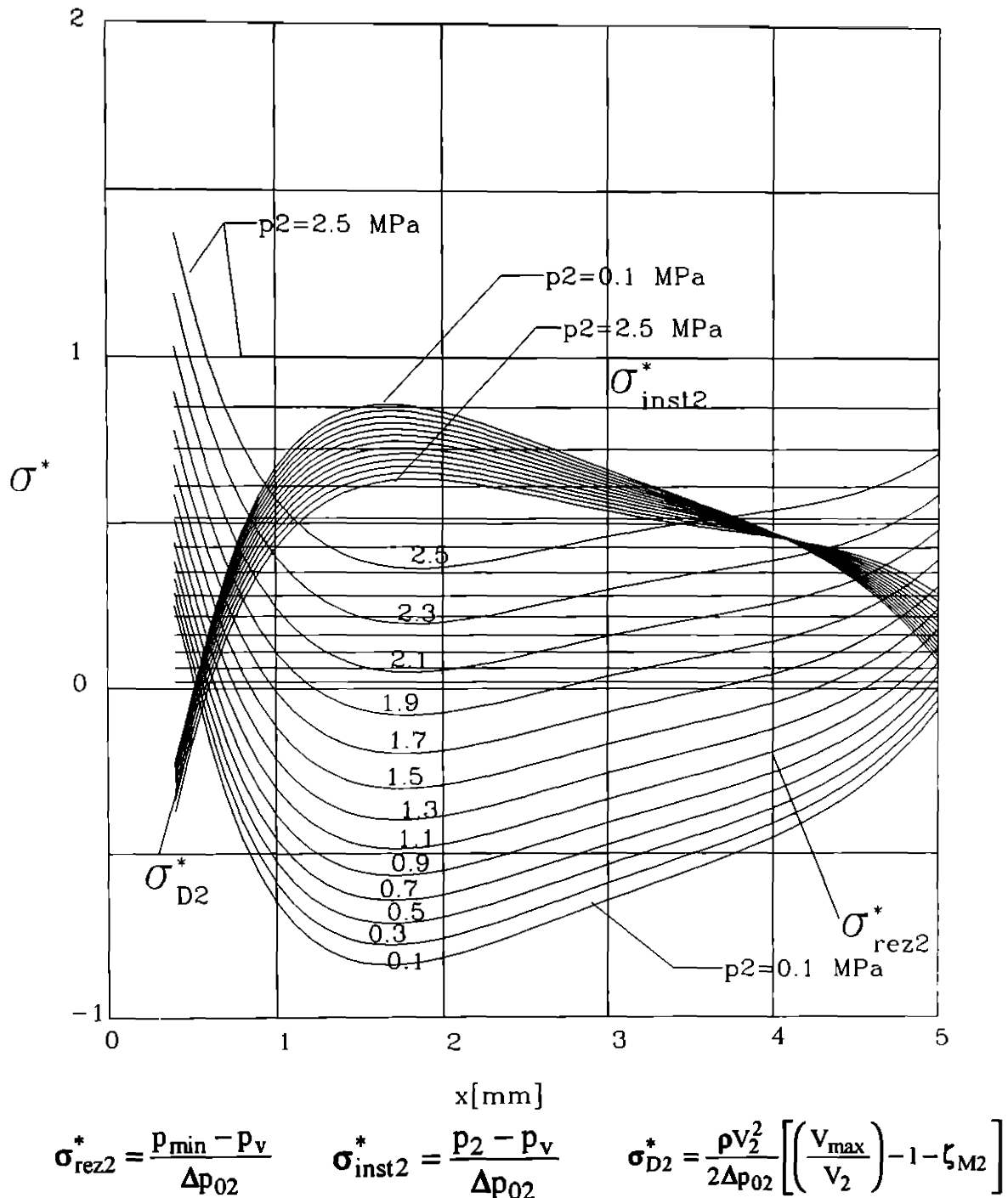


fig. 4.8.12. Coeficientii de cavitate raportati la sectiunea de iesire si diferenta totala de presiune intre intrare si iesire

In toate graficele afisate parametrul de variatie este deschiderea fantei de reglare a distribuitorului "x" iar cel de-al doilea parametru, este presiunea pe circuitul de iesire p_2 . Pasul de variatie al presiunii intre doua curbe consecutive este de 0.2 MPa (2 bar).

4.8.7 Reprezentarea grafică a parametrilor energetici calculați:

Parametrii energetici calculați prin aproximare în capitolul 4.8.5, cu relațiile (4.8.17); (4.8.18); (4.8.19); (4.8.20); (4.8.21); (4.8.22); (4.8.23); sunt reprezentați în figurile 4.8.13; 4.8.14; 4.8.15; 4.8.16; 4.8.17; 4.8.18.

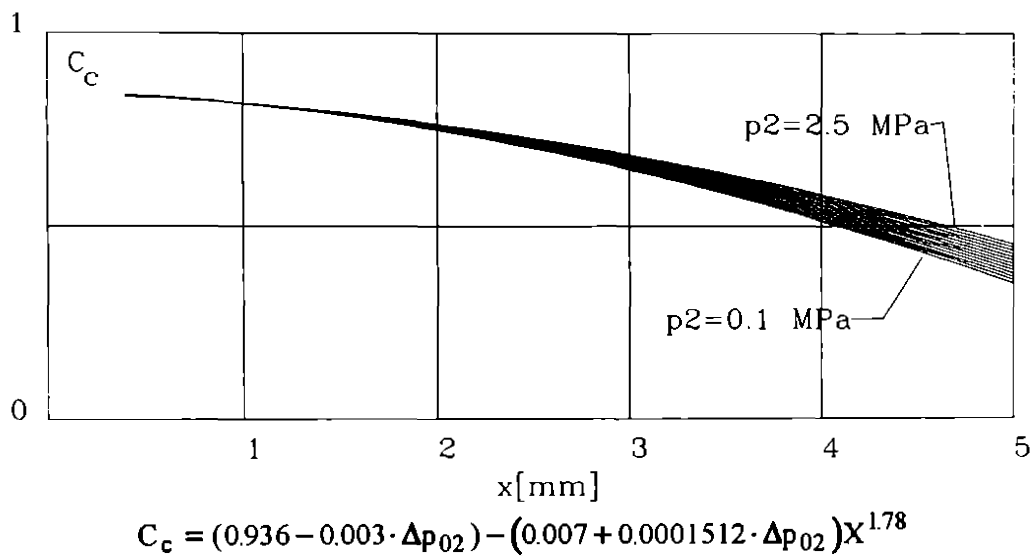


fig. 4.8.13 Evoluția coeficientului de contractie a jetului la intrare

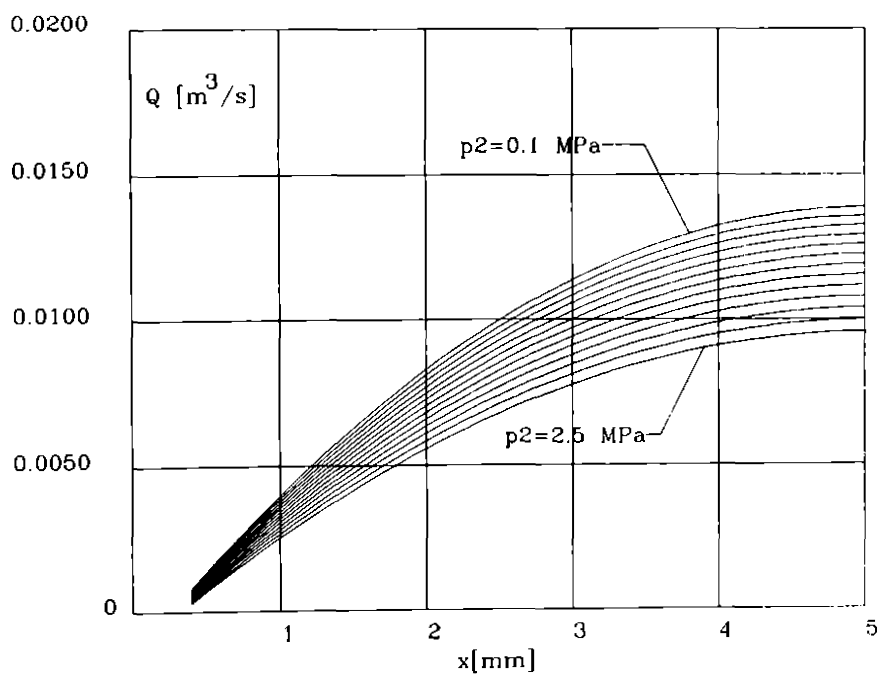


fig. 4.8.14 Evoluția debitului prin distribuitor

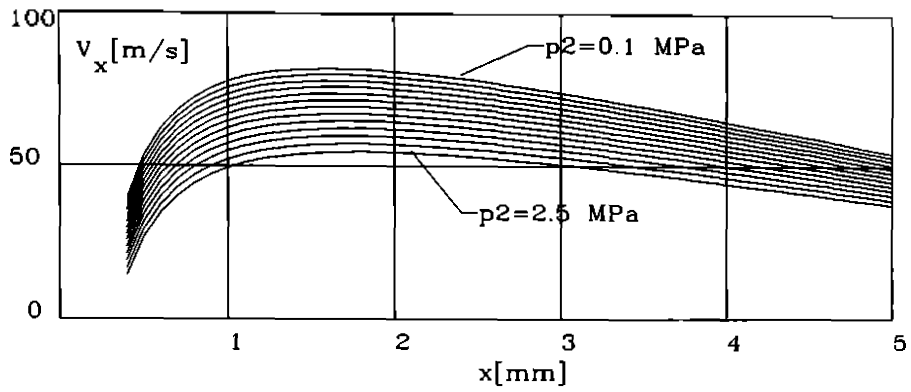


fig. 4.8.15 Evolutia vitezei medii in fanta de reglaj de deschidere "x"

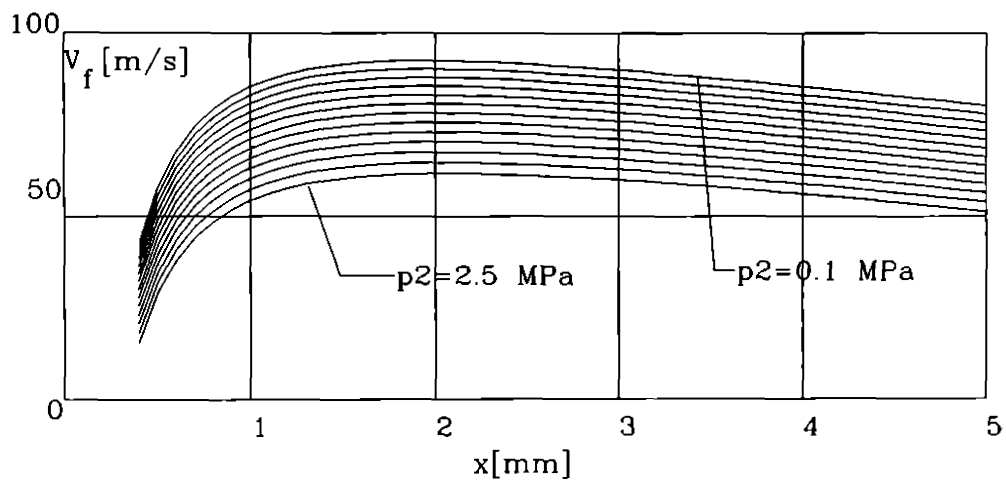


fig. 4.8.16 Evolutia vitezei medii in sectiunea contractata a jetului

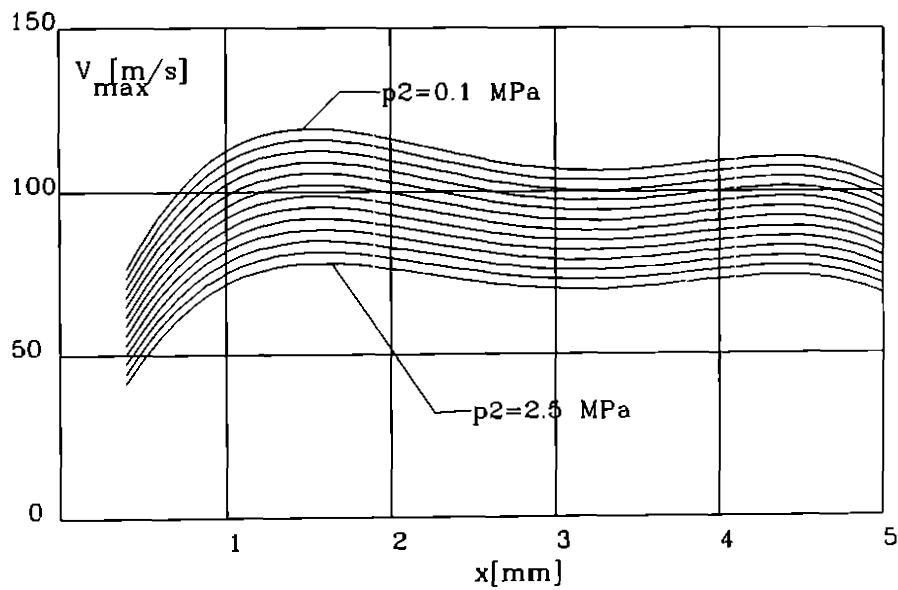


fig. 4.8.17 Evolutia vitezei maxime in zona jetului la iesirea din fanta

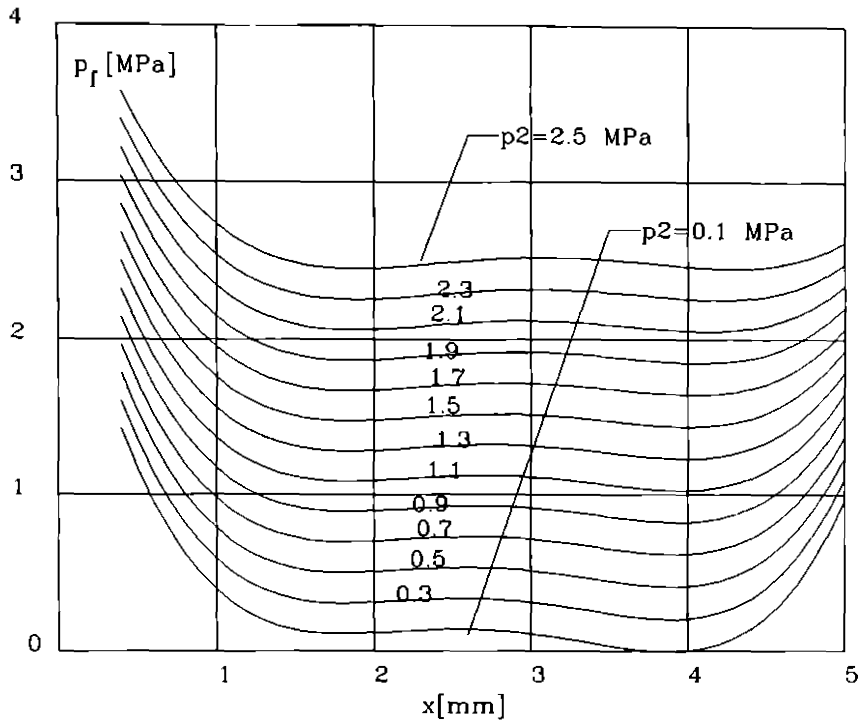


fig. 4.8.18 Evoluția presiunii medii în zona contractată a jetului

4.8.8 Analiza rezultatelor obținute:

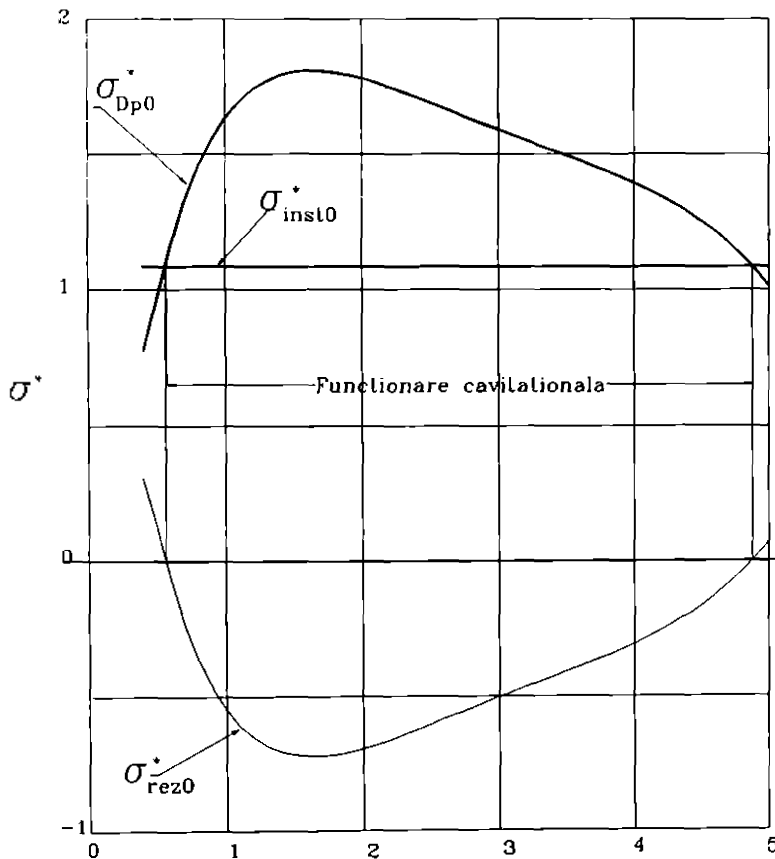


fig. 4.8.19 Determinarea rezervei de cavitație

Determinarea numerică a caracteristicilor cavitaționale a fost realizată pe baza rezultatelor postprocesate a simulării numerice a curgerii pe traseul hidraulic al distribuitorului cu sertar cilindric $D_n 10$ reprezentat în fig.4.2.1.

Determinarea caracteristicii de rezerva de cavitație se face pornind de la elementele principale din definiția coeficientului de rezerva de cavitație conform fig. 4.8.19

Pentru întregul domeniu parcurs, se poate determina curba de incipiența cavitațională, care delimitează în planul parametrilor funcționali regimul cavitațional și necavitațional. (fig. 4.8.20)

Aproximarea caracteristicii prin funcții de regresie polinomiale de ordinul 6, este prezentată în fig.4.8.21.

In mod asemanator, prin raportare la sectiunea de iesire se obtine curba sensibilitatii la cavitate raportata la sectiunea de iesire iar in figura 4.8.23 este redata comparatia dintre cele doua curbe.

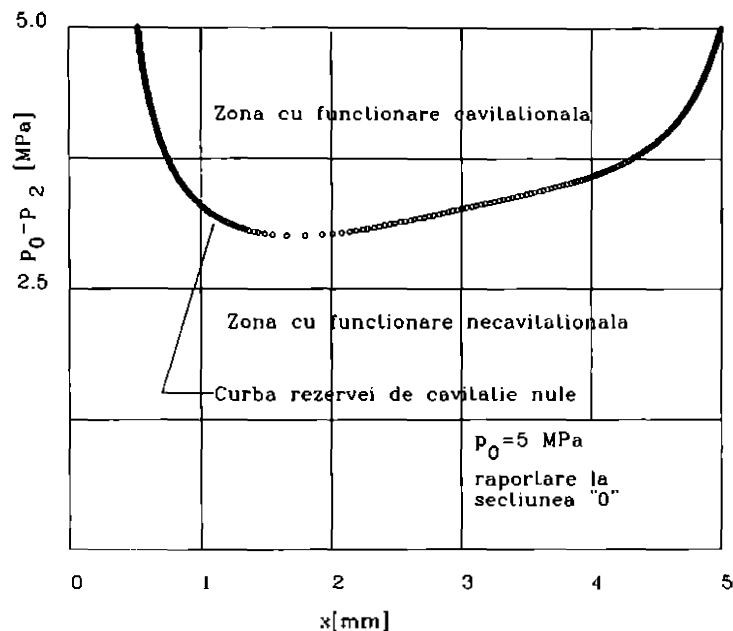


fig. 4.8.20 Curba de sensibilitate la cavitate obtinuta prin raportare la sectiunea de intrare

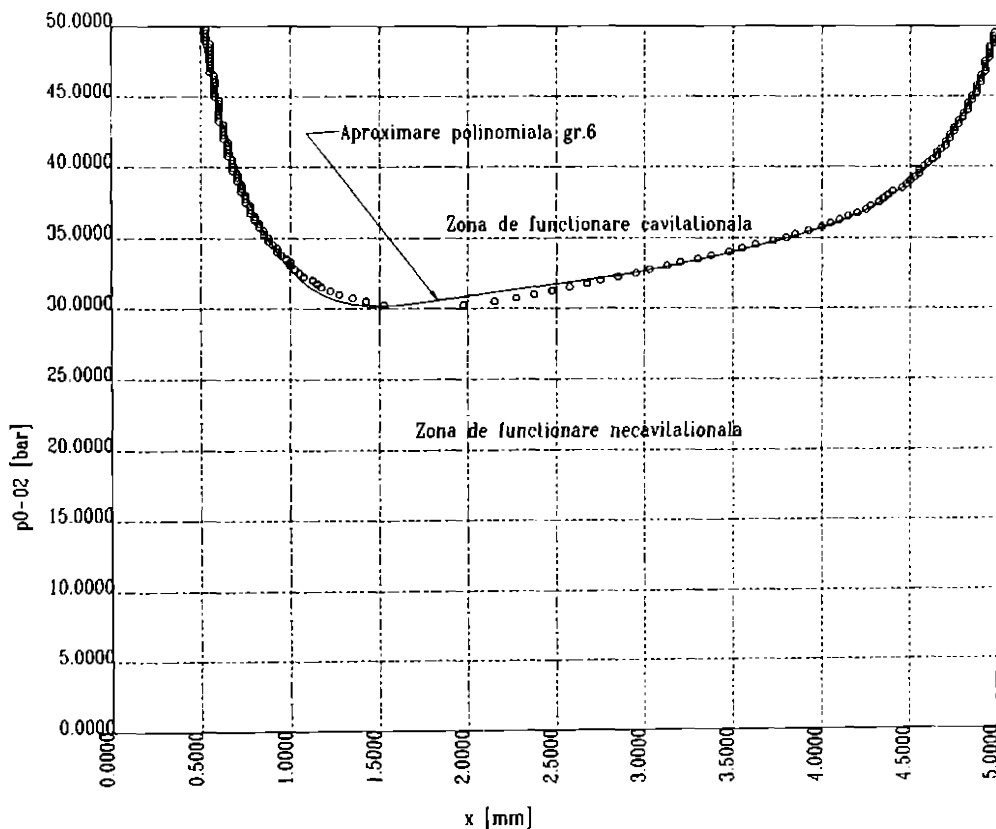


fig. 4.8.21 Aproximarea caracteristicii de sensibilitate la cavitate raportata la sectiunea de intrare

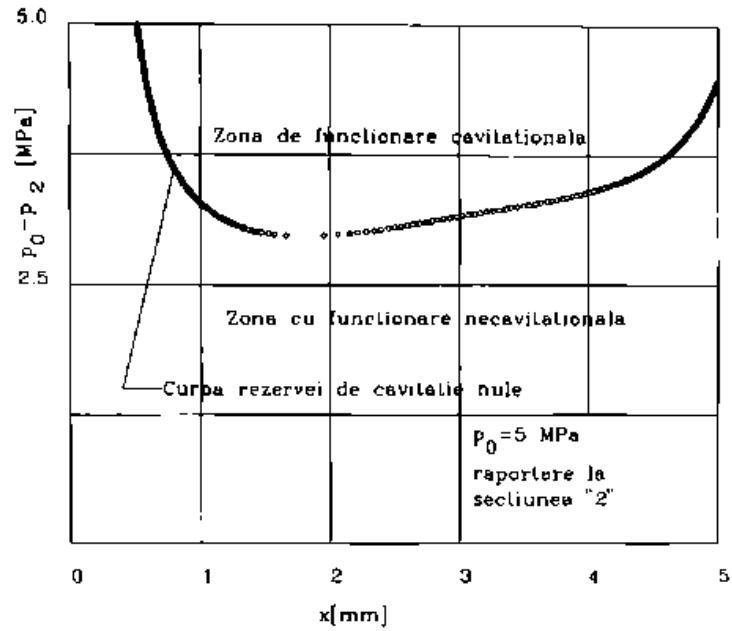


fig. 4.8.22 Sensibilitatea la cavitație raportată la secțiunea de ieșire

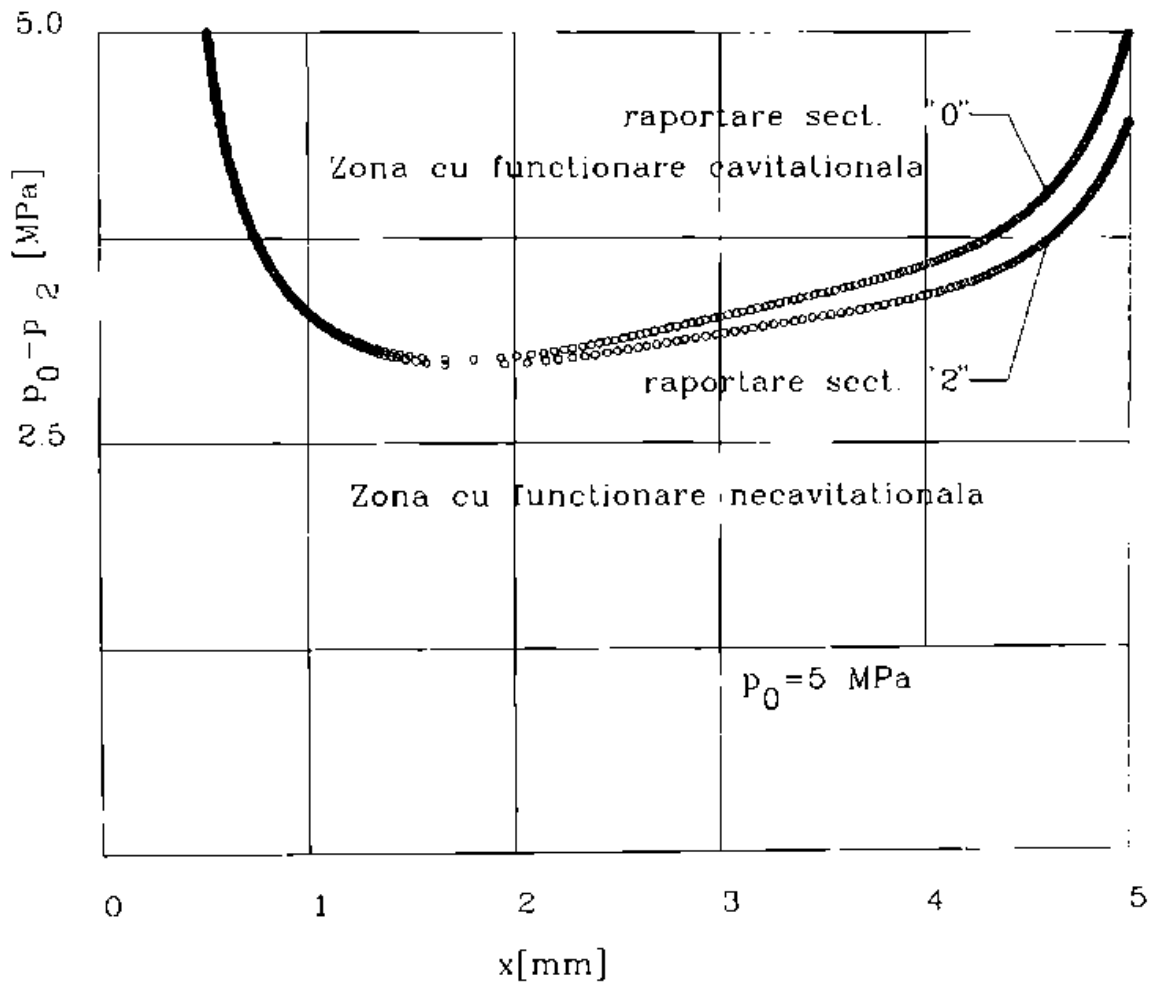


fig. 4.8.23 Comparatie între curbele de sensibilitate la cavitație

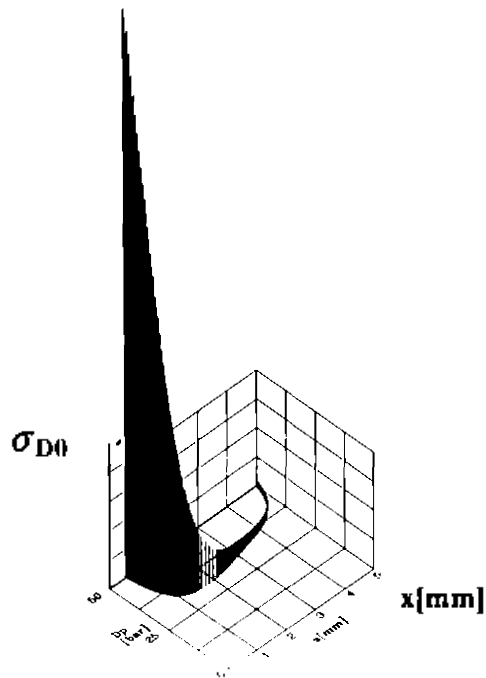


fig. 4.8.24. Reprezentarea 3D a sensibilitatii la cavitate prin :

$$\sigma_{D0} = \left(\frac{V_{max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{0M}$$

fig. 4.8.25. Reprezentarea 3D a sensibilitatii la cavitate prin:

$$\sigma_{D2} = \left(\frac{V_{max}}{V_2} \right)^2 - 1 - \zeta_{M2}$$

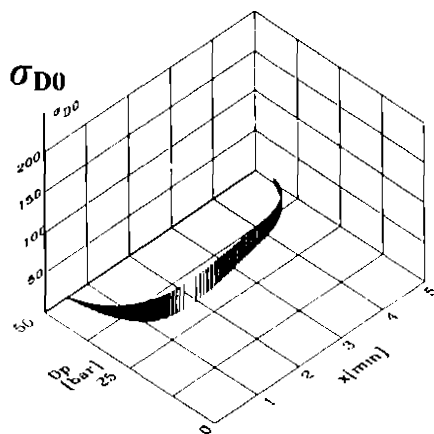
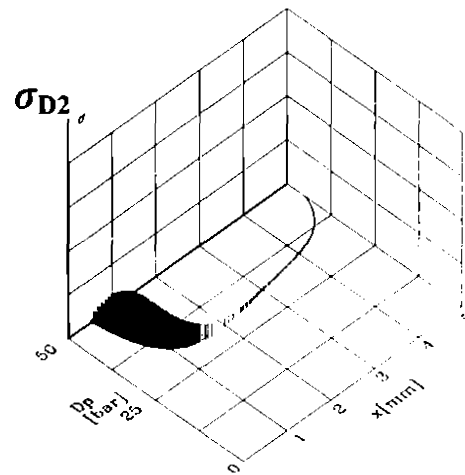


fig. 4.8.26 Reprezentarea 3D a sensibilitatii la cavitate pentru

$$\sigma_{D0}^* = \frac{\rho V_0^2}{2\Delta p_{02}} \left[\left(\frac{V_{max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{0M} \right]$$

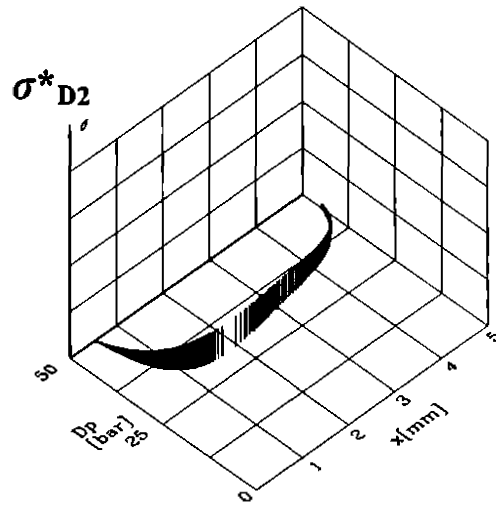


fig. 4.8.27. Reprezentarea 3D a sensibilitatii la cavitate pentru

$$\sigma_{D2}^* = \frac{\rho V_2^2}{2\Delta p_{02}} \left[\left(\frac{V_{\max}}{V_2} \right) - 1 - \zeta_{M2} \right]$$

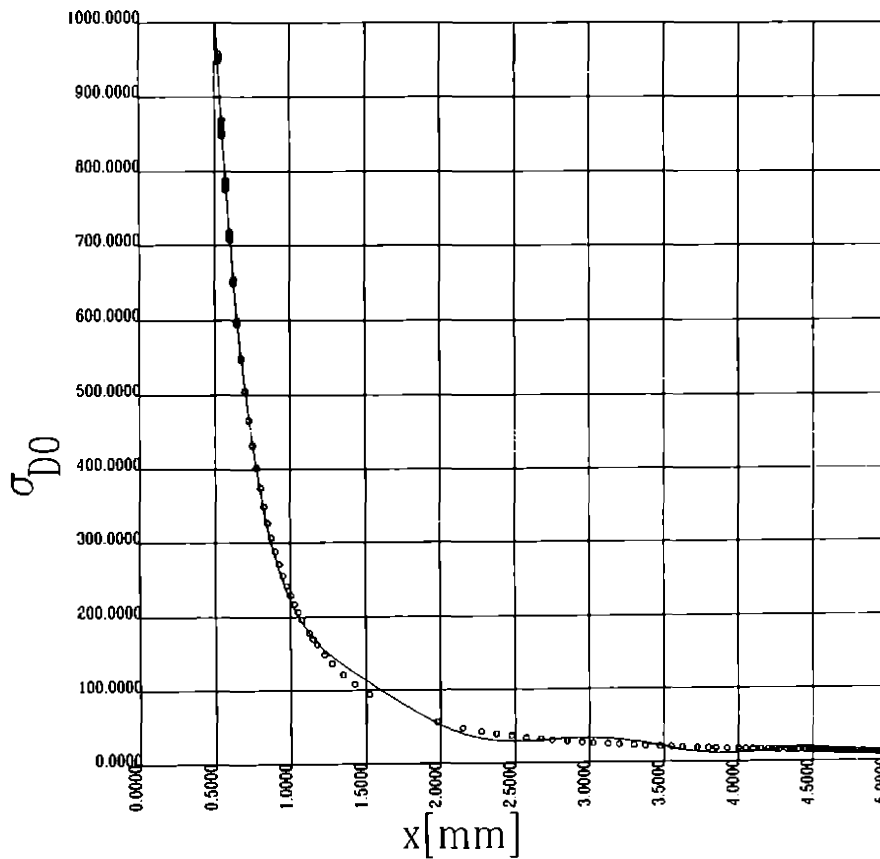


fig. 4.8.28 Curba de sensibilitate la cavitate a distribuitorului luind in

considerare coeficientul $\sigma_{D0} = \left(\frac{V_{\max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{0M}$

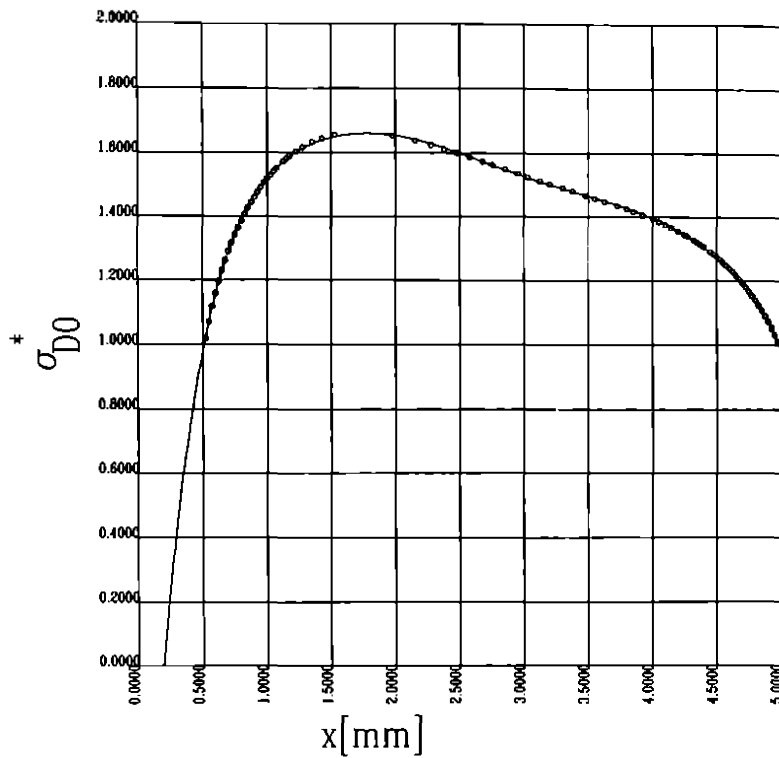


fig. 4.8.29. Curba de sensibilitate la cavitate a distribuitorului luid in

considerare coeficientul $\sigma_{D0}^* = \frac{\rho V_0^2}{2\Delta p_{02}} \left[\left(\frac{v_{max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{0M} \right]$

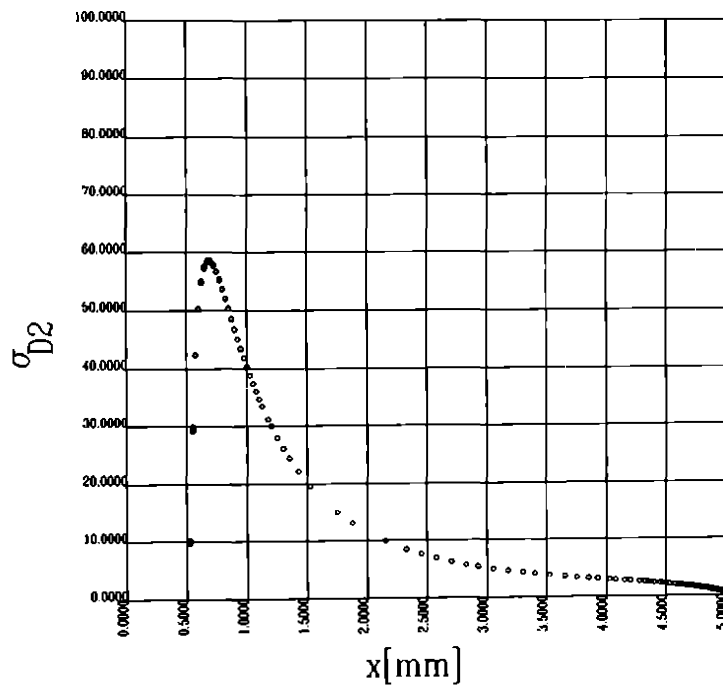


fig. 4.8.30 Curba de sensibilitate la cavitate a distribuitorului luid in

considerare coeficientul $\sigma_{D2} = \left(\frac{v_{max}}{V_2} \right) - 1 - \zeta_{M2}$

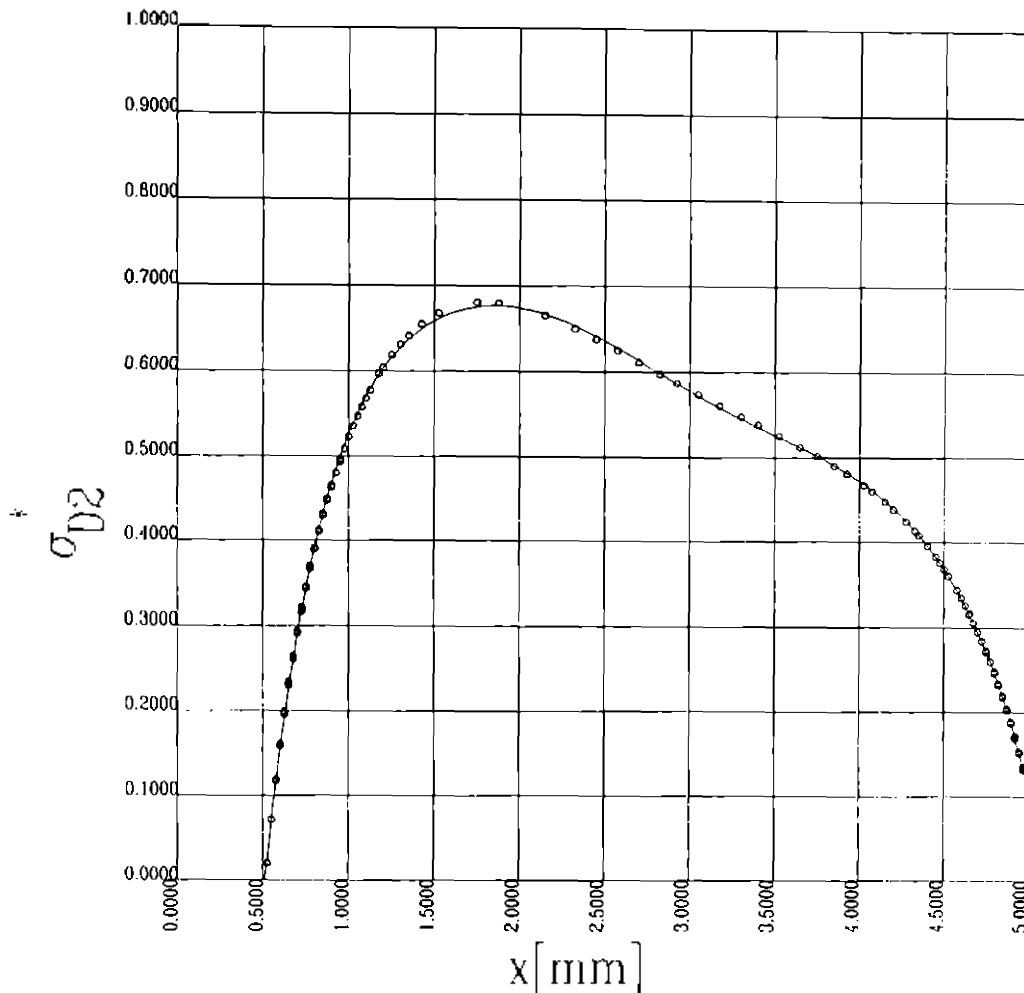


fig. 4.8.31 Curba de sensibilitate la cavitate a distribuitorului fiind in considerare

$$\text{coeficientul } \sigma_{D2}^* = \frac{\rho V_2^2}{2\Delta p_{02}} \left[\left(\frac{V_{\max}}{V_2} \right) - 1 - \zeta_{M2} \right]$$

Incipienta cavitionala pentru o temperatura data se determina numeric din conditia rezervei de cavitate nule, ceea ce inseamna numai in acest caz egalitatea numerica a coeficientului de cavitate al instalatiei si respectiv al distribuitorului.

Deci pentru fiecare punct din planul parametrilor functionali x , Δp_{02} vom avea o anumita valoare a coeficientului de cavitate a instalatiei egala cu coeficientul de cavitate al distribuitorului.

Putem astfel realiza o reprezentare 3D a conditiilor de incipienta cavitionala conform figurilor 4.8.24; fig. 4.8.25; fig. 4.8.26; fig. 4.8.27. Reprezentarea contine dupa directia Z valorile coeficientului de cavitate al distribuitorului corespunzator diferitelor conventii de definire din capitolul 3.

In fig. (4.8.28); (4.8.29); (4.8.30); (4.8.31) este prezentata legatura intre valoarea coeficientului de cavitate si deschiderea fantei de reglare. Se evidentiaza in primul rind o diferenta mare a alurii curbelor in raport cu modul de raportare al coeficientilor. Aceste curbe reprezinta o proiectie intr-un plan perpendicular pe axa presiunilor.

Curba de sensibilitate la cavitate si valoarea coeficientului de cavitate a distribuitorului raportata la sectiunea de intrare, respectiv, la sectiunea de iesire este reprezentata in figura 4.8.32 si figura 4.8.33.

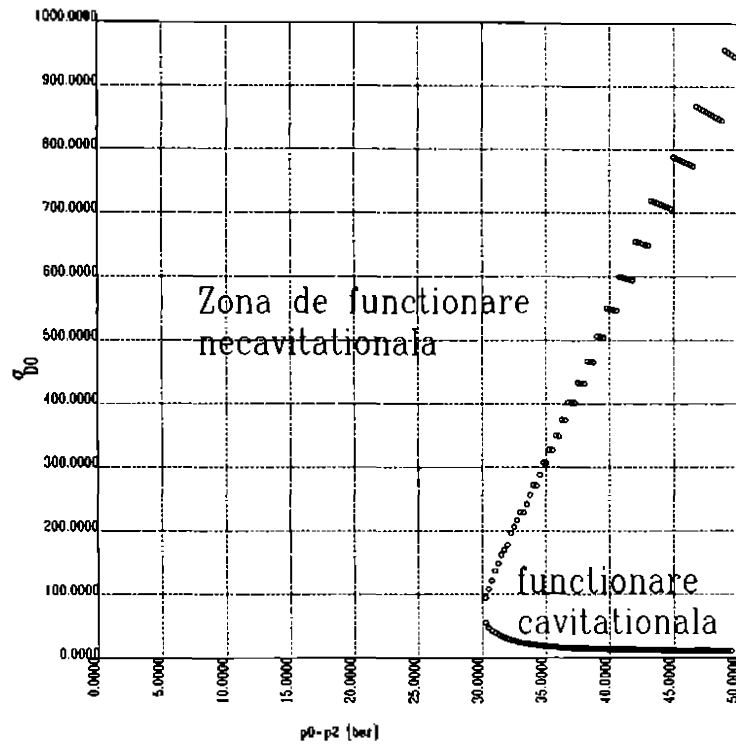


fig. 4.8.32 Curba de sensibilitate la cavitate a distribuitorului luid in considerare

coeficientul $\sigma_{D0} = \left(\frac{V_{max}}{V_0} \right)^2 - 1 + \zeta_{0M}$

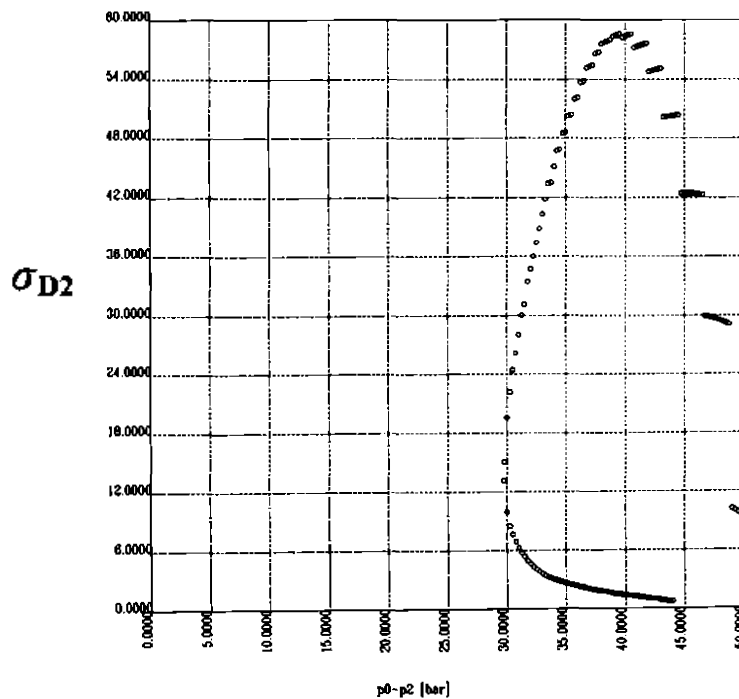


fig. 4.8.33 Curba de sensibilitate la cavitate a distribuitorului luid in considerare

coeficientul $\sigma_{D2} = \left(\frac{V_{max}}{V_2} \right) - 1 - \zeta_{M2}$

4.8.9 Adimensionalizarea curbelor de sensibilitate la cavitatie.

Curbele de sensibilitate la cavitatie determinate in subcapitolele precedente au ca parametrii determinanti marimile fizice definitorii ale regimului de functionare a distribuitorului hidraulic prototip D_n 10 mm. Pentru obtinerea unui grad de generalitate ridicat, aceste curbe pot fi reprezentate in raport cu marimile adimensionalizate ale diferentei de presiune si deschiderii fantei de lucru a distribuitorului.

Vom defini astfel presiunea adimensionala :

$$\bar{p} = \frac{p_0 - p_2}{p_0} \quad (4.8.24)$$

respectiv deschiderea adimensionala:

$$\bar{X} = \frac{X}{X_{max}} \quad (4.8.25)$$

Reprezentarea grafica a curbelor de sensibilitate la cavitatie devine acum cea din figura (4.8.34):

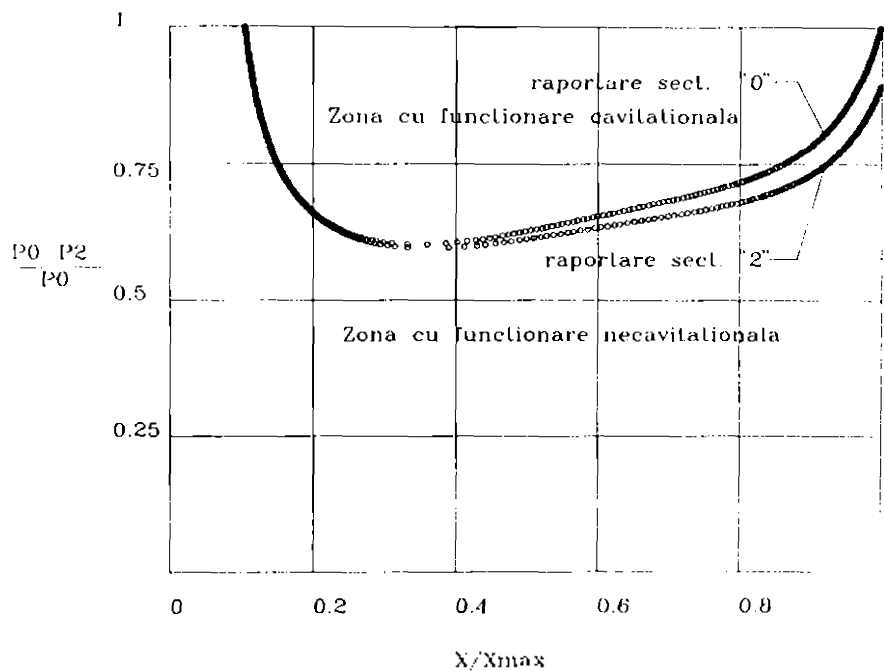


fig.4.8.34 Domeniul limita de functionare adimensionalizat

4.9 Concluzii

4.9.1 Elementele evidentiata in capitolele anterioare impun determinarea analitica si numerica a unei serii de marimi de natura locala si globala care intervin in descrierea fenomenelor cavitationale prin intermediul coeficientilor de cavitatie ai distribuitorului. Problema principala este aceea a cunoasterii valorilor caracteristice cimpului hidrodinamic ce ia nastere pe traseul hidraulic a distribuitorului determinat de caracteristicile fizice ale lichidului de lucru (viscozitate, densitate), conditiile energetice de functionare a distribuitorului (diferenta de presiune între intrare si iesire sau debit, temperatura), si conditiile geometrice caracteristice traseului hidraulic intern al distribuitorului, puternic dependente de valoarea deschiderii fantei de reglare.

4.9.2 Solutia adoptata in scopul determinarii marimilor caracteristice cimpurilor hidrodinamice din domeniul de curgere a distribuitorului cu sertar cilindric este aceea a determinarii

unor solutii numerice aproximative a ecuatiilor cu derivate parțiale ce descriu curgerea, prin utilizarea unor programe de calcul ce aplica metoda elementului finit. În decursul anilor, soluționarea acestei probleme a fost realizată în doi pași consecutivi. Prin colaborare cu dr. ing. Resiga [57a] și ing. Munteanu [47a] s-a realizat studiul numeric al curgerii axial simetrice printr-un distribuitor cu sertar cilindric, în ipoteza lichidului ideal, utilizând un program de calcul scris la catedra, care aplica metoda elementului finit în condițiile amintite.

4.9.3 Numarul mare de simulări numerice efectuate, evidențiază o creștere a vitezelor și o scădere drastică a presiunilor în zona camerei aval a distribuitorului cu sertar cilindric, indicând probabilitatea apariției fenomenelor cavitaționale prin evidențierea unor puncte și coeficienți de presiune minimă. Colaborarea cu ing. Muntean S. a permis evidențierea a puternicei influențe a microgeometriei umerilor fantei de reglaj în apariția valorilor de presiune minimă. Tesirea corespunzătoare a umerilor sertarului și corpului distribuitorului la un unghi de valoare medie calculată numeric [47a], a permis evidențierea scaderii neuniformității cimpului de viteze și de presiuni în zona fantei de reglare.

4.9.4 Rezultatele obținute deși calitativ importante, cantitativ sunt îndepărtate de realitatea fizică, datorită însăși ipotezelor simplificatorii ale modelului matematic utilizat și aproximat prin metoda elementului finit. Apariția unor programe de calcul profesionale autorizate în direcția rezolvării prin metoda elementului finit a curgerii cum ar fi: programele COSMOS 286 și 386 a dat un nou impuls cercetărilor numerice efectuate asupra cimpului hidrodinamic în distribuitorul cu sertar cilindric. Programul COSMOS permite determinarea soluțiilor numerice pentru curgerea axial simetrică a distribuitorului cu sertar cilindric în ipoteza fluidului viscos incompresibil în regim de curgere laminar. Utilizând o variantă evoluată de COSMOS 386 rulată pe calculatoarele Universității Tehnice din Miskolc, s-a reușit determinarea numerică a cimpului de viteze pentru distribuitorul prototip funcționând într-o gamă largă de deschideri și diferențe de presiune.

4.9.5 Pornind de la rezultatele numerice obținute s-a construit un program scris în TURBO PASCAL, al cărui principal scop este obținerea unor post-procesări de precizie și finețe corespunzătoare. Cu ajutorul acestui program a fost evidențiată în principal evoluția parametrilor cimpurilor hidrodinamice în domeniul curgerii, caracteristice distribuitorului cu sertar cilindric, atât în lungul liniilor de curent cit și după direcții de repartire impuse. Softul de post-procesare a permis reprezentarea grafică sugestivă în modele bidimensionale și tridimensionale a valorilor presiunilor și vitezelor pe întreg domeniul de curgere cit și determinarea punctelor de viteză maximă, respectiv presiune minimă în domeniul curgerii. Cu ajutorul acestor programe, din multitudinea datelor obținute ca soluție numerică au fost extrase valorile numerice reprezentative pentru fenomenele cavitaționale.

4.9.6 Prin aproximarea dependentei principalilor parametri globali ai curgerii, cit și a parametrilor locali determinanți în descrierea fenomenelor cavitaționale, în funcție de deschiderea și diferența de presiune a distribuitorului s-a obținut prin aplicarea dubla a metodei celor mai mici pătrate, relații analitice pentru toate marimile care intervin în descrierea coeficienților de cavitație de la cap. 3, tabelul 3.5.1. Reprezentarea grafică și calculul numeric de finețe corespunzătoare au permis obținerea curbelor de sensibilitate la cavitație cit și a curbelor de coeficienți de contractie a jetului pentru regimurile de funcționare studiate. Analiza curbei de sensibilitate la cavitație obținută prin raportare la secțiunea de intrare sau ieșire, evidențiază cele două zone de funcționare cavitațională și necavitațională a distribuitorului. Numeric este evidențiat faptul că, în funcționarea distribuitorului cu sertar cilindric, atât deschiderea cit și diferența de presiune influențează fenomenele cavitaționale, și anume, la deschideri mici și foarte mari zona de funcționare necavitațională este mai extinsă. În această zonă se îngustează în zona deschiderilor nominale sau medii datorită fenomenelor de accelerare a jetului. Pe de altă parte, reprezentarea tridimensională a coeficientului de cavitație a distribuitorului arată o creștere a acestuia exact în zona de îngustare a domeniului necavitațional. Mai mult decât atât, o aproximare numerică a multimei punctelor astfel obținute, permite definirea analitică și adimensională a relației de legătură între diferența de presiune și deschidere care să garanteze funcționarea în regim necavitațional. Setul de relații analitice numerice astfel obținut permite o

descriere completa a parametrilor cavitationali in functionarea distribuitorului si de asemenea a principalelor elemente caracteristice curgerii prin acesta.

4.9.7 Sintetizind, fenomenele cavitationale in distribuitorul cu sertar cilindric pot fi evaluate cu ajutorul coeficientilor de cavitate definiti riguros conform [1]. Bazat pe aceste definitii in cadrul capitolului, se deduc formule pentru coeficientii de cavitate raportati la sectiunile de lucru principale ale distribuitorului. Parametrul energetic global la care se face raportarea coeficientilor poate fi o viteza, sau mai potrivit pentru situatia data, diferenta de presiune intre intrarea si iesirea din distribuitor. Relatiile sintetizate in tabelul 3.5.1, necesita insa deducerea principalilor termeni ce intra in componenta lor, ceea ce se face apelind la calculul numeric al cimpurilor hidrodinamice prin metoda elementului finit utilizind programul COSMOS. Abordarea numerica a studiului curgerii prin distribuitorul cu sertar cilindric permite obtinerea cimpurilor de viteze si presiuni in ipotezele enuntate anterior.

4.9.8 Studiul si postprocesarea cimpurilor numerice obtinute pentru cele 6 deschideri si 3 diferente de presiune, permite deducerea unor functii analitice care descriu domeniul de functionare cavitional si necavitional al distribuitorului cu sertar cilindric studiat. Adimensionalizarea acestor functii permite extinderea deductiilor la intreaga gama de distribuitoare asemenea geometric. Spre exemplu pentru domeniul de existenta din fig. 4.8.20; fig. 4.8.21; fig. 4.8.22, poate fi aproximat printr-o functie polinomiala de ordinul 6 de tipul:

$$\Delta p_{\text{crt}} = \sum_{i=0}^6 a_i x^i \quad (4.9.1)$$

aceasta curba stabilind de fapt perechi de valori $(\Delta p_{02}, x)$ pentru care :

$$\sigma_D = \sigma_{\text{inst}} = \sigma_{\text{incipienta}} = \sigma_i \quad (4.9.2)$$

unde coeficientii de cavitate sunt calculati prin conventiile acceptate in tab.3.5.1

Din fig. 4.8.34 se poate deduce comportarea cavitionala a distribuitorului cu sertar cilindric. Se remarca faptul ca elementul determinant in definirea regimului cavitional este diferenta de presiune intre sectiunile de intrare "0" si iesire "2". Pentru o diferenta de presiune mai mare de 25 bar, este deja posibila aparitia fenomenelor cavitationale in functionarea distribuitorului. Valorile coeficientilor de cavitate asociati punctelor de incipienta cavitionala difera in raport cu modul de exprimare a acestor coeficienti iar curbele limita de incipienta din planul parametrilor de exploatare (p, x) difera relativ putin pentru zona deschiderilor mari. Este de remarcat faptul ca la deschideri mici a fantei de reglare datorita frinarii jetului in zona fantei vitezele sint relativ mici si deci fenomenele cavitationale in zona jetului sint absente. De fapt, probabilitatea cea mai mare de aparitie a fenomenelor cavitationale apare in zona deschiderii medii.

Capitolul 5

Proiectarea si realizarea unei statii destinate determinarii caracteristicilor cavitationale ale distribuitorului cu sertar cilindric

5.1 Introducere

Cercetarile experimentale realizeaza confirmarea sau infirmarea unor ipoteze sau studii abordate pe cale teoretica. Orice abordare sau extindere teoretica a unui model matematic ca reprezentare a unui fenomen real studiat, presupune prezenta unui sir de ipoteze simplificatorii, impuse de limitarile de la un moment dat ale aparatului matematic utilizat sau tehnica de calcul accesibila (in ultimul timp si de SOFTWARE-ul accesibil). In paralel, modelarea matematica poate sa fie lipsita de influenta unor parametri inca neidentificati in desfasurarea fenomenului, putind avea o influenta determinanta asupra acestuia.

In acest capitol este prezentata realizarea practica a unei statii experimentale originale, destinata studiului fenomenelor de curgere cavitationala si necavitationala in modelul la scara marita a unui distribuitor hidraulic cu sertar cilindric in constructie proportionala.

Distribuitorul cu sertar cilindric ca element component al instalatiilor hidrostatice de actionare si automatizare reprezinta una din solutiile constructive larg utilizate atat in variantele standard cit si in cele proportionale.

Calitatile acestei clase de aparate (in regim stationar si tranzitoriu), influenteaza in mod hotaritor performantele globale ale instalatiei de actionare sau automatizare. Acestea sunt determinate pe de o parte de structura geometrica a traseului hidraulic intern si pe de alta parte de conditiile de curgere ce se dezvoltă pe acest traseu. Structura tipica a traseului hidraulic a unui distribuitor cu sertar cilindric este prezentata in figura 5.1.1. Geometria fantei de reglare (fig. 5.1.2), in cazul aparatelor cu rol de reglare, reprezinta de cele mai multe ori un compromis intre factorii reprezentati de calitatile functionale solicitate aparatului, conditiile impuse de regimul de curgere si posibilitatile tehnologice de executie pentru ansamblu.

Prototipul studiat, reprezentat in figura 5.1.1 are urmatoarele caracteristici:

- | | | | |
|------------------------|------------|-------|-------|
| - diametrul nominal | D_n | 10 | mm |
| - diametrul sertarului | D_s | 16 | mm |
| - diametrul tijei | D_t | 12 | mm |
| - cursa maxima sertar | X_{max} | 5 | mm |
| - grad de acoperire | ϵ | +2..5 | % |
| - presiune nominala | p_n | 20 | MPa |
| - debit nominal | Q_n | 40 | l/min |
- fante de reglare cilindrice
 - comanda prin motor pas cu pas sau electromagnet proportional

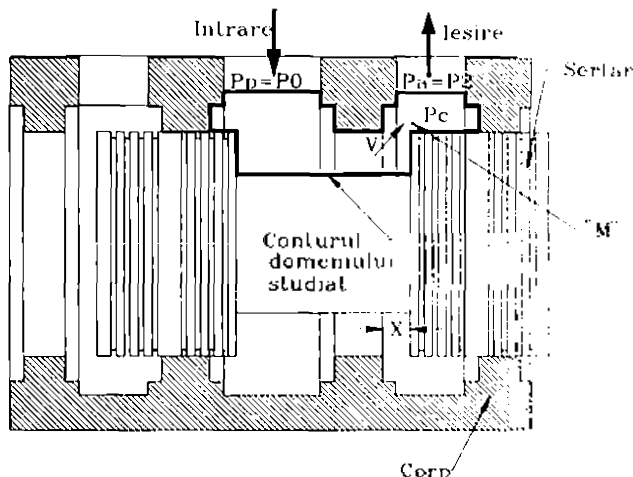


fig. 5.1.1 Structura geometrica a prototipului

Evaluarea posibilitatilor de aparitie a fenomenelor cavitationale in distribuitor cu sertar cilindric, s-a realizat prin simularea numerica a curgerii, utilizand metoda elementului finit prin admiterea unui set de ipoteze simplificatorii:

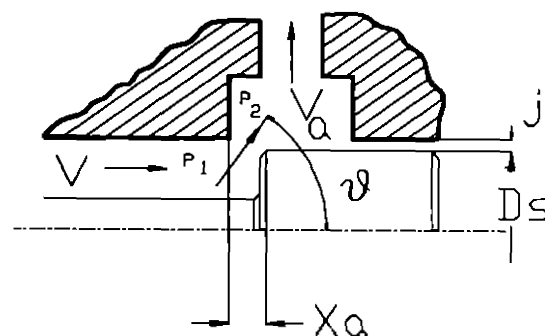
- geometrie ideala a distribuitorului
- functionare la presiune de alimentare si diferenta de presiune constante
- curgere in regim stationar
- fluidul utilizat (avind caracteristicile unui ulei H40) este considerat:

* incompresibil

** viscos newtonian

- regimul de curgere este laminar
- curgerea este axial simetrica.

Rezultatele numerice indica conditii in care apar zone de presiune scazuta propice dezvoltarii fenomenelor cavitationale, inasa experimentul este cel ce indica gradul de apropiere a rezultatelor teoretice de realitatea fenomenului fizic.



STRUCTURA FANTEI DE REGLARE CILINDRICE A ISC

fig. 5.1.2

5.2 Metode in studiul experimental al curgerii in distribuitorul cu sertar cilindric

Principalele probleme care apar in cazul studiului experimental a curgerii pe traseul specific al distribuitorului cu sertar cilindric, sunt reprezentate de dimensiunile reduse ale traseului hidraulic (care impun utilizarea unor traductori scumpi si greu de gasit), cit si de presiunile mari si viteza crescuta de desfasurare a fenomenelor.

Pornind de la lucrarile [27], [35], [54b], se propune definirea unui model experimental la scara marita destinat studiului curgerii in distribuitorul cu sertar cilindric si in special identificarii conditiilor de aparitie si dezvoltare a fenomenelor de cavitate si a influentei acestora asupra caracteristicilor in regim stationar si tranzitoriu.

Realizarea unui model la scara a prototipului presupune alaturi de respectarea similitudinii geometrice, alegerea factorilor determinanti ce impun criteriul de similitudine dominant pentru transpunerea datelor experimentale de la model la prototip.

Klikman [27], in studiul fortelor hidrodinamice ce actioneaza asupra sertarului cilindric, realizeaza o modelare dupa criteriul de similitudine Re . Martin si Wiggert [36], [37] folosesc un model la scara marita, remarcind o dependenta a conditiilor de aparitie a cavitatiei de spectrul energetic al pulsatiilor de presiune in camera distribuitorului. Prin asocierea evolutiei criteriului de incipienta cavitationala σ cu aceste elemente, se determina conditiile de incipienta si dezvoltare a cavitatiei la model si prototip. In final, autorii ofera si o dependenta $\sigma=f(Re)$ pentru model si prototip, curba ce evidentiaza o corelare a celor doua criterii, prezentata in cap. I.

Modelul propus in acesta lucrare ia in considerare in principal criteriile Re si $Eu(\sigma)$, corespunzatoare fortelor de natura viscoasa si fortelor de presiune.

Conform similitudinii hidrodinamice si enuntului teoremei π se pot lua in considerare si criterii de similitudine rezultate ca o combinatie a celor considerate dominante in fenome.

Alegerea criteriului de similitudine Re de catre multi dintre cercetatori, se justifica prin ponderea fortelor viscoase in desfasurarea fenomenelor de curgere in distribuitorul cu sertar cilindric si prin avantajele evidente in ceea ce priveste scarile marimilor hidraulice. In cazul unui model la scara marita, chiar cu pastrarea aceluiasi lichid de lucru, prin modelarea Re se poate realiza o micorare a presiunilor si o intindere a scarii timpului (fenomenul in model devine mai lent), ceea ce permite un studiu mai eficient si utilizarea unor traductori accesibili. Evidentierea influentei scarii geometrice, si a proprietatilor fizice a fluidului de lucru, in cazul utilizarii celor mai consacrate criterii de similitudine in hidrodinamica, s-a realizat cu un program de calcul scris in PASCAL. Rezultatele obtinute pentru acelasi lichid de lucru la model si prototip (ulei mineral H42) sunt aratate in

tab.5.2.1, unde pe coloane sunt trecute criteriile de similitudine in raport cu care se face modelarea iar pe linie sunt scarile principalelor marimi calculate.

tab.5.2.1

CRITERIUL	Re	Fr	Eu	Sh	We	Ca	
LUNGIME	0.2000	0.2000	0.2000	0.2000	0.2000	0.2000	0.2000
TIMP TIM	0.0400	0.4472	0.200	1.0000	1.0000	0.0894	0.2000
VITEZA	5.0000	0.4472	1.0000	0.2000	0.2000	2.2361	1.0000
ACCELER.	25.0000	1.0000	5.0000	0.2000	0.2000	25.0000	5.0000
DEBIT	0.2000	0.0179	0.0400	0.0080	0.0080	0.0894	0.0400
MASA	0.0080	0.0080	0.0080	0.0080	0.0080	0.0080	0.0080
FORTA	1.0000	0.0080	0.0400	0.0016	0.2000	0.0400	0.0400
PRESIUNE	25.0000	0.2000	1.0000	0.0400	5.0000	1.0000	1.0000
ENERGIE	0.2000	0.0016	0.0080	0.0003	0.0400	0.0080	0.0080
PUTERE	5.0000	0.0036	0.0400	0.0003	0.4472	0.0400	0.0400

Utilizarea apei ca fluid de lucru prezinta o serie de avantaje luate in considerare si in [27], in special in cazul utilizarii similitudinii dupa Re. In tab.5.2.2 sunt prezentate rezultatele pentru fluid de lucru apa la $t=20^{\circ}\text{C}$ si scara de marire 5:1 a dimensiunilor geometrice.

Utilizarea unui model la scara marita a traseului hidraulic a unui distribuitor cu sertar cilindric, folosind atat H42 cit si apa ca lichid de lucru, permite o investigare experimentală suficient de precisa a fenomenelor de curgere in aparat, scara propusa de modelare fiind 5:1 si 4:1.

tab.5.2.2

	RE	FR	EU	SH	WE	CA
LUNGIME	0.200	0.200	0.200	0.200	0.200	0.200
TIMP	0.001	0.447	17.600	1.900	0.130	0.230
VITEZA	200.000	0.447	0.011	0.105	1.533	0.868
ACC	20000.000	1.000	0.001	0.055	11.755	3.770
DEBIT	8.000	0.018	0.000	0.004	0.061	0.035
MASA	0.007	0.007	0.007	0.007	0.007	0.007
FORTA	1408.000	0.007	0.001	0.000	0.083	0.027
PRES	35200.000	0.176	0.001	0.010	2.069	0.664
ENERG.	281.600	0.001	0.001	0.001	0.017	0.005
PU.	281600.000	0.003	0.001	0.001	0.127	0.023

Caracteristica in regim stationar si tranzitoriu a unui distribuitor cu sertar cilindric este determinata in mod esential de regimul de curgere in fantele de reglare sertar-corp, si de evolutia coeficientului de debit (C_d) al sectiunilor de droselizare-reglare. Urmărirea evolutiei C_d si identificarea principalilor factori ce il influenteaza, permit aflarea cailor de imbunatatire a caracteristicilor distribuitorului cu sertar cilindric.

Din cercetarile diferitilor autori [12], [32] si din lucrari teoretice [22], se poate trage concluzia ca valoarea coeficientului de debit C_d definit prin relatia (5.2.1) este dependenta de forma geometrica a orificiului (sau fantei) si de conditiile de curgere.

In lucrarea [34], este evidentiat un fenomen de limitare a valorii debitului ce traverseaza o rezistenta hidraulica, corelat cu cresterea diferentei de presiune pe aceasta, datorita dezvoltării unui fenomen cavitional sau pseudocavitional, dependent in mare masura de tipul lichidului de lucru, in cazul uleiurilor minerale prezenta fractiunilor volatile avind o mare importanta.

Intrucit coeficientul pierderilor locale caracterizeaza in primul rind pierderile de natura viscoasa datorate perturbarii cimpului de viteze iar dezvoltarea fenomenului cavitional poate fi pusa in relatie cu diferenta de presiune intre intrarea si iesirea din rezistenta, s-au luat in considerare criteriile Re si Eu ca influentind valorile C_d .

5.2.1 Evidentierea Cd si Re

Daca pornim de la relatia Cd obtinuta din relatia debitului prin efectuarea unor inlocuiri algebrice simple, putem evidentia prezenta criteriilor Re si Eu :

$$Cd = \frac{Q}{\pi \cdot D_s \cdot \sqrt{X_a^2 + \delta^2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_s}{\rho}}} \quad (5.2.1)$$

$$Cd = \varphi \cdot \psi$$

$$Cd = f(Re^a, Eu^b) \quad (5.2.2)$$

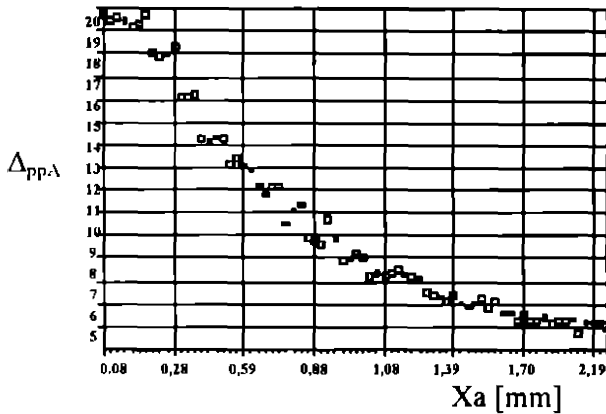


fig.5.2.1

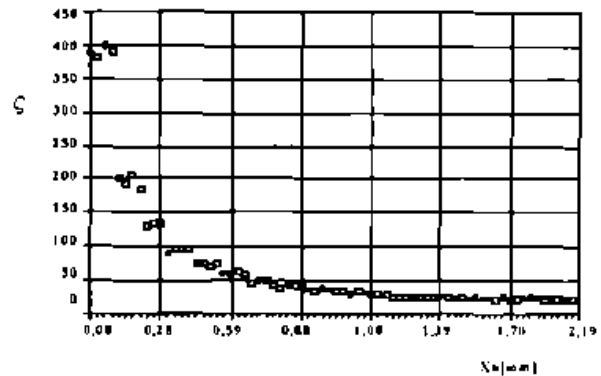


fig.5.2.2

In lucrarea [25a], Hohlov utilizeaza un set de date experimentale in scopul determinarii valorilor coeficientului de debit in cazul unei fante de reglare cilindrice specifice distribuitorilor cu sertar cilindric:

$$Q = f(x, \Delta p) |_{\Delta p_{pa} = ct} \quad (5.2.3)$$

Din sirul masuratorilor experimentale sunt calculate valorile coeficientilor pierderilor locale, a coeficientului de debit. (fig. 5.2.1, fig. 5.2.2, fig. 5.2.3)

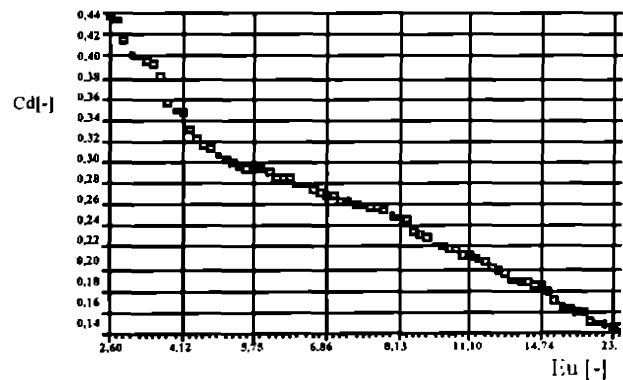


fig. 5.2.3

5.3 Determinari experimentale pe prototip

Valorile coeficientului pierderilor locale raportata la sectiunea de iesire (A) sunt determinate din caracteristica experimentală in regim stationar a unui prototip Dn10 de distribuitor hidraulic proportional comandat de un motor electric pas cu pas, realizat in colaborare cu HIDROSIB Sibiu.

Solutia constructiva si structura generala a aparatului studiat este prezentata in figura 1.4.1, iar schema standului de incercare este redată in figura 5.3.1.

Incercarea a fost realizata pe standul Laboratorului de Masini Hidraulice Timisoara, culegerea datelor si conducerea intregului proces de incercare a fost realizata prin interfatarea standului cu un calculator IBM.P.C.-XT.

5.3.1 Consideratii functionale

Cunoasterea valorii coeficientului pierderilor locale pe traseul hidraulic al distribuitorului studiat, prezinta importanta in special datorita constructiei proportionale a acestuia. Functionarea distribuitorului hidraulic proportional este caracterizata prin pozitia sertarului si deschiderea fantei de trecere x de marime variabila care asigura astfel modificarea parametrilor hidraulici de iesire din aparat, proportional cu valoarea semnalului de comanda de intrare.

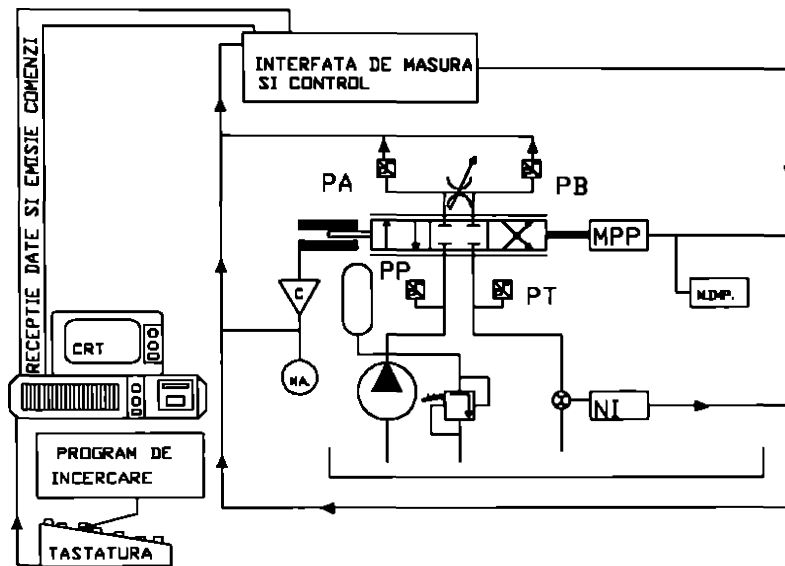


fig.5.3.1

Pentru una dintre caile distribuitorului cu sertar cilindric (fig. 5.3.2), P_A , valoarea presiunii P_A la iesire si a debitului Q_A pot fi calculate astfel :

$$P_A = P_P - \Delta P_{PPA} \quad (5.3.1)$$

unde :

p_A - presiunea in sectiunea A la nivelul caji A a distribuitorului

p_P - presiunea in sectiunea de intrare in distribuitor (P)

ΔP_{PPA} - diferenta de presiune intre intrare- iesire pe traseul hidraulic, datorata pierderilor de natura hidraulica iar debitul intre P_P si P_A se poate scrie:

$$Q_A = C_d S \sqrt{\frac{2 \Delta P_{PPA}}{\rho}} \quad (5.3.2)$$

unde:

Q_A - debitul pe ramura A a distribuitorului
 C_d - coeficientul de debit corespunzator curgerii pe traseul P-A

S - sectiunea de curgere la care raportam debitul masurat, in cazul nostru fiind sectiunea de iesire din traseu, adica S_A , egala si cu sectiunea de intrare circulara de diametru D_n .

ΔP_{PPA} - diferenta de presiune intre intrarea si iesirea traseului P-A.

ρ - densitatea lichidului de lucru (H42).

Daca ne raportam la sectiunea de iesire P_A (sau p_2) atunci putem scrie:

$$\Delta P_{PPA} = \zeta_{PA} \rho \frac{v_A^2}{2} \quad (5.3.3)$$

v_A - viteza medie a lichidului in sectiunea de iesire (A) si coeficientul de debit:

$$Q_A = \pi \cdot \frac{D_n^2}{4} \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_P - P_A)}{\rho}} \quad (5.3.4)$$

$$C_d = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}$$

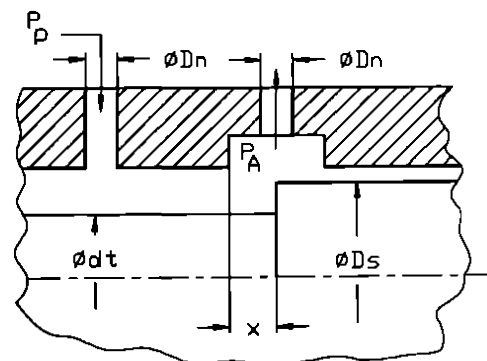


fig.5.3.2

relatie utilizata si de V.A.Hohlov in [25a] pentru prelucrarea rezultatelor experimentale obtinute in urma incercarii unui model de distribuitor cu sertar cilindric.

5.3.2 Calculul coeficientului pierderilor locale

Coeficientul pierderilor locale pe traseul considerat depinde de regimul de curgere si de geometria traseului, geometrie variabila cu pozitia sertarului care implica deschiderea x a fantei de reglare. Regimul de curgere poate fi caracterizat prin numarul Re calculat in sectiunea de iesire conform relatiei urmatoare:

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_n \cdot v} \quad (5.3.5)$$

Modificarea geometriei sectiunii de reglare este definita prin deschiderea x respectiv prin aria de trecere:

$$S_R = \pi \cdot D_s \cdot \sqrt{x^2 + j^2} \quad (5.3.6)$$

unde j - jocul radial in fanta, coeficientul pierderilor locale ia forma:

$$\zeta_{pA} = f(Re, x) \quad (5.3.7)$$

Relatia de calcul a coeficientului pierderilor locale pornind de la datele experimentale este:

$$\zeta_{pA} = \frac{P_P - P_A}{\rho \cdot \frac{v_A^2}{2}} \quad (5.3.8)$$

ceea ce reprezinta in fapt un criteriu Eu .

Pentru o geometrie constanta a fantei de reglare putem scrie conform [25.a]:

$$\zeta_{pA} = \zeta_c + \zeta_p \quad (5.3.9)$$

unde:

$$\zeta_p = Ct \text{ si } \zeta_c = \frac{A}{\sqrt{Re}}, \quad A = Ct \quad (5.3.10)$$

Daca vom generaliza relatia precedenta la forma:

$$\zeta_{pA} = \sum C_j \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{Re}} \right]^j \quad j = 0..3 \quad (5.3.11)$$

sau la forma:

$$\zeta_{pA} = C_0 + \frac{C_1}{Re} + \frac{C_2}{Re^2} + \frac{C_3}{Re^3} + \dots \quad (5.3.12)$$

coeficientii C_0, C_1, C_2, \dots vor putea fi obtinuti urmare a aproximarii setului de date experimentale prin functii de regresie utilizand metoda celor mai mici patrate.

Calculul coeficientilor se realizeaza intr-un program special destinat acestei metode scris in TURBOPASCAL 6.00, care permite obtinerea coeficientilor de regresie si prin raportarea variabilei dependente la functii de variabila independenta, in relatii de forma:

$$Y = \sum_j A_j \cdot [f(X)]^j \quad j = 0..n \quad (5.3.13)$$

unde functia $f(x)$ este aleasa de utilizator.

5.3.3 Determinari numerice:

Caracteristica experimentală determinată în regim staționar este:

$$Q_M = Q_A = Q_B = f(\Delta p_M, x) | p_0 = \text{const} \quad (5.3.14)$$

unde:

$\Delta p_M = P_A - P_B$ sarcina pe droselul hidraulic Dr

iar $P_0 = P_P = cCt = 50$ bar este presiunea constantă de alimentare a distribuitorului.

Curbele intermediare determinate la un regim de incercare au fost perechile de valori:

$$Q = f(\Delta p_M) | p_0 = \text{const.}, x = \text{const.} \quad (5.3.15)$$

Din setul de masuratori in fiecare punct se cunosc (x , PP , PA , PB , Q) deci vom putea determina si dependenta:

$$P_P - P_A = \Delta p_{PA} = f(Q) | p_0 = \text{const.}, x = \text{const.} \quad (5.3.16)$$

Din alura dependentei experimentale (fig 5.3.3)

$$\zeta = f(Re) | p_0 = \text{const.}, x = \text{const.} \quad (5.3.17)$$

se remarca la toate deschiderile studiate similitudinea cu o relatie de tipul:

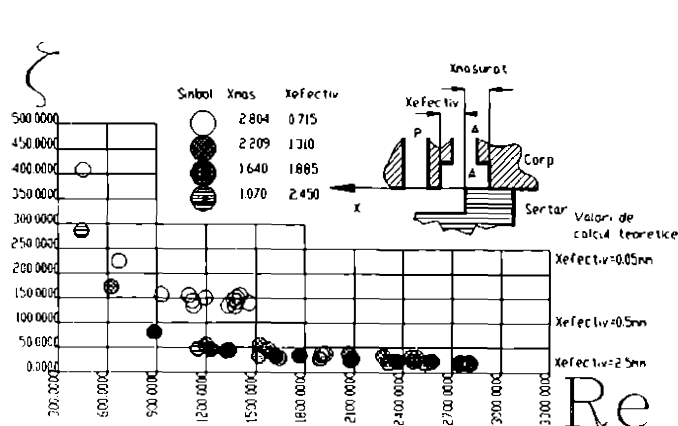


fig.5.3.3

in considerare primii doi termeni ai dezvoltarii in serie si cu relatia (5.3.16). Atunci:

$$\zeta = A_0 + \frac{A_1 \cdot A}{Re} = \zeta_p + \frac{C}{Re}$$

$$C = A + A_1$$

(5.3.21)

Pentru calculul valorilor coeficientilor discutati mai sus s-a pornit de la secventele de masuratori achizitionate cu calculatorul, calculul efectiv fiind facut in "Foaia electronica de calcul" QUATRO-PRO, tabelul tipic de valori masurate si calculate fiind evidentiat tab. 5.3.1:

tab.5.3.1.

Incarcarea Distribuitorului cu Sertar Cilindric							
date de calcul initiale:							
Dn	ρ	v					
m	kg/m ³	m ² /s					
0.01	890	0.00004					
Xmasurat	Ppompa	Pb	Pa	Q	Va	Rea	ζ_{P-A}
Xmed=1.07							
mm	bar	bar	bar	m ³ /h	m/s		
1.070631	49.15	24.35	39.60	3.178345	11.2418	2610.451	18.47823
1.043682	48.81	23.14	39.60	3.174588	11.22781	2606.952	18.52432
1.025726	48.48	22.54	39.60	3.170631	11.21381	2603.453	18.57059
1.043682	48.81	21.04	40.34	3.099568	10.96248	2740.62	18.05574

Aproximarea exponential simpla inasa nu este satisfacatoare in ceea ce priveste alura si eroarea fata de punctele masurate. Din acest motiv, fiind evident ca simpla dezvoltare in serie a acestei aproximari este mai putin exacta, s-a incercat aproximarea sirului de date printr-o functie de tipul:

$$\zeta = B_0 + B_1 \cdot \frac{A}{Re} \quad (5.3.22)$$

unde valoarea constantei A a fost determinata in pasul precedent. O extindere a fost incercata si pentru un polinom de gradul 3 de acelasi tip sub forma:

$$\zeta = \sum B_j \cdot e^{j \cdot \frac{A}{Re}} \tag{5.3.23}$$

Revenind la o functie in 1/Re pentru gradul 3 s-au determinat coeficientii corespunzatori relatiei (5.3.22).

Calculule au fost facute pentru 4 deschideri P-A , rezultatele obtinute pentru o deschidere fiind afisate in tabelul 5.3.2:

tab.5.3.2

Coeficient	termen de grad 0	termen de grad 1	termen de grad 2	termen grad 3
A (rel. 2.6)	0	10.73		
B_I (rel.26)	2.29	10.52		
B_III (rel.27)	-30.78	38.72	-6.83	0.49
C (rel. 2.7)	2.5105E+0000	4.5313E+0004	-9.9766E+0006	2.049E+0010

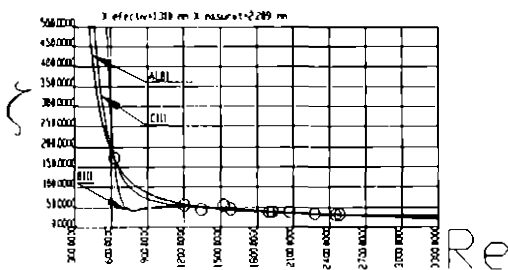


fig.5.3.4

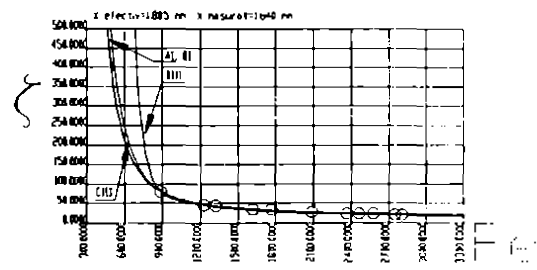


fig.5.3.5

Se remarca in cazul aproximarii B_I de gradul I apropierea coeficientului puterii I de coeficientul A1 al aproximarii exponentiale simple. Pentru prima din cele 4 deschideri in figura 5.3.4, fig. 5.3.5 sunt prezentate grafic rezultatele obtinute pentru cele 4 metode de aproximare utilizate.

5.3.4. Extrapolarea rezultatelor

In scopul utilizarii determinarilor numerice in relatii globale ce descriu functionarea distribuitorului, este necesar sa fie evidentiata si influenta valorii deschiderii X a fantei de reglare asupra coeficientului pierderilor locale. Astfel, se pot determina valorile unei functii de 2 variabile Re si X, deschiderea fantei:

$$\zeta = \phi(Re, X) \tag{5.3.24}$$

Am ales pentru realizarea acestei functii globale relatia de tipul B_I care reprezinta o aproximatie mai buna a functiei exponentiale simple, si am presupus pentru cei 3 coeficienti aproximari de tipul cubic cu X, fig.5.3.6.

$$B_0 = \sum B_{0j} \cdot X^j \quad j = 0..3$$

$$B_1 = \sum B_{1j} \cdot X^j \quad j = 0..3 \tag{5.3.25}$$

$$A = \sum A_j \cdot X^j \quad j = 0..3$$

Pentru acest caz relatia numerica globala cu este generata conform coeficientilor tabelului 5.3.3:

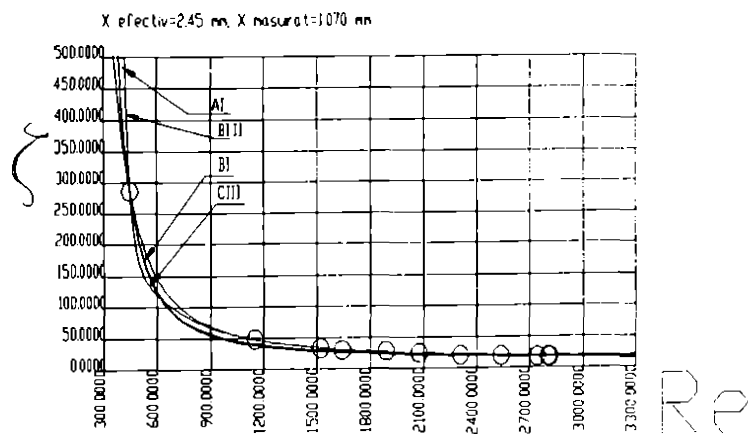


fig.5.3.6

tab.5.3.3

Coefficient	Termen grad 0	Termen grad 1	Termen grad 2	Termen grad 3
B0	13.82	-22.37	13.03	148.562
B1	232.91	-443.29	228.40	-38.56
A	148.562	238.942	1008.68	-369.73

Relatia generalizata devine:

$$\zeta = \sum_i (\sum_j B_{ij} \cdot x^j) \cdot [e^{-\frac{\sum_j A_j \cdot x^j}{Re}}]^i \quad i = 0..1, \quad j = 0..3 \quad (5.3.26)$$

Pornind de la relatia generalizata, putem realiza o reprezentare a familiei de curbe ce aproximeaza evolutia coeficientului pierderilor locale. Aceasta familie de curbe (in fapt suprafata coeficientului pierderilor locale) aproximeaza prin functii analitice evolutia parametrului studiat.

In figura 5.3.7 sunt prezentate rezultatele obtinute pentru traseul P-A al distribuitorului. Studiul experimental al evolutiei coeficientului pierderilor hidraulice, corespunzator traseului hidraulic P-A al unui distribuitor proportional Dn10, evidentiaza o evolutie dependenta de deschiderea fantei de reglare si de regimul de curgere prin distribuitor.

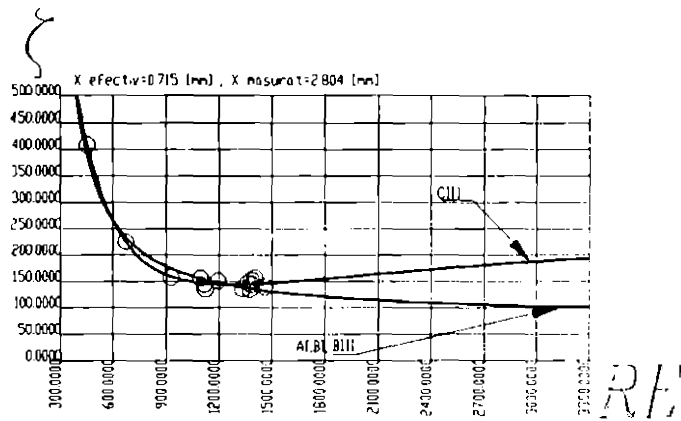


fig.5.3.7

Pornind de la ideea aproximarii prin functii de regresie a evolutiei coeficientului pierderilor locale dependent de numarul Re, la deschidere $x=Ct$, se constata alura de tip exponential a curbei experimentale.

Tinind cont de faptul ca aceasta alura poate fi aproximata in zona numerelor Re mari prin dezvoltarea in serie a functiei exponentiale (5.3.25), element ce isi gaseste confirmarea si in literatura, se

efectueaza o prima aproximare exponentiala (A1). In scopul maririi preciziei aproximarii in continuare prin metoda celor mai mici patrate se construiesc un polinom de gradul I si gradul III in functia exponentiala initiala, care aproximeaza foarte bine setul de date experimentale. De remarcat ca aproximarea de ordinul II urmareste in totalitate punctele experimentale fara a prezenta ondulatii iar in zona numerelor Re mari urmareste si fenomenul de automodelare (independenta de Re). (fig. 5.3.8)

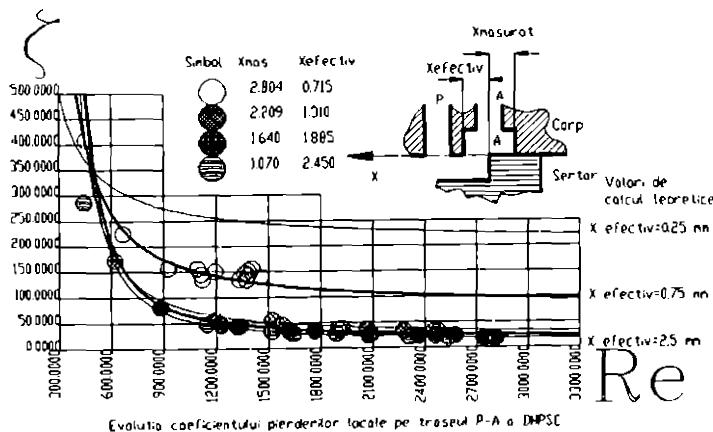


fig.5.3.8

Pentru necesitati de calcul s-a realizat corelarea evolutiei coeficientilor aproximarii exponentiala realizate in raport cu Re si la $x=Ct$, cu valoarea deschiderii x a fantei sertarului distribuitor. In acest mod se poate obtine o functie de 2 variabile ce aproximeaza suficient de precis evolutia parametrului studiat in intreg domeniul de variatie al deschiderii si respectiv al numarului Re.

Reprezentarea grafica a acestei familii de curbe evidentiaza faptul ca valoarea de automodelare a coeficientului pierderilor locale scade odata cu cresterea deschiderii x . Un fenomen interesant se produce insa la numere Re mici, unde valorile coeficientului pierderilor locale corespunzatoare deschiderilor mari le depasesc net pe cele ale deschiderilor mici. O posibila explicatie, propusa pe baza unor simulari numerice prin metoda elementului finit a curgerii pe traseul studiat [47a], ar fi neuniformitatea mai pronuntata a repartitiei de viteze in fanta de reglare in cazul deschiderilor mari.

Zona deschiderilor mici si a numerelor Re mici este dificil de studiat cu dotarea actuala a standului, acesta fiind si motivul din care am utilizat doar 4 seturi de date experimentale achizitionate automat. In cazul deschiderilor mici, abaterile marimilor masurate au produs eliminarea celei mai mari parti a datelor, intrucit masuratoarea de presiuni si masurarea debitului s-au aflat la limita domeniului de masurare al aparatului.

Directiile de cercetare propuse spre abordare constau pe de o parte in utilizarea unor traductori mai performanti in echiparea standului si pe de alta parte in construirea unui model la scara marita a aparatului.

Funcția de aproximare determinata, asigura reflectarea caracteristicilor de reglaj a aparatului in ecuatiile ce descriu functionarea completa a acestuia in regim stationar si tranzitoriu, valoarea coeficientului de debit nu mai este o constanta ci dependenta de conditiile concrete de functionare a aparatului.

Relatiile de calcul utilizate pentru marimile Re si Eu :

$$\zeta_{\text{pda}} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot \frac{V_a^2}{2}}$$

ζ - coeficientul pierderilor locale

(5.3.27)

$$V_a = \frac{Q}{\pi \cdot D_s \cdot \chi_o}$$

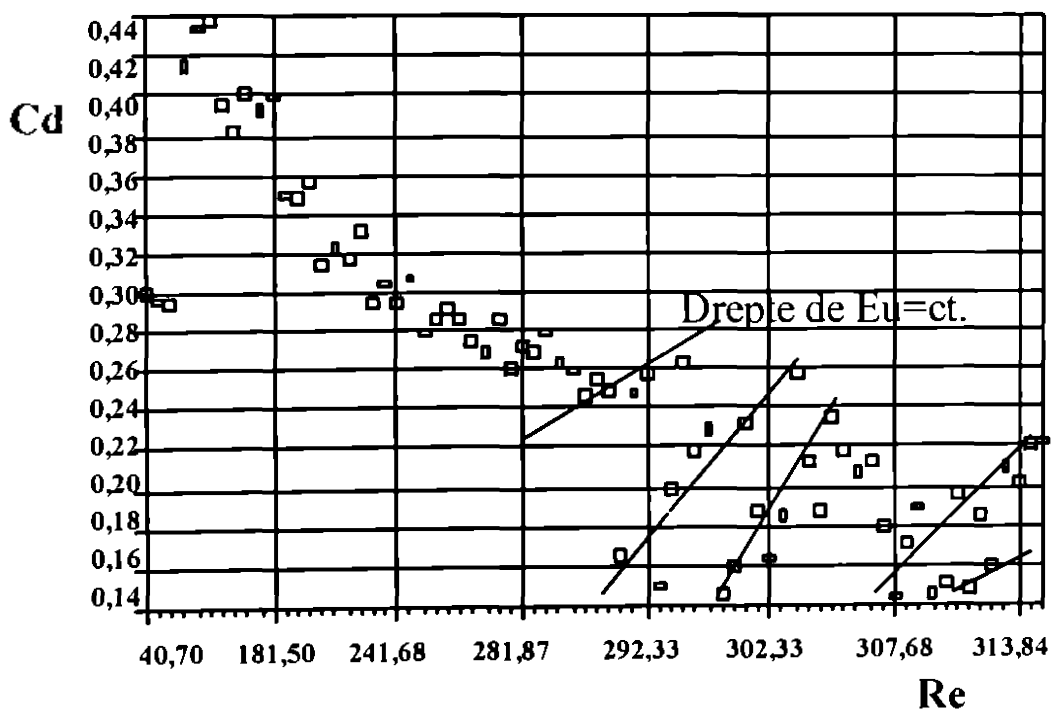


fig.5.3.9

$$Re = \frac{V_a \cdot X_a}{\nu}$$

$$Eu = \frac{\Delta P_{p-a}}{\rho \cdot V_a^2 / 2}$$
(5.3.28)

Valorile coeficientului de debit sunt mai mici datorita modului de plasare a prizelor de presiune pe blocul aparatului si nu in imediata vecinatate a intrarii - iesirii fantei de reglare.

Din reprezentarea $Cd=f(Re)$ si $Cd=f(Eu)$ se observa o buna aliniere a Cd dupa valorile criteriului Eu in special. Reprezentarea dupa criteriul Re include totusi si influenta Eu evidentiata prin dreptele $Eu=ct.$, ceea ce confirma ipoteza dependentei de criteriile Eu si Re a Cd (fig. 5.3.9).

Din studiul conditiilor specifice de curgere care iau nastere in camerele de lucru ale distribuitorului cu sertar cilindric si din rezultatele experimentale, se remarca faptul ca un model la scara marita a distribuitorului cu sertar cilindric, permite abordarea experimental a curgerii si evidentiarea unor factori determinanti in caracteristicile in regim stationar, criteriile de similitudine care reflecta evolutia Cd al fantelor caracteristice fiind Re si Eu .

Metodele si mijloacele de masura in ipoteza similitudinii Re sunt adecvate unei microrari drastice a presiunii nominale si intinderii semnificative a scarii timpului chiar si in cazul utilizarii aceluiasi lichid de lucru pentru model si prototip (H42). Utilizarea apei sau chiar a aerului poate evidenta in conditii foarte bune structura si evolutia cimpului de viteze si a celui de presiuni in volumul de control reprezentat de camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric.

5.4. Stabilirea scarii geometrice si simularea numerica a curgerii prin distribuitorul model.

5.4.1. Discretizarea domeniului

Pornind de la structura geometrica a distribuitorului prototip, stabilita in capitolul 2, si tinind cont de scara de modelare de 5:1, ansamblul distribuitorului model are structura din fig. 5.4.1

In cadrul modelului ne-am propus studierea numai a curgerii in zona fantei de reglaj deci a camerei de iesire pe circuitul A sau 2. Domeniul de curgere selectionat este reprezentat in fig. 5.4.2.

A fost studiata zona din dreapta axei Y , astfel incit cotele importante pentru definirea domeniului simulat numeric sint cele din fig. 5.4.2.

Discretizarea domeniului realizata parametric este prezentata in fig. 5.4.3 pentru o deschidere reala de 20 mm, echivalenta a 4 mm a prototipului.

Postprocesarea rezultatelor a fost realizata cu ajutorul unui program de postprocesare scris in Pascal, unele din optiunile meniurilor programului fiind prezentate in fig. 5.4.4 si fig. 5.4.5.

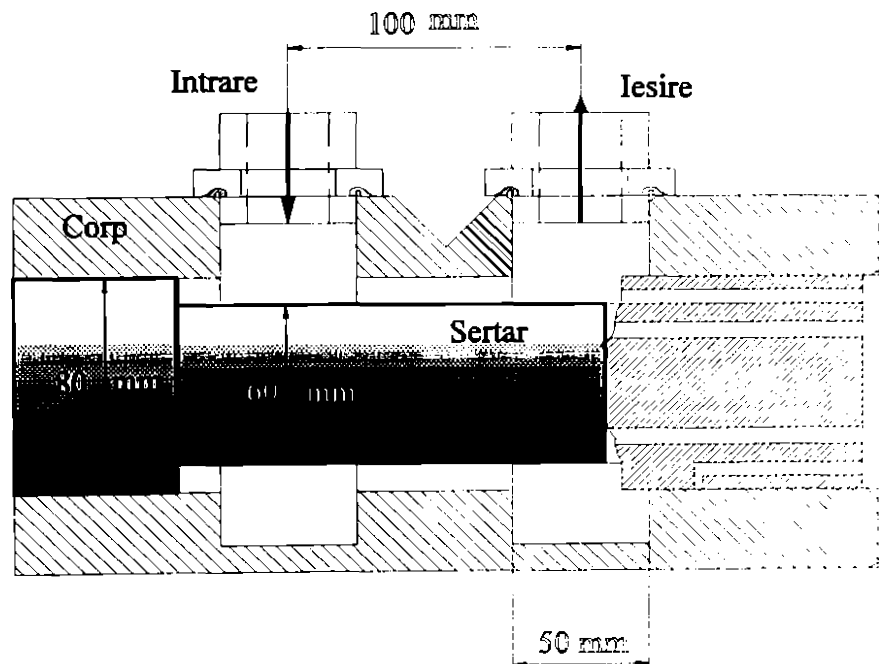


fig.5.4.1 Geometria modelului la scara marita

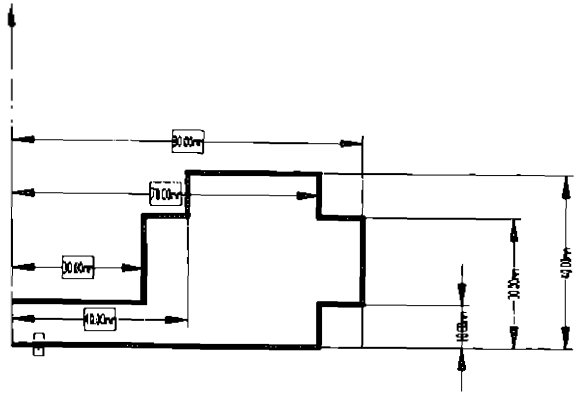


fig.5.4.2 Domeniul de curgere

fig.5.4.3 Discretizarea domeniului realizata parametric

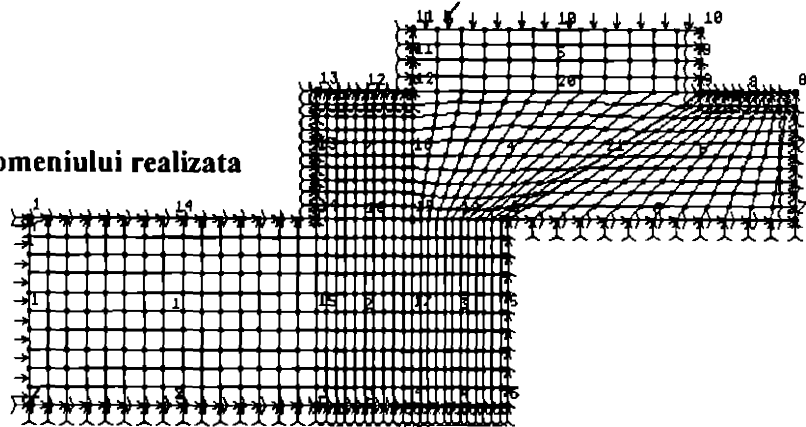


fig.5.4.3

Postprocesor MEP U2.00 1996 autor: raszga@mec.utt.ro	
Despre	Fisiere
1	Nume problema
2	Prelucrare primara
3	Incarca problema prelucrata (select sau autoselect)
4	Scrie fisier Lc definita interactiv grafic sau manual
5	Scrie fisier Lc definita din fisier start
6	Scrie fisier REP definit interactiv grafic sau manual
7	Scrie fisier REP definit din fisier de start
8	Calculeaza coeficienti de cavitate din fisisere LC si REP
9	Trecere in fisiere SCRIPT *.lc
a	Trecere in fisiere SCRIPT *.rep
b	Trecere in fisiere SCRIPT *.sig
c	Defineste repartitie intre noduri(intrare,iesire, etc)
d	Trecere in script *.ses pentru desenarea conturului

fig 5.4.4

Postprocesor MEP U2.00 1996 autor: raszga@mec.utt.ro		
Despre	Filtre Fisiere	Grafic
		1 Inspectie manuala generala
		2 Reprezentarea vitezelor
		3 Reprezentarea presiunilor
		4 Reprezentarea coeficientilor de cavitate
		5 Reprezentarea liniilor de curent
		6 Reprezentarea Conturului
		7 Reprezentare 3D a cimpului de presiuni
		8 Harta Pmin
		Q Quit

fig.5.4.5

Postprocesarea rezultatelor permite reprezentarea liniilor de curent si a celorlalte elemente caracteristice cimpului hidrodinamic. (fig. 5.4.6. si fig. 5.4.7)

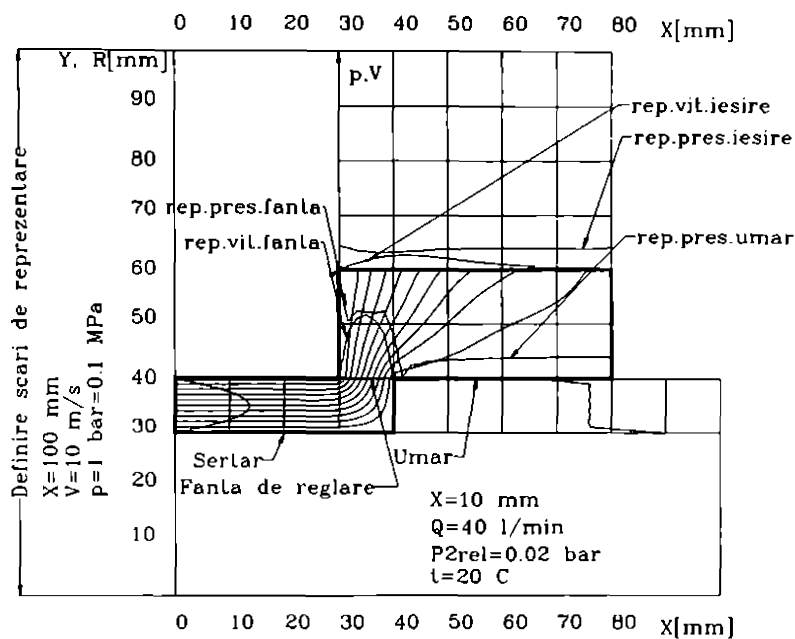


fig.5.4.6 Reprezentarea grafica a principalelor elemente ale cimpului hidrodinamic, obtinute prin simularea numerica a modelului experimental

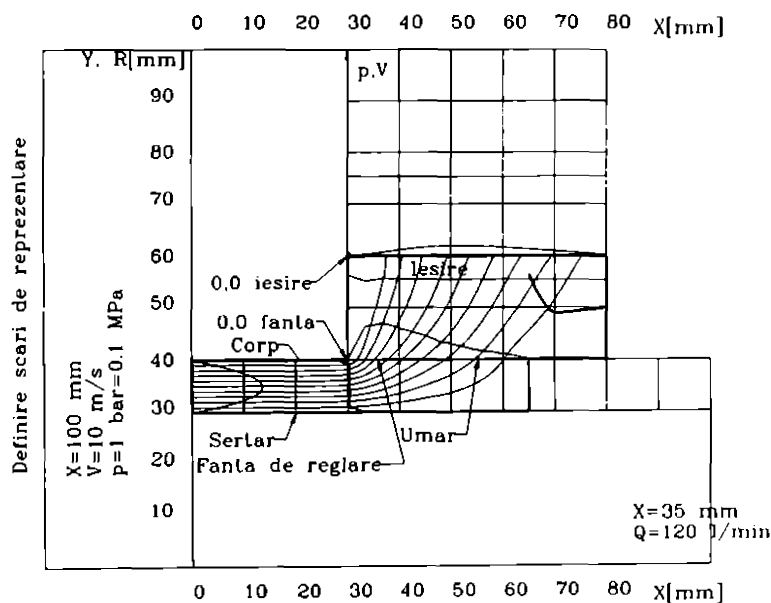


fig. 5.4.7. Reprezentarea grafica a principalelor elemente ale cimpului hidrodinamic obtinute prin simularea numerica a modelului experimental

5.5 Obiectivele stațiunii experimentale

Stațiunea descrisă în această lucrare, își propune relevarea unor aspecte de amănunt privind fenomenele ce guvernează curgerea în traseul hidraulic al distribuitorilor cu sertar cilindric. Principalul obiectiv este evidențierea repartițiilor de presiuni în domeniul studiat, identificarea zonelor în care apariția cavității prezintă o probabilitate mare și comparatia cu rezultatele teoretice obținute pe model și prototip.

Parametrii globali de funcționare a instalației (presiuni, debite, pierderi) sunt de asemenea urmăriti în scopul corelării dintre acestia și repartițiile de presiuni locale pe traseul hidraulic al distribuitorului.

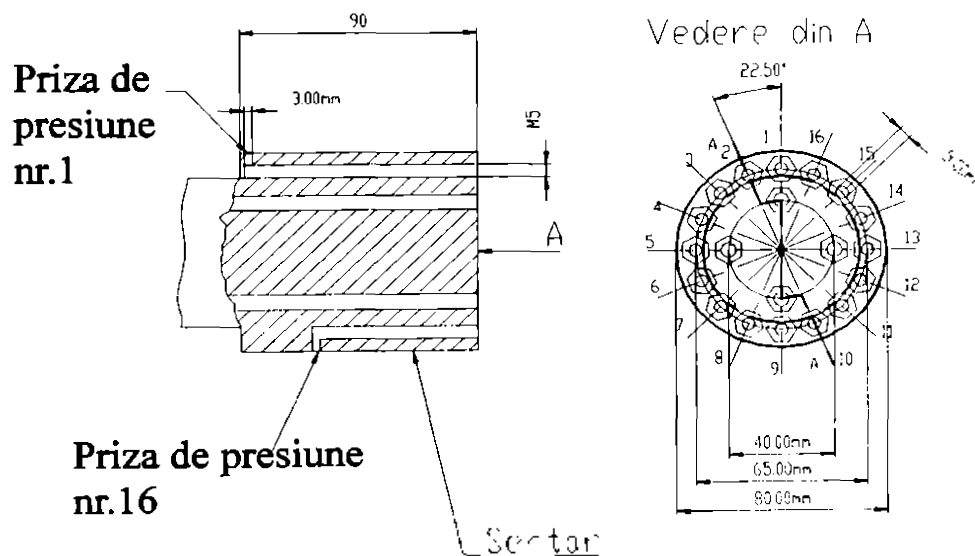
5.6 Stabilirea geometriei și dimensiunilor modelului experimental.

Principalele probleme care apar în cazul studiului experimental a curgerii pe traseul specific al distribuitorului cu sertar cilindric sînt reprezentate de dimensiunile reduse ale traseului hidraulic (care impun utilizarea unor traductori scumpi și greu de găsit), cit și de presiunile mari și viteza crescută de desfășurare a fenomenelor. Autori ca Berg [13], Klichman [27], Martin [36], [37], apelează la modele la scară marită a unor distribuitoare cu sertar cilindric, utilizînd ca fluid de lucru atît uleiul mineral cit și apa pentru studiul fenomenelor legate de evoluția forțelor hidrodinamice de impuls sau a fenomenelor de cavitație.

Investigațiile experimentale arată ca principalele fenomene de natură cavitațională, care apar în funcționarea distribuitorului cu sertar cilindric, tin de modificarea regimului de curgere a fluidului în camerele de lucru, fenomene ce depind de geometria traseului, deschiderea și geometria fantei de lucru (fig.5.1.2). În acest sens, sînt remarcate atît fenomene ce influențează direct valoarea forțelor ce acționează asupra sertarului cit și caracteristica de debit și de reglare, prin dezvoltarea unor fenomene cavitaționale sau pseudocavitaționale în condiții limita de funcționare. Condițiile limita de funcționare sînt caracterizate prin diferențe mari de presiune și viteze mari în fanta de reglare.

În cadrul capitoului, ca prototip studiat, a fost ales un distribuitor cu sertar cilindric, schema de alimentare cu centru blocat, avînd o geometrie obținută din documentația de execuție a firmei HIDROSIB.

Prototipul studiat a fost încercat experimental în regim staționar în laboratoarele Catedrei de



Masini Hiraulice de catre autor [54a], [54b], [54c], [54d], iar cimpul hidrodinamic al curgerii pe traseul hiraulic al distribuitorului a facut obiectul studiului teoretic prin metoda elementului finit. [54e].

fig.5.6.1 Plasarea prizelor de presiune pe sertar

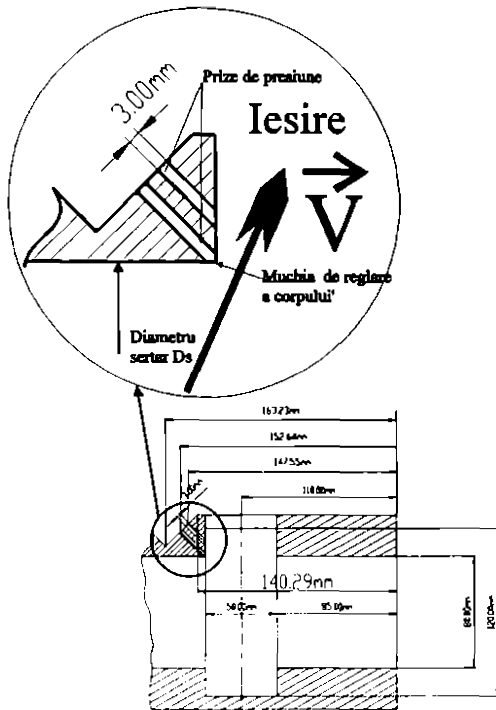


fig 5.6.2 Prize de presiune plasate pe corpul distribuitorului

Nivelul de executie prescrist a fost executie precisa conform standardelor in vigoare. Materialul corpului si sertarului au fost OLC 45.

Tinind cont de rezultatele simularilor numerice efectuate pentru un mare numar de cazuri, pentru varianta cu sertar cilindric si muchii drepte, s-a proiectat ansamblul sertar-corp din fig.5.4.1 a carui detalii constructive sunt date in fig.5.6.3 pentru sertar si fig. 5.6.4 pentru corp. Sertarul a fost prevazut cu un numar de 20 de prize de presiune, dintre care 6 sunt situate pe suprafata cilindrica a umarului sertarului distribuitor iar 4 sunt situate la intersectia dintre tija si umarul sertarului.

Cele 16 prize situate pe suprafata cilindrica a umarului urmaresc in asezarea lor, o spirala care imparte cursa maxima de 50 mm in 16 puncte.

Toate prizele sunt aduse in zona suprafetei frontale a sertarului. Ideea asezarii acestor prize in acest mod apartine acad. I. Anton, caruia ii multumesc pe acesta cale pentru sugestie.

In scopul inspectiei amanuntite a marimii parametrilor cimpului hidrodinamic al curgerii, s-a coniderat necesara constructia unui model avind scara de marire 5:1, dar care respecta intocmai geometria distribuitorului prototip pentru trasul (P_0-P_3) de lucru (sau P_0-P_2).

Geometria prototipului a fost prezentata in fig. 5.4.1 In scopul investigarii experimentale a cimpului de presiuni in domeniul curgerii, au fost prevazute un numar de 30 de prize de prelevare. Pozitia acestor prize a fost stabilita in urma simularii numerice a curgerii in domeniul studiat. In fig.5.4.6 si fig. 5.4.7 sunt prezentate exemplificativ liniile de curent in zona fantei de reglaj obtinute prin simulare numerica.

Plasarea celor 16 prize de presiune pe sertar este realizata dupa o spirala infasurata pe umarul cilindric, ceea ce permite o identificare corecta atit a repartitiei axial simetrice cit si in lungul axei sertarului (fig 5.6.1.)

Plasarea celor 8 prize de presiune pe corpul distribuitorului s-a realizat cit mai aproape de pozitia muchiei de reglare si imediat in avalul acesteia (fig 5.6.2).

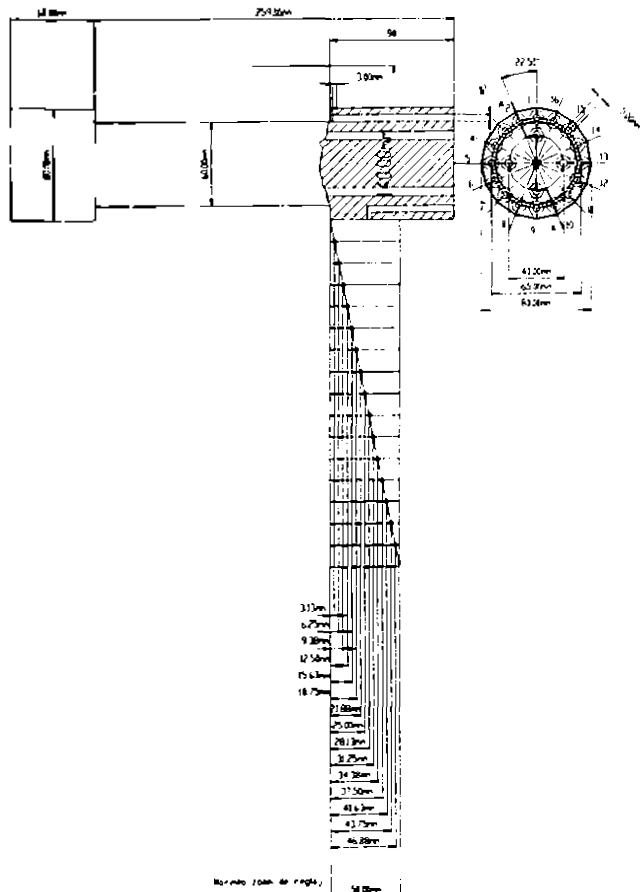


fig.5.6.3

Alimentarea modelului se realizeaza prin intermediul a doua stuturi Dn 30, figura 5.6.4:

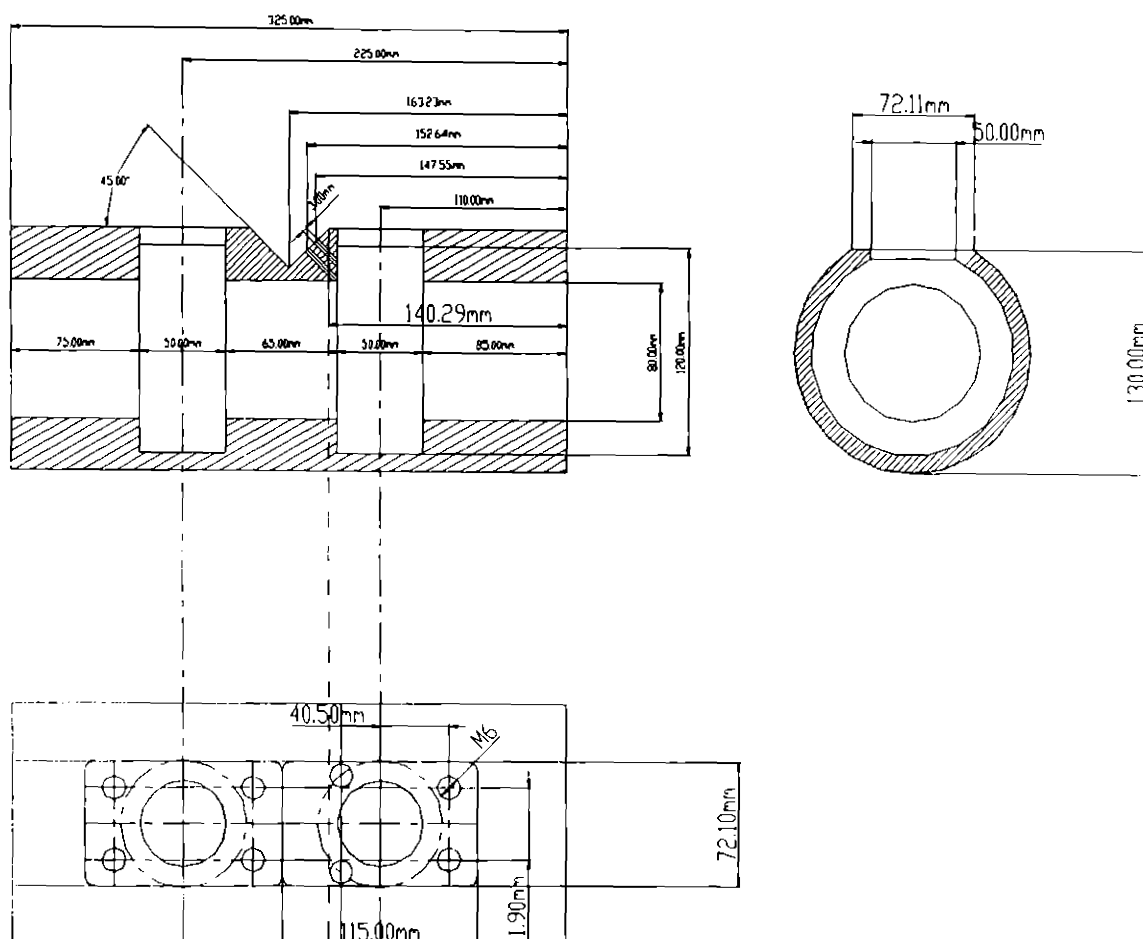


fig. 5.6.4

5.7. Structura stațiunii experimentale

Stațiunea experimentală realizată, destinată studierii fenomenelor cavitaționale în distribuitorul cu sertar cilindric, are ca element de bază modelul realizat la scara de mărire 5:1, realizat din oțel și funcționând cu ulei hidraulic H42A.

Presiunile de lucru maxime la care stațiunea a fost proiectată să funcționeze sunt de 30 bar, deși admitând similitudinea Re , presiunea de lucru poate fi redusă la $1/25$ din P_n (presiunea nominală a modelului).

Ansamblul general al stațiunii este prezentat în fig. 5.7.1, fig. 5.7.2 și fig. 5.7.3 a,b,c,d,e.

Alături de modelul experimental, stațiunea cuprinde ca elemente de bază scanerul mecanic liniar, realizat cu ajutorul unui distribuitor cu renura circulară, sursa de presiune de ulei (produsă de Hidrosib Sibiu), dispozitivele de drenaj a pierderilor de ulei, sistemul de calcul destinat conducerii și achiziționării datelor experimentale și sistemul de traductori, aparate de măsurare și convertori.

Schema bloc a stațiunii este prezentată în fig. 5.7.2. Stațiunea este condusă cu ajutorul unui calculator PC-XT utilizând o placă de achiziții de date pe 12 biți RTX.

Măsurarea presiunilor în punctele de priză, se realizează cu ajutorul scanerului mecanic comandat prin motor pas cu pas direct de către calculator, prin interfața paralelă a cărei semnale sunt amplificate cu ajutorul unor sisteme electronice.

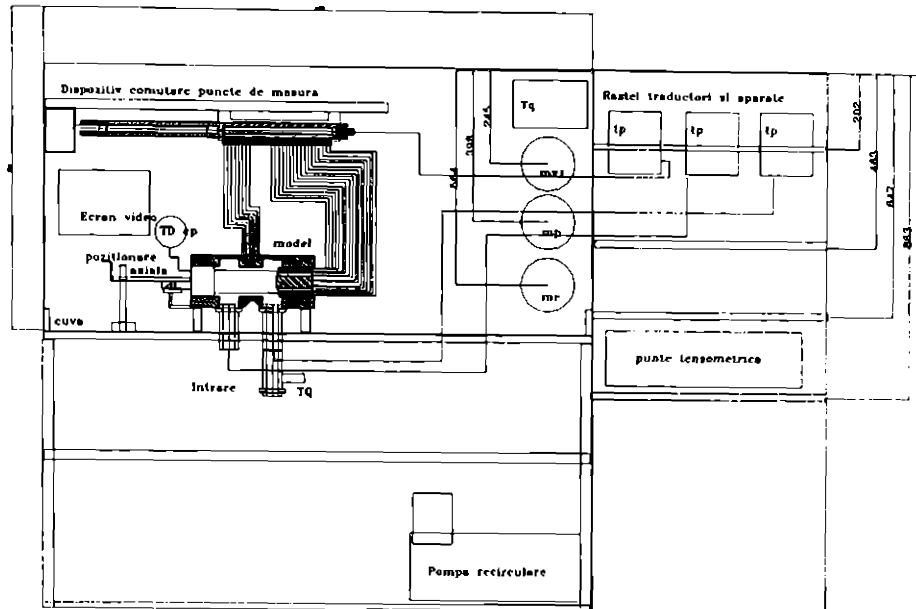


fig.5.7.1

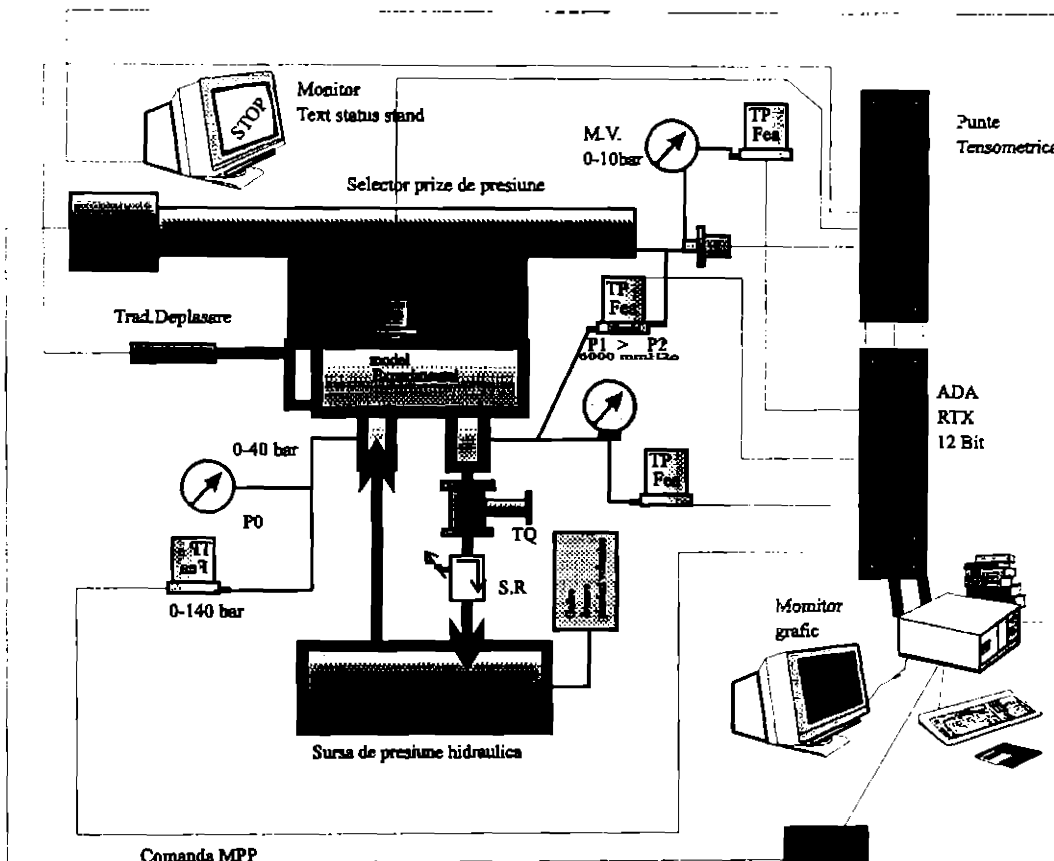


fig. 5.7.2

Accesul la prizele de citire este secvential, dar se poate aduce scanerul pe o anumita priza prin comanda din programul de conducere a statiunii.

Prin programul de conducere este supravegheata intreaga functionare a sursei de presiune si se conecteaza si deconecteaza motoarele electrice si electro-distribuitoarele de comanda a sursei de presiune. Tot prin soft se comanda si pornirea / oprirea sistemului de culegere a pierderilor volumice.

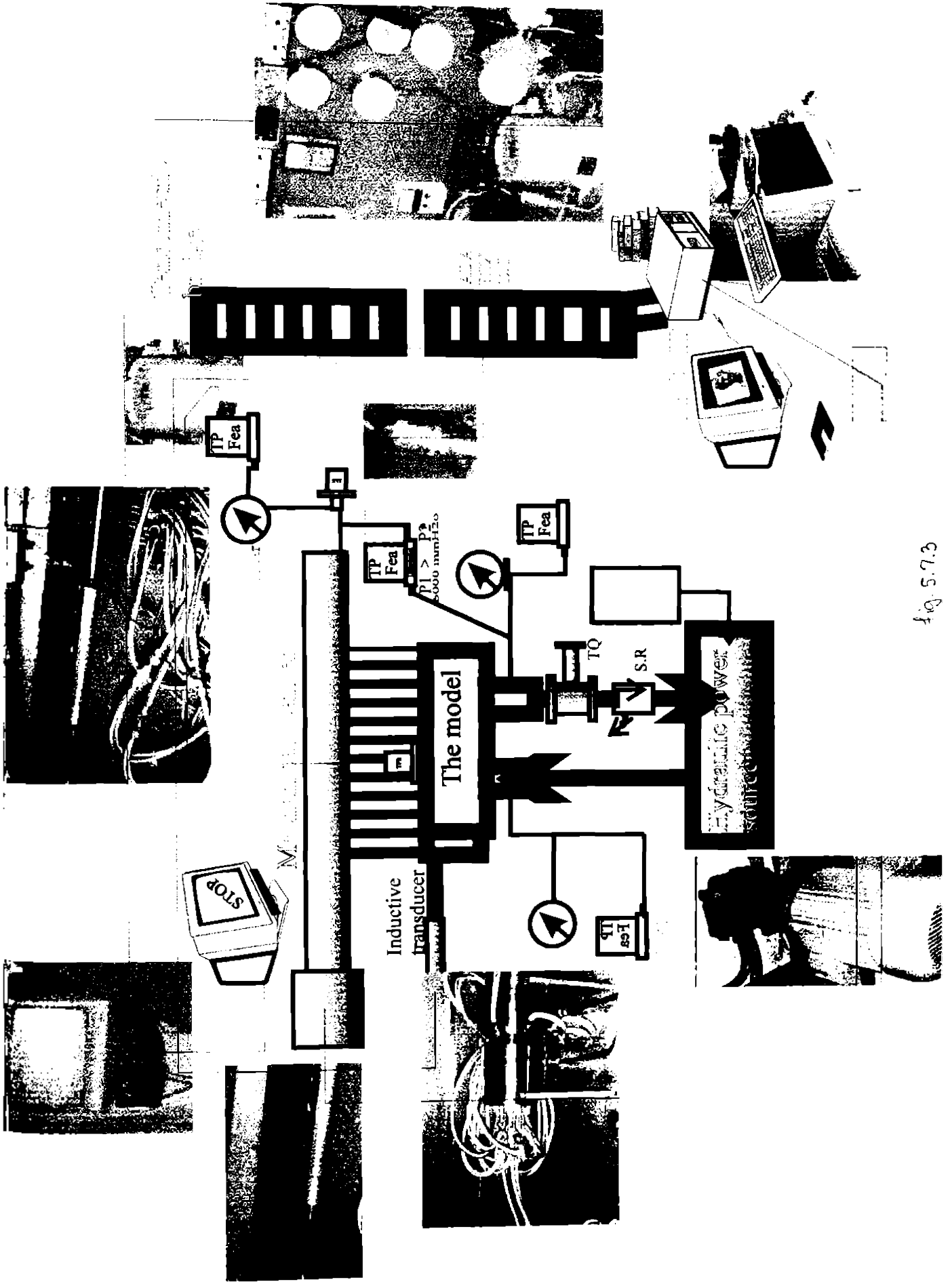


fig. 5.7.3

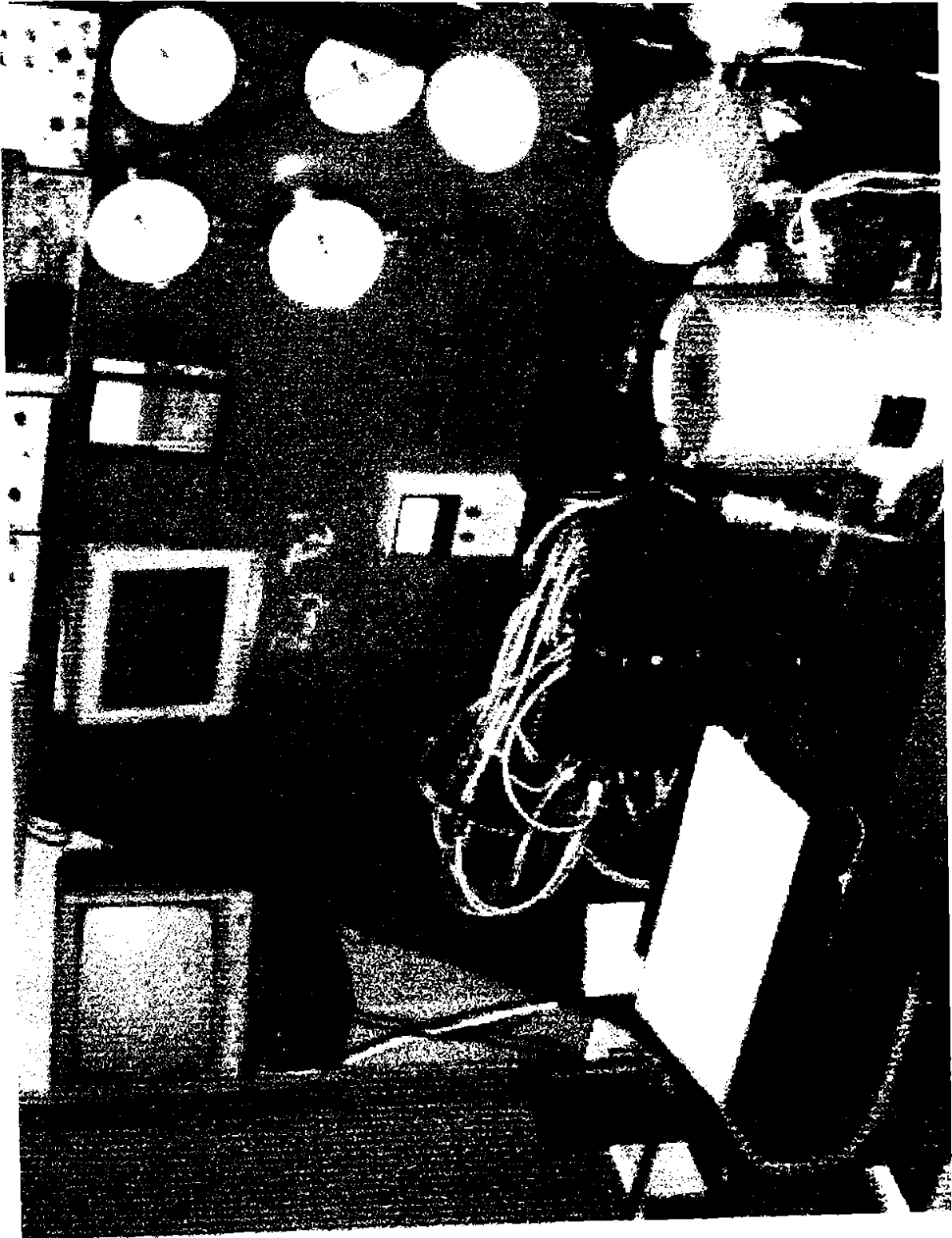


fig.5.7.3.a

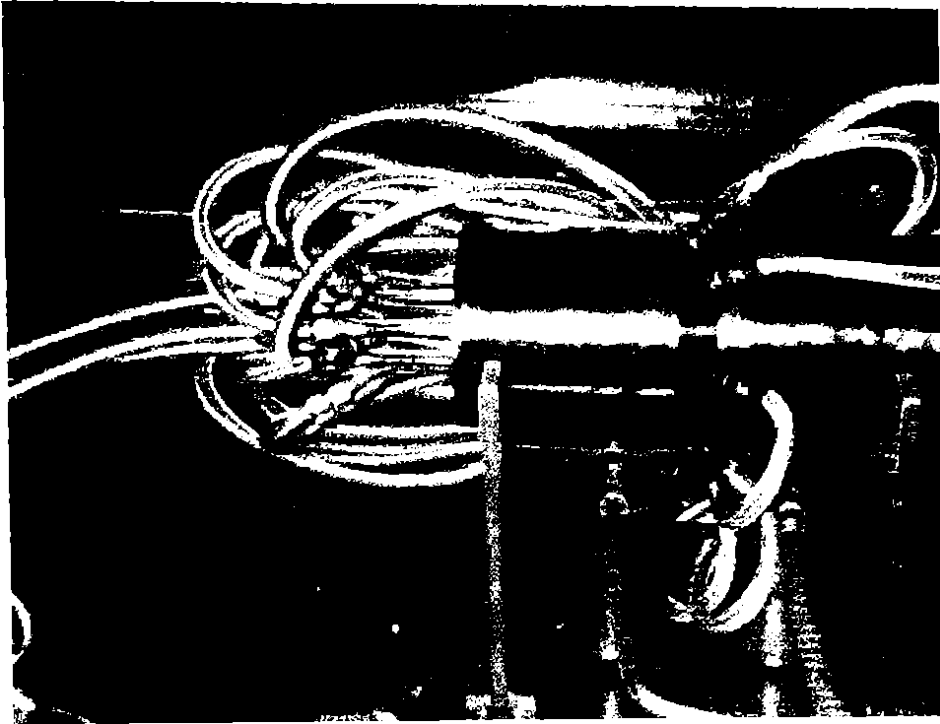


fig. 5.7.3b

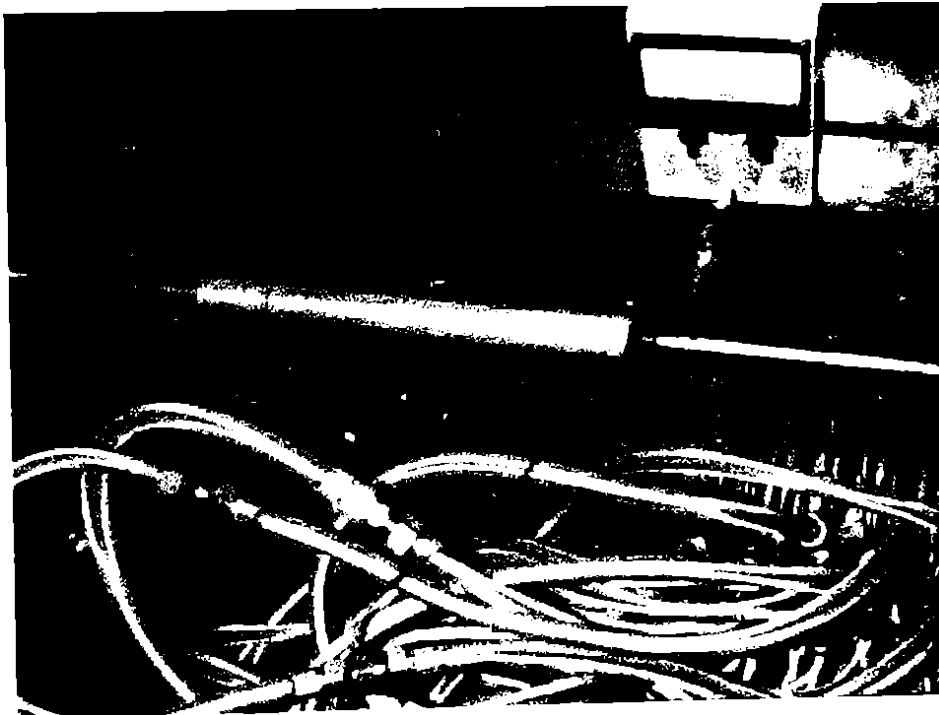


fig. 5.7.3 c

Sistemul de traductori de presiune este format din 3 tipuri de traductori:

- Manometre si manovacumetre
- Traductori FEA simpli si diferentiali
- Traductori cu timbru tensometric rezistivi

Structura statiunii experimentale realizate in cadrul Laboratorului de Masini Hidraulice Timisoara raspunde necesitatilor fundamentale de determinare a repartitiilor de presiuni in domeniul studiat.

Principalele caracteristici constructive si functionale ale statiunii experimentale pot fi sintetizate astfel:

1. Scara de marire a modelului utilizat: 5:1
2. Tipul lichidului de lucru utilizat : ulei mineral H42As
3. Presiunea maxima de lucru a circuitului hidraulic a modelului: $P_n=50$ bar.
4. Debitul maxim al grupului de pompare: $Q_{max}=160$ l/min
5. Conducere si supraveghere computerizata a functionarii statiunii
6. Achizitie si prelucrare primara asistata de calculator a datelor de masurare.
7. Numarul de parametri de masurare achizitionati: 36
8. Numarul de parametri de comanda si de control a functionarii statiunii: 6
9. Tipul calculatorului de conducere si achizitie utilizat: IBM PC XT
10. Limbaj de comanda utilizat : Turbo Pascal 6.00

Schema de principiu a statiunii experimentale este prezentata in fig. 5.7.3a, unde se remarca atat schematizarea functionarii cit si realizarea fizica a principalelor componente. Statiunea este compusa in principal din urmatoarele elemente:

1. Sursa de putere hidraulica produsa de Hidrosib Sibiu avind urmatoarii parametri nominali:
 $P_{max}=200$ bar,
 $Q_{max}=160$ l/min,
lichid de lucru ulei minaral H42As
2. Model experimental scara 5:1
3. Dispozitiv electromecanic destinat comutarii prizelor de presiune
4. Sistem de calcul de conducere si achizitie
5. Sistem de traductori si elemente de conversie.
6. Schelet cu bazin intermediar destinat colectarii scurgerilor, in constructie metalica, destinat sustinerii modelului si a blocului de aparate.

5.8 Parametrii masurati si mijloace de masurare :

In cadrul masuratorilor sunt urmarite doua categorii de parametri:

a. *Parametrii globali* de functionare masurati ai modelului sunt:

- **deschiderea x a fantei de reglare** ($x=0..50$ mm), este masurata cu ajutorul unui traductor de pozitie inductiv a carui tija de sesizare este solidara cu sertarul distribuitorului. Confirmarea citirii electrice se face cu ajutorul unui subler cu tija.

- **presiunea de intrare in model - p_0** , este citita simultan cu doi senzori electrici si confirmata cu ajutorul unui manometru de clasa de precizie 0.6, etalonat in laboratorul LMTH. Senzorii de presiune electrici sunt cu timbru tensometric (care permite citiri rapide dar este relativ sensibil la diferite perturbatii exterioare inclusiv de temperatura si umiditate), respectiv un traductor FEA caracterizat printr-o precizie ridicata (abatere maxima 0.5 %), stabilitate foarte buna dar avind un timp de raspuns mediu mai mare.

- **presiunea la iesirea din model - p_2** este masurata cu ajutorul unui traductor de presiune FEA si confirmata cu un manometru de clasa de precizie 0.6.

- **debitul care traverseaza modelul - Q** este masurat cu ajutorul unui traductor de debit cu turbina de tipul TurboQuant avind domeniul de lucru al frecventelor intre 150 Hz si 1500 Hz si o abatere maxima de 1..2%. Frecventa este citita simultan cu ajutorul unui frecventmetru, respectiv

este convertita in unitati de debit direct cu ajutorul convertorului integrator livrat de firma producatoare. La iesirea acestuia se regaseste si o valoare a tensiunii echivalenta valorii debitului. Pentru mai multa precizie acest aparat a fost reetalonat prin metoda vasului etalonat.

- temperatura lichidului de lucru - t_0 fiind un parametru global ce este mentinut constant cu ajutorul unor dispozitive incluse in sursa de putere hidraulica este citita numai cu ajutorul unui termometru cu mercur.

- presiunea si temperatura mediului ambiant, - p_{at} , t_{at} sunt citite cu ajutorul unui manovacumetru de precizie, a unui termometru cu mercur iar umiditatea este calculata cu ajutorul metodei firului umed.

b. Parametrii locali

-**distributiile de presiune** pe cele 30 de prize plasate pe corpul si sertarul distribuitorului. Sunt masurate presiunile absolute pe fiecare priza si respectiv diferentele de presiune fata de intrare cu ajutorul unui traductor de presiune diferential. Manovacumetrul este de clasa 0.6. Masuratorile pe cale electrica se realizeaza cu ajutorul unui traductor de presiune cu timbru tensometric si a unui traductor FEA. Un traductor FEA diferential masoara diferenta de presiune p_0-p_x . Prizele de presiune locale sunt conectate pe rind la grupul de traductori mai sus mentionati, prin intermediul unui dispozitiv de scanare mecanic, comandat de sistemul de calcul prin intermediul unui motor electric pas cu pas avind suplimentar si bucla de reactie a pozitionarii discrete prin intermediul unui sistem cu fototranzistor.

5.9. Metodologia de realizare a incercarilor

Metodologia de incercare este definita de scopul functional al statiunii. Scopul general al determinarilor experimentale este stabilirea unor corelatii intre conditiile functionale globale si conditiile locale, definite de repartitiile de presiuni pe prizele de masurare.

O schema a metodologiei de incercare in limbaj pseudo-cod este:

1. Se stabileste si regleaza un set de marimi globale ce definesc conditiile de functionare geometrice si energetice a modelului.
2. Se citesc marimile globale si locale accesibile prin intermediul aparaturii de masurare.
3. Se prelucreaza primar rezultatele secventei de masurare.
4. Se revine la punctul 1 prin modificarea parametrului de reglaj global, pina cind intreg domeniu de variatie este parcurs.

Detalierea se poate reda astfel:

START

- 1a. Se regleaza deschiderea x a fantei distribuitorului
- 1b. Se regleaza presiunea de intrare p_0
- 1c. Se regleaza presiunea de iesire p_2
- 2a. Se masoara secventele dinamice cu traductorii rezistivi
- 2b. Se scaneaza cu scannerul mecanic lent prizele de presiune
- 2c. Se masoara deschiderea efectiva x
- 2d. Se masoara presiunile de intrare si iesire efective
- 2e. Se masoara debitul pe circuitul de iesire/intrare
- 2f. Se masoara temperatura de functionare
- 2g. Se scaneaza punctele de verificare a starii standului
- 3a. Se prelucreaza statistic primar valorile masurate
- 3b. Se stocheaza pe disc setul de masuratori
- 4.a. Daca setul global nu este complet parcurs atunci operatiunile se reiau de la 1a
- 4.b. Daca setul este complet atunci STOP

5.10. Masuratori asistate de calculator

Conectarea marimilor fizice la sistemul de calcul in scopul realizarii citirii, se face prin intermediul unei interfete de masura analog numerice pe 12 biti avind 16 canale de intrare selectabile SOFT (fig. 5.10.1).

Tensiunile sint masurate in domeniul 0-8.5 V intr-un numar de 4096 trepte de masura. Frecventa maxima de citire obtinuta pe un canal a fost de 10 KHz.

Conversia marimilor fizice in tensiuni electrice se face cu ajutorul unor dispozitive convertoare interne (cum este cazul traductorilor FEA) sau externe, in speta puntea tensometrica pentru traductorii cu timbre tensometrice si inductivi. Etalonarea traductorilor cu iesire electrica se face interactiv cu ajutorul calculatorului si a

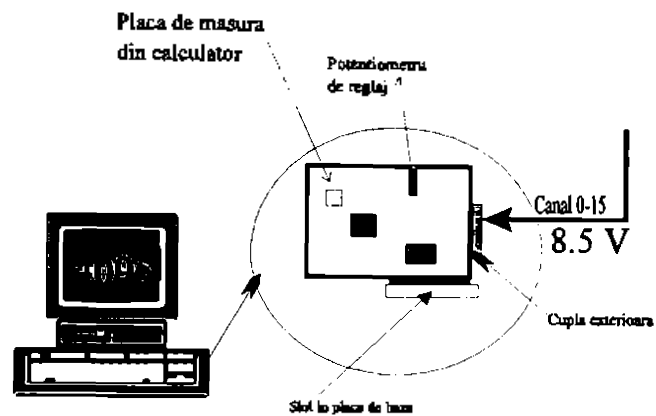


Fig. 5.10.1 Utilizarea interfetei analog numerice Rtx

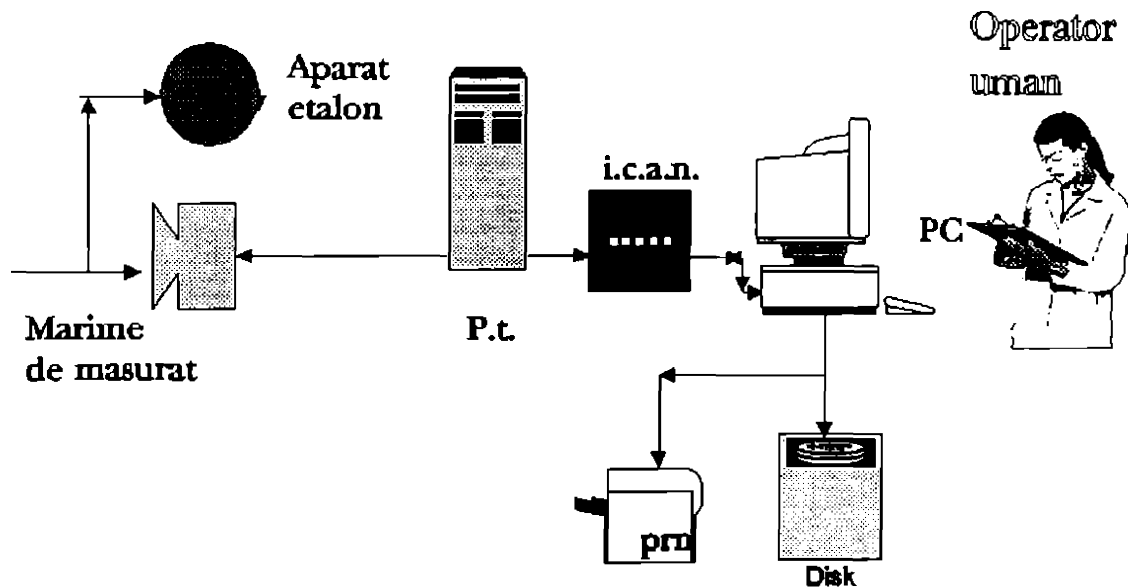


fig. 5.10.2 Procesul de etalonare interactiva

operatorului uman care citeste valorile fizice reale de pe aparatura de verificare (fig. 5.10.2)

Controlul si comanda procesului de achizitii de date se realizeza prin intermediul unui program scris in Turbo Pascal 6.00. Secventa functiei de citire pe canalul NC este:

```

{-----}
function mas (nc : byte ; nm, as : word) : word;
const
    start_port = 696;
var a, b, c, i, j : word;
    xl, x : longint;
begin

```

```

x:=0;
x1:=0;
if nm >31 then nm:=31;
for j:=1 to nm do begin
    port [Start_port+3]:= 0 ;
    port [start_port]:= nc;
    for i:=1 to 7 do begin
        a := port[start_port+4];
        delay(as);
        end;
    for i:=1 to 7 do begin
        a := port[start_port+5];
        delay(as);
        end;
b := port[start_port+2];
c := port[start_port+1];
x1:=x1+ (b - 16 * (b div 16)) * 256 + c;
end;
mas:=x1 div nm;
END;
unde:
nc    -numarul canalului
nm    -mumarul de masuratori ce urmeaza a fi mediate
as    -o constanta de asteptare intre 2 masuratori succesive

```

5.11. Conducerea numerica a statiunii

Intregul proces de masurare este controlat si condus cu ajutorul aceluasi sistem de calcul, prin intermediul a doua interfete de comanda respectiv de citire. Astfel interfata de comanda, dispune de 32 de biti de comanda, conectati la 32 de relee ce admit o tensiune comandata de 220 V/6A si permit cuplarea si decuplarea alternativa a treptelor de presiune joasa si inalta a sursei de presiune hidraulica precum si si cuplarea/decuplarea intregului sistem in caz de avarie.

Interfata de receptie recunoaste starea a 32 de biti citibili, ce pot lua valoarea de 0 sau 1. Astfel prin modul de realizare a cuplarii releelor, se poate cunoaste si starea efectiva la nivelul contactului electric, putind sesiza la timp eventuala blocare mecanica a unui asemenea element.

Comanda releelor se realizeaza utilizind programarea obiectuala astfel incit obiectul real releu poate fi inchis sau deschis. Structura obiectului este:

```

releu=record                                {definirea unui releu }
    nume:string;                            {un nume de dispozitiv}
    numar:word;                             {numerotarea in schema a releului}
    StPort:word;                            {Portul de citire a starii}
    Stbit:0..7;                             {Bitul de citire a starii din portul de
stare)
    ComPort:word;                          {portul de comanda}
    ComBit:0..7;                            {Numarul bitului de comanda din portul de
comanda)
    inchis:b2;                             {ComBit pentru releu inchis}
    end;

```

respectiv :

```

Rob=object
    r:releu;
    procedure Inchide(Rel:NumeReleu;var psl:plcmrl;var plr:placa);
    procedure Deschide(Rel:NumeReleu;var psl:plcmrl;var plr:placa);
end;

```

Sunt supravegheati o serie de parametri care descriu buna functionare a ansamblului cum ar fi nivelul de ulei in rezervor si in rezervorul de golire, existenta tensiunilor de comanda etc.

Pozitionarea scannerului mecanic si a sertarului modelului se face cu ajutorul unor sisteme bazate pe motoare pas cu pas si comandate direct de pe cei 8 biti de scriere ai interfetei paralele Lpt1. Astfel comanda motorului scannerului se face cu urmatoarea secventa:

```

procedure pasi (pr:word;s:sens;np:word;dela:word);
  var i,j,d1,k:word;
      fp:nr@biti;
      vp:byte;
      sir:string;

  begin
    for i:=1 to np do begin
str(i,sir);
mesaj('Motorul incearca sa se miste;Pas curent: 4X'+sir);
      for j:=1 to 4 do begin
        DELAY(DELA);
        port[pr]:=s[j];
        end;
        end;
      port[pr]:=0;
    end;
  
```

5.12. Programe in limbaje de nivel inalt

Programele de conducere si achizitie de date, sunt construite in Turbo Pascal 6.00 si asigura urmatoarele module principale:

- modulul general de testare a functionarii standului
- modulul de conducere si automatizare a functionarii statiunii
- modulul de etalonari, achizitie a datelor si stocare a acestora
- modulul de prelucrari primare si afisari grafice primare

Programele sunt in totalitate originale si folosesc un sistem de meniuri text de asemenea original.

Spre exemplu, interfata modulului general de testare este redata in figura 5.12.1:

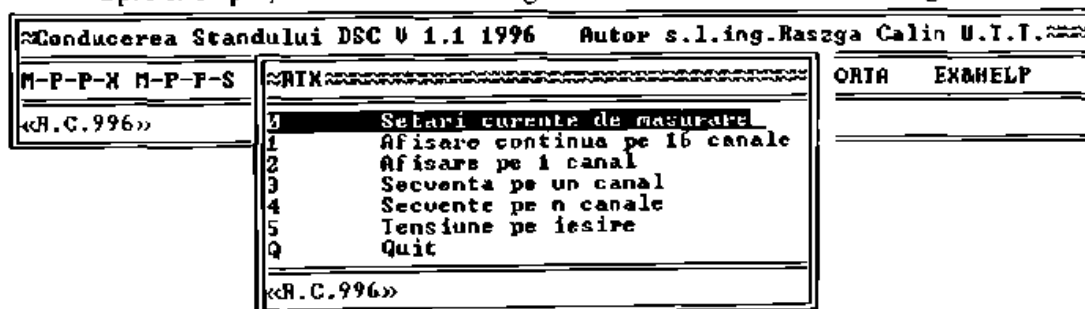


fig.5.12.1

iar o testare a interfetei RTX (fig. 5.12.2):

Nr. Canal	Val. num	Ulti
0	4095	0.50000
1	4095	0.50000
2	4095	0.50000
3	4095	0.50000
4	4095	0.50000
5	4095	0.50000
6	4095	0.50000
7	4095	0.50000
8	4095	0.50000
9	4095	0.50000
10	4095	0.50000
11	4095	0.50000
12	4095	0.50000
13	4095	0.50000
14	4095	0.50000
15	4095	0.50000

Mesaj: Masuratori pe 16 canale simultan, avasa p carta ruzescu si cerebian

fig. 5.12.2

5.13 Concluzii

5.13.1 Scopul acestui capitol este stabilirea metodologiei de realizare a incercarilor, proiectarea si realizarea unei statii experimentale destinate verificarii rezultatelor numerice obtinute in capitolele precedente. Datorita dimensiunilor geometrice mici ale prototipului (diametrul nominal 10 mm), in scopul inspectarii experimentale a cimpului hidrodinamic de viteze si presiuni din camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric, a fost proiectat si realizat un model experimental la scara de marire 5X. Marirea dimensiunilor geometrice asemenea cu dimensiunile prototipului permite accesarea unor puncte critice din domeniul de curgere prin metode si traductori existenti in dotarea laboratorului Catedrei de Masini Hidraulice

5.13.2 Stabilirea scarii de marime 5X s-a facut pornind pe de o parte de la criteriile de similitudine utilizate in hidraulica si tinind cont de natura fenomenului studiat - fenomenul cavitional. Parametrii principali ai modelului experimental sunt: diametrul nominal Dn 5 mm, diferenta maxima de presiune 2-5 bar si debitul maxim 300 l/min. In proiectarea modelului s-a tinut cont de rezultatele numerice obtinute la simularea curgerii prin prototip cit si de rezultatele experimentale obtinute de Hohlov pe un prototip de acelasi diametru nominal [25a].

5.13.3 In proiectarea modelului s-au folosit de asemenea rezultate experimentale obtinute in cadrul unor cercetari efectuate asupra prototipului de distribuitor cu sertar cilindric realizat. Extrapolarea rezultatelor experimentale obtinute la incercarea in regim stationar si tranzitoriu a prototipului Dn 10 a permis determinarea unor relatii de forma exponentiala pentru coeficientul pierderilor prin distribuitorul cu sertar cilindric. [57b].

5.13.4 Metodologia de realizare a incercarilor se bazeaza in primul rind pe determinarea repartitiilor de presiuni pe umarul sertarului si in zona camerei de iesire "A" a distribuitorului utilizind un set de prize de presiune realizate prin intermediul unor canale. Aceste prize de presiune sunt asezate pe o spirala pe umarul sertarului, astfel incit ele surprind atat diferentele in asezarea axiala, cit si diferente unghiulare. Intreaga proiectare si constructie a statiei experimentale tine cont de aceste necesitati si scopuri ale determinarilor experimentale. Plasarea prizelor de presiune si stabilirea regimurilor de functionare a fost realizata pe baza unui calcul numeric a cimpului de viteze in distribuitorul model utilizind programul COSMOS 286.

5.13.5 Datorita numarului mare de citiri care este necesar sa fie realizat pentru inspectia fiecarui regim de functionare, a fost necesara echiparea statiei cu un sistem de calcul care sa permita automatizarea si controlul numeric a intregului proces de masurare. Acest deziderat s-a realizat prin cuplarea traductorilor de presiune debit-pozitie-curent la interfata de masura RTX care echepeaza un calculator PC -XT ce deserveste statiunea. De asemenea, toate elementele de comanda a presiunii si pozitiei dispozitivelor de reglaj ce echepeaza statiunea sunt comandate numeric cu ajutorul calculatorului inclusiv pozitionarea scannerului de presiuni care scaneaza toate cele 30 de prize de presiune plasate in camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric model. Intreaga conducere este asigurata prin intermediul unei colectii de module soft, scrise si rulate in TURBO PASCAL 6, utilizind tehnici avansate de programare obiectuala. Programele de calcul integreaza in mod flexibil metodologia de realizare a incercarilor si acopera toate necesitatile de calcul si filtrare numerica a datelor.

Capitolul 6

Efectuarea incercarilor si rezultate obtinute

6.1. Introducere

Determinarea aparitiei si dezvoltarii fenomenelor de natura cavitationala pe traseul hidraulic al distribuitorului cu sertar cilindric, reprezinta un fapt dovedit in experientele unui numar de autori dintre care experientele lui Martin si Wiggert [36], [37] reprezinta o referinta deja clasica.

Scopul prezentului capitol il constituie comparatia intre rezultatele experimentale obtinute la incercarea modelului de distribuitor cu sertar cilindric, avind scara de marire 5X si modelarea teoretica a curgerii obtinuta prin metoda elementului finit in conditii globale identice cu cele ale incercarii.

Rezultatele au fost comparate pentru 7 deschideri si 2 regimuri de debit.

6.2. Rezultate experimentale primare obtinute

In urma desfasurarii incercarilor experimentale a fost obtinut un set de fisiere ce contin rezultatele direct convertite in marimi fizice prin intermediul functiilor de etalonare.

Interactiv, repartitiile de presiune pot fi afisate pe ecranul calculatorului sub forma unor grafice si tabele fara prelucrari de interpretare prin intermediul unui program realizat in PASCAL (fig.6.2.1).

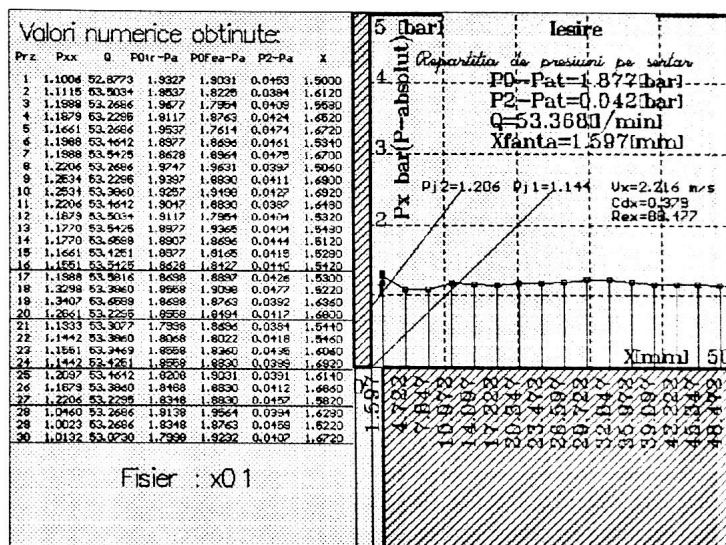
Valorile presiunii P_{xx} citite pe prizele de presiune de pe sertar si corp plasate in zona umarului sertarului distribuitor sunt valori relative.

Pentru fiecare set de masuratori valoarea presiunii de intrare p_0 cunoscuta prin citire directa si este citita cu cei doi traductori P_{0Tr} si P_{0Fea} . In timpul masuratorilor prin comparatie cu valorile citite s-a constatat ca functionarea traductorului P_{0Tr} este instabila.

In tabelul 6.2.1 sunt prezentate valorile masurate direct fara interpretari sau medieri.

tabelul 6.2.1 Masuratori primare directe

NrPrz	P_{xx} bar	Q l/min	P_{0Fea} bar	P_{0Tr} bar	P_2 bar	X mm
1.0	1.1006	52.8773	1.9327	1.9031	0.0453	1.5000
2.0	1.1115	53.5034	1.9537	1.8225	0.0384	1.6120
3.0	1.1988	53.2686	1.9677	1.7954	0.0409	1.5580
4.0	1.1879	53.2295	1.9117	1.8763	0.0424	1.6520
5.0	1.1661	53.2686	1.9537	1.7614	0.0474	1.6720
6.0	1.1988	53.4642	1.8977	1.8696	0.0461	1.5340
7.0	1.1988	53.5425	1.8628	1.8964	0.0475	1.6700
8.0	1.2206	53.2686	1.9747	1.9631	0.0397	1.5060
9.0	1.2534	53.2295	1.9397	1.8830	0.0411	1.6900
10.0	1.2534	53.3860	1.9257	1.9498	0.0427	1.6920
11.0	1.2206	53.4642	1.9047	1.8830	0.0387	1.6480



12.0	1.1879	53.5034	1.9117	1.7954	0.0404	1.5320
13.0	1.1770	53.5425	1.8977	1.9365	0.0404	1.5480
14.0	1.1770	53.6599	1.8907	1.8696	0.0444	1.5120
15.0	1.1661	53.4251	1.8977	1.9165	0.0415	1.5280
16.0	1.1551	53.5425	1.8626	1.8427	0.0440	1.5420
17.0	1.1988	53.5816	1.8698	1.8897	0.0426	1.5300
18.0	1.3298	53.3860	1.8558	1.9098	0.0477	1.5220
19.0	1.3407	53.6599	1.8698	1.8763	0.0392	1.6360
20.0	1.2861	53.2295	1.8558	1.8494	0.0417	1.6800
21.0	1.1333	53.3077	1.7998	1.8696	0.0384	1.5440
22.0	1.1442	53.3860	1.8068	1.8022	0.0418	1.5460
23.0	1.1551	53.3469	1.8558	1.8360	0.0435	1.6060
24.0	1.1442	53.4251	1.8558	1.8830	0.0399	1.6920
25.0	1.2097	53.4642	1.8208	1.9031	0.0391	1.6140
26.0	1.1879	53.3860	1.8488	1.8830	0.0412	1.6860
27.0	1.2206	53.2295	1.8348	1.8830	0.0457	1.5820
28.0	1.0460	53.2686	1.8138	1.9564	0.0394	1.6280
29.0	1.0023	53.2686	1.8348	1.8763	0.0459	1.5220
30.0	1.0132	53.0730	1.7998	1.9232	0.0407	1.6720

NrPrz	F_{pr}	Q	PO_{pr}	PO_{Tr}	P_2	X
-	bar	l/min	bar	bar	bar	mm
1.0	1.0228	78.4658	3.7090	3.5163	0.0804	1.5000
2.0	1.1090	79.0527	3.6740	3.4903	0.0738	1.6120
3.0	1.1090	78.8962	3.6810	3.5421	0.0763	1.5580
4.0	1.1760	79.4440	3.6740	3.4747	0.0787	1.6520
5.0	1.2335	79.4831	3.6880	3.5472	0.0837	1.6720
6.0	1.2047	79.8352	3.6740	3.5266	0.0828	1.5340
7.0	1.2335	79.6787	3.6880	3.5421	0.0838	1.6700
8.0	1.2430	80.0309	3.6530	3.5421	0.0769	1.5060
9.0	1.2430	79.9917	3.6670	3.5677	0.0782	1.6900
10.0	1.2430	80.0309	3.6460	3.5983	0.0797	1.6920
11.0	1.2335	80.0700	3.6390	3.5575	0.0758	1.6480
12.0	1.2239	80.1874	3.6320	3.5575	0.0776	1.5320
13.0	1.2335	80.2656	3.6530	3.5830	0.0777	1.5480
14.0	1.2526	80.2656	3.6670	3.5472	0.0815	1.5120
15.0	1.2526	80.1874	3.6460	3.5369	0.0788	1.5280
16.0	1.2909	80.3830	3.6390	3.5626	0.0815	1.5420
17.0	1.7696	80.3830	3.6460	3.6136	0.0800	1.5300
18.0	2.2771	80.5004	3.6250	3.5575	0.0855	1.5220
19.0	2.3058	80.7351	3.6320	3.6186	0.0770	1.6360
20.0	2.3345	80.6960	3.6250	3.6439	0.0800	1.6800
21.0	1.5494	80.6960	3.6181	3.6136	0.0766	1.5440
22.0	1.4058	80.8134	3.6181	3.5626	0.0801	1.5460
23.0	1.3771	80.9699	3.6320	3.5728	0.0821	1.6060
24.0	1.3005	81.0482	3.6181	3.5830	0.0785	1.6920
25.0	1.4824	81.4003	3.6390	3.5830	0.0783	1.6140
26.0	1.3292	81.3220	3.6250	3.5214	0.0803	1.6860
27.0	1.2718	81.8698	3.6041	3.6388	0.0858	1.5820
28.0	1.0037	81.6350	3.6111	3.5677	0.0792	1.6280
29.0	1.0132	81.7133	3.5971	3.5677	0.0858	1.5220
30.0	1.0132	81.9089	3.6111	3.5779	0.0811	1.6720

NrPrz	F_{pr}	Q	PO_{pr}	PO_{Tr}	P_2	X
-	bar	l/min	bar	bar	bar	mm
1.0	1.0884	109.6494	4.9328	5.0581	0.1361	1.5000
2.0	1.3139	109.7667	4.9467	5.0079	0.1287	1.6120
3.0	1.3139	109.8841	4.8908	5.0206	0.1318	1.5580
4.0	1.4737	109.9624	4.8768	5.0363	0.1334	1.6520
5.0	1.4831	110.0406	4.8349	5.0394	0.1386	1.6720
6.0	1.5301	109.9232	4.7999	5.0047	0.1368	1.5340
7.0	1.5583	109.7276	4.8069	5.0047	0.1377	1.6700
8.0	1.5113	109.6494	4.7789	4.9855	0.1301	1.5060

9.0	1.6334	109.9624	4.7999	4.9595	0.1321	1.6900
10.0	1.5583	110.0406	4.7719	5.0111	0.1337	1.6920
11.0	1.6240	109.6494	4.7439	5.0047	0.1289	1.6480
12.0	1.5395	109.8059	4.7230	5.0142	0.1308	1.5320
13.0	1.5583	109.7276	4.7230	5.0047	0.1306	1.5480
14.0	1.5583	109.5320	4.7160	4.9951	0.1340	1.5120
15.0	1.6428	109.7276	4.7020	4.9855	0.1318	1.5280
16.0	1.5301	109.9232	4.6460	5.0206	0.1346	1.5420
17.0	3.7947	110.0015	4.5901	5.0015	0.1333	1.5300
18.0	4.0954	110.1971	4.6041	4.9983	0.1390	1.5220
19.0	4.0296	109.8841	4.6041	4.9790	0.1296	1.6360
20.0	4.0108	110.0797	4.5481	4.9562	0.1329	1.6600
21.0	1.8214	109.7276	4.5621	4.9887	0.1288	1.5440
22.0	1.6710	109.4537	4.5132	4.9822	0.1316	1.5460
23.0	1.7462	109.6102	4.4922	4.9693	0.1337	1.6060
24.0	1.5489	109.6102	4.4712	4.9951	0.1300	1.6920
25.0	1.6334	109.6494	4.4362	4.9464	0.1293	1.6140
26.0	1.5395	109.2581	4.4223	4.9464	0.1306	1.6860
27.0	1.4455	109.5711	4.3943	4.9983	0.1359	1.5820
28.0	0.9851	109.4928	4.3663	4.9497	0.1295	1.6280
29.0	0.9945	109.4537	4.4362	4.9725	0.1359	1.5220
30.0	1.0132	109.1798	4.3733	4.9332	0.1303	1.6720

NrPrz	P_{Prz}	Q	PO_{Prz}	PO_{Tr}	P_2	X
-	bar	l/min	bar	bar	bar	mm
1.0	1.4343	123.5783	5.5202	5.5122	0.1653	1.5000
2.0	1.8800	123.8130	5.5062	5.5036	0.1582	1.6120
3.0	1.8305	123.6956	5.4642	5.5101	0.1607	1.5580
4.0	2.0781	123.7348	5.4013	5.5185	0.1623	1.6520
5.0	2.1153	123.6565	5.3663	5.5122	0.1671	1.6720
6.0	2.1153	123.6565	5.4013	5.5015	0.1656	1.5340
7.0	2.1029	123.5000	5.3174	5.5015	0.1666	1.6700
8.0	2.1029	123.3435	5.3244	5.4950	0.1587	1.5060
9.0	2.2143	123.4217	5.2894	5.5331	0.1603	1.6900
10.0	2.1277	123.1870	5.2754	5.4907	0.1612	1.6920
11.0	2.1277	123.3044	5.2684	5.4928	0.1575	1.6480
12.0	2.1401	123.1087	5.1985	5.4907	0.1586	1.5320
13.0	2.1029	123.1479	5.1146	5.5058	0.1587	1.5480
14.0	2.1277	123.3044	5.1356	5.4797	0.1629	1.5120
15.0	2.2391	122.9131	5.0237	5.4753	0.1594	1.5280
16.0	1.6448	122.8740	5.0377	5.4753	0.1617	1.5420
17.0	5.7805	123.5000	4.9607	5.4618	0.1616	1.5300
18.0	6.0653	123.5783	4.9957	5.4885	0.1671	1.5220
19.0	6.0158	123.7739	4.9887	5.4618	0.1587	1.6360
20.0	5.9415	123.5783	5.0027	5.4708	0.1613	1.6800
21.0	2.2639	122.9914	4.9188	5.4459	0.1566	1.5440
22.0	2.1277	122.9131	4.8628	5.4841	0.1597	1.5460
23.0	1.9419	122.5218	4.7439	5.4819	0.1606	1.6060
24.0	1.8553	122.7957	4.8209	5.4663	0.1575	1.6920
25.0	1.9172	122.7175	4.7719	5.4618	0.1566	1.6140
26.0	1.8924	122.4827	4.7160	5.4505	0.1582	1.6860
27.0	1.7562	122.6001	4.6740	5.4367	0.1631	1.5820
28.0	1.0256	122.2480	4.6530	5.4482	0.1561	1.6280
29.0	1.0256	122.0915	4.6530	5.4505	0.1622	1.5220
30.0	1.0132	122.2088	4.7439	5.4413	0.1575	1.6720

NrPrz	P_{Prz}	Q	PO_{Prz}	PO_{Tr}	P_2	X
-	bar	l/min	bar	bar	bar	mm
1.0	1.2274	120.2917	1.7229	1.6034	0.1581	5.0000
2.0	1.4695	120.4090	1.6879	1.7000	0.1508	5.1120
3.0	1.4136	120.0960	1.6460	1.6242	0.1529	5.0580
4.0	1.6091	120.6829	1.5131	1.5826	0.1557	5.1520
5.0	1.5998	120.2917	1.7369	1.6034	0.1598	5.1720
6.0	1.6091	120.4873	1.5900	1.6449	0.1588	5.0340
7.0	1.6277	120.4482	1.5691	1.6587	0.1600	5.1700

8.0	1.6184	121.8958	1.4851	1.6862	0.1556	5.0060
9.0	1.6929	122.2480	1.5201	1.5965	0.1578	5.1900
10.0	1.6464	122.0132	1.5271	1.5687	0.1586	5.1920
11.0	1.5719	122.0132	1.4991	1.6794	0.1546	5.1480
12.0	1.6091	122.0523	1.5341	1.6242	0.1563	5.0320
13.0	1.5905	121.8176	1.4432	1.5965	0.1558	5.0480
14.0	1.6091	122.0132	1.4152	1.5895	0.1600	5.0120
15.0	1.6184	121.6611	1.4432	1.6034	0.1567	5.0280
16.0	1.5998	121.3481	1.4712	1.5756	0.1584	5.0420
17.0	1.5905	121.6219	1.4082	1.6173	0.1575	5.0300
18.0	1.6277	121.4263	1.4851	1.6380	0.1624	5.0220
19.0	1.6184	121.4263	1.3383	1.5965	0.1536	5.1360
20.0	1.6464	121.3872	1.3243	1.5687	0.1565	5.1800
21.0	1.6464	121.6611	1.2614	1.6104	0.1537	5.0440
22.0	1.6464	121.7785	1.2754	1.6034	0.1572	5.0460
23.0	1.6370	122.0523	1.2334	1.6104	0.1596	5.1060
24.0	1.5533	122.0132	1.2754	1.5756	0.1558	5.1920
25.0	1.5812	122.0523	1.1774	1.6518	0.1551	5.1140
26.0	1.5439	121.7785	1.1285	1.5826	0.1566	5.1860
27.0	1.4229	121.6611	1.1145	1.5826	0.1611	5.0820
28.0	1.0226	121.6219	1.1075	1.5408	0.1547	5.1280
29.0	1.0132	121.4263	1.0795	1.5058	0.1608	5.0220
30.0	1.0132	121.5046	1.1495	1.5826	0.1559	5.1720

NrPrz	P₂₁	Q	PO_{Prz}	PO_{Tr}	P₂	X
-	bar	l/min	bar	bar	bar	mm

1.0	1.0027	75.3357	1.1984	0.7843	0.0756	5.0000
2.0	1.1613	75.2966	1.2264	0.7389	0.0680	5.1120
3.0	1.1719	75.1792	1.2054	0.7994	0.0706	5.0580
4.0	1.1930	75.2184	1.2614	0.7919	0.0721	5.1520
5.0	1.2564	75.1010	1.2264	0.7389	0.0770	5.1720
6.0	1.2882	75.3749	1.2684	0.7692	0.0759	5.0340
7.0	1.2670	75.1792	1.2754	0.7389	0.0769	5.1700
8.0	1.2670	75.0619	1.2544	0.7313	0.0692	5.0060
9.0	1.2882	75.2575	1.2194	0.7919	0.0709	5.1900
10.0	1.2564	75.3749	1.1844	0.7692	0.0725	5.1920
11.0	1.2564	75.2966	1.1844	0.7919	0.0684	5.1480
12.0	1.2776	75.3357	1.2684	0.7919	0.0700	5.0320
13.0	1.2564	75.1401	1.2614	0.7008	0.0697	5.0480
14.0	1.2670	75.1792	1.3383	0.7084	0.0736	5.0120
15.0	1.3093	75.2575	1.2614	0.7464	0.0711	5.0280
16.0	1.2564	75.3357	1.1914	0.7540	0.0736	5.0420
17.0	1.2353	75.3357	1.2404	0.7616	0.0721	5.0300
18.0	1.2987	75.4922	1.2404	0.7540	0.0777	5.0220
19.0	1.3093	75.3357	1.2963	0.7540	0.0686	5.1360
20.0	1.2670	75.1792	1.3453	0.8221	0.0714	5.1800
21.0	1.3199	75.4140	1.2474	0.8070	0.0683	5.0440
22.0	1.3410	75.2575	1.3872	0.7692	0.0714	5.0460
23.0	1.2987	75.2966	1.2264	0.8070	0.0733	5.1060
24.0	1.2353	75.2184	1.3033	0.8597	0.0694	5.1920
25.0	1.2987	75.4140	1.2474	0.7919	0.0689	5.1140
26.0	1.2670	75.6096	1.2404	0.7389	0.0713	5.1860
27.0	1.2353	75.1792	1.2963	0.7389	0.0754	5.0820
28.0	1.0344	75.1401	1.2264	0.7692	0.0690	5.1280
29.0	1.0450	75.2184	1.2684	0.7464	0.0756	5.0220
30.0	1.0132	75.4531	1.2684	0.8145	0.0710	5.1720

NrPrz	P₂₁	Q	PO_{Prz}	PO_{Tr}	P₂	X
-	bar	l/min	bar	bar	bar	mm

1.0	0.8263	49.9038	1.7859	0.5240	0.0418	5.0000
2.0	0.8441	49.9820	1.7859	0.4149	0.0343	5.1120
3.0	0.9153	49.9820	1.7998	0.4773	0.0371	5.0580
4.0	0.9598	49.8255	1.8138	0.4695	0.0384	5.1520
5.0	1.0311	50.0211	1.7998	0.3678	0.0436	5.1720
6.0	1.0132	49.9820	1.8348	0.4227	0.0421	5.0340

7.0	0.9865	49.8646	1.8138	0.5472	0.0433	5.1700
8.0	1.0043	50.0211	1.8348	0.4227	0.0359	5.0060
9.0	1.0578	49.9429	1.8348	0.3205	0.0373	5.1900
10.0	1.0222	49.9038	1.8488	0.3756	0.0386	5.1920
11.0	1.0400	49.8646	1.8278	0.3756	0.0346	5.1480
12.0	1.0400	50.0211	1.8698	0.4618	0.0363	5.0320
13.0	1.0489	50.1385	1.8488	0.3992	0.0365	5.0480
14.0	1.0400	49.8255	1.7928	0.5935	0.0399	5.0120
15.0	1.0667	49.9038	1.8488	0.4305	0.0374	5.0280
16.0	1.0400	49.8646	1.8558	0.3756	0.0398	5.0420
17.0	1.0845	49.9038	1.8418	0.4070	0.0383	5.0300
18.0	1.1023	49.7473	1.8628	0.4695	0.0434	5.0220
19.0	1.0756	50.1385	1.8768	0.4227	0.0351	5.1360
20.0	1.1290	49.9038	1.8628	0.5084	0.0378	5.1800
21.0	1.1023	50.0603	1.8907	0.4227	0.0346	5.0440
22.0	1.1201	50.1776	1.8418	0.4305	0.0380	5.0460
23.0	1.1468	50.0211	1.8348	0.4305	0.0396	5.1060
24.0	1.1201	50.0603	1.8558	0.3992	0.0360	5.1920
25.0	1.1023	49.9429	1.8768	0.4540	0.0351	5.1140
26.0	1.1290	49.9038	1.8628	0.3442	0.0371	5.1860
27.0	1.1379	49.9429	1.8558	0.4618	0.0419	5.0820
28.0	1.0934	49.9038	1.8278	0.3678	0.0355	5.1280
29.0	1.0222	49.8255	1.8208	0.5395	0.0419	5.0220
30.0	1.0132	49.8646	1.8138	0.3914	0.0370	5.1720

NrPrz	P_{ss} bar	Q l/min	PQ_{Pss} bar	PQ_{Tr} bar	P_z bar	X mm
1.0	1.0233	119.6265	-0.4729	2.0226	0.1567	15.0000
2.0	1.0635	119.7048	-0.5149	2.0160	0.1493	15.1120
3.0	1.1338	119.7439	-0.5568	2.0489	0.1522	15.0580
4.0	1.5358	119.5874	-0.6128	2.0423	0.1533	15.1520
5.0	1.7569	119.7439	-0.5988	1.9298	0.1587	15.1720
6.0	1.8172	119.6265	-0.6478	2.0226	0.1569	15.0340
7.0	1.8473	119.7048	-0.6827	2.0028	0.1584	15.1700
8.0	1.8272	119.7048	-0.7037	1.9764	0.1509	15.0060
9.0	1.9478	119.8613	-0.7107	2.0160	0.1526	15.1900
10.0	1.8875	119.8221	-0.7387	1.9631	0.1539	15.1920
11.0	1.8674	119.9004	-0.7527	1.9631	0.1501	15.1480
12.0	1.8272	119.8613	-0.7666	1.9031	0.1516	15.0320
13.0	1.7770	119.8613	-0.8226	2.0358	0.1516	15.0480
14.0	1.7870	119.7439	-0.8366	1.9365	0.1552	15.0120
15.0	1.9177	119.6265	-0.8645	1.9365	0.1523	15.0280
16.0	1.8071	119.8613	-0.9065	1.9431	0.1552	15.0420
17.0	1.8674	119.7048	-0.9415	1.9098	0.1534	15.0300
18.0	1.8272	119.7048	-0.9555	1.9098	0.1587	15.0220
19.0	1.8473	119.7439	-1.0184	1.9031	0.1500	15.1360
20.0	1.8272	119.5091	-1.0184	1.9697	0.1525	15.1800
21.0	1.9076	119.6265	-1.0184	1.9764	0.1493	15.0440
22.0	2.0182	119.9786	-1.0743	1.9165	0.1534	15.0460
23.0	1.8875	119.4700	-1.1093	1.9031	0.1541	15.1060
24.0	1.8172	119.4309	-1.1303	1.9564	0.1503	15.1920
25.0	1.8574	119.5091	-1.1443	1.9232	0.1497	15.1140
26.0	1.7870	119.6265	-1.1932	1.9431	0.1520	15.1860
27.0	1.6966	119.4309	-1.0394	1.8494	0.1563	15.0820
28.0	1.0032	118.9222	-1.3401	1.9232	0.1489	15.1280
29.0	1.0333	119.2353	-1.2911	1.8830	0.1561	15.0220
30.0	1.0132	118.9614	-1.3051	1.8022	0.1505	15.1720

NrPrz	P_{ss} bar	Q l/min	PQ_{Pss} bar	PQ_{Tr} bar	P_z bar	X mm
1.0	0.9805	76.8617	1.3803	0.8597	0.0779	15.0000
2.0	1.1006	77.3703	1.3663	0.8371	0.0711	15.1120
3.0	1.1115	77.9963	1.3733	0.8672	0.0749	15.0580
4.0	1.1661	77.8398	1.3383	0.9494	0.0762	15.1520
5.0	1.2861	78.3093	1.3243	0.9865	0.0819	15.1720

6.0	1.3516	78.2311	1.3453	0.8897	0.0803	15.0340
7.0	1.3735	78.4658	1.3383	0.9791	0.0819	15.1700
8.0	1.3735	78.5832	1.3173	0.8672	0.0746	15.0060
9.0	1.4171	78.5832	1.4012	0.9196	0.0760	15.1900
10.0	1.4171	78.5050	1.3243	0.8747	0.0773	15.1920
11.0	1.3953	78.5050	1.3103	0.9717	0.0733	15.1480
12.0	1.3625	78.5050	1.3523	0.8897	0.0749	15.0320
13.0	1.3516	78.3485	1.2823	0.9270	0.0747	15.0480
14.0	1.3516	78.4267	1.3173	0.9717	0.0786	15.0120
15.0	1.3735	78.5832	1.3383	0.8672	0.0762	15.0280
16.0	1.4171	78.3485	1.2684	0.9345	0.0783	15.0420
17.0	1.3516	78.6223	1.2893	0.9046	0.0772	15.0300
18.0	1.3953	78.5050	1.2684	0.8822	0.0823	15.0220
19.0	1.3516	78.5832	1.2544	0.9046	0.0736	15.1360
20.0	1.3953	78.7788	1.2474	0.9494	0.0769	15.1800
21.0	1.3735	78.5050	1.2474	0.8672	0.0731	15.0440
22.0	1.3953	78.8180	1.1984	0.8296	0.0769	15.0460
23.0	1.4062	78.5441	1.2404	0.9270	0.0783	15.1060
24.0	1.3735	78.7788	1.1844	0.9270	0.0749	15.1920
25.0	1.3735	78.5832	1.1774	0.9494	0.0738	15.1140
26.0	1.3735	78.2702	1.1425	0.8822	0.0754	15.1860
27.0	1.3189	78.3093	1.1774	0.8597	0.0802	15.0820
28.0	1.2643	78.4658	1.1705	0.9121	0.0741	15.1280
29.0	1.0242	78.2702	1.1705	0.8822	0.0803	15.0220
30.0	1.0132	78.2702	1.1425	0.8221	0.0753	15.1720

NrPrz	P _{zz}	Q	PO _{FAN}	PO _{Tr}	P ₂	X
-	bar	l/min	bar	bar	bar	mm
1.0	1.0027	49.7473	0.3662	0.5240	0.0416	15.0000
2.0	1.0344	49.7081	0.3662	0.5627	0.0340	15.1120
3.0	1.0661	49.8255	0.3872	0.5704	0.0369	15.0580
4.0	1.1084	49.7864	0.3872	0.5395	0.0384	15.1520
5.0	1.1507	49.7864	0.3872	0.5549	0.0434	15.1720
6.0	1.1930	49.7473	0.3732	0.4695	0.0418	15.0340
7.0	1.2036	49.7473	0.3383	0.5472	0.0431	15.1700
8.0	1.1930	49.4342	0.3383	0.5395	0.0353	15.0060
9.0	1.2353	49.7081	0.3453	0.6166	0.0370	15.1900
10.0	1.2247	49.6299	0.3453	0.5162	0.0383	15.1920
11.0	1.2141	49.5516	0.3453	0.4540	0.0342	15.1480
12.0	1.1824	49.6299	0.3313	0.4695	0.0359	15.0320
13.0	1.2036	49.2777	0.3243	0.4540	0.0355	15.0480
14.0	1.2247	49.5125	0.3313	0.5007	0.0396	15.0120
15.0	1.2247	49.3951	0.3243	0.5317	0.0368	15.0280
16.0	1.2459	49.4734	0.3033	0.4461	0.0393	15.0420
17.0	1.1613	49.3951	0.3033	0.5549	0.0377	15.0300
18.0	1.2247	49.5516	0.3173	0.3914	0.0432	15.0220
19.0	1.2353	49.5516	0.3103	0.5317	0.0344	15.1360
20.0	1.2036	49.5125	0.2893	0.4929	0.0374	15.1800
21.0	1.2141	49.4342	0.2893	0.6626	0.0339	15.0440
22.0	1.1930	49.6690	0.2753	0.5162	0.0374	15.0460
23.0	1.2247	49.6299	0.2753	0.5007	0.0392	15.1060
24.0	1.2459	49.4734	0.2963	0.5704	0.0353	15.1920
25.0	1.2247	49.4734	0.2683	0.3914	0.0345	15.1140
26.0	1.1401	49.5516	0.2404	0.4851	0.0367	15.1860
27.0	1.2036	49.3560	0.3033	0.5935	0.0412	15.0820
28.0	1.1824	49.2386	0.2474	0.5549	0.0348	15.1280
29.0	1.0344	49.7081	0.2404	0.5317	0.0418	15.0220
30.0	1.0132	49.4734	0.2474	0.5084	0.0365	15.1720
0.0	49.6690	0.2334	0.5781	0.0353	15.1460	15.1720

6.2.1 Comparatie intre rezultatele experimentale si rezultatele teoretice

Pentru cele 7 regimuri de curgere studiate la limitele debitului utilizat (40 l/min... 120 l/min), se evidentiaza o buna concordanta a alurii curbelor experimentale si respectiv teoretice cu diferente mari in ceea ce priveste insa valorile fizice efectiv obtinute prin citirea scannerului de presiuni la traductorul Pxx.

In reprezentarile grafice urmatoare, in lungul abscisei este reprezentata coordonata masurata din coltul muchiei de reglare a corpului in lungul generatoarei umarului sertarului iar in ordonata presiunea relativa in bar. Repartitiile rezulta din citirea celor 20 de prize de presiune asezate pe o spirala pe suprafata cilindrica a sertarului.

In fig.6.2.2 este prezentata comparatia intre valorile masurate si valorile calculate pentru deschiderea $x=15$ mm si $Q=120$ l/min.

In diagramele expuse este reprezentata zona de calcul selectata din structura modelului experimental realizat la scara de marire 5X, zona in care au fost obtinute prin metoda elementului finit si postprocesare urmatoarele date numerice:

1. Repartitia de presiuni si viteze in zona de intrare
2. Repartitia de presiuni si viteze in zona fantei si a umarului sertarului
3. Repartitia de presiuni in zona de iesire
4. Alura liniilor de curent in domeniul de curgere considerat

Tinind cont de repartitia reala a prizelor de presiune in zona camerei de iesire a modelului experimental a fost reprezentata si repartitia de presiuni experimentală obtinuta prin scanarea prizelor de presiune aflate pe umarul sertarului. Odata cu cresterea valorilor deschiderii de lucru a distribuitorului s-au obtinut tot mai putine puncte de masurare datorita conditiilor geometrice ce au dezactivat prizele de presiune cele mai indepartate de zona fantei de reglare.

Prin suprapunerea datelor experimentale si a rezultatelor numerice, rezulta unele concluzii referitoare atat la precizia simularilor numerice cit si a determinarilor experimentale.

Analiza atenta a diferentelor aparute intre determinarile teoretice si cele experimentale a dus la necesitatea refacerii setului de masuratori datorita aparitiei unei erori cu caracter permanent la

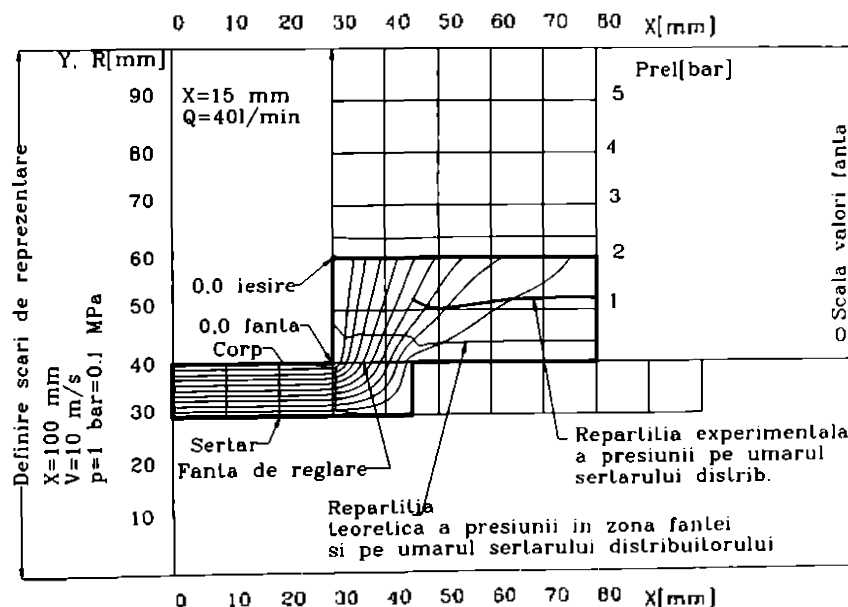


fig.6.2.2
 nivelul scannerului de presiuni. Aceasta eroare de masurare a fost generata de neetanseitatea uneia dintre prizele de presiune plasate pe partea frontala a sertarului distribuitor.

In mod evident determinarile experimentale pot fi perturbate si de erori de natura aleatorie, aparute in principal pe liniile de transmitere electric-analogica a datelor spre sistemul de calcul. De

asemenea, stabilitatea functionarii traductorului de presiune cu timbru tensometric este relativ scazuta desi el a fost "reetalonat" interactiv la schimbarea fiecarui punct de masurare prin cuplarea acestuia la valoarea presiunii atmosferice. Decalarea cu o valoare "constanta" a valorilor masurate fata de cele calculate este evidenta in fig. 6.2.2 si 6.2.3.

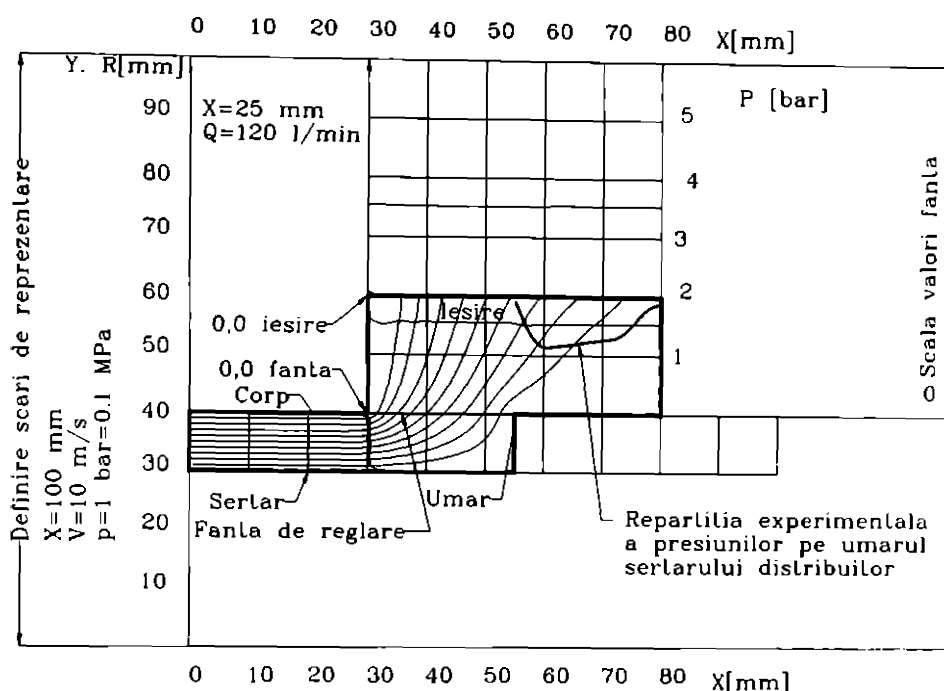


fig.6.2.3

6.3 Refacerea setului de masuratori

In urma realizarii unei revizii a statiunii experimentale si a verificarii tuturor prizelor de masurare a presiunii cit si a caracteristicii de masurare a traductorului de presiune tensometric, a fost reluat procesul de masurare la limitele inferioara si respectiv superioara a debitului sursei de presiune si la deschideri mergind din 5 in 5 mm. Masuratorile au fost efectuate prin medierea unui numar de 11- 15 masuratori consecutivi pe aceeasi priza sau traductor de presiune.

In tabelul 6.3.1a si tab. 6.3.1b sunt prezentate valorile masurate si cele calculate corespunzatoare pozitiei geometrice a prizelor de presiune de pe umarul sertarului.

tab. 6.3.1a Masuratori pe umarul sertarului model la Q=120 l/min

Q	X	Nr.priza	Y priza	X priza	P ₀	P ₂	P _{calc}	P _{mas}	ε _p	V _{mx}	C _d	Re
l/min	mm		mm	mm	bar	bar	bar	bar	%	m/s		
120.000	5.0	1	40.000	41.875	1.661	0.158	0.147	0.107	-37.24	1.59	0.086	198.9
120.000	5.0	2	40.000	38.750	1.696	0.164	0.152	0.136	-11.86	1.59	0.085	198.9
120.000	5.0	3	40.000	35.625	1.663	0.153	0.154	0.166	7.34	1.59	0.086	198.9
120.000	5.0	4	40.000	32.500	1.618	0.157	0.155	0.201	22.49	1.59	0.087	198.9
120.000	5.0	5	40.000	29.375	1.739	0.163	0.157	0.182	13.67	1.59	0.084	198.9
120.000	5.0	6	40.000	26.250	1.620	0.158	0.159	0.127	-25.34	1.59	0.087	198.9
120.000	5.0	7	40.000	23.125	1.717	0.160	0.160	0.170	6.06	1.59	0.085	198.9
120.000	5.0	8	40.000	20.000	1.651	0.157	0.161	0.175	8.44	1.59	0.086	198.9
120.000	5.0	9	40.000	16.875	1.717	0.157	0.161	0.142	-13.48	1.59	0.085	198.9
120.000	5.0	10	40.000	13.750	1.620	0.160	0.161	0.151	-6.41	1.59	0.087	198.9
120.000	5.0	11	40.000	10.625	1.654	0.162	0.161	0.139	-16.12	1.59	0.086	198.9
120.000	5.0	12	40.000	7.500	1.677	0.156	0.162	0.167	3.06	1.59	0.086	198.9

120.000	5.0	13	40.000	4.375	1.679	0.157	0.162	0.145	-11.66	1.59	0.086	198.9
120.000	10.0	1	40.000	36.875	0.799	0.072	0.024	0.017	-40.35	0.80	0.062	198.9
120.000	10.0	2	40.000	33.750	0.806	0.071	0.030	0.027	-12.64	0.80	0.062	198.9
120.000	10.0	3	40.000	30.625	0.798	0.074	0.033	0.036	7.02	0.80	0.062	198.9
120.000	10.0	4	40.000	27.500	0.830	0.071	0.035	0.045	21.97	0.80	0.061	198.9
120.000	10.0	5	40.000	24.375	0.823	0.073	0.036	0.042	13.49	0.80	0.061	198.9
120.000	10.0	6	40.000	21.250	0.820	0.073	0.037	0.029	-25.51	0.80	0.061	198.9
120.000	10.0	7	40.000	18.125	0.798	0.071	0.038	0.040	6.02	0.80	0.062	198.9
120.000	10.0	8	40.000	15.000	0.829	0.073	0.038	0.042	8.43	0.80	0.061	198.9
120.000	10.0	9	40.000	11.875	0.814	0.071	0.038	0.034	-13.31	0.80	0.061	198.9
120.000	10.0	10	40.000	8.750	0.830	0.074	0.039	0.036	-6.34	0.80	0.061	198.9
120.000	10.0	11	40.000	5.625	0.809	0.071	0.039	0.033	-15.87	0.80	0.061	198.9
120.000	15.0	1	40.000	31.875	0.544	0.045	0.139	0.108	-29.34	0.53	0.050	198.9
120.000	15.0	2	40.000	28.750	0.531	0.044	0.145	0.131	-10.83	0.53	0.050	198.9
120.000	15.0	3	40.000	25.625	0.536	0.045	0.148	0.161	7.72	0.53	0.050	198.9
120.000	15.0	4	40.000	22.500	0.536	0.046	0.150	0.194	22.43	0.53	0.050	198.9
120.000	15.0	5	40.000	19.375	0.549	0.046	0.151	0.175	13.58	0.53	0.050	198.9
120.000	15.0	6	40.000	16.250	0.551	0.045	0.152	0.122	-25.35	0.53	0.049	198.9
120.000	15.0	7	40.000	13.125	0.548	0.045	0.153	0.163	6.02	0.53	0.050	198.9
120.000	15.0	8	40.000	10.000	0.550	0.044	0.153	0.168	8.47	0.53	0.050	198.9
120.000	15.0	9	40.000	6.875	0.531	0.044	0.154	0.135	-13.52	0.53	0.050	198.9
120.000	20.0	1	40.000	26.875	0.392	0.031	0.143	0.111	-29.13	0.40	0.044	198.9
120.000	20.0	2	40.000	23.750	0.395	0.031	0.148	0.133	-10.74	0.40	0.044	198.9
120.000	20.0	3	40.000	20.625	0.397	0.031	0.150	0.162	7.76	0.40	0.044	198.9
120.000	20.0	4	40.000	17.500	0.401	0.031	0.151	0.195	22.46	0.40	0.043	198.9
120.000	20.0	5	40.000	14.375	0.403	0.031	0.152	0.176	13.57	0.40	0.043	198.9
120.000	20.0	6	40.000	11.250	0.398	0.031	0.153	0.122	-25.43	0.40	0.044	198.9
120.000	20.0	7	40.000	8.125	0.395	0.030	0.153	0.163	6.07	0.40	0.044	198.9
120.000	20.0	8	40.000	5.000	0.400	0.031	0.154	0.168	8.46	0.40	0.043	198.9
120.000	25.0	1	40	21.875	0.313	0.026	0.1515	0.1175	-28.94	0.32	0.039	198.9
120.000	25.0	2	40	18.75	0.320	0.026	0.1522	0.1376	-10.61	0.32	0.039	198.9
120.000	25.0	3	40	15.625	0.322	0.026	0.1525	0.1655	7.85	0.32	0.039	198.9
120.000	25.0	4	40	12.5	0.315	0.027	0.1528	0.1971	22.48	0.32	0.039	198.9
120.000	25.0	5	40	9.375	0.321	0.027	0.1529	0.177	13.62	0.32	0.039	198.9
120.000	25.0	6	40	6.25	0.324	0.026	0.153	0.1221	-25.31	0.32	0.039	198.9
120.000	25.0	7	40	3.125	0.317	0.026	0.1531	0.1629	6.02	0.32	0.039	198.9
120.000	30.0	1	40	18.875	0.268	0.024	0.1521	0.118	-28.90	0.27	0.036	198.9
120.000	30.0	2	40	13.75	0.262	0.025	0.1525	0.1379	-10.59	0.27	0.036	198.9
120.000	30.0	3	40	10.625	0.263	0.024	0.1528	0.1657	7.79	0.27	0.036	198.9
120.000	30.0	4	40	7.5	0.263	0.024	0.1529	0.1973	22.50	0.27	0.036	198.9
120.000	30.0	5	40	4.375	0.268	0.024	0.153	0.1771	13.61	0.27	0.036	198.9
120.000	35.0	1	40	11.875	0.220	0.018	0.1525	0.1183	-28.91	0.23	0.034	198.9
120.000	35.0	2	40	8.75	0.227	0.018	0.1528	0.1382	-10.56	0.23	0.033	198.9
120.000	35.0	3	40	5.625	0.232	0.017	0.153	0.166	7.83	0.23	0.033	198.9
-3.36												

tab. 6.3.1.b Masuratori pe umarul sertarului model la Q=40 l/min

Q	X	Nr.priza	Y priza	X priza	Po	Pz	Pcalc	Pmas	ep	Vmx	Cd	Re
l/min	mm		mm	mm	bar	bar	bar	bar	%	m/s		
40.000	5.0	1	40.000	41.875	0.653	0.168	0.034	0.024	-15.15	0.53	0.051	66.3
40.000	5.0	2	40.000	38.750	0.659	0.164	0.035	0.031	-12.42	0.53	0.050	66.3
40.000	5.0	3	40.000	35.625	0.670	0.169	0.036	0.039	7.25	0.53	0.050	66.3
40.000	5.0	4	40.000	32.500	0.657	0.166	0.036	0.047	22.48	0.53	0.050	66.3
40.000	5.0	5	40.000	29.375	0.669	0.165	0.037	0.043	13.62	0.53	0.050	66.3
40.000	5.0	6	40.000	26.250	0.674	0.163	0.037	0.030	-25.59	0.53	0.049	66.3

40.000	5.0	7	40.000	23.125	0.656	0.164	0.038	0.040	6.00	0.53	0.050	66.3
40.000	5.0	8	40.000	20.000	0.669	0.163	0.038	0.041	8.47	0.53	0.049	66.3
40.000	5.0	9	40.000	16.875	0.674	0.162	0.038	0.033	-13.77	0.53	0.049	66.3
40.000	5.0	10	40.000	13.750	0.679	0.168	0.038	0.036	-6.42	0.53	0.049	66.3
40.000	5.0	11	40.000	10.625	0.651	0.166	0.038	0.033	-15.81	0.53	0.051	66.3
40.000	5.0	12	40.000	7.500	0.650	0.169	0.038	0.039	3.05	0.53	0.051	66.3
40.000	5.0	13	40.000	4.375	0.658	0.164	0.038	0.034	-11.66	0.53	0.050	66.3
40.000	10.0	1	40.000	36.875	0.296	0.092	0.027	0.020	-32.34	0.27	0.039	66.3
40.000	10.0	2	40.000	33.750	0.296	0.092	0.029	0.026	-11.72	0.27	0.039	66.3
40.000	10.0	3	40.000	30.625	0.286	0.092	0.029	0.032	7.55	0.27	0.040	66.3
40.000	10.0	4	40.000	27.500	0.293	0.090	0.030	0.039	22.54	0.27	0.039	66.3
40.000	10.0	5	40.000	24.375	0.296	0.091	0.030	0.035	13.68	0.27	0.039	66.3
40.000	10.0	6	40.000	21.250	0.286	0.092	0.031	0.024	-25.41	0.27	0.040	66.3
40.000	10.0	7	40.000	18.125	0.295	0.090	0.031	0.033	6.10	0.27	0.039	66.3
40.000	10.0	8	40.000	15.000	0.290	0.092	0.031	0.034	8.55	0.27	0.040	66.3
40.000	10.0	9	40.000	11.875	0.299	0.091	0.031	0.027	-13.50	0.27	0.039	66.3
40.000	10.0	10	40.000	8.750	0.298	0.092	0.031	0.029	-6.48	0.27	0.039	66.3
40.000	10.0	11	40.000	5.625	0.296	0.091	0.031	0.027	-16.36	0.27	0.039	66.3
40.000	15.0	1	40.000	31.875	0.253	0.040	0.034	0.026	-29.34	0.18	0.025	66.3
40.000	15.0	2	40.000	28.750	0.252	0.041	0.036	0.032	-10.94	0.18	0.025	66.3
40.000	15.0	3	40.000	25.625	0.251	0.040	0.036	0.040	7.85	0.18	0.026	66.3
40.000	15.0	4	40.000	22.500	0.260	0.039	0.037	0.048	22.59	0.18	0.025	66.3
40.000	15.0	5	40.000	19.375	0.262	0.041	0.038	0.043	13.59	0.18	0.025	66.3
40.000	15.0	6	40.000	16.250	0.259	0.040	0.038	0.030	-25.58	0.18	0.025	66.3
40.000	15.0	7	40.000	13.125	0.261	0.040	0.038	0.040	5.94	0.18	0.025	66.3
40.000	15.0	8	40.000	10.000	0.250	0.041	0.038	0.042	8.63	0.18	0.026	66.3
40.000	15.0	9	40.000	6.875	0.259	0.039	0.038	0.034	-13.35	0.18	0.025	66.3
40.000	20.0	1	40.000	26.875	0.124	0.031	0.038	0.029	-29.55	0.13	0.029	66.3
40.000	20.0	2	40.000	23.750	0.126	0.031	0.039	0.035	-10.76	0.13	0.029	66.3
40.000	20.0	3	40.000	20.625	0.123	0.030	0.040	0.043	7.64	0.13	0.029	66.3
40.000	20.0	4	40.000	17.500	0.125	0.031	0.040	0.052	22.46	0.13	0.029	66.3
40.000	20.0	5	40.000	14.375	0.125	0.031	0.041	0.047	13.59	0.13	0.029	66.3
40.000	20.0	6	40.000	11.250	0.122	0.031	0.041	0.033	-25.38	0.13	0.029	66.3
40.000	20.0	7	40.000	8.125	0.121	0.031	0.041	0.044	6.16	0.13	0.029	66.3
40.000	20.0	8	40.000	5.000	0.124	0.030	0.041	0.045	8.44	0.13	0.029	66.3
40.000	25.0	1	40.000	21.875	0.113	0.030	0.038	0.029	-29.31	0.11	0.025	66.3
40.000	25.0	2	40.000	18.750	0.114	0.030	0.038	0.034	-10.56	0.11	0.024	66.3
40.000	25.0	3	40.000	15.625	0.112	0.031	0.038	0.041	7.80	0.11	0.025	66.3
40.000	25.0	4	40.000	12.500	0.114	0.031	0.038	0.049	22.49	0.11	0.024	66.3
40.000	25.0	5	40.000	9.375	0.113	0.031	0.038	0.044	13.64	0.11	0.025	66.3
40.000	25.0	6	40.000	6.250	0.115	0.031	0.038	0.030	-25.41	0.11	0.024	66.3
40.000	25.0	7	40.000	3.125	0.114	0.031	0.038	0.041	6.17	0.11	0.024	66.3
40.000	30.0	1	40.000	16.875	0.101	0.021	0.038	0.029	-29.11	0.09	0.021	66.3
40.000	30.0	2	40.000	13.750	0.102	0.021	0.038	0.034	-10.53	0.09	0.021	66.3
40.000	30.0	3	40.000	10.625	0.104	0.021	0.038	0.041	7.79	0.09	0.020	66.3
40.000	30.0	4	40.000	7.500	0.105	0.020	0.038	0.049	22.45	0.09	0.020	66.3
40.000	30.0	5	40.000	4.375	0.101	0.021	0.038	0.044	13.64	0.09	0.021	66.3
40.000	35.0	1	40.000	11.875	0.104	0.020	0.038	0.029	-29.01	0.08	0.017	66.3
40.000	35.0	2	40.000	8.750	0.104	0.021	0.038	0.034	-10.50	0.08	0.017	66.3
40.000	35.0	3	40.000	5.625	0.103	0.020	0.038	0.041	7.77	0.08	0.018	66.3
										-3.36	0.033	

Reprezentarea grafica a rezultatelor obtinute si comparatia intre valorile calculate si cele masurate este prezentata in fig.6.3.1.... fig.6.3.6.

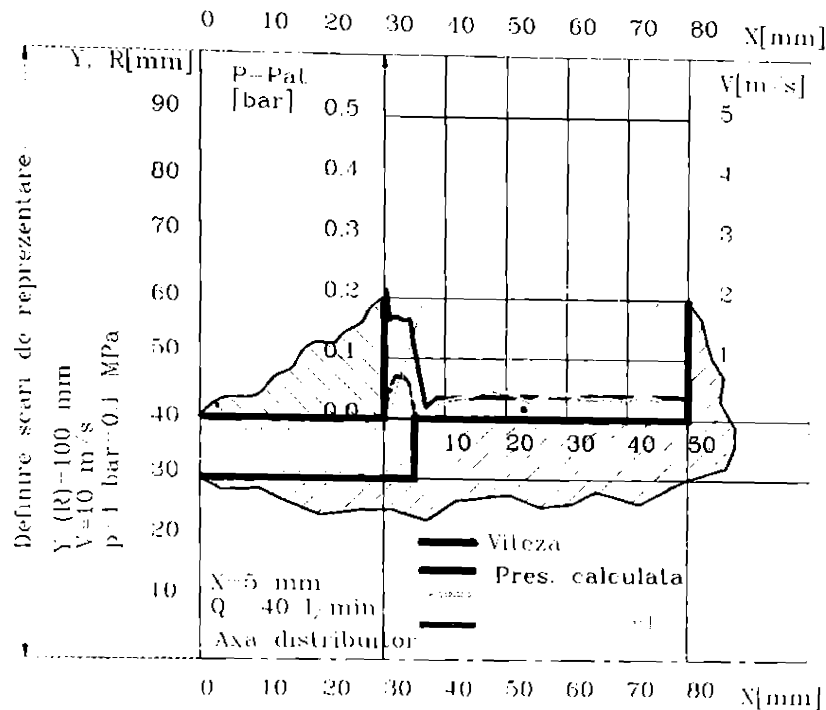


fig.6.3.1

In fig.6.3.1 sunt prezentate comparativ rezultatele experimentale si teoretice pentru o deschidere $X=5\text{mm}$ a fantei cilindrice de reglare a distribuitorului cu sertar cilindric. In cazul deschiderilor mici numarul prizelor de presiune pe suprafata umarului este suficient de mare (11 prize de presiune), asa dupa cum rezulta din tab.6.3.1. Din reprezentarea teoretica, se remarca o cadere drastica a valorilor presiunii imediat dupa muchia sertarului distribuitor. Pe suprafata sertarului prizele de presiune reflecta in mod asemanator repartitia de presiuni.

Fig. 6.3.2 prezinta comparativ acelasi set de rezultate pentru o deschidere de 10 mm a fantei de reglare a distribuitorului model. Se remarca o scadere accentuata a valorilor de presiune si in special a vitezelor calculate in zona fantei, datorita cresterii ariei de trecere a fantei de reglare. In acelasi timp se poate remarca si o indepartare a jetului de peretele corpului. Valorile masurate ramin in acelasi domeniu cu valorile calculate, insa numarul prizelor de presiune active scade asa dupa cum se remarca in tabelul 6.3.1a, b, datorita dezactivarii unora dintre aceste prize prin intrarea lor in zona de etansare a corpului distribuitorului. Odata cu cresterea deschiderii distribuitorului la $X=15 \text{ mm}$, fenomenele anterior sesizate se amplifica, in paralel cu modificarile de viteze datorate cresterii sectiunii de trecere a fantei de reglare.

Pentru deschiderea maxima la care au fost efectuate calculele si masuratorile comparative la debitul de 40 l/min, se remarca viteza mica de trecere prin fanta de reglare si aplatizarea tuturor caracteristicilor, inclusiv a repartitiei de presiune. Pe de alta parte, jetul este orientat puternic spre umarul sertarului fara a se evidentia aparitia unor fenomene de lipire de acesta.

Pentru debitul de 120 l/min se remarca o comportare teoretica asemanatoare cu cea de la 40 l/min, cu observatia ca apar o serie de abateri pronuntate a valorilor masurate fata de cele calculate.

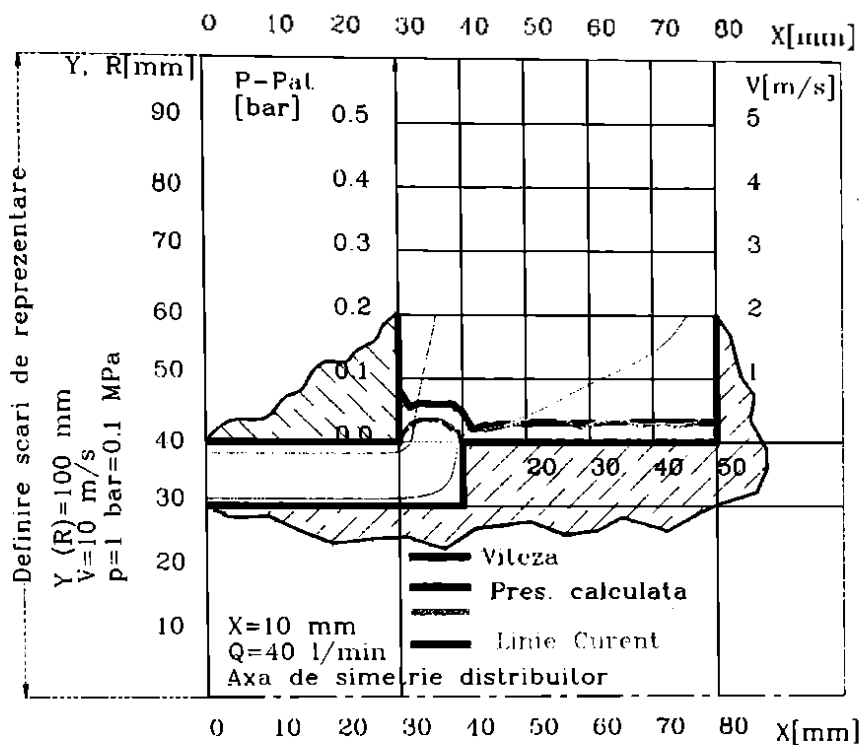


fig.6.3.2

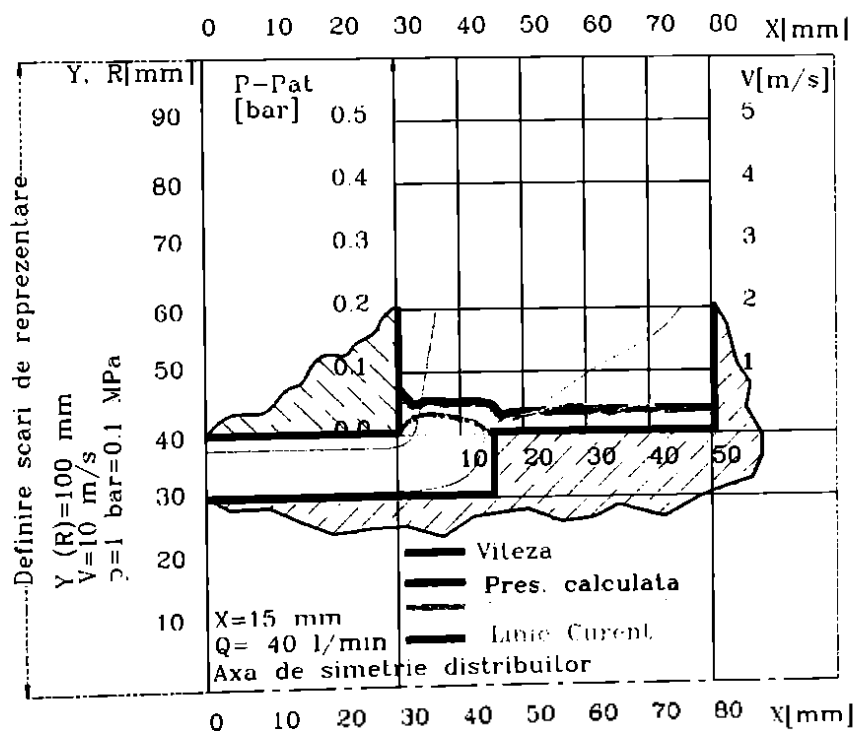


fig.6.3.3

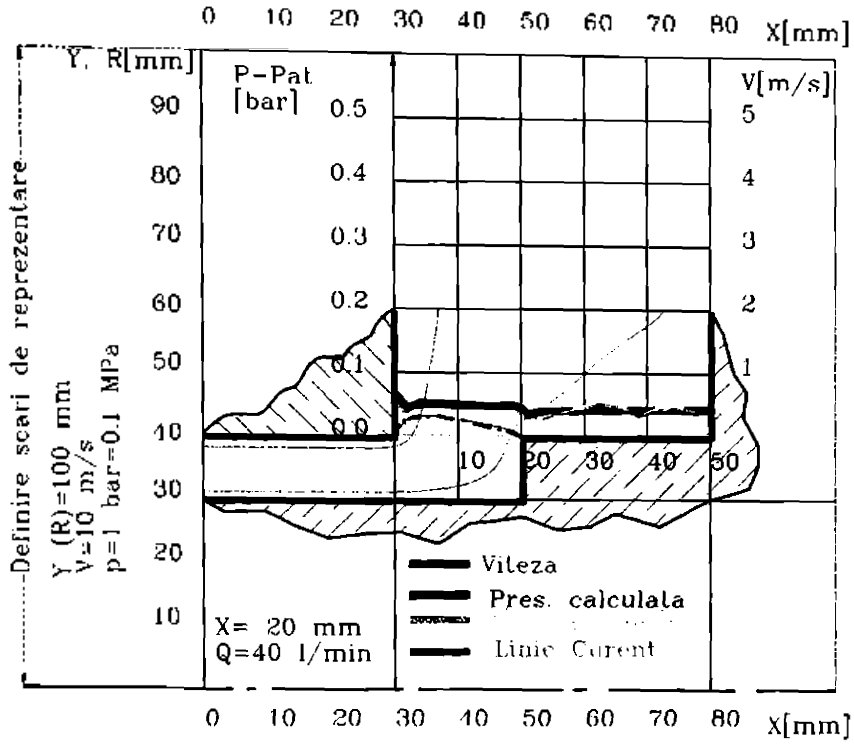


fig.6.3.4

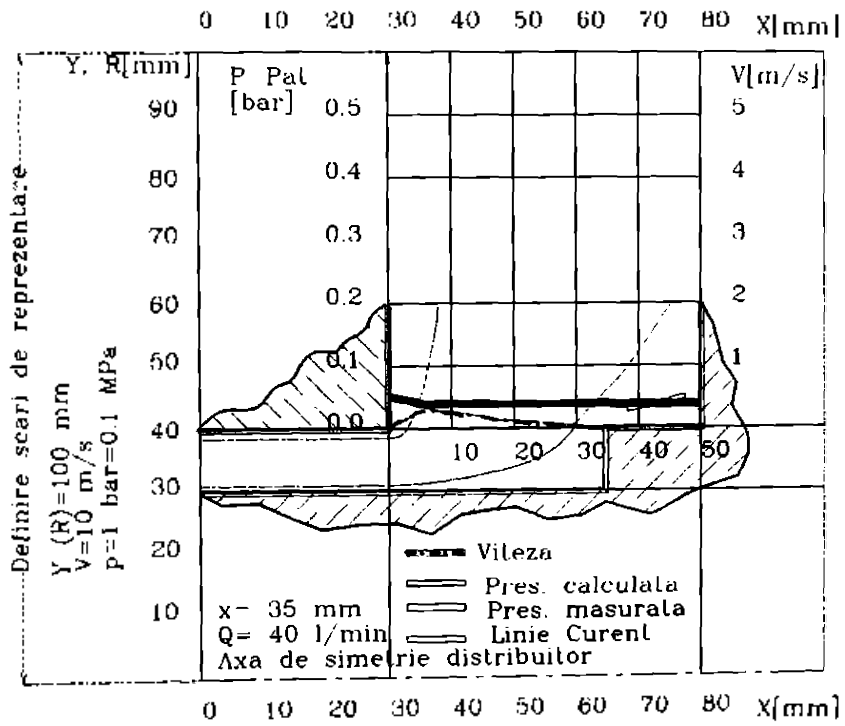


fig.6.3.5

Desigur debitul care trece prin fanta de reglare fiind mult mai mare, valorile absolute ale vitezei si valorile presiunilor sunt mult mai mari. Se remarca un profil ascutit al repartitiei de viteze in zona fantei de reglare si o variatie puternica a presiunii din zona jetului spre umarul sertarului. Valoarea minima a presiunii in repartitia studiata fiind imediat in apropierea muchiei umarului, asa dupa cum rezulta din repartitia teoretica a presiunii reprezentate in fig. 6.3.6.

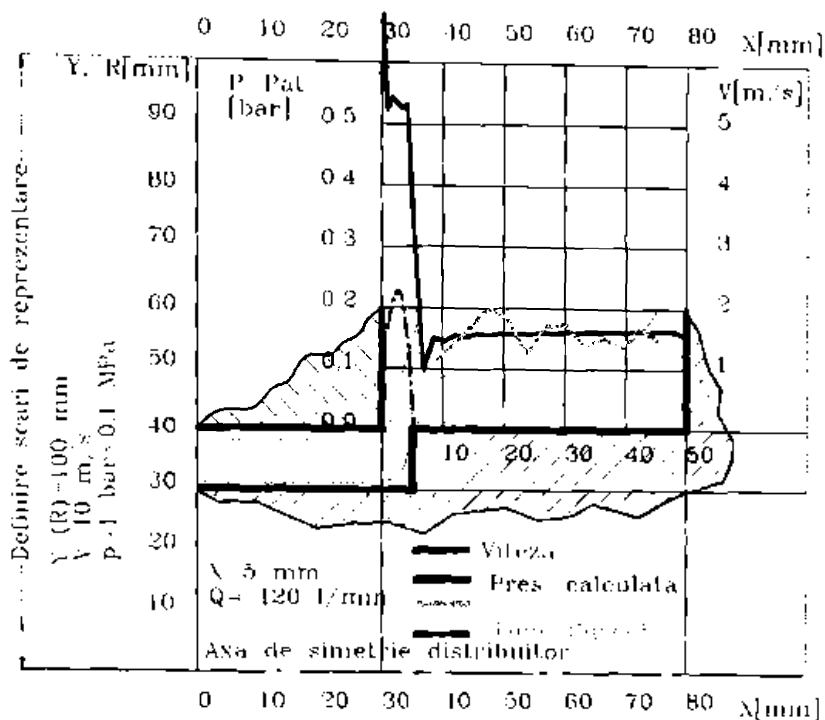


fig.6.3.6

In cazul regimurilor de masurare cu debitul maxim obtinut de la sursa de presiune, se remarca o imprastiere mare a valorilor masurate, in jurul valorilor teoretice calculate in dreptul prizelor de presiune. In fapt desfasurarea concreta a operatiilor de masurare s-a efectuat avind ca parametru reglat initial debitul si apoi deschiderea. Deci la un regim de debite, a fost parcursa intreaga gama de valori ale deschiderii. Aceasta oscilatie in jurul valorii teoretice se repeta la toate deschiderile corespunzatoare debitului de 120 l/min. Desi vitezele de transvazare a distribuitorului model sunt semnificativ mai mari la acest debit, totusi ele nu justifica aceasta imprastiere a rezultatelor. Pe de alta parte modul de efectuare a masuratorilor (prin medierea unor secvente de 11-15 masuratori succesive) exclude obtinerea echivalentului unui regim dinamic. Deci nu putem considera ca aceasta repartitie se datoreste dezvoltarii unor fenomene tranzitorii decit in cazul in care acestea sunt suficient de lente. Timpii medii de efectuare a unei secvente de masurare pe traductorul Pxx sunt de 2-5 secunde, tinind cont de faptul ca programul de calcul realizeaza si inregistrarea pe disc fiecare valoare masurata. Ideea in care programul a fost conceput, a fost aceea a a regimului de curgere permanent. Intrucit posibilitatea reprezentarii grafice eronate este exclusa, datorita metodelor automate de reprezentare utilizate, ramim doua ipoteze. Prima ipoteza ar fi o degradare a caracteristicilor de masura a traductorului si statiunii sau a doua ipoteza, dezvoltarea unor fenomene de natura turbulenta in avalul fantei de reglare, nesensitate prin masuratori si nefuate in calcul de modelul matematic utilizat.

Un indiciu asupra sursei imprastierii rezultatelor poate fi gasit daca analizam eroarea relativa intre marimile masurate si marimile calculate. Se remarca o incadrare in limitele unei erori absolute de 30% a valorilor presiunilor masurate fata de cele calculate. Aceasta eroare maxima ajunge pina la 40% pentru $Q=120$ l/min. Interesant este faptul ca eroarea medie pe intregul set de masuratori, atit

in cazul $Q=40$ l/min cit si in cazul $Q=120$ l/min nu depaseste 4%. Eroarea relativa a fost calculata cu formula:

$$\varepsilon_p = \frac{p_m - p_{\text{calc}}}{p_m} \times 100 \quad (6.3.1)$$

Aceste valori duc la concluzia unor abateri cu caracter aleator, uniform imprastiate in domeniul calculat al valorilor repartitiei de presiuni pe umarul sertarului. Acesta imprastiere uniforma ar putea fi pusa in primul rind pe seama caracteristicii de functionare a traductorului de presiune cu timbru rezistiv TrPxx. In scopul maririi sensibilitatii sistemului, coeficientul de amplificare al puntii tensometrice a fost fixat la valoarea maxima. Acest lucru a facut ca abaterile aparute din cauza unor variatii de rezistenta ale timbrului (datorate unor elemente constructive si conditii electrice locale de functionare), sa primeasca valori de ordinul celor masurate in echivalentul presiunii prizei de presiune. Cu alte cuvinte datorita nivelului maxim de amplificare al puntii, erorile sau "brumul" liniei de masura au fost de nivelul valorilor fizice masurate. In general, traductorii utilizind timbrele tensiometrice prezinta o caracteristica relativ instabila, iar conditiile locale de realizare a fixarii timbrului pe suprafata membranei duc la fenomene de instabilitate, insensibilitate si histereza.

In general se poate afirma, ca gradul ridicat de complexitate constructiva a modelului experimental prin numarul mare de prize plasate in zona umarului si corpului distribuitorului cit si metoda de scanare mecanica impusa de utilizarea unui singur traductor de presiune, au indus in sistemul de conversie si receptie a datelor o serie de elemente aleatorii care au perturbat sirul masuratorilor, in special in cazul debitelor maxime. Aceste abateri uniform imprastiate, indica in primul rind deficiente ale sistemului de traductori dar si o caracteristica de raspuns in timp mult mai lenta decit a procesului masurat.

6.4 Concluzii

6.4.1 Determinarile realizate pe modelul experimental, utilizind metoda citirii repartitiei de presiuni pe umarul sertarului, evidentiaza in primul rind o buna concordanta a alurii curbelor medii masurate cu cele calculate. Pentru valori mici ale debitului de 40 l/min, suprapunerea caracteristicilor este foarte buna in timp ce pentru cresterea debitului aceasta calitate scade.

6.4.2 Ambele seturi de masuratori (la 40 si 120 l/min) evidentiaza o scaderea a presiunii in imediata apropiere a fantei de reglare in avalul acesteia, reflectata si in punctul de masurare de pe umarul sertarului cel mai apropiat de muchia de reglare (priza nr.1). Desi scaderea de presiune este relativ pronuntata in raport cu valoarea presiunii amonte de fanta de reglare (ceea ce rezulta si din calcul), valorile masurate fiind valori mediate temporal, datorita insasi procedeeleor de masurare, nu indica o apropiere de valorile presiunilor corespunzatoare degajarii de gaze sau vapori din lichidul de baza, adica o apropiere de valorile punctului de incipienta cavitationala. Aceasta categorie de valori poate fi surprinsa numai la nivelul citirilor instantanee de virfuri de presiune sau viteza

6.4.3 Dupa cum rezulta din determinarile de calcul cit si din rularile numerice pentru prototipul distribuitorului, combinatia de parametrii functionali, care are cea mai mare implicatie asupra incipientei si dezvoltarii fenomenelor cavitationale, este diferenta de presiune intre circuitul de intrare (p_0), si cel de lucru (iesire p_A) precum si deschiderea fantei de lucru a distribuitorului X. Diferenta de presiune maxima (si implicit valoarea vitezei maxime in domeniul de curgere studiat), este limitata de valoarea debitului maxim cu care poate fi alimentat modelul experimental dat de sursa de presiune. Debitul maxim care a putut fi obtinut a fost de 120 l/min. Dupa cum se remarca din cap. 5 pentru adoptarea criteriului Re si scara 5X de marire, valoarea debitului pentru punctul nominal ar trebui sa fie de 200 l/min.

6.4.4 Utilizarea tehnicii de calcul in procesul determinarilor experimentale permite realizarea unei metodologii laborioase si corecte de inspectie experimentală, dar presupune si prezenta unor interfete de receptie si conducere/transmitere de inalta calitate, impermeabila la erorile de natura electrica generate de sistemul electric sau de perturbatiile radio. Acest element este determinant alaturi de instabilitatea traductorilor, principala sursa de erori receptionata in sistem.

6.4.5 Concepția modelului experimental, lucrind la valori de presiune relativ ridicate și recepție de date dinamice, construit din oțel, a făcut posibilă utilizarea unor condiții de presiune ridicată (până la 5 bar în unele situații)

6.4.6 Elementul principal care rezultă din analiza setului de măsurători este concordanța calitativă între valorile măsurate și cele calculate, cu toate aproximațiile impuse de modelul matematic utilizat pe de o parte și erorile de măsurare propagate în sistem pe de altă parte. Pentru o identificare corectă și precisă a mărimilor asociate cimpului hidrodinamic, este necesară însă o inspecție a cimpului de viteze la nivel local în zonele sensibile ale traseului hidraulic studiat și anume în zona camerei de lucru "A" sau "2" a distribuitorului. Această inspecție se va realiza prin intermediul utilizării traductorilor de viteză cu film cald și cu element termorezistiv de tip DISA.

Capitolul 7

Determinarea experimentală a valorii vitezelor in camera de lucru a distribuitorului model utilizind sonda cu film cald DISA.

Comparatie intre rezultatele teoretice si cele experimentale.

7.1 Necesitatea efectuării determinărilor de viteze in camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric.

Determinările experimentale efectuate prin citirea repartițiilor de presiuni pe umarul sertarului distribuitor și in zona din apropierea muchiei corpului distribuitor evidentiază corectitudinea rezultatelor obținute prin calcul, utilizind modelul bidimensional de curgere laminară a unui fluid incompressibil viscos, cu ajutorul programului COSMOS 286/386. Metodologia experimentală utilizată prezintă însă o serie de neajunsuri generate in primul rind de imperfecțiunile constructive ale aparaturii de măsurare utilizate cit și datorită modului de plasare a prizelor de presiune. Prin însăși modul de concepție a metodologiei de măsurare, prizele de presiune sunt prevăzute in peretii corpului sau a sertarului. Această soluție prezintă dezavantajul că nu sunt prelevate mărimi ale cimpului hidrodinamic din zona jetului inelar care se formează la ieșirea din fanta de reglaj a distribuitorului ci in general din zone moarte sau cu vitezuri secundare care iau naștere lateral jetului. De asemenea, inspectia experimentală a cimpului de presiuni și comparația acestuia cu valorile calculate in apropierea peretelui prezintă inconveniente din punctul de vedere al preciziei soluției numerice obținute. In fapt, din modul de definire al coeficienților cavitaționali, (ce caracterizează stadiul apariției și dezvoltării cavitației), se impune cunoașterea valorilor vitezei maxime aparute in domeniul de curgere studiat, prin relațiile cele mai generale centralizate in capitolul 3

Determinarea experimentală a valorii vitezelor in jetul de ieșire din fanta de reglare a distribuitorului, impune utilizarea unor traductori speciali - sonde de viteze care sunt termoanemometre cu film cald DISA.

Pentru justificarea metodologiei de măsurare adoptate, vom considera întâi unele generalități asupra principiilor și utilizării termoanemometrului cu film cald, avind la baza manualele de utilizare a aparaturii DISA. [22a]

7.2 Termoanemometrul cu film cald

Termoanemometrul cu film cald este un traductor care servește la determinarea structurii cimpului de viteze intr-un lichid in mișcare. Funcționarea sa se bazează pe dependența rezistenței unei pelicule metalice extrem de subțiri cu temperatura (fig.7.2.1). Datorită inertiilor termice extrem de reduse a peliculei și dimensiunilor mici a sondei pe care aceasta este depusă, se poate determina atât structura locală a cimpului de viteze cit și elemente legate de variațiile medii temporale și instantanee a vitezei in domeniul de măsurare. Transferul termic convectiv între mediul lichid și materialul filmului sondei, este dependent de valoarea vitezei relative între sonda și mediu. Creșterea sau scăderea transferului termic duce la modificarea valorii rezistenței electrice a peliculei metalice ce formează filmul cald. Menținerea constantă a rezistenței sondei se face prin intermediul unei punți de rezistențe electrice și a unui sistem amplificator electronic ce răspunde extrem de repede la modificările de rezistență electrică.

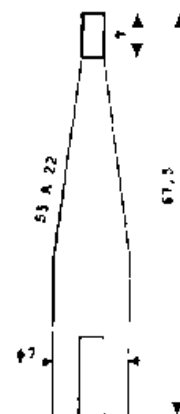


fig. 7.2.1

Evident modificarea rezistentei electrice a peliculei metalice dezechilibreaza puntea si duce la aparitia unui semnal de tensiune pe una din diagonalele punții. Acest semnal produce la rindul sau cresterea sau scaderea curentului de alimentare a peliculei metalice prin intermediul unui amplificator de reactie (fig. 7.2.2).

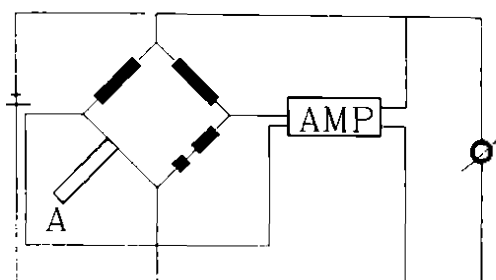


fig. 7.2.2

Termoanemometrul este utilizat impreuna cu un sistem de conversie a semnalelor si de prelucrare a acestora in instalatia produsa de firma DISA. La iesirile convertorului electronic (care inglobeaza atat amplificatorul cit si dispozitive de mediere temporala a valorilor electrice echivalente ale vitezei), se pot regasi semnale echivalente pentru valorile vitezei medii temporale si pentru valoarea medie patratica a pulsatiei vitezei.

O alta modalitate de utilizare a acestui traductor este aceea de a functiona la un curent de alimentare constant, masurindu-se direct dezechilibrul produs de modificarea vitezei fluidului, deci a temperaturii sondei, respectiv a rezistentei electrice a filmului conductor.

7.3 Schema instalatiei de etalonare

Instalatia experimentală utilizată a permis etalonarea sondei cu film cald în aer, utilizând tunelul aerodinamic cu secțiunea activă de diametru 400 mm din Laboratorul de Aerodinamica a Catedrei de Mașini Hidraulice (fig. 7.3.1).

Cantitatea de căldură degajată de o rezistență alimentată la curentul I este:

$$Q_c = RI^2 = UI \quad (7.3.1)$$

unde: U : căderea de tensiune pe rezistență

I : intensitatea curentului care parcurge rezistența de valoare R

Legătura între cantitatea de căldură transferată spre fluid și viteza medie temporală a acestuia în zona de măsurare este:

$$Q_c = (T_T - T_F)(\alpha + \beta \bar{V}^{0.5}) \quad (7.3.2)$$

unde :

- V este viteza medie temporală a fluidului în zona de contact cu filmul traductorului
- T_F , T_T sunt temperaturile absolute ale traductorului, respectiv ale filmului

Dacă admitem ipoteza funcționării la temperatura constantă deci a menținerii rezistenței constante a filmului, prin compensare electronică putem scrie:

$$U^2 = C_0 + C_1 \sqrt{\bar{V}} \quad (7.3.3)$$

$$U = \sqrt{C_0 + C_1 \sqrt{\bar{V}}}$$

Etalonarea traductorului cuplat la instalația DISA se realizează utilizând facilitățile tunelului aerodinamic. Sonda este plasată în cimpul de viteze uniforme de la ieșirea din confuzorului $\varnothing 400$ al tunelului, în care se cunoaște valoarea vitezei datorită etalonării anterioare a tunelului, în condiții normale de temperatură și presiune (fig. 7.3.2).

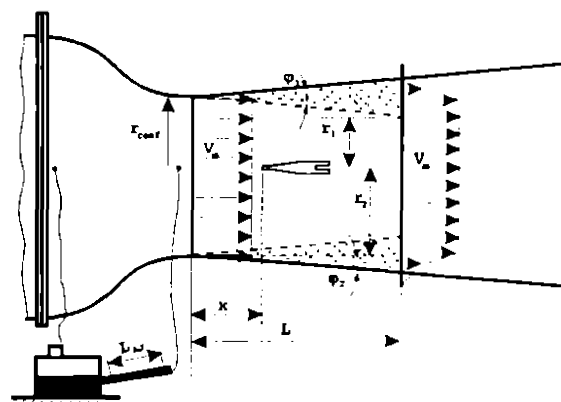


fig.7.3.1

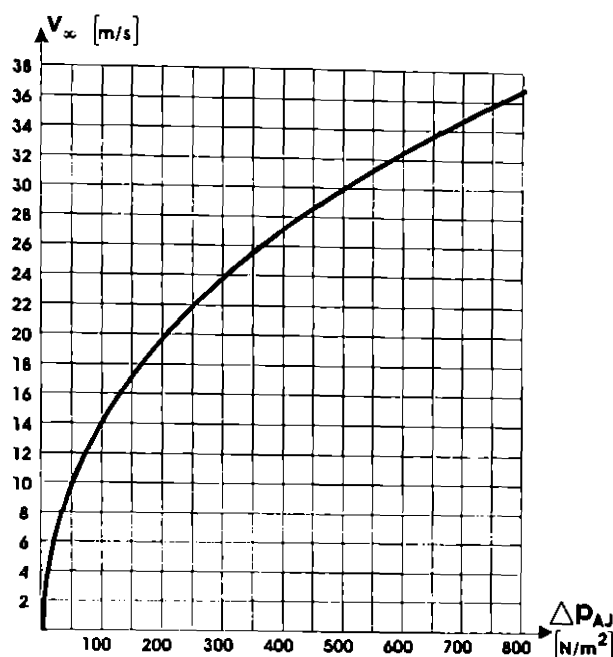


fig.7.3.2

gradului de turbulenta [17], se poate scrie:

$$\Pi\% = 100 \frac{\sqrt{(\tilde{V}')^2}}{\tilde{V}} = 100 \frac{U_{RMS}}{A\tilde{V}} \quad (7.3.4)$$

Relatia se poate exprima astfel, incit pentru cunoasterea gradului de turbulenta nu este necesara si determinarea vitezei medii temporale.

$$\Pi\% = 100 \cdot U_{RMS} \frac{4U}{U^2 - U_0^2} \quad (7.3.5)$$

unde U_0 este tensiunea de alimentare a puntii, atunci cind viteza este nula.

Etalonarea sondei cu film cald in instalatia DISA (DISA Constant Temperature Anemometer) presupune realizarea urmatoarelor pasi:

1. Se instaleaza suportul intermediar al sondei cu film cald in axa tunelului aerodinamic in zona de iesire a confuzorului, cu ajutorul unui dispozitiv mecanic, in conditiile de instalare prevazute de manual. In suportul intermediar se afla instalat un dispozitiv ce asigura scurtcircuitul electric al sistemului puntii de rezistente. Indicativul suportului intermediar este DISA 55A20 iar sonda de scurtcircuit este 55A24.
2. Se verifica corectitudinea conexiunilor electrice si a existentei legaturii la pamint.
3. Se conecteaza convertorul la reseaua electrica de alimentare si se pune in functiune de la butonul de pornire trecind de pe pozitia OFF pe pozitia STAND BY.
4. Se conecteaza electric traductorul in scurtcircuit la puntea de rezistente si amplificatorul electronic DISA Constant Temperature Anemometer la intrarea "probe".
5. Decadele de rezistente Probe Resistance se pun pe 0, iar comutatorul OHM MULTIPLIER pe pozitia 1x sau 5x, in functie de rezistenta ohmica a traductorului cu film. Pentru cazul traductorului 55a80 pozitia este 5X.
6. Se regleaza potentiometrul Mid Scale pentru a obtine pe indicatorul de curent continu DC Voltage, o valoare la mijlocul scalei.
7. Se impinge pirghia comutatorului basculant pe pozitia Resistance Measurement si se regleaza butonul Zero OHM, pentru a nu se observa nici o modificare la schimbarea pozitiei pirghiei comutatorului basculant.

Curba de etalonare are ca referinta valoarea diferentei de presiune Δp pe confuzorul tunelului, reflectata in indicatia micromanometrului cu tub inclinat l_{sj} .

Variatia vitezei in sectiunea de etalonare se realizeaza prin variatia turatiei ventilatorului tunelului aerodinamic cu ajutorul unui reostat cu apa.

Valoarea tensiunii echivalente vitezei medii temporale este obtinuta pe indicatorul analogic "DC VOLTAGE" a puntii de conversie. Aceasta indicatie este disponibila si sub forma unui semnal electric de tensiune (U), care este masurat cu ajutorul unui voltmetru numeric.

Valoarea pulsatiei medii patratice, este obtinuta pe cadranul analogic "AC VOLTAGE RMS" al puntii convertoare, disponibil la rindul sau sub forma unei tensiuni variabile (U_{RMS}).

De aici, tinind cont de definirea

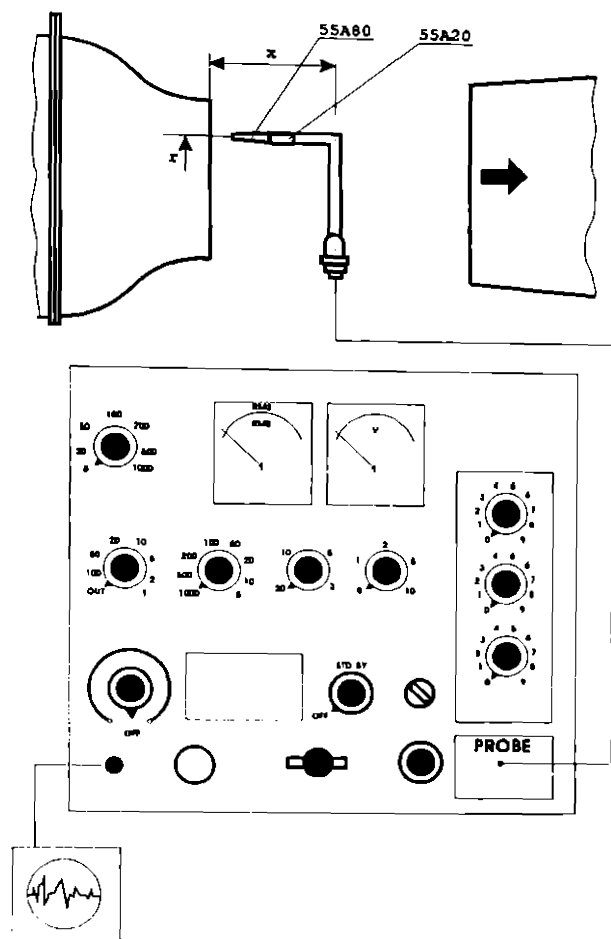


fig.7.3.3

8. Se inlocuieste traductorul in scurtcircuit cu sonda cu film cald si pe pozitia de masurare a rezistentelor se regleaza decadele de rezistente pentru echilibrare. Se noteaza valoarea rezistentei obtinute.
9. Se calculeaza valoarea rezistentei de lucru care determina de fapt supratemperatura la care lucreaza traductorul.
10. Valoarea rezistentei de lucru se regleaza cu ajutorul decadelor de rezistente.
11. Se rotește comutatorul principal pe operatie. După cel puțin 30 sec traductorul va fi pregătit pentru lucru. Se măsoară tensiunea U_0 pentru viteza nulă.
12. Se porneste tunelul aerodinamic stabilindu-se diferite regimuri de lucru in zona de masurare. Se noteaza valorile corespunzatoare parametrilor aerodinamici si celor electrice de iesire ai convertorului.

7.4. Rezultate experimentale obtinute la etalonarea sondei DISA

Efectuind masuratorile conform punctelor din subcapitolul precedent, au fost obtinute rezultatele din tabelul 7.4.1 (conform montajului din fig.7.3.3):

tab 7.4.1

NR.	Laj	Kaj	λ_p	λ_p	V	U
	mm		Pa	bar	m/s	V
1	0	0.2	0	0	0	6.48
2	45	0.2	95.588406	0.0009559	15.380415	9.18
3	82	0.2	174.18332	0.0017418	20.761978	9.47
4	121	0.2	257.0266	0.0025703	25.220546	9.64
5	149	0.2	316.50383	0.003165	27.986909	9.74
6	74	0.5	392.97456	0.0039297	31.185137	9.82
7	77	0.5	408.90596	0.0040891	31.810988	9.8
8	86	0.5	456.70016	0.004567	33.618709	9.83
T=	20	C	ρ_{air} =	1000	kg/m ³	
H=		%	ξ =	9.805	m ² /s	
ρ_{ser} =	1.2	Kg/m ³	D=	0.7	m	
d/D=	0.5714286		d=	0.4	m	

Valoarea diferentei de presiune si a vitezei in sectiunea de masurare se calculeaza cu:

$$\Delta p = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot \frac{870}{803} \cdot K_{aj} \cdot l_{aj}$$

$$V = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{acr} \cdot \left[1 - \left(\frac{400}{700}\right)^2\right]}} \quad (7.4.1)$$

Din relatia precedenta putem obtine valoarea vitezei functie de tensiune:

$$U = A_0 + A_1 V + A_2 V^2$$

$$V = -\frac{A_1}{2A_2} + \frac{\sqrt{A_1^2 - 4A_0A_2 + 4A_2U}}{2A_2} \quad (7.4.2)$$

Curba de etalonare a sondei DISA
cu film 55A80 (Dens. aer=1.2 Kg/m³)

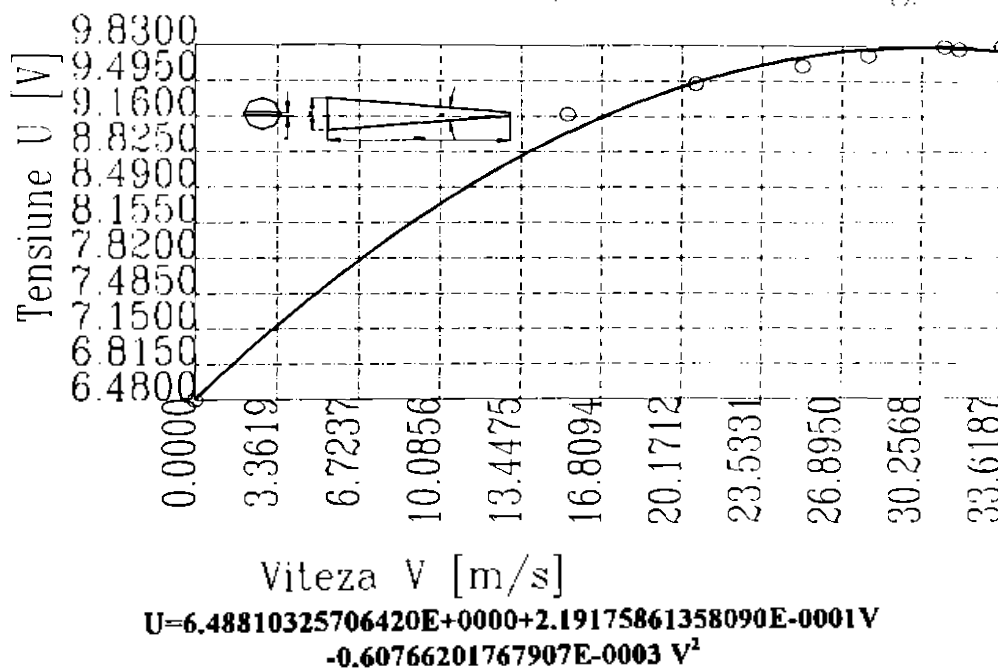


fig. 7.4.1

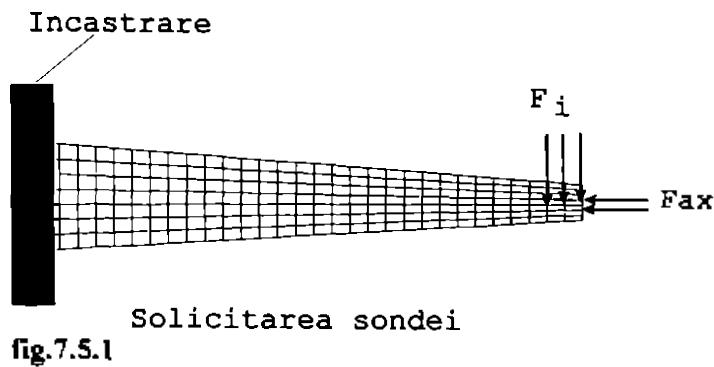
Ecuatia corespunzatoare este:

$$V = 30.37644052 - 138.5939142 \cdot \sqrt{0.141665593 - 0.014430648 \cdot U} \quad (7.4.3)$$

care ne ofera o legatura intre valoarea tensiunii si a vitezei medii temporale.

Acesta relatie nu este corelata cu suportul fizic al fenomenului, ci ofera numai o legatura de tip polinomial determinata prin metoda celor mai mici patrate.

7.5 Calculul solicitării mecanice a traductorului



Intrucit, plasarea traductorului in lichidul de lucru (uleiul hidraulic mineral) al statiunii experimentale, produce si o modificare sensibila a fortelor de natura hidraulica datorate jetului de fluid in care sonda se afla plasata, se va efectua un calcul de solicitare a sondei, presupusa a fi construita din sticla.

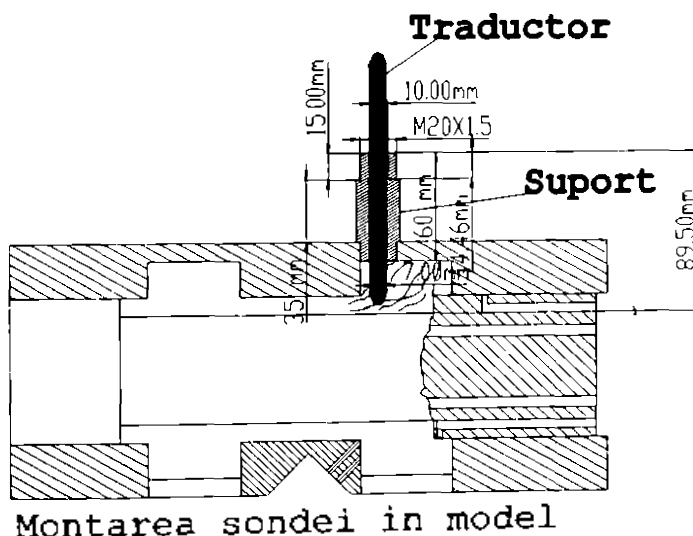
Cazul de solicitare la care sonda este supusa este compresiune cu incovoiere. Componenta de compresiune

se datoreste presiunii interioare din model, iar componenta de incovoiere se datoreste fortei hidrodinamice a jetului de fluid.

Caracteristicile principale ale materialului din care este construita sonda au fost considerate urmatoarele (tab.7.5.1):

tab 7.5.1

Caracteristica	U.M. SI	Valoare tabel sursa si U.M. sursa	Valoare SI de calcul
Modul de elasticitate longitudinal E	N/m ²	0.55E6 - 0.7E6 Kg _f /cm ²	5.4E+10 - 6.87E+10
Modul de elasticitate transversal G	N/m ²	2.2E5 - 2.8E5 Kg _f /cm ²	2.16E+10 - 2.75E+10
Coeficientul Poisson	-	0.25	0.25
Tensiune limita de proportionalitate (comp)	N/m ²	4 Kg _f /mm ² - 10 Kg _f /mm ²	39240000 - 98100000
Tensiune limita de rupere (comp)	N/m ²	8 Kg _f /mm ² - 20 Kg _f /mm ²	78480000 - 1.96E+08



Calculul fortelor de solicitare s-a facut in ipoteza unei grinde incastrate supusa la incovoiere si compresiune (fig 7.5.1 si fig. 7.5.2).

Calculul fortelor care solicita traductorul s-a facut in ipoteza plasarii acestuia in jet transversal (cazul cel mai defavorabil), dupa directia modului de incovoiere minim. Fortele care solicita traductorul sunt exclusiv de natura hidraulica si anume:

- forta de impact a jetului care loveste traductorul si care da componenta de incovoiere principala
- forta de presiune datorata diferentei de presiune intre interiorul modelului si atmosfera. Aceasta forta da componenta de compresiune.

fig.7.5.2

Calculul forțelor s-a realizat în ipoteza unui regim de curgere staționar:

$$\bar{F}_H = \rho_u Q (\bar{V}_1 - \bar{V}_2) = F_{inc} \quad (7.5.1)$$

$$\bar{F}_{ax} = \Delta p \cdot S \cdot \bar{n} \quad (7.5.2)$$

Particularizind pentru cazul jetului perpendicular pe axa sondei:

$$\bar{F}_H = \rho_u Q (\bar{V}_1); \Rightarrow F_{inc} = \rho_u V^2 S_T \quad (7.5.3)$$

unde :

ρ_u - este densitatea uleiului utilizat în modelul experimental

S, S_T - sunt ariile caracteristice traductorului

F_{it} - este forța hidrodinamică de impuls, rezultată în urma plasării sondei în curent transversal după direcția ce produce încărcarea cea mai mare.

Δp - este diferența de presiune între zona de plasare a sondei în model și exterior, întrucît suportul sondei va ieși în atmosferă.

V_1 - este valoarea vitezei medii în jetul de fluid.

Plasarea sondei în model este prezentată în fig. 7.5.2. Calculul numeric al valorii forțelor s-a realizat pornind de la valoarea maximă a debitului, presiunii și vitezei din zona de măsurare

Cu valorile calculate în tab.7.5.2, a fost realizat calculul la solicitări compuse, utilizind programul COSMOS. (încărcările fiind date în fig. 7.5.2). Rezultatele obținute sunt evidențiate în fig. 7.5.3 și fig. 7.5.4.

Descrierea în sesiunea de lucru a programului COSMOS a problemei este:

```
C* Problem : rc          Date : 7- 1-96  Time : 10:36:55
PLANE, 2, 0, 1,
SCALE, 0,
PT, 1, 0, 0, 0,
SCALE, 0,
PT, 2, 15, 1, 0,
PT, 3, 15, 2, 0,
PT, 4, 0, 3, 0,
SF4PT, 1, 1, 2, 3, 4, 0,
SCALE, 0,
M_SF, 1, 1, 1, 4, 20, 7, 1, 1,
EDELETE, 1, 1000, 1,
M_SF, 1, 1, 1, 4, 30, 7, 1, 1,
EGROUP, 1, SHELL4T, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,
MPROP, 1, EX, 0,
MPROP, 1, EX, .5E5,
MPROP, 1, NUXY, .25,
RCONST, 1, 1, 1, 1, 3,
DCR, 3, ALL, 0, 3, 1,
SCALE, .9X,
FND, 31, FY, 2, 31, 1,
FND, 124, FX, -1.77, 155, 31,
FNDEL, 31, ALL, 31, 1,
FND, 31, FY, .5, 28, 1,
SCALE, 0,
SCALE, .7,
```

tab 7.5.2

Marime	Valoare	U.M
Ro	880	Kg/m ³
Q	120	l/min
Dpmax	5	bar
Xmin	5	mm
Ds	80	mm
Ar	0.001257	m ²
Vmax	1.59155	m/s
ST	0.00006	m ²
Fh	0.2	N
Dp	5	bar
Sax	1.26E-05	
Fax	3.28	N



fig. 7.5.3 Repartitia tensiunilor compuse in domeniul studiat (tensiuni in N/mm^2)

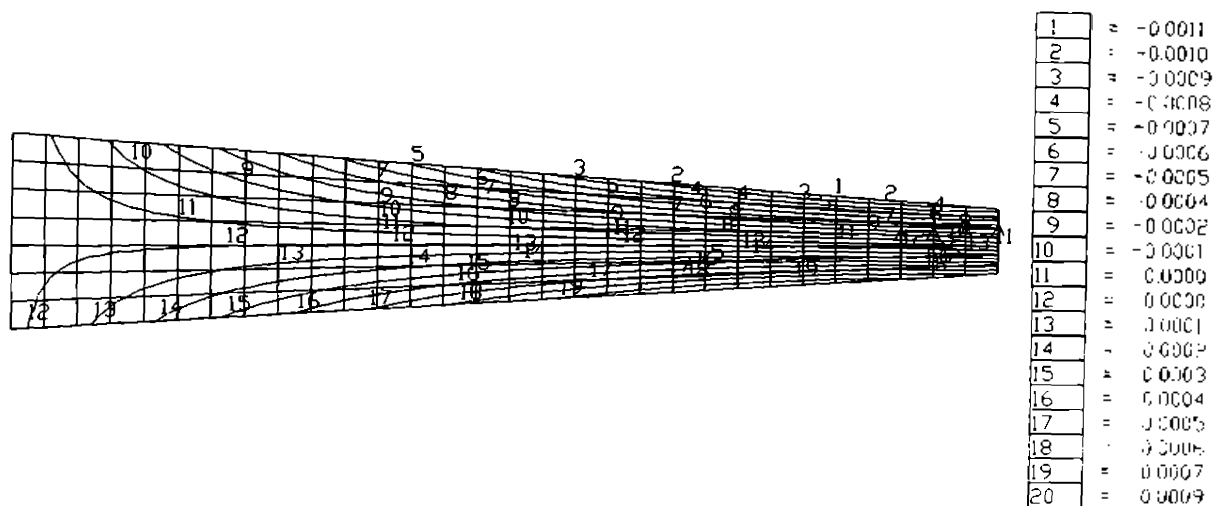


fig.7.5.4 Deplasari in domeniul traductorului (mm)

7.6 Transpunerea rezultatelor de la etalonarea in aer la utilizarea in ulei

Etalonarea traductorului termoanemometric a fost realizata in curent de aer iar utilizarea sa efectiva se face in curent de lichid si anume uleiul hidraulic H46As, care este utilizat in incercarile modelului experimental.

Pentru a putea utiliza etalonarea in tunelul aerodinamic este necesara o transpunere a rezultatelor experimentale. Transpunerea rezultatelor si obtinerea unei relatii echivalente pentru utilizarea sondei cu film cald in ulei se face pe baza principiului fizic de functionare a acesteia. Valoarea masurata este tensiunea de alimentare a sondei, dictata de sistemul electronic de reactie si amplificare, a carui scop functional este acela de a mentine constanta temperatura (si deci rezistenta) filmului cald al sondei. Intrucit traductorul se afla intr-un fluid in miscare, transferul termic determinant de caldura se realizeaza prin convecție termica.

Criteriul de similitudine Nu (Nusselt) ia in considerare elementele transferului termic astfel:

$$Nu = \frac{q}{lK_u(\theta_u - \theta_f)} \quad (7.6.1)$$

unde:

- q - caldura transmisa intre traductor si fluidul in miscare in jurul sau prin convecție termica
- l - o lungime caracteristica (spre exemplu lungimea sondei dupa directia curentului)
- K_u - coeficientul de conductivitate termica al uleiului
- θ_f, θ_u - temperatura filmului, respectiv a uleiului

Cantitatea de caldura q transferata, este obtinuta din incalzirea filmului sondei termoanemometrice deci criteriul Nu se poate scrie si sub forma:

$$Nu = \frac{u^2}{R_f l \cdot K_u (\theta_u - \theta_f)} \quad (7.6.2)$$

unde:

- u - tensiunea de alimentare a traductorului
- R_f - rezistenta electrica a filmului sondei

Pentru cazul sondei etalonate valorile principale au fost trecute in tab. 7.6.1:

tab.7.6.1

Marime	Valoare	U.M.
Rezistenta electrica R_f	3.53	Ohm
Tensiunea u_u	6.41	V
Lungime film	2X15=30	mm
Cond. termica ulei $K_u(20^{\circ}C)$	0.026E-2...0.030E-2	cal/(cm·s·°C)
Cond. termica aer $K_a(20^{\circ}C)$	6.1E-5	cal/(cm·s·°C)
Temperatura sondei θ_f		°C
Temperatura aer θ_a	20	°C
Temperatura ulei θ_u	20	°C

Considerind conditia de numere Nu egale, pentru masuratorile efectuate in aer respectiv in ulei, putem sa scriem:

$Nu_{aer} = Nu_{ulei}$
ceea ce duce la:

$$\frac{(u^2)_{aer}}{R_f l \cdot K_{aer} (\theta_{aer} - \theta_f)} = \frac{(u^2)_u}{R_f l \cdot K_u (\theta_u - \theta_f)} \quad (7.6.3)$$

Datorita metodei de masurare utilizate, (temperatura constanta a filmului) si a inertiei termice foarte mari a mediului in care se face masuratoarea (temperatura acestuia), putem considera ca relatia (7.6.3) nu este influentata de caldura transferata prin convecție de la filmul sondei, toate marimile sunt constante mai putin tensiunea u, masura a vitezei de curgere in jurul traductorului. Deci tinind cont de marimile exprimate mai sus avem:

$$(u^2)_{aer} = (u^2)_u \frac{K_{aer} (\theta_{aer} - \theta_f)}{K_u (\theta_u - \theta_f)} \quad (7.6.4)$$

notam:

$$K_T K_\theta = \frac{K_{a\sigma} (\theta_{a\sigma} - \theta_r)}{K_u (\theta_u - \theta_r)}$$

$$K_T = \frac{K_{a\sigma}}{K_u} = \frac{6.1E-5}{0.028E-2} = 0.217 \quad (7.6.5)$$

$$K_\theta = \frac{(\theta_{a\sigma} - \theta_r)}{(\theta_u - \theta_r)} = ct$$

Putem deci considera ca intre tensiunile masurate pentru ulei si aer exista o legatura de forma urmatoare:

$$u_{aer} = u_u (K_T K_\theta)^{0.5} = K u_u \quad (7.6.6)$$

Deci putem cunoaste vitezele in ulei, tinind cont de curba de etalonare in aer a sondei termoanemometrice.

7.7 Realizarea incercarilor experimentale, utilizind sonda de viteze cu film cald si instalatia DISA

7.7.1 Descrierea instalatiei experimentale

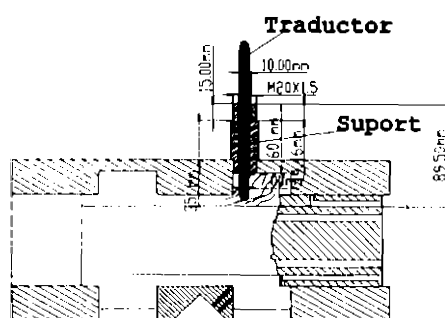


fig. 7.7.1

Pentru realizarea incercarilor experimentale de inspectie a cimpului de viteze in zona camerei de iesire "2" a modelului distribuitorului cu sertar cilindric, constructia modelului a fost modificata, in sensul realizarii unor orificii ce permit accesul sondei cu film cald in zona de lucru, asa dupa cum se poate vedea din fig. 7.7.1.

Au fost realizate un numar de 3 prize in zona camerei de iesire a distribuitorului decalate unghiular cu 30 grade, si linear in lungul celor 50 mm ai camerei de iesire. In acest mod este posibila realizarea unei plaje largi de masuratori :

- pentru fiecare valoare a debitului reglat la pompa volumica

a statiunii

- pentru fiecare deschidere X a distribuitorului
- pentru fiecare priza
- se efectueaza masuratori in citeva pozitii radiale diferite ale traductorului

Se observa de aici ca multimea masuratorilor este in fapt un paralelipiped quadrodimensional :

$$Mm = Mm(Q, X, r, np)$$

unde:

- Q - debitul reglat
- X - deschiderea fantei de reglare
- r - pozitia radiala a sesizorului
- np - numarul prizei de presiune (pozitia axiala a traductorului in camera de lucru)

Desigur numarul de masuratori necesar de efectuat in aceste conditii este foarte mare, dar din punct de vedere fizic si functional utilizarea prizelor de presiune este limitata de conditia ca elementul sensibil al sondei sa se afle in jetul de fluid care iese din fanta de reglare. De asemenea, pozitia radiala este limitata de frontiera solida a sertarului. Plajele de reglaj a debitului si respectiv a deschiderii fantei distribuitorului sunt alese astfel incit sa apara o diferentiere sesizabila in masuratori.

In functie de valoarea deschiderii X a fantei de reglare prizele de presiune active sunt urmatoarele (fig. 7.7.7):

$X < 10$ mm p1

$10 < X < 30$ mm p1, p2

$30 < X < 50$ mm p1, p2, p3

Valorile de debit alese s-au situat la capetele intervalului:

Q= 40 l/min
 Q=120 l/min

Pentru fiecare dintre regimurile mentionate au fost realizate masuratori conform metodologiei descrise in capitolele anterioare.

Metodologia de realizare a masuratorilor a permis atat inregistrarea valorilor medii temporale ale vitezei punctuale cit si inregistrarea valorilor fluctuante, prin utilizarea unei interfete rapide de masurare numeric analogica. Astfel, pentru fiecare valoare mediata masurata s-au inregistrat si un numar de secvente de masurare ce permit o analiza Fourier ulterioara si evidentierea unor elemente principale in spectrul de putere al semnalului.

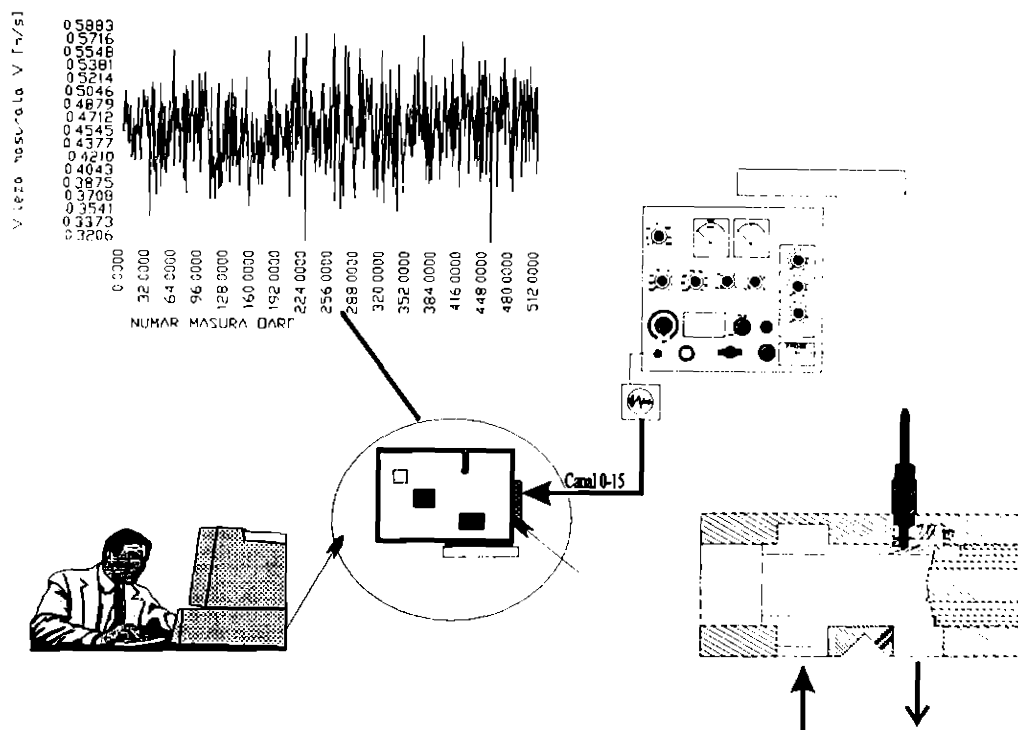


Fig.7.7.2 Instalatia experimental DISA conectata la stand si la calculator

Schema generala a instalatiei este data in fig 7.7.2, iesirea de semnal a convertorului DISA fiind cuplata cu intrarea analogica a interfetei de masurare. Sistemul de calcul cuprinde o placa de baza AMD 5X86/133 MHz cu 8 Mo RAM si 1.2 Go HDD.

Programul de calcul destinat receptiei si prelucrarii datelor experimentale asigura :

- calibrarea interactiva a traductorului
- preluarea secventelor de date de lungime prestabilita continuu sau la comanda operatorului.
- afisarea grafica continua a secventelor de date, preluate in domeniul timp sau in domeniul frecventa.
- stocarea pe disc a secventelor de date.

7.7.2 Utilizarea analizei de frecventa in interpretarea datelor

Masuratorile cu ajutorul calculatorului se fac in instalatia experimental prin realizarea unui numar dat "Nmas" de citiri consecutive a semnalului obtinut la borna OUT a convertorului DISA. Frecventa acestor citiri, dependenta de calitatile interfetei de conversie analog numeric, este in cazul nostru de 10^3 mas/sec. Aceasta este deci frecventa de esantionare si conform teoremei lui Nyquist valoarea maxima a frecventei semnalului interpretabil in cadrul unei secvente este egala cu 5 KHz

Scopul general al analizei de frecvență (denumită și analiza Fourier) este acela de a descompune un semnal complex în componentele sale elementare de diferite frecvențe și de a evidenția acele frecvențe care sunt dominante în desfășurarea fenomenului.

Transformata Fourier directă se exprimă ca fiind o funcție continuă, obținută din funcția temporală $x(t)$ cu relația:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt, \quad (7.7.1)$$

$-\infty < f < \infty$

Unde $x(t)$ reprezintă evoluția în timp a semnalului, t este timpul curent iar f este variabila frecvență. Dacă secvențele de date cu care operăm în fapt sunt de amplitudine și de lungime finită, transformata Fourier va exista întotdeauna. Această ipoteză duce la utilizarea în fapt a transformatei Fourier discrete, ce poate fi evaluată pe un domeniu finit în anumite condiții, prin aplicarea algoritmilor de tipul FFT.

Dacă se consideră o funcție complexă, cu valori complexe, transformata Fourier discretă a acestei funcții se determină prin:

$$Z(k) = \sum_{i=0}^{N-1} z(i)e^{-j\frac{2\pi}{N}ik}, \quad k = 0..N-1 \quad (7.7.2)$$

În cazurile practice de analiză valorile funcției în domeniul timp sunt exclusiv reale și atunci :

$$X(k) = \sum_{i=0}^{N-1} x(i)e^{-j\frac{2\pi}{N}ik}, \quad \text{unde } k = \begin{cases} 0, 1, 2, \dots, \frac{N}{2}, & \text{pentru } N = \text{par} \\ 0, 1, 2, \dots, \frac{N-1}{2}, & \text{pentru } N = \text{impar} \end{cases} \quad (7.7.3)$$

Vor fi evaluate în domeniul frecvenței, aproximativ jumătate din numărul valorilor din domeniul timp.

În cadrul programelor de calcul am construit rutine de calcul destinate determinării numerice a transformatei Fourier discrete, utilizând algoritmul FFT. Acest algoritm impune ca numărul de valori măsurate să fie 2^n . El garantează o reducere drastică a numărului de calcule necesar obținerii transformatei Fourier.

Efectuarea măsurătorilor se bazează deci pe două elemente:

- citirea repetată prin intermediul interfeței de măsurare a valorii instantanee a semnalului de 2^n ori.
- cronometrarea intervalului de timp în care se efectuează măsurarea.

Citirea celor 2^n valori se efectuează utilizând o procedură primară de comandă a interfeței de măsurare. Listingul corpului principal al programului este prezentat în anexe.

7.7.3 Utilizarea traductorilor termorezistivi.

Sonda de viteze DISA prezintă dezavantajul fragilității stratului de metal destinat efectuării măsurătorilor. În timp datorită erodării mecanice a acestuia, rezistența proprie a sondei crește pînă în momentul în care valoarea sa nu mai poate fi echilibrată cu ajutorul decadelor de rezistențe calibrate ale convertorului DISA, moment în care se poate considera că sonda este uzată. În cadrul măsurătorilor efectuate, acest proces s-a desfășurat relativ repede, sonda decalibrându-se ireversibil după efectuarea măsurătorilor la $x=5$ și $x=10$ mm.

Pentru continuarea măsurătorilor s-a utilizat un traductor și un convertor de concepție proprie, care fără a fi un element de noutate absolută, a garantat finalizarea măsurătorilor.

Ca element sensibil, în acest caz a fost utilizat un termocuplu pe suport ceramic avînd ca principală caracteristică variația rezistenței sale odată cu temperatura.

Acesta este alimentat de un generator de curent constant, care în condiții staționare produce o stabilizare a rezistenței sale odată cu stabilizarea temperaturii.

Valoarea caderii de tensiune pe termorezistor este o masura a transferului de caldura intre elementul cald si mediul exterior. Pentru un mediu dat, variatia transferului indica in principal valoarea transferului convectiv, datorata vitezei relative a mediului fata de peretii traductorului.

Dimensiunile geometrice ale traductorului, se inscriu intr-un cerc cu diametrul de max. 5 mm dar caracteristicile sale de inertie termica sunt mult mai pronuntate, in sensul cresterii intervalului de timp de stabilizare a temperaturii si deci a valorii masurate.

Intregul sistem a carui schema electrica de principiu este prezentata in fig .7.7.2, este integrat in carcasa calculatorului fiind alimentat de la sursa de tensiune proprie a acestuia.

Ideea traductorilor de viteza locala, utilizind elemente de tipul termistor este mentionat de altfel si de A.J.Reynolds in "Curgeri turbulente in Tehnica" [57.c]. Utilizarea acestor traductori ca alternativa la traductori cu film cald comporta o serie de dezavantaje cum sunt:

1. Dimensiuni geometrice mai mari.
2. In functie de masa traductorului inertia termica a acestuia poate ajunge la aproximativ 10 s.
3. Prezinta fenomene de histereza electrica

7.7.3.1 Calculul caracteristicilor teoretice a sondei de viteza cu termistor

Principiul de functionare utilizat in constructia sondei de viteza cu termistor, se bazeaza in fapt pe transferul de caldura preponderent convectiv intre masa de fluid in miscare si traductorul de viteza incalzit la o temperatura superioara mediului. Variatia rezistentei termistorului este dependenta de valoarea temperaturii la care acesta se stabilizeza, deci de valoarea transferului convectiv de calcul. Rezistenta traductorului variaza invers proportional cu valoarea temperaturii spre deosebire de rezistentele electrice obisnuite. Prin faptul ca transferul de caldura convectiv este dependent de valoarea vitezei cu care lichidul de lucru spala peretele incalzit este evidenta legatura intre valoarea rezistentei electrice a traductorului si valoarea vitezei medii pe suprafata traductorului. Mentinerea la curent constant de alimentare a termistorului face ca diferenta de tensiune pe acesta sa fie variabila cu rezistenta sa deci cu viteza fluidului de lucru.

Termistorul utilizat si disponibil in comert este de tipul TG1005 avind urmatoarele caracteristici:

d=5 mm	dimensiunea geometrica
R ₂₅ = 51 Ohm	Rezistenta la 25 C
B=3300 K	Constanta de material
P _{max} =1 W	Putere maxima disipata
U _{max} = 16 V	Tensiunea maxima de alimentare
τ=5 s	Constanta de timp
ν=40e-6 m ² /s	Viscozitate cinematica

Pentru lichidul de lucru (Ulei mineral H42 AS) principalele caracteristici termice sunt:

C _p =1.465 kJ/Kg K	Caldura specifica
ρ=880 Kg/m ³	Densitatea
λ=0.155 W/m K	

Transferul de caldura prin convecție este definit prin:

$$d\Phi = \alpha \Delta T dA \quad \text{ecuatia diferentiala a fluxului de caldura} \quad (7.7.4)$$

unde :

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d} \quad \text{coeficientul de convecție} \quad (7.7.5)$$

$$Nu = \begin{cases} 0.91 Re^{0.365} Pr^{0.31} & \text{pentru } Re < 50 \\ 0.60 Re^{0.50} Pr^{0.31} & \text{pentru } Re < 10^4 \end{cases} \quad \text{Criteriul Nusselt} \quad (7.7.6)$$

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad \text{Criteriul Reynolds} \quad (7.7.7)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{Criteriul Prandtl} \quad (7.7.8)$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} \quad \text{Coeficientul de difuzivitate} \quad (7.7.9)$$

Diferenta de temperatura stabilizata in raport cu fluxul maxim:

$$\Delta T_{st} = \frac{\Phi_{max}}{\alpha A} \quad (7.7.10)$$

Rezistenta curenta a traductorului:

$$R_T = R_{T25} e^{B \left(\frac{1}{T_{med} + \Delta T_{st} + 273.15} - \frac{1}{25 + 273.15} \right)} \quad (7.7.11)$$

$$R_T = R_{T25} e^{B \left(\frac{1}{T_{med} + \frac{\Phi_{max}}{\alpha(Re, Pr)A} + 273.15} - \frac{1}{25 + 273.15} \right)} \quad (7.7.12)$$

Daca I_{ct} este curentul constant de alimentare atunci tensiunea pe termistor este:

$$U_V = I_{ct} R_T (V) \quad (7.7.13)$$

Principiul de functionare al instalatiei cu termistor este reprezentat in figura 7.7.3 iar realizarea instalatiei experimentale de etalonare a sondei de viteza este reprezentata in figura 7.7.4.

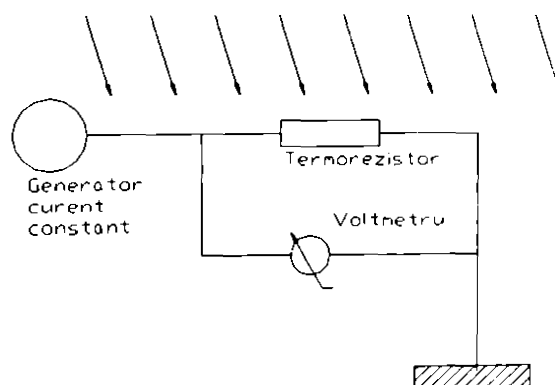


fig.7.7.3 Schema de principiu a masuratorilor cu termistor

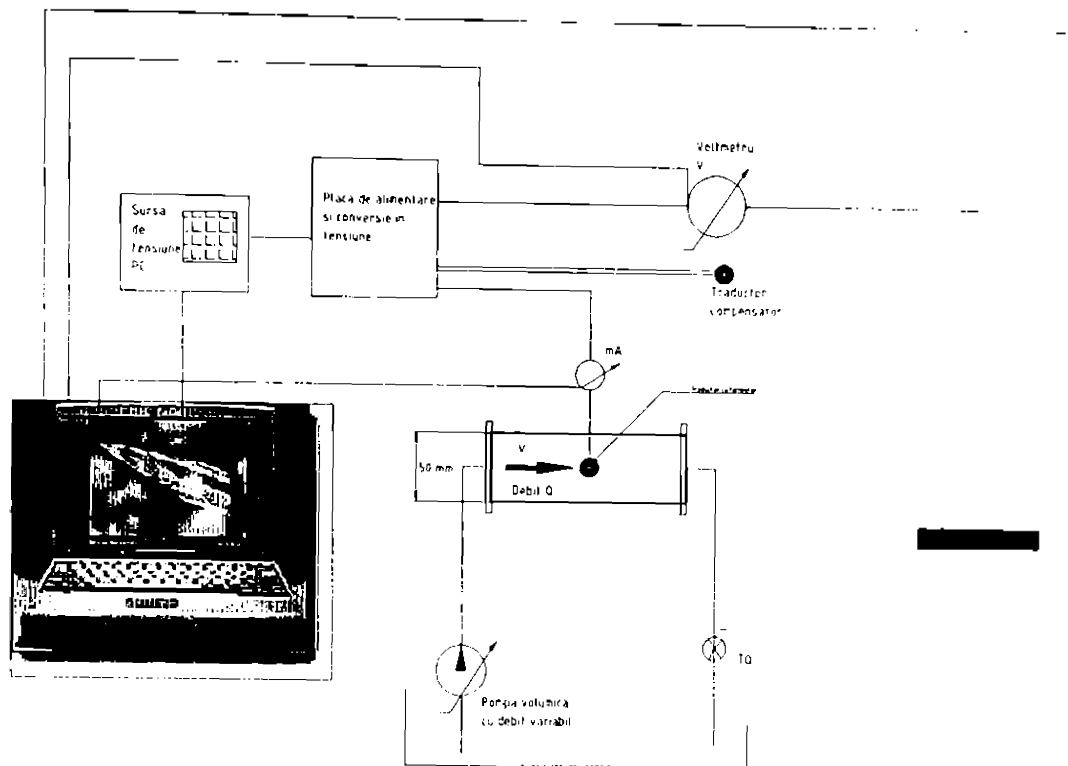


fig.7.7.4 Componenta stadiunii de etalonare

In tabelul 7.7.1 sunt prezentate valorile de calcul ale termistorului utilizat iar in tab. 7.7.2, a fost calculata caderea de tensiune pe termistor la o temperatura a mediului de 5° C, pentru variatia debitului care spala traductorul, corespunzatoare unor viteze de pina la 5m/sec si pentru curenti constanti cuprinsi intre 14-140 mA.

tab. 7.7.1

Valori de calcul

R25[Ohm]	51	rezistenta l25 grd. Celsius
B[grd.K]	3300	Constanta de material
Pmax[W]	1	Putere maxima disipata
d[m]	5.00E-03	diametrul termistor
Lam	0.169	Conductivitate termica ulei
niu	4.00E-05	Viscozitate cinematica
Tk	273.15	Constanata de trans.temp
D[mm]	2.50E-02	Diametru cond.etalonare
SD	0.00049	Aria conductei
I _{max} [mA]	141	Curent maxim de alimentare traductor

tab. 7.7.2 Tabel de calcul a caderii de tensiune pe termistor T_{mediu}=5° C

Q	V _{mas}	I _{ct} =14	I _{ct} =28	I _{ct} =42	I _{ct} =56	I _{ct} =70	I _{ct} =84	I _{ct} =98	I _{ct} =112	I _{ct} =126	I _{ct} =140
m ³ /s	m/s	mA	mA	mA	mA	mA	mA	mA	mA	mA	mA
2.33E-05	0.02377	0.0117	0.0234	0.0351	0.0468	0.0585	0.0702	0.0819	0.0936	0.1053	0.117
4.67E-05	0.04753	0.02468	0.04936	0.07404	0.09872	0.1234	0.1481	0.1728	0.1974	0.2221	0.2468
7.00E-05	0.0713	0.03724	0.07447	0.1117	0.1489	0.1862	0.2234	0.2607	0.2979	0.3351	0.3724
9.33E-05	0.09507	0.04917	0.09835	0.1475	0.1967	0.2459	0.295	0.3442	0.3934	0.4426	0.4917
0.0001167	0.1188	0.06049	0.121	0.1815	0.242	0.3025	0.3629	0.4234	0.4839	0.5444	0.6049

0.00014	0.1426	0.07123	0.1425	0.2137	0.2849	0.3562	0.4274	0.4986	0.5699	0.6411	0.7123
0.0001633	0.1664	0.08145	0.1629	0.2443	0.3258	0.4072	0.4887	0.5701	0.6516	0.733	0.8145
0.0001867	0.1901	0.09118	0.1824	0.2735	0.3647	0.4559	0.5471	0.6383	0.7294	0.8206	0.9118
0.00021	0.2139	0.1005	0.201	0.3014	0.4019	0.5024	0.6029	0.7034	0.8038	0.9043	1.005
0.0002333	0.2377	0.1094	0.2188	0.3282	0.4375	0.5469	0.6563	0.7657	0.8751	0.9845	1.094
0.0002567	0.2614	0.1179	0.2359	0.3538	0.4717	0.5896	0.7076	0.8255	0.9434	1.061	1.179
0.00028	0.2852	0.1261	0.2523	0.3784	0.5046	0.6307	0.7568	0.883	1.009	1.135	1.261
0.0003033	0.309	0.134	0.2681	0.4021	0.5362	0.6702	0.8043	0.9383	1.072	1.206	1.34
0.0003267	0.3327	0.1417	0.2833	0.425	0.5667	0.7083	0.85	0.9917	1.133	1.275	1.417
0.00035	0.3565	0.149	0.2981	0.4471	0.5961	0.7451	0.8942	1.043	1.192	1.341	1.49
0.0003733	0.3803	0.1561	0.3123	0.4684	0.6246	0.7807	0.9369	1.093	1.249	1.405	1.561
0.0003967	0.404	0.1736	0.3472	0.5208	0.6944	0.868	1.042	1.215	1.389	1.562	1.736
0.00042	0.4278	0.1827	0.3653	0.548	0.7307	0.9134	1.096	1.279	1.461	1.644	1.827
0.0004433	0.4516	0.1915	0.3831	0.5746	0.7661	0.9576	1.149	1.341	1.532	1.724	1.915
0.0004667	0.4753	0.2002	0.4003	0.6005	0.8007	1.001	1.201	1.401	1.601	1.802	2.002
0.00049	0.4991	0.2086	0.4172	0.6258	0.8345	1.043	1.252	1.46	1.669	1.878	2.086
0.0005133	0.5229	0.2169	0.4337	0.6506	0.8675	1.084	1.301	1.518	1.735	1.952	2.169
0.0005367	0.5466	0.2249	0.4499	0.6748	0.8997	1.125	1.35	1.574	1.799	2.024	2.249
0.00056	0.5704	0.2328	0.4656	0.6984	0.9312	1.164	1.397	1.63	1.862	2.095	2.328
0.0005833	0.5942	0.2405	0.481	0.7216	0.9621	1.203	1.443	1.684	1.924	2.165	2.405
0.0006067	0.6179	0.2481	0.4961	0.7442	0.9922	1.24	1.488	1.736	1.984	2.233	2.481
0.00063	0.6417	0.2554	0.5109	0.7663	1.022	1.277	1.533	1.788	2.043	2.299	2.554
0.0006533	0.6655	0.2627	0.5253	0.788	1.051	1.313	1.576	1.839	2.101	2.364	2.627
0.0006767	0.6892	0.2697	0.5395	0.8092	1.079	1.349	1.618	1.888	2.158	2.428	2.697
0.0007	0.713	0.2767	0.5533	0.83	1.107	1.383	1.66	1.937	2.213	2.49	2.767
0.0007233	0.7368	0.2835	0.5669	0.8504	1.134	1.417	1.701	1.984	2.268	2.551	2.835
0.0007467	0.7605	0.2901	0.5802	0.8703	1.16	1.451	1.741	2.031	2.321	2.611	2.901
0.00077	0.7843	0.2966	0.5933	0.8899	1.187	1.483	1.78	2.076	2.373	2.67	2.966
0.0007933	0.8081	0.303	0.6061	0.9091	1.212	1.515	1.818	2.121	2.424	2.727	3.03
0.0008167	0.8318	0.3093	0.6186	0.928	1.237	1.547	1.856	2.165	2.475	2.784	3.093
0.00084	0.8556	0.3155	0.631	0.9464	1.262	1.577	1.893	2.208	2.524	2.839	3.155
0.0008633	0.8794	0.3215	0.6431	0.9646	1.286	1.608	1.929	2.251	2.572	2.894	3.215
0.0008867	0.9032	0.3275	0.6549	0.9824	1.31	1.637	1.965	2.292	2.62	2.947	3.275
0.00091	0.9269	0.3333	0.6666	0.9999	1.333	1.667	2	2.333	2.666	3	3.333
0.0009333	0.9507	0.339	0.6781	1.017	1.356	1.695	2.034	2.373	2.712	3.051	3.39
0.0009567	0.9745	0.3447	0.6893	1.034	1.379	1.723	2.068	2.413	2.757	3.102	3.447
0.00098	0.9982	0.3502	0.7004	1.051	1.401	1.751	2.101	2.451	2.802	3.152	3.502
0.001003	1.022	0.3556	0.7113	1.067	1.423	1.778	2.134	2.49	2.845	3.201	3.556
0.001027	1.046	0.361	0.722	1.083	1.444	1.805	2.166	2.527	2.888	3.249	3.61
0.00105	1.07	0.3663	0.7325	1.099	1.465	1.831	2.198	2.564	2.93	3.296	3.663
0.001073	1.093	0.3714	0.7429	1.114	1.486	1.857	2.229	2.6	2.972	3.343	3.714
0.001097	1.117	0.3765	0.7531	1.13	1.506	1.883	2.259	2.636	3.012	3.389	3.765
0.00112	1.141	0.3816	0.7631	1.145	1.526	1.908	2.289	2.671	3.052	3.434	3.816
0.001143	1.165	0.3865	0.773	1.159	1.546	1.932	2.319	2.705	3.092	3.478	3.865
0.001167	1.188	0.3914	0.7827	1.174	1.565	1.957	2.348	2.739	3.131	3.522	3.914
0.00119	1.212	0.3961	0.7923	1.188	1.585	1.981	2.377	2.773	3.169	3.565	3.961
0.001213	1.236	0.4009	0.8017	1.203	1.603	2.004	2.405	2.806	3.207	3.608	4.009
0.001237	1.26	0.4055	0.811	1.216	1.622	2.027	2.433	2.838	3.244	3.649	4.055
0.00126	1.283	0.4101	0.8202	1.23	1.64	2.05	2.46	2.871	3.281	3.691	4.101
0.001283	1.307	0.4146	0.8292	1.244	1.658	2.073	2.488	2.902	3.317	3.731	4.146
0.001307	1.331	0.419	0.8381	1.257	1.676	2.095	2.514	2.933	3.352	3.771	4.19
0.00133	1.355	0.4234	0.8468	1.27	1.694	2.117	2.54	2.964	3.387	3.811	4.234
0.001353	1.378	0.4277	0.8555	1.283	1.711	2.139	2.566	2.994	3.422	3.85	4.277
0.001377	1.402	0.432	0.864	1.296	1.728	2.16	2.592	3.024	3.456	3.888	4.32
0.0014	1.426	0.4362	0.8724	1.309	1.745	2.181	2.617	3.053	3.49	3.926	4.362
0.001423	1.45	0.4404	0.8807	1.321	1.761	2.202	2.642	3.082	3.523	3.963	4.404
0.001447	1.474	0.4444	0.8889	1.333	1.778	2.222	2.667	3.111	3.556	4	4.444
0.00147	1.497	0.4485	0.897	1.345	1.794	2.242	2.691	3.139	3.588	4.036	4.485

0.001493	1.521	0.4525	0.9049	1.357	1.81	2.262	2.715	3.167	3.62	4.072	4.525
0.001517	1.545	0.4564	0.9128	1.369	1.826	2.282	2.738	3.195	3.651	4.108	4.564
0.00154	1.569	0.4603	0.9206	1.381	1.841	2.301	2.762	3.222	3.682	4.143	4.603
0.001563	1.592	0.4641	0.9282	1.392	1.856	2.321	2.785	3.249	3.713	4.177	4.641
0.001587	1.616	0.4679	0.9358	1.404	1.872	2.34	2.807	3.275	3.743	4.211	4.679
0.00161	1.64	0.4716	0.9433	1.415	1.887	2.358	2.83	3.301	3.773	4.245	4.716
0.001633	1.664	0.4753	0.9507	1.426	1.901	2.377	2.852	3.327	3.803	4.278	4.753
0.001657	1.687	0.479	0.958	1.437	1.916	2.395	2.874	3.353	3.832	4.311	4.79
0.00168	1.711	0.4826	0.9652	1.448	1.93	2.413	2.895	3.378	3.861	4.343	4.826
0.001703	1.735	0.4861	0.9723	1.458	1.945	2.431	2.917	3.403	3.889	4.375	4.861
0.001727	1.759	0.4897	0.9793	1.469	1.959	2.448	2.938	3.428	3.917	4.407	4.897
0.00175	1.783	0.4931	0.9863	1.479	1.973	2.466	2.959	3.452	3.945	4.438	4.931
0.001773	1.806	0.4966	0.9931	1.49	1.986	2.483	2.979	3.476	3.973	4.469	4.966
0.001797	1.83	0.5	0.9999	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
0.00182	1.854	0.5033	1.007	1.51	2.013	2.517	3.02	3.523	4.027	4.53	5.033
0.001843	1.878	0.5066	1.013	1.52	2.027	2.533	3.04	3.547	4.053	4.56	5.066
0.001867	1.901	0.5099	1.02	1.53	2.04	2.55	3.06	3.57	4.079	4.589	5.099
0.00189	1.925	0.5132	1.026	1.54	2.053	2.566	3.079	3.592	4.105	4.619	5.132
0.001913	1.949	0.5164	1.033	1.549	2.066	2.582	3.098	3.615	4.131	4.647	5.164
0.001937	1.973	0.5196	1.039	1.559	2.078	2.598	3.117	3.637	4.157	4.676	5.196
0.00196	1.996	0.5227	1.045	1.568	2.091	2.614	3.136	3.659	4.182	4.704	5.227
0.001983	2.02	0.5258	1.052	1.577	2.103	2.629	3.155	3.681	4.207	4.732	5.258
0.002007	2.044	0.5289	1.058	1.587	2.116	2.644	3.173	3.702	4.231	4.76	5.289
0.00203	2.068	0.5319	1.064	1.596	2.128	2.66	3.192	3.724	4.255	4.787	5.319
0.002053	2.092	0.5349	1.07	1.605	2.14	2.675	3.21	3.745	4.28	4.814	5.349
0.002077	2.115	0.5379	1.076	1.614	2.152	2.69	3.228	3.765	4.303	4.841	5.379
0.0021	2.139	0.5409	1.082	1.623	2.163	2.704	3.245	3.786	4.327	4.868	5.409
0.002123	2.163	0.5438	1.088	1.631	2.175	2.719	3.263	3.807	4.35	4.894	5.438
0.002147	2.187	0.5467	1.093	1.64	2.187	2.733	3.28	3.827	4.373	4.92	5.467
0.00217	2.21	0.5495	1.099	1.649	2.198	2.748	3.297	3.847	4.396	4.946	5.495
0.002193	2.234	0.5524	1.105	1.657	2.209	2.762	3.314	3.867	4.419	4.971	5.524
0.002217	2.258	0.5552	1.11	1.666	2.221	2.776	3.331	3.886	4.441	4.997	5.552
0.00224	2.282	0.558	1.116	1.674	2.232	2.79	3.348	3.906	4.464	5.022	5.58
0.002263	2.305	0.5607	1.121	1.682	2.243	2.804	3.364	3.925	4.486	5.046	5.607
0.002287	2.329	0.5634	1.127	1.69	2.254	2.817	3.381	3.944	4.507	5.071	5.634
0.00231	2.353	0.5661	1.132	1.698	2.264	2.831	3.397	3.963	4.529	5.095	5.661
0.002333	2.377	0.5688	1.138	1.706	2.275	2.844	3.413	3.982	4.55	5.119	5.688
0.002357	2.4	0.5714	1.143	1.714	2.286	2.857	3.429	4	4.572	5.143	5.714
0.00238	2.424	0.5741	1.148	1.722	2.296	2.87	3.444	4.018	4.593	5.167	5.741
0.002403	2.448	0.5767	1.153	1.73	2.307	2.883	3.46	4.037	4.613	5.19	5.767
0.002427	2.472	0.5792	1.158	1.738	2.317	2.896	3.475	4.055	4.634	5.213	5.792
0.00245	2.496	0.5818	1.164	1.745	2.327	2.909	3.491	4.072	4.654	5.236	5.818
0.002473	2.519	0.5843	1.169	1.753	2.337	2.922	3.506	4.09	4.674	5.259	5.843
0.002497	2.543	0.5868	1.174	1.76	2.347	2.934	3.521	4.108	4.695	5.281	5.868
0.00252	2.567	0.5893	1.179	1.768	2.357	2.946	3.536	4.125	4.714	5.304	5.893
0.002543	2.591	0.5918	1.184	1.775	2.367	2.959	3.551	4.142	4.734	5.328	5.918
0.002567	2.614	0.5942	1.186	1.783	2.377	2.971	3.565	4.159	4.754	5.348	5.942
0.00259	2.638	0.5966	1.193	1.79	2.386	2.983	3.58	4.176	4.773	5.37	5.966
0.002613	2.662	0.599	1.198	1.797	2.396	2.995	3.594	4.193	4.792	5.391	5.99
0.002637	2.686	0.6014	1.203	1.804	2.406	3.007	3.608	4.21	4.811	5.412	6.014
0.00266	2.709	0.6037	1.207	1.811	2.415	3.019	3.622	4.226	4.83	5.434	6.037
0.002683	2.733	0.6061	1.212	1.818	2.424	3.03	3.636	4.242	4.849	5.455	6.061
0.002707	2.757	0.6084	1.217	1.825	2.434	3.042	3.65	4.259	4.867	5.475	6.084
0.00273	2.781	0.6107	1.221	1.832	2.443	3.053	3.664	4.275	4.885	5.496	6.107
0.002753	2.805	0.613	1.226	1.839	2.452	3.065	3.678	4.291	4.904	5.517	6.13
0.002777	2.828	0.6152	1.23	1.846	2.461	3.076	3.691	4.306	4.922	5.537	6.152
0.0028	2.852	0.6175	1.235	1.852	2.47	3.087	3.705	4.322	4.94	5.557	6.175
0.002823	2.876	0.6197	1.239	1.859	2.479	3.098	3.718	4.338	4.957	5.577	6.197

0.002847	2.9	0.6219	1.244	1.866	2.487	3.109	3.731	4.353	4.975	5.597	6.219
0.00287	2.923	0.6241	1.248	1.872	2.496	3.12	3.744	4.368	4.992	5.617	6.241
0.002893	2.947	0.6262	1.252	1.879	2.505	3.131	3.757	4.384	5.01	5.636	6.262
0.002917	2.971	0.6284	1.257	1.885	2.513	3.142	3.77	4.399	5.027	5.655	6.284
0.00294	2.995	0.6305	1.261	1.892	2.522	3.153	3.783	4.414	5.044	5.675	6.305
0.002963	3.018	0.6326	1.265	1.898	2.53	3.163	3.796	4.428	5.061	5.694	6.326
0.002987	3.042	0.6347	1.269	1.904	2.539	3.174	3.808	4.443	5.078	5.712	6.347
0.00301	3.066	0.6368	1.274	1.91	2.547	3.184	3.821	4.458	5.094	5.731	6.368
0.003033	3.09	0.6389	1.278	1.917	2.555	3.194	3.833	4.472	5.111	5.75	6.389
0.003057	3.113	0.6409	1.282	1.923	2.564	3.205	3.846	4.486	5.127	5.768	6.409
0.00308	3.137	0.643	1.286	1.929	2.572	3.215	3.858	4.501	5.144	5.787	6.43
0.003103	3.161	0.645	1.29	1.935	2.58	3.225	3.87	4.515	5.16	5.805	6.45
0.003127	3.185	0.647	1.294	1.941	2.588	3.235	3.882	4.529	5.176	5.823	6.47
0.00315	3.209	0.649	1.298	1.947	2.596	3.245	3.894	4.543	5.192	5.841	6.49
0.003173	3.232	0.6509	1.302	1.953	2.604	3.255	3.906	4.557	5.208	5.858	6.509
0.003197	3.256	0.6529	1.306	1.959	2.612	3.264	3.917	4.57	5.223	5.876	6.529
0.00322	3.28	0.6548	1.31	1.965	2.619	3.274	3.929	4.584	5.239	5.894	6.548
0.003243	3.304	0.6568	1.314	1.97	2.627	3.284	3.941	4.597	5.254	5.911	6.568
0.003267	3.327	0.6587	1.317	1.976	2.635	3.293	3.952	4.611	5.27	5.928	6.587
0.00329	3.351	0.6606	1.321	1.982	2.642	3.303	3.964	4.624	5.285	5.945	6.606
0.003313	3.375	0.6625	1.325	1.987	2.65	3.312	3.975	4.637	5.3	5.962	6.625
0.003337	3.399	0.6644	1.329	1.993	2.657	3.322	3.986	4.651	5.315	5.979	6.644
0.00336	3.422	0.6662	1.332	1.999	2.665	3.331	3.997	4.664	5.33	5.996	6.662
0.003383	3.446	0.6681	1.336	2.004	2.672	3.34	4.008	4.676	5.345	6.013	6.681
0.003407	3.47	0.6699	1.34	2.01	2.68	3.35	4.019	4.689	5.359	6.029	6.699
0.00343	3.494	0.6717	1.343	2.015	2.687	3.359	4.03	4.702	5.374	6.046	6.717
0.003453	3.518	0.6735	1.347	2.021	2.694	3.368	4.041	4.715	5.388	6.062	6.735
0.003477	3.541	0.6753	1.351	2.026	2.701	3.377	4.052	4.727	5.403	6.078	6.753
0.0035	3.565	0.6771	1.354	2.031	2.708	3.386	4.063	4.74	5.417	6.094	6.771
0.003523	3.589	0.6789	1.358	2.037	2.716	3.394	4.073	4.752	5.431	6.11	6.789
0.003547	3.613	0.6807	1.361	2.042	2.723	3.403	4.084	4.765	5.445	6.126	6.807
0.00357	3.636	0.6824	1.365	2.047	2.73	3.412	4.094	4.777	5.459	6.142	6.824
0.003593	3.66	0.6841	1.368	2.052	2.737	3.421	4.105	4.789	5.473	6.157	6.841
0.003617	3.684	0.6859	1.372	2.058	2.743	3.429	4.115	4.801	5.487	6.173	6.859
0.00364	3.708	0.6876	1.375	2.063	2.75	3.438	4.125	4.813	5.501	6.188	6.876
0.003663	3.731	0.6893	1.379	2.068	2.757	3.446	4.136	4.825	5.514	6.204	6.893
0.003687	3.755	0.691	1.382	2.073	2.764	3.455	4.146	4.837	5.528	6.219	6.91
0.00371	3.779	0.6927	1.385	2.078	2.771	3.463	4.156	4.849	5.541	6.234	6.927
0.003733	3.803	0.6943	1.389	2.083	2.777	3.472	4.166	4.86	5.555	6.249	6.943
0.003757	3.827	0.696	1.392	2.088	2.784	3.48	4.176	4.872	5.568	6.264	6.96
0.00378	3.85	0.6976	1.395	2.093	2.791	3.488	4.186	4.883	5.581	6.279	6.976
0.003803	3.874	0.6993	1.399	2.098	2.797	3.496	4.196	4.895	5.594	6.293	6.993
0.003827	3.898	0.7009	1.402	2.103	2.804	3.504	4.205	4.906	5.607	6.308	7.009
0.00385	3.922	0.7025	1.405	2.108	2.81	3.513	4.215	4.918	5.62	6.323	7.025
0.003873	3.945	0.7041	1.408	2.112	2.816	3.521	4.225	4.929	5.633	6.337	7.041
0.003897	3.969	0.7057	1.411	2.117	2.823	3.529	4.234	4.94	5.646	6.351	7.057
0.00392	3.993	0.7073	1.415	2.122	2.829	3.536	4.244	4.951	5.658	6.366	7.073
0.003943	4.017	0.7089	1.418	2.127	2.835	3.544	4.253	4.962	5.671	6.38	7.089
0.003967	4.04	0.7104	1.421	2.131	2.842	3.552	4.263	4.973	5.683	6.394	7.104
0.00399	4.064	0.712	1.424	2.136	2.848	3.56	4.272	4.984	5.696	6.408	7.12
0.004013	4.088	0.7135	1.427	2.141	2.854	3.568	4.281	4.995	5.708	6.422	7.135
0.004037	4.112	0.7151	1.43	2.145	2.86	3.575	4.29	5.005	5.721	6.436	7.151
0.00406	4.135	0.7166	1.433	2.15	2.866	3.583	4.3	5.016	5.733	6.449	7.166
0.004083	4.159	0.7181	1.436	2.154	2.872	3.591	4.309	5.027	5.745	6.463	7.181
0.004107	4.183	0.7196	1.439	2.159	2.878	3.598	4.318	5.037	5.757	6.477	7.195
0.00413	4.207	0.7211	1.442	2.163	2.884	3.606	4.327	5.048	5.769	6.49	7.211
0.004153	4.231	0.7226	1.445	2.168	2.89	3.613	4.336	5.058	5.781	6.503	7.226
0.004177	4.254	0.7241	1.448	2.172	2.896	3.62	4.345	5.069	5.793	6.517	7.241

0.0042	4.278	0.7256	1.451	2.177	2.902	3.628	4.353	5.079	5.805	6.53	7.256
0.004223	4.302	0.727	1.454	2.181	2.908	3.635	4.362	5.089	5.816	6.543	7.27
0.004247	4.326	0.7285	1.457	2.185	2.914	3.642	4.371	5.099	5.828	6.556	7.285
0.00427	4.349	0.7299	1.46	2.19	2.92	3.65	4.38	5.11	5.839	6.569	7.299
0.004293	4.373	0.7314	1.463	2.194	2.925	3.657	4.388	5.12	5.851	6.582	7.314
0.004317	4.397	0.7328	1.466	2.198	2.931	3.664	4.397	5.13	5.862	6.595	7.328
0.00434	4.421	0.7342	1.468	2.203	2.937	3.671	4.405	5.14	5.874	6.608	7.342
0.004363	4.444	0.7356	1.471	2.207	2.943	3.678	4.414	5.149	5.885	6.621	7.356
0.004387	4.468	0.737	1.474	2.211	2.948	3.685	4.422	5.159	5.896	6.633	7.37
0.00441	4.492	0.7384	1.477	2.215	2.954	3.692	4.431	5.169	5.907	6.646	7.384
0.004433	4.516	0.7398	1.48	2.219	2.959	3.699	4.439	5.179	5.919	6.658	7.398
0.004457	4.54	0.7412	1.482	2.224	2.965	3.706	4.447	5.188	5.93	6.671	7.412
0.00448	4.563	0.7426	1.485	2.228	2.97	3.713	4.455	5.198	5.941	6.683	7.426
0.004503	4.587	0.7439	1.488	2.232	2.976	3.72	4.464	5.208	5.952	6.696	7.439
0.004527	4.611	0.7453	1.491	2.236	2.981	3.727	4.472	5.217	5.962	6.708	7.453
0.00455	4.635	0.7467	1.493	2.24	2.987	3.733	4.48	5.227	5.973	6.72	7.467
0.004573	4.658	0.748	1.496	2.244	2.992	3.74	4.488	5.236	5.984	6.732	7.48
0.004597	4.682	0.7493	1.499	2.248	2.997	3.747	4.496	5.245	5.995	6.744	7.493
0.00462	4.706	0.7507	1.501	2.252	3.003	3.753	4.504	5.255	6.005	6.756	7.507
0.004643	4.73	0.752	1.504	2.256	3.008	3.76	4.512	5.264	6.016	6.768	7.52
0.004667	4.753	0.7533	1.507	2.26	3.013	3.766	4.52	5.273	6.026	6.78	7.533

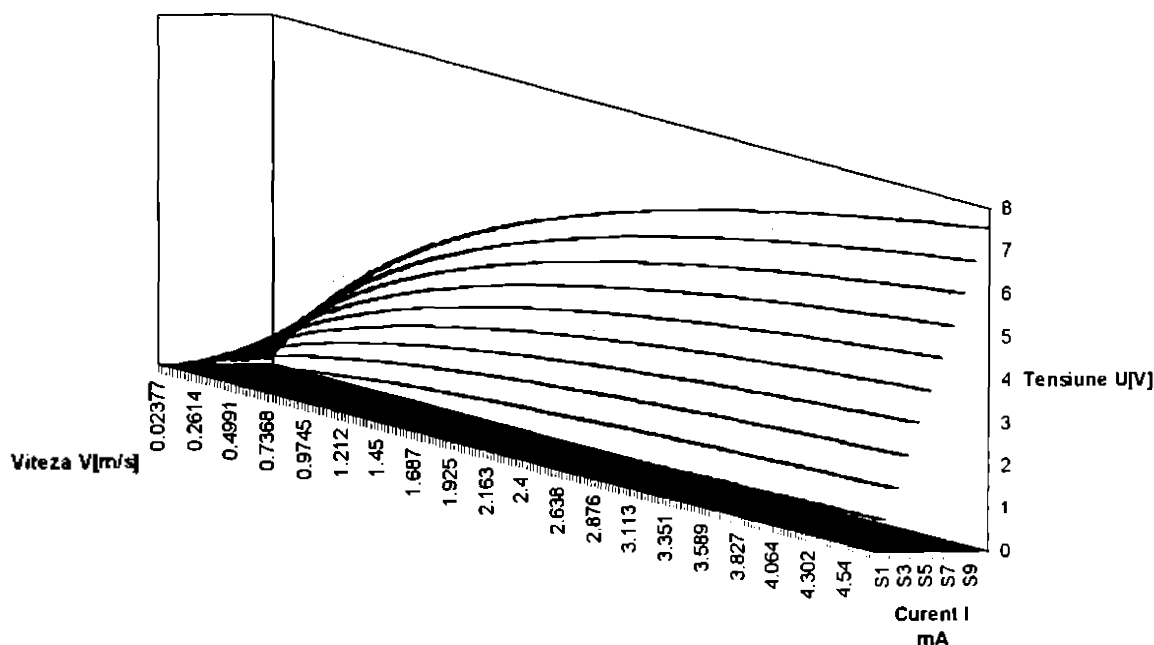


fig.7.7.5 Dependenta teoretica a tensiunii pe traductorul de viteza

Reprezentarea familiei de curbe calculate, este redată în fig. 7.7.5.

În urma realizării măsurătorilor de etalonare a traductorului tensometric am obținut curba de etalonare din fig.7.7.6, pentru temperatura $T_{med}=5^{\circ}C$ și $I_{ct}=100\text{ mA}$

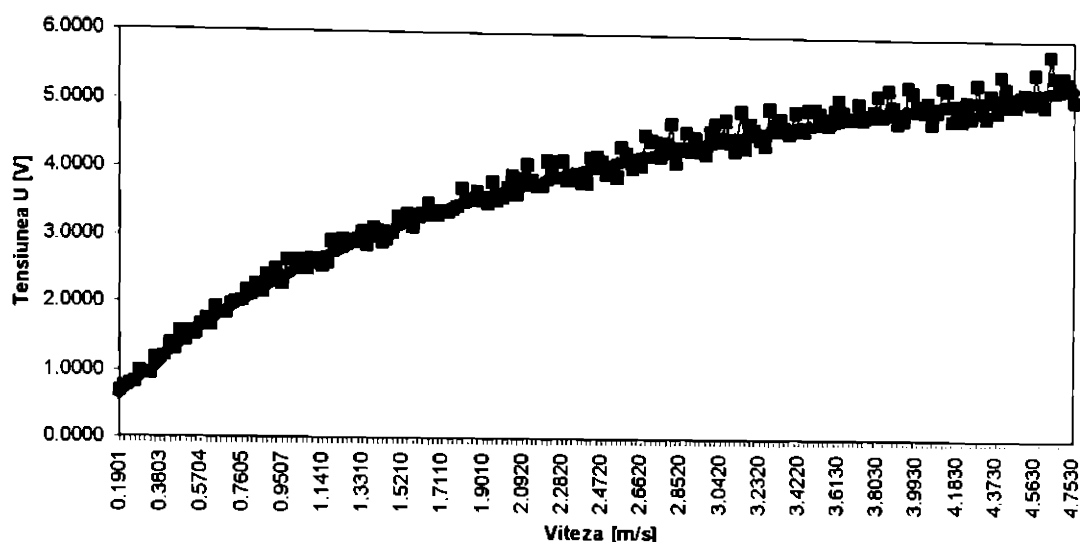


fig.7.7.6 Rezultate experimentale la $T_{med}=5^{\circ} C$ si $I_{ct}=100 mA$

Utilizind metoda celor mai mici patrate, a fost determinata dependenta polinomiala de ordinul 3 intre valorile vitezei si caderii de tensiune pe traductor. Urmare a rezultatelor obtinute, se poate concluziona ca este posibila utilizarea traductorului cu termistor in determinarea elementelor locale ale cimpului de viteze in camera de lucru a distribuitorului model, tinind cont insa de limitarile datorate inasii constructiei traductorului. Principalele deficiente sunt timpul de raspuns lung si anumite efecte de histereza termica.

7.7.4 Rezultate experimentale obtinute si comparatia cu valorile calculate.

Masuratorile au fost efectuate conform metodologiei descrise la inceputul capitolului intr-un numar de 3 pozitii axiale ale prizei sondei de viteza si pentru pozitii radiale indexate cu 5mm

Pentru deschiderile de 10 mm si 15 mm ale fantei de reglare a distribuitorului model la debitele de 40 l/min si 120 l/min, masuratorile au fost efectuate cu sonde DISA. Pentru celelalte deschideri, la ambele debite s-au efectuat masuratori cu sonde cu termistor. Intrucit valorile masurate in secvente de 256 de masuratori consecutive au fost mediate, iar regimul de curgere a fost mentinut stationar, elementul principal care diferentiaza cele 2 traductoare este timpul total de efectuare al masuratorilor. Pentru traductorul cu termistor timpul de stabilizare a fost de 60 s. Plasarea prizelor pentru sonda de viteze a fost cea din fig.7.7.7.

Pentru efectuarea masuratorilor, secventa de valori preluate la un punct de masurare, pentru care a fost calculata valoarea medie temporala a fost de 256 de valori (pentru a putea aplica analiza Fourier rapida). In cazul sondei DISA, frecventa de masurare a fost valoarea maxima a interferentei, adica 10 KHz, deci timpul de masura $\Delta t = 1/(10^4) * 256 [s]$. Pentru deschideri pina la 10 mm priza C2, este activa in principal, datorita plasarii sale in zona jetului de iesire din fanta de reglare

Studierea generala a plasarii prizelor pentru $X=5 mm$ si spectrul liniilor de curent calculate prin metoda elementului finit este prezentat in figura 7.7.8. Pentru deschideri mai mici de 10 mm, priza C2 nu este activa propriu-zis, ea aflindu-se plasata totusi in curentul principal.

Analiza reprezentarilor grafice afisate in fig. 7.7.8, evidentiaza prezenta valorilor mari ale vitezelor in zona prizelor C2 si anume in zona aval de faata de reglare in apropierea umarului sertarului.

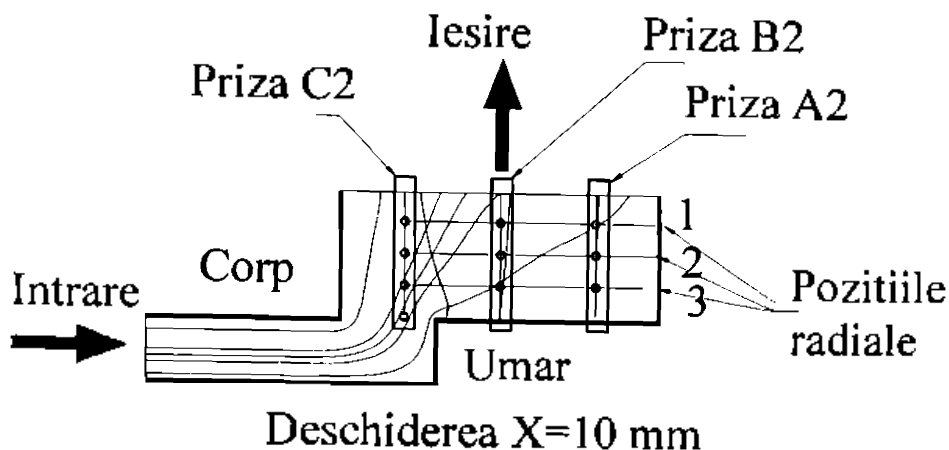


Fig. 7.7.7 Poziționarea rabatuta in plan a prizelor pentru sonde de viteze

Secvențele de măsuratori obținute pentru prizele C2, indică valori maxime ale vitezei instantanee de pînă la 0,6 m/s în punctul median al prizei C2. Plaja de variație a vitezei în secvența de 256 de valori măsurate este de 0...0,72, deci pentru punctul respectiv valoarea înregistrată este de 0,56 m/s la debitul $Q=120$ l/min.

Pentru priza B2 valorile maxime nu trec de 0,2 m/s în timp ce priza C3 este practic inactivă fiind plasată în zona exterioară a jetului. Reprezentarea grafică a rezultatelor măsurătorilor comparate cu valorile calculate pentru priza C2 este dată în fig. 7.7.9.

Pentru toate secvențele de măsuratori prezentate, se observă o extensie mare a domeniului de variație a vitezei măsurate. Întrucît aceste variații nu au apărut în regim staționar de etalonare a sondei, putem considera că ele sunt o reflectare a microperturbațiilor existente în jetul de fluid. Un element important ce se poate remarca, este raportul între valoarea maximă a vitezei măsurate și valoarea medie temporală a acesteia.

Pe de altă parte, apariția în secvențele de date a unor valori "zero-minus", nu indică o valoare negativă a vitezei (care în fapt nu poate fi sesizată cu acest tip de traductor monodimensional utilizat), ci o alinierea a punctului de reglaj de zero al sistemului. Frecvența măsurătorilor de 10 KHz și aspectul graficului corelat cu analiza Fourier rapidă, indică o frecvență a oscilațiilor de viteză de aproximativ 5 KHz.

Pentru toate deschiderile și toate regimurile de lucru au fost efectuate două seturi de măsuratori la două momente diferite, așa după cum se remarcă din graficele expuse. Au fost trasate atît curbele de aproximare prin punctele obținute pentru fiecare set, cit și curba medie a celor două seturi. În fig. 7.7.9., curba valorilor medii măsurate este bine plasată în raport cu reprezentarea valorilor calculate, cu o eroare de aproximativ -10%.

Întrucît plasarea sondei, după direcția radială X_R , s-a făcut în poziții fixe, punctul de maxim al curbei de repartiție teoretice prezintă cea mai mare abatere față de valorile măsurate.

În figura 7.7.10 este prezentată plasarea generală a pozițiilor punctelor de măsurare în raport cu spectrul liniilor de curent pentru deschiderea $X=10$ mm.

Rezultatele obținute pentru priza C2 sunt prezentate în fig. 7.7.11. Datorită creșterii deschiderii fantei de reglaj, valoarea vitezei maxime ajunge la 1,095 m/s, iar a celei medii la aprox. 0,6 m/s la $Q=120$ l/min.

Punctul de masură cel mai apropiat de sertar (C23) surprinde în acest caz poziția vitezei maxime în jetul de ieșire din fanta de reglare. Alinierea curbei medii a măsurătorilor se încadrează în limita de 10% din valorile calculate, totuși sub aceste valori.

Valorile masurate pentru B2 si A2, evidentiaza plasarea acestora in zona marginala a jetului (fig. 7.7.12).

In fig. 7.7.13 este prezentata plasarea generala a prizelor de presiune pentru $X_R=15$ mm. Se remarca o scadere a vitezelor maxime si deplasarea acestora spre zona din mijlocul fantei imediat in avalul acesteia.

Intrucit pentru $X=15$ mm accesul sondei este posibil dincolo de frontiera cilindrica a umarului sertarului, pentru priza C2 avem inca o pozitie radiala figurata. Aici se obtine o viteza maxima de 0,87 m/s, setul de masuratori este redus pentru acest caz la 128 de masuratori.

Pentru deschiderile peste 10 mm, rezultatele au fost obtinute cu ajutorul sondei de viteze cu termistor. Rezultatele obtinute pentru C2 sunt prezentate in fig. 7.7.14, iar rezultatele pentru priza B2 sunt prezentate in fig. 7.7.15.

Punctul radial al vitezei maxime masurate este deplasat cu aproximativ 3 mm fata de cel calculat pentru unul din seturile de masuratori, iar vitezele medii masurate nu depasesc 0,7 m/s. la $Q=120$ l/min.

Odata cu cresterea in continuare a deschiderii fantei de reglare la acelasi debit (pentru cazul analizat la 120 l/min), valoarea vitezelor masurate scade inducand si o scadere vitezelor maxime si medii prin fanta si in jet.

Spre exemplu pentru $X_R=25$ mm, $V_{max}=0,79$ m/s, dar vitezele medii nu depasesc 0,65 m/s la $Q=120$ l/min.

In plus pentru deschideri $X_R>15$ mm prin utilizarea traductorilor termorezistivi, componenta variatiei rapide a vitezei este pierduta intrucit timpul de preluare a celor 128/256 de valori masurate este de aproximativ 10 secunde

7.8 Concluzii

7.8.1. Masuratorile efectuate cu sonda de viteze DISA, respectiv cu sonda cu termistor, au permis o inspectie amanuntita a cimpului de viteze din camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric.

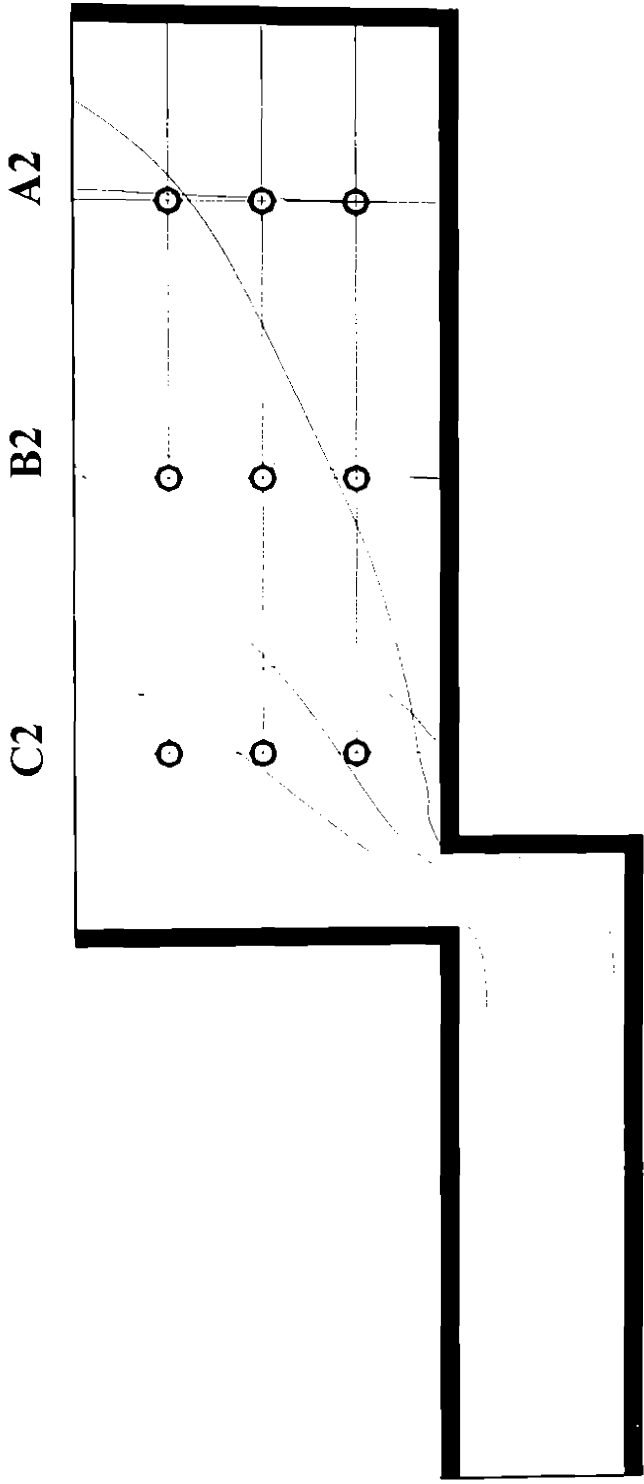
7.8.2. Masuratorile au fost efectuate pentru doua regimuri de debit ($Q=40$ l/min, $Q=120$ l/min) pe trei directii radiale plasate in camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric. Masuratorile efectuate au evidentiat in primul rind structura repartitiei de viteze in interiorul jetului inelar de la iesirea din fanta de reglaj.

7.8.3. Valorile masurate mediate temporal sunt in concordanta cu repartitiile de viteze numerice calculate prin metoda elementului finit in lungul acelorasi directii radiale.

7.8.4. Secventele de masuratori obtinute cu sonda DISA cu film cald pentru deschideri $X=5$ mm si $X=10$ mm a distribuitorului model evidentiaza o variatie rapida a vitezei in jurul valorii medii mergind pina la un raport $V_{max}/V_{med}=2$. Frecventa aproximata 5KHz.

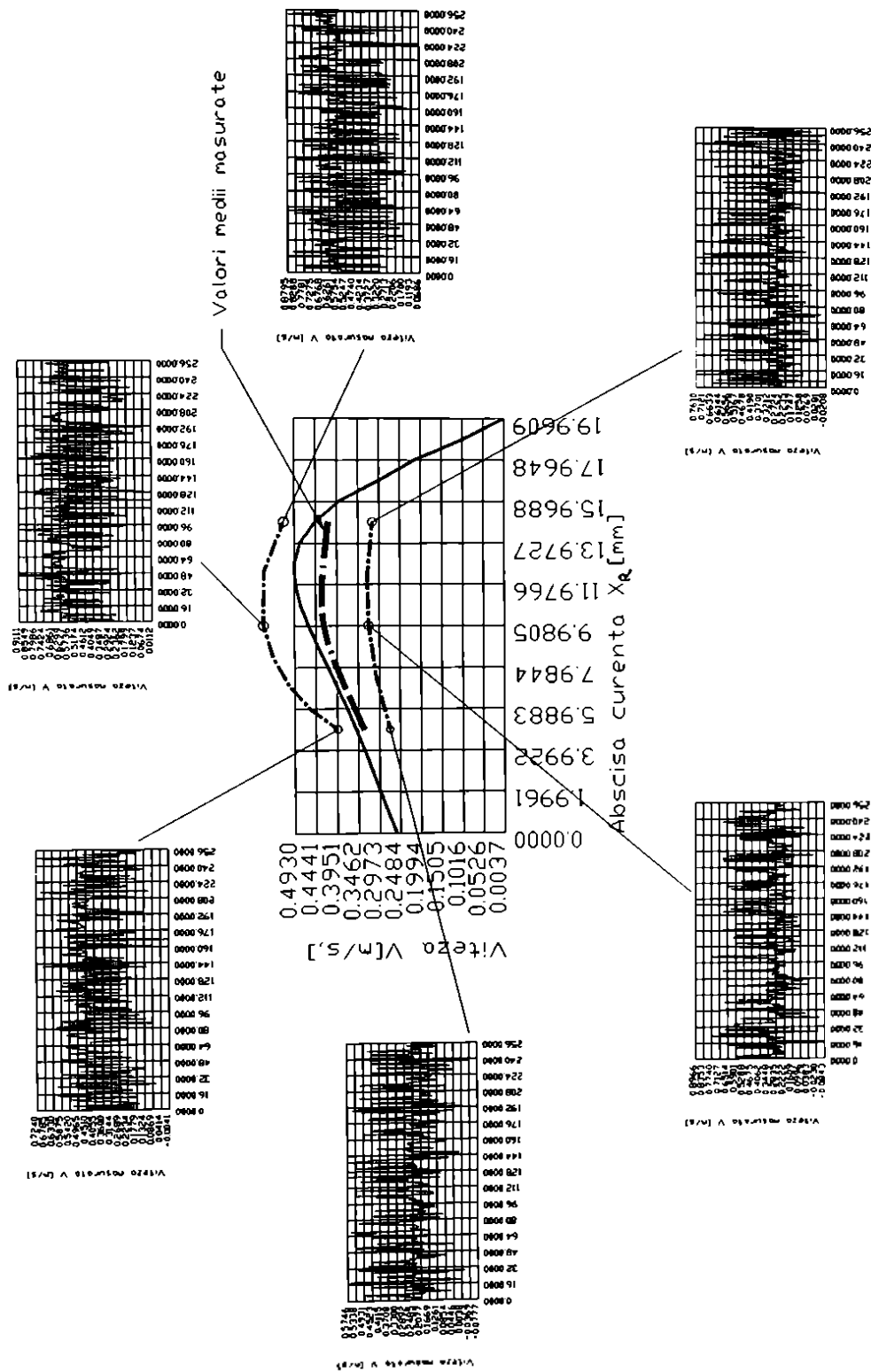
Aceste evolutii rapide a valorii instantanee a vitezei in cazul cresterii debitului, poate duce la dezvoltarea unor fenomene oscilatorii in sistemul hidraulic studiat, iar valorile extreme pot favoriza aparitia unor conditii cavitationale.

7.8.5. Cresterea in continuare a deschiderii masoara raportul V_{max}/V_{med} , iar utilizarea traductorilor de viteza cu termistori pentru $x>15$ mm, elimina de fapt componenta dinamica a masuratorii. Se evidentiaza insa in continuare concordanta intre valorile medii masurate si valorile calculate cit si deplasarea jetului spre umarul sertarului distribuitorului.



Date caracteristice secvenței de măsurare afișate:
 - Deschiderea distribuitorului = 5 [mm]
 - Debitul reglat = 120 [l/min]

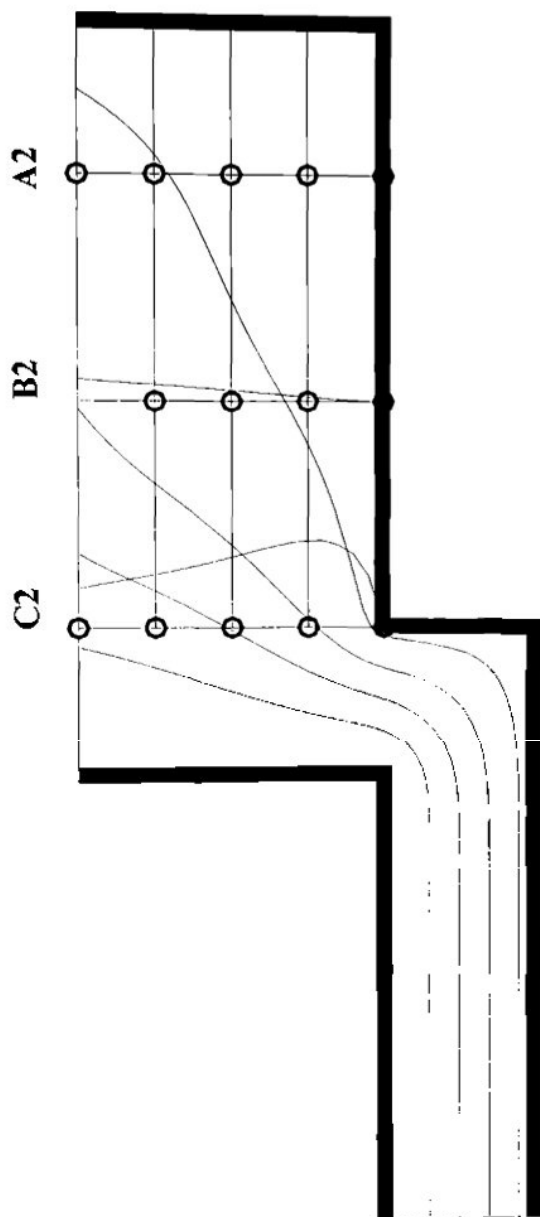
fig. 7.7.8



Date caracteristice secventei de masurare afisate:

- Prize C2
- Deschiderea distribuitorului = 5 [mm]
- Pozitia axiala a sondei de viteza = 40 [mm]
- Debitul reglat = 120 [l/min]

fig. 7.7.9

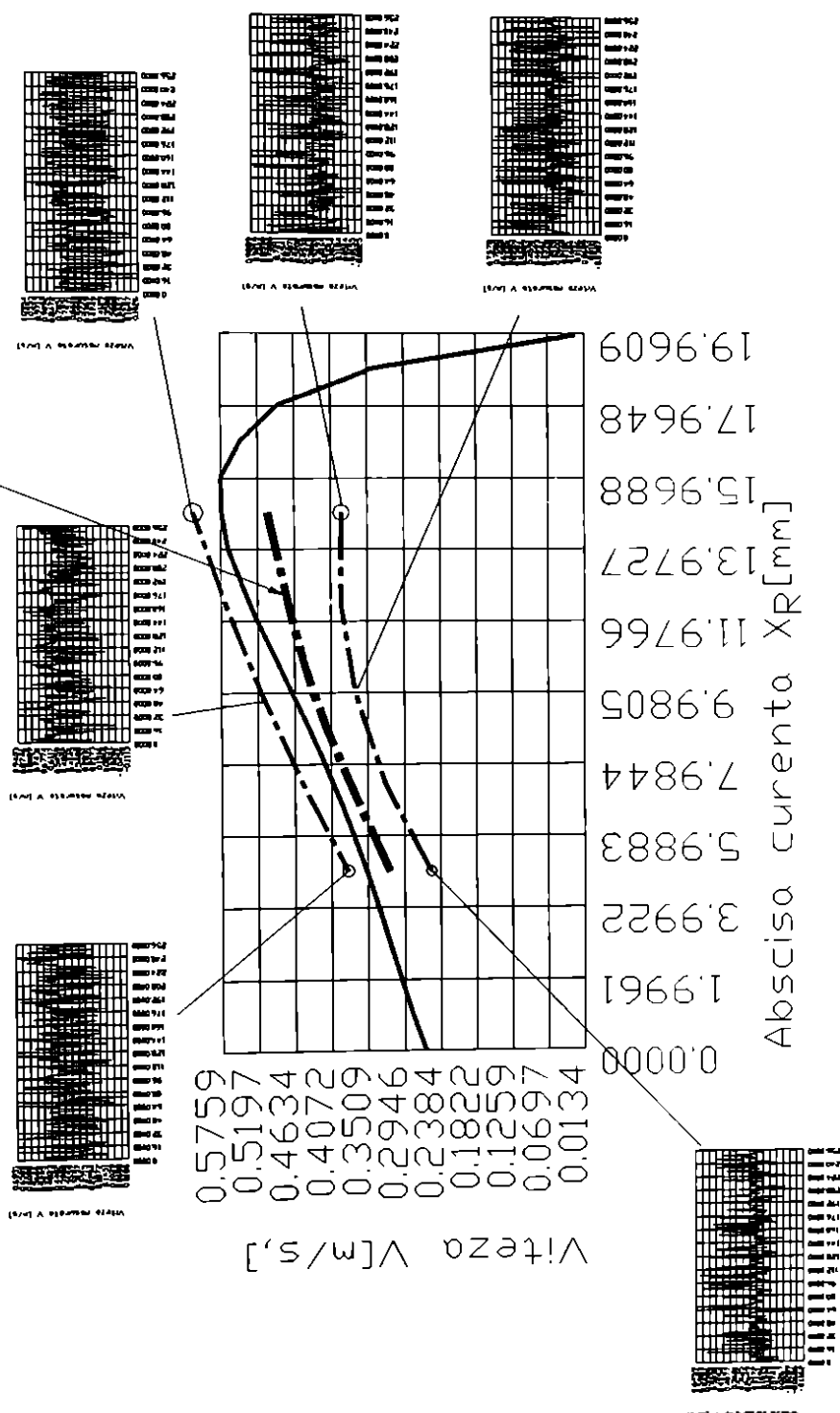


Date caracteristice secvenței de măsurare afișate:
 - Deschiderea distributorului = 10 [mm]
 - Debitul reglat = 120 [l/min]

Fig. 7.7.10

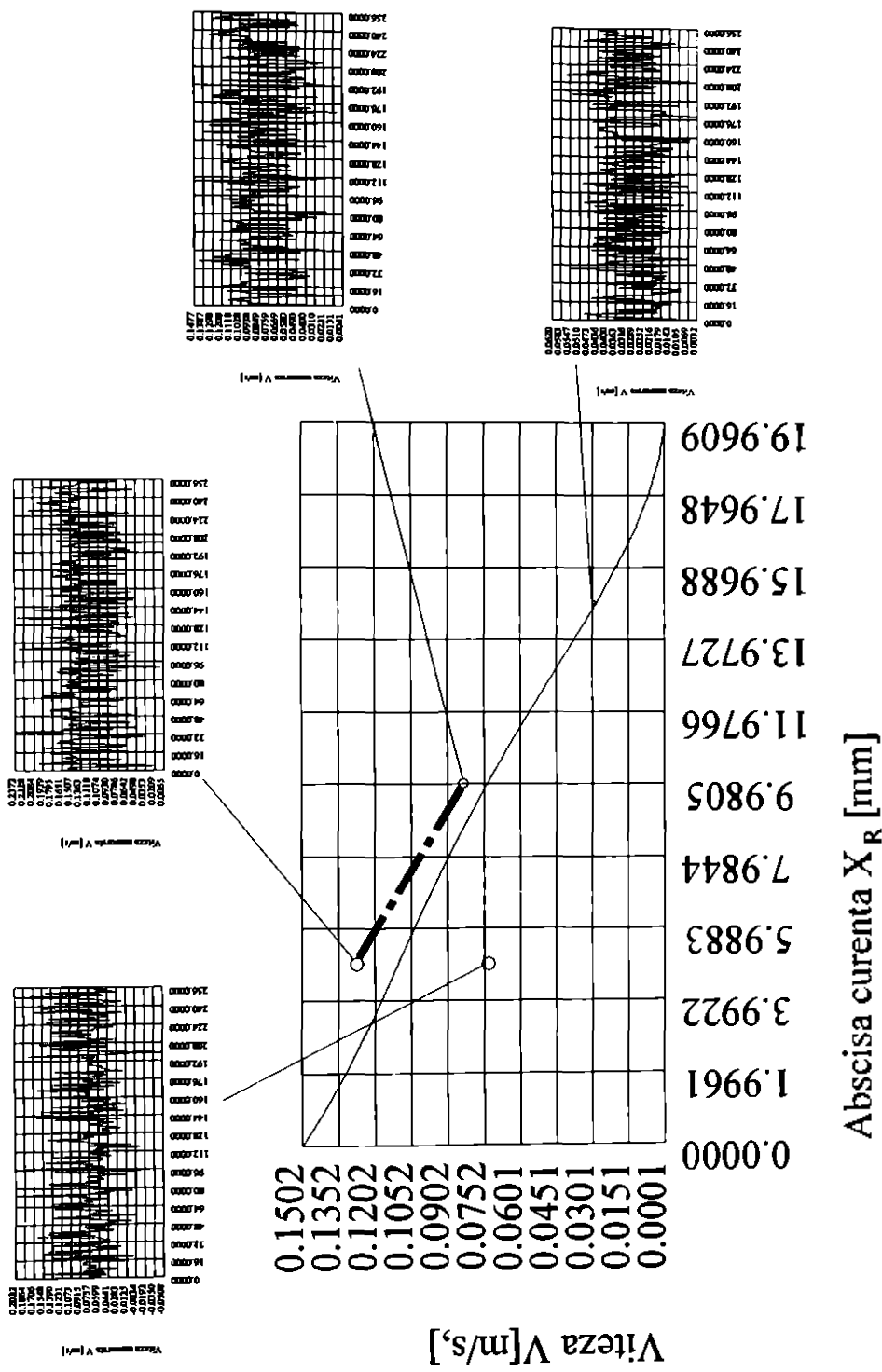
BUPT

Valori medii masurate



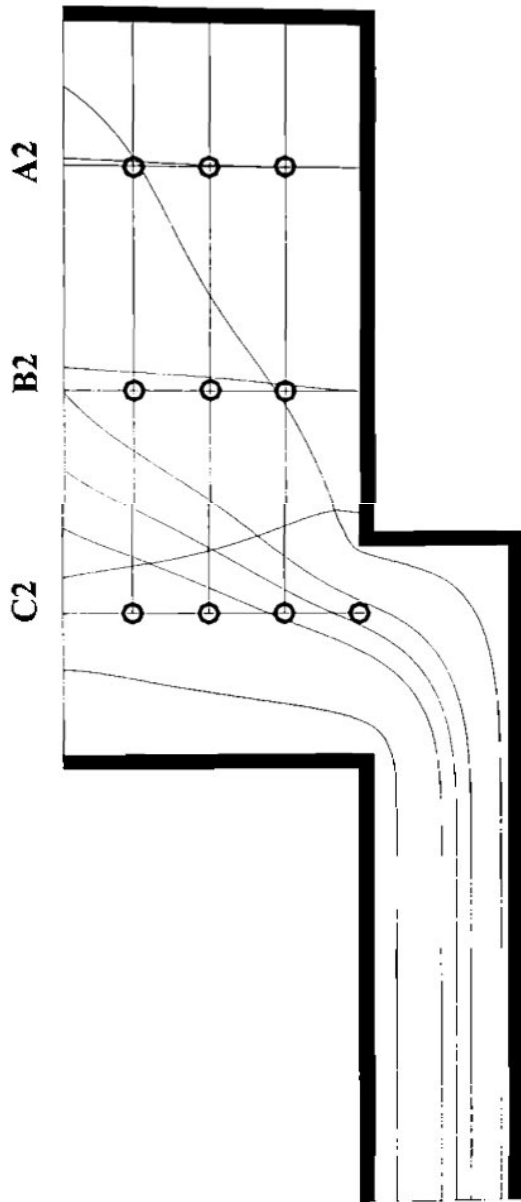
- Date caracteristice secvenței de masurare afisate:
- Prize C2 = 10 [mm]
 - Deschiderea distribuitorului = 40 [mm]
 - Pozitia axiala a sondei de viteza = 120 [l/min]
 - Debitul reglat

fig. 7.7.11



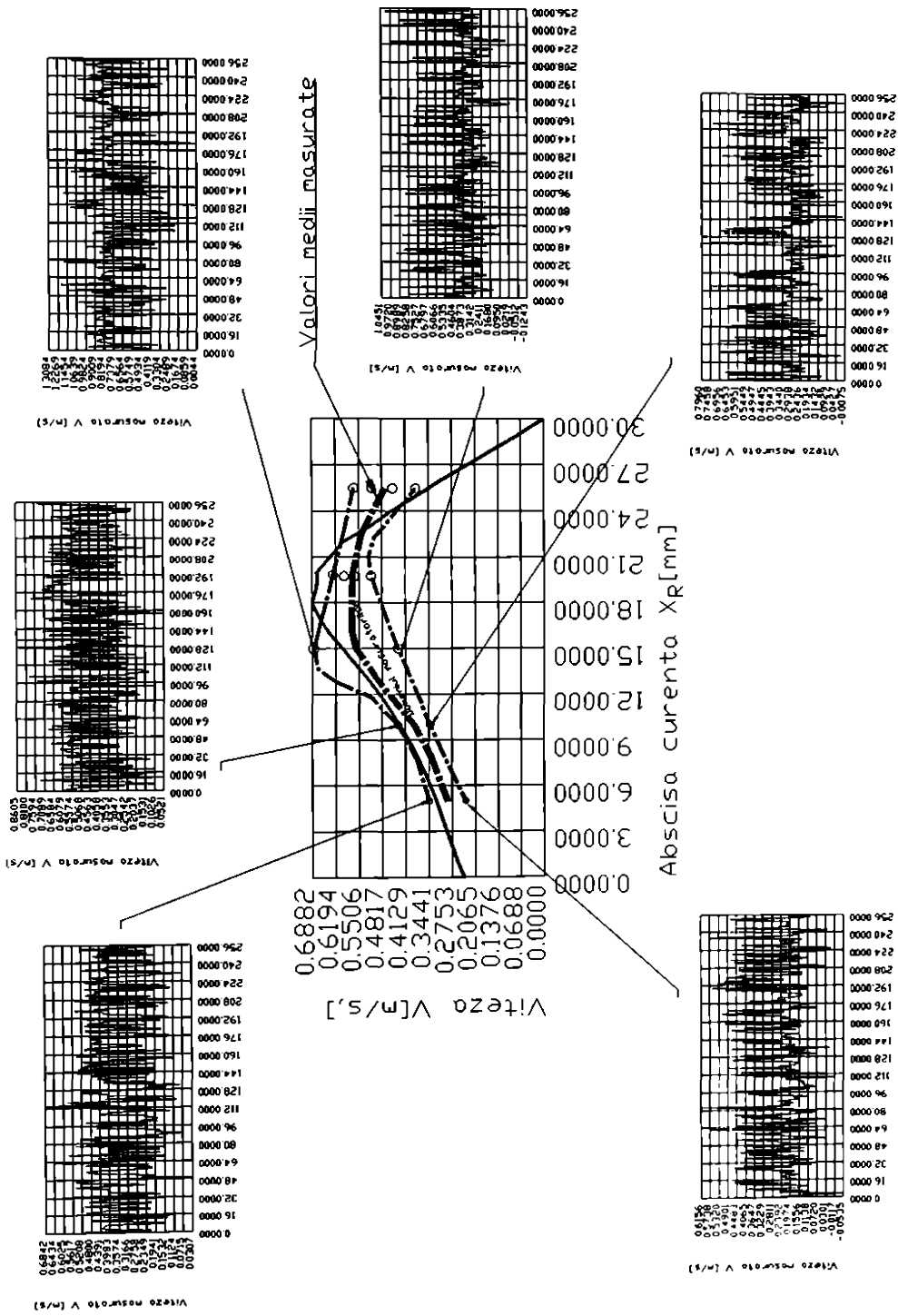
- Date caracteristice secvenței de măsurare afișate:
- Prize B2 = 10 [mm]
 - Deschiderea distribuitorului = 25 [mm]
 - Poziția axială a sondei de viteză = 120 [V/min]
 - Debitul reglat

fig. 7.7.12



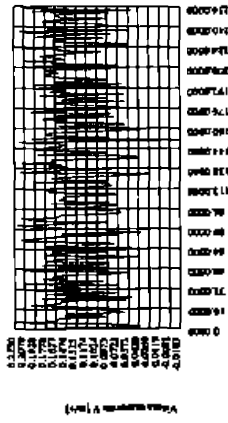
Date caracteristice secvenței de măsurare a [sate]:
 - Deschiderea distribuitorului = 15 [mm]
 - Debitul reglat = 120 [l/min]

fig. 7.7.13

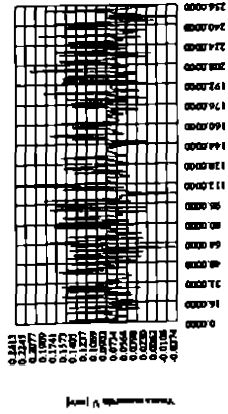


- Date caracteristice secvenței de masurare afsate:
- Prize C2
 - Deschiderea distribuitorului = 15 [mm]
 - Pozitia axiala a sondei de viteza = 40 [mm]
 - Debitul reglat = 120 [l/min]

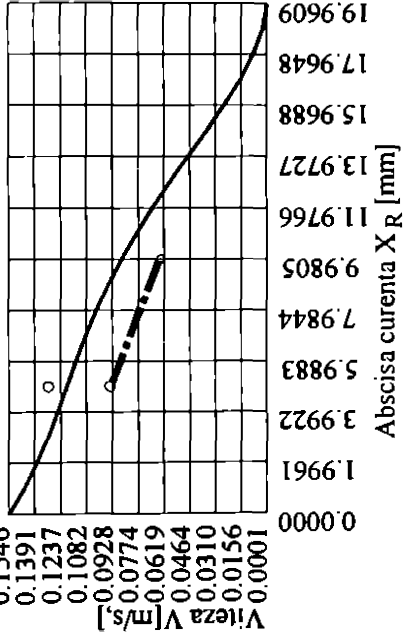
fig. 7.7.14



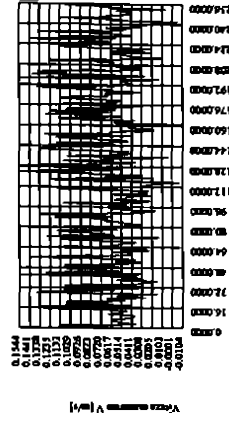
0.1546
0.1391
0.1237
0.1082
0.0928
0.0774
0.0619
0.0464
0.0310
0.0156
0.0001



0.1546
0.1391
0.1237
0.1082
0.0928
0.0774
0.0619
0.0464
0.0310
0.0156
0.0001



19.9609
17.9648
15.9688
13.9727
11.9766
9.9805
7.9844
5.9883
3.9922
1.9961
0.0000



0.1546
0.1391
0.1237
0.1082
0.0928
0.0774
0.0619
0.0464
0.0310
0.0156
0.0001

Date caracteristice secvenței de măsurare afișate:

- Prize B2
- Deschiderea distribuitorului = 15 [mm]
- Pozitia axiala a sondei de viteza = 25 [mm]
- Debitul reglat = 120 [l/min]

fig. 7.7.15

Capitolul 8

Interpretarea si transpunerea rezultatelor experimentale

8.1. Interpretarea rezultatelor experimentale

Rezultatele experimentale obtinute indica o apropiere sensibila intre valorile calculate si cele masurate, insa prezinta dezavantajul faptului ca valorile parametrilor energetici ai statiunii nu permit obtinerea unei viteze suficient de mari pentru dezvoltarea unor conditii cavitationale. Costurile mari necesare cresterii capacitatii statiunii si limitarile temporale exclud aceasta posibilitate.

Aceste rezultate experimentale indica concordanta repartitiilor de presiuni si a pozitiei jetului, anticipata prin calcule numerice.

Valorile masurate nu servesc direct la calculul unor caracteristici cavitationale, datorita faptului ca sunt in continuare necunoscute o serie de marimi corespunzatoare curgerii interioare a jetului respectiv, valoarea presiunii p_1 in zona de contractie a jetului la iesire din fanta de reglare.

Pentru repartitiile de presiuni, priza nr. 1 aflata in imediata apropiere a umarului sertarului care formeaza fanta de reglare, indica valori ale presiunii relativ apropiate de valoarea din jet. Elementul esential care rezulta din masuratori, confruntat cu repartitiile teoretice, este acela al aparitiei unui minim de presiune imediat in avalul fantei de reglare. Pentru deschiderea de 5 mm a modelului, echivalenta cu 1 mm pentru prototip, valoarea presiunii minime este aproximativ 0,8 din valoarea presiunii p_2 la iesire.

Odata cu cresterea deschiderii fantei de reglare, valoarea acestei presiuni se apropie de valoarea presiunii de iesire p_2 . Daca vom considera evolutia presiunii in lungul liniei de curent evidentiata in fig. 4.5.5 din capitolul 4, vom remarca acelasi fenomen de scadere accentuata a presiunii in avalul fantei de reglaj.

Calculul spectrului de linii de curent pentru regimurile de curgere in care au fost realizate determinari experimentale, indica in cazul modelului chiar la deschideri mici o evazare puternica a jetului si atasarea acestuia in primul rind la umarul sertarului. Aceasta situatie este confirmata de setul de masuratori efectuate cu sonda de viteze.

Corelarea valorilor masurate cu valorile calculate pentru model si prototip indica cu cea mai mare probabilitate zona de incipienta a fenomenului cavitational, zona aval de fanta in imediata apropiere a muchiei sertarului in interiorul jetului inelar. Pe de alta parte, masuratorile de viteza efectuate cu sonda de viteze indica repartitii corect calculate cu ajutorul programelor de post procesare a cimpului hidrodinamic.

Intrucit timpul de reactie al traductorilor cu termistor este mare, valorile inregistrate sunt valori medii temporale ale semnalului, deci nu pot evidentia prezenta unor miscari secundare rapide. Pentru setul de masuratori realizat cu sonda DISA, la o frecventa de masurare de 10 KHz, la deschiderile de 5 mm si 10 mm a fantei de reglare, se remarca variatia rapida a semnalului in limita secventei de 256 valori masurate.

Utilizarea analizei Fourier rapide interactiv, evidentiaza un virf energetic pentru frecventa de 2 KHz. Acest virf nu evolueaza cu variatia valorii debitului la cele doua deschideri, ceea ce a impus concluzia ca avem captata o frecventa armonica a purtatorului de semnal DISA.

De remarcat ca valorile maxime apropiate de valorile medii asociate debitului la care functioneaza distribuitorul, ramin apropiate de acesta numai in zona centrala a jetului. Odata cu apropierea de zona evazata a jetului, vitezele scad drastic. In aceste conditii semnalele captate nu pot fi diferite de zgomotul electric de fond al instalatiei de transmitere a datelor.

Pentru deschideri de peste 10 mm, priza de presiune C2 este activa, iar pentru deschideri peste 20 mm este activa si B2. Priza A2 nu devine practic activa decit la deschideri peste 30 mm.

Erorile aparute intre valorile masurate si cele calculate sunt evidentiate in special prin diferenta de valori si mai putin de alura curbelor. Pentru doua seturi de masuratori, realizate in doua etape consecutive apar diferente relativ mari, (25%) fata de valorile calculate. Setul de valori calculate se incadreaza totusi in domeniul masuratorilor. Aceste abateri apar, in principal, datorita compensarii insuficiente a temperaturii mediului exterior.

Diferenta absoluta intre temperaturile mediului exterior in cele doua seturi de masuratori a fost de aproximativ 10°C. Pe de alta parte se poate observa o crestere a valorii absolute a abaterii, odata cu cresterea valorii marimii masurate, ceea ce poate impune concluzia unei curbe de etalonare deficitare sau chiar la concluzia unei legaturi nebiunivoce intre valoarea vitezei fizice si a semnalului echivalent masurat.

8.2. Transpunerea rezultatelor

Transpunerea rezultatelor de la modelul experimental la prototip serveste la deducerea conditiilor fizice concrete de desfasurare a fenomenelor de curgere in distribuitorul prototip. Relatiile de legatura intre marimile cimpului hidrodinamic al modelului si prototipului vor fi stabilite in ipoteza similitudinii Re.

Scarile marimilor derivate pentru Re [4a] sunt:

$$\lambda_t = \lambda^2 \left(\frac{v_n}{v_m} \right)^{-1} \quad \text{scara timpului} \quad (8.2.1)$$

$$\lambda_v = \frac{1}{\lambda} \left(\frac{v_n}{v_m} \right) \quad \text{scara vitezei} \quad (8.2.2)$$

$$\lambda_a = \lambda^{-3} \left(\frac{v_n}{v_m} \right)^2 \quad \text{scara acceleratiei} \quad (8.2.3)$$

$$\lambda_Q = \lambda \frac{v_n}{v_m} \quad \text{scara debitului} \quad (8.2.4)$$

$$\lambda_{mas} = \lambda^3 \frac{\rho_m}{\rho_n} \quad \text{scara masei} \quad (8.2.5)$$

$$\lambda_p = \lambda^{-2} \left(\frac{\eta_n}{\eta_m} \right)^2 \left(\frac{\rho_n}{\rho_m} \right)^{-1} \quad \text{scara presiunilor} \quad (8.2.6)$$

In relatiile de mai sus autorul refera prin indicele "n" prototipul iar prin indicele "m" modelul. Cum proprietatile fizice ale modelului (m) si prototipului (n) sunt aceleasi, rapoartele derivate din diferente de proprietati sunt 1, iar scarile principalelor marimi devin:

$$\lambda_l = \lambda^3 \quad \lambda_a = \lambda^{-1} \quad \lambda_p = \lambda^{-2} \quad (8.2.7)$$

$$\lambda_v = \lambda^{-1} \quad \lambda_Q = \lambda$$

Deci pentru

$$\lambda = \frac{l_n}{l_m} = \frac{l_p}{l_m} = \frac{1}{5} = 0,2 \quad (8.2.8)$$

avem urmatoarele valori numerice:

$$\lambda_l = 0,04 \quad \lambda_Q = \frac{1}{5} = 0,2$$

$$\lambda_v = \frac{1}{\lambda} = 5 \quad \lambda_p = \left(\frac{1}{0,2}\right)^2 = 25 \quad (8.2.9)$$

$$\lambda_l = \frac{t_n}{t_m} = 0,04 \Rightarrow t_m = 25 \cdot t_p \Rightarrow t_p = \frac{t_m}{25}$$

$$\lambda_v = \frac{v_p}{v_m} = 5 \Rightarrow v_m = \frac{v_p}{5} \Rightarrow v_p = 5 \cdot v_m$$

$$\lambda_Q = \frac{Q_p}{Q_m} \Rightarrow Q_p = 0,2 \cdot Q_m \quad (8.2.10)$$

$$\lambda_p = \frac{P_p}{P_m} = 25 \Rightarrow p_p = 25 \cdot p_m$$

Pentru valorile debitului si presiunilor masurate avem:

$$(Q_{min})_m = 40 \text{ l/min} \Rightarrow Q_n = 0,2 \times 40 = 8 \text{ l/min}$$

$$(Q_{max})_m = 120 \text{ l/min} \Rightarrow Q_n = 0,2 \times 120 = 24 \text{ l/min}$$

Cum debitul nominal al prototipului este $Q_{Nn} = 40 \dots 70 \text{ l/min}$, se remarca faptul ca suntem in zona debitelor inferioare ale prototipului cu masuratorile pe model.

Presiunile echivalente de functionare a prototipului sunt:

$P_n = P_m \times 25$; $P_m = 2 \text{ bar} \Rightarrow P_n = 50 \text{ bar}$, care este si presiunea de calcul a caracteristicilor prototipului DN10.

Valorile transpuse sunt calculate in tabelul 8.2.1, unde indicele m se refera la model iar indicele n la prototip. X_{ref} , P_{ref} reprezinta valorile in mm pentru reprezentarea grafica a dependentei experimentale in ACAD.

tab. 8.2.1

Q_m	Q_n	X_m	X_n	Nr. priza	Y priza	X priza	X_{ref}	P_0	P_2	P_{calc}	P_{mas}	P_{abs}	P_n	P_{ref}	V_{mx}	C_d	Re
l/min	l/min	mm	mm		mm	mm	mm	bar	bar	bar	bar	bar	bar	mm	m/s		
120	24,00	5,00	1,00	1,00	40,00	41,88	14,13	1,66	0,16	0,15	0,11	1,12	28,01	24,86	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	2,00	40,00	38,75	14,75	1,70	0,16	0,15	0,14	1,15	28,73	25,58	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	3,00	40,00	35,63	15,38	1,66	0,15	0,15	0,17	1,18	29,49	26,33	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	4,00	40,00	32,50	16,00	1,62	0,16	0,16	0,20	1,21	30,36	27,21	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	5,00	40,00	29,38	16,63	1,74	0,16	0,16	0,18	1,20	29,88	26,73	1,59	0,08	199
120	24,00	5,00	1,00	6,00	40,00	26,25	17,25	1,62	0,16	0,16	0,13	1,14	28,51	25,36	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	7,00	40,00	23,13	17,88	1,72	0,16	0,16	0,17	1,18	29,58	26,43	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	8,00	40,00	20,00	18,50	1,65	0,16	0,16	0,18	1,19	29,71	26,56	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	9,00	40,00	16,88	19,13	1,72	0,16	0,16	0,14	1,16	28,88	25,73	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	10,00	40,00	13,75	19,75	1,62	0,16	0,16	0,15	1,16	29,11	25,96	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	11,00	40,00	10,63	20,38	1,65	0,16	0,16	0,14	1,15	28,81	25,66	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	12,00	40,00	7,50	21,00	1,66	0,16	0,16	0,17	1,18	29,51	26,36	1,59	0,09	199
120	24,00	5,00	1,00	13,00	40,00	4,38	21,63	1,68	0,16	0,16	0,15	1,16	28,96	25,81	1,59	0,09	199
120	24,00	10,00	2,00	1,00	40,00	36,88	15,13	0,60	0,07	0,02	0,02	1,03	25,76	22,61	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	2,00	40,00	33,75	15,75	0,61	0,07	0,03	0,03	1,04	26,01	22,86	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	3,00	40,00	30,63	16,38	0,60	0,07	0,03	0,04	1,05	26,23	23,08	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	4,00	40,00	27,50	17,00	0,63	0,07	0,04	0,05	1,06	26,46	23,31	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	5,00	40,00	24,38	17,63	0,62	0,07	0,04	0,04	1,06	26,38	23,23	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	6,00	40,00	21,25	18,25	0,62	0,07	0,04	0,03	1,04	26,06	22,91	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	7,00	40,00	18,13	18,88	0,60	0,07	0,04	0,04	1,05	26,33	23,18	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	8,00	40,00	15,00	19,50	0,63	0,07	0,04	0,04	1,06	26,38	23,23	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	9,00	40,00	11,88	20,13	0,61	0,07	0,04	0,03	1,05	26,18	23,03	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	10,00	40,00	8,75	20,75	0,63	0,07	0,04	0,04	1,05	26,23	23,08	0,80	0,06	199
120	24,00	10,00	2,00	11,00	40,00	5,63	21,38	0,61	0,07	0,04	0,03	1,05	26,16	23,01	0,80	0,06	199
120	24,00	15,00	3,00	1,00	40,00	31,88	16,13	0,54	0,05	0,14	0,11	1,12	28,03	24,88	0,53	0,05	199
120	24,00	15,00	3,00	2,00	40,00	28,75	16,75	0,53	0,04	0,15	0,13	1,14	28,61	25,46	0,53	0,05	199
120	24,00	15,00	3,00	3,00	40,00	25,63	17,38	0,54	0,05	0,15	0,16	1,17	29,36	26,21	0,53	0,05	199

120	24.00	15.00	3.00	4.00	40.00	22.50	18.00	0.54	0.05	0.15	0.19	1.21	30.18	27.03	0.53	0.05	199
120	24.00	15.00	3.00	5.00	40.00	19.38	18.83	0.55	0.05	0.15	0.18	1.19	29.71	26.56	0.53	0.05	199
120	24.00	15.00	3.00	6.00	40.00	18.25	19.25	0.55	0.05	0.15	0.12	1.14	28.38	25.23	0.53	0.05	199
120	24.00	15.00	3.00	7.00	40.00	13.13	19.88	0.55	0.05	0.15	0.16	1.18	29.41	26.26	0.53	0.05	199
120	24.00	15.00	3.00	8.00	40.00	10.00	20.50	0.55	0.04	0.15	0.17	1.18	29.53	26.38	0.53	0.05	199
120	24.00	15.00	3.00	9.00	40.00	6.88	21.13	0.53	0.04	0.15	0.14	1.15	28.71	25.56	0.53	0.05	199
120	24.00	20.00	4.00	1.00	40.00	26.88	17.13	0.39	0.03	0.14	0.11	1.12	28.11	24.96	0.40	0.04	199
120	24.00	20.00	4.00	2.00	40.00	23.75	17.75	0.40	0.03	0.15	0.13	1.15	28.66	25.51	0.40	0.04	199
120	24.00	20.00	4.00	3.00	40.00	20.63	18.38	0.40	0.03	0.15	0.16	1.18	29.38	26.23	0.40	0.04	199
120	24.00	20.00	4.00	4.00	40.00	17.50	19.00	0.40	0.03	0.15	0.20	1.21	30.21	27.06	0.40	0.04	199
120	24.00	20.00	4.00	5.00	40.00	14.38	19.63	0.40	0.03	0.15	0.18	1.19	29.73	26.58	0.40	0.04	199
120	24.00	20.00	4.00	6.00	40.00	11.25	20.25	0.40	0.03	0.15	0.12	1.14	28.38	25.23	0.40	0.04	199
120	24.00	20.00	4.00	7.00	40.00	8.13	20.88	0.40	0.03	0.15	0.16	1.18	29.41	26.26	0.40	0.04	199
120	24.00	20.00	4.00	8.00	40.00	5.00	21.50	0.40	0.03	0.15	0.17	1.18	29.53	26.38	0.40	0.04	199
120	24.00	25.00	5.00	1.00	40.00	21.88	18.13	0.31	0.03	0.15	0.12	1.13	28.27	25.12	0.32	0.04	199
120	24.00	25.00	5.00	2.00	40.00	18.75	18.75	0.32	0.03	0.15	0.14	1.15	28.77	25.62	0.32	0.04	199
120	24.00	25.00	5.00	3.00	40.00	15.63	19.38	0.32	0.03	0.15	0.17	1.18	29.47	26.32	0.32	0.04	199
120	24.00	25.00	5.00	4.00	40.00	12.50	20.00	0.32	0.03	0.15	0.20	1.21	30.26	27.11	0.32	0.04	199
120	24.00	25.00	5.00	5.00	40.00	9.38	20.63	0.32	0.03	0.15	0.18	1.19	29.76	26.61	0.32	0.04	199
120	24.00	25.00	5.00	6.00	40.00	6.25	21.25	0.32	0.03	0.15	0.12	1.14	28.38	25.23	0.32	0.04	199
120	24.00	25.00	5.00	7.00	40.00	3.13	21.88	0.32	0.03	0.15	0.16	1.18	29.40	26.25	0.32	0.04	199
120	24.00	30.00	6.00	1.00	40.00	16.88	19.13	0.27	0.02	0.15	0.12	1.13	28.28	25.13	0.27	0.04	199
120	24.00	30.00	6.00	2.00	40.00	13.75	19.75	0.26	0.03	0.15	0.14	1.15	28.78	25.63	0.27	0.04	199
120	24.00	30.00	6.00	3.00	40.00	10.63	20.38	0.26	0.02	0.15	0.17	1.18	29.47	26.32	0.27	0.04	199
120	24.00	30.00	6.00	4.00	40.00	7.50	21.00	0.26	0.02	0.15	0.20	1.21	30.26	27.11	0.27	0.04	199
120	24.00	30.00	6.00	5.00	40.00	4.38	21.63	0.27	0.02	0.15	0.18	1.19	29.76	26.61	0.27	0.04	199
120	24.00	35.00	7.00	1.00	40.00	11.88	20.13	0.22	0.02	0.15	0.12	1.13	28.29	25.14	0.23	0.03	199
120	24.00	35.00	7.00	2.00	40.00	8.75	20.75	0.23	0.02	0.15	0.14	1.15	28.79	25.64	0.23	0.03	199
120	24.00	35.00	7.00	3.00	40.00	5.63	21.38	0.23	0.02	0.15	0.17	1.18	29.48	26.33	0.23	0.03	199

Qm	Qn	X _m	X _n	Nr.	Y	X	X _{rel}	P ₀	P ₂	P _{calc}	P _{mas}	P _{abs}	P _n	P _{ref}	V _{mx}	C _d	Re
l/min	l/min	mm	mm	priza	priza	priza	mm	bar	bar	bar	bar	bar	bar	mm	m/s		
40	8.00	5.00	1.00	1.00	40.00	41.88	14.13	0.65	0.17	0.03	0.02	1.04	25.93	22.78	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	2.00	40.00	38.75	14.75	0.66	0.16	0.04	0.03	1.04	26.11	22.96	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	3.00	40.00	35.63	15.38	0.67	0.17	0.04	0.04	1.05	26.31	23.16	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	4.00	40.00	32.50	16.00	0.66	0.17	0.04	0.05	1.06	26.51	23.36	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	5.00	40.00	29.38	16.63	0.67	0.17	0.04	0.04	1.06	26.41	23.26	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	6.00	40.00	26.25	17.25	0.67	0.16	0.04	0.03	1.04	26.08	22.93	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	7.00	40.00	23.13	17.88	0.66	0.16	0.04	0.04	1.05	26.33	23.18	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	8.00	40.00	20.00	18.50	0.67	0.16	0.04	0.04	1.05	26.36	23.21	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	9.00	40.00	16.88	19.13	0.67	0.16	0.04	0.03	1.05	26.16	23.01	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	10.00	40.00	13.75	19.75	0.68	0.17	0.04	0.04	1.05	26.23	23.08	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	11.00	40.00	10.63	20.38	0.65	0.17	0.04	0.03	1.05	26.16	23.01	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	12.00	40.00	7.50	21.00	0.65	0.17	0.04	0.04	1.05	26.31	23.18	0.53	0.05	66
40	8.00	5.00	1.00	13.00	40.00	4.38	21.63	0.66	0.16	0.04	0.03	1.05	26.18	23.03	0.53	0.05	66
40	8.00	10.00	2.00	1.00	40.00	36.88	15.13	0.30	0.09	0.03	0.02	1.03	25.83	22.68	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	2.00	40.00	33.75	15.75	0.30	0.09	0.03	0.03	1.04	25.98	22.83	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	3.00	40.00	30.63	16.38	0.29	0.09	0.03	0.03	1.05	26.13	22.98	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	4.00	40.00	27.50	17.00	0.29	0.09	0.03	0.04	1.05	26.31	23.16	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	5.00	40.00	24.38	17.63	0.30	0.09	0.03	0.04	1.05	26.21	23.06	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	6.00	40.00	21.25	18.25	0.29	0.09	0.03	0.02	1.04	25.93	22.78	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	7.00	40.00	18.13	18.88	0.30	0.09	0.03	0.03	1.05	26.16	23.01	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	8.00	40.00	15.00	19.50	0.29	0.09	0.03	0.03	1.05	26.18	23.03	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	9.00	40.00	11.88	20.13	0.30	0.09	0.03	0.03	1.04	26.01	22.86	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	10.00	40.00	8.75	20.75	0.30	0.09	0.03	0.03	1.04	26.06	22.91	0.27	0.04	66
40	8.00	10.00	2.00	11.00	40.00	5.63	21.38	0.30	0.09	0.03	0.03	1.04	26.01	22.86	0.27	0.04	66
40	8.00	15.00	3.00	1.00	40.00	31.88	16.13	0.25	0.04	0.03	0.03	1.04	25.98	22.83	0.18	0.03	66
40	8.00	15.00	3.00	2.00	40.00	28.75	16.75	0.25	0.04	0.04	0.03	1.05	26.13	22.98	0.18	0.03	66
40	8.00	15.00	3.00	3.00	40.00	25.63	17.38	0.25	0.04	0.04	0.04	1.05	26.33	23.18	0.18	0.03	66
40	8.00	15.00	3.00	4.00	40.00	22.50	18.00	0.26	0.04	0.04	0.05	1.06	26.53	23.38	0.18	0.03	66
40	8.00	15.00	3.00	5.00	40.00	19.38	18.63	0.26	0.04	0.04	0.04	1.06	26.41	23.26	0.18	0.03	66
40	8.00	15.00	3.00	6.00	40.00	16.25	19.25	0.26	0.04	0.04	0.03	1.04	26.08	22.93	0.18	0.03	66
40	8.00	15.00	3.00	7.00	40.00	13.13	19.88	0.26	0.04	0.04	0.04	1.05	26.33	23.18	0.18	0.03	66
40	8.00	15.00	3.00	8.00	40.00	10.00	20.50	0.25	0.04	0.04	0.04	1.06	26.38	23.23	0.18	0.03	66
40	8.00	15.00	3.00	9.00	40.00	6.88	21.13	0.26	0.04	0.04	0.03	1.05	26.18	23.03	0.18	0.03	66
40	8.00	20.00	4.00	1.00	40.00	26.88	17.13	0.12	0.03	0.04	0.03	1.04	26.06	22.91	0.13	0.03	66
40	8.00	20.00	4.00	2.00	40.00	23.75	17.75	0.13	0.03	0.04	0.04	1.05	26.21	23.06	0.13	0.03	66
40	8.00	20.00	4.00	3.00	40.00	20.63	18.38	0.12	0.03	0.04	0.04	1.06	26.41	23.26	0.13	0.03	66
40	8.00	20.00	4.00	4.00	40.00	17.50	19.00	0.13	0.03	0.04	0.05	1.07	26.63	23.48	0.13	0.03	66
40	8.00	20.00	4.00	5.00	40.00	14.38	19.63	0.13	0.03	0.04	0.05	1.06	26.51	23.36	0.13	0.03	66
40	8.00	20.00	4.00	6.00	40.00	11.25	20.25	0.12	0.03	0.04	0.03	1.05	26.16	23.01	0.13	0.03	66
40	8.00	20.00	4.00	7.00	40.00	8.13	20.88	0.12	0.03	0.04	0.04	1.06	26.43	23.28	0.13	0.03	66
40	8.00	20.00	4.00	8.00	40.00	5.00	21.50	0.12	0.03	0.04	0.05	1.06	26.46	23.31	0.13	0.03	66
40	8.00	20.00	4.00	9.00	40.00	1.88	22.13	0.11	0.03	0.04	0.0						

40	8.00	25.00	5.00	4.00	40.00	12.50	20.00	0.11	0.03	0.04	0.05	1.06	26.56	23.41	0.11	0.02	66
40	8.00	25.00	5.00	5.00	40.00	9.38	20.63	0.11	0.03	0.04	0.04	1.06	26.43	23.28	0.11	0.03	66
40	8.00	25.00	5.00	6.00	40.00	6.25	21.25	0.12	0.03	0.04	0.03	1.04	26.08	22.93	0.11	0.02	66
40	8.00	25.00	5.00	7.00	40.00	3.13	21.86	0.11	0.03	0.04	0.04	1.05	26.36	23.21	0.11	0.02	66
40	8.00	30.00	6.00	1.00	40.00	16.88	19.13	0.10	0.02	0.04	0.03	1.04	26.06	22.91	0.09	0.02	66
40	8.00	30.00	6.00	2.00	40.00	13.75	19.75	0.10	0.02	0.04	0.03	1.05	26.18	23.03	0.09	0.02	66
40	8.00	30.00	6.00	3.00	40.00	10.63	20.38	0.10	0.02	0.04	0.04	1.05	26.36	23.21	0.09	0.02	66
40	8.00	30.00	6.00	4.00	40.00	7.50	21.00	0.11	0.02	0.04	0.05	1.06	26.56	23.41	0.09	0.02	66
40	8.00	30.00	6.00	5.00	40.00	4.38	21.63	0.10	0.02	0.04	0.04	1.06	26.43	23.28	0.09	0.02	66
40	8.00	35.00	7.00	1.00	40.00	11.88	20.13	0.10	0.02	0.04	0.03	1.04	26.06	22.91	0.08	0.02	66
40	8.00	35.00	7.00	2.00	40.00	8.75	20.75	0.10	0.02	0.04	0.03	1.05	26.18	23.03	0.08	0.02	66
40	8.00	35.00	7.00	3.00	40.00	5.63	21.38	0.10	0.02	0.04	0.04	1.05	26.36	23.21	0.08	0.02	66

Aceste valori vor fi comparate cu valorile calculate pentru deschideri si debite echivalente ale prototipului.

Criteriul Re a fost utilizat sub forma:

$$Re = \frac{v \cdot x}{\nu} \quad (8.2.11)$$

unde x este deschiderea fantei de reglare a distribuitorului cu sertar cilindric

Daca scriem:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi D_s x} \quad (8.2.12)$$

atunci

$$Re = \frac{Q \cdot x}{\pi D_s x \nu} = \frac{Q}{\pi D_s \nu} \quad (8.2.13)$$

De aici rezulta ca regimul de curgere nu depinde teoretic de deschiderea fantei de reglare ci numai de debitul care este vehiculat prin aparatul hidraulic. Din acest punct de vedere pentru incercarile efectuate la $Q=40$ l/min si $Q=120$ l/min nu avem decit doua valori ale numarului Re:

$$Q=120 \text{ l/min} \Rightarrow Re=198$$

$$Q=40 \text{ l/min} \Rightarrow Re=66$$

8.3. Calculul valorilor pe prototip in functie de masuratorile efectuate:

Masuratorile au fost efectuate pentru deschiderile $x=5; 10; 15; 20; 25; 30; 35$ ale modelului, echivalente cu deschiderile de la 1 la 7 mm ale modelului. Simularile pe model merg pina la deschideri de pina la 5 mm. Setul de masuratori cu echivalarea valorilor in domeniul prototipului este redat in tabelul 8.2.1

De remarcat ca masuratorile efectuate pentru $Q_m=120$ l/min sunt echivalente la 24 l/min pentru prototip. Intrucit valorile de presiune sunt relative iar la simularea functionarii prototipului acestea au fost luate in calcul ca absolute, valoarea presiunii P_{mas} este recalculata.

Se remarca ca setul de valori calculate care poate fi utilizat pentru realizarea comparatiei este cel de tipul $P_0=50$ bar/ $p_2=25$ bar. Pentru cele 5 deschideri ale modelului la care avem simulari realizate pe COSMOS 386 utilizind soft-ware-ul de post-procesare se calculeaza repartitia de presiuni de pe umarul sertarului si se compara cu valorile masurate pe model si transpuse la prototip utilizind criteriul Re. Repartitiile de presiune obtinute sunt reprezentate in fig.8.3.1, comparate cu valorile transpuse de la model.

Prin reprezentarea suprapusa a valorilor calculate prin metoda elementului finit pentru prototipul industrial DN10 si a celor transpuse din masuratorile experimentale prin criteriul Re, se obtine o comparatie intre modelarea matematica a prototipului si masuratorile pe model.

Studiind diagramele comparative pentru repartitiile de presiuni la $Q_{model}=120$ l/min (intrucit pentru $Q=40$ l/min nu dispunem de simulari), se remarca in general o scadere a valorilor masurate in raport cu valorile calculate. Valoarea minima atit pentru sirul de valori masurate cit si pentru sirul de valori calculate se gaseste pe muchia umarului sertarului imediat in avalul fantei de reglare. Desigur o suprapunere perfecta este imposibila chiar si in cazul unor masuratori experimentale cu erori nule, din doua motive: ipotezele simplificatorii ale modelului de calcul si existenta probabila a unui criteriu

de similitudine mai complex decit Re . Totusi atat alura cit si plasarea comparativa in grafic indica pentru setul de masuratori corectitudinea utilizarii criteriului de similitudine Re drept criteriu dominant. Odata cu cresterea deschiderii, indepartarea dintre valorile calculate si cele masurate este tot mai pronuntata dupa cum se poate remarca din diagrama pentru deschiderea $X=5\text{mm}$.

Graficele expuse pentru deschiderile $x=1; 2; 3; 4; 5\text{ m}$, evidentiaza o cadere a presiunii aval de fanta, mai mare decit cea calculata, deci am putea trage concluzia ca pentru lichidele reale, incipienta si dezvoltarea cavitationala apare si la diferente de presiuni sau debite mai mici decit cele prognozate.

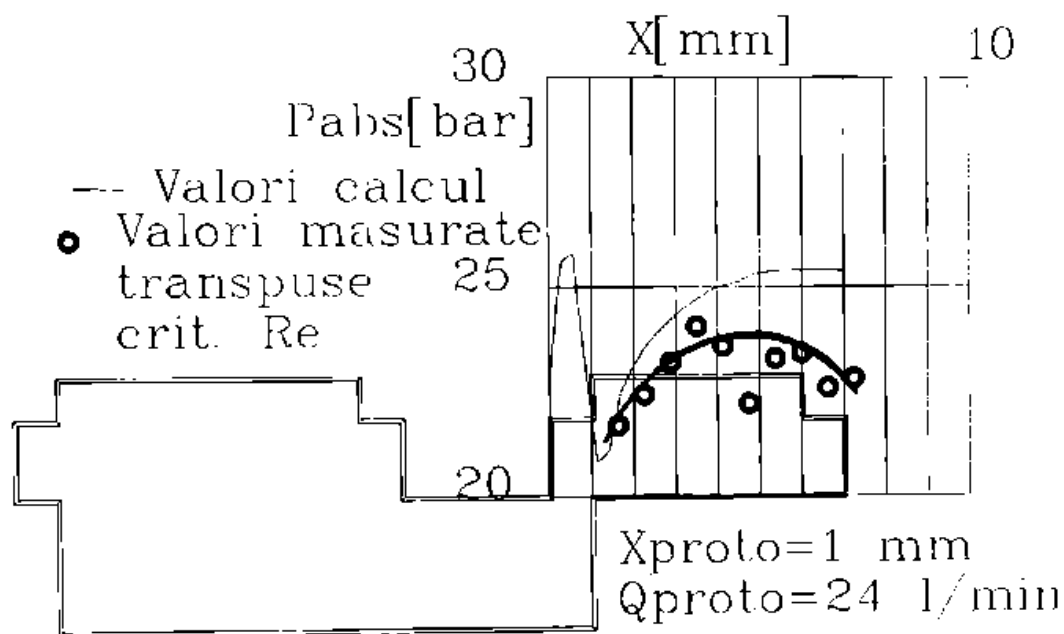


fig.8.3.1.a

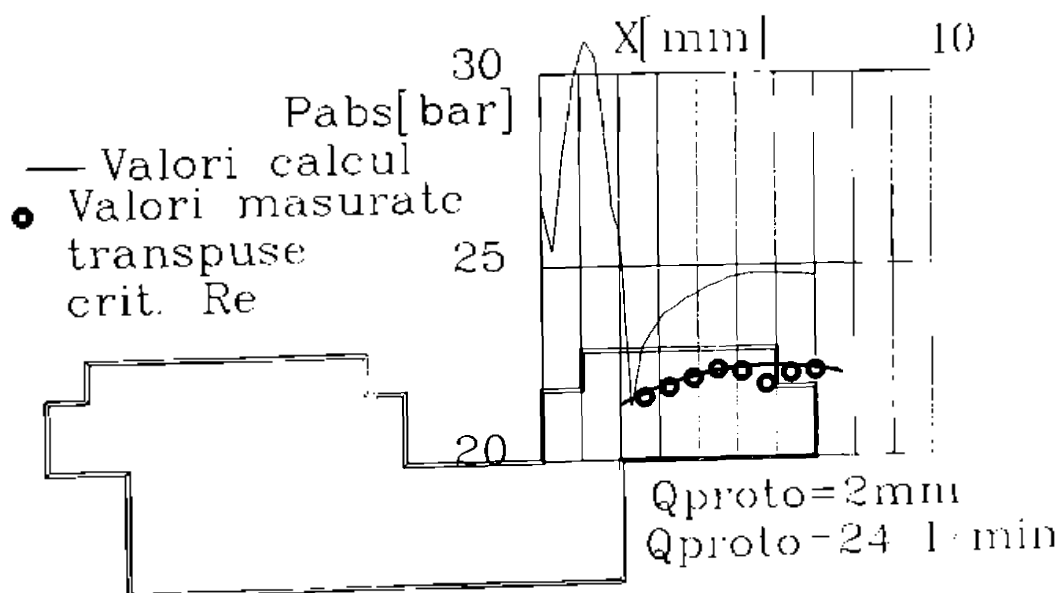


fig.8.3.1.b

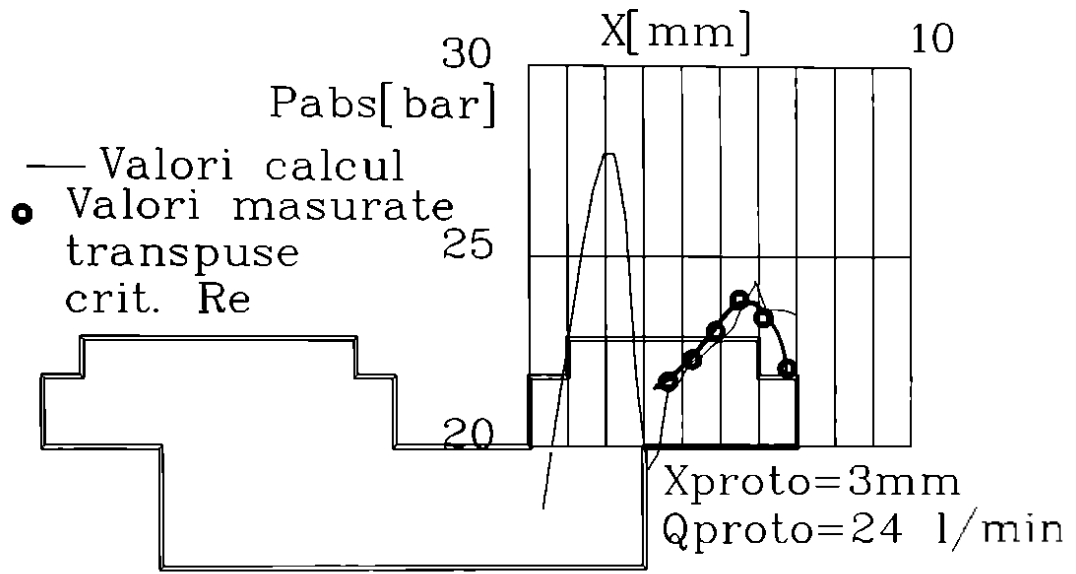


fig.8.3.1.c

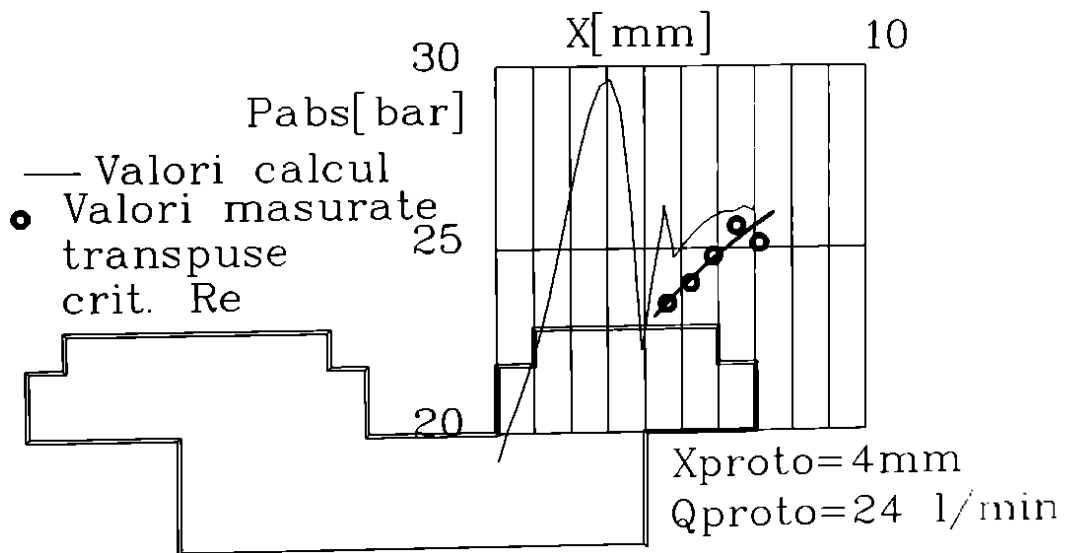


fig.8.3.1.d

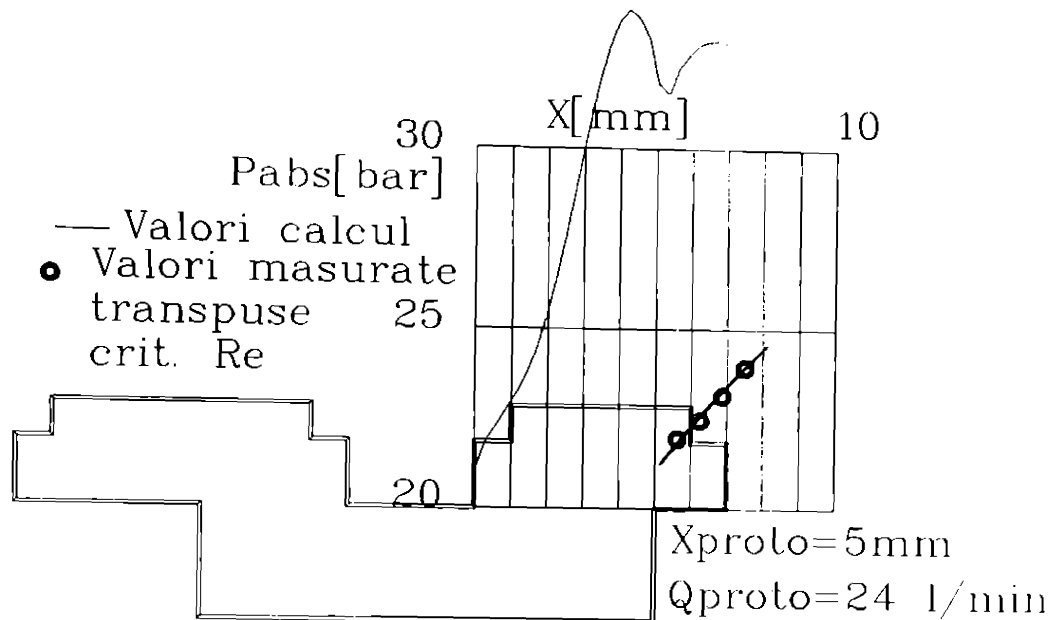


fig.8.3.1.e

Condițiile energetice de simulare a funcționării modelului din care rezulta repartițiile de presiune sunt: $p_0=50$ bar și $p_2=25$ bar.

În fig.8.3.1.a este prezentată comparația între valorile măsurate transpuse în domeniul prototipului $D_n=10$ mm și valorile teoretice ale presiunii pe umarul sertarului, calculate cu ajutorul programului COSMOS 386. Deschiderea fantei este de 1 mm

Valorile presiunilor măsurate se aliniază în zona din imediată apropiere a umarului sertarului dar odată cu apropierea de zona de recirculare (cuprinsă între zona opusă fantei de reglaj de pe umarul sertarului și corpul distribuitorului), gradul de aliniere scade, valorile măsurate și calculate îndepărtându-se. În fapt chiar și simularea numerică indică în zona amintită prezenta unui vortice de recirculare datorat poziției alipite a jetului de corpul distribuitorului. Creșterea deschiderii fantei de reglare produce o schimbare a poziției unghiulare a jetului și orientarea acestuia spre umarul sertarului.

În fig.8.3.1.b este prezentată aceeași comparație pentru o deschidere de 2 mm. Suprapunerea valorilor este foarte bună și în acest caz în imediată apropiere a fantei de reglaj. Pentru deschiderea de 3 mm reprezentată în fig.8.3.1.c calculul indică valoarea minimă a presiunii (pentru linia de repartiție calculată) undeva în zona jetului. Practic valorile presiunilor măsurate pe umarul sertarului se suprapun foarte bine cu valorile calculate. Deschiderea de 3 mm este plasată în zona deschiderii medii a fantei de reglaj. La această deschidere pentru toate condițiile de rulare a programului de simulare numerică se obțin valori maxime ale vitezei și valori minime ale presiunii. Se remarcă și din fig. 8.3.1.c faptul că valoarea calculată a presiunii din zona jetului scade sub 20 bar pentru aceleași condiții generale energetice de funcționare a distribuitorului.

Situația se repetă pentru deschiderea fantei de reglare de 4 mm (fig.8.3.1.d) în timp ce deschiderea de 5 mm (care este deschiderea maximă) prezintă o îndepărtare mare a valorilor calculate și măsurate ceea ce sugerează o schimbare drastică atât a regimului de curgere în zona inspectată cât și o schimbare a poziției jetului prin alipirea acestuia la umarul sertarului distribuitor. Reprezentanțele grafice indică prin prezenta minimelor de presiune, o zonă cu viteze crescute, care evoluează clar spre zone cu probabilitate crescută de apariție a incipientei cavitaționale (după cum

rezulta din solutiile numerice obtinute pentru diferente de presiune mai mari si in special pentru diferenta de presiune de 49 bar). Confirmarea similarilor pentru diferenta de presiune de 25 bar indica o buna aproximare si pentru celelalte diferente de presiune intre intrarea si iesirea distribuitorului respectiv 45 si 49 bar, unde rezulta valori ce confirma aparitia cavitatiei.

8.4 Functii generalizate pentru calculul caracteristicilor de curgere ale distribuitorului cu sertar cilindric.

In capitolul 4 prin exploatarea valorilor numerice asociate marimilor hidrodinamice calculate s-a obtinut un set de functii care descriu analitic evolutia principalelor marimi cavitationale a distribuitorului prototip cu sertar cilindric.

Setul de relatii determinat in capitolul 4 este corelat cu diferenta de presiune intre intrarea si iesirea distribuitorului si cu deschiderea acestuia. Domeniul de functionare este deci dimensionalizat in unitatile si domeniul de existenta al parametrilor de functionare a prototipului $D_n=10$ mm. Pentru a generaliza setul de relatii obtinut, se adimensionalizeaza atit marimile calculate (acolo unde este cazul) cit si parametrii functionali fundamentali utilizati.

Deschiderea curenta a fantei de reglare a prototipului x se adimensionalizeaza prin raportare la deschiderea maxima a acestuia X_{max} . $X_{max}=5$ mm. Diferenta de presiune intre intrarea si iesirea traseului studiat si in general valorile presiunilor curente se raporteaza la valoarea presiunii de alimentare $P_0=50$ bar a distribuitorului prototip, utilizata in toate similarile numerice ca o marime constanta.

Deci marimile primare adimensionalizate sunt:

$$\bar{X} = \frac{X}{X_{max}} \quad \text{deschiderea adimensionala} \quad (8.4.1)$$

$$\bar{p} = \frac{p}{P_0} \quad \text{presiunea si diferenta de presiune adimensionala} \quad (8.4.2)$$

$$\Delta \bar{p}_{02} = \frac{\Delta p_{02}}{P_0}$$

$$\bar{S} = \frac{S_x}{S_{x_{max}}} = \frac{\pi D_s x}{\pi D_s x_{max}} \quad \text{aria adimensionala} \quad (8.4.3)$$

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\pi D_s x_{max} \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}} \quad \text{debitul adimensional} \quad (8.4.4)$$

$$\bar{V} = \frac{V}{\sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}} \quad \text{viteza adimensionala} \quad (8.4.5)$$

Prin adimensionalizarea relatiilor, acestea devin valabile pentru intreaga gama de distribuitoare asemenea geometric in aceleasi conditii de functionare. Setul de relatii este reflectat in programe de calcul care generalizeaza posibilitatile de determinare a caracteristicilor de curgere si a coeficientilor cavitationali pentru distribuitoarele cu sertar cilindric asemenea geometric cu prototipul studiat.

Intrucit valoarea presiunii de intrare este un parametru de intrare, in setul de proceduri valorile pot fi particularizate si pentru alte presiuni de alimentare decit cea de 50 bar.

In tabelul 8.4.1 sunt prezentate caracteristicile adimensionale principale ale distribuitorului prototip studiat.

tab. 8.4.1 Valorile adimensionalizate ale principalilor parametrii functionali

X_{ad}	ΔP_{ad}	P_{zad}	C_c	Q_{ad}	V_{0ad}	V_{2ad}	V_{kad}	V_{fad}	V_{maxad}	P_{fad}
0.1	0.204	0.796	0.915	0.001	0.001	0.002	0.028	0.031	0.246	0.948
0.1	0.205	0.795	0.915	0.001	0.001	0.002	0.029	0.032	0.247	0.947
0.1	0.206	0.794	0.915	0.001	0.001	0.002	0.03	0.033	0.248	0.946
0.1	0.207	0.793	0.915	0.001	0.001	0.003	0.031	0.034	0.248	0.946
0.1	0.208	0.792	0.915	0.001	0.001	0.003	0.032	0.035	0.249	0.945
0.1	0.209	0.791	0.915	0.001	0.001	0.003	0.033	0.036	0.25	0.944
0.1	0.21	0.79	0.915	0.001	0.001	0.003	0.034	0.037	0.251	0.943
0.1	0.211	0.789	0.915	0.001	0.001	0.003	0.035	0.038	0.251	0.942
0.1	0.212	0.788	0.915	0.001	0.001	0.003	0.036	0.039	0.252	0.941
0.1	0.213	0.787	0.915	0.002	0.002	0.003	0.037	0.04	0.253	0.94
0.1	0.214	0.786	0.915	0.002	0.002	0.003	0.038	0.041	0.253	0.939
0.1	0.215	0.785	0.915	0.002	0.002	0.003	0.038	0.042	0.254	0.938
0.1	0.216	0.784	0.915	0.002	0.002	0.003	0.039	0.043	0.255	0.937
0.1	0.217	0.783	0.915	0.002	0.002	0.003	0.04	0.044	0.256	0.936
0.1	0.218	0.782	0.915	0.002	0.002	0.003	0.041	0.045	0.256	0.935
0.1	0.219	0.781	0.915	0.002	0.002	0.003	0.042	0.046	0.257	0.934
0.1	0.22	0.78	0.915	0.002	0.002	0.004	0.043	0.047	0.258	0.934
0.1	0.221	0.779	0.915	0.002	0.002	0.004	0.044	0.048	0.258	0.933
0.1	0.222	0.778	0.915	0.002	0.002	0.004	0.045	0.049	0.259	0.932
0.1	0.223	0.777	0.915	0.002	0.002	0.004	0.046	0.05	0.26	0.931
0.1	0.224	0.776	0.915	0.002	0.002	0.004	0.047	0.051	0.261	0.93
0.1	0.225	0.775	0.915	0.002	0.002	0.004	0.048	0.052	0.261	0.929
0.1	0.226	0.774	0.915	0.002	0.002	0.004	0.049	0.053	0.262	0.928
0.1	0.227	0.773	0.915	0.002	0.002	0.004	0.05	0.054	0.263	0.927
0.1	0.228	0.772	0.915	0.002	0.002	0.004	0.051	0.055	0.263	0.926
0.1	0.229	0.771	0.915	0.002	0.002	0.004	0.051	0.056	0.264	0.925
0.1	0.23	0.77	0.915	0.002	0.002	0.004	0.052	0.057	0.265	0.924
0.1	0.231	0.769	0.915	0.002	0.002	0.004	0.053	0.058	0.266	0.923
0.1	0.232	0.768	0.915	0.002	0.002	0.004	0.054	0.059	0.266	0.923
0.1	0.233	0.767	0.915	0.002	0.002	0.005	0.055	0.06	0.267	0.922
0.1	0.234	0.766	0.915	0.002	0.002	0.005	0.056	0.061	0.268	0.921
0.1	0.235	0.765	0.915	0.002	0.002	0.005	0.057	0.062	0.268	0.92
0.1	0.236	0.764	0.915	0.002	0.002	0.005	0.058	0.063	0.269	0.919
0.1	0.237	0.763	0.915	0.002	0.002	0.005	0.059	0.064	0.27	0.918
0.1	0.238	0.762	0.915	0.002	0.002	0.005	0.06	0.065	0.271	0.917
0.1	0.239	0.761	0.915	0.002	0.002	0.005	0.061	0.066	0.271	0.916
0.1	0.24	0.76	0.915	0.003	0.003	0.005	0.061	0.067	0.272	0.915
0.1	0.241	0.759	0.915	0.003	0.003	0.005	0.062	0.068	0.273	0.914
0.1	0.242	0.758	0.915	0.003	0.003	0.005	0.063	0.069	0.273	0.913
0.1	0.243	0.757	0.915	0.003	0.003	0.005	0.064	0.07	0.274	0.912
0.1	0.244	0.756	0.915	0.003	0.003	0.005	0.065	0.071	0.275	0.912
0.1	0.245	0.755	0.915	0.003	0.003	0.005	0.066	0.072	0.276	0.911
0.1	0.246	0.754	0.915	0.003	0.003	0.005	0.067	0.073	0.276	0.91
0.1	0.247	0.753	0.915	0.003	0.003	0.006	0.068	0.074	0.277	0.909
0.1	0.248	0.752	0.915	0.003	0.003	0.006	0.068	0.075	0.278	0.908
0.1	0.249	0.751	0.915	0.003	0.003	0.006	0.069	0.076	0.278	0.907
0.1	0.25	0.75	0.915	0.003	0.003	0.006	0.07	0.077	0.279	0.906
0.1	0.251	0.749	0.915	0.003	0.003	0.006	0.071	0.078	0.28	0.905
0.1	0.252	0.748	0.915	0.003	0.003	0.006	0.072	0.079	0.281	0.904
0.1	0.253	0.747	0.915	0.003	0.003	0.006	0.073	0.08	0.281	0.903
0.1	0.254	0.746	0.915	0.003	0.003	0.006	0.074	0.081	0.282	0.902
0.1	0.255	0.745	0.915	0.003	0.003	0.006	0.075	0.082	0.283	0.901
0.1	0.256	0.744	0.915	0.003	0.003	0.006	0.075	0.082	0.284	0.9
0.1	0.257	0.743	0.915	0.003	0.003	0.006	0.076	0.083	0.284	0.9
0.1	0.258	0.742	0.915	0.003	0.003	0.006	0.077	0.084	0.285	0.899
0.1	0.259	0.741	0.915	0.003	0.003	0.006	0.078	0.085	0.286	0.898

0.1	0.26	0.74	0.915	0.003	0.003	0.006	0.079	0.086	0.286	0.897
0.1	0.261	0.739	0.915	0.003	0.003	0.007	0.08	0.087	0.287	0.896
0.1	0.262	0.738	0.915	0.003	0.003	0.007	0.081	0.088	0.288	0.895
0.1	0.263	0.737	0.915	0.003	0.003	0.007	0.081	0.089	0.289	0.894
0.1	0.264	0.736	0.915	0.003	0.003	0.007	0.082	0.09	0.289	0.893
0.1	0.265	0.735	0.915	0.003	0.003	0.007	0.083	0.091	0.29	0.892
0.1	0.266	0.734	0.915	0.003	0.003	0.007	0.084	0.092	0.291	0.891
0.1	0.267	0.733	0.915	0.003	0.003	0.007	0.085	0.093	0.291	0.89
0.1	0.268	0.732	0.915	0.004	0.004	0.007	0.086	0.094	0.292	0.889
0.1	0.269	0.731	0.915	0.004	0.004	0.007	0.087	0.095	0.293	0.889
0.1	0.27	0.73	0.915	0.004	0.004	0.007	0.087	0.095	0.294	0.888
0.1	0.271	0.729	0.915	0.004	0.004	0.007	0.088	0.096	0.294	0.887
0.1	0.272	0.728	0.915	0.004	0.004	0.007	0.089	0.097	0.295	0.886
0.1	0.273	0.727	0.915	0.004	0.004	0.007	0.09	0.098	0.296	0.885
0.1	0.274	0.726	0.915	0.004	0.004	0.007	0.091	0.099	0.296	0.884
0.1	0.275	0.725	0.915	0.004	0.004	0.008	0.092	0.1	0.297	0.883
0.1	0.276	0.724	0.915	0.004	0.004	0.008	0.092	0.101	0.298	0.882
0.1	0.277	0.723	0.915	0.004	0.004	0.008	0.093	0.102	0.299	0.881
0.2	0.052	0.948	0.909	0.001	0.001	0.002	0.015	0.017	0.317	0.984
0.2	0.053	0.947	0.909	0.001	0.001	0.003	0.017	0.019	0.318	0.983
0.2	0.054	0.946	0.909	0.002	0.002	0.003	0.019	0.021	0.319	0.982
0.2	0.055	0.945	0.909	0.002	0.002	0.003	0.021	0.023	0.319	0.981
0.2	0.056	0.944	0.909	0.002	0.002	0.004	0.023	0.025	0.32	0.981
0.2	0.057	0.943	0.909	0.002	0.002	0.004	0.025	0.028	0.321	0.98
0.2	0.058	0.942	0.909	0.002	0.002	0.004	0.027	0.03	0.322	0.979
0.2	0.059	0.941	0.909	0.002	0.002	0.005	0.029	0.032	0.323	0.978
0.2	0.06	0.94	0.909	0.003	0.003	0.005	0.031	0.034	0.323	0.977
0.2	0.061	0.939	0.909	0.003	0.003	0.005	0.033	0.036	0.324	0.976
0.2	0.062	0.938	0.909	0.003	0.003	0.006	0.035	0.038	0.325	0.975
0.2	0.063	0.937	0.909	0.003	0.003	0.006	0.037	0.04	0.326	0.974
0.2	0.064	0.936	0.909	0.003	0.003	0.006	0.038	0.042	0.327	0.973
0.2	0.065	0.935	0.909	0.003	0.003	0.007	0.04	0.044	0.327	0.972
0.2	0.066	0.934	0.909	0.003	0.003	0.007	0.042	0.046	0.328	0.971
0.2	0.067	0.933	0.909	0.004	0.004	0.007	0.044	0.048	0.329	0.97
0.2	0.068	0.932	0.909	0.004	0.004	0.008	0.046	0.05	0.33	0.969
0.3	0.027	0.973	0.9	0.001	0.001	0.003	0.01	0.011	0.355	0.961
0.3	0.028	0.972	0.9	0.002	0.002	0.003	0.013	0.014	0.355	0.96
0.3	0.029	0.971	0.9	0.002	0.002	0.004	0.016	0.017	0.356	0.959
0.3	0.03	0.97	0.9	0.002	0.002	0.005	0.018	0.02	0.357	0.958
0.3	0.031	0.969	0.9	0.003	0.003	0.005	0.021	0.023	0.358	0.957
0.3	0.032	0.968	0.9	0.003	0.003	0.006	0.024	0.026	0.359	0.956
0.3	0.033	0.967	0.9	0.003	0.003	0.006	0.026	0.029	0.36	0.955
0.3	0.034	0.966	0.9	0.004	0.004	0.007	0.029	0.032	0.36	0.954
0.3	0.035	0.965	0.9	0.004	0.004	0.008	0.031	0.035	0.361	0.953
0.4	0.02	0.98	0.889	0.002	0.002	0.005	0.014	0.016	0.347	0.958
0.4	0.021	0.979	0.889	0.003	0.003	0.006	0.017	0.019	0.347	0.957
0.4	0.022	0.978	0.889	0.003	0.003	0.007	0.02	0.022	0.348	0.956
0.4	0.023	0.977	0.889	0.004	0.004	0.008	0.023	0.026	0.349	0.955

In vederea verificarii corectitudinii setului de relatii adimensionalizate acestea au fost particularizate pentru conditiile medii functionale ale modelului experimental. Valorile calculate au fost limitate pentru debitul maxim de 120 l/min care este obtinut de la sursa de presiune a statiunii.

tab.8.4.2 Parametrii fizici principali calculati pentru modelul la scara marita cu $p_0=2$ bar.

P_0	X	Δp_{02}	P_2	C_c	Q	V_0	V_2	V_x	V_f	V_{max}	P_f
bar	mm	bar	bar		m ³ /s	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	
2	5	0.44	1.56	0.915	35.347	0.038	0.076	0.46	0.503	5.495	1.667
2	5	0.442	1.558	0.915	36.11	0.039	0.077	0.47	0.514	5.511	1.665
2	5	0.444	1.556	0.915	36.871	0.04	0.079	0.48	0.525	5.526	1.663
2	5	0.446	1.554	0.915	37.63	0.04	0.081	0.49	0.535	5.541	1.662
2	5	0.448	1.552	0.915	38.387	0.041	0.082	0.5	0.546	5.556	1.66
2	5	0.45	1.55	0.915	39.143	0.042	0.084	0.51	0.557	5.572	1.658
2	5	0.452	1.548	0.915	39.897	0.043	0.086	0.519	0.568	5.587	1.656
2	5	0.454	1.546	0.915	40.65	0.044	0.087	0.529	0.578	5.602	1.654
2	5	0.456	1.544	0.915	41.401	0.044	0.089	0.539	0.589	5.617	1.652
2	5	0.458	1.542	0.915	42.15	0.045	0.09	0.549	0.6	5.633	1.651
2	5	0.46	1.54	0.915	42.897	0.046	0.092	0.558	0.61	5.648	1.649
2	5	0.462	1.538	0.915	43.643	0.047	0.094	0.568	0.621	5.663	1.647
2	5	0.464	1.536	0.915	44.388	0.048	0.095	0.578	0.631	5.678	1.645
2	5	0.466	1.534	0.915	45.13	0.048	0.097	0.588	0.642	5.694	1.643
2	5	0.468	1.532	0.915	45.871	0.049	0.098	0.597	0.653	5.709	1.641
2	5	0.47	1.53	0.915	46.611	0.05	0.1	0.607	0.663	5.724	1.64
2	5	0.472	1.528	0.915	47.349	0.051	0.101	0.616	0.674	5.739	1.838
2	5	0.474	1.526	0.915	48.085	0.052	0.103	0.626	0.684	5.755	1.836
2	5	0.476	1.524	0.915	48.82	0.052	0.105	0.636	0.694	5.77	1.834
2	5	0.478	1.522	0.915	49.554	0.053	0.106	0.645	0.705	5.785	1.832
2	5	0.48	1.52	0.915	50.285	0.054	0.108	0.655	0.715	5.8	1.83
2	5	0.482	1.518	0.915	51.016	0.055	0.109	0.664	0.726	5.816	1.829
2	5	0.484	1.516	0.915	51.744	0.055	0.111	0.674	0.736	5.831	1.827
2	5	0.486	1.514	0.915	52.472	0.056	0.112	0.683	0.746	5.846	1.825
2	5	0.488	1.512	0.915	53.197	0.057	0.114	0.693	0.757	5.861	1.823
2	5	0.49	1.51	0.915	53.922	0.058	0.116	0.702	0.767	5.877	1.821
2	5	0.492	1.508	0.915	54.644	0.059	0.117	0.711	0.777	5.892	1.819
2	5	0.494	1.506	0.915	55.366	0.059	0.119	0.721	0.788	5.907	1.817
2	5	0.496	1.504	0.915	56.086	0.06	0.12	0.73	0.798	5.922	1.816
2	5	0.498	1.502	0.915	56.804	0.061	0.122	0.74	0.808	5.938	1.814
2	5	0.5	1.5	0.915	57.521	0.062	0.123	0.749	0.818	5.953	1.812
2	5	0.502	1.498	0.915	58.237	0.062	0.125	0.758	0.828	5.968	1.81
2	5	0.504	1.496	0.915	58.951	0.063	0.126	0.767	0.839	5.983	1.808
2	5	0.506	1.494	0.915	59.663	0.064	0.128	0.777	0.849	5.999	1.806
2	5	0.508	1.492	0.915	60.375	0.065	0.129	0.786	0.859	6.014	1.805
2	5	0.51	1.49	0.915	61.085	0.065	0.131	0.795	0.869	6.029	1.803
2	5	0.512	1.488	0.915	61.793	0.066	0.132	0.804	0.879	6.044	1.801
2	5	0.514	1.486	0.915	62.5	0.067	0.134	0.814	0.889	6.06	1.799
2	5	0.516	1.484	0.915	63.206	0.068	0.135	0.823	0.899	6.075	1.797
2	5	0.518	1.482	0.915	63.91	0.068	0.137	0.832	0.909	6.09	1.795
2	5	0.52	1.48	0.915	64.613	0.069	0.138	0.841	0.919	6.105	1.794
2	5	0.522	1.478	0.915	65.315	0.07	0.14	0.85	0.929	6.121	1.792
2	5	0.524	1.476	0.915	66.015	0.071	0.142	0.859	0.939	6.136	1.79
2	5	0.526	1.474	0.915	66.714	0.072	0.143	0.869	0.949	6.151	1.788
2	5	0.528	1.472	0.915	67.412	0.072	0.144	0.878	0.959	6.166	1.786
2	5	0.53	1.47	0.915	68.108	0.073	0.146	0.887	0.969	6.182	1.784
2	5	0.532	1.468	0.915	68.803	0.074	0.147	0.896	0.979	6.197	1.783
2	5	0.534	1.466	0.915	69.497	0.074	0.149	0.905	0.988	6.212	1.781
2	5	0.536	1.464	0.915	70.19	0.075	0.15	0.914	0.998	6.227	1.779
2	5	0.538	1.462	0.915	70.881	0.076	0.152	0.923	1.008	6.243	1.777
2	5	0.54	1.46	0.915	71.57	0.077	0.153	0.932	1.018	6.258	1.775
2	5	0.542	1.458	0.915	72.259	0.077	0.155	0.941	1.028	6.273	1.773
2	5	0.544	1.456	0.915	72.946	0.078	0.156	0.95	1.037	6.288	1.772
2	5	0.546	1.454	0.915	73.632	0.079	0.158	0.959	1.047	6.304	1.77

2	5	0.548	1.452	0.915	74.317	0.08	0.159	0.968	1.057	6.319	1.768
2	5	0.55	1.45	0.915	75.001	0.08	0.161	0.976	1.067	6.334	1.766
2	5	0.552	1.448	0.915	75.683	0.081	0.162	0.985	1.076	6.349	1.764
2	5	0.554	1.446	0.915	76.364	0.082	0.164	0.994	1.086	6.365	1.762
2	5	0.556	1.444	0.915	77.044	0.083	0.165	1.003	1.096	6.38	1.76
2	5	0.558	1.442	0.915	77.723	0.083	0.167	1.012	1.105	6.395	1.759
2	5	0.56	1.44	0.915	78.4	0.084	0.168	1.021	1.115	6.41	1.757
2	5	0.562	1.438	0.915	79.076	0.085	0.169	1.029	1.125	6.426	1.755
2	5	0.564	1.436	0.915	79.751	0.085	0.171	1.036	1.134	6.441	1.753
2	5	0.566	1.434	0.915	80.425	0.086	0.172	1.047	1.144	6.456	1.751
2	5	0.568	1.432	0.915	81.098	0.087	0.174	1.056	1.153	6.471	1.749
2	5	0.57	1.43	0.915	81.769	0.088	0.175	1.065	1.163	6.487	1.748
2	5	0.572	1.428	0.915	82.439	0.088	0.177	1.073	1.172	6.502	1.746
2	5	0.574	1.426	0.915	83.108	0.089	0.178	1.082	1.182	6.517	1.744
2	5	0.576	1.424	0.915	83.776	0.09	0.18	1.091	1.191	6.532	1.742
2	5	0.578	1.422	0.915	84.443	0.091	0.181	1.099	1.201	6.548	1.74
2	5	0.58	1.42	0.915	85.109	0.091	0.182	1.106	1.21	6.563	1.738
2	5	0.582	1.418	0.915	85.773	0.092	0.184	1.117	1.22	6.578	1.737
2	5	0.584	1.416	0.915	86.436	0.093	0.185	1.125	1.229	6.593	1.735
2	5	0.586	1.414	0.915	87.099	0.093	0.187	1.134	1.239	6.609	1.733
2	5	0.588	1.412	0.915	87.76	0.094	0.188	1.143	1.248	6.624	1.731
2	5	0.59	1.41	0.915	88.419	0.095	0.19	1.151	1.257	6.639	1.729
2	5	0.592	1.408	0.915	89.078	0.095	0.191	1.16	1.267	6.654	1.727
2	5	0.594	1.406	0.915	89.736	0.096	0.192	1.168	1.276	6.67	1.726
2	5	0.596	1.404	0.915	90.393	0.097	0.194	1.177	1.285	6.685	1.724
2	5	0.598	1.402	0.915	91.048	0.098	0.195	1.185	1.295	6.7	1.722
2	5	0.6	1.4	0.915	91.702	0.098	0.197	1.194	1.304	6.715	1.72
2	5	0.602	1.398	0.915	92.356	0.099	0.198	1.202	1.313	6.731	1.718
2	5	0.604	1.396	0.915	93.008	0.1	0.199	1.211	1.323	6.746	1.716
2	5	0.606	1.394	0.915	93.659	0.1	0.201	1.219	1.332	6.761	1.715
2	5	0.608	1.392	0.915	94.309	0.101	0.202	1.228	1.341	6.776	1.713
2	5	0.61	1.39	0.915	94.958	0.102	0.204	1.236	1.35	6.792	1.711
2	5	0.612	1.388	0.916	95.606	0.102	0.205	1.245	1.36	6.807	1.709
2	5	0.614	1.386	0.916	96.253	0.103	0.206	1.253	1.369	6.822	1.707
2	5	0.616	1.384	0.916	96.899	0.104	0.208	1.262	1.378	6.837	1.705
2	5	0.618	1.382	0.916	97.544	0.105	0.209	1.27	1.387	6.853	1.703
2	5	0.62	1.38	0.916	98.187	0.105	0.21	1.278	1.396	6.868	1.702
2	5	0.622	1.378	0.916	98.83	0.106	0.212	1.287	1.405	6.883	1.7
2	5	0.624	1.376	0.916	99.472	0.107	0.213	1.295	1.414	6.898	1.698
2	5	0.626	1.374	0.916	100.112	0.107	0.215	1.303	1.424	6.914	1.696
2	5	0.628	1.372	0.916	100.752	0.108	0.216	1.312	1.433	6.929	1.694
2	5	0.63	1.37	0.916	101.391	0.109	0.217	1.32	1.442	6.944	1.692
2	5	0.632	1.368	0.916	102.028	0.109	0.219	1.328	1.451	6.959	1.691
2	5	0.634	1.366	0.916	102.665	0.11	0.22	1.337	1.46	6.975	1.689
2	5	0.636	1.364	0.916	103.3	0.111	0.221	1.345	1.469	6.99	1.687
2	5	0.638	1.362	0.916	103.935	0.111	0.223	1.353	1.478	7.005	1.685
2	5	0.64	1.36	0.916	104.568	0.112	0.224	1.361	1.487	7.02	1.683
2	5	0.642	1.358	0.916	105.201	0.113	0.225	1.37	1.496	7.036	1.681
2	5	0.644	1.356	0.916	105.833	0.113	0.227	1.378	1.505	7.051	1.68
2	5	0.646	1.354	0.916	106.463	0.114	0.228	1.386	1.514	7.066	1.678
2	5	0.648	1.352	0.916	107.093	0.115	0.23	1.394	1.523	7.081	1.676
2	5	0.65	1.35	0.916	107.722	0.115	0.231	1.402	1.532	7.097	1.674
2	5	0.652	1.348	0.916	108.349	0.116	0.232	1.411	1.541	7.112	1.672
2	5	0.654	1.346	0.916	108.976	0.117	0.234	1.419	1.55	7.127	1.67
2	5	0.656	1.344	0.916	109.602	0.117	0.235	1.427	1.558	7.142	1.669
2	5	0.658	1.342	0.916	110.227	0.118	0.236	1.435	1.567	7.158	1.667
2	5	0.66	1.34	0.916	110.851	0.119	0.238	1.443	1.576	7.173	1.665
2	5	0.662	1.338	0.916	111.474	0.119	0.239	1.451	1.585	7.188	1.663

2	5	0.664	1.336	0.916	112.096	0.12	0.24	1.459	1.594	7.204	1.661
2	5	0.666	1.334	0.916	112.717	0.121	0.242	1.467	1.603	7.219	1.659
2	5	0.668	1.332	0.916	113.337	0.121	0.243	1.476	1.611	7.234	1.658
2	5	0.67	1.33	0.916	113.956	0.122	0.244	1.484	1.62	7.249	1.656
2	5	0.672	1.328	0.916	114.574	0.123	0.246	1.492	1.629	7.265	1.654
2	5	0.674	1.326	0.916	115.192	0.123	0.247	1.5	1.638	7.28	1.652
2	5	0.676	1.324	0.916	115.808	0.124	0.248	1.508	1.647	7.295	1.65
2	5	0.678	1.322	0.916	116.424	0.125	0.25	1.516	1.655	7.31	1.648
2	5	0.68	1.32	0.916	117.038	0.125	0.251	1.524	1.664	7.326	1.646
2	5	0.682	1.318	0.916	117.652	0.126	0.252	1.532	1.673	7.341	1.645
2	5	0.684	1.316	0.916	118.265	0.127	0.254	1.54	1.681	7.356	1.643
2	5	0.686	1.314	0.916	118.877	0.127	0.255	1.548	1.69	7.371	1.641
2	5	0.688	1.312	0.916	119.488	0.128	0.256	1.556	1.699	7.387	1.639
2	5	0.69	1.31	0.916	120.098	0.129	0.257	1.564	1.708	7.402	1.637
2	5	0.692	1.308	0.916	120.707	0.129	0.259	1.571	1.716	7.417	1.635
2	10	0.112	1.888	0.909	37.9	0.041	0.081	0.247	0.272	6.826	1.961
2	10	0.114	1.886	0.909	41.124	0.044	0.088	0.268	0.295	6.843	1.959
2	10	0.116	1.884	0.909	44.318	0.047	0.095	0.288	0.317	6.86	1.957
2	10	0.118	1.882	0.909	47.486	0.051	0.102	0.309	0.34	6.877	1.955
2	10	0.12	1.88	0.909	50.627	0.054	0.109	0.33	0.363	6.894	1.953
2	10	0.122	1.878	0.909	53.741	0.056	0.115	0.35	0.385	6.911	1.951
2	10	0.124	1.876	0.909	56.831	0.061	0.122	0.37	0.407	6.928	1.949
2	10	0.126	1.874	0.909	59.895	0.064	0.128	0.39	0.429	6.945	1.947
2	10	0.128	1.872	0.909	62.935	0.067	0.135	0.41	0.451	6.962	1.945
2	10	0.13	1.87	0.909	65.952	0.071	0.141	0.429	0.472	6.979	1.943
2	10	0.132	1.868	0.909	68.946	0.074	0.148	0.449	0.494	6.996	1.941
2	10	0.134	1.866	0.909	71.916	0.077	0.154	0.468	0.515	7.013	1.94
2	10	0.136	1.864	0.909	74.865	0.08	0.16	0.487	0.536	7.03	1.938
2	10	0.138	1.862	0.909	77.792	0.083	0.167	0.506	0.557	7.047	1.936
2	10	0.14	1.86	0.909	80.698	0.086	0.173	0.525	0.578	7.064	1.934
2	10	0.142	1.858	0.909	83.584	0.09	0.179	0.544	0.599	7.081	1.932
2	10	0.144	1.856	0.909	86.449	0.093	0.185	0.563	0.619	7.097	1.93
2	10	0.146	1.854	0.909	89.294	0.096	0.191	0.581	0.64	7.114	1.928
2	10	0.148	1.852	0.909	92.12	0.099	0.197	0.6	0.66	7.131	1.926
2	10	0.15	1.85	0.909	94.927	0.102	0.203	0.618	0.68	7.148	1.924
2	10	0.152	1.848	0.909	97.715	0.105	0.209	0.636	0.7	7.165	1.922
2	10	0.154	1.846	0.909	100.485	0.108	0.215	0.654	0.72	7.182	1.92
2	10	0.156	1.844	0.909	103.237	0.111	0.221	0.672	0.74	7.199	1.918
2	10	0.158	1.842	0.909	105.971	0.114	0.227	0.69	0.759	7.216	1.916
2	10	0.16	1.84	0.909	108.688	0.116	0.233	0.707	0.779	7.233	1.914
2	10	0.162	1.838	0.909	111.389	0.119	0.239	0.725	0.796	7.25	1.912
2	10	0.164	1.836	0.909	114.072	0.122	0.245	0.743	0.817	7.267	1.91
2	10	0.166	1.834	0.909	116.739	0.125	0.25	0.76	0.836	7.284	1.908
2	10	0.168	1.832	0.909	119.391	0.128	0.256	0.777	0.855	7.301	1.906
2	15	0.058	1.942	0.9	38.564	0.041	0.083	0.167	0.186	7.596	1.919
2	15	0.06	1.94	0.9	45.12	0.048	0.097	0.196	0.216	7.613	1.917
2	15	0.062	1.938	0.9	51.567	0.055	0.111	0.224	0.249	7.63	1.915
2	15	0.064	1.936	0.9	57.911	0.062	0.124	0.251	0.279	7.647	1.913
2	15	0.066	1.934	0.9	64.157	0.069	0.139	0.278	0.309	7.665	1.911
2	15	0.068	1.932	0.9	70.309	0.075	0.151	0.305	0.339	7.682	1.909
2	15	0.07	1.93	0.9	76.371	0.082	0.164	0.331	0.368	7.699	1.907
2	15	0.072	1.928	0.9	82.347	0.088	0.177	0.357	0.397	7.716	1.905
2	15	0.074	1.926	0.9	88.241	0.095	0.189	0.383	0.425	7.733	1.903
2	15	0.076	1.924	0.9	94.056	0.101	0.202	0.409	0.453	7.75	1.901
2	15	0.078	1.922	0.9	99.794	0.107	0.214	0.433	0.481	7.767	1.899
2	15	0.08	1.92	0.9	105.46	0.113	0.226	0.458	0.508	7.785	1.897
2	15	0.082	1.918	0.9	111.055	0.119	0.238	0.482	0.535	7.802	1.895
2	15	0.084	1.916	0.9	116.582	0.125	0.25	0.506	0.562	7.819	1.893

2	20	0.04	1.96	0.889	45.327	0.049	0.097	0.148	0.166	7.391	1.916
2	20	0.042	1.958	0.889	55.368	0.059	0.119	0.16	0.203	7.406	1.914
2	20	0.044	1.956	0.889	65.174	0.07	0.14	0.212	0.239	7.424	1.912
2	20	0.046	1.954	0.889	74.759	0.08	0.16	0.243	0.274	7.441	1.91
2	20	0.048	1.952	0.889	84.138	0.09	0.18	0.274	0.308	7.457	1.908
2	20	0.05	1.95	0.889	93.323	0.1	0.2	0.304	0.342	7.474	1.906
2	20	0.052	1.948	0.889	102.326	0.11	0.219	0.333	0.375	7.48	1.904
2	20	0.054	1.946	0.889	111.158	0.119	0.238	0.362	0.407	7.507	1.902
2	20	0.056	1.944	0.889	119.828	0.128	0.257	0.39	0.439	7.523	1.9
2	25	0.04	1.96	0.876	107.342	0.115	0.23	0.279	0.319	6.976	1.938
2	25	0.042	1.958	0.876	119.225	0.128	0.256	0.31	0.354	6.992	1.935

Din tabelul 8.4.2 se remarcă o foarte bună aproximare a condițiilor funcționale ale distribuitorului model, pornind de la setul de funcții adimensionalizate reflectat în programul de calcul. Datele conținute în tabel permit în continuare calculul valorii coeficienților cavitaționali pentru distribuitorul considerat și în condițiile funcționale considerate.

8.5 Concluzii

8.5.1 Analiza setului de măsurători de presiune și de viteze efectuate în camera de lucru a distribuitorului model cu sertar cilindric evidențiază structura cimpurilor hidrodinamice asociate curgerii în domeniul considerat.

8.5.2 Pentru verificarea corectitudinii simularilor numerice pe prototip, valorile măsurate pe model au fost transpuse la prototip, utilizând criteriul de similitudine Re considerat dominant. Acest fapt se justifică prin regimul de curgere exclusiv laminar realizat prin simularile numerice în cadrul regimurilor de încercare, cit și prin caracteristicile teoretice ale lichidului de lucru utilizat.

8.5.3 Transpunerea rezultatelor de la model la prototip evidențiază concordanța alurii și valorilor calculate și transpuse pentru deschideri echivalente ale prototipului până la 5mm. Odată cu creșterea deschiderii fantei de reglare, valorile măsurate și transpuse se îndepărtează de valorile calculate. În general valorile măsurate pentru repartițiile de presiune pe umarul sertarului sunt mai mici decât valorile calculate, ceea ce ar putea permite apariția fenomenelor cavitaționale în avans față de condițiile calculate. Odată cu creșterea deschiderii, poziția jetului la ieșirea din fanta de reglare și regimul de curgere se modifică ducând la îndepărtarea valorilor măsurate de cele calculate.

8.5.4 S-a realizat o extindere a funcțiilor numerice obținute în cadrul capitolului 4 prin adimensionalizarea principalilor parametri de calcul. Pentru verificarea corectitudinii funcțiilor adimensionalizate, programul corespunzător a fost rulat pentru condițiile geometrice și energetice corespunzătoare modelului la scara marită și încercat în standul realizat, obținându-se o bună concordanță cu valorile globale măsurate.

8.5.6 Relațiile de calcul din capitolul 2 referitoare la caracteristicile în regim staționar a distribuitorului cu sertar cilindric și programul de simulare a comportării în regim staționar pot fi astfel corectate numeric prin utilizarea procedurilor echivalente setului de relații numerice determinat.

Capitolul 9

Concluzii

9.1 Scopul principal al abordarilor teoretice si experimentale din prezenta teza este acela al definirii si identificarii incipientei si dezvoltarii fenomenelor cavitationale in distribuitorii cu sertar cilindric si in general in instalatiile hidrostatice de actionare. Aparitia si dezvoltarea cavitatiei in toate formele cunoscute deja in instalatiile hidrostatice, prezinta in general un efect negativ asupra performantelor obtinute in regim stationar si mai ales tranzitoriu.

9.2 Abordarea problematicii fenomenelor cavitationale in distribuitorii cu sertar cilindric din componenta instalatiilor de actionare hidrostatice, s-a facut avind ca elemente de pornire o documentare extinsa asupra constructiei si functionarii distribuitorilor cu sertar cilindric in varianta standard si proportionala. Concluzia desprinsa din capitolele de documentare, a fost posibilitatea certa de aparitie a fenomenelor cavitationale in distribuitorii cu sertar cilindric, in conditiile specifice de functionare din instalatiile hidrostatice de actionare si reglare. Studiul bibliografiei existente si a unor articole aparute in reviste si volume de specialitate, indica un interes pentru lamurirea conditiilor de aparitie si a influentei fenomenelor cavitationale asupra functionarii distribuitorilor cu sertar cilindric, in special in constructie proportionala. Constructia si functionarea acestor distribuitorii a facut obiectul unei serii de contracte de cercetare incheiate intre Catedra de Masini Hidraulice si intreprinderea producatoare de aparatura hidraulica fosta "Balanta" Sibiu, actuala "Hidrosib."

9.3 Realizarea distribuitorului prototip Dn 10 mm in constructie proportionala si comandat prin motor electric pas cu pas, a fost unul dintre pasii importanti care au ajutat la cristalizarea problemei studiate, datorita conditiilor energetice si performantelor inalte solicitate de aceste tipuri de aparate hidraulice.

9.4 Constructia proportionala a distribuitorului cu sertar cilindric, presupune in primul rind un control continuu si constant al parametrilor energetici la iesirea spre consumatorul hidraulic, adica spre motorul hidraulic liniar sau rotativ, care se realizeaza de regula, la presiune de alimentare constanta a aparatului si in zona deschiderilor mici ale fantei de reglare cilindrice. Geometria constructiva a fantei de reglare cilindrice a distribuitorului hidraulic nu prezinta un optim in ceea ce priveste derularea fenomenelor hidraulice de curgere, ca de altfel geometria intregului traseu hidraulic interior al aparatului hidraulic in discutie.

9.5 Conditiiile caracteristice de functionare la presiune de alimentare constanta si deschideri mici in jurul punctului "0", creeaza premisele incipientei si dezvoltarii fenomenelor de natura cavitationala. Aspectelor de natura energetica si de geometrie a traseului hidraulic, li se suprapun elemente legate de caracteristicile fizice ale lichidului de lucru utilizat. In cele mai multe sisteme de actionare hidraulica lichidul de lucru este uleiul hidraulic mineral, un derivat al titeiului in urma proceselor chimice specifice din industria petroliera. Uleiul hidraulic mineral nu are cele mai potrivite calitati cavitationale, datorita prezentei unor compusi volatili in compozitia sa. Prezenta spumei, care este un indiciu clar al intrarii de compusi gazosi in sistem, fie a degajarii fractiunilor volatile, produce o functionare necorespunzatoare cu socuri a instalatiei hidraulice de actionare.

9.6 In cap. 3 s-a pus problema definirii riguroase a criteriilor si coeficientilor cavitationali, caracteristici distribuitorilor cu sertar cilindric. Pornind de la definirea generala a coeficientilor cavitationali si criteriilor de incipienta cavitationala obtinute de acad. Ioan Anton [2] si [3] si sub indrumarea domniei sale, s-a realizat definirea coeficientilor cavitationali pentru distribuitorii cu sertar cilindric. Definirea coeficientilor cavitationali, realizata in cadrul capitolului 3, tine seama de conditiile functionale specifice pentru aparatura hidraulica de distributie si s-a realizat in raport cu cele trei sectiuni caracteristice de lucru ale distribuitorului hidraulic: sectiunea de intrare, sectiunea de iesire si sectiunea fantei de reglare a distribuitorului. Ca parametru energetic de referinta la care

au fost raportati coeficientii s-a utilizat atit valoarea vitezei medii in sectiunile amintite cit si diferentele de presiune caracteristice in sectiunile discutate.

9.7 Abordarea fenomenelor cavitationale pornind de la coeficientii cavitationali descrisi in cap.3, s-a realizat pe cale numerica in cap.4, prin simularea curgerii pe traseul hidraulic al distribuitorului prototip $D_n=10$ mm, utilizind metoda elementului finit pentru calculul valorilor numerice caracteristice cimpurilor hidrodinamice asociate curgerii in distribuitor. In prima etapa impreuna cu colegii dr.ing. Resiga si ing. Muntean s-a realizat o simulare a curgerii bidimensionale axial simetrice in distribuitorul cu sertar cilindric in cazul fluidului ideal incompresibil neviscos. S-au obtinut o serie de rezultate calitative, care indicau probabilitatea crescuta a aparitiei fenomenelor cavitationale in zona aval a fantei de reglare a distribuitorului, datorita vitezelor crescute si diferentei de presiuni ridicate pe fanta distribuitorului. Datorita ipotezelor simplificatorii, valorile cantitative obtinute nu au prezentat un grad ridicat de incredere, insa au demonstrat ca microgeometria fantei cilindrice dintre sertar si corp are o influenta deosebita asupra conditiilor locale din zona de reglare. In continuare, a fost abordata aceeaasi problema a studiului numeric al curgerii axial simetrice prin distribuitorul cu sertar cilindric in ipoteza lichidului incompresibil viscos in regim laminar, utilizind metoda elementului finit, implementata in programul COSMOS 286/386 al firmei Structural Recheance, a carui licenta a fost cumparata de Universitate.

9.7 Valorile numerice calculate ca solutie a sistemului de ecuatii diferentiale si cu conditiile la limita ce descriu conditiile de curgere enuntate in geometria trasului hidraulic (caracteristic distribuitorului prototip), au fost postprocesate ulterior, prin utilizarea unui soft personal scris de autor in limbajul PASCAL. Insectia cimpurilor de valori numerice asociate curgerii prin distribuitorul cu sertar cilindric au permis determinarea valorilor caracteristice de viteza maxima si de presiune care concura la aparitia si dezvoltarea fenomenelor cavitationale.

9.8 Prin interpolarea valorilor numerice in raport cu deschiderea si diferenta de presiune, s-a obtinut un set de functii numerice ce descriu toti coeficientii caracteristici curgerii prin distribuitorul cu sertar cilindric cum ar fi: coeficientul de contractie al jetului la iesirea din fanta de reglare, valoarea vitezelor maxima si medie in fanta de reglare, valoarea presiunii minime in zona fantei de reglare, valoarea coeficientilor cavitationali ai instalatiei, a distribuitorului si a coeficientului rezervei de cavitate.

9.8 Corelarea conditiilor functionale si a valorii coeficientului de rezerva al cavitatiei, au permis obtinerea unei curbe limita de functionare cavitationala sau a curbei de sensibilitate la cavitate in planul parametrilor functionali si anume deschiderea fantei de reglare si diferenta de presiune intre intrarea si iesirea din distribuitor. Pentru generalizarea valorilor obtinute pentru intreaga gama de distribuitoare asemenea geometric, valorile parametrilor functionali au fost adimensionalizate, ecuatiile devenind astfel valabile pentru toata familia de distribuitoare cu structuri geometrice asemenea. Concluzia principala a simularii numerice este demonstrarea posibilitatii aparitiei fenomenelor cavitationale in zona camerei de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric, imediat in avalul fantei de reglare. Valoarea presiunii scade in zona de ingustare a jetului chiar sub valoarea presiunii vaporilor saturanti.

9.9 In scopul confirmarii determinarilor numerice a fost proiectata o statie destinata evidentierii fenomenelor de curgere si cavitationale in distribuitoare cu sertar cilindric. Proiectarea si constructia statiei si a modelului la scara marita s-a realizat dupa ce, in prealabil, conditiile de functionare caracteristice modelului deduse prin scarile de modelare, au fost simulate numeric cu ajutorul programului COSMOS 286. Valorile numerice ale cimpului vitezelor si cimpului presiunilor in domeniul de curgere studiat, postprocesate cu ajutorul programelor scrise in PASCAL, au indicat pozitiile prizelor de presiune si a plasarii optime a sondelor de viteza in camera de lucru a distribuitorului. La sugestia conducatorului de doctorat, prizele de presiune au fost plasate in lungul unei spirale pe umarul sertarului distribuitor si drenate frontal, pentru masurarea repartitiei de presiuni pe sertarul distribuitorului. Ca element esential, statiunea contine distribuitorul-model cu sertar cilindric, construit la scara de marire 5X, aparatura de masurare, elementele auxiliare destinate desfasurarii masuratorilor si sistemul de calcul destinat conducerii automate a procesului de masurare

si de achizitionare a datelor. Intreaga executie a statiunii experimentale si dotarea sa cu majoritatea aparaturii de masurare s-a realizat prin colaborari cu firme de profil din Timisoara.

9.10 Masuratorile repartitiilor de presiuni conform metodologiei de masurare descrise in capitolul 5, si comparatia cu valorile calculate in cimpul hidrodinamic al modelului sunt prezentate in capitolul 6. Primul set de masuratori efectuat, a evidentiat concordanta dintre alura curbelor teoretice de repartitie a presiunilor si cele obtinute pe cale experimentală, dar ele au o indepartare sensibila in ceea ce priveste valorile masurate. Din acest motiv, setul de masuratori a fost reluat pentru valoarea minima si maxima a debitului reglat al sursei de putere, obtinându-se o apropiere sensibila intre valorile calculate si cele masurate. Abaterea valorilor masurate fata de cele calculate este mai mare in cazul debitului maxim utilizat. Valorile obtinute prin masuratori reprezinta valori in regim stationar de curgere. In fapt, evolutia curgerii in zonele de vortururi care iau nastere in zona umarului sertarului nu este cunoscuta decit prin rezultatele numerice ale modelului enuntat. Vortururile de mari dimensiuni caracteristice numerelor Re mici ar putea coexista cu vortururi de dimensiuni mai mici sau chiar pot fi inlocuite in acestea, instabile temporal. Atunci imprastierea rezultatelor in zona debitelor mari ar deveni explicabila. Elementul evidentiat in acest capitol este acela ca, modelarea teoretica aplicata pentru prototip si model duce la rezultate acceptabile si suficient de apropiate de realitatea fizica a fenomenului.

9.11 Datorita interesului prezentat de structura curgerii in jetul inelar, s-a considerat necesara o investigatie experimentală in zona jetului, utilizând sonda de viteze cu film cald de tipul DISA. In capitolul 7 sunt efectuate masuratori cu sonda de viteze in domeniul de curgere al camerei de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric. Datorita sensibilitatii mecanice ridicate a traductorului cu film cald s-a utilizat alternativ pentru deschiderile mari un traductor realizat cu ajutorul unui element sensibil de tipul termistor. Pentru ambele traductoare valorile teoretice ale vitezelor s-au incadrat in domeniul valorilor masurate. Valorile masurate si cele calculate au coincis ca alura generala a curbelor si s-au incadrat intr-o banda de erori relative de max. 20%.

9.12 Interpretarea rezultatelor obtinute si transpunerea acestora spre model s-a realizat in capitolul 8. Analiza setului de masuratori de presiune si de viteze efectuate in camera de lucru a distribuitorului model cu sertar cilindric, evidentiaza structura cimpurilor hidrodinamice asociate curgerii in domeniul considerat. Pentru verificarea corectitudinii simularilor numerice, valorile masurate pe model au fost transpuse la prototip utilizând criteriul de similitudine Re considerat dominant. Acest fapt se justifica prin regimul de curgere exclusiv laminar realizat atat prin simularile numerice cit si prin caracteristicile teoretice ale lichidului de lucru utilizat in cadrul regimurilor de incercare. Transpunerea rezultatelor de la model la prototip evidentiaza concordanta alurii dependentelor calculate respectiv transpuse pentru deschideri echivalente ale prototipului pina la 5 mm. Odata cu cresterea deschiderii fantei de reglare, valorile masurate si transpuse se indeparteaza de valorile calculate.

9.13 Pe de alta parte, in cadrul capitolului s-a realizat o extindere a functiilor numerice obtinute in capitolul 4, prin adimensionalizarea principalilor parametrii de calcul. Pentru verificarea corectitudinii functiilor adimensionalizate, programul corespunzator a fost rulat pentru conditiile geometrice si energetice corespunzatoare modelului la scara marita incercat in standul realizat, obtinându-se o buna concordanta cu valorile globale masurate.

9.14 Simularile numerice si determinarile experimentale realizate in cadrul acestei teze demonstreaza existenta unor fenomene de scadere accentuata a presiunilor in avalul fantei de reglare a distribuitorului cu sertar cilindric. Din calcul, rezulta conditiile concrete de incipienta cavitationala, definite prin relatiile coeficientilor cavitationali din capitolul 3.

9.15 Elementul esential in dezvoltarea fenomenelor cavitationale in distribuitorul cu sertar cilindric este reprezentat de valoarea diferentei de presiune intre intrarea si iesirea traseului hidraulic al distribuitorului. Pentru instalatiile hidraulice industriale functionind in domeniul presiunilor si debitelor normale, adica presiuni pina la 320 bar, aceste fenomene pot apare numai in conditiile functionarii la presiune de alimentare $p_0 = \text{constanta}$, corelata cu o valoare mica a sarcinii motorului

hidraulic comandat. Valoarea mica sau negativa a sarcinii motorului hidraulic induce o presiune p_A de valoare mica, ceea ce duce la cresterea probabilitatii aparitiei incipientei cavitationale.

9.16 O situatie deosebita, in care diferentele de presiune pot creste mult, este aceea a supraalimentarii distribuitorului, adica a functionarii acestuia la un debit cu mult mai mare decit debitul nominal. In acest caz, caderea de presiune pe fanta creste ca si vitezele de trecere, deci din nou este posibila intrarea in zona cavitationala. De remarcat ca datorita modului de constructie a distribuitorilor hidraulice, utilizarea acestora la debite mai mari decit cele nominale, produce o serie de efecte secundare care perturba functionarea instalatiei, mai mult decit aparitia conditiilor de incipienta cavitationala. Aceste efecte sunt in primul rind legate de presurizarea exagerata a circuitelor de retur interne si externe a distribuitorului hidraulic si a circuitelor de drenaj, care duc la functionarea defectuoasa si la scurgeri externe.

9.17 In cazul in care distribuitorul hidraulic este in constructie proportionala, alimentarea acestor elemente este realizata la presiune constanta pe iar deschiderile utilizate pentru reglarea parametrilor energetici aval, au valori mici. Spre exemplu, pentru servovalvele electrohidraulice $D_n=10$ deschiderile fantei de lucru sunt frecvent sub 1mm. Deci, in cazul acestor aparate, exista posibilitatea aparitiei unor diferente mari de presiune si a conditiilor cavitationale.

9.18 Pentru evitarea fenomenelor cavitationale, elementul esential este plasarea in domeniul functionarii necavitationale, evidentiat de diagramele calculate la capitolul 3. Acest tip de diagrame poate fi obtinut pentru orice tip de distribuitor hidraulic asemenea geometric cu cel studiat prin particularizarea functiilor adimensionale determinate si implementate in programul de calcul.

9.19 Un element mai putin evidentiat este influenta geometriei fantei de reglare. Tesirea muchiilor are un efect pozitiv asupra caracteristicilor cavitationale dar reduce sensibilitatea aparatului. In principal, majoritatea treptelor de reglare sunt construite cu muchii cilindrice drepte datorita calitatilor bune de reglaj ale acestei solutii.

9.20 Utilizarea unei presiuni de alimentare variabile, aliniata la sarcina momentana printr-un element de reactie (o solutie de acest tip este "balanta de presiune") ar reduce mult diferenta de presiune pe fanta.

9.21 Evitarea sarcinilor negative este una din solutiile general utilizabile in proiectarea instalatiei hidraulice. Aceasta se realizeaza usor prin droselizarea iesirii din motorul hidraulic. In fapt, utilizarea distribuitorului cu 4 cai asigura in cazul functionarii proportionale si o droselizare corespunzatoare a circuitului de iesire.

9.22 In final, trebuie observate doua directii care permit o evidentierea fina a unor fenomene caracteristice in functionarea distribuitorului cu sertar cilindric:

- Utilizarea unor programe de simulare numerica a curgerii de productie recenta care sa permita inspectia 3D a domeniului curgerii si care accepta si regimuri de curgere diferite de cel laminar.

- In studiul experimental al curgerii in camera distribuitorului, traductorii de viteza si presiune utilizati sa fie de o precizie si acuratete mai ridicata, adaptati conditiilor specifice de lucru si eventual cuplati direct la sistemul de calcul.

9.23 Contributii personale

- a. Realizarea unei documentari aprofundate asupra fenomenelor cavitationale in instalatiile hidraulice de actionare si in special asupra fenomenelor cavitationale in distribuitor cu sertar cilindric.

- b. Calculul, proiectarea si executia in colaborare cu Hidrosib Sibiu a unei serii de distribuitor prototip avind diametrul nominal $D_n=10$ mm, cu sertar cilindric proportional, comandate cu motor electric pas cu pas.

- c. Determinarea asistata de calculator a caracteristicilor in regim stationar si tranzitoriu a distribuitorului prototip. Extrapolarea relatiilor pentru calculul coeficientilor de pierderi locale.

d. Simularea numerica utilizind analogia electrohidraulica a caracteristicilor in regim stationar pentru distribuitoarele cu sertar cilindric luind in considerare toate asimetriile constructiv functionale ale acestora cit si asimetriile regimurilor de curgere pe diferitele fante de reglaj.

e. Definirea riguroasa, sub conducerea acad. Anton a principalelor criterii si coeficienti cavitationali specifici distribuitoarelor cu sertar cilindric.

f. Simularea numerica utilizind programul COSMOS 286/386 a curgerii pe traseul hidraulic a distribuitorului cu sertar cilindric prototip in ipoteza curgerii axial simetrice, a unui fluid viscos incompresibil in regim laminar.

g. Realizarea unor programe de calculator scrise in limbajul Turbo Pascal 6.00 proprii, originale, destinate postprocesarii datelor numerice obtinute prin utilizarea programului COSMOS 286/386. Utilizarea programelor de postprocesare a permis identificarea pozitiei si conditiilor de incipienta si dezvoltare cavitationala in camerele de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric prototip.

h. Utilizarea programelor de postprocesare, corelata cu numarul mare de date numerice obtinute prin metoda elementului finit, a permis definirea unor functii care integreaza numeric comportarea in regim stationar a distribuitorului cu sertar cilindric atat in conditii normale cit si in conditii cavitationale. Calculul numeric al coeficientilor cavitationali a permis determinarea curbelor de sensibilitate la cavitate a distribuitorului prototip in planul parametrilor functionali definiti prin diferenta de presiune intre intrare si iesire si deschiderea fantei de reglare a distribuitorului

i. Analizind principalele elemente ce intervin in fenomenele de curgere prin distribuitorul prototip si modele de distribuitor descrise in literatura s-a stabilit scara de executie a distribuitorului model de 5X.

j. Calculul, proiectarea si realizarea unei statii destinate studierii fenomenelor de curgere cavitationala si necavitationala in camera de lucru a modelului distribuitorului cu sertar cilindric realizat la scara de marire 5X.

k. Simularea numerica a curgerii prin metoda elementului finit, utilizind COSMOS 286/386 a permis plasarea rationala a prizelor de masurare pe umarul sertarului si a creat posibilitatea comparatiei ulterioare cu valorile masurate.

l. Automatizarea completa a statiei de incercare prin cuplarea acesteia la porturile de comanda a unui calculator PC, astfel incit ciclul de masurare in sine cit si achizitia si prelucrarea primara a datelor de masurare sa se realizeze automatizat.

m. Realizarea unor programe originale de conducere a statiei experimentale si de achizitie a datelor din procesul de masurare, in limbajul Turbo Pascal 6.00.

n. Realizarea determinarii experimentale a repartitiilor de presiuni pe umarul sertarului distribuitorului model si comparatia acestora cu valorile teoretice calculate in plaja conditiilor functionale admise de sursa de presiune disponibila in cadrul statiei.

o. Adaptarea sistemului de masurare a vitezelor locale DISA la statiunea experimentală si la modelul de distribuitor in scopul determinarii repartitiilor de viteze in camera de lucru.

p. Realizarea programelor originale de achizitie de la sistemul DISA a datelor si transformata Fourier rapida, interactiva pe calculator PC 586 in limbajul Turbo Pascal 6.00

r. Proiectarea, realizarea si etalonarea unui traductor de viteza si a convertorului, utilizind element de tip termistor ca alternativa la utilizarea traductorilor DISA.

s. Realizarea determinarii valorilor cimpului de viteze in camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric model, pentru deschideri de la 5 la 35 mm si comparatia acestora cu valorile obtinute prin metoda elementului finit.

t. Transpunerea si interpretarea rezultatelor experimentale obtinute pe model, la prototip si comparatia cu valorile calculate pentru acesta prin simularea numerica.

u. Generarea unui set de functii adimensionale integrat intr-un program de calcul care permite determinarea numerica a caracteristicilor in regim stationar pentru orice distribuitor cu

sertar cilindric asemenea geometric cu prototipul. Comparatia cu valorile obtinute la incercarea modelului confirma corectitudinea acestora.

v. Evidentierea fenomenelor tranzitorii si rapid oscilante in cimpul vitezelor din domeniul de curgere studiat, prin analiza secventelor de masurare inregistrate cu sonda DISA. Variatiile rapide de viteza si virfurile de viteza maxima depasind de pina de doua ori valoarea vitezei medii, indica aceste oscilatii si vibratii drept o posibila sursa de incipienta cavitationala.

x. Indicarea pentru producatorii de elemente hidraulice a factorilor fundamentali in aparitia si dezvoltarea fenomenelor cavitationale in distribuitorul cu sertar cilindric, si anume diferenta de presiune pe fanta de reglaj si deschiderea acesteia.

Capitolul 10

Bibliografie

POZ.	AUTORI	TITLUL LUCRARI	EDITURA SAU REFERINTA	AN APARITIE
1	Anton I.	TURBINE HIDRAULICE	ED. FACLA TIMISOARA	1979
2	Anton I.	CAVITATIA I	ED.ACADEMIEI BUCURESTI	1984
3	Anton I.	CAVITATIA VOL II,	E.A. BUCURESTI	1985
4	Ainsworth F.W.	THE EFFECT OF OIL-COLUMN ACOUSTIC RESONANCE ON HYDR VALVE 'SQUEAL'	TRANSACTION OF THE ASME,S.773-778, MAI 1956	1956
4a	Anton V., Popoviciu M., Fitero I	HIDRAULICA SI MASINI HIDRAULICE	ED DIDACTICA SI PEDAGOGICA	1978
5	Anton I., Campean V., Carte I.	HIDRODINAMICA TURBINELOR BULB SI A TURBINELOR POMPE BULB	ED TEHNICA	1988
5a	Akyuz A., Utku S.	AN AUTOMATIC NODE-RELABELLING SCHEME FOR BANDWIDTH MINIMIZATION OF STIFFNESS MATRICES	AIAA JOURNAL 2	1969
5b	Balasoiu V., Raszga C.	STUDIUL NUMERIC AL CARACTERISTICILOR DISTRIBUTOARELOR CU SERTAR CILINDRIC	SIMP.NAT. DE MECANISME VI TIMISOARA	1992
5c	Raszga C., Popoviciu M., Balasoiu V.	NUMERICAL SIMULATION OF THE TRANSIENT WORKING CHARACTERISTICS FOR PRESSURE	MICROCAD 95	1995
5d	Balasoiu V., Raszga C., Anton L.	ACTIONARI SI COMENZI HIDROPNEUMATICE	INDRUMATOR DE LABORATOR	1991
5e	Balasoiu V., Raszga C.	ACTIONARI SI COMENZI HIDROPNEUMATICE	INDRUMATOR DE PROIECTARE	1992
6	Backe W.	STATIONARE STROMUNGSKRAFTE AN DEN STEUERELEMENTEN VON HYDR.SYSTEMEN	INDUSTRIE ANZEIGER S.151-157,1961	1961
7	Backe W.	EIN BEITRAG ZUR UNTERSUCHUNG DER DINAMISCHEN STABILITAT HYDR.STEUERUNGEN	INDUSTRIE ANZEIGER S.157-162,1961	1961
8	Bake E., Benning P.	UBER KAVITATION-SERSCHIEYUNH IN QUERSCHINJILLSVERENGUNGEN VON OLHIDRAULYCSCIEN SYSTEMEN	INDUSTRIE ANZEIGER63/1962	1962

9	Bake W Benning P.	UBER KAVITATIONSER- SCHEINUNGEN IN QUERSCHITTSVERENGUNGEN VON OLHYDRAULISCHEN SYSTEMEN	INDUSTRIE ANZEIGERDE.1976	1976
10	Bake W.	SERVOHYDRAULIC	RWTH, ACHEN	1984
11	Bake W. Riedel H.P.	KAVITATION IN OLHYDRAULISCHEN SYSTEMEN	INDUSTRIE ANZEIGER 94J/8/28.01.1972	1972
11a	Bathe K.J, Wilson E	NUMERICAL METHODS IN FINITE ELEMENT ANALYSIS	PRENTICE HALL, NEW JERSEY	1976
12	Beck A.	SOME FLOW CHARACTERISTICS OF SPOOL VALVE ORIFICE	DISERTATION, THE QUEEN'S UNIVERSITY OF BELFAST, NOV. 1973	1973
13	Berg H.	KAVITATION IN EROSION KORROSION IN HIDROSTATISCHEN GERTRIBEN	O+P12/1968	1968
13.a	Berger J., StrikL.	REZISTENTA LA CAVITATIE A MATERIALELOR SI COMPORTAREA CAVITATIONALA A LICHIDELOR HIDRAULICE	O+P	1975
14	Blume K.	LUFT IN HIDRAULIKSYSTEM	O+P16/1972	1972
14a	Bird R.B.	NEW VARIATIONAL PRINCIPLES FOR INCOMPRESSIBLE NON- NEWTONIAN FLOW	PSYISCS OF FLUIDS 3, 539-541	1960
15	Bosch	HYDRAULIK GRUNDLANGEN	HYDRAULIK, PNEUMATIK, ELEKTRONIK 1	1985
16	Bower I.L., Tuteur F.B.	DYNAMIC OPERATION OF A FORCE-COMPENSATED HYDR.THROTTLING VALVE	TRANSACTION OF ASME S.1395-1406 VOL.75,1953	1953
17	Bradeanu P.	MECANICA FLUIDELOR	ED. TEHNICA	1973
18	Bratianu C.	MET. CU ELEMENTE FINITE IN DINAMICA FLUIDELOR	ED. ACADEMIEI	1983
19	Broch Trampe J.	MECHANICAL VIBRATION AND SHOCK MEASUREMENTS	BRUEL&KJAER	1980
20	Clark R.N.	COMPENSATION OF STEADY STATE FLOW FORCES IN SPOOL TYPE HYDRAULIC VALVE	TR.ASME 79/NOV/1957	1957
21	Cocarlan P., Rosculeu M.	SERII TRIGONOMETRICE SI APLICATII	ED. ACADEMIEI ROMANE	1991
21a	Chandrasekhar S.	HYDRODYNAMIC AND HYDROMAGNETIC STABILITY	OXFORD UNIVERSITY PRESS, LONDRA	1961

21b	Collins R.J.	BANDWIDTH REDUCTION BY AUTOMATIK RENUMBERING	INTERNATIONAL JOURNAL FOR NUMERICAL METHODS IN ENGINEERING 6	1973
22	Dietze M., Stoffel B.	NUMERISCHE BERECHNUNGEN UND EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN ZUR INNENSTROMUNG IN SITZEVENTILEN	O+P, NR. 1, PAG. 42	1997
22a	DISA	MANUAL DE UTILIZARE		1969
23	Dirende J.S.	THEORETICAL EVALUATION OF HYDRODINAMICAL FORCES IN CONTROL MECHANISMS	ORDER 69/19.821, 1949 YALE UNIVERSITY	1949
23 a	Finlayson B.A.	ON THE SEARCH FOR VARIATIONAL PRINCIPLES	INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND MASS TRANSFER 10	1967
23 b	COSMOS 286	MANUAL DE UTILIZARE FLOW STAR	STRUCTURAL RECHEARCE	1990
24	Garbea D.	ANALIZA CU ELEMENTE FINITE	E.T. BUCURESTI	1990
24.a	Grauer Th	NUMERISCHE STROMUNGSDYNAMIC FUR VENTILENTWICKLUNG	AACHENER FLUIDTECHNISCHES KOLLOQUIUM	1990
24.b	Feigel H.J.	STROMUNGSKRAFTKOMPENSATION IN HYDRAULIK-SIEBERVENTILEN	AACHENER FLUIDTECHNISCHES KOLLOQUIUM	1990
24c	Gartling D.K.	FINITE ELEMENT ANALYSIS OF VISCOUS, INCOMPRESSIBLE FLUID FLOW	PH.D. THESIS, SUA	1975
24d	Gerald C.F.	APPLIED NUMERICAL ANALYSIS, 2	ADDISON-WESLEY PUBLISHING MASSACHUSETTS	1978
25	Haug H.	PROPORTIONALMAGNET ALS ANTRIEBSELEMENT VAN VENTILEN	O+P4/1974	1974
25.a	Hohlov V.A.	COEFICIENT DE PIERDERI HIDRAULICE HIDRAULICE SI COEFICIENTUL DE DEBIT PRIN FERESTRELE SERTARASELOR CILINDRICE	AVTOMATICA I TELEMEEHANIKA	1955
25 b	Huebner K.H.	THE FINITE ELEMENT METHOD FOR ENGINEERS	JOHN WILEY AND SONS. NEW YORK	1975
25 c	Hildebrant F.B.	INTRODUCTION TO NUMERICAL ANALYSIS	MCGRAW-HILL, N. Y.	1974
25d	Hood P.	FRONTAL SOLUTION PROGRAM FOR UNSYMETRIC MATRICES	INTERNATIONAL JOURNAL FOR NUMERICAL METHODS IN ENGINEERING 10	1976

26	Ionescu G.,sa	TRADUCTOARE PENTRU AUTOMATIZARI INDUSTRIALE	ET BUCURESTI	1985
26 a	Irons B.M.	A FRONTAL SOLUTION PROGRAM FOR FINITE ELEMENT ANALYSIS	INTERNATIONAL JOURNAL FOR NUMERICAL METHODS IN ENGINEERING 2	1970
27	Klikhman A.	MASURAREA FORTELOR HIDRODINAMICE SI DETERMINAREA CARACTERISTICII DE CURGERE INTRU-UN DISTRIBUTOR CU SERVAR CILINDRIC	TEZA DE DOCTORAT ZURICH	1985
27a	King I.P.	AN AUTOMATIC RE-ORDERING FOR SIMULTANEOUS EQUATIONS DERIVED FROM NETWORK SYSTEMS	INTERNATIONAL JOURNAL FOR NUMERICAL METHODS IN ENGINEERING 2	1970
28	Krikhner A. Lorenz B.	UBER EINIGE AUSWIKUNGEN DER LUFTBLASENKONPRESSION IN HYDROSTATIKHEN ANLAGEN	TECHNISCHER INFORMATION- SDEINST ORSTA 2/1965	1965
29	Lee S.Y., Blackburn J.F.	TRANSIENT-FLOW FORCES AND VALVE INSTABILITY	TRANSACTION OF ASME, S1013-1016 AUG. 1952	1952
29 a	Lush P.E., Cherry T.M.	THE VARIATIONAL METHOD IN HYDRODYNAMICS	QUARTERLY JOURNAL MECHANICS AND APPLIED MATHEMATICS 9	1965
30	Lee S.Y. Blackburn J.F.	CONTRIBUTION TO HYDRAULIC CONTROL AXIAL; FORCES ON CONTROL VALVE PISTONS	TRANS. ASME 74 AUGUST 1952	1952
31	Lichtarowicz A. Pearce I.D.	CAVITATION AND AERATION EFFECTS IN LONG ORIFICES	CAVITATION CONFERENCE INST. MECH. ENG. SEP. 1974 EDINBURGH	1974
32	Logan E., Louis R.J.	EXPERIMENTAL INVESTIG. OF FLOW-INDUCED FORCES IN PNEUMATIC SPOOL VALVES	J. OF DYNAMIC SYS., MEASUREMENT AND CONTROL, TRANSA- CTION OF THE ASME, SEPT., 1976	1976
33	Lorentz H.J.	MIKRO -DIESELEFFECT ALS FOLGE DER KAVITATION IN HYDRAULIC SYSTEMEN	O+P3/1974 PG. 175	1974
34	Lorentz H-J	DIE ENTWICKLUNG EXTREM HOHER TEMPERATYREN IN HYDRAULIKSYSTEMEN UND DIE EINFLUSSE DIESER AUF DIE BAUTEILE	MINERALOTECHNIK 1 4/14 11/1975	1975
35	Manda B.	FLOWSTAR, FLUID FLOW ANALYSIS	SANTA MONICA SUA	1993

35.a.	Marin V.	SISTEME HIDRAULICE DE ACTIONARE SI AUTOMATIZARE	ED. TEHNICA	1987
36	Martin C.S.Medlarz H.Wiggwer D.C.Brennen C.	CAVITATION INCEPTION IN SPOOL VALVES	INTER. SYPM. CAVITATION INCEPTION NEW YORK	1979
37	Martin C. S.Medlarz H.Wiggert H.	CAVITATION INCEPTION IN SPOOL VALVES	JOURNAL OF FLUIDS ENGINEERING ,ASME VOL.103, DEC.1981	1981
38	McCloy D., Beck A.	FLOW HISTEREZIS IN SPOOL VALVES	FL.POWER SY.BHRA IAN.1969	1969
39	McCloy D., Beck A.	CAVITATION EFFECTS IN POPPET VALVES	ASME FL.ENG. CONF. CHICAGO	1967
40	McCloy M., Martin H.R.	THE CONTROL OF FLUID POWER	LOGMANLONDON	1973
41	McCloy D.	PRESURE PEAKS IN THE HYDRAULIC ACTUATOR	JURN. OF BAS.ENG.TR.ASME/V 87/DEC.65	1965
42	McCloy D.	CAVITATION AND AERATION END EFFECT ON VALVES AND SYSTEMS	HPP V12/FEB/1966	1966
43	McCloy D.	CAVITY FORMATION IN VALVE CONTROLLED HYDRAULIC CILINDERS	PROC.INST.MECH.EN G.V189/P9/1969-1970	1969
44	McCloy D.	CAVITATION EFFECTS IN ON-OFF CONTROLLED HYDRAULIC SERVOS	JOUR. OF DYN.SYS.MES AND CONTR. TR.ASME V94/MAR./1972	1972
45	McCloy D. Martin H.R.	SOME EFFECTS OF CAVITATION AND FLOW FORCES IN THE ELECTRO-HIDRAULIC SERVOMECHANISM	PROC.INST.MECH.EN GRS.,VOL.78,PT.1,NO. 21,1963	1963
46	McCloy D. Martin J.R.	THE CONTROL FLUID POWER	LOGMAN LONDON1973	1973
47	Mittchel T.M. Hammit F.G.	COLLAPSE OF A SPHERICAL BUBBLE IN A PRESURE GRADIENT	ASME 1970CAVITATION FORUM	1970
47.a	Muntean S.	STUDIUL NUMERIC AL CURGERII IN DISTRIBUITOARE CU SERTAR CILINDRIC	DISERTATIE PT. OBT. TITLULUI DE MASTER	1995
47 b	Merches I.	VARIATIONAL PRINCIPLE IN MAGNETOHYDRODYNAMICS	PHYSICS OF FLUIDS 12	1969
47 c	Millikan C.B.	ON THE STEADY MOTION OF VISCOUS INCOMPRESSIBLE FLUIDS	PHIL. MAGASINE 7	1929
48	Nikifourk P.N. Wilson J.N. Leep R.M.	TRANSIENT REPOSE OF A TIME OPTIMIZED HYDRAULIC SERVOMECHANISM OPERATING UNDER CAVITATION CONDITIONS	PR.INST.MECH.ENG.V 185/1970-1971	1970

48 a	Oden J.T.	NUMERICAL FORMULATION OF A CLASS OF PROBLEMS IN NONLINEAR VISCOELASTICITY	ADVANCED IN ASTRONAUTICAL SCIENCES 24	1967
49	Oprean A., s.a.	ACTIONARI SI AUTOMATIZARI HIDRAULICE	ED. TEHNICA	1989
50	Oshima R.	SCALE EFFECTS ON CAVITATION INCEPTION OF BUTTERFLY VALVES	CAVITATION FORUM, CHICAGO	1967
50a	Petrita T. Glenghiu C.	METODE CU ELEMENT FINIT SI APLICATII	E. A. BUCURESTI	1987
51	Pop E., s.a.	METODE IN PRELUCRAREA NUMERICA A SEMNALELOR	ED. FACLA	1989
51 a	Pop I. Ispas V.	ROBOTI INDUSTRIALI	ED. VATRA	1985
52	Popovici P., Cira O.	REZOLVAREA NUMERICA A ECUATIILOR LINIARE	SIGNATA, TIMISOARA	1992
53	Radoi C., sa	CIRCUITE SI ECHIPAMENTE ELECTRONICE INDUSTRIALE	E.T. BUCURESTI	1986
54	Randall R.B., Tech B.	FREQVENCY ANALYSIS	BRUEL&KJAER	1977
54a	Raszga C.	PROIECTAREA ASISTATA DE CALCULATOR A SISTEMELOR HIDROSTATICE DE ACTIONARE	LIT. U.P.T.	1995
55	Rexroth	HYDRAULIK TRAINER	CATALOG REXROTH	1986
56	Riedel H.P.	KAVITATION IN OLHIDRAULICHEN SYSTEMEN	1 ANZEIGER 94/J29.08.1972	1972
57	Riedel H.P	AN STROMINGSWIDERSTADEN IN OLHYDRAULISCHEN SUYSTEMEN	TECHNICHE MITTEILUNGEN 63 J/HELF 9/Saw T/1970	1970
57a	Resiga R. Raszga C.	STUDIUL NUMERIC AL CURGERII PRIN DISTRIBUTIOARE CU SERTAR CILINDRIC	SESIUNEA DE COMUNICARI MASINI HIDRAULICE	1995
57 b	Balasoiu V. Raszga C.	DETERMINAREA EXPERIMENTALA A PIERDERILOR PRIN DISTRIBUTIOARE CU SERTAR CILINDRIC	SESIUNEA DE COMUNICARI MASINI HIDRAULICE	1997
57c	Reynolds A.J.	CURGERI TURBULENTE UTILIZATE IN TEHNICA	EDITURA TEHNICA	1987
58	Stancescu C.	AUTOCAD MANUAL DE INITIERE	FAST IMPEX SRLBUCURESTI	1995
59	Swan T.	MASTERING TUBO PASCAL 6.00	N.Y SUA	1992
60	Swan T.	MASTERING TURBO PASCAL 6	HAYDEN BOOKS, NEW YORK	1991
60 a	Squire W.	INTEGRATION FOR ENGINEERS AND SCIENTISTS	AMERICAN ELSVIER PUBLISHING COMPANY	1970

61	Tetrisco M., Stoica P., Popescu Th.	IDENTIFICAREA ASISTATA DE CALCULATOR A SISTEMELOR	ED. TEHNICA	1987
61a	Thomson, Mack, Lin.	FINITE ELEMENT METHOD FOR INCOMPRESSIBLE; SLOW VISCIOUS FLOW WITH A FREE SURFACE	DEVEPMENTS IN MECHANICS	1969
62	Toshiyuki H., Cheng P., Hayashi S.	NUMERICAL ANALYSIS OF TRANSIENT FLOW THROUGH A SPOOL VALVE	REP. INST. FLUID SCIENCE, TOKIO	1995
63	Trudzinski R.M.	KENNWERTE FÜR DIE BEURTEILUNG DES STATISCHEN UND DINAMISCHEN VERHALTENS VON 2-WEGE STROMREGELVENTILEN	O+P23/2979	1979
64	Tullis J.P.	TESTING VALVES FOR CAVITATION	CONF. OF THE FLUID MACH. EDINBURGH	1974
65	Tullis J.P.	CAVITATION DATA FOR VALVES AND ITS APPLICATION	CAVITATION CONFERENCE EDINBURGH	1974
66	Tullis J.P., Hogan R.A.	PREDICTION OF CAVITATION DANS LES VALVES	IAHR SYMP. STOKHOLM 1974	1974
67	Tullis J.P.	CAVITATION SCALE EFFECT FOR VALVES	JOUR. OF THE HYDR. DIV. ASCE/V99/HY71JUL. 19 73	1973
68	Tullis J.P. Grivindarajan R.	CAVITATION AND SIZE SCALE EFFECTS FOR ORIFICES	JOUR. OF THE HYDR. DIV. ASCE/V99/HY71JUL. 19 73	1973
69	Turnbull D.E.	FLUID POWR ENGINEERING	LONDON, NEWNES- BUTTERWOTH	1976
69a	Vickers	PRINCIPLES OF PROPORTIONAL VALVES	VICKERS	1991
70	Vasiliiu N., Catana I.	TRANSMISII HIDRAULICE SI ELECTROHIDRAULICE, MASINI HIDRAULICE VOLUMICE (vol.I)	EDITURA TEHNICA BUCURESTI	1988
70a	Vasiliiu N., Catana I.	SERVOMECHANISME HIDRAULICE SI PNEUMATICE	E.P.B. CURS VOL. I	1992
70b	Vasiliiu D., Vasiliiu N.	ACTIONARI SI COMENZI HIDROPNEUMATICE IN ENERGETICA(vol. I)	E.P. B.	1993
70c	Vasiliiu D., Vasiliiu N., Catana I.	TRANSMISII HIDRAULICE SI ELECTROHIDRAULICE REGLAREA MASINILOR HIDRAULICE VOLUMICE (vol.II)	EDITURA TEHNICA BUCURESTI	1997

71	Wang P.K.C. Ma J.T.S.	CAVITATION IN VALVE CONTROLLED HYDRAULIC ACTUATORS	JOUR.OF APPLIED MECTR.ASME/V85/DE C.1963	1963
72	Wiedman P.	UBER DAS UMSCHALTEN VON WANDSTRAHLELEMENTEN MITTLES UNDERDRUK	O+P 17/1973	1973
73	Wiggert D.C.Martin C.S.Mediaz H.	CAVITATION DAMAGE MECHANISME	O+P 1/1979	1979
74	Williams E.	FLOWPLUS 2D TURBULENT FLOW ANALYSIS	SANTA MONICA SUA	1993

CUPRINS

Capitolul 1 Introducere

1.1. Distribuitoare hidraulice cu sertar cilindric, elemente functional constructive	3
1.2. Fenomene cavitationale in instalatii hidrostatice de actionare si distribuitoare hidraulice	6
1.2.1. Generalitati	6
1.2.2. Cavitatea in pompele volumice	9
1.2.3. Cavitatea in motoare hidraulice liniare	10
1.2.4. Cavitatea in rezistente hidraulice, in organe de reglare a debitului si in supape hidraulice de presiune	10
1.2.5. Efectul microdiesel	12
1.2.6. Distrugerea cavitationala in instalatii hidrostatice de actionare	13
1.3. Influenta cavitatiei asupra functionarii sistemelor hidraulice	13
1.3.1. Conditii de aparitie a cavitatiei in distribuitoare cu sertar cilindric	14
1.3.2. Abordarea experimentală a cavitatiei in distribuitoare cu sertar cilindric	15
1.3.3. Abordari teoretice	16
1.4. Analiza rezultatelor prezentate in literatura de specialitate	19
1.4.1. Motivatia alegerii temei	19
1.5. Strategia de abordare a temei	21
1.6. Concluzii	21

Capitolul 2 Distribuitoare hidraulice cu sertar cilindric, elemente caracteristice. Caracteristicile prototipului studiat

2.1. Rolul functional al distribuitoarelor in instalatiile hidrostatice de actionare	22
2.2. Parametrii principali si solutii constructive	23
2.3. Calculul si constructia unui distribuitor proportional cu sertar cilindric comandat prin motor electric pas cu pas	24
2.3.1. Solutia constructiva adoptata	24
2.3.2. Calculul de proiectare al distribuitorului hidraulic	25
2.4. Elemente constructive	26
2.5. Caracteristici energetice si cavitationale pentru distribuitoare cu sertar cilindric	27
2.5.1. Amplificatorul cu plunjer cu acoperire nula	27
2.5.1.1. Analiza regimului stationar	27
2.5.1.2. Analiza regimului dinamic	32
2.5.2. Amplificatorul cu plunjer cu acoperire negativa	35
2.5.2.1. Analiza regimului stationar	35
2.6. Modelarea numerica a functionarii treptei cilindrice	37
2.6.1. Ipoteze de constructie a modelului	38
2.6.2. Modelul matematic al circuitului electrohidraulic echivalent	39
2.6.3. Caracteristici la presiune de alimentare constanta	40
2.6.4. Utilizarea tehnicii de calcul	40
2.7. Concluzii	42

Capitolul 3 Coefficienti de cavitate, stadii cavitationale si curbe caracteristice de cavitate

3.1. Definitia clasica a coeficientului de cavitate	44
3.2. Definitia riguroasa a coeficientilor de incipienta cavitationala	44
3.3. Definitia stadiilor cavitationale prin coeficienti de cavitate si curbe cavitationale	46
3.4. Particularizarea expresiilor generale ale coeficientilor de cavitate pentru cazul distribuitorilor cu sertar cilindric	47
3.5. Calculul coeficientului pierderilor locale ζ asociat diferitelor exprimari a coeficientului de cavitate. Forme de exprimare echivalenta a coeficientilor de cavitate pentru distribuitoare cu sertar cilindric	48
3.6. Concluzii	50

Capitolul 4 Determinarea teoretica si numerica a coeficientilor de cavitate pentru distribuitoare cu sertar cilindric

4.1. Utilizarea metodei elementului finit pentru rezolvarea numerica a ecuatiilor curgerii in general si particularizata pentru domeniul distribuitorului cu sertar cilindric	52
4.1.1. Elemente finite. Aparitia si dezvoltarea metodei cu elemente finite. Aproximarea prin discretizare	52
4.1.2. Dezvoltarea metodei cu elemente finite	52
4.1.3. Proprietatile caracteristice elementelor finite nodale	53
4.1.3.1. Proprietati topologice	53
4.1.3.2. Coordonate naturale	55
4.1.4. Integrarea numerica a expresiilor elementale	59
4.1.4.1. Metoda Newton-Cotes	59
4.1.4.2. Metoda Gauss-Legendre	60
4.1.5. Etape de lucru caracteristice	61
4.1.5.1. Etapa modelarii	61
4.1.5.2. Etapa aplicatiilor ingineresti	62
4.2. Rezultate obtinute prin studiul numeric al curgerii in domeniul distribuitorului cu sertar cilindric in ipoteza curgerii potentiale	63
4.2.1. Ecuatiile miscarii axial-simetrice a fluidelor incompresibile ideale	64
4.2.2. Integrarea ecuatiei Laplace prin metoda elementului finit. Formularea in functia de curent	65
4.2.3. Formularea in potentialul vitezei	67
4.2.4. Domeniul de analiza si conditii la limita	67
4.2.5. Discretizarea domeniului	68
4.2.5.1. Calculul coeficientilor D_{NM}	69
4.2.6. Calculul termenilor liberi	71
4.2.7. Determinarea cimpului de viteze si presiuni	72
4.2.8. Rezultate obtinute prin simulare numerica utilizind metoda elementului finit	72
4.2.9. Studiul unor geometrii modificate. Rezultatele calcului numeric	75
4.3. Utilizarea programului COSMOS 286/386 pentru obtinerea solutiilor numerice ale curgerii in domeniul distribuitorului cu sertar cilindric	82
4.3.1. Introducere	82
4.3.2. Regimul de curgere laminar	82
4.3.3. Conditii la limita	83
4.3.4. Metode de rezolvare	83
4.3.5. Descrierea elementelor asociate domeniilor curgerii	84

4.3.6. Studiul numeric al curgerii prin distribuitorul cu sertar cilindric utilizind programul COSMOS 286/386	84
4.3.6.1. Utilizarea metodei elementului finit	84
4.3.6.2. Conditii numerice	85
4.4. Postprocesarea rezultatelor numerice obtinute prin rulara programului COSMOS	86
4.4.1. Introducere	86
4.4.2. Valori numerice si structuri de date	86
4.4.3. Interpretarea rezultatelor	87
4.4.4. Obiectivele postprocesarii	87
4.4.5. Rezultate obtinute	89
4.5. Determinarea si reprezentarea cimpului de viteze si a liniilor de curent	92
4.6. Determinarea si reprezentarea cimpului de presiuni	94
4.7. Hidrodinamica jetului la iesirea din fanta de reglare a distribuitorului	94
4.8. Calculul numeric al coeficientului de cavitate	97
4.8.1. Conditii numerice	97
4.8.2. Calculul numeric al coeficientului de contractie si al coeficientului pierderilor locale	99
4.8.3. Calculul coeficientilor de pierderi locale	99
4.8.3.1. Calculul vitezei medii intr-o sectiune oarecare	100
4.8.4. Analiza setului de valori numerice	101
4.8.5. Recalcularea vitezei medii in fanta V_x si in sectiunea ingustata V_f	101
4.8.6. Aproximarea numerica a caracteristicii cavitationale a distribuitorului pe intregul domeniu de functionare	101
4.8.6.1. Reprezentarea grafica a principalilor parametrii cavitationali calculati	106
4.8.7. Reprezentarea grafica a parametrilor energetici calculati	109
4.8.8. Analiza rezultatelor obtinute	111
4.8.9. Adimensionalizarea curbelor de sensibilitate la cavitate	119
4.9. Concluzii	120

Capitolul 5 Proiectarea si realizarea unei statii destinate determinarii caracteristicilor cavitationale ale distribuitorului cu sertar cilindric

5.1. Introducere	122
5.2. Metode in studiul experimental al curgerii in distribuitorul cu sertar cilindric	123
5.2.1. Evidentierea C_d si Re	125
5.3. Determinari experimentale pe prototip	125
5.3.1. Consideratii functionale	126
5.3.2. Calculul coeficientului pierderilor locale	127
5.3.3. Determinari numerice	127
5.3.4. Extrapolarea rezultatelor	129
5.4. Stabilirea scarii geometrice si simularea numerica a curgerii prin distribuitorului model	132
5.4.1. Discretizarea domeniului	132
5.5. Obiectivele statii experimentale	135
5.6. Stabilirea geometriei si dimensiunilor modelului experimental	135
5.7. Structura statii experimentale	137
5.8. Parametrii masurati si mijloace de masurare	142
5.9. Metodologia de realizare a incercarilor	143
5.10. Masuratori asistate de calculator	144
5.11. Conducerea numerica a statii	145
5.12. Programe in limbaje de nivel inalt	146
5.13. Concluzii	147

Capitolul 6 Efectuarea incercarilor si rezultate obtinute

6.1. Introducere	148
6.2. Rezultate experimentale primare obtinute	148
6.2.1. Comparatie intre rezultatele experimentale si rezultatele teoretice	154
6.3. Refacerea setului de masuratori	155
6.4. Concluzii	162

Capitolul 7 Determinarea experimentală a valorii vitezelor in camera de lucru a distribuitorului model utilizind sonda cu film cald DISA. Comparatie intre rezultatele teoretice si cele experimentale

7.1. Necesitatea efectuării determinărilor de viteze in camera de lucru a distribuitorului cu sertar cilindric	164
7.2. Termoanemometrului cu film cald	164
7.3. Schema instalatiei de etalonare	165
7.4. Rezultate experimentale obtinute la etalonarea sondei DISA	167
7.5. Calculul solicitării mecanice a traductorului	169
7.6. Transpunerea rezultatelor de la etalonarea in aer la utilizarea in ulei	171
7.7. Realizarea incercărilor experimentale utilizind sonda de viteze cu film cald si instalatia DISA.....	173
7.7.1. Descrierea instalatiei experimentale	173
7.7.2. Utilizarea analizei de frecventa in interpretarea rezultatelor	174
7.7.3. Utilizarea traductorilor termorezistivi	175
7.7.3.1. Calculul caracteristicilor teoretice a sondei de viteza cu termistor	176
7.7.4. Rezultate experimentale si comparatia cu valorile calculate ..	183
7.8. Concluzii	185

Capitolul 8 Interpretarea si transpunerea rezultatelor experimentale

8.1. Interpretarea rezultatelor experimentale	194
8.2. Transpunerea rezultatelor	195
8.3. Calculul valorilor pe prototip in functie de masuratorile efectuate.	198
8.4. Functii generalizate pentru calculul caracteristicilor de curgere ale distribuitorului cu sertar cilindric	202
8.5. Concluzii	208

Capitolul 9 Concluzii

Capitolul 10 Bibliografie