

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ**

Ing. Bernad Sandor Ianos

TEZĂ DE DOCTORAT

OPTIMIZAREA FUNCȚIONĂRII SUPAPELOR HIDRAULICE DE PRESIUNE ÎN REGIM STAȚIONAR ȘI DINAMIC

Conducător științific: **Acad.Prof.Dr.H.C.Dr.Doc.Ing. IOAN ANTON**

Timișoara
2000



UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE MAȘINI HIDRAULICE

B-dul. Mihai Viteazul 1, RO-1900, Timișoara, ROMÂNIA
Telefon: +004-056-204580 / 128 ; Fax: +004-056-193478

TEZĂ DE DOCTORAT

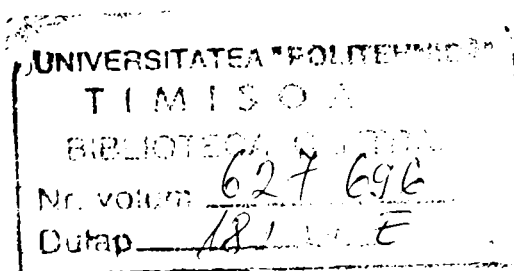
OPTIMIZAREA FUNCȚIONĂRII SUPAPELOR HIDRAULICE DE PRESIUNE ÎN REGIM STAȚIONAR ȘI DINAMIC

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific: **Acad.Prof.Dr.H.C.Dr.Doc.Ing. IOAN ANTON**

Doctorand: **Ing. BERNAD SANDOR IANOS**

Timișoara
2000



Cuvânt înainte

Sistemele de acționare hidraulică reprezintă astăzi o componentă nelipsită a echipamentelor mecanice moderne. Avantajul fundamental al gabaritului foarte redus pe unitatea de putere a stimulat cercetările pentru îmbunătățirea continuă a performanțelor echipamentelor hidraulice, prin creșterea presiunilor și vitezelor fluidului de lucru.

Deși geometria spațiului în care evoluează fluidul de lucru este de cele mai multe ori simplă din considerente tehnologice, complexitatea fenomenelor de curgere este greu egalată de alte aplicații ingineresti. Acesta este motivul pentru care până în ultimii zece ani investigațiile experimentale au constituit baza cercetărilor întreprinse în domeniul echipamentelor și sistemelor de acționare hidraulică.

Odată cu dezvoltarea tehnicilor de soluționare numerică a problemelor de curgere a fluidului vâscos, investigațiile numerice au preluat în bună măsură sarcina analizei funcționale și de optimizare constructivă a acestor tipuri de echipamente.

Prezenta teză se încadrează în această direcție de analiză numerică a curgerii fluidului vâscos prin supapele hidraulice de siguranță. După definirea tipologiei domeniului axi-simetric de analiză, au fost stabilite condițiile la limită, precum și rețeaua de discretizare în vederea obținerii prin soluționare numerică (cu programul FLUENT 5.1) a câmpului de viteză și presiune. Cu aceasta, eforturile sunt îndreptate spre interpretarea masivelor de date numerice obținute astfel încât, inginerul să aibă la dispoziție un instrument comod și util de comparație a diverselor variante constructive.

Modelele matematice elaborate în lucrare permit prezentarea sintetică a principalelor caracteristici ale curgerii fluidului în camera supapei de siguranță, și mai departe constituie punctul de pornire a analizei comportării cavitaționale a supapei.

Deși în ulei distrugerile cavitaționale sunt practic nesemnificative, prezența cavităților umplute cu vapori de ulei constituie una din sursele principale de vibrații și zgomote în echipamentele de acționare hidraulică.

Pornind de la analiza geometriei acestor cavități toroidale, este dezvoltat un model teoretic pentru estimarea vibrațiilor proprii ale acestora. Valorile obținute teoretic pentru frecvențele de oscilație concordă bine cu datele experimentale prezentate în literatura de specialitate.

Abordarea problematicii curgerilor în echipamentele de acționare hidraulică, se înscrie în tradiția Școlii de Hidrodinamică și Mașini Hidraulice din Timișoara.

Doresc să mulțumesc pe această cale tuturor dascălilor mei de la “Politehnica” Timișoreană, sub îndrumarea cărora mi-am desăvârșit pregătirea de inginer și am început activitatea de cercetare științifică.

Am avut deosebita onoare de a-mi desfășura activitatea în cadrul programului de doctorat sub bagheta magistrului Academician IOAN ANTON. Astfel, doresc să-i mulțumesc într-un mod deosebit Domnului Academician Prof.Dr.H.C.dr.doc.ing. IOAN ANTON pentru răbdarea și generozitatea manifestată pe tot parcursul elaborării acestei teze. De asemenea doresc să-i mulțumesc D-lui Academician Ioan Anton pentru priceperea cu care m-a condus și nu în ultimul rând, pentru încrederea în forțele proprii pe care mi-a insuflat-o în mod constant, pentru sfaturile și îndrumările pe care mi le-a acordat cu multă răbdare și înțelegere, precum și exigența și auto-exigența pe care mi le-a impus. Toate acestea vor rămâne pentru mine repere fundamentale în viitor.

Introducerea mea în domeniul echipamentelor și acționărilor hidraulice o datorez domnului Prof.dr.ing. Victor Bălășoiu, șeful Catedrei de Mașini Hidraulice și domnului Conf.dr.ing. Călin Raszga, sub îndrumarea căruia am elaborat lucrarea de Disertație în cadrul programului de studii aprofundate.

Abordarea numerică a curgerilor complexe analizate în prezenta teză a fost posibilă ca urmare a eforturilor și sprijinului continuu pe care l-am primit din partea domnului Prof.dr.ing. Victor Ancușa, care mi-a pus la dispoziție programul Fluent.

Promovarea continuă în ultima decadă a “experimentului numeric”, a condus la înființarea, prin eforturile conjugate ale Academiei Române Filiala Timișoara și a Universității “Politehnica” din Timișoara, a Laboratorului de Simulare Numerică și Calcul Paralel pentru Mecanica Fluidelor. Doresc să-mi exprim recunoștința față de Domnul Conf.dr.ing. ROMEO RESIGA, pentru sprijinul permanent acordat, pentru ideile fructuoase care au condus la depășirea multor momente dificile din timpul elaborării acestei teze precum și pentru timpul alocat multiplelor discuții avute pe tematica lucrării de față. Țin să mulțumesc pe această cale domnului ing. Sebastian Muntean pentru discuțiile deosebit de productive, avute de-a lungul elaborării lucrării de față.

CUPRINS

1. INTRODUCERE	
1.1 Acționări hidraulice. Generalități	1
1.2 Motivația lucrării	2
1.3 Sisteme de reglare a presiunii.....	4
1.4 Stadiul actual al cercetărilor privind supapele hidraulice de presiune.....	4
1.5 Problemele abordate în teză.....	7
1.6 Structura lucrării.....	8
2. SUPAPE HIDRAULICE DE PRESIUNE	
2.1 Clasificarea supapelor hidraulice de presiune.....	10
2.2 Principalele tipuri de supape hidraulice de presiune.....	10
2.3 Supapa hidraulică de siguranță.....	15
2.3.1 Descriere constructivă și funcțională.....	16
2.3.2 Variante geometrice ale supapei de siguranță.....	17
2.3.3 Caracteristica statică de funcționare a supapei de siguranță.....	20
2.3.4 Caracteristica dinamică de funcționare a supapei de siguranță.....	22
2.4 Concluzii.....	24
3. HIDRODINAMICA CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ	
3.1 Parametrii ce determină aspectul curgerii prin supapă.....	25
3.2 Ecuațiile ce guvernează curgerea fluidului prin supapa hidraulică.....	27
3.3 Alegerea domeniului de analiză.....	31
3.4 Condiții de lucru.....	33
3.5 Condiții la limită.....	34
4. SIMULAREA NUMERICĂ A CURGERII FLUIDULUI PRINTR-O SUPAPĂ HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ	
4.1 Introducere.....	35
4.2 Etapele rezolvării unei probleme de curgere prin simulare numerică.....	36
4.3 Generarea rețelei de discretizare.....	38
4.4 Soluționarea și discretizarea ecuațiilor ce guvernează curgerea fluidului prin supapa hidraulică de siguranță.....	40
4.5 Utilizarea programului FLUENT 5.1 pentru simularea numerică a curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță.....	42

5. ANALIZA NUMERICĂ A CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ	
5.1 Formularea problemei.....	49
5.2 Tipuri de geometrii folosite pentru simularea curgerii prin supapă.....	50
5.3 Analiza numerică a vârtejurilor formate în camera supapei hidraulice de siguranță.....	51
5.3.1 Construirea unui model analitic pentru interpretarea câmpului hidrodinamic a vârtejului.....	51
5.3.2 Difuzia unui fir de vârtej.....	51
5.3.3 Modelul vârtejului staționar.....	52
5.3.4 Rezultate numerice pentru câmpul de viteză și presiune.....	54
5.3.5 Utilizarea modelului vârtejului staționar pentru analiza rezultatelor numerice obținute cu programul FLUENT 5.1.....	61
5.4 Analiza câmpului hidrodinamic asociat curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță.....	71
5.5 Analiza vârtejurilor formate în camera supapei hidraulice de siguranță.....	84
5.6 Parametrii caracteristici ale curgerii fluidului prin supapa de siguranță.....	91
5.6.1 Debitul. Coeficientul de debit.....	91
5.6.2 Caracteristica intrinsecă a supapei de siguranță.....	96
5.6.3 Forța de presiune din camera supapei de siguranță.....	99
5.7 Concluzii.....	108
6. INFLUENȚA PARAMETRILOR GEOMETRICI, ASUPRA CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ. DEFINIREA DOMENIILOR DE UTILIZARE PENTRU VARIANTELE CONSTRUCTIVE STUDIATE	
6.1 Influența semiunghiului conului supapei asupra modului de curgere prin supapă.....	109
6.2 Influența prezenței deflectorului asupra modului de curgere prin supapă.....	135
6.3 Analiza comparativă a caracteristicilor curgerii pentru supapele conice cu și fără deflector realizate pentru aceeași valoare a semiunghiului α . Definirea geometriei optime, din punct de vedere hidrodinamic.....	155
6.4 Influența teșirii scaunului supapei asupra modului de curgere prin supapă.....	184
6.5 Concluzii.....	196
7. FENOMENUL DE CAVITAȚIE ÎN SUPAPELE HIDRAULICE DE SIGURANȚĂ DE TIP CONIC	
7.1 Noțiuni teoretice asupra fenomenului de cavitație.....	197
7.2 Cavitația în supapele hidraulice de siguranță.....	205
7.3 Efectele fenomenului de cavitație.....	208
7.4 Analiza cavitațională a diferitelor variante constructive de supape.....	212
7.4.1 Supapă conică cu semiunghiul la vârf al conului de $\alpha=20^{\circ}$, $\alpha=45^{\circ}$, $\alpha=60^{\circ}$	212

7.4.2	Supapă conică cu deflector și semiunghiul la vârf a conului de $\alpha=20^0$, $\alpha=45^0$, $\alpha=60^0$	215
7.4.3	Comparație între supapă conică cu și fără deflector, pentru aceeași valoare a semiunghiului conului supapei.....	218
7.4.4	Fenoménul de cavitație generat de prezența muchiilor ascuțite ale supapei.....	227
7.5	Concluzii.....	237
8.	ANALIZA NUMERICĂ A CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ DE TIP EMISFERĂ	
8.1	Analiza câmpului hidrodinamic asociat curgerii prin supapa emisferică.....	239
8.2	Analiza vârtejurilor formate în camera supapei.....	241
8.3	Parametrii caracteristici ale curgerii fluidului prin supapă.....	247
8.4	Cavitația în supapele hidraulice de presiune emisferice.....	257
8.5	Concluzii.....	264
9.	ANALIZA VIBRAȚIILOR GENARATE DE VÂRTEJURILE FORMATE ÎN CAMERA SUPAPEI HIDRAULICE DE SIGURANȚĂ	
9.1	Evaluarea caracteristicilor geometrice ale cavităților toroidale umplute cu vapori de ulei.....	265
9.2	Frecvențele proprii de oscilație ale cavității toroidale umplută cu vapori de ulei, din camera supapelor de siguranță.....	270
9.3	Investigații experimentale ale vibrațiilor elementului de închidere a supapelor hidraulice de siguranță.....	283
10.	CONCLUZII	
10.1	Concluzii generale.....	285
10.1	Contribuții personale.....	286
10.2	Perspective de cercetare.....	288
	BIBLIOGRAFIE GENERALĂ.....	289

Notațiile folosite în lucrare

A_s	- aria secțiunii de trecere	r_i	- raza de incipiență cavitațională
$A(t)$	- amplitudinea	r_v	- raza caracteristică a vârtejului
c	- viteza sunetului	r_{vw}	- raza vânei de vapori
C_d	- coeficient de debit	R_v	- raza torului
$C_{p_{min}}$	- coeficient de presiune minimă	R_0	- raza echivalentă a bulei cavitaționale
d_n	- diametrul nominal	Re	- numărul Reynolds
d_{con}	- diametrul conului	s	- coordonata spațială
D_{def}	- diametrul deflectorului	T	- temperatura absolută
f	- frecvența de oscilație	U	- viteza de referință
F_e	- forța elastică	\vec{v}	- vectorul viteză
F_h	- forța hidrodinamică	v	- componenta tangențială a vitezei
F_{L-P}	- forța lichid perete	V_0	- viteza la ∞ amonte
F_p	- forța de presiune	V_M	- viteza în punctul M
Fr	- numărul Froude	V_{vc}	- viteza în vâna contractată
g	- accelerația gravitațională	V_{max}	- viteza maximă
h_{pOM}	- pierderea de presiune între punctele OM	V_m	- viteza medie la intrare
I	- tensorul unitate	x	- deschiderea supapei
K_e	- coeficientul de elasticitate a arcului	x_0	- precomprimarea arcului supapei
K_h	- coeficientul forței hidrodinamice	x_{max}	- deschiderea maximă a supapei
K_v	- caracteristica intrinsecă	α	- semiunghiul la vârf al conului supapei
L	- lungimea de referință	γ	- exponent adiabatic al gazului
M	- masa molară	μ	- coeficient de vâscozitate dinamică
\vec{n}	- vectorul normală la suprafață	μ'	- coeficient de vâscozitate volumică
p	- soluția ecuației de undă	ν	- vâscozitatea cinematică
P_2	- presiunea la ieșire	θ	- coordonată polară
P_0	- presiunea la ∞ amonte	ρ	- densitatea fluidului
$P(r)$	- presiunea corespunzătoare razei de studiu	σ	- coeficient de cavitație
p_{atm}	- presiunea atmosferică	σ_i	- coeficient de incipiență cavitațională
P_{int}	- presiunea la intrare	σ_{inst}	- coeficientul de cavitație a instalației
P_{ies}	- presiunea la ieșire	σ_{corp}	- coeficientul de cavitație a corpului
P_{min}	- presiunea minimă	σ_{rez}	- rezerva de cavitație
P_u	- presiunea amonte de ventil	ω	- viteza unghiulară
P_d	- presiunea în aval de ventil	ξ	- coeficient de pierdere locală
P_v	- presiunea de vaporizare	Δp	- căderea de presiune
P_{vc}	- presiunea în vâna contractată	Δp_{loc}	- pierderea de presiune locală
Q	- debit volumic	Ω_0	- intensitatea vârtejului
Q_m	- debit masic	Ω	- viteza unghiulară
r	- raza	Γ	- circulația vitezei

Capitolul 1

INTRODUCERE

1.1 Acționări hidraulice. Generalități

Printre mijloacele cele mai eficiente și moderne de mecanizare și automatizare a mașinilor, utilajelor și instalațiilor, se numără și sistemele de acționare hidraulică, a căror arie de utilizare a crescut considerabil în ultimii ani, datorită avantajelor remarcabile pe care aceste sisteme le prezintă.

Având în vedere tendințele de creștere a presiunilor, vitezelor de lucru, respectiv a complexității sistemelor hidraulice, se insistă tot mai mult asupra problemelor de dinamica curgerii fluidului, respectiv asupra unor aspecte de fiabilitate a elementelor componente și a sistemelor hidraulice. În acest scop, se elaborează metode de studiu și analiză cu utilizarea celor mai moderne mijloace de investigație și tehnică de calcul.

Avantajul fundamental a sistemelor de acționare hidraulică îl constituie gabaritul și greutatea redusă pe unitatea de putere. De asemenea, în favoarea sistemelor de acționare hidraulică putem aminti următoarele avantaje:

- posibilitatea realizării unor cicluri de funcționare automată, respectiv posibilitatea schimbării ușoare a caracteristicilor acestor cicluri;
- posibilitatea reglării continue a vitezei de lucru;
- posibilitatea obținerii unor forțe și puteri considerabile în comparație cu alte tipuri de sisteme (electrice, mecanice);
- obținerea unei mișcări silențioase și stabile, uzuri minime ale elementelor active, durată de funcționare îndelungată;
- spre deosebire de curentul electric, fluxul de lichid transportă căldura degajată (ca rezultat al pierderilor de energie), din locul în care se degajă, ceea ce permite micșorarea dimensională a elementelor pentru o anumită putere, sau mărirea puterii raportate la unitatea de volum;
- larga posibilitate de tipizare și normalizare a elementelor componente ale sistemelor hidraulice.

Sistemele hidraulice la rândul lor, prezintă și unele dezavantaje, ca de exemplu:

- poluare, datorată pierderilor volumice a lichidului de lucru;
- pericolul de explozie și incendiu;
- pierderi liniare și locale de presiune proporționale cu pătratul vitezei de curgere al fluidului de lucru;
- tehnologie complexă de fabricație a elementelor sistemelor hidraulice, datorită complexității formelor geometrice utilizate și a impunerii unor toleranțe strânse de execuție.

Datorită faptului că într-un sistem se poate realiza ușor o variație continuă a forțelor, cuplurilor, vitezei și poziției, valorile parametrilor reglați pot fi variate cu viteze mari și precizie ridicată. Astfel, dezvoltarea tehnicii și a mijloacelor de automatizare, au condus la extinderea utilizării lichidului sub presiune pentru

acționarea, comanda și reglarea mișcării unor mecanisme ce intră în construcția avioanelor, a rachetelor, a navelor, a mașinilor unelte, în turnătorii și laminoare, la mașinile de transport și ridicat, la automobile, etc.

1.2 Motivația lucrării

Domeniile de aplicație a circuitelor hidraulice variază de la manipuloarele mecanice simple până la controlerele sofisticate din aviație. Se poate afirma că, toate sistemele hidraulice indiferent că sunt sisteme de acționare, comandă sau control, prezintă în componența lor minimum o supapă hidraulică de presiune. Astfel, analizând funcționarea unui sistem clasic de acționare hidraulică (figura 1.1), se constată rolul important pe care-l are supapa în cadrul acestui circuit și anume de limitare a valorii presiunii de lucru, în vederea protecției celorlalte componente ale circuitului.

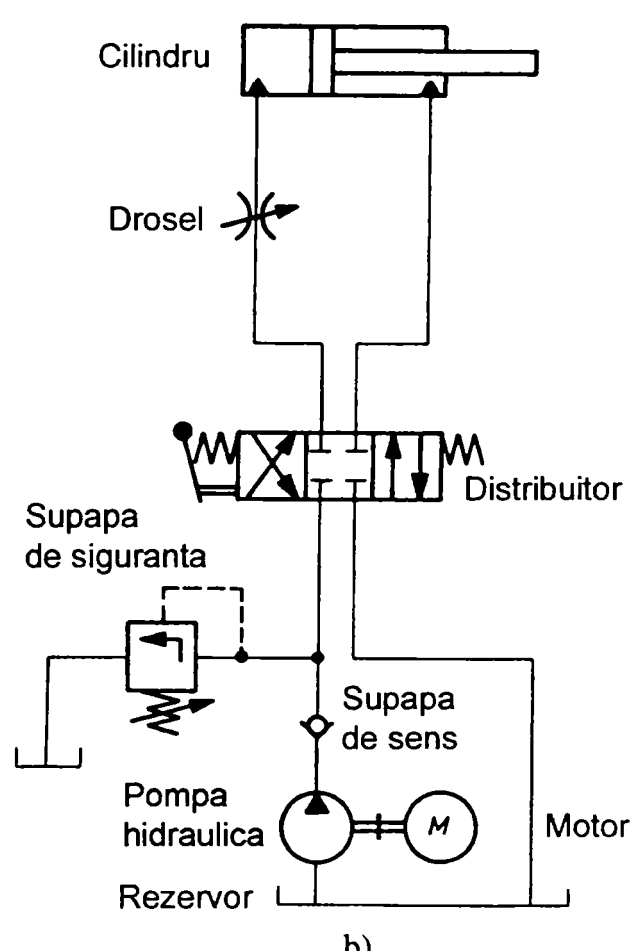
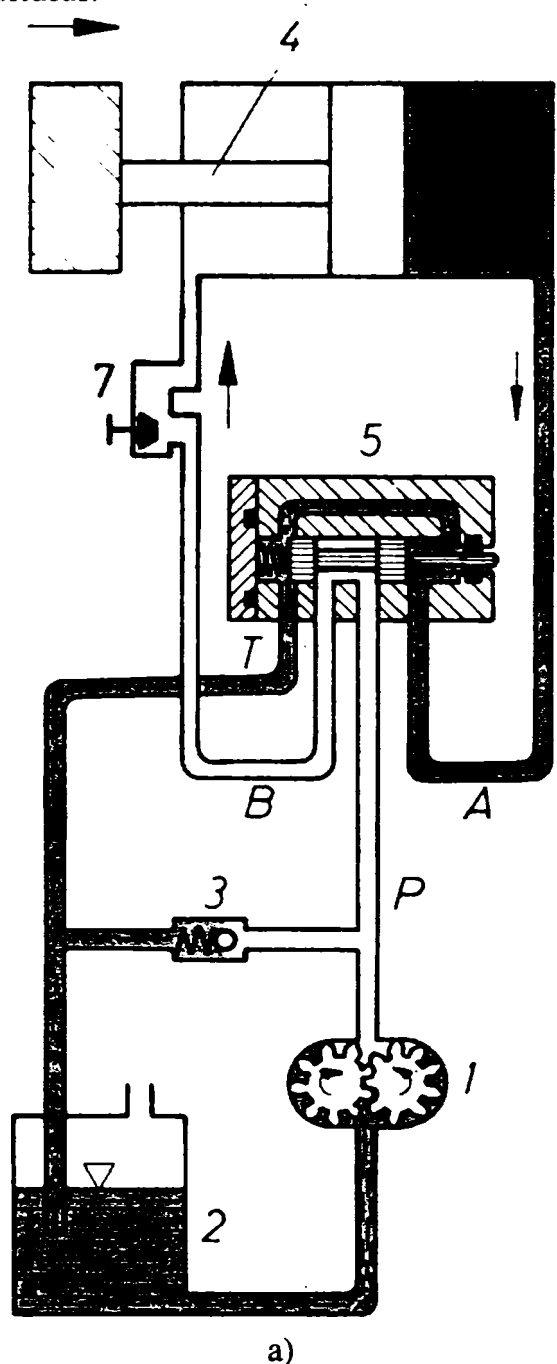


Fig. 1.1. Sistem hidraulic de acționare pentru manevrarea unei greutate; a) schemă funcțională, b) schemă hidraulică.

Correspondența componentelor din cele două scheme este următoarea:
 1) motor de antrenare; 2) rezervor; 3) supapă de siguranță; 4) cilindru hidraulic; 5) distribuitor hidraulic, 6) circuit hidraulic (conduțe); 7) drosel hidraulic.

Performanțele funcționale ale supapelor de presiune sunt monitorizate prin caracteristicile statice și dinamice ale acestora, realizate în timpul funcționării. Caracteristicile statice și dinamice ale acestor supape, în corelare cu caracteristicile de funcționare ale celorlalte componente hidraulice din circuit, constituie elemente importante pentru proiectarea și construcția sistemelor hidraulice.

Creșterea continuă a performanțelor aparatelor hidraulice, respectiv dorința de minimizare a gabaritelor acestora, conduc la creșterea presiunilor de lucru în sistemele hidraulice. Supapele hidraulice de presiune, funcție de destinația acestora, servesc la limitarea valorilor maxime a presiunii din sistem (figura 1.1), precum și la reglarea presiunilor pe circuitele hidraulice la cuplarea sau decuplarea unor circuite hidraulice la atingerea presiunii de comandă prereglată.

Cu toate că supapele hidraulice mono sau bietajate prezintă o serie de avantaje (tehnologie de fabricare simplă, etanșare bună, insensibilitate la impurificarea fluidului de lucru), aceste componente ridică încă, probleme pentru proiectanți atunci când se cere optimizarea funcționării acestora. Problema principală provine de la prezența colțurilor ascuțite și a zonei de curgere foarte îngustă, care produc gradienti mari de viteză și presiune în câmpul de curgere. Efectul termic rezultat la trecerea fluidului de lucru prin aceste joncțiuni înguste, poate schimba vâscozitatea fluidului de lucru în timpul curgerii, ceea ce conduce la scăderea performanțelor generale ale sistemului hidraulic.

Optimizarea funcționării supapelor hidraulice de presiune necesită o cunoaștere aprofundată a fenomenului de curgere din interiorul acestora. În acest sens folosirea tehnicilor de simulare numerică și în special a celor de CFD (Computational Fluid Dynamics) crează premise pentru punerea în evidență a fenomenului de curgere prin interiorul supapei, respectiv contribuie la evidențierea influenței geometriei interne al supapei, asupra modului de curgere și implicit asupra caracteristicilor de funcționare.

Metodele de calcul tradiționale, larg utilizate încă în practica inginerescă, includ (explicit sau implicit) un set de ipoteze simplificatoare. Ca urmare, rezultatele obținute sunt în măsură doar să aproximeze într-o mai bună măsură fenomenul real studiat.

Odată cu dezvoltarea tehnicii de calcul și a algoritmilor de soluționare numerică a ecuațiilor de curgere, "experimentul numeric" tinde să înlocuiască tot mai mult experimentul fizic. Prezenta lucrare se încadrează în tendința actuală pe plan mondial, de amplificare a eforturilor de simulare numerică a curgerii fluidelor, în vederea diminuării considerabile a efortului de cercetare experimentală. În acest fel se reduc semnificativ atât resursele materiale cât și timpul afectat proiectării și optimizării mașinilor și echipamentelor hidraulice. Realizarea acestui deziderat presupune în ultimă instanță stabilirea unei metodologii performante de simulare numerică ce trebuie să răspundă următoarelor cerințe:

- utilizarea unor resurse de calcul accesibile și obținerea în timp rezonabil a rezultatelor numerice cu efort de programare minim din partea utilizatorului;
- rezultatele numerice trebuie să concorde cât mai bine cu datele experimentale existente, pentru a minimiza eforturile experimentale de validare finală a prototipului.

Direcția de cercetare în care se înscrie prezenta lucrare a fost promovată în ultimele două decenii de către Școala Timișoreană de Hidrodinamică, pornind de la o bogată experiență de proiectare și investigare experimentală a turbomașinilor. La această bogată experiență, se adaugă în ultima perioadă cu succes, rezultate obținute prin simularea numerică efectuată asupra curgerii unui fluid ideal sau real în rețele de profile plane.

Având la bază rezultatele remarcabile obținute în ultimii ani de către Școala Timișoreană de Hidrodinamică, sub conducerea Domnului Academician IOAN ANTON, prezenta lucrare tinde să continue tradițiile acestei școli, prin extinderea domeniului de cercetare și analiză numerică și pentru echipamentele și sistemele hidraulice de acționare.

1.3 Sisteme de reglare a presiunii

Presiunea fiind unul din parametrii de bază a sistemelor hidrostatice, este necesar, aproape în toate cazurile, să fie reglată și controlată în timpul proceselor, pentru a se menține în limitele sau rapoartele prealabil stabilite.

Sistemele hidraulice pentru reglarea presiunii sunt elemente intermediare care se montează în paralel sau în serie în circuitul generator de presiune (motorul hidraulic), în aval sau în amonte de acesta. Aceste elemente, au rolul să limiteze valoarea maximă admisă a presiunii generată în sistem (supapă de siguranță), să mențină presiunea constantă în sistem (supape de deversare), să asigure o succesiune dinainte stabilită a intrării în funcțiune al motoarelor hidraulice (supape de succesiune), să diferențieze presiunile de lucru ale diferiților consumatori (supape de reducere), să regleze forța sau momentul exercitat de motorul hidraulic, independent de debitul pe care acesta îl consumă (servodistribuitoare sau supape proporționale).

Din cele prezentate rezultă diversitatea mare a sistemelor de reglare al presiunii. Luându-se în considerare modul în care se face reglarea presiunii, sistemele de reglare a presiunii se pot clasifica în următoarele categorii:

- sisteme de reglare a presiunii prin deversarea surplusului de debit la rezervor;
- sisteme de reglare a presiunii prin strangulare ;
- sisteme de reglare a presiunii prin modificarea debitului volumetric al pompei de alimentare.

La toate aceste sisteme, reglarea presiunii se poate face într-o singură treaptă (sisteme cu comandă directă) sau în două trepte (sisteme cu comandă pilotată sau servocomandă).

1.4 Stadiul actual al cercetărilor privind supapele hidraulice de presiune

Cea mai mare parte a cercetărilor publicate prezintă caracteristicile statice și dinamice ale supapei hidraulice de siguranță. Concluziile rezultate din aceste lucrări prezintă modul de comportare al supapei de presiune la trecerea fluidului prin interiorul acesteia.

Fenomenul de curgere prin interiorul supapei este un proces complex care este puternic dependent de detaliile geometrice ale supapei, de proprietățile fluidului și de condițiile de lucru. Separarea și reatașarea jetului de fluid de elementul de reglare al supapei (conul supapei), poate avea efecte profunde asupra modului de curgere, asupra câmpului de presiune din interiorul supapei, respectiv asupra valorii forței ce acționează asupra elementului de reglare.

Investigații experimentale asupra caracteristicilor supapei de siguranță au fost realizate în număr destul de mare cu ani în urmă, pe când studiile analitice complementare erau prezente într-un număr mai redus.

Analiza supapelor hidraulice de presiune este complicată, datorită existenței fenomenului de recirculare și reatașare a jetului în interiorul camerei supapei, fenomen greu de reprezentat printr-un model analitic fidel [70]. Astfel, numărul modurilor de abordare al funcționării supapei de presiune, respectiv al curgerii în interiorul supapei este destul de mare, fiecare cercetător încercând să soluționeze problema studiată prin introducerea de noi parametri ce ar prezenta importanță pentru funcționarea supapei, sau prin construirea unor modele de analiză care să prezinte cât mai fidel fenomenul studiat.

Ca urmare, pentru analiza comportării supapei de presiune în practică, o metodă des folosită o constituie aplicarea teoremei impulsului asociată unei secțiuni de control aleasă pe traseul de curgere din supapă [23,41,54,57,58,59,67,68, 73,76]. Existența datelor experimentale i-a determinat pe unii autori să dezvolte un model de studiu numit semi-empiric. Principiul ce definește acest model spune că, comportarea unui element al circuitului hidraulic poate fi pus ușor într-o formă în care numărul de parametri care îl caracterizează să fie mic, respectiv valorile acestor parametri să poată fi identificate ușor cu ajutorul metodelor de estimare numerică, folosindu-se măsurători ale curbelor caracteristice de funcționare [23,25,26,27].

Metode similare, în care datele experimentale joacă un rol determinant în identificarea parametrilor ce descriu funcționarea supapei sau a componentelor hidraulice sunt prezentate în mai multe lucrările [2,34].

O altă metodă de studiu a funcționării supapelor de presiune, aplicată împreună cu teorema impulsului este, determinarea transformatei Laplace și liniarizarea ecuației acesteia pentru obținerea caracteristicilor de funcționare în regim staționar și dinamic [41,54,60,74,76].

Tendența continuă de perfecționare a caracteristicilor de funcționare a supapei este resimțită și în dezvoltarea de noi metode de studiu. Astfel, pentru studiul oscilației laterale al conului supapei, respectiv reducerea efectului acestui fenomen, Urata [65] prezintă un model de studiu bazat pe rezolvarea ecuațiilor de curgere Navier-Stokes cu ajutorul teoriei stratului limită.

Apariția și dezvoltarea rapidă a echipamentelor de calcul, a permis cercetătorilor să treacă la o nouă etapă în ceea ce privește studiul și optimizarea funcționării supapei de presiune, prin posibilitatea investigării fenomenului de curgere din interiorul camerei supapei.

Datorită faptului că funcționarea supapelor de presiune se bazează pe realizarea unei strangulării a secțiunii de curgere, deci a formării unei rezistențe hidraulice, unii autori și-au extins studiile asupra fenomenului de curgere prin

rezistențele hidraulice, punând în evidență particularitățile curgerii în aceste tipuri de componente hidraulice, cu implicații severe asupra caracterizării curgerii prin supapele de presiune [21,39,62,72].

Am arătat că, sistemele de reglare a presiunii sunt regăsite în toate circuitele hidraulice. Mai mult, supapele de presiune constituie parte componentă și a altor echipamente hidraulice. De exemplu, se regăsesc în construcția pompelor cu pistonase axiale, în construcția servopompelor și servomotoarelor transmisiilor hidrostactice [62], în construcția reguletoarelor de debit. Ca urmare, este de dorit ca, caracteristicile de funcționare a supapelor de presiune să fie cât mai bune, în vederea obținerii unei caracteristici generale cât mai ridicate a echipamentului din componența căreia fac parte [16,35,62,68,72].

Dezvoltarea metodelor și tehnicilor de soluționare numerică a ecuațiilor ce guvernează curgerea fluidului prin interiorul echipamentelor hidraulice a permis investigarea amănunțită a modului în care se realizează fenomenul de curgere, respectiv punerea în evidență a parametrilor ce influențează modul de curgere.

Astfel Balatka [4] a realizat un studiu numeric asupra curgerii fluidului într-un pasaj conic cu punerea în evidență a regimurilor de curgere ce apar. Metodele de studiu dezvoltate sunt variate. Astfel, unii autori studiază evoluția în timp a fenomenului de curgere [28,29,30,31], alți autori folosesc diverse metode de soluționare al ecuațiilor de curgere (metoda vorticității) [63]. În general, marea majoritate a autorilor se rezumă la studiul staționar al fenomenului de curgere în supapele hidraulice de presiune [4,9,13,14,22,36,37,38,40,56,61,63,65,70,71]. În această situație, în marea majoritate a cazurilor se consideră că avem o curgere bidimensională al unui fluid real.

Metodele de soluționare numerică permit cercetătorilor să investigeze și aspecte mai profunde ale fenomenului de curgere precum fenomenul de cavitație [3,66]. Acest lucru prezintă importanță deosebită, permițând caracterizarea echipamentelor hidraulice și din punct de vedere cavitațional.

În concluzie putem afirma că, până în momentul de față, studiul funcționării supapelor hidraulice de presiune prezintă două direcții distincte și anume:

- *prima direcție, este axată pe determinarea caracteristicilor statice și dinamice ale supapei, luând în considerare cât mai multe elemente care ar putea avea influență asupra modului de funcționare, prin utilizarea a unor serii de ipoteze simplificatoare;*
- *a doua direcție este îndreptată spre investigarea, respectiv determinarea caracteristicilor câmpului hidrodinamic obținut la curgerea fluidului prin traseul intern al supapei hidraulice de presiune, folosindu-se soluționarea numerică al ecuațiilor de curgere într-un număr cât mai mare de puncte de discretizare definite pe domeniul de curgere studiat.*

Până în prezent aplicarea metodelor de studiu bazate pe simularea numerică al curgerii fluidului real prin traseul intern al supapei de presiune, a permis punerea în evidență a următoarelor aspecte: zone de recirculare ce iau naștere în interiorul camerei supapei, fenomenul de desprindere și reatașare al jetului de fluid pe elementele interne ale supapei [13,14,36,37,56,63,70,71], influența geometriei

scaunului supapei asupra modului de evoluție al jetului de fluid la ieșirea din zona de strangulare [13,14,22,36,37,41,56,70], determinarea evoluției presiunii pe elementul de reglare [9,13,14,22,36,37,38,40], respectiv pe scaunul supapei de presiune [56,61,70,71] și modificarea câmpului hidrodinamic asociat curgerii fluidului prin traseul intern al supapei, odată cu modificarea variantei geometrice a elementului de reglare [13,14,22,36,37,56,70].

1.5 Problemele abordate în teză

Am arătat că, optimizarea a caracteristicilor de funcționare în regim staționar respectiv dinamic a supapelor de presiune nu se poate face fără o cunoaștere aprofundată a fenomenului de curgere din interiorul supapei, respectiv a influenței geometriei interne al supapei asupra modului de evoluție al curgerii.

Având la dispoziție rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale prezentate în articolele enumerate, scopul prezentului studiu îl constituie analiza numerică a curgerii fluidului incompresibil real, prin traseul intern al supapei hidraulice de siguranță. Rezultatele numerice teoretice pentru curgerea vâscoasă au fost obținute cu programul comercial FLUENT 5.1.

În lucrare este prezentată o analiză amplă a câmpului de viteză și presiune, precum și a parametrilor globali ce caracterizează curgerea prin supapa de siguranță, împreună cu comparații ale rezultatelor numerice obținute cu rezultatele numerice prezentate în literatura de specialitate [9,13,14,46,56,61,69], respectiv cu datele experimentale prezentate în literatura de specialitate [9,13,14,37,54,69].

Luarea în considerare a vâscozității fluidului permite evidențierea fenomenului de desprindere a curentului de fluid de pe scaunul supapei și atașarea acestuia de elementul de reglare a supapei. Mai mult, simularea numerică realizată cu un număr suficient de mare de puncte de discretizare, permite evidențierea fenomenului de basculare a jetului de fluid de pe scaunul supapei pe peretele superior al camerei supapei. Această basculare favorizează formarea de vârtejuri în camera supapei ce influențează semnificativ câmpul hidrodinamic rezultat.

Deoarece formarea acestor vârtejuri influențează modul de curgere al fluidului prin traseul intern al supapei, autorul și-a propus studierea acestor fenomene, prin analiza câmpului de presiune și viteză atașat acestor vârtejuri.

În lucrare o atenție deosebită se acordă studiului fenomenului de cavitație asociat curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță și cuantificarea acestuia prin determinarea caracteristicilor cavitaționale ale supapei.

De asemenea se acordă o atenție deosebită determinării mărimilor caracteristice funcționării supapei de presiune, ca: variația debitului, a coeficientului de debit, determinarea caracteristicii intrinseci ale supapei de siguranță, precum și determinarea variației forței de presiune ce acționează pe supapă.

Analiza amănunțită a câmpului hidrodinamic rezultat în urma curgerii fluidului prin supapa de siguranță, are ca și scop final, posibilitatea realizării unei comparații riguroase a diferitelor forme geometrice ale traseului hidraulic intern a supapei, în vederea determinării unei geometrii optime din punct de vedere hidrodinamic, care la rândul său, să permită optimizarea funcționării supapei.

1.6 Structura lucrării

Lucrarea de față este structurată în 10 capitole, astfel încât parcurgerea acestora să permită cititorului să-și formeze o idee asupra actualității problematicei abordate, asupra metodologiei de rezolvare utilizate și nu în ultimul rând să-și formeze o părere asupra rezultatelor și a noutăților aduse de prezenta lucrare în domeniul studiat.

Capitolul 2 constituie o succintă trecere în revistă a supapelor hidraulice de presiune, clasificarea acestora, respectiv o descriere a supapelor hidraulice de siguranță, care constituie subiectul lucrării de față. Menționăm că în acest capitol nu se face o prezentare detaliată a supapelor de presiune, ci doar o trecere în revistă a principalelor tipuri de supape de presiune, respectiv motivarea alegerii ca și obiect de studiu al supapei hidraulice de siguranță.

În capitolul 3, se realizează o prezentare a hidrodinamicii curgerii fluidului prin supapa de presiune. Se prezintă parametrii care influențează curgerea, respectiv ecuațiile care guvernează curgerea fluidului prin supapa de presiune.

Capitolul 4, prezintă noțiuni despre simularea numerică, despre etapele realizării unei simulări numerice aplicate curgerii fluidului printr-o supapă hidraulică de siguranță, precum și structura programului comercial FLUENT 5.1 utilizat.

Începând cu Capitolul 5, sunt abordate fenomenele legate de curgerea fluidului prin traseul intern al supapei de siguranță. Astfel, se realizează o analiză a câmpului de viteză și presiune asociat curgerii prin supapă, se construiește un model teoretic pentru studiul vârtejurilor formate în camera supapei, urmată de o analiză a acestor vârtejuri pe baza modelului teoretic elaborat. Această analiză este urmată de determinarea parametrilor caracteristici curgerii fluidului prin supapă (debit, coeficient de debit, forță de presiune).

Capitolul 6, prezintă rezultatele analizei numerice efectuate pentru varianta geometrică cu element de reglare tip con, în vederea optimizării din punct de vedere hidrodinamic a geometriei acestuia.

În Capitolul 7, se realizează analiza cavitațională a variantelor geometrice studiate. Acest capitol prezintă noțiuni teoretice legate de fenomenul de cavitație, precum și o analiză complexă din punct de vedere cavitațional atât a vârtejurilor formate în camera supapei, cât și a zonelor de presiune scăzută ce apar pe traseul intern de curgere a supapei hidraulice de siguranță.

În Capitolul 8, se realizează o analiză a fenomenului de curgere pentru supapele cu element de reglare de tip emisferă, prezentându-se o comparație a rezultatelor obținute în acest caz cu cele obținute pentru elementele de sesizare de tip con.

În Capitolul 9 este dezvoltată o metodă teoretică care să permită estimarea vibrațiilor proprii ale cavităților toroidale umplute cu vapori de ulei, generate de prezența vârtejurilor în camera supapei.

Capitolul 10, prezintă concluziile generale rezultate din prezenta lucrare, respectiv, contribuțiile personale ale autorului la problematica studiată.

În finalul acestei introduceri, autorul își exprimă speranța că lucrarea de față se va dovedi utilă celor care în munca lor zilnică se întâlnesc cu problematica alegerii sau proiectării supapelor hidraulice de siguranță. Conștient că această lucrare este perfectabilă atât din punct de vedere al conținutului cât și al modului de prezentare, autorul este recunoscător pentru observațiile și sugestiile cititorilor.

În final, autorul își exprimă speranța ca această lucrare să se încadreze în spiritul pe care comunitatea științifică îl numește cu justificată mândrie Școala Timișoreană de Hidrodinamică.

În încheiere, dar nu în ultimul rând, doresc să-mi exprim recunoștința și prețuirea pentru acei oameni care m-au îndrumat pe cărările acestui domeniu numit hidrodinamică.

Capitolul 2

SUPAPE HIDRAULICE DE PRESIUNE

2.1 Clasificarea supapelor hidraulice de presiune

Clasificarea supapelor hidraulice de presiune se poate realiza după mai multe criterii. Încadrarea unei anumite supape după un anumit criteriu, nu înseamnă că o aceeași supapă nu poate să corespundă și altor criterii de clasificare. Astfel clasificarea supapelor de presiune se poate face după:

- forma elementului de închidere:

- bilă
- con
- scaun plan (taler)
- sertar

- modul comenzii interne:

- cu comandă directă
- nediferențiale
- diferențiale

- rolul pe care supapa îl are în instalația hidraulică:

- supape de limitare a presiunii (de siguranță și de deversare)
- supape de succesiune
- supape de conectare și deconectare
- supape de reducere și de reglare a presiunii
- supape de trecere și diferențiale
- supape de sens și de sens deblocabile
- supape de cuplare rapidă.

- numărul etajelor componente și modul de funcționare:

- supapă monoetajată
- supapă pilotată (bietajată)
- supapă proporțională
- servosupapă.

2.2 Principalele tipuri de supape hidraulice de presiune

Supapele de reglare a presiunii cu comandă directă, pot fi folosite în sistemele hidraulice de acționare ca: supape de siguranță, supape de reglare a presiunii, supape de succesiune sau supape de reducere. În funcție de scopul deservit în instalație

fiecare supapă prezintă o serie de particularități constructive și funcționale, ce vor fi evidențiate în cele ce urmează.

Supapa de siguranță

Rol funcțional: - de anihilare cât mai rapidă a vârfurilor de presiune, respectiv în condiții normale de funcționare să închidă perfect pentru a nu avea loc pierderi nedorite de debit.

Utilizare: - este utilizată în configurația tuturor instalațiilor hidraulice indiferent de rolul îndeplinit de circuitul hidraulic în cadrul unui echipament. Aceste supape se montează în derivație cu circuitul de presiune și în cazul inversărilor de sens sau a creșterilor accidentale de sarcină peste limitele admise, se deschid pentru a atenua vârfurile de presiune.

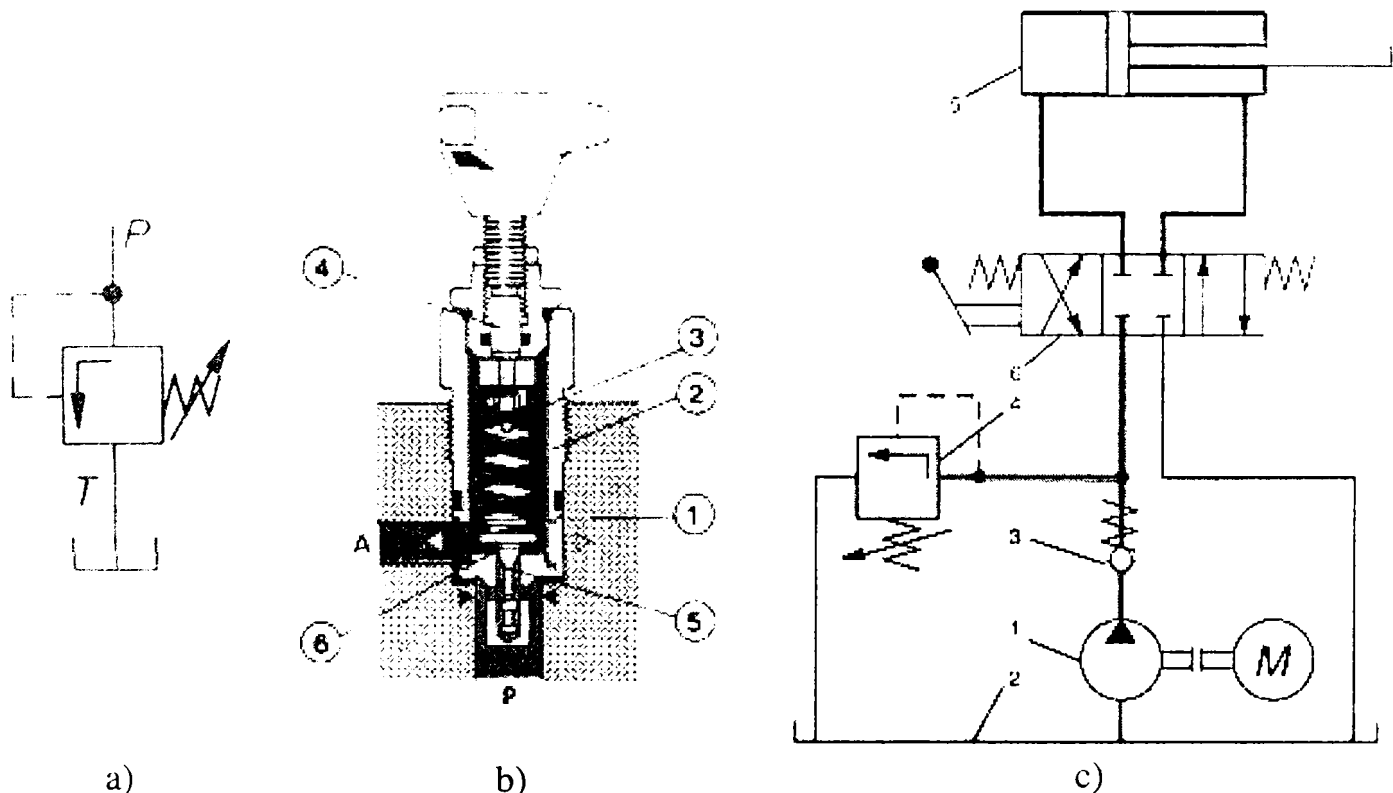


Fig. 2.1 Supapă de siguranță. a) Simbolizare; b) Schiță constructivă; c) Exemplu de utilizare (circuit hidraulic pentru deplasarea unei sarcini).

Supapa de reglare a presiunii

Rol funcțional: - să asigure menținerea presiunii constante în sistem indiferent de variația debitului necesar în instalația hidraulică.

Utilizare: - în instalațiile hidraulice, alimentate de pompe cu debit constant, în care există un consum de debit variabil, de regulă mai mic decât debitul pompei și se dorește menținerea presiunii la o valoare constantă.

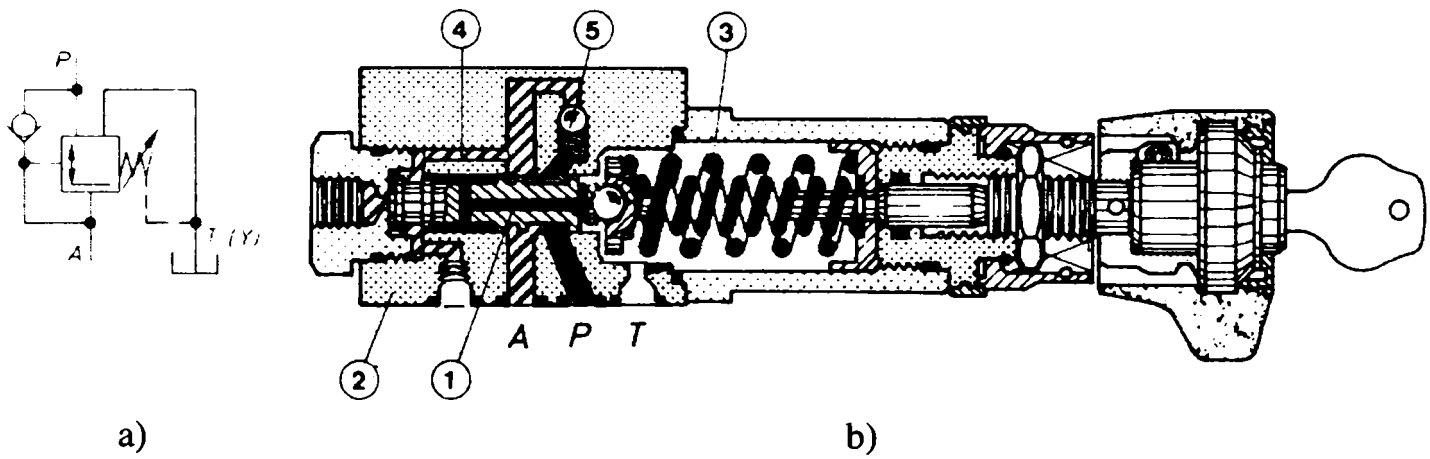
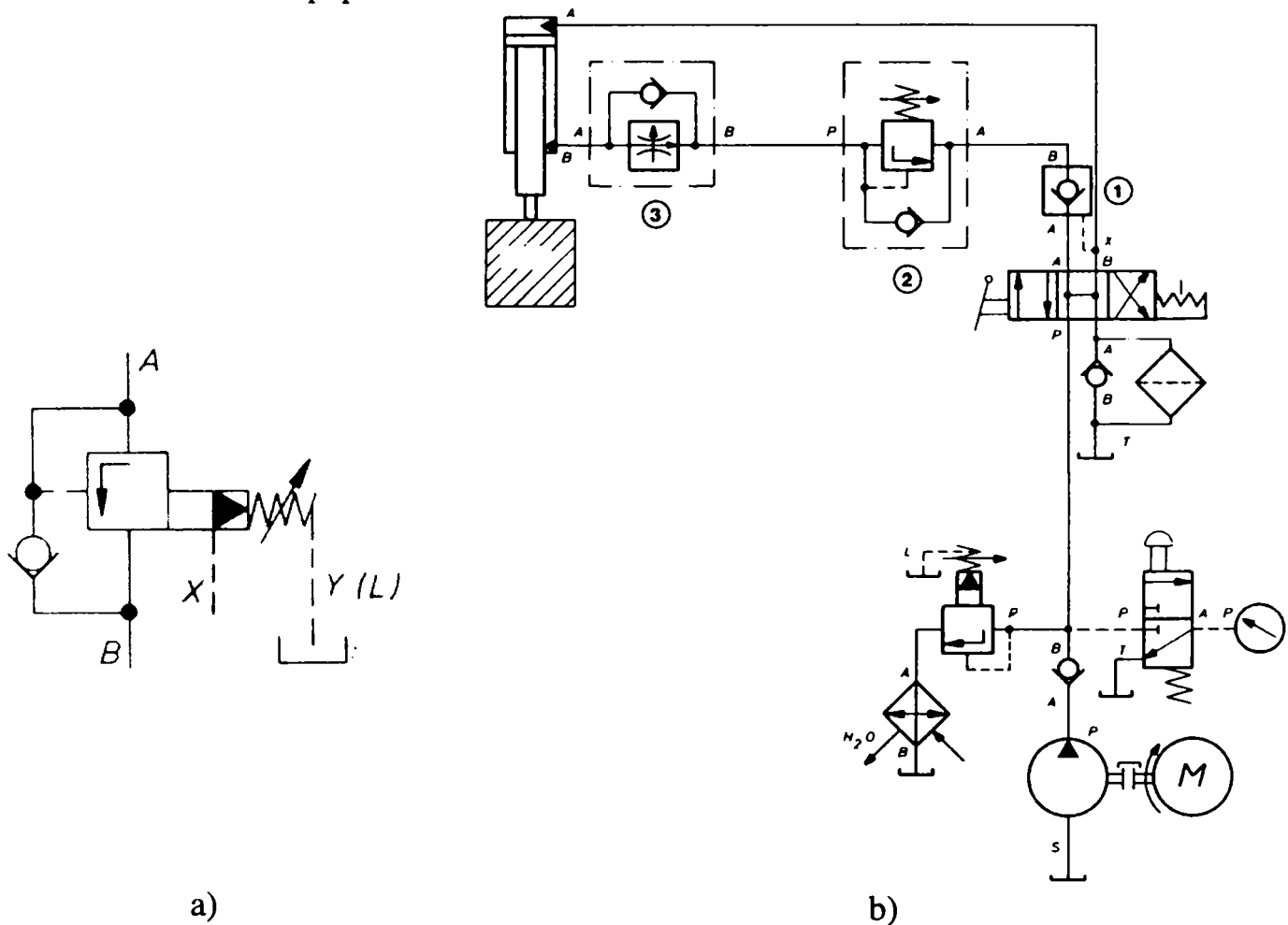


Fig. 2.2 Supapă de reglare a presiunii. a) Symbolizare; b) Schiță constructivă.

Supapa de cuplare

Rol funcțional: - să asigure trecerea fluidului de la intrare spre ieșire, indiferent de raporturile de presiune de la legăturile A și B.

Utilizare: - la stabilirea contactului hidraulic între două părți ale circuitului racordat la punctul de intrare-ieșire din supapă, atunci când în circuitul de comandă extern se atinge presiunea de reglaj al supapei.



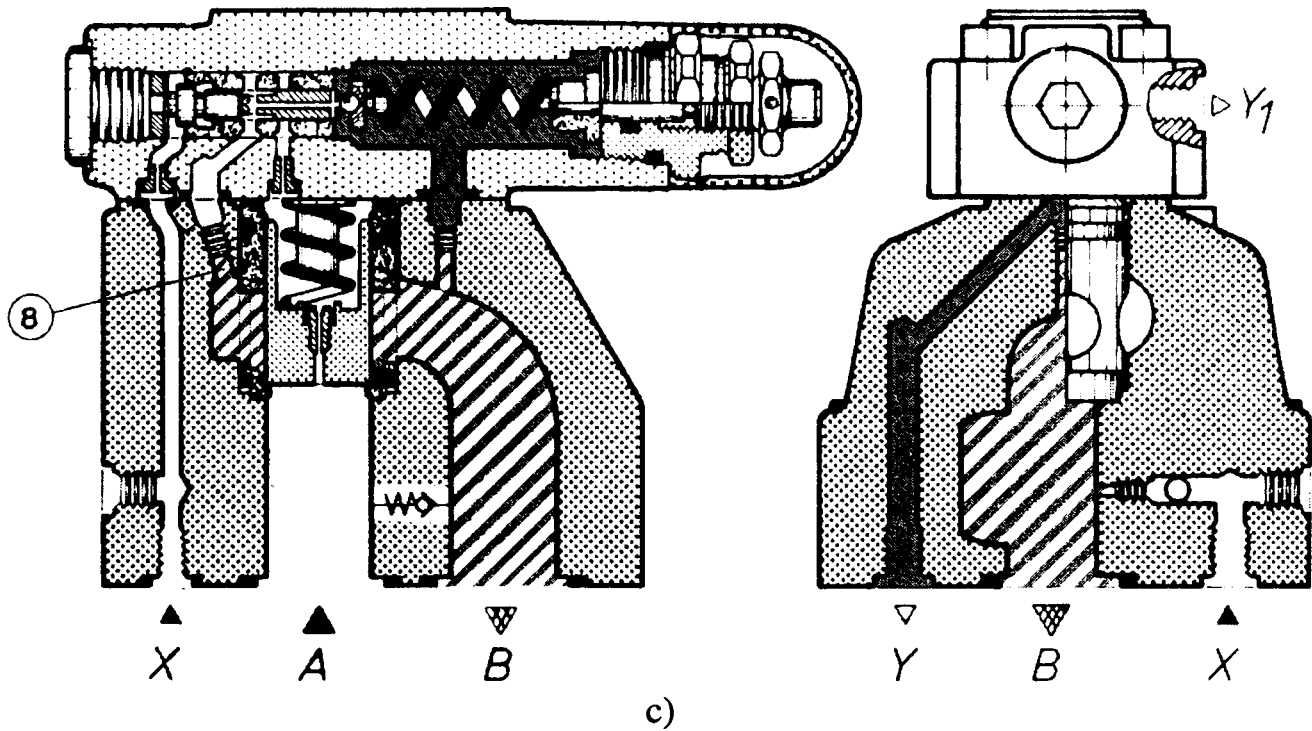


Fig. 2.3. Supapă de cuplare pilotată. a) Symbolizare; b) Exemplu de utilizare (circuit hidraulic pentru ridicarea și menținerea unei greutăți); c) Schiță constructivă.

Supapa de succesiune

- Rol funcțional: - să asigure o anumită ordine de intrare în funcțiune a două sau mai multe motoare hidraulice alimentate de la același circuit.
- Utilizare: - în sistemele hidraulice, în care acționarea unui circuit este condiționată de terminarea ciclului dintr-un circuit precedent.

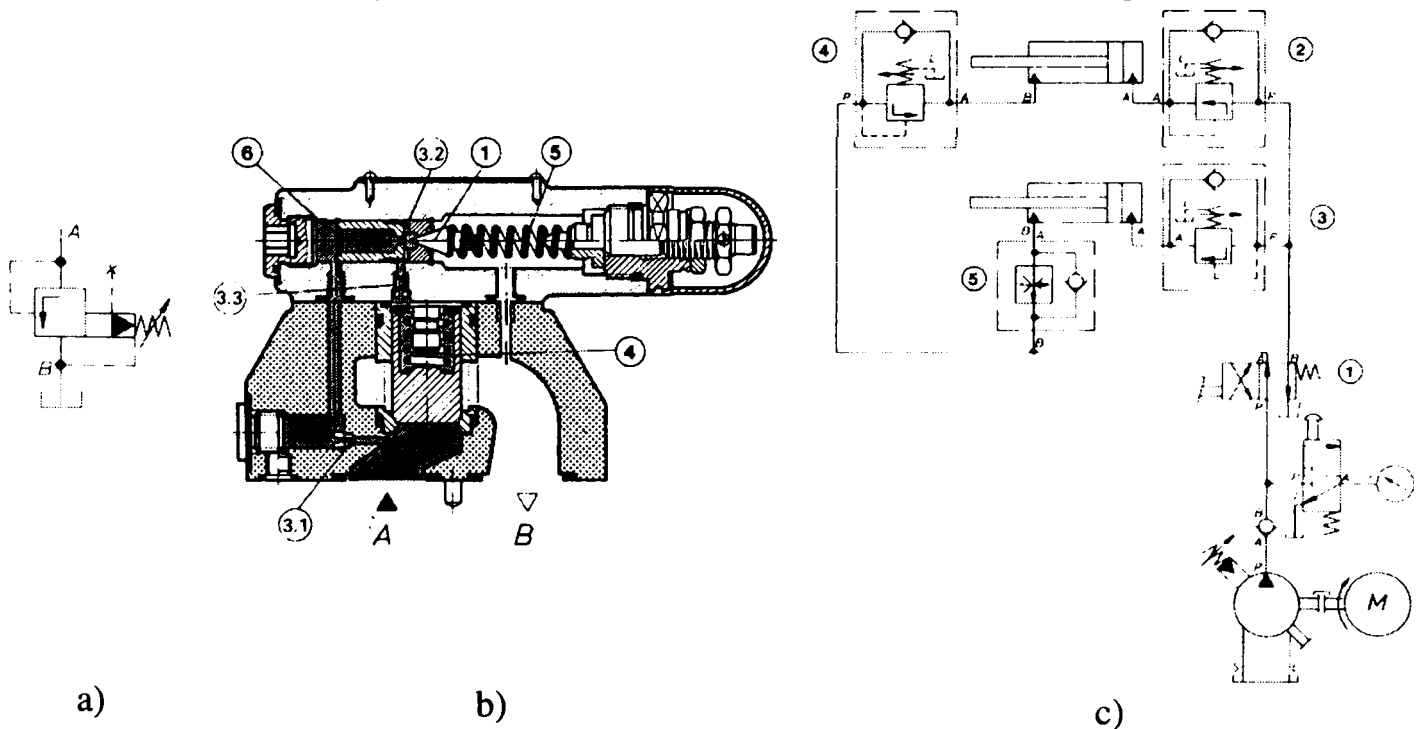


Fig. 2.4. Supapă de succesiune. a) Symbolizare; b) Exemplu de utilizare (circuit hidraulic de prindere și găurire a unei mașini unelte); c) Schiță constructivă.

Supapa de sens (simplă sau dublă)

Rol funcțional: - de a stabili sensul de curgere într-o direcție, respectiv de a permite circulația fluidului și în sensul restrictiv, prin aplicarea unei comenzi exterioare.

Utilizare: - în sistemele hidraulice ale mașinilor de ridicat, ca și sistem de protecție contra căderilor accidentale de sarcină, cauzate de defectarea sistemului de etanșare a motoarelor liniare.

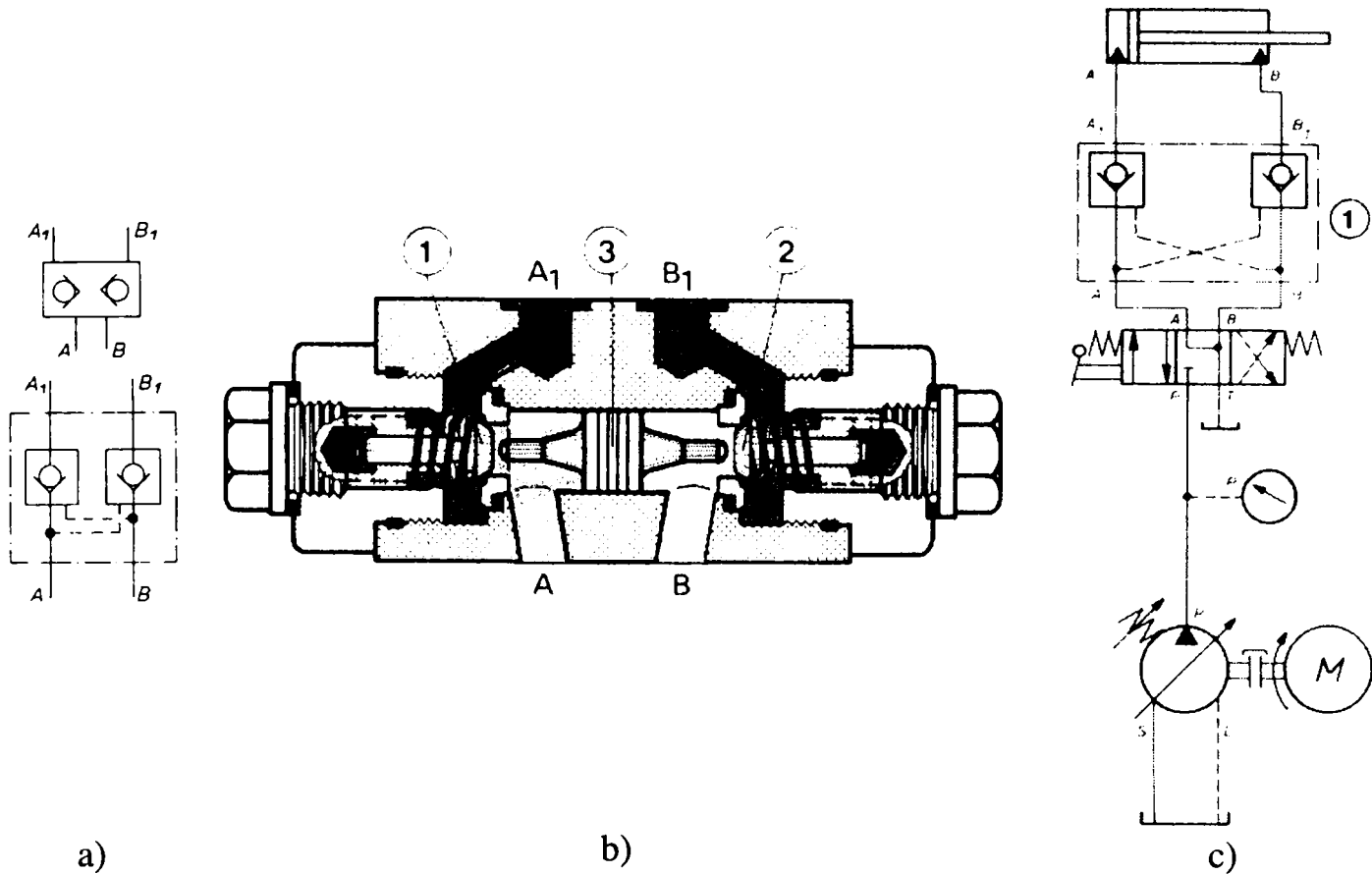


Fig. 2.5. Supapă de sens dublă. a) Simbolizare; b) Schiță constructivă; c) Exemplu de utilizare (circuit hidraulic de acționare a unui motor hidraulic liniar diferențial).

Supapa de presiune proporțională. Servosupape de presiune.

Rol funcțional: - de a realiza controlul precis a valorii presiunii reglate, printr-o reglare fină a secțiunii de trecere a fluidului de lucru.

Utilizare: - în sistemele hidraulice de comandă, unde este necesară o reglare fină a presiunii de lucru, reglare ce se realizează într-un etaj de comandă, cu ajutorul unui electromagnet proporțional pentru supapele proporționale, respectiv cu un sistem ajutaj-clapetă, pentru servosupape, comandat electric.

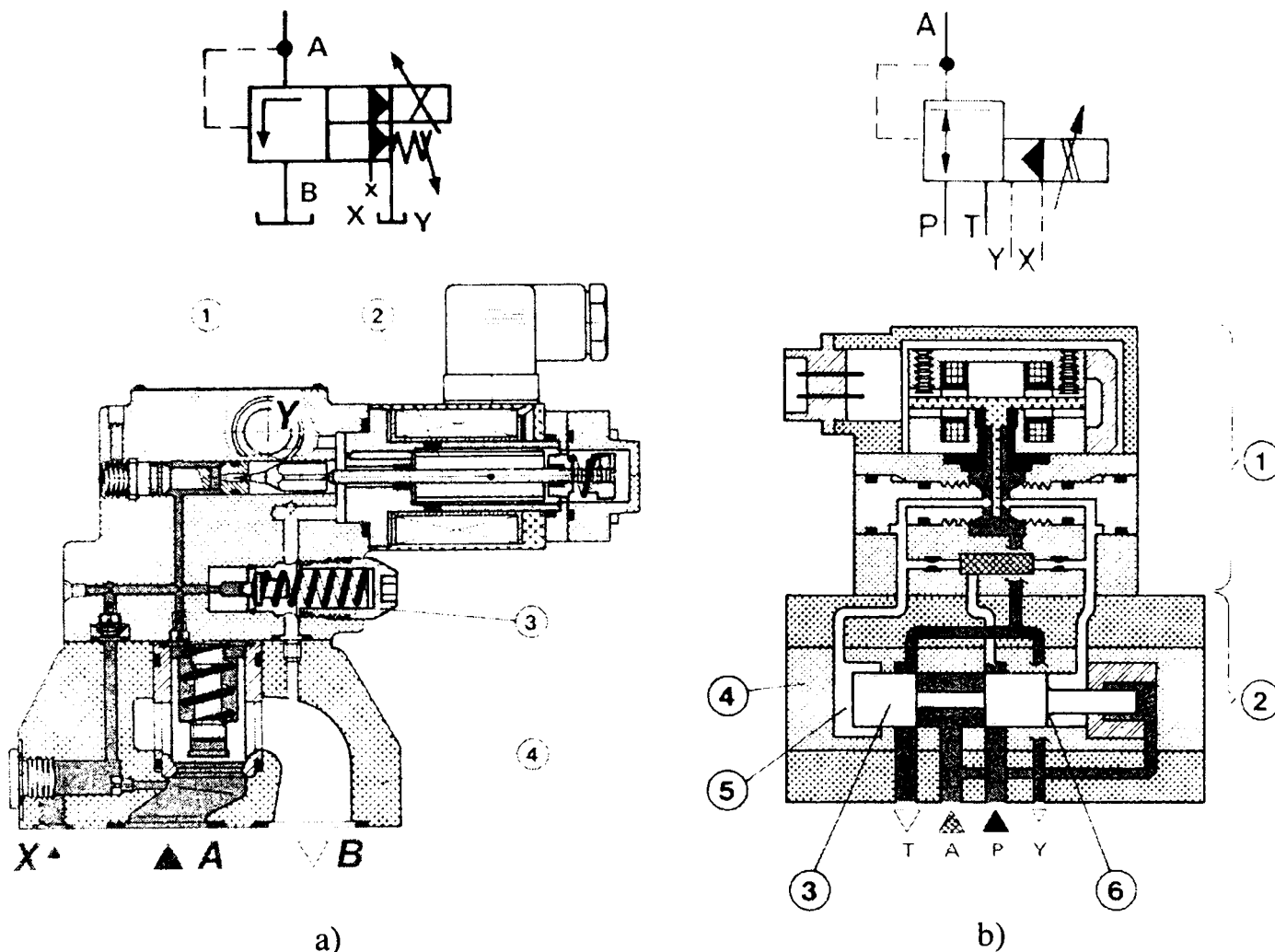


Fig. 2.6. a) Supapă de presiune proporțională (simbolizare și schiță constructivă);
 b) Servosupapă (simbolizare și schiță constructivă).

Varietatea mare a supapelor hidraulice de presiune se datorează diferențelor ce apar în soluția constructivă adoptată, rolul îndeplinit de acestea în componența sistemului hidraulic, respectiv de modul de funcționare al acestora, însă toate au o structură comună pe baza căreia au fost realizate. Din acest motiv analiza funcțională, determinarea caracteristicilor de funcționare în regim dinamic și static, precum și prezentarea problemelor legate de determinarea câmpului hidrodinamic din interiorul supapei se va face la o *supapă hidraulică de siguranță*.

2.3 Supapa hidraulică de siguranță

Am ales pentru studiu această supapă, deoarece atât construcția, cât și modul său de funcționare stau la baza tuturor tipurilor de supape hidraulice prezentate. Diferențele ce apar la diferitele tipuri de supape nefiind prea mari, studiul acestora se poate realiza printr-o adaptare destul de ușoară a metodei folosite pentru studiul supapelor de siguranță.

2.3.1 Descriere constructivă și funcțională

Supapele de siguranță fiind elemente de protecție la avarii și suprasarcini se prevăd în toate tipurile de circuite hidraulice, în vederea limitării valorii maxime a presiunii lichidului de lucru, prin deversarea surplusului de debit la rezervor. Acest tip de supapă este realizat în varianta normal închisă cu comandă internă și drenaj intern.

În construcția sistemelor de reglare a presiunii (a supapelor de presiune) intră de obicei un element de sesizare a presiunii, care poate să aibă diverse forme constructive (sferă, plunjer, con, trunchi de con, taler, ajutoraj-clapetă), un element de referință, care în cele mai multe cazuri este un resort și un element de reglare, care se materializează în variația corespunzătoare a secțiunii de deschidere (secțiunea de reglare).

În conformitate cu cele descrise mai sus, urmărind construcția unei supape hidraulice de siguranță realizată cu element de sesizare de tip con (figura 2.7), identificarea elementelor constructive ale acesteia este imediată (5-elementul de sesizare - ^{conul} conul supapei, 3-elementul de referință - arcul supapei, 6-elementul de reglare - ~~seamul~~ ^{seamul} seamul supapei).

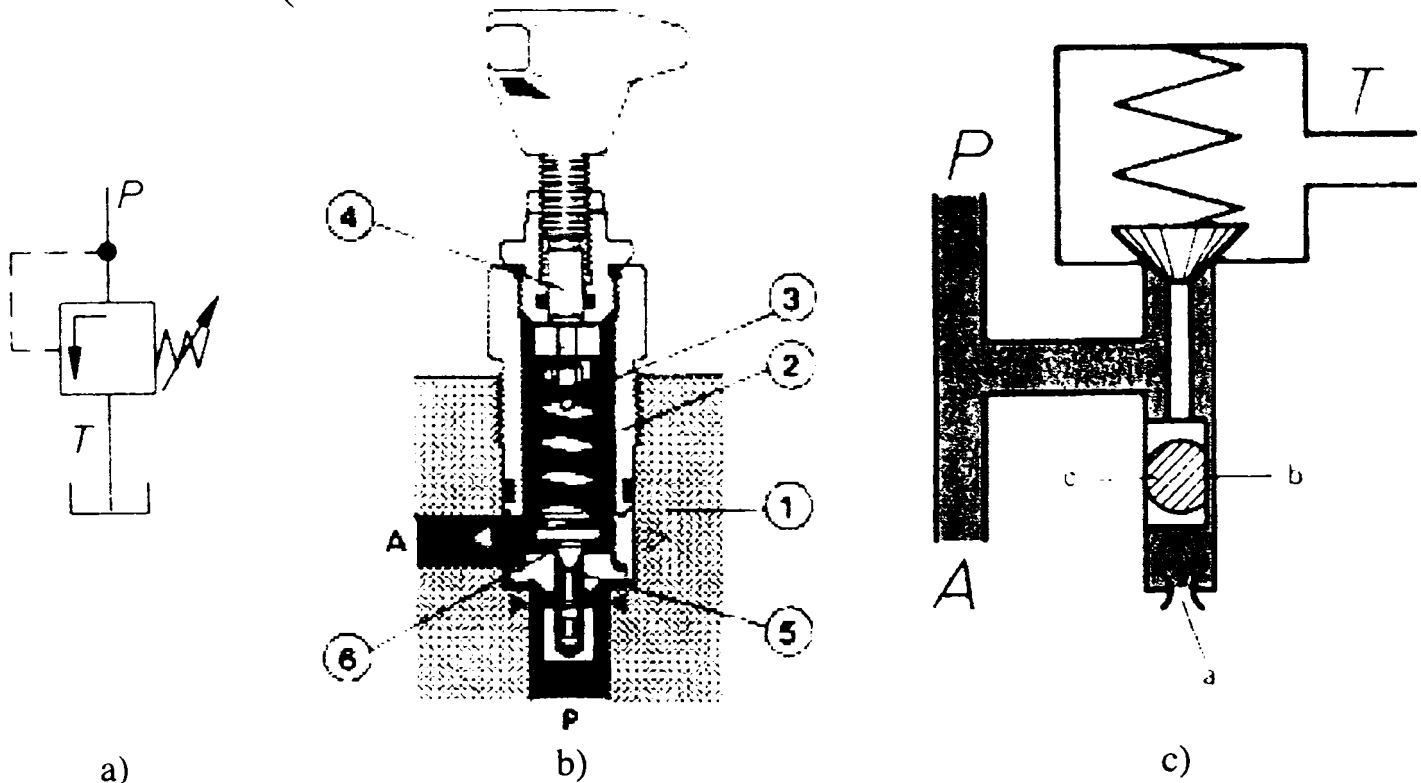


Fig. 2.7 Supapă de siguranță. a) Simbolizare; b) Schiță constructivă; c) Schiță funcțională.

Funcționarea supapelor de siguranță

Fluidul de lucru acționează asupra elementului de sesizare (conul supapei) cu o forță dată de valoarea presiunii din sistem. Pe de altă parte asupra conului supapei

acționează, prin intermediul elementului de referință (arcului de reglare), o forță de tensiune numită forță elastică, dată de pretensionarea inițială a arcului supapei.

Atâta timp cât cele două tipuri de forțe se găsesc în echilibru, conul supapei rămâne așezat pe scaunul supapei. Practic, raportul dintre cele două forțe este cel care guvernează modul de funcționare a supapei de siguranță.

În cazul echilibrului de forțe, circulația lichidului între punctele P și A este închisă (figura 2.7). În momentul în care echilibrul de forțe se schimbă, adică presiunea fluidului din sistem crește, conul supapei se va deplasa față de poziția inițială, efectuând o cursă "x", cursă ce este dependentă de valoarea presiunii din sistem și de mărimea tensiunii de prereglare a arcului supapei. Deplasarea conului supapei duce la formarea unei secțiuni de curgere pentru fluidul obturat inițial. Această secțiune de curgere (care poate să aibă forme geometrice diferite funcție de forma geometrică a elementului de obturare) prezintă o rezistență hidraulică din punctul de vedere al curgerii fluidului.

În urma deplasării conului supapei, fluidul va trece din zona în care presiunea este mare în zona în care presiunea este aproximativ egală cu zero (presiunea atmosferică pentru supapele de siguranță).

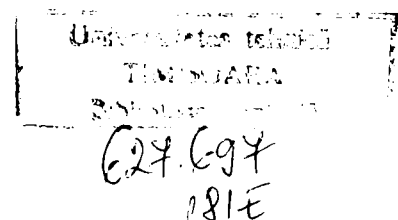
Poziția deschis a supapei, se menține atâta timp cât există diferență între cele două forțe amintite. Odată cu scăderea presiunii din sistem scade și valoarea forței hidrodinamice. În momentul în care cele două forțe se echilibrează, conul supapei va închide din nou secțiunea de trecere, blocând trecerea fluidului dintr-o parte în alta.

Putem concluziona că la baza funcționării supapelor hidraulice de siguranță stă principiul echilibrării forțelor din sistem, fapt pentru care aceste aparate hidraulice se mai numesc și balanțe de presiune. De asemenea, putem spune că supapele de siguranță au o funcționare ciclică, realizând descărcarea surplusului de fluid din sistem ori de câte ori valoarea acestuia depășește mărimea prestabilită inițial, prin intermediul arcului supapei.

2.3.2 Variante geometrice ale supapei hidraulice de siguranță

În practică, formele geometrice cel mai des folosite pentru realizarea elementului de sesizare al supapei sunt: cilindru, sferă, conul și obturatorul de tip plan. Având în vedere rolul funcțional pe care îl au supapele de siguranță (cea de anihilare cât mai rapidă a vârfurilor de presiune, respectiv în condiții normale de funcționare să realizeze o închidere perfectă, pentru a nu avea pierderi nedorite de debit), forma geometrică uzual adoptată pentru realizarea elementului de închidere este de tip sferă și con. Datorită dezavantajelor pe care le prezintă forma geometrică de de tip sferă, cel mai des în construcția supapelor hidraulice de presiune se folosesc elementele de reglare (de închidere) de tip con.

Elementele de închidere conice la rândul lor, pot fi realizate în diverse forme constructive: cu diverse unghiuri al generatoarei conului supapei α (figura 2.8), cu deflector (pentru dirijarea jetului de fluid rezultat la ieșirea din secțiunea de strangulare al supapei) (figura 2.9), sau în variantă trunchi de con (figura 2.10).



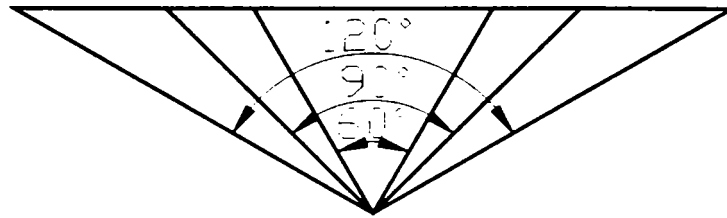


Fig. 2.8 Element de reglare conic realizat la diferite unghiuri ale generatoarei conului.

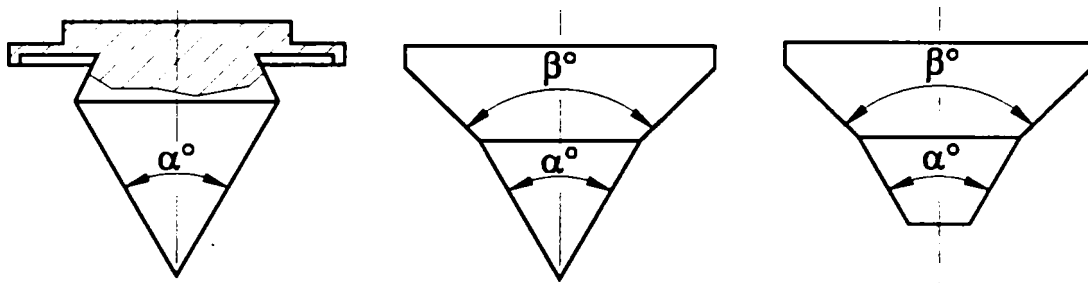


Fig. 2.9 Element de reglare conic cu deflector.

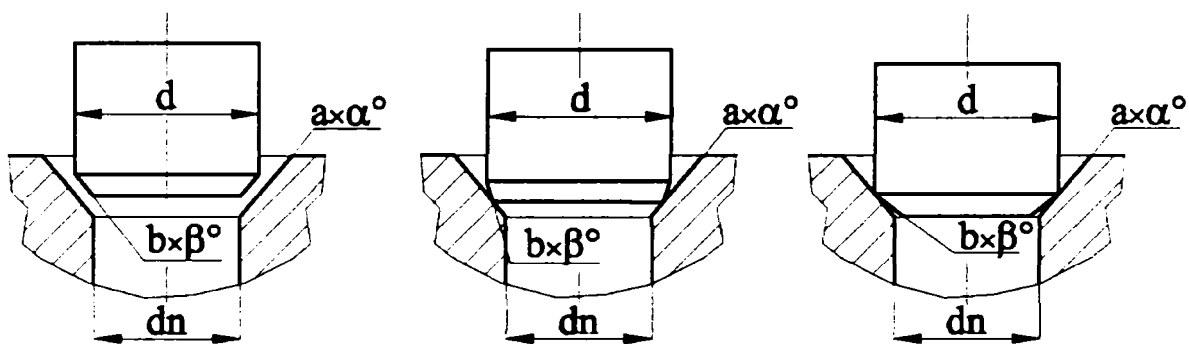


Fig 2.10 Element de reglare de tip trunchi de con.

Pentru a conferi supapei o stabilitate cât mai mare în timpul funcționării împotriva oscilațiilor laterale, precum și pentru a realiza o amortizare cât mai bună a oscilațiilor supapei, elementul de închidere (conul supapei) este prevăzut cu un ghidaj cilindric sub formă de piston (figura 2.11). La aceste soluții constructive se pune accent deosebit pe proiectarea și realizarea pistonului de amortizare, respectiv al mărimi jocului dintre pistonul de amortizare și locașul acestuia.

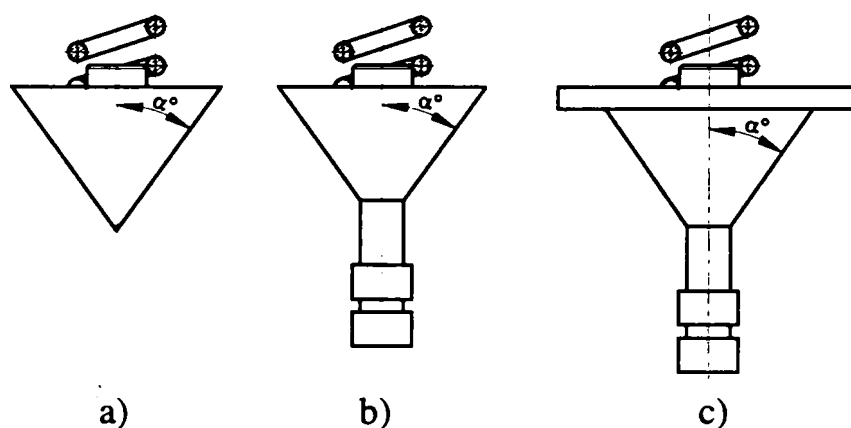


Fig. 2.11 Element de închidere de tip con: a) fără ghidaj; b) cu ghidaj; c) cu ghidaj și deflector (taler de compensație)

O influență semnificativă asupra funcționării supapei o are forma geometrică a elementului de reglare (a scaunului supapei). Ca urmare în practică sunt folosite diverse variante geometrice pentru realizarea scaunului supapei dintre care cele mai des folosite sunt scaunele cu unghi ascuțit (figura 2.12) respectiv cu scaun teșit (figura 2.13).

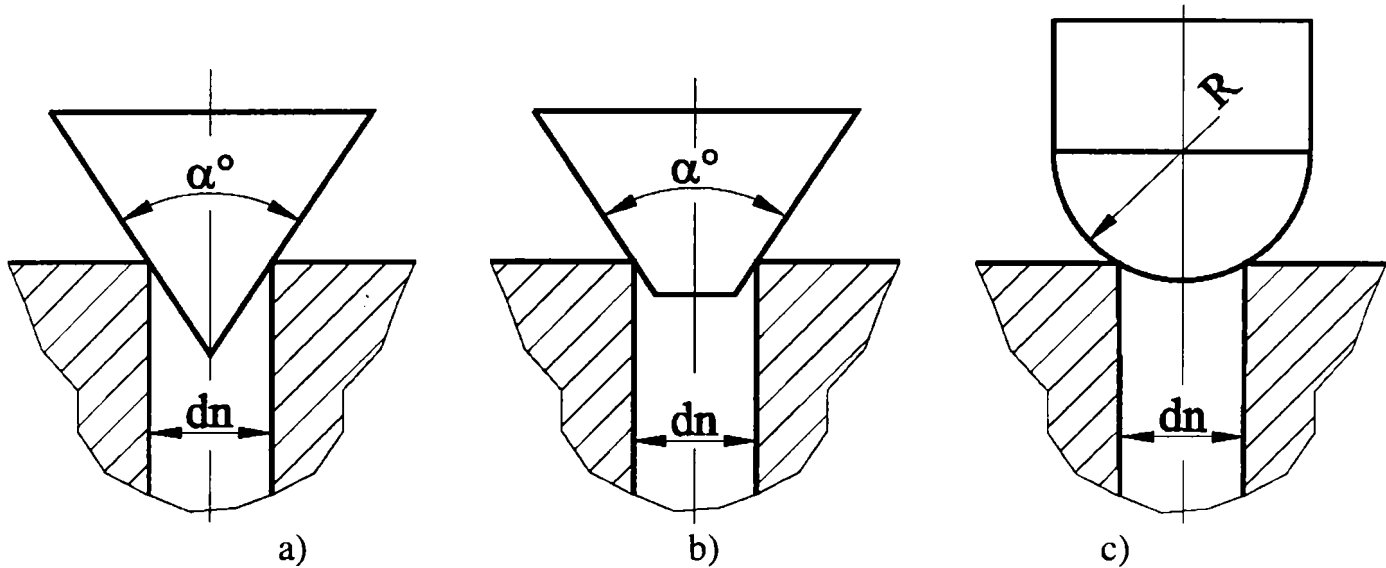


Fig. 2.12 Element de închidere de tip: a) con; b) trunchi de con; c) sferă, în combinație cu scaun cu unghi ascuțit.

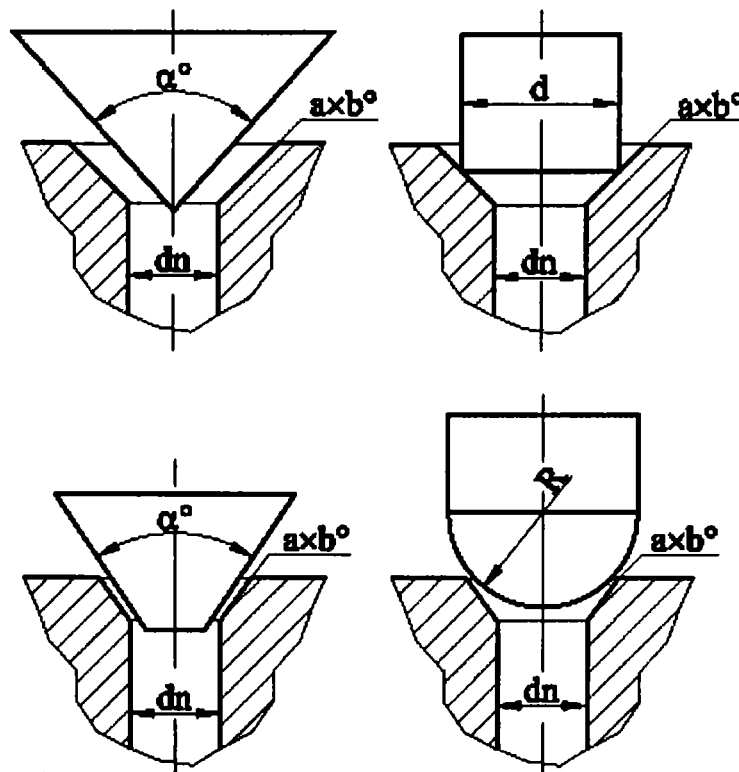


Fig. 2.13 Element de închidere de tip: con, trunchi de con, cilindru și sferă în combinație cu scaun cu unghi teșit.

2.3.3 Caracteristica statică de funcționare a supapei hidraulice de siguranță

Performanțele unui aparat hidraulic sunt date prin caracteristicile de funcționare ale acestuia în regim staționar și dinamic. Aceste caracteristici sunt date în cataloagele de prezentare ale producătorilor și distribuitorilor de echipamente hidraulice de reglare, cu rolul de a ghida proiectanții în alegerea tipului de aparat hidraulic ce urmează a fi integrat în circuit, astfel încât caracteristicile globale ale sistemului să nu fie afectate.

După cum am văzut, supapele hidraulice de presiune sunt realizate dintr-un ansamblu de elemente componente: corpul supapei, elementul de închidere, arcul supapei. Pentru fiecare element component, în funcție de proprietățile sale, există o relație independentă de timp, între mărimea de ieșire (mărime ce rezultă din funcționarea elementului) și mărimea de intrare (mărime ce determină punerea în funcțiune a elementului respectiv), relație ce poartă numele de caracteristică statică și arată comportarea elementului considerat în regim staționar.

Astfel, pentru supapele hidraulice de presiune regimul staționar de funcționare se definește în felul următor:

- supapele de reglare a presiunii cu comandă directă se consideră că funcționează în regim staționar în condiția în care elementul de reglare s-a deplasat într-o poziție x , ca urmare a acțiunii presiunii asupra elementului de sesizare, presiune rezultată în urma curgerii continue a unui debit Q de fluid prin supapă.

Pe de altă parte, supapele hidraulice de siguranță trec succesiv de la o stare staționară la alta printr-un regim tranzitoriu. De cele mai multe ori, supapele de siguranță trebuie să facă față unor perturbații continue de amplitudine, frecvență cu alură de variație dintre cele mai diferite. De aceea prima cerință ce li se impune acestor tipuri de aparate este ca aceste perturbații să nu fie amplificate, supapa să nu intre în oscilații neamortizate, respectiv, să fie capabilă să revină într-o situație de funcționare staționară după ce factorul perturbator a încetat să mai acționeze.

Funcționarea supapelor hidraulice de presiune în regim staționar este definită de *caracteristica debit-presiune*. Această mărime constituie caracteristica de bază care se urmărește la funcționarea în regim staționar a unei supape hidraulice de presiune și reprezintă modul de variație a mărimii de ieșire P (presiunea reglată), față de valoarea ideală, corespunzătoare elementului de referință (dat de forța de prereglare al arcului supapei), funcție de factorul perturbator, debitul Q , scurs prin supapa hidraulică de presiune. Rezultă că, presiunea din sistem în regim staționar variază în funcție de deschiderea elementului de reglare, deci în funcție de debitul necesar punerii în mișcare a sarcinii.

În general la funcționarea în regim staționar a supapelor hidraulice de presiune se urmăresc determinarea următoarelor caracteristici:

- presiunea minimă de funcționare, (presiunea minimă la care supapa se deschide);
- histerezisul supapei;
- caracteristica statică debit-presiune, corespunzătoare unei deschideri " x ".

Presiunea minimă de funcționare, reprezintă acea valoare a presiunii care permite menținerea controlabilității supapei. Sub această valoare, posibilitatea de reglare a supapei se pierde datorită scurgerilor interne a supapei.

Presiunea de deschidere minimă, este valoarea corespunzătoare presiunii maxime, la care supapa rămâne închisă (datorită forței de pretensionare a arcului supapei) și este dată de relația:

$$P_0 = \frac{F_0}{A_0} \quad (2.1)$$

unde:

- P_0 - presiunea de deschidere
- F_0 - forța de pretensionare a arcului supapei
- A_0 - aria suprafeței de reglare

Fluctuația curgerii. Încercările experimentale efectuate în scopul analizei funcționării supapei de presiune au scos în evidență faptul că, elementul de reglare (conul supapei) prezintă o instabilitate în vecinătatea poziției de închidere și aceasta se manifestă prin vibrații sau deplasări laterale, care pot determina abaterea funcționării supapei de la regimul normal de funcționare.

Condiția care trebuie îndeplinită pentru eliminarea acestui fenomen de instabilitate a curgerii, este ca suma variației forțelor care acționează asupra elementului de reglare, să rămână în permanență pozitivă indiferent de variațiile debitului deversat, determinat de condițiile de funcționare ale consumatorilor din sistemul hidraulic.

Precizia de reglare în regim staționar. Exprimarea cantitativă a performanței de precizie este dată de diferența (eroarea de reglare) dintre presiunea prescrisă

$p_0 = \frac{F_e}{A_0}$ (F_e -forța elastică a arcului supapei, A_0 -aria suprafeței de reglare) și presiunea reglată p_s , (în condițiile variației debitului devesat Q_s , ce traversează supapa, în limitele domeniului pentru care aceasta a fost construită).

Histerezisul reprezintă diferența ce apare între valoarea presiunii reglate pentru același debit, în funcție de sensul deplasării elementului de reglare (deschiderea sau închiderea supapei). Acest fenomen se datorează creșterii forțelor de frecare din supapă la trecerea fluidului de lucru prin supapă (figura 2.14).

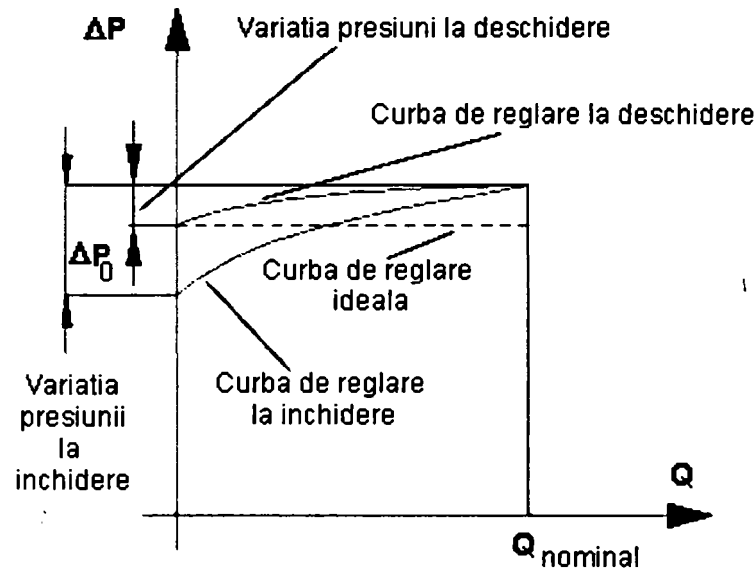


Fig. 2.14 Fenomenul de histeresis la supapele hidraulice de siguranță

2.3.4 Caracteristica dinamică de funcționare a supapei hidraulice de siguranță

Scopul analizei funcționale al unui sistem este să determine performanțele acestuia, având ca date inițiale de studiu, structura și parametrii elementelor componente ale sistemului. Cunoașterea variației în timp a mărimilor de la ieșire ca urmare a variației mărimii de intrare sau a mărimilor perturbatoare permite cea mai complexă apreciere a performanțelor sistemului.

Astfel, pentru supapele hidraulice de presiune regimul dinamic (tranzitoriu) de funcționare, se definește în felul următor:

Caracteristica dinamică a unui sistem, reprezintă dependența în timp a mărimii de ieșire, funcție de variația mărimii de intrare, în regim tranzitoriu.

Forma caracteristicii dinamice sau a răspunsului tranzitoriu, este determinată de forma de variație a mărimii de intrare (sau a perturbației) și de structura sistemului. Practic, caracteristica dinamică a unui sistem reprezintă evoluția în timp a răspunsului sistemului la o variație a mărimii de intrare sau o variație a mărimii perturbatoare.

Analiza calitativă a unei caracteristici dinamice se face prin evaluarea mărimii de ieșire, funcție de mărimea de intrare, pentru un interval de timp dat și reprezentarea grafică a acestei dependențe.

Pentru analiza supapelor hidraulice de presiune, mărimea de intrare se consideră presiunea sau debitul măsurat la intrarea în supapă (furnizată de pompa de alimentare), mărimea perturbatoare se consideră o variație de forță sau de debit, iar mărimea de ieșire poate fi, în funcție de scopul urmărit: deplasarea "x" a elementului de reglare sau presiunea reglată din sistem " P_{reg} " (variația acestuia în jurul valorii stabilite).

Pe marginea celor prezentate mai sus, principale caracteristici dinamice ce sunt urmărite la funcționarea unei supape hidraulice de presiune sunt:

Stabilitatea în regim dinamic, reprezintă evoluția în timp a erorii de reglare a presiunii (ΔP). Sistemul este considerat stabil, dacă eroarea de reglare $\Delta P \rightarrow 0$ când timpul $t \rightarrow \infty$.

Capacitatea de urmărire, reprezintă proprietatea sistemului de a urmări evoluția în timp a unei mărimi perturbatoare.

Pentru cazul supapelor de presiune cu comandă directă, mărimea perturbațiilor introduse de variația debitului, poate avea în mod curent o variație sinusoidală cu diverse amplitudini și frecvențe. Până la o anumită valoare a acestor frecvențe (frecvența de tăiere), presiunea reglată va urmări aceste variații ca urmare a acțiunii pe care debitul, prin forța hidrodinamică o are asupra elementului de reglare și a resortului respectiv. Pentru valoarea frecvenței egală cu frecvența naturală a sistemului, presiunea nu mai urmărește variația debitului, lucru ce afectează în mod direct funcționarea supapei de presiune.

Calitatea regimului tranzitoriu, reprezintă evoluția presiunii reglate, din momentul schimbării forței de comprimare a resortului, sau schimbarea mărimii debitului ce traversează supapa, până la reintrarea presiunii reglate în regim staționar.

Pentru verificarea unei supape în regim tranzitoriu, se aplică un semnal treaptă, de forță sau debit și se înregistrează variația mărimii de ieșire ce poate fi presiunea reglată, sau deplasarea organului de sesizare.

În general, aprecierea calității unui sistem se face prin intermediul performanțelor tranzitorii și staționare ale răspunsului indicial.

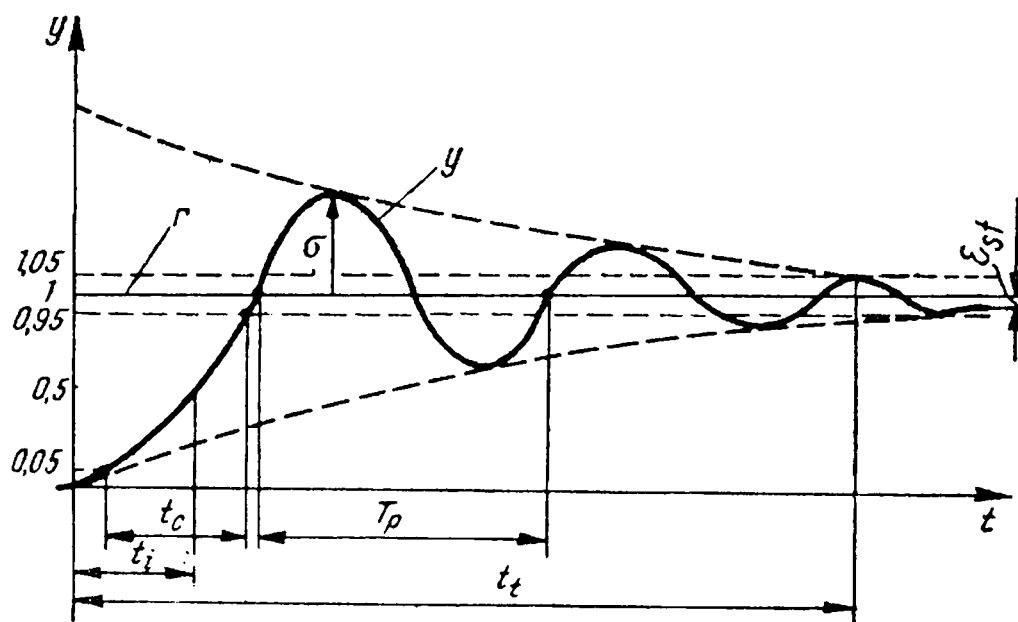


Figura 2.15 Forma răspunsului indicial la un semnal treaptă unitară. Caracteristicile răspunsului indicial: σ -suprareglajul; t_t -durata regimului tranzitoriu; t_c -timpul de creștere; t_i -timpul de întârziere; ϵ_{st} -eroarea în regim staționar a sistemului.

Suprareglajul $\sigma = y_{\max} - y_{st}$, reprezintă depășirea maximă de către mărimea de ieșire a mărimii de regim staționar.

Durata regimului tranzitoriu- t_r (timpul de răspuns), reprezintă intervalul de timp dintre începutul procesului tranzitoriu și momentul în care valoarea absolută a diferenței $y - y_{st}$ scade sub o anumită limită fixată, fără a mai depăși ulterior această limită. Prin convenție se consideră că regimul tranzitoriu se termină, restabilindu-se un nou regim staționar, atunci când:

$$|y - y_{st}| \leq \Delta y_{st} \quad (2.2)$$

unde Δ reprezintă limita fixată (de regulă $\pm 5\%$).

Timpul de creștere t_c , reprezintă intervalul de timp în care mărimea de ieșire evoluează între $0.05 \cdot y_{st}$ și $0.95 \cdot y_{st}$.

Timpul de întârziere t_i , reprezintă timpul necesar ca mărimea de ieșire să evolueze între valoarea 0 și $0.5 \cdot y_{st}$.

Eroarea în regim staționar al sistemului $\varepsilon_{st} = r - y_{st}$, reprezintă diferența dintre mărimea de ieșire ideală și mărimea de ieșire în regim staționar.

În general, pentru supapele hidraulice de presiune aprecierea calității regimului tranzitoriu se rezumă la determinarea suprareglajului și a timpului de răspuns la un semnal treaptă de intrare.

2.4 Concluzii

Supapele hidraulice de presiune pot fi regăsite în practică sub o gamă largă de forme constructive și funcționale. Această varietate mare de tipuri de supape permite clasificarea acestora, după diverse criterii.

Analiza constructivă și funcțională a supapelor de presiune prezentate, scoate în evidență, influența geometriei acestuia asupra modului de funcționare al acestor aparate.

Din cele prezentate mai sus reiese că, performanțele funcționale în regim staționar sau dinamic ale supapei, sunt influențate direct de geometria traseului intern de curgere a acestuia.

Din cele prezentate mai sus, rezultă că, realizarea unui studiu numeric pentru determinarea influenței geometriei traseului intern asupra fenomenului de curgere prin supapa hidraulică de siguranță, în vederea optimizării funcționării acestuia în regim staționar și dinamic, este pe deplin justificată.

Capitolul 3

HIDRODINAMICA CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ

3.1 Parametrii ce determină aspectul curgerii prin supapă

În capitolul 2, am arătat că, funcționarea supapelor hidraulice de siguranță se bazează pe realizarea echilibrului dintre forța de presiune din circuitul hidraulic a supapei și forța de reglare, obținută prin pretensionarea arcului supapei.

Scopul realizării acestui echilibru este de a permite trecerea unui anumit debit de fluid prin traseul intern a supapei. Expresia debitului de fluid vehiculat printr-o supapă hidraulică de presiune, cu o geometrie internă dată, are următoarea formă:

$$Q = C_d \cdot A_s(x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (3.1)$$

unde:

- Q - debitul de fluid vehiculat - [m³/s]
- C_d - coeficientul de debit - [-]
- A_s(x) - aria secțiunii de trecere (strangulare) - [m²]
- ρ - densitatea fluidului de lucru - [kg/m³]
- Δp - căderea de presiune pe fanta inelară - [Pa]

Aria secțiunii de trecere a supapei este dată de relația [56]:

$$A_s(x) = \pi \cdot d_n \cdot x \cdot \sin(\alpha) \left(1 - \underbrace{\frac{x}{2 \cdot d_n} \cdot \sin(2 \cdot \alpha)}_2 \right) \quad (3.2)$$

Cum în relația (3.2), termenul notat cu 2 este mult mai mic decât 1, ariile secțiunilor prin care trece fluidul, se pot defini în felul următor:

Secțiunea de trecere	Secțiunea de intrare	Secțiunea de ieșire
$\pi \cdot d_n \cdot x \cdot \sin(\alpha)$	$\frac{\pi}{4} d_n^2$	$\frac{\pi}{4} (D_{con}^2 - d_n^2)$

Unde:

d _n	- diametrul nominal a supapei - [m]
D _{con}	- diametrul conului supapei - [m]
α	- semiunghiul la vârf a conului supapei [°]

Din relația (3.1) se observă că, aria zonei de trecere a supapei, influențează în mod direct cantitatea de debit ce urmează a fi vehiculat prin supapă. Ca urmare, forma geometrică a părților componente ale supapei din zona de trecere, constituie un parametru determinant pentru modul de curgere a fluidului prin supapă. Astfel, parametrii geometrici care influențează curgerea fluidului prin supapa hidraulică de presiune sunt: diametrul nominal d_n , diametrul elementului de închidere (în cazul nostru diametrul conului D_{con}), respectiv semiunghiul la vârf a conului supapei α .

În regim staționar, echilibrul elementului de reglare este dat de relația [56, 68, 73, 76]:

$$\vec{F}_p - \vec{F}_h - \vec{F}_e = 0 \quad (3.3)$$

unde: F_p - forța de presiune hidrostatică pe conul supapei
 F_h - componenta în regim staționar a forței hidrodinamice
 F_e - forța elastică (dat de arcul supapei)

Expresiile de calcul pentru forța de presiune F_p , respectiv forța elastică F_e sunt:

$$F_p = \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot p_{int} \quad (3.4)$$

$$F_e = k_e(x + x_0) \quad (3.5)$$

unde: d_n -diametrul nominal a supapei; k_e -constanta elastică a arcului supapei; x - deschiderea supapei; iar x_0 -precomprimarea arcului supapei.

Relația ce definește componeta forței hidrodinamice în regim staționar are forma:

$$F_h = 2 \cdot \pi \cdot d_n \cdot c_d \cdot x \cdot p_{int} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha = K_h \cdot p_{int} \cdot x \quad (3.6)$$

unde:

$$2 \cdot \pi \cdot d_n \cdot c_d \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha = K_h \quad (3.7)$$

k_h -reprezintă coeficientul forței hidrodinamice [54, 57, 65, 68, 73, 76].

Din cele prezentate mai sus reiese că, parametrii funcționali ce determină evoluția curgerii fluidului prin supapa hidraulică de presiune sunt: debitul de fluid vehiculat Q , presiunea fluidului la intrarea în supapă P_{int} , densitatea fluidului de lucru ρ , respectiv vâscozitatea cinematică a acestuia ν [10, 17, 41, 54, 73,76].

3.2 Ecuațiile ce guvernează curgerea fluidului prin supapa hidraulică de presiune

Trebuie să precizăm faptul că noțiunea de mediu continuu este o noțiune abstractă. Cu toate acestea, noțiunea de mediu continuu permite utilizarea analizei matematice pentru exprimarea legilor fizice care guvernează mecanica mediului continuu. Modelele matematice astfel obținute oferă inginerului posibilitatea prezicerii evoluției fenomenelor reale, cu un grad suficient de precizie în comparație cu rezultatele investigațiilor experimentale. Mediul fluid este un caz particular de mediu continuu și anume este acel tip de mediu continuu care sub acțiunea unor forțe oricât de mici se poate deforma oricât de mult, cu alte cuvinte putem spune că fluidul curge.

Forțele care acționează în mediul fluid

Pentru a studia mișcarea fluidului detașăm un volum de control $Vol(t)$ mărginit de suprafața $S(t)$, care va conține mereu aceleași particule de fluid (figura 3.1).

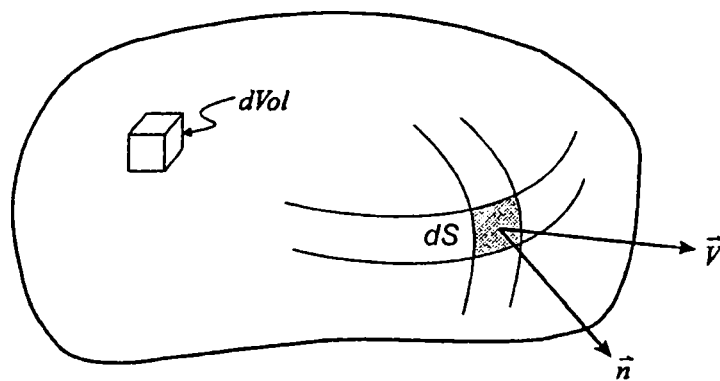


Fig. 3.1 Ilustrarea volumului de control

În figura 3.1 semnificația notațiilor este:

\vec{n} - normala la suprafața de control

\vec{v} - vectorul viteză

Asupra fluidului din volumul de control pot să acționeze forțe masice, produse de accelerația forțelor masice f , forța masică totală fiind [5, 11, 33, 51]:

$$\int_{Vol(t)} dVol \quad (3.8)$$

Pe frontiera $S(t)$ vom avea o distribuție de forțe pe suprafața care va trebui să înlocuiască acțiunea fluidului din exteriorul volumului de control asupra fluidului din interior. Forța de suprafață specifică o notăm cu t și o numim tensiune. Dacă n este normala exterioară la $S(t)$ într-un punct oarecare, se observă că $t(-n) = -t(n)$, conform principiului acțiunii și reacțiunii. Concluzia este că, tensiunea depinde de

orientarea elementului de suprafață, deci putem nota $t(n)$. Forța totală ce acționează pe suprafața volumului de control este:

$$\int_{S(t)} t(n) dS \quad (3.9)$$

Ecuția de continuitate

Masa de fluid conținută în volumul de control $Vol(t)$ este,

$$\int_{Vol(t)} \rho dVol \quad (3.10)$$

Deși volumul de control se poate deforma și/sau își poate modifica mărimea, el va conține totdeauna aceleași particule de fluid. Ipoteza că materia nu dispare, conduce la principiul conservării masei, conform căruia masa de fluid din volumul de control nu se modifică în timp. Expresia matematică a acestui principiu este,

$$\frac{d}{dt} \int_{Vol(t)} \rho dVol = 0 \quad (3.11)$$

Utilizând teorema transportului obținem ecuația de continuitate care în forma integrală (globală) și conservativă este [5, 11, 33, 51],

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{Vol} \rho dVol + \int_S n \cdot v \rho dS = 0 \quad (3.12)$$

Forma diferențială (locală) a ecuației de continuitate rezultă imediat ținând cont că volumul este arbitrar:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot v = 0 \quad \text{- forma ne-conservativă} \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad \text{- forma conservativă} \quad (3.14)$$

În cazul unui mediu continuu incompresibil densitatea va fi constantă, deci:

$$\int_S n \cdot v dS = 0 \quad \text{sau} \quad \nabla \cdot v = 0 \quad (3.15)$$

Conservarea impulsului. Conservarea momentului impulsului.

Impulsul asociat fluidului din volumul de control $Vol(t)$ este,

$$\int_{Vol(t)} \rho v dVol \quad (3.16)$$

Principiul conservării impulsului este de fapt aplicarea legii a doua a lui Newton, adică variația în timp a impulsului fluidului din volumul de control este egală cu suma forțelor masice și de suprafață [5, 11, 33, 51],

$$\frac{d}{dt} \int_{Vol(t)} \rho v dVol = \int_{Vol(t)} \rho f dVol + \int_{S(t)} t(n) dS \quad (3.17)$$

Ținând cont de expresia tensorului tensiunii, respectiv de faptul că volumul este arbitrar, obținem ecuația de mișcare Cauchy pentru un mediu continuu oarecare de forma,

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho f + \nabla \cdot T \quad (3.18)$$

Forma conservativă a ecuației Cauchy se poate scrie utilizând tensorul $\rho v v$ (notat aici sub forma produsului neefectuat) [5, 11, 51],

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho v) = \rho f + \nabla \cdot (T - \rho v v) \quad (3.19)$$

Momentul impulsului asociat fluidului din volumul de control $Vol(t)$ este:

$$\int_{Vol(t)} \rho (x \times v) dVol \quad (3.20)$$

unde, x este vectorul de poziție. Conform principiului conservării momentului impulsului, avem că, variația în timp a momentului impulsului unui volum de fluid în mișcare este egală cu suma momentelor forțelor masice și de suprafață, adică [5, 11, 33, 51]:

$$\frac{d}{dt} \int_{Vol(t)} \rho (x \times v) dVol = \int_{Vol(t)} \rho (x \times f) dVol + \int_{S(t)} x \times t(n) dS \quad (3.21)$$

Ecuțiile de bază ale mecanicii fluidelor

Legătura dintre tensiunile aplicate și răspunsul mediului fluid este dată de ecuația constitutivă. În continuare vom prezenta ecuațiile de curgere pentru un fluid nevâscos (ideal), respectiv vâscos newtonian. Vâscozitatea este proprietatea fluidului de a se opune curgerii și în cazul fluidului vâscos va caracteriza legătura între tensiunile interne și vitezele de deformație specifică.

Cazul fluidului nevâscos

În fluidul nevâscos vor fi induse numai tensiuni de compresiune caracterizate de presiunea p . În acest caz ecuația constitutivă este:

$$\mathbf{T} = -p\mathbf{I} \quad (3.22)$$

unde, \mathbf{I} este tensorul unitate, căruia îi corespunde matricea unitate 3×3 . Deoarece $\nabla \cdot \mathbf{T} = -\nabla p$, ecuația de mișcare Cauchy devine [5, 11, 33, 51]:

$$\rho \frac{d\mathbf{v}}{dt} = \rho \mathbf{f} - \nabla p \quad (3.23)$$

care reprezintă ecuația de mișcare Euler.

Cazul fluidului vâscos newtonian

Pentru fluidul vâscos, pe lângă tensiunile de compresiune apar și tensiuni tangențiale datorate frecării vâscoase. Ecuația constitutivă pentru fluidul compresibil vâscos newtonian este:

$$\mathbf{T} = -\left[p + \left(\frac{2}{3}\mu - \mu' \right) \nabla \cdot \mathbf{v} \right] \mathbf{I} + 2\mu \mathbf{S} \quad (3.24)$$

unde, μ este coeficientul de vâscozitate dinamică, iar μ' este coeficientul de vâscozitate volumică, sau dilatațională. Cu excepția fenomenelor care implică variații bruște de densitate (explozii, unde de șoc) μ' este neglijabil. Dacă fluidul este incompresibil, atunci $\nabla \cdot \mathbf{v} = 0$ și ecuația constitutivă se reduce la:

$$\mathbf{T} = -p\mathbf{I} + 2\mu \mathbf{S} \quad (3.25)$$

Pentru a obține ecuația de mișcare a fluidului vâscos newtonian calculăm mai întâi divergența tensorului vitezelor relativ de deformație,

$$\nabla \cdot \mathbf{S} = \frac{1}{2} \nabla^2 \mathbf{v} + \frac{1}{2} \nabla (\nabla \cdot \mathbf{v}) \quad (3.26)$$

Cu aceasta înlocuind 3.24 în 3.18, cu $\mu' \approx 0$, rezultă,

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho f - \nabla p + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot v) + \mu \nabla^2 v \quad (3.27)$$

care reprezintă ecuația de mișcare Navier-Stokes pentru fluidul compresibil vâcos newtonian [5, 11, 33, 51].

Pentru fluidul incompresibil ecuația se reduce la:

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho f - \nabla p + \mu \nabla^2 v \quad (3.28)$$

sau

$$\frac{dv}{dt} = f - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 v \quad (3.29)$$

unde $\nu = \mu / \rho$ este coeficientul de vâscozitate cinematică.

3.3 Alegerea domeniului de analiză a curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță

În această lucrare, ca și model de studiu s-a ales o supapă hidraulică de siguranță cu următoarele caracteristici constructive:

Tabelul 3.1.

Supapa	- monoetajată cu comandă directă
Element de reglare (închidere)	- tip con
Diametrul nominal d_n [mm]	- 28
Unghiul conului 2α [°]	- 90
Deschiderea supapei x [mm]	-0 ÷ 5.6
Deschiderea maximă a supapei x_{max} [mm]	- 5.6
Scaunul supapei	- cu colțuri ascuțite

Studiind fenomenul real de curgere a fluidului în interiorul camerei supapei respectiv analizând schema constructivă a unei supape hidraulice de siguranță (figura 3.2) se observă că geometria spațială a supapei se obține prin rotirea unui semiplan meridian în jurul axei de simetrie a supapei.

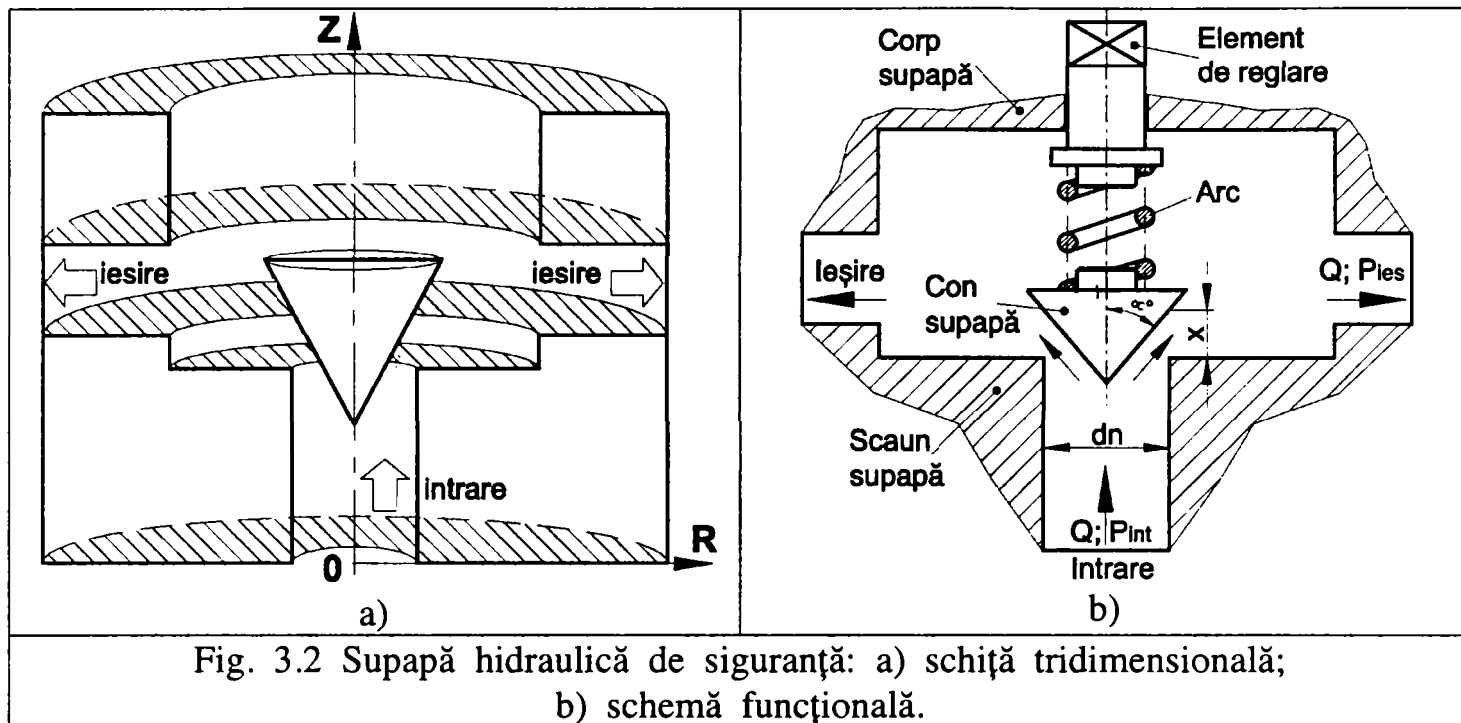


Fig. 3.2 Supapă hidraulică de siguranță: a) schiță tridimensională; b) schemă funcțională.

Din cele prezentate rezultă că, curgerea fluidului în supapele hidraulice de siguranță poate fi considerată cu bună aproximație ca fiind axial-simetrică și prin urmare, este suficient să se studieze mișcarea fluidului într-un semiplan meridian [9, 13, 56, 57, 58, 68].

Astfel, în această lucrare domeniul de analiză a curgerii fluidului, corespunde domeniului prezentat în figura 3.3:

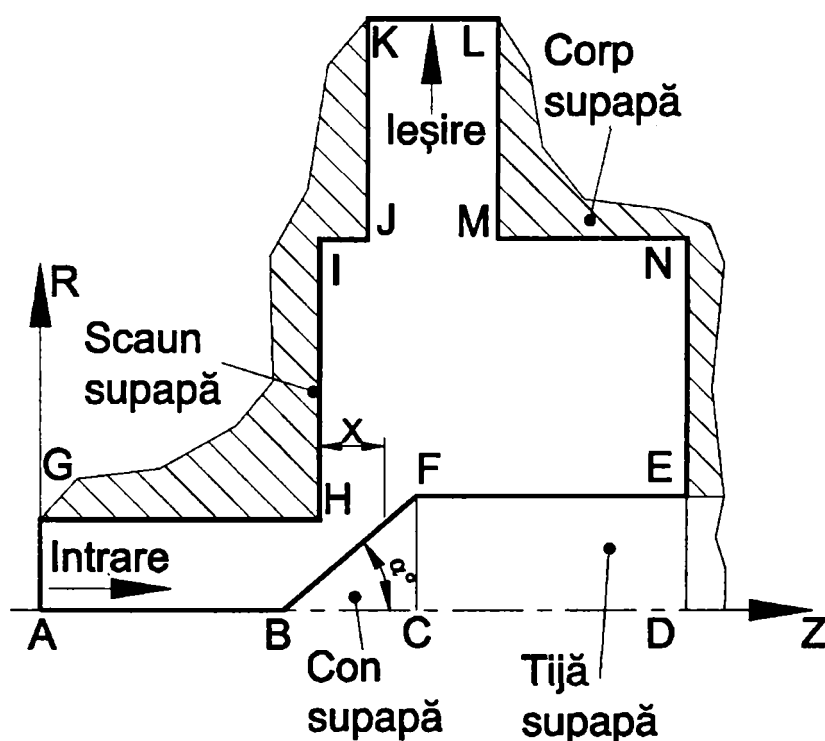


Fig. 3.3 Domeniul de analiză a curgerii fluidului într-un semiplan meridian

Segmentele notate din figura 3.3 au următoarea corespondență: segmentul A-G-H-I-J-K, respectiv L-M-N-E corespund frontierei corpului supapei, segmentul B-F-E corespunde frontierei conului supapei, segmentul L-K corespunde ieșirii din supapă,

segmentul A-G corespunde intrării în supapă, iar segmentul A-D corespunde axei de simetrie a supapei.

Cu x s-a notat, deschiderea supapei la deplasarea acesteia în direcția axei Z (AD), corespunzătoare trecerii unui anumit debit de fluid prin supapă. Secțiunea de intrare este o secțiune inelară în care avem linii de curent paralele cu axa OZ (AD).

3.4 Condiții la limită

Având în vedere domeniul de analiză prezentat în figura 3.3, condițiile la limită impuse pentru realizarea simulării numerice a curgerii fluidului prin domeniul dat, sunt următoarele:

- pe corpul supapei și pe elementul de închidere: $\vec{V} = 0$;
- pe axa de simetrie: $V_r = 0$;
- la intrare: profil de viteză parabolic, respectiv presiune de intrare dată $p_{int}=60$ bar;
- la ieșire: presiune constantă, $p_{ies}=p_{atm}$ - presiunea de referință.

Ecuatiile care guvernează curgerea staționară laminară sunt:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (3.29)$$

$$(\vec{V} \cdot \nabla)\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\nabla p + \nu \cdot \nabla^2 \vec{V} \quad (3.30)$$

Se observă din sistemul de ecuații (3.29), (3.30) că, presiunea este determinată până la o constantă aditivă, ceea ce impune precizarea unei valori de referință în secțiunea de ieșire.

Dacă U este o viteză de referință (în cazul de față viteza medie în secțiunea de intrare), iar L este o lungime de referință (pentru cazul nostru diametrul de intrare), atunci putem rescrie sistemul (3.29), (3.30) sub formă adimensională utilizând:

$$v^* = \frac{\vec{V}}{U}; \quad p^* = \frac{p - p_{ies}}{\rho U^2}; \quad x^* = \frac{x}{L}; \quad y^* = \frac{y}{L}; \quad (3.31)$$

$$\nabla \cdot \vec{V}^* = 0; \quad (3.32)$$

$$(\vec{V}^* \cdot \nabla^*)\vec{V}^* = -\nabla p^* + \frac{1}{Re}(\nabla^*)^2 \vec{V}^* \quad (3.33)$$

Sub această formă, singurul parametru care determină aspectul curgerii pentru o geometrie precizată este numărul lui Reynolds [13, 57, 73, 76].

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (3.34)$$

3.4 Condiții de lucru

Pentru a realiza simularea numerică a curgerii fluidului prin traseul intern a supapei de siguranță, ca și agent de lucru s-a folosit un ulei hidraulic pentru solicitări ușoare de tipul H57, având caracteristicile fizice și chimice date conform STAS 9506-74. Menționez că, tipul de ulei hidraulic folosit în cadrul simulării are caracteristicile fizice și chimice foarte apropiate de cele ale uleiului folosit de către Dietze [13], în lucrarea sa.

Principalele caracteristici chimice și fizice ale uleiului hidraulic H57 sunt:

Tabelul 3.2.

Tipul de ulei	H57
Densitatea relativă la 15° C, max. [kg/m ³]	900
Punct de inflamabilitate M, °C _{min}	220
Vâscozitatea cinematică la 50°C, [cst]	57...65
Indice de vâscozitate, minim	90
Punct de congelare, [°C], max	-12

Pentru a putea realiza o comparație cu rezultatele numerice și experimentale obținute de Dietze [13], în lucrarea de față, condițiile de lucru impuse supapei de siguranță au fost setate în concordanță cu cele prezentate de Dietze (tabelul 3.3).

Tabelul 3.3

Condiții de studiu	Dietze [13]	Bernad
Presiune la intrare	60 [bar]	60 [bar]
Presiune la ieșire	1 [bar]	1 [bar]
Vâscozitatea uleiului	54 [cst]	57 [cst]
Densitatea uleiului	889 [kg/m ³]	900 [kg/m ³]
Temperatura de lucru	20° C	20° C
Diametrul nominal "d _n "	28 [mm]	28 [mm]
Unghiul la vârf a conului "α "	90 [°]	90 [°]
Deschiderea supapei "x"	0.1 [mm] prezentat	0÷5.6 [mm]

Din tabelul 3.3 se observă că, în cadrul acestei lucrări, autorul a realizat analiza numerică a fenomenului de curgere prin supapa hidraulică de siguranță, pe întregul domeniu de variație a deschiderii supapei, corespunzător parametrilor geometrici adoptați pentru supapa în cauză. Deschiderea maximă a supapei pentru geometria dată, a fost calculată în conformitate cu metodologia prezentată în literatură [43, 78].

Capitolul 4

SIMULAREA NUMERICĂ A CURGERII FLUIDULUI PRINTR-O SUPAPĂ HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ

4.1 Introducere

În capitolele anterioare am arătat că, la baza optimizării funcționării supapei hidraulice de siguranță stă cunoașterea exactă a modului de curgere a fluidului în interiorul acestuia.

Astfel, în munca de proiectare, pentru a ajunge rapid la cea mai bună soluție, inginerul proiectant, trebuie să aibă la dispoziție o “unealtă” cu care să poată răspunde următoarelor întrebări:

- cum influențează geometria funcționarea supapei ?
- cum evoluează curgerea pentru un anumit tip de fluid ?
- cu cât se îmbunătățește funcționarea supapei dacă modificăm condițiile de lucru ?

Realizarea unei analize numerice, a fenomenului de curgere studiat, ne dă posibilitatea obținerii răspunsurilor corecte la aceste întrebări.

Tradițional, analiza cu elemente finite este cea mai răspândită metodă pentru studierea atât a fenomenelor de curgere cât și a problemelor legate de analiza structurilor solide. Analiza cu elemente finite poate fi concepută ca o tehnică prin care se determină cu acuratețe comportarea unei structuri complexe care, dacă ar fi tratată ca un întreg, ar reprezenta, din punct de vedere matematic, o problemă mult prea complicată pentru a fi rezolvată. Ca alternativă, analiza cu elemente finite folosește tehnici de aproximare cu ajutorul cărora se divide problema în părți rezolvabile, pentru ca apoi, să se combine rezultatele parțiale într-unul final.

Prima etapă a unei analize numerice îl reprezintă pre-procesarea, ce constă în generarea unui model matematic, prin divizarea structurii analizate în elemente legate între ele prin noduri. În etapa a doua se rezolvă efectiv problema, iar în ultima etapă, de post-procesare, rezultatele sunt prelucrate pentru a prezenta într-o formă grafică modul în care se comportă fenomenul studiat [32, 47, 48].

Programele de analiză numerică au evoluat foarte mult față de situația anilor '60 - '70, când analiștii erau nevoiți să introducă rând pe rând datele despre poziția nodurilor, elementelor și solicitărilor. Versiunile curente ale programelor de analiză numerică sunt considerabil mai eficiente datorită comenzilor de generare și de vizualizare care există în modulele de pre- și post-procesare. De asemenea, modulul solver (procesorul de ecuații) asigură rezolvarea unei varietăți mult mai mari de tipuri de probleme, beneficiind de funcții și facilități noi [48].

Evoluția și-a impus amprenta și asupra echipamentelor necesare rulării unui astfel de program. Astfel, ceea ce s-ar fi rezolvat cu ani în urmă numai pe super computere necesitând câteva ore de lucru, acum se poate rezolva pe un calculator personal în numai câteva minute [55].

Totuși, cu toate îmbunătățirile aduse la capitolele interfață, grafică, putere de calcul și facilități de automatizare a lucrului, calculatorul împreună cu programul pentru analiză numerică nu reprezintă decât niște unelte care dau rezultate corecte doar dacă operatorul știe să le utilizeze.

4.2 Etapele rezolvării unei probleme de curgere prin simulare numerică

Rezolvarea unei probleme de curgere cu ajutorul simulării numerice presupune întâi, parcurgerea următoarelor considerații [19, 47, 48]:

1). Definirea modelului

- ce rezultate specifice așteptăm de la rezolvarea problemei de studiu prin CFD și unde dorim să le utilizăm ?
- ce grad de precizie este necesar pentru descrierea modelului ?

2). Alegerea modelului de analiză

- cum izolăm piesa de studiu de restul sistemului ?
- care sunt limitele domeniului de studiat ?
- care sunt condițiile la limită pentru modelul studiat ?
- problema studiată ce fel de modelare necesită, 2D sau 3D ?
- ce tip de rețea de discretizare este necesară pentru modelarea problemei studiate ?

3) Alegerea modelului fizic

- ce fel de curgere se consideră: nevâscoasă, laminară, turbulentă ?
- ce fel de curgere avem: staționară sau nestaționară ?
- transferul de căldură este însemnat pentru problema studiată ?
- tratăm fluidul compresibil sau incompresibil ?
- există modele fizice care pot fi folosite pentru rezolvarea problemei utilizate ?

4). Determinarea procedurii de rezolvare

- poate fi problema rezolvată utilizând solve (procesoare de ecuații) simple ?
- poate fi convergența soluției accelerată prin proceduri diverse ?
- problema de rezolvat necesită resurse mari de memorie RAM ?
- cât timp necesită realizarea convergenței pe computerul utilizat ?

Luarea în considerare a celor prezentate mai sus, contribuie semnificativ la reducerea efortului de modelare al problemei ce urmează a fi rezolvată.

Având în vedere considerațiile făcute în prealabil, etapele rezolvării unei probleme de curgere folosind simularea numerică necesită parcurgerea următoarelor etape [32, 47, 48, 55]:

- 1). Crearea modelului geometric;
- 2). Discretizarea domeniului de studiu;
- 3). Alegerea solverului utilizat;
- 4). Alegerea ecuației de bază ce urmează a fi rezolvată (ecuația unei curgerii laminare, turbulente, nevâscoase);

- 5). Specificarea mediului de lucru folosit: apă, aer, ulei, etc;
- 6). Determinarea condițiilor la limită;
- 7). Ajustarea parametrilor de control a soluției numerice;
- 8). Calculul soluției numerice;
- 9). Examinarea rezultatelor obținute;
- 10). Salvarea rezultatelor obținute;
- 12). În cazul în care rezultatele obținute nu sunt cele scontate sau sunt eronate se trece la redefinirea problemei studiate (a modelului fizic, a rețelei de discretizare, a condițiilor la limită).

Inventarea calculatoarelor digitale, respectiv, introducerea lor în lumea științei și a tehnologiei a impus apariția conceptului de aproximare discretă. Acest concept cuprinde teoria aproximării numerice a unui set de ecuații, considerând modelul matematic al unui sistem fizic [8, 17, 32].

Datorită complexității fenomenelor reale, simularea acestora necesită introducerea unor ipoteze simplificatoare care ne conduc la modele matematice cu considerarea nivelului de aproximare impus pentru a atinge o precizie acceptabilă. Acest lucru se poate realiza, considerând un set de variabile dependente și independente. Odată cu evoluția tehnologiei calculatoarelor, ipotezele simplificatoare sunt eliminate treptat, conducând la simulări numerice care redau din ce în ce mai fidel fenomenul real studiat [17, 32].

Interacțiunea dintre nivelul de aproximare, ce definește modelul matematic al unui sistem de curgere și simularea numerică în ansamblu este prezentată schematic în figura 4.1 [32].

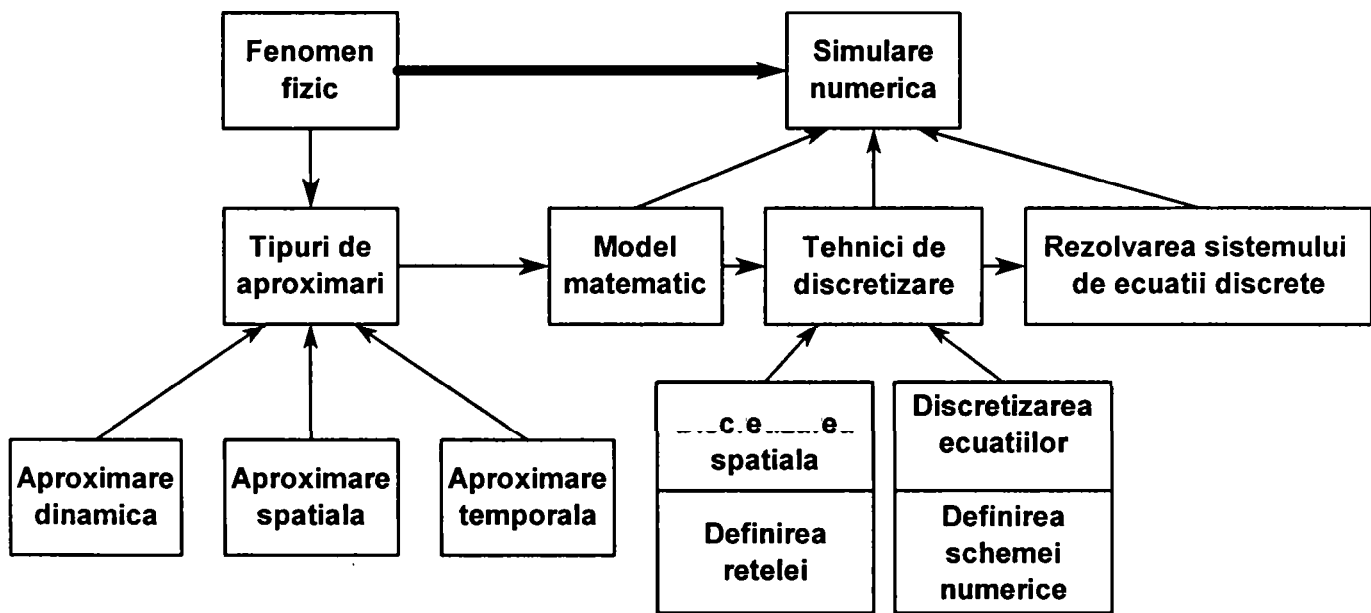


Fig 4.1 Etapele construirii unui model de simulare numerică.

4.3 Generarea rețelei de discretizare

Prima etapă a unei simulări numerice o constituie construirea unei aproximări discrete adecvate pentru regiunea studiată. Această discretizare poate fi o discretizare: structurată, nestructurată, hibridă sau adaptivă [17, 48, 55]. Rețeaua de discretizare generată, trebuie să fie adaptată la frontierele ce delimitează regiunea de studiu, astfel încât să acopere complet regiunea studiată. Pe de altă parte densitatea punctelor rețelei trebuie să fie în concordanță cu soluția fizică a curgerii [55]. Construirea geometriei și generarea rețelei de discretizare constituie partea cea mai consumatoare de timp, din întregul proces al analizei numerice. Timpul consumat constă în definirea geometriei și introducerea acestei informații în “modulul” de generare al rețelei. Realizarea unei rețele inadecvate fenomenului urmărit, datorită unui număr prea mic de puncte de discretizare sau realizarea unei distribuții necorespunzătoare a acestora, poate conduce la reconstituiri multiple ale rețelei de discretizare pentru problema dată, astfel încât procesul de simulare a curgerii să fie îmbunătățit [47, 48, 55]. De aceea, scopul generatorului de rețea este să dezvolte tehnologii care să crească viteza procesului de generare al rețelei și să îmbunătățească calitatea acesteia.

Deoarece generarea rețelei constituie primul pas în procesul de analiză numerică, el este dependent de algoritmi de soluționare și simulare a curgerii, fiind necesară existența unei armonii între toate modulele ce compun programul de analiză numerică.

Din cele prezentate, reiese că scopul discretizării, este de a genera o rețea netedă de puncte care să corespundă frontierelor fizice ale problemei studiate. Deci, discretizarea spațială a domeniului trebuie să se obțină fără discontinuități ale spațiilor rețelei și fără introducerea unor deformări mari ale celulelor sau elementelor rețelei [17, 55].

Rețelele de discretizare pot fi, bidimensionale sau tridimensionale, în funcție de tipul mișcării studiate. Tipurile de elemente folosite pentru realizarea acestor rețele de discretizare sunt prezentate în figura 4.2. Analizând această figură rezultă că, generarea rețelelor bidimensionale se poate face cu elemente de tip triunghi sau patrulater, iar rețelele tridimensionale se pot genera cu ajutorul elementelor de tip tetraedral sau hexaedral [17, 48, 55]. Pe fiecare element, funcția necunoscută va fi aproximată cu ajutorul valorilor sale în n_i puncte (situate pe frontiera și eventual în interiorul elementului de discretizare), numite noduri de interpolare (figura 4.2), respectiv cu ajutorul unui set de n_i funcții de interpolare.

În practică, pentru discretizarea unui domeniu de studiu dat, în funcție de scopul urmărit, putem opta pentru diferite tipuri de rețele. Astfel, putem construi o rețea structurată - generată cu elemente patrulate, o rețea nestructurată - generată cu elemente triunghiulare, o rețea mixtă - generate cu elemente triunghiulare și elemente patrulate (figura 4.3, 4.4) [55].

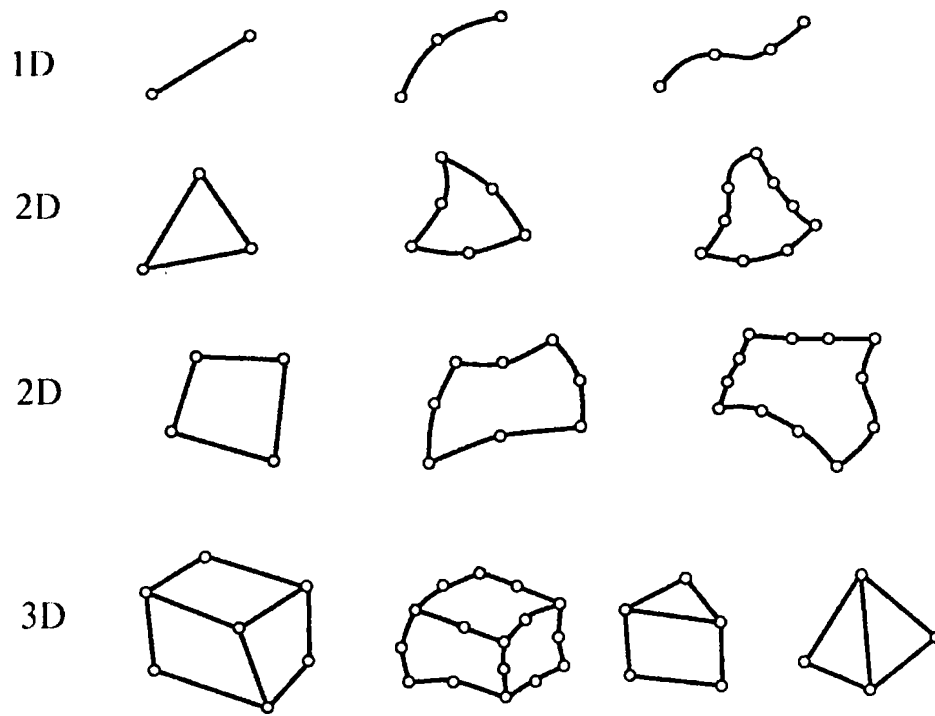


Fig 4.2 Tipuri de elemente folosite pentru generarea rețelor de discretizare

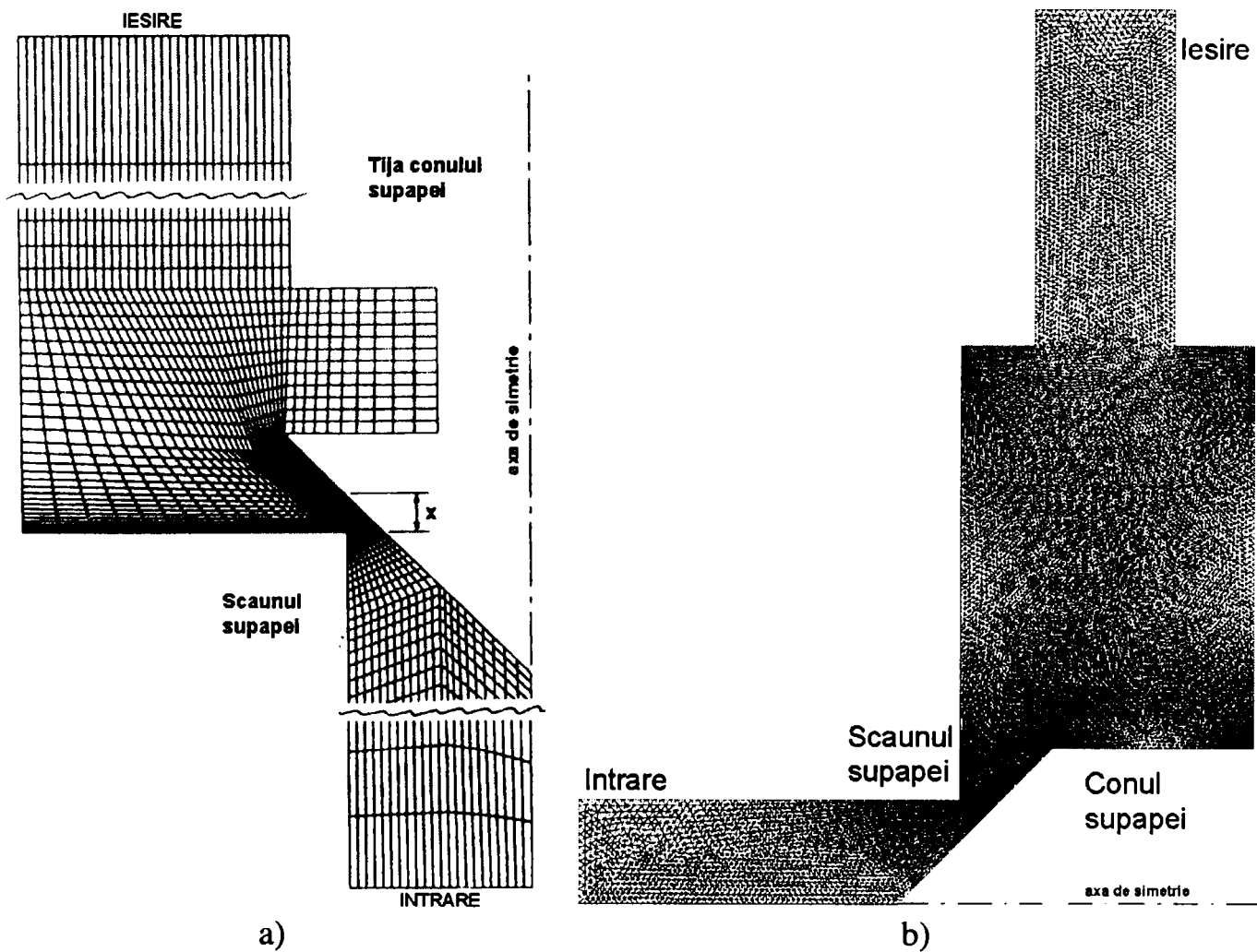


Fig. 4.3 Rețea de discretizare: a) structurată [36]; b) nestructurată

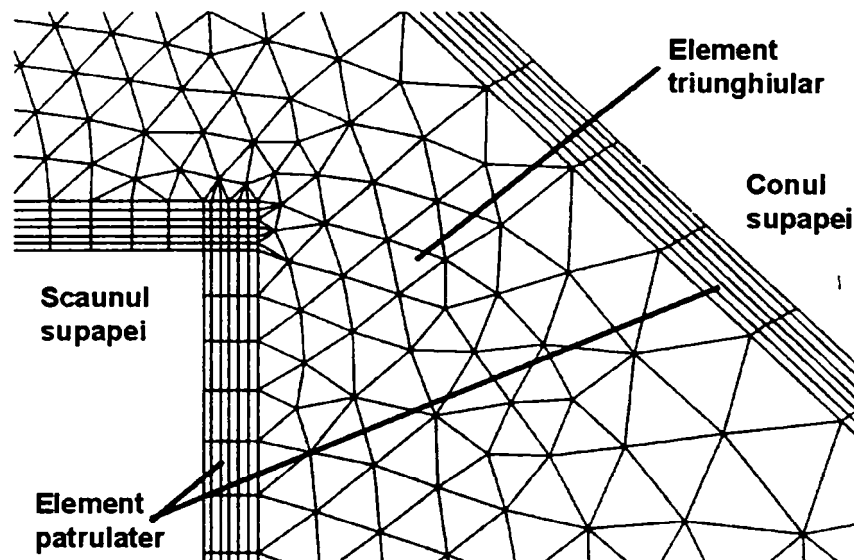


Fig. 4.4 Rețea de discretizare mixtă, aplicată în zona de strângere a unei supape hidraulice de siguranță.

Funcționarea la deschideri mici a supapelor de presiune, generează arii mici pentru secțiunea de strângere a acestora, fapt ce favorizează apariția gradientilor mari de viteză și presiune. Pentru a surprinde cât mai bine fenomenul de curgere din această zonă, este necesară realizarea unei discretizări fine a rețelei, astfel încât aceasta să prezinte un număr suficient de mare de elemente de discretizare, cu ajutorul cărora să se poată descrie cât mai real fenomenul studiat (figura 4.3).

În practică, sunt situații în care efectul frontierelor solide asupra curgerii este semnificativă. În aceste cazuri, pentru studiul curgerii în vecinătatea frontierelor solide se folosește metoda stratului limită [66]. Studiul fenomenului de curgere, în stratul limită se poate realiza în condiții bune folosind o discretizare mixtă, care să permită folosirea unui număr cât mai mare de elemente de discretizare în vederea surprinderii într-un mod cât mai corect al fenomenului din această regiune (figura 4.4).

4.4 Soluționarea și discretizarea ecuațiilor ce guvernează curgerea fluidului prin supapa hidraulică de siguranță

În capitolele anterioare s-a prezentat complexitatea fenomenului de curgere în interiorul supapei hidraulice de siguranță. Scopul simulării numerice este, obținerea unor informații cât mai complexe și mai apropiate de realitate, prin soluționarea numerică a ecuațiilor ce descriu curgerea în condițiile de studiu date. Această rezolvare numerică a ecuațiilor se realizează, prin aplicarea diferitelor tehnici de soluționare numerică pentru setul de ecuații determinat. Astfel, curgerea unui fluid printr-o supapă de presiune cu o geometrie dată, poate fi descrisă prin intermediul ecuației de continuitate (ecuația 4.1), a ecuației impulsului (ecuația 4.2), respectiv a ecuației momentului impulsului (ecuația 4.3) [17, 32, 48].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{\text{Vol}(t)} \rho v d\text{Vol} = \int_{\text{Vol}(t)} \rho f d\text{Vol} + \int_{\text{S}(t)} \mathbf{t} \cdot \mathbf{n} dS \quad (4.2)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{\text{Vol}(t)} \rho (\mathbf{x} \times \mathbf{v}) d\text{Vol} = \int_{\text{Vol}(t)} \rho (\mathbf{x} \times \mathbf{f}) d\text{Vol} + \int_{\text{S}(t)} \mathbf{x} \times \mathbf{t} \cdot \mathbf{n} dS \quad (4.3)$$

La soluționarea ecuațiilor de mișcare Euler sau Navier-Stokes, în cazul unui fluid incompresibil, calculul câmpului de presiune reprezintă cea mai mare problemă deoarece, presiunea nu este o variabilă termodinamică și nu există o ecuație care să descrie evoluția ei.

Pentru curgerile incompresibile algoritmul pentru soluționarea ecuațiilor Navier-Stokes exprimat în variabile primare este realizată prin tehnica cuplării presiune-viteză. Această tehnică are la bază principiul predictor-corector [17, 32, 47, 48]. Astfel, în prima etapă se rezolvă ecuațiile impulsului folosind câmpul de presiune determinat dintr-o iterație anterioară, (fiind considerat ca un predictor), iar în a doua etapă se rezolvă ecuația de continuitate rescrisă ca și divergență a ecuațiilor impulsului (considerat ca și corector). Literatura de specialitate prezintă diferite variante ale metodei cuplării presiune-viteză ca: SIMPLE, PISO, SIMPLEC [17, 32, 47, 48].

Metode de discretizare a ecuațiilor de curgere

În procesul de simulare numerică, după determinarea modelului matematic, urmează alegerea unei metode de discretizare spațială în vederea generării rețelei de discretizare, respectiv alegerea unei metode de discretizare a ecuațiilor în vederea selectării schemei numerice de soluționare a sistemului de ecuații.

În literatură sunt prezentate mai multe metode de aproximare, dar cele mai utilizate dintre acestea sunt: metoda diferențelor finite (Finite Difference Method), metoda volumelor finite (Finite Volume Method), metoda elementelor finite (Finite Element Method) și metoda elementelor de frontieră (Boundary Element Method). Trebuie precizat că, fiecare metodă enumerată conduce la aceeași soluție numerică în condiția în care rețeaua de discretizare folosită este suficient de fină. Cu toate acestea, în practică, soluționarea unor anumite clase de probleme se realizează convenabil, doar cu o anumită metodă de aproximare.

În practică se constată că metodele cele mai des folosite pentru determinarea câmpului de presiune sunt: metoda compresibilității artificiale și metoda corecției de presiune [17, 47, 48]. Cum fiecare metodă conduce la obținerea ecuațiilor de conservare în formă integrală, cea mai convenabilă tehnică de discretizare este Metoda Volumelor Finite [47].

Metoda volumelor finite se bazează pe împărțirea domeniului de analiză în volume finite de control, după care ecuațiile de conservare sunt aplicate pe fiecare volum de control generat. Rezolvarea ecuațiilor de conservare constă din aproximarea integralelor volumice și a integralelor de suprafață prin formule de cubatură convenabil alese. Determinarea integralelor de suprafață implică utilizarea valorilor variabilelor de pe suprafața volumului de control. Aceste variabile sunt determinate prin diferite metode de interpolare, funcție de valorile nodale ale celulei [47]. Din cele prezentate se constată că metoda volumelor finite implică existența a două nivele de aproximare: prima, se referă la calculul valorilor variabilelor pe suprafața volumului de control prin interpolare, al doilea se referă la calculul integralelor volumice și de suprafață prin integrare numerică.

4.5 Utilizarea programului FLUENT 5.1 pentru simularea numerică a curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță

În cadrul lucrării de față, studiul fenomenului de curgere prin traseul intern al supapei se siguranță a fost realizat prin intermediul programului comercial de analiză numerică FLUENT 5.1. Programul în sine cuprinde două module: unul de generare a rețelei de discretizare numit GAMBIT și modulul FLUENT care cuprinde partea de solver al programului și partea de post-procesare [18, 19, 20].

Generarea geometriei. Discretizarea spațială a geometriei date

Generarea geometriei și realizarea discretizării spațiale a geometriei se realizează din modulul GAMBIT, care de fapt constituie modul de pre-procesor a programului de analiză numerică. Pentru generarea geometriilor de studiu, modulul pune la dispoziția utilizatorului o serie de "unelte" intuitive și ușor de utilizat, care fac procesul de generare, respectiv de discretizare a geometriei comodă și rapidă.

Modulul de pre-procesare, GAMBIT, permite generarea atât a geometriilor bidimensionale cât și a celor tridimensionale, iar discretizarea geometriilor create se poate face cu ajutorul următoarelor tipuri de rețele de discretizare: structurat, structurat block, nestructurat și mixt [18].

Procesarea ecuațiilor de discretizare

Metoda numerică utilizată de către FLUENT pentru rezolvarea fenomenelor de curgere este Metoda Volumului Finit. Programul FLUENT permite utilizarea în procesul de simulare a oricăreia din următoarele două metode numerice [19, 20]:

- metoda SEGREGATE
- metoda COUPLED

Indiferent de metoda aleasă, programul FLUENT poate să rezolve atât ecuația integrală pentru conservarea masei, a momentului, a energiei, precum și ecuațiile ce descriu alți parametrii scalari cum ar fi turbulența sau reacțiile chimice.

Metoda volumului finit constă în [18, 47]:

- Divizarea domeniului în volume de control discrete utilizând generatoare de rețea.
- Integrarea ecuațiilor cerute în fiecare volum de control, în vederea construirii ecuațiilor algebrice pentru variabilele discrete dependente ("necunoscute"), precum viteza, presiunea, temperatura și parametrii scalari constanți.
- Linearizarea ecuațiilor discretizate și a soluțiilor obținute din sistemul de ecuații linear în vederea actualizării valorilor variabilelor dependente.

Cele două metode numerice Segregated și Coupled, folosesc un proces similar de discretizare și anume cel al volumului finit, dar conceptul utilizat pentru linearizarea și rezolvarea ecuațiilor discretizate este diferit [19, 47, 48].

Datorită faptului că în cadrul lucrării simularea numerică a curgerii fluidului prin supapa de siguranță a fost realizată cu metoda Segregated, în continuare se prezintă unele aspecte legate de această metodă.

Metoda Segregated

În solverul Segregated, ecuațiile cerute la discretizare sunt rezolvate secvențial. Deoarece ecuațiile cerute sunt nelineare (și cuplate), sunt necesare mai multe cicluri de iterare înaintea obținerii unei soluții convergente. Fiecare ciclu constă în etapele ilustrate în figura 4.5 și punctate în continuare [19]:

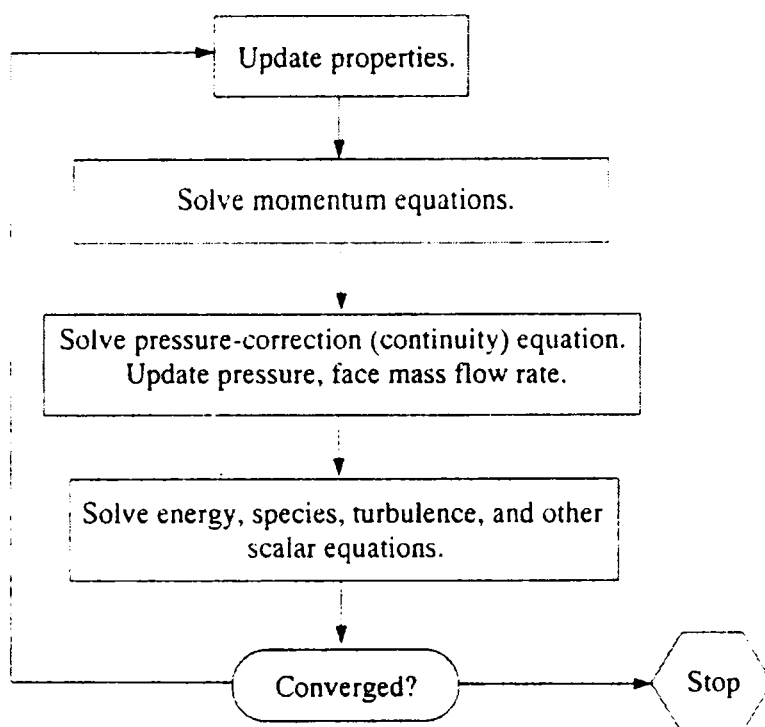


Fig. 4.5 Etapele de analiză parcurse în cadrul metodei Segregated [19].

1. Proprietățile fluidului sunt actualizate pe baza soluțiilor curente. Dacă calculul este abia la început, proprietățile fluidului vor fi actualizate pe baza soluțiilor inițializate.
2. Ecuațiile momentului sunt rezolvate pentru fiecare celulă pe rând, folosind valori curente pentru presiune și fluxurile admise, în vederea actualizării câmpului de viteză.
3. Între timp, vitezele obținute în etapa 1 pot să nu satisfacă local ecuația de continuitate. Ecuația de tip Poisson pentru corecția presiunii este derivată din ecuația de continuitate și din ecuațiile linearizate ale momentului. Această ecuație de corecție a presiunii este rezolvată pentru a obține corecțiile necesare câmpurilor de presiune, viteză și fluxurile admise astfel încât continuitatea să fie satisfăcută.
4. Unde este cazul, ecuațiile pentru parametrii scalari ca și turbulența, energia, radiațiile, sunt rezolvate utilizând valorile anterioare actualizate ale altor variabile.
5. Se realizează verificarea convergenței ecuațiilor.

Metode de linearizare

În ambele metode numerice, Segregated și Coupled, ecuațiile neliniare cerute sunt linearizate pentru a produce un sistem de ecuații, în vederea obținerii variabilelor dependente în fiecare celulă computațională. Sistemul linear rezultat este apoi rezolvat pentru a produce o soluție actualizată a câmpului de flux [17, 19, 32, , 47, 48].

Modul în care ecuațiile cerute sunt linearizate pot lua o formă "implicită" sau "explicită" cu respectarea variabilelor sau grupului de variabile care prezintă interes. Prin noțiunea de implicit sau explicit se înțeleg următoarele [19]:

- **Implicit:** Pentru o variabilă dată, valoarea necunoscută din fiecare celulă de discretizare este calculată utilizând o relație de calcul care include atât valorile existente, cât și valorile necunoscute din celulele învecinate. De aceea, fiecare necunoscută va apărea în mai mult de o ecuație în sistemul de ecuații și aceste ecuații trebuie rezolvate simultan pentru a obține cantitățile necunoscute.
- **Explicit:** Pentru o variabilă dată, valoarea necunoscută din fiecare celulă de discretizare este calculată, folosind o relație care include numai valori existente. De aceea fiecare necunoscută va apărea numai într-o singură ecuație din sistem, iar ecuațiile ce descriu valoarea necunoscută în fiecare celulă pot fi rezolvate simultan pentru a obține datele necunoscute.

În cazul metodei Segregated fiecare ecuație discretă cerută, este linearizată implicit cu respectarea variabilei dependente a ecuației. Aceasta va duce la un sistem de ecuații liniare cuprinzând câte o ecuație pentru fiecare celulă din domeniu. Faptul că, există numai o ecuație per celulă, explică utilizarea termenului de sistem de ecuații "scalar". De aceea metoda ecuațiilor lineare (Gauss-Seidel) este utilizată în conjuncție cu o metodă algebrică multigrid pentru a rezolva sistemul de ecuații scalar rezultat pentru variabile dependente în fiecare celulă [19, 32]. Trebuie amintit faptul că, în metoda Segregated nu există opțiune pentru forma explicită.

Programul FLUENT utilizează o tehnică bazată pe volume de control finite, pentru a converti ecuațiile cerute, în ecuații algebrice ce pot fi rezolvate numeric. Această tehnică al volumului de control constă în integrarea ecuațiilor cerute pentru fiecare volum de control, producând ecuații discrete ce conservă fiecare cantitate pe baza volumului de control [19].

Discretizarea ecuațiilor cerute poate fi ilustrată foarte ușor considerând ecuația de conservare a curgerii staționare pentru transportul unei cantități scalare ϕ . Aceasta este demonstrată de următoarea ecuație scrisă sub formă integrală pentru un volum de control arbitrar V în următorul mod [19]:

$$\oint \rho \phi \mathbf{v} \cdot d\mathbf{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla \phi \cdot d\mathbf{A} + \int_V S_{\phi} dV \quad (4.4)$$

Unde:

- ρ - densitatea
- \mathbf{v} - vectorul viteză ($= u\hat{i} = v\hat{j}$ în 2D)
- \mathbf{A} - vectorul suprafeței de arie
- Γ_{ϕ} - coeficientul de difuzie al ϕ
- Δ_{ϕ} - gradientul lui ϕ ($= \partial\phi/\partial x\hat{i} + (\partial\phi/\partial y)\hat{j}$ în 2D)
- S_{ϕ} - sursa ϕ per unitate de volum

Ecuația este aplicată la fiecare celulă din domeniul discretizat. Celula 2D triunghiulară prezentată în figura 4.6 este un exemplu de volum de control. Discretizarea ecuației precedente pe o celulă dată are forma [19, 55]:

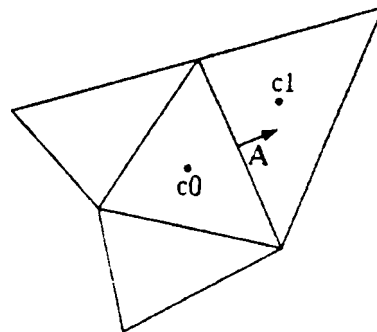


Fig. 4.6 Volum de control folosit la discretizarea ecuației transportului [19]

$$\sum_f^{N_{\text{faces}}} v_f \phi_f A_f = \sum_f^{N_{\text{faces}}} \Gamma_{\phi} (\nabla \phi)_n A_f + S_{\phi} V \quad (4.5)$$

Unde:

- N_{faces} - numărul de fețe al celulelor incluse
- ϕ_f - valoarea lui ϕ care trece prin fața f
- v_f - masa fluxului prin față
- A_f - aria feței f , $|A|$ ($= |A_x \hat{i} + A_y \hat{j}|$ în 2D)
- $(\nabla \phi)_n$ - mărimea lui ∇_{ϕ} normal la fața f
- V - volumul celulei

Programul FLUENT “depozitează” valori discrete ale lui ϕ scalar, în centrele celulei (C0 și C1 figura 4.6). Totuși valoarea feței ϕ_f este necesară pentru termenii de convecție în ecuația precedentă și trebuie să fie interpolate din valorile centrului celulei [19]. Această interpolare se realizează folosind schema de suprarelașare.

Practici speciale legate de discretizarea ecuației momentului și a ecuației de continuitate prin metoda Segregated sunt descrise foarte simplu considerând ecuația de continuitate pentru mișcare staționară și ecuația momentului în formă integrală, după cum urmează [19, 20]:

$$\oint \rho v \cdot dA = 0 \quad (4.6)$$

$$\oint \rho v \cdot v \cdot dA = -\oint p I \cdot dA + \oint \tau \cdot dA + \int F dV \quad (4.7)$$

Unde I este matricea de identitate, τ este tensorul tensiune și F este vectorul forță.

Schema implicită din programul FLUENT, interpolează valorile presiunii la nivelul fețelor, folosind coeficienții ecuației momentului. Acest procedeu funcționează bine atâta timp cât variația presiunii dintre centrele celulelor nu este mare. Dacă această variație prezintă salturi valorice sau gradienti mari în termenele sursă ale momentului dintre volumele de control, profilul presiunii are un gradient mare la nivelul suprafeței celulare și nu poate fi interpolat folosind această schemă [19, 20]. Dacă totuși este folosită această schemă, discrepanța se observă imediat datorită valorilor prea mari sau prea mici ale vitezei pe celulă.

Curgerea pentru care schema standard de interpolare a presiunii va ridica probleme include curgerile cu forțe corporale mari, ca de exemplu în cazul curgerilor puternic rotaționale, în convecții naturale cu număr Rayleigh mare, sau în alte situații similare [19].

Postprocesarea

Partea de post-procesare inclusă în modulul programului FLUENT, permite atât vizualizarea rezultatelor numerice obținute, cât și interpretarea acestora prin posibilitatea reprezentării rezultatelor sub formă de diagrame. Modulul de post-procesare permite analiza rezultatelor obținute prin vizualizarea acestora sub formă vectorială, hartă de culori, reprezentare grafică (figura 4.7, 4.8). De asemenea, partea de post-procesare permite obținerea valorilor unor parametri studiați atât sub formă punctuală, cât și sub formă tabelară, putându-se afla detalii asupra procedurii numeric folosit, a geometriei, a modului de discretizare, a condițiilor de lucru folosite, a condițiilor la limită, etc.

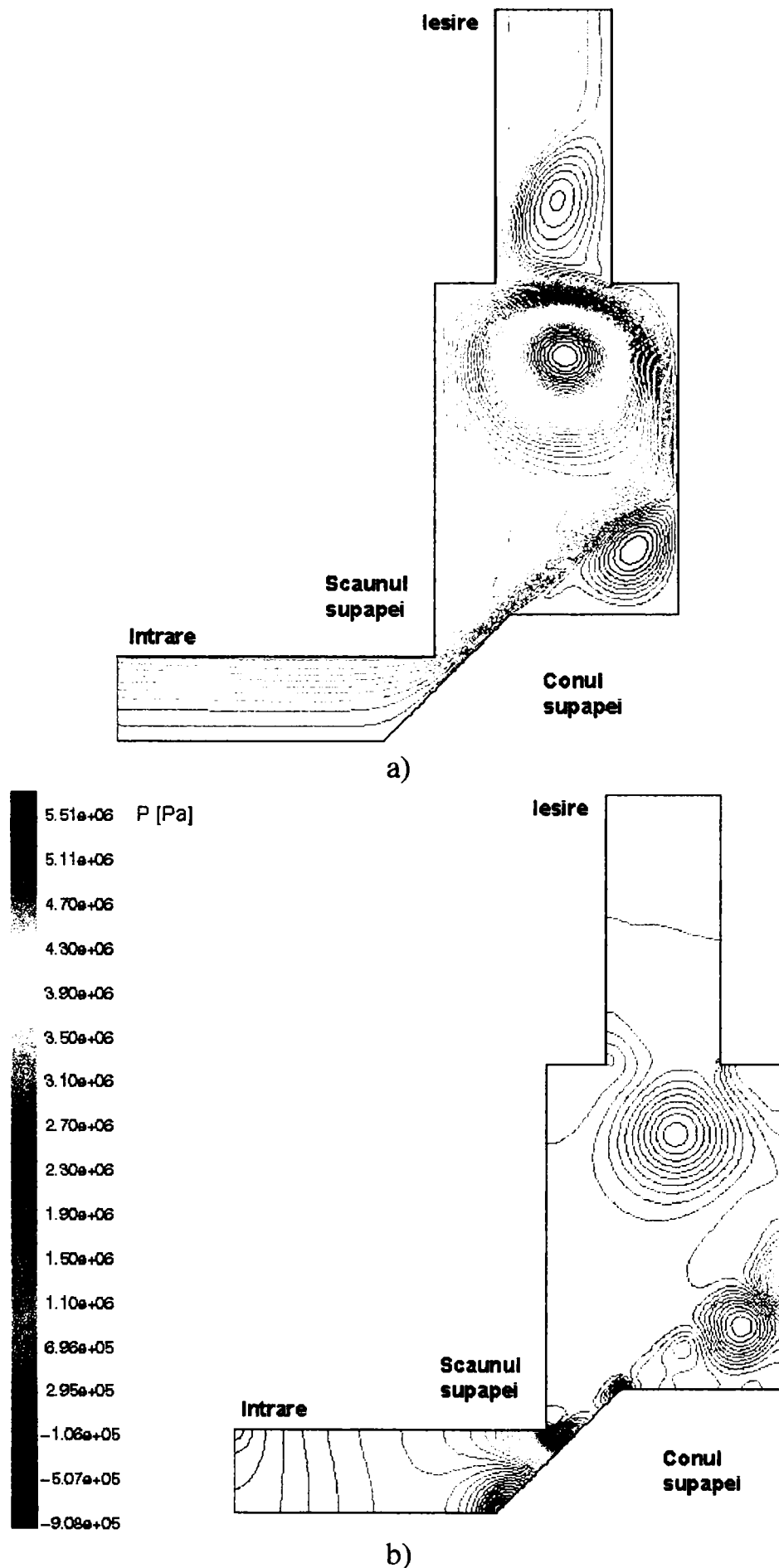
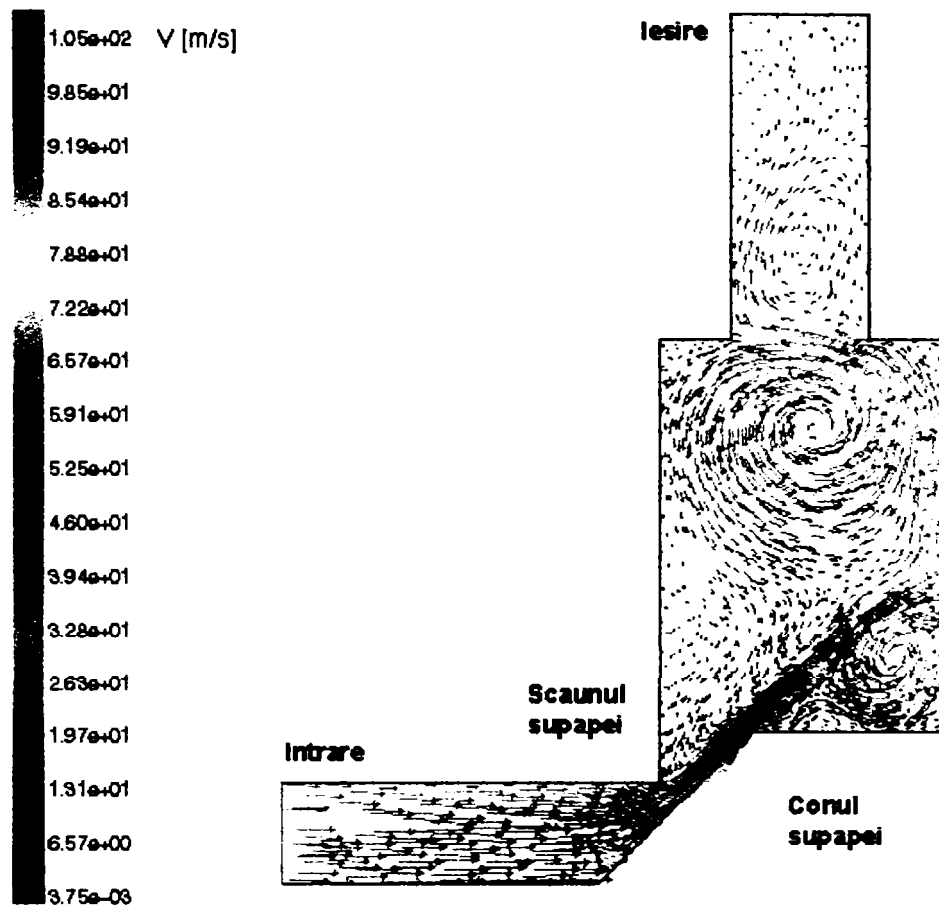
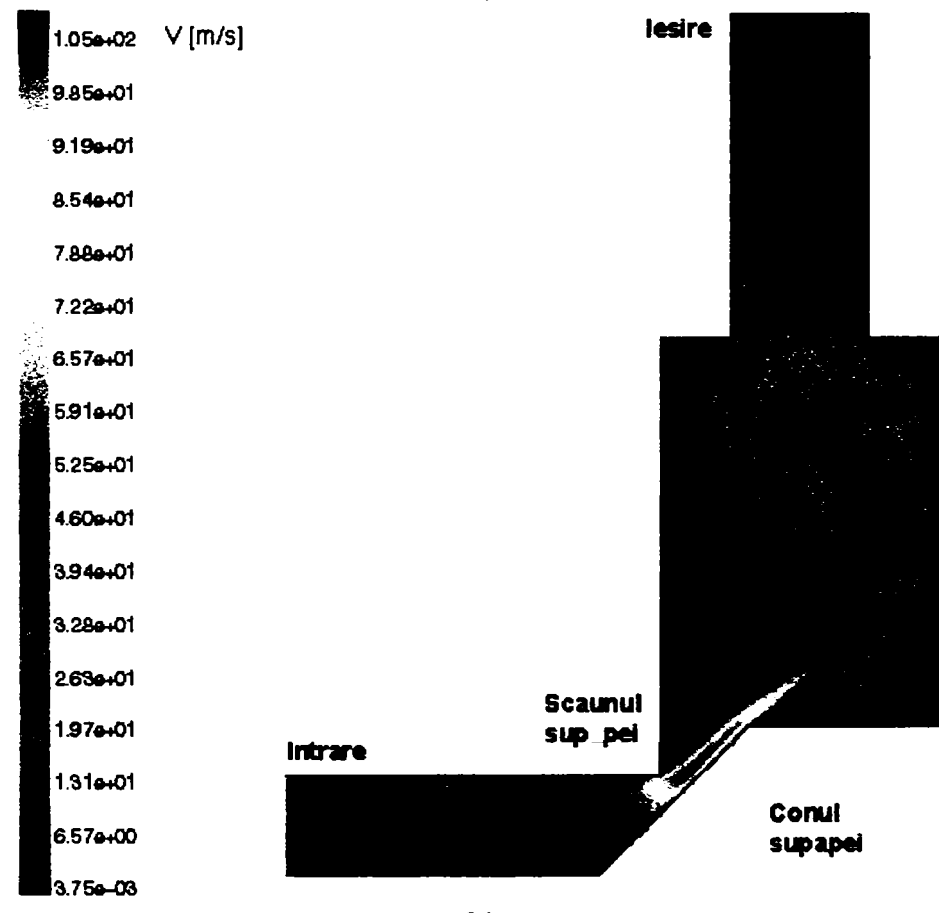


Fig. 4.7 Vizualizarea câmpului hidrodinamic atașat curgerii fluidului prin supapa de siguranță; a) liniile de curent, b) câmpul de presiune ($x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar)



a)



b)

Fig. 4.8 Câmpul de viteză corespunzător curgerii prin supapa de siguranță;
 a) Reprezentare vectorială; b) reprezentare prin hartă de culori
 ($x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Capitolul 5

ANALIZA NUMERICĂ A CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ

5.1 Formularea problemei

Pentru ca supapele de siguranță să-și poată realiza rolul funcțional, se impune o alegere corectă a geometriei interne a acestora. Alegerea unei variante geometrice se poate realiza cu certitudine, numai în momentul în care se cunoaște influența geometriei asupra fenomenului de curgere prin traseul intern a supapei.

Ca urmare, în cadrul analizei făcute asupra geometriilor de bază, s-a urmărit punerea în evidență a următoarelor aspecte legate de curgerea fluidului prin supapa hidraulică de siguranță:

- câmpul de viteză și presiune;
- apariția zonelor de recirculare;
- caracterizarea cantitativă a zonelor de recirculare;
- determinarea valorii presiunii și a vitezei fluidului în zonele de recirculare;
- determinarea zonelor de presiune minimă;
- fenomenul de cavitație;
- forța de presiune;
- variația debitului, coeficientul de debit și caracteristica intrinsecă a supapei.

Pentru deschiderile studiate (cuprinse între 0.1÷5.6 mm), s-a pus în evidență fenomenul de curgere, putându-se puncta atât calitativ cât și cantitativ aspectele specifice ale curgerii prin traseul intern a supapei de siguranță. Mai mult, pentru aceste deschideri s-a obținut o bună concordanță cu rezultatele teoretice și experimentale prezentate de către Bullongh, Dietze, Sorensen [10, 13, 56].

Soluționarea problemei de curgere s-a efectuat cu programul comercial FLUENT 5.1, care pentru discretizarea ecuațiilor diferențiale ce descriu ecuația de conservare a masei, a momentului și a energiei utilizează Metoda Volumului Finit.

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații am utilizat metoda Segregated, descris pe larg în [18, 32]. Ecuațiile sistemului au fost rezolvate folosind algoritmul SIMPLE [18], impunându-se o anumită rată de convergență a soluției numerice. Curgerea a fost considerată o curgere *staționară, vâscoasă și laminară*.

După cum am precizat soluționarea problemei de curgere prin traseul intern a supapei hidraulice de presiune s-a efectuat cu Metoda Volumului Finit. Rezolvarea sistemului de ecuații pentru valorile nodale ale vitezei, respectiv presiunii, se efectuează iterativ, ceea ce ridică problema convergenței rezultatului numeric, respectiv al preciziei soluției obținute.

Problema convergenței a fost rezolvată prin realizarea unei discretizări spațiale adecvate a domeniului de studiu. Precizia soluției a fost stabilită la o diferență de

10^{-3} . S-a observat că mărirea preciziei de lucru, nu aduce o îmbunătățire substanțială a rezultatelor obținute în schimb, timpul alocat realizării unei analize numerice crește substanțial fără a se obține îmbunătățiri semnificative ale soluției obținute.

5.2 Tipuri de geometrii folosite pentru simularea curgerii prin supapă

Pentru soluționarea problemei de curgere a fluidului prin supapa de siguranță, au fost realizate o serie de simulări numerice, pentru variante geometrice ale elementului de închidere de tip con (cu unghiul generatoarei conului de 20° , 45° respectiv 60° , cu respectiv fără deflector) și de tip emisferă, având ca și variante geometrice ale scaunului supapei forma ascuțită respectiv teșită (figura 5.1).

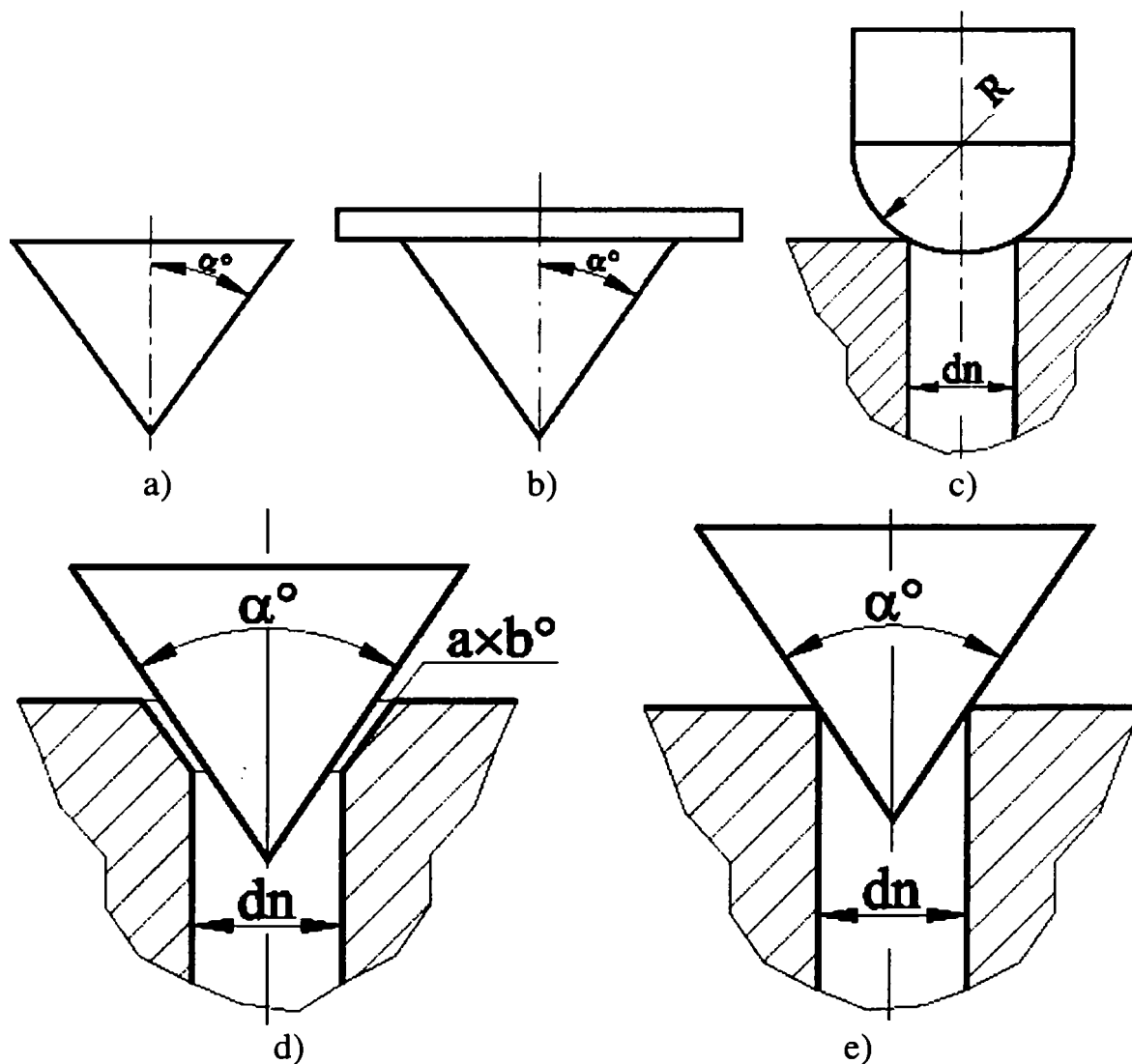


Fig. 5.1 Variantele geometrice de supapă studiate: a) conic cu diferite valori ale unghiului generatoarei conului α ; b) conic cu deflector cu diferite valori ale unghiului generatoarei conului; c) emisferic; d) conic cu scaun teșit; e) conic cu scaun ascuțit.

Variantele geometrice prezentate au fost alese în considerentul că acestea constituie variantele constructiv cele mai des folosite în practică pentru realizarea supapelor de siguranță.

5.3 ANALIZA NUMERICĂ A VÂRTEJURILOR FORMATE ÎN CAMERA SUPAPEI HIDRAULICE DE SIGURANȚĂ

5.3.1 Construirea unui model analitic pentru interpretarea câmpului hidrodinamic al vârtejului

Pentru interpretarea variației radiale a vorticității, vitezei și presiunii în interiorul vârtejului, în cele ce urmează se prezintă un model teoretic original [52] construit în următoarele ipoteze:

- mișcare bidimensională, axial-simetrică, cu viteza având doar componentă tangențială;
- în zona centrală a vârtejului (din imediata vecinătate a axei de rotație) mișcarea este de tip vârtej forțat, cu distribuția vitezei tangențiale, v , dată de relația:

$$v(r) = \Omega r, \quad \text{pt. } r \rightarrow 0 \quad (5.1)$$

unde r este raza, iar Ω este viteza unghiulară.

Dacă ω este modulul rotorului vitezei (vorticitatea), atunci avem:

$$\Omega = \frac{1}{2} \omega \quad (5.2)$$

- la distanță mare de axa vârtejului, mișcarea este irotațională, de tip vârtej liber, pentru care distribuția radială a vitezei tangențiale este dată de relația:

$$v(r) = \frac{\Gamma}{2\pi r}, \quad \text{pentru } r \rightarrow \infty \quad (5.3)$$

unde $\Gamma = \text{const.}$, reprezintă circulația vitezei.

5.3.2 Difuzia unui fir de vârtej

Pentru construirea unui model teoretic ce satisface cerințele de mai sus, vom porni de la analiza mișcării corespunzătoare unui vârtej liber, pentru care, la momentul $t=0$ viteza în axă devine nulă.

Dacă Γ este circulația corespunzătoare vârtejului liber, atunci soluția în timp și spațiu a vorticității generate prin anularea vitezei în axă este dată de relația:

$$\omega(r, t) = \frac{\Gamma}{4\pi\nu t} \exp\left(-\frac{r^2}{4\nu t}\right) \quad (5.4)$$

unde ν este vâscozitatea cinematică a fluidului și $t > 0$ reprezintă timpul.

Corespunzător, repartiția vitezei din ecuația (5.1) va fi:

$$v(r,t) = \frac{1}{r} \int_0^r \omega r dr = \frac{\Gamma}{2\pi r} \left[1 - \exp\left(-\frac{r^2}{4\nu t}\right) \right] \quad (5.5)$$

Repartiția presiunii de-a lungul razei se obține prin integrarea proiecției radiale a ecuației Navier-Stokes:

$$\frac{v^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (5.6)$$

de unde prin integrarea ecuației 5.6 cu ajutorul programului de calcul simbolic MAPLE - V obținem:

$$\frac{p - p_0}{\rho} = \int_0^r \frac{v^2(r,t)}{r} dr = \frac{1}{16 r^2 \nu t \pi^2} \left[-2\nu t + 4e\left(-\frac{r^2}{4\nu t}\right) \nu t - \text{Ei}_1\left(\frac{r^2}{4\nu t}\right) r^2 - 2e\left(-\frac{r^2}{2\nu t}\right) \nu t + \text{Ei}_1\left(\frac{r^2}{2\nu t}\right) r^2 + \ln(2)r^2 \right] \quad (5.7)$$

În ecuația de mai sus, ρ este densitatea fluidului și p_0 reprezintă presiunea în axa vârtejului.

Funcția $\text{Ei}_n(x)$ reprezintă integrala exponențială de forma:

$$\text{Ei}_n(x) = \int_1^{\infty} \frac{e^{-xt}}{t^n} dt \quad (5.8)$$

respectiv în ecuația (5.7) avem

$$\text{Ei}_1(x) = \int_1^{\infty} \frac{e^{-xt}}{t} dt \quad (5.9)$$

5.3.3 Modelul vârtejului staționar

Curgerea în camera supapei hidraulice de siguranță este presupusă STAȚIONARĂ și prin urmare pornind de la relațiile deduse pentru fenomenul nestaționar a difuziei firului de vârtej construim un model care să evidențieze ca parametru distinct **viteza unghiulară Ω** .

Pentru aceasta, observăm că dezvoltarea în serie a expresiei vitezei $v(r,t)$ din ecuația (5.5) în raport cu raza este:

$$v(r,t) = \frac{1}{8} \frac{\Gamma}{\pi \nu t} r + O(r^3) \quad (5.10)$$

deci pentru valori mici ale razei avem:

$$v(r, t) \approx \frac{1}{8} \frac{\Gamma}{\pi \nu t} r = \Omega_0 r \quad (5.11)$$

Rezultă de aici că, în vecinătatea axei, mișcarea corespunde unui vârtej forțat cu viteza unghiulară:

$$\Omega_0 = \frac{1}{8} \frac{\Gamma}{\pi \nu t} \quad [s^{-1}] \quad (5.12)$$

Pe de altă parte, mărimea $4\nu t$ are dimensiune de m^2 și prin urmare în modelul staționar o vom înlocui cu un parametru cu dimensiune de lungime:

$$\beta = \sqrt{4\nu t} \quad [m] \quad (5.13)$$

Cu acestea, relațiile din paragraful anterior pot fi rescrise într-o formă în care variabila temporală t și parametrii ν și Γ nu mai apar explicit, fiind înlocuite cu Ω_0 și β .

Astfel, distribuția radială a lui $\Omega = \frac{1}{2} \omega$ devine:

$$\Omega(r) = \Omega_0 \exp\left(-\frac{r^2}{\beta^2}\right) \quad (5.14)$$

unde $\Omega_0 = \Omega(r=0)$ corespunde valorii vitezei unghiulare în axa vârtejului.

Distribuția radială a vitezei se poate rescrie sub forma:

$$v(r) = \Omega_0 \frac{\beta^2}{r} \left[1 - \exp\left(-\frac{r^2}{\beta^2}\right) \right] \quad (5.15)$$

Corespunzător, pentru repartiția radială a presiunii avem:

$$\frac{p(r) - p_0}{\rho} = \int_0^r \frac{v^2(r)}{r} dr = \frac{\Omega_0^2 \beta^2}{r^2} \times \left[-\frac{1}{2} \beta^2 + \beta^2 \exp\left(-\frac{r^2}{\beta^2}\right) - r^2 \text{Ei}_1\left(\frac{r^2}{\beta^2}\right) - \frac{\beta^2}{2} \exp\left(-2\frac{r^2}{\beta^2}\right) + r^2 \text{Ei}_1\left(2\frac{r^2}{\beta^2}\right) + r^2 \ln(2) \right] \quad (5.16)$$

Cu $p_0 = p(r=0)$ se notează presiunea în axa vârtejului. Dezvoltând în serie de puteri în raport cu r membrul drept al relațiilor (5.14), (5.15) și (5.16) obținem:

$$\Omega(r) = \Omega_0 + O(r^2) \quad (5.17)$$

$$v(r) = \Omega_0 r + O(r^3) \quad (5.18)$$

$$\frac{p(r) - p_0}{\rho} = \frac{\Omega_0^2 r^2}{2} + O(r^4) \quad (5.19)$$

Neglijând termenii de ordin superior în cazul în care r este mic, obținem în vecinătatea axei vârtejului o comportare de tip vârtej forțat:

$$\begin{aligned} \Omega(r) &= \Omega_0 \\ v(r) &= \Omega_0 r \end{aligned} \quad (5.20)$$

$$\frac{p(r) - p_0}{\rho} = \frac{\Omega_0^2 r^2}{2}$$

Valorile parametrilor Ω_0 și β respectiv ale presiunii p_0 în axa vârtejului, se obțin, prin metoda celor mai mici pătrate, utilizând valorile furnizate de calculul numeric a câmpului hidrodinamic cu programul FLUENT 5.1.

5.3.4 Rezultatele numerice pentru câmpul de viteză și presiune

Analiza numerică a curgerii fluidului prin supapa de siguranță, cu ajutorul liniilor de curent, evidențiază formarea unei vâne principale de fluid, la ieșirea din secțiunea minimă de strangulare format între scaunul și conul supapei, respectiv formarea în camera supapei a trei zone majore de recirculare.

Forma geometrică a interiorului camerei supapei, nu permite formarea unui vârtej perfect circular, care să permită determinarea distribuției de viteză și presiune de-a lungul razei acesteia.

Ca urmare, pentru construirea unui model teoretic de studiu a structurii vârtejurilor formate în camera supapei, introducem câteva ipoteze simplificatoare:

- sistemul local de coordonate polare (r, θ) , este centrat în originea vârtejului. Originea vârtejului este definit în punctul în care valoarea vitezei este 0;
- se consideră o variație radială a vorticității $\omega(r)$, a vitezei tangențiale $v(r)$, și a presiunii $p(r)$ neglijând variația acestora de-a lungul coordonatei θ .

Ipotezele simplificatoare prezentate sunt formulate în urma analizei fenomenului real de curgere în interiorul camerei supapei.

Astfel, este cunoscut faptul că liniile de curent închise delimitează regiunile de recirculare (de formare a vârtejurilor). În studiul realizat, ne propunem să modelăm regiunile în care liniile de curent închise sunt aproximativ de formă circulară.

Studiind schema constructivă a unei supape hidraulice de siguranță (figura 5.2) se observă că, geometria spațială a acestuia se obține prin rotirea unui semiplan meridian în jurul axei de simetrie a supapei.

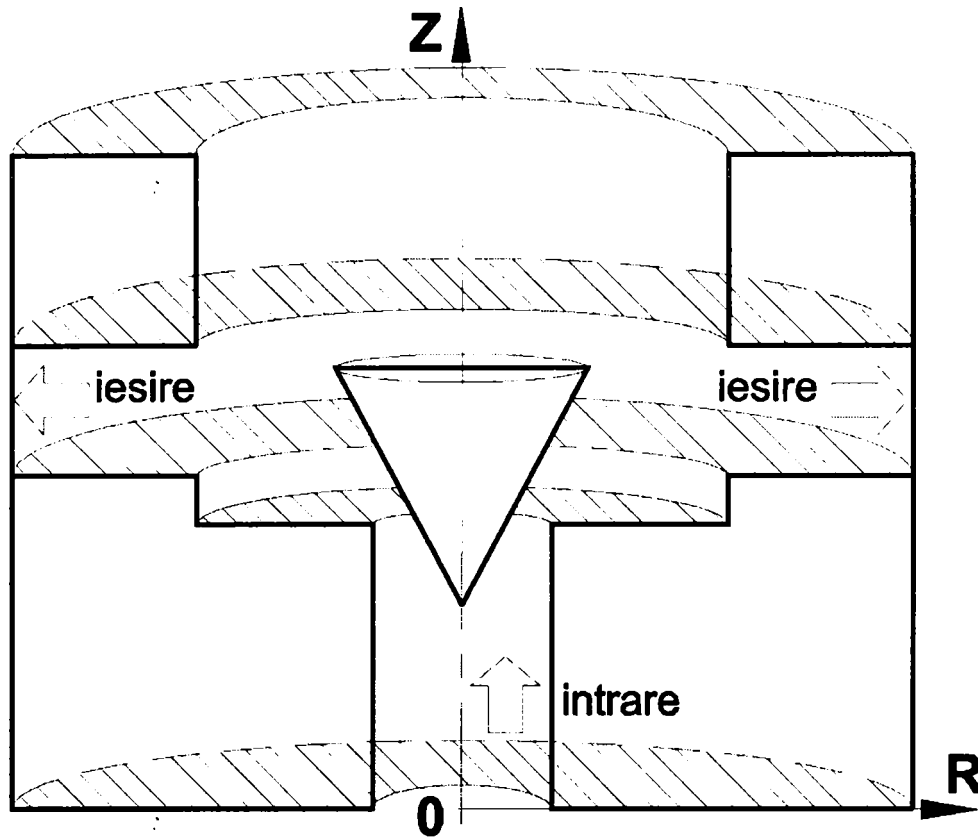


Fig. 5.2 Schema tridimensională a supapei de siguranță.

Pe de altă parte, domeniul circular în care ne propunem să investigăm structura vârtejului principal în sistemul de coordonate cilindrice atașat domeniului de studiu, are formă toroidală (figura 5.3).

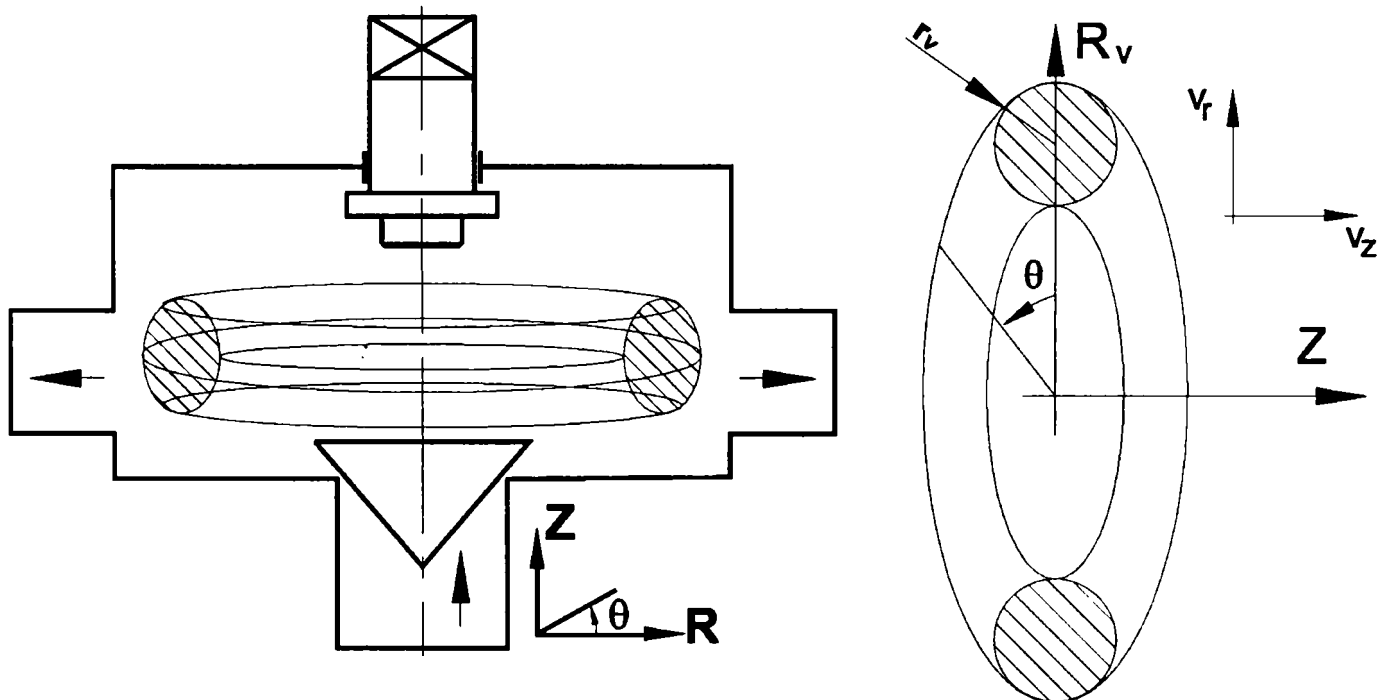


Fig. 5.3 Forma toroidală a domeniului de investigare circular pentru vârtejul principal în coordonate cilindrice.

Ecuția Navier-Stokes pentru curgerea unui fluid incompresibil, în coordonate cilindrice după direcția coordonatei r are următoarea formă:

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} - \frac{u_\theta^2}{r} \right) = \rho f_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right] \quad (5.21)$$

Având în vedere faptul că, în cazul studiat mișcarea după direcția θ nu se realizează, respectiv că forțele masice se neglijează, ecuația 5.21, ținând cont și de figura 5.2 devine:

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \quad (5.22)$$

Analizând structura câmpului hidrodinamic corespunzător curgerii fluidului prin interiorul supapei, se observă că, centrul vârtejului principal se găsește la o distanță relativ mare ($\approx 4r_n$, unde r_n -este raza nominală a conductei de intrare) față de axa de simetrie. Ca urmare ponderea termenilor $\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r}$ și $\frac{u_r}{r^2}$ din ecuația 5.22 poate fi neglijată și ecuația 5.22 devine:

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \quad (5.23)$$

Folosind următoarea convenție de notare $z \rightarrow x, r \rightarrow y$ și ținând cont de expresia ecuației Navier-Stokes pentru o mișcare plană de-a lungul componenteii y care este de forma:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \underbrace{w}_{=0} \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \underbrace{\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}}_{=0} \right) \quad (5.24)$$

aceasta devine:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (5.25)$$

Comparând ecuația 5.25 cu ecuația 5.23 se observă că, practic cele două ecuații sunt identice. Astfel, din cele prezentate mai sus reiese că, pentru construirea modelului teoretic de analiză a structurii vârtejurilor formate în camera supapei putem formula următoarele ipoteze simplificatoare:

- se consideră o mișcare bidimensională, axial-simetrică.
- mișcarea are doar componente tangențiale.

Astfel, dezvoltarea unui model teoretic pentru studiul zonelor de recirculare formate în interiorul camerei supapei necesită introducerea câtorva ipoteze de lucru.

În primul rând, sistemul de coordonate polare local (r, θ) este centrat în originea VO a vârtejului principal. Poziția centrului vârtejului este identificat din analiza numerică a câmpului de viteză, în punctul în care variația vitezei este zero.

În al doilea rând, se consideră o variație radială a vorticității $\omega(r)$, a vitezei tangențiale $v(r)$, și a presiunii $p(r)$, neglijând variația acestor mărimi de-a lungul coordonatei θ . Ca rezultat, vârtejul într-un semiplan meridian este definit ca și o curgere cu linii de curent circulare [5, p:201].

A treia ipoteză ține seamă de faptul că, în realitate, vârtejurile formate în camera supapei nu sunt de formă perfect circulară, astfel încât, se recurge la o aproximare a formei vârtejului cu o formă circulară pentru a putea determina valorile medii ale vorticității, vitezei tangențiale și a presiunii. Figura 5.4 prezintă sistemul de coordonate polare (r, θ) atașat vârtejului principal, respectiv cele patru raze de studiu (VO-1, VO-2, VO-3, VO-4) cu ajutorul cărora este investigat vârtejul principal. Valorile medii ale mărimilor investigate se obțin din media aritmetică a valorilor numerice obținute de-a lungul celor patru raze de studiu.

În final se consideră că, în interiorul vârtejului avem o mișcare bidimensională. Această ultimă ipoteză este adevărată întodeauna pentru situațiile în care raportul dintre raza maximă a vârtejului r și raza până la centrul vârtejului este mic (în practică această valoare este mai mică decât 1/5).

Ca urmare domeniul de analiză este limitat la un disc de rază 10 mm, aceasta corespunzând aproximativ cu regiunea în care vârtejul principal poate fi practic considerat ca fiind circular.

Centrul vârtejului principal a fost identificat în punctul de coordonate $Z=0.07414039$ m, $R=0.0620945$ m, pentru care viteza fluidului se anulează.

Tabelul 5.1 prezintă rezultatele numerice, extrase din analiza numerică a curgerii, efectuat cu programul FLUENT 5.1 pentru distribuția radială a vitezei în vârtejul principal (figura 5.4). Viteza are practic numai componentă tangențială, a cărei valoare medie variază cu raza, conform ultimei coloane din Tabelul 5.1.

Tabelul 5.2 prezintă rezultatele numerice obținute cu programul FLUENT 5.1 pentru distribuția radială a presiunii absolute.

Deorece, dezvoltarea modelului teoretic prezentat pornește de la distribuția vorticității ω în vârtej, Tabelul 5.3 prezintă valorile numerice pentru modulul vorticității,

$$\omega = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rv) \quad (5.26)$$

unde v - reprezintă componenta tangențială a vitezei. Valorile lui ω sunt calculate de programul FLUENT 5.1 prin roto-diferențierea numerică a câmpului de viteză.

Tabelul 5.4 prezintă sintetic distribuția radială a vitezei, presiunii și vorticității în vârtejul principal din camera supapei pentru o deschidere a supapei $x=5.6$ mm. Aceste rezultate numerice vor fi utilizate pentru validarea modelului teoretic prezentat.

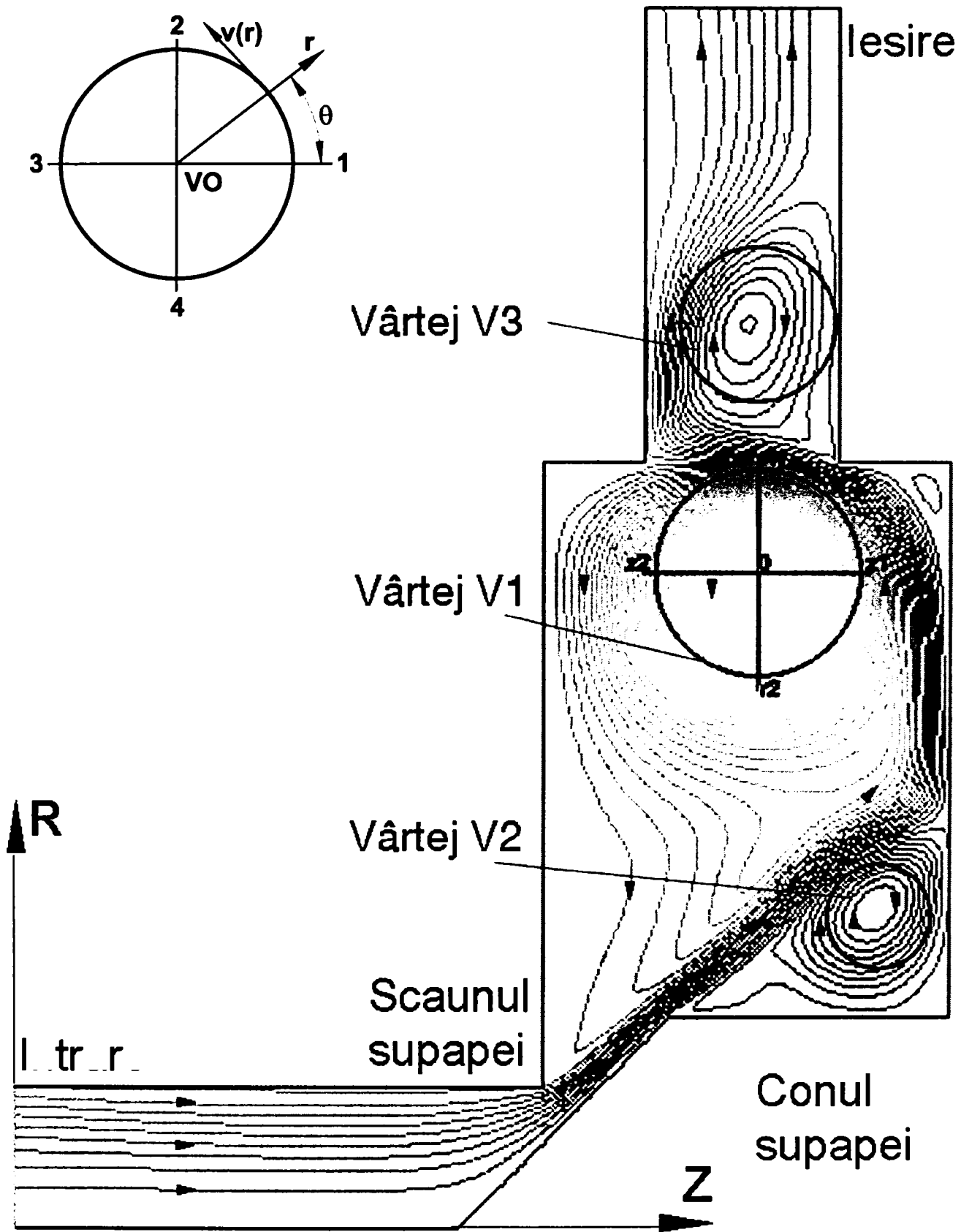


Fig. 5.4 Domeniul circular pentru investigarea vârtejului principal format în camera supapei de siguranță ($d_n=28$ mm, $x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Tabel 5.1 Variația valorii vitezei tangențiale de-a lungul celor patru raze de studiu, pentru valori ale razei cuprinse între $0 < r < 10$ mm.

Raza [mm]	Viteza pe Oz1 [m/s]	Viteza pe Or1 [m/s]	Viteza pe Oz2 [m/s]	Viteza pe Or2 [m/s]	Viteza medie [m/s]
0.00	0.7023890	0.7023890	0.7023890	0.7023890	0.7023890
0.50	1.5608500	2.7177700	1.9946400	3.2181400	2.3728500
1.00	4.1540800	5.1988900	4.6621300	5.3135000	4.8321500
1.50	5.8091600	6.6567900	6.5186200	6.8575900	6.4605400
2.00	7.4983600	8.5509800	8.9586700	8.9076700	8.4789200
2.50	9.9669700	10.8849000	10.4079000	11.5553000	10.7037675
3.00	11.5076000	14.3179000	12.4284000	13.0463000	12.8250500
3.50	12.8874000	16.4820000	13.8460000	14.7819000	14.4993250
4.00	15.1185000	18.5493000	15.2379000	15.9389000	16.2111500
4.50	16.3249000	19.5517000	17.0791000	17.0064000	17.4905250
5.00	17.4018000	21.0114000	18.7235000	18.0092000	18.7864750
5.50	18.6292000	22.9827000	19.5260000	18.9563000	20.0235500
6.00	19.2674000	23.9249000	20.5751000	20.3166000	21.0210000
6.50	20.0874000	24.9557000	21.3709000	21.0546000	21.8671500
7.00	20.3603000	26.2738000	22.3604000	21.9115000	22.7265000
7.50	20.5201000	26.9605000	22.8094000	22.3786000	23.1671500
8.00	20.7062000	27.7519000	23.1329000	22.8497000	23.6101750
8.50	20.6146000	29.0998000	23.3513000	22.9613000	24.0067500
9.00	20.4464000	29.9823000	23.4687000	22.8972000	24.1986500
9.50	20.3069000	30.8108000	23.5550000	22.6920000	24.3411750

Tabel 5.2 Variația valorii presiunii absolute de-a lungul celor patru raze de studiu, pentru valori ale razei cuprinse între $0 < r < 10$ mm.

Raza [mm]	Presiunea pe Oz1 [Pa]	Presiunea pe Or1 [Pa]	Presiunea pe Oz2 [Pa]	Presiunea pe Or2 [Pa]	Presiunea medie [Pa]
0.00	-506382	-506382	-506382	-506382	-506382
0.50	-504958	-505612	-505477	-501157	-504301
1.00	-496306	-498462	-497944	-492434	-496286.5
1.50	-487340	-493731	-487734	-482676	-487870.25
2.00	-473466	-482713	-470681	-469587	-474111.75
2.50	-448822	-466392	-455116	-443179	-453377.25
3.00	-427446	-433854	-430290	-423085	-428668.75
3.50	-407171	-409702	-410085	-391387	-404586.25
4.00	-367881	-380257	-387599	-369137	-376218.5
4.50	-338846	-365033	-352472	-345605	-350489
5.00	-308719	-337707	-315269	-321661	-320839
5.50	-265827	-298059	-287987	-296933	-287201.5
6.00	-238290	-271973	-255349	-258431	-256010.75
6.50	-189262	-244496	-226092	-232468	-223079.5
7.00	-161153	-206166	-178947	-193701	-184991.75
7.50	-145384	-181773	-151991	-167640	-161697
8.00	-100336	-156868	-125626	-128854	-127921
8.50	-76280.4	-119913	-100347	-102971	-99877.85
9.00	-53519.5	-97099.7	-63615.9	-79075.6	-73327.675
9.50	-29039.9	-73579.7	-41727.8	-56275.3	-50155.675

Tabel 5.3 Variația valorii vorticității de-a lungul celor patru raze de studiu, pentru valori ale razei cuprinse între $0 < r < 10$ mm.

Raza [mm]	Vorticitate pe Oz1 [s^{-1}]	Vorticitate pe Or1 [s^{-1}]	Vorticitate pe Oz2 [s^{-1}]	Vorticitate pe Or2 [s^{-1}]	Vorticitate medie [s^{-1}]
0.00	7681.19	7681.19	7681.19	7681.19	7681.19
0.50	8889.26	8906	9012.61	8487.38	8823.84
1.00	8324.75	7676	8590.63	9111.4	8425.7475
1.50	8248.71	10495	8361.01	7773.58	8703.415
2.00	8222	8568.42	8296.37	8356.46	8353.71
2.50	8128.95	8175.64	8260.33	6674.97	7723.135
3.00	7622.61	7735.24	7586.97	7119.15	7493.5425
3.50	7544.63	7233.55	7191.5	6187.26	6874.95
4.00	7205.35	6428.82	7081.39	6039.57	6530.8275
4.50	6573.53	6289.03	7056.77	5642.21	6818.1525
5.00	6275.54	6180.94	5935.15	5428.22	5981.985
5.50	5754.52	5728.85	4806.42	5320.16	5402.4875
6.00	5264.74	5317.71	4612.09	4991.98	4904.085
6.50	4414.66	4898.36	4041.91	4605.61	4632.68
7.00	3965.01	4612.61	4020.3	4089.37	4170.32
7.50	3708.54	4606.6	3681.29	3693.02	3899.19
8.00	3024.76	4513.91	3338.76	2923.49	3427.615
8.50	2702.29	4470.94	2971.51	2568.96	3213.8425
9.00	2415.75	4423.45	2814.39	2068.49	2942.3925
9.50	2170.64	4294.32	2578.44	1681.58	2681.245

Tabelul 5.4 Variația valorilor medii ale vitezei tangențiale, a presiunii și vorticității, de-a lungul celor patru raze de studiu, pentru valori ale razei $0 < r < 10$ mm.

Nr	Raza [mm]	Viteza medie [m/s]	Presiunea medie [Pa]	Vorticitatea medie [s^{-1}]
1	0.00	0.7023890	-506382	7681.19
2	0.50	2.3728500	-504301	8823.84
3	1.00	4.8321500	-496286.5	8425.7475
4	1.50	6.4605400	-487870.25	8703.415
5	2.00	8.4789200	-474111.75	8353.71
6	2.50	10.7037675	-453377.25	7723.135
7	3.00	12.8250500	-428668.75	7493.5425
8	3.50	14.4993250	-404586.25	6874.95
9	4.00	16.2111500	-376218.5	6530.8275
10	4.50	17.4905250	-350489	6818.1525
11	5.00	18.7864750	-320839	5981.985
12	5.50	20.0235500	-287201.5	5402.4875
13	6.00	21.0210000	-256010.75	4904.085
14	6.50	21.8671500	-223079.5	4632.68
15	7.00	22.7265000	-184991.75	4170.32
16	7.50	23.1671500	-161697	3899.19
17	8.00	23.6101750	-127921	3427.615
18	8.50	24.0067500	-99877.85	3213.8425
19	9.00	24.1986500	-73327.675	2942.3925
20	9.50	24.3411750	-50155.675	2681.245

5.3.5 Utilizarea modelului vârtejului staționar pentru analiza rezultatelor numerice obținute cu programul FLUENT

Modelul analitic dezvoltat în paragrafele anterioare introduce doi parametri:

Ω_0 - viteza unghiulară în centrul vârtejului;

β - rază caracteristică a vârtejului;

care împreună cu ecuațiile (5.14), (5.15) și (5.16) caracterizează distribuția radială a vorticității, vitezei și presiunii în vârtejul principal din camera supapei hidraulice.

În continuare pentru simplificarea notațiilor, raza caracteristică a vârtejului o vom nota cu r_v , ca urmare vom avea $\beta=r_v$.

Valorile lui Ω_0 și R_v se obțin cu metoda celor mai mici pătrate, astfel încât curbele analitice să concorde cât mai bine cu datele numerice. Ecuația din care se obține valoarea lui Ω_0 și R_v are următoarea expresie:

$$y = A \frac{B^2}{x} \left[1 - \exp\left(-\frac{x^2}{B^2}\right) \right] \quad (5.27)$$

unde $A=\Omega_0$, $B=r_v$ și $x=r$.

Astfel, mărimile caracteristice ale vârtejului principal, viteza unghiulară a vârtejului Ω_0 , raza caracteristică a vârtejului r_v , respectiv presiunea absolută în vârtej, sunt determinate în următoarele condiții de lucru:

- mișcare bidimensională, axial-simetrică, staționară;
- fluid vâscos newtonian;
- semiunghiul conului supapei $\alpha=45^\circ$;
- cădere de presiune constantă $\Delta P=60$ bar;
- deschiderea supapei de $x=1.6, 3.1, 5.6$ mm.

Ca urmare pentru deschiderea supapei de $x=5.6$ mm, în condițiile de lucru amintite, pentru parametrii caracteristici ai vârtejului se obțin valorile $\Omega_0=4472$ s⁻¹ și $r_v=0.00844$ m. Figura 5.5 prezintă curba de aproximare a rezultatelor numerice folosind metoda celor mai mici pătrate (ecuația 5.27). Figura 5.6 prezintă distribuția

radială a vitezei unghiulare $\Omega = \frac{1}{2} \omega$. Punctele corespund datelor numerice obținute

cu programul FLUENT, conform coloanei 5 din Tabelul 5.4. Curba continuă este descrisă de ecuația (5.14), în care $\Omega_0=4472$ s⁻¹ și $r_v=0.00844$ m. Curba punctată corespunde modelului de vârtej forțat, la care viteza unghiulară este constantă și egală cu valoarea din centrul vârtejului. Figura 5.7 prezintă distribuția radială a vitezei în vârtejul principal. Curba continuă este dată de ecuația (5.15) cu valorile $\Omega_0=4472$ s⁻¹ și $r_v=0.00844$ m obținute cu metoda celor mai mici pătrate, utilizând datele numerice reprezentate prin puncte (Tabelul 5.4 coloana 3). Linia punctată reprezintă distribuția vitezei conform modelului simplificat de vârtej forțat, cu $\Omega_0=4472$ s⁻¹. Se observă că, acest model simplificat oferă rezultate satisfăcătoare pentru raze $r < 4$ mm.

Figura 5.8 prezintă variația radială a presiunii în vârtejul principal. Curba continuă este calculată cu ecuația (5.16) utilizând valorile pentru Ω_0 și r_v obținute

din datele de viteză. Se constată o concordanță foarte bună cu datele numerice, prezentate cu puncte pe grafic. Repartiția presiunii obținută cu modelul de vârtej forțat este prezentată cu linie punctată și reprezintă satisfăcător datele numerice pentru $r < 4$ mm. Valoarea presiunii absolute $p_0 = p(r=0)$ este de $p_0 = -506382$ Pa, corespunzătoare valorii numerice furnizată de programul FLUENT 5.1 în centrul vârtejului.

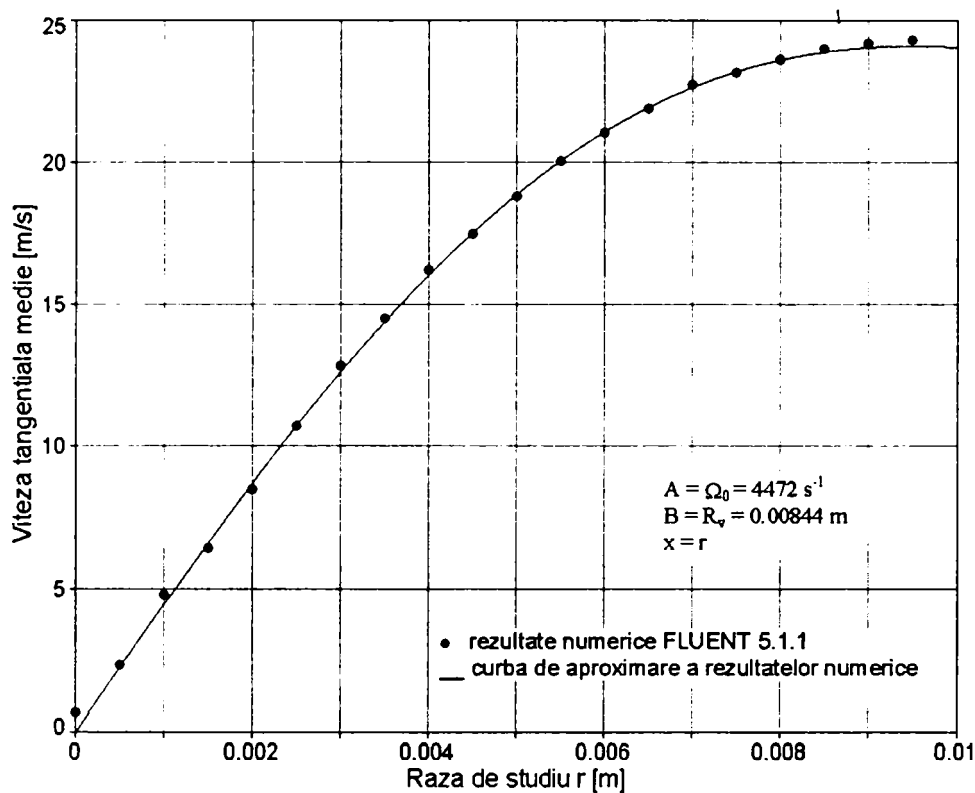


Fig. 5.5 Curba de aproximare a rezultatelor numerice cu metoda celor mai mici pătrate (ecuația 5.27), pentru vârtejul principal V1 ($x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

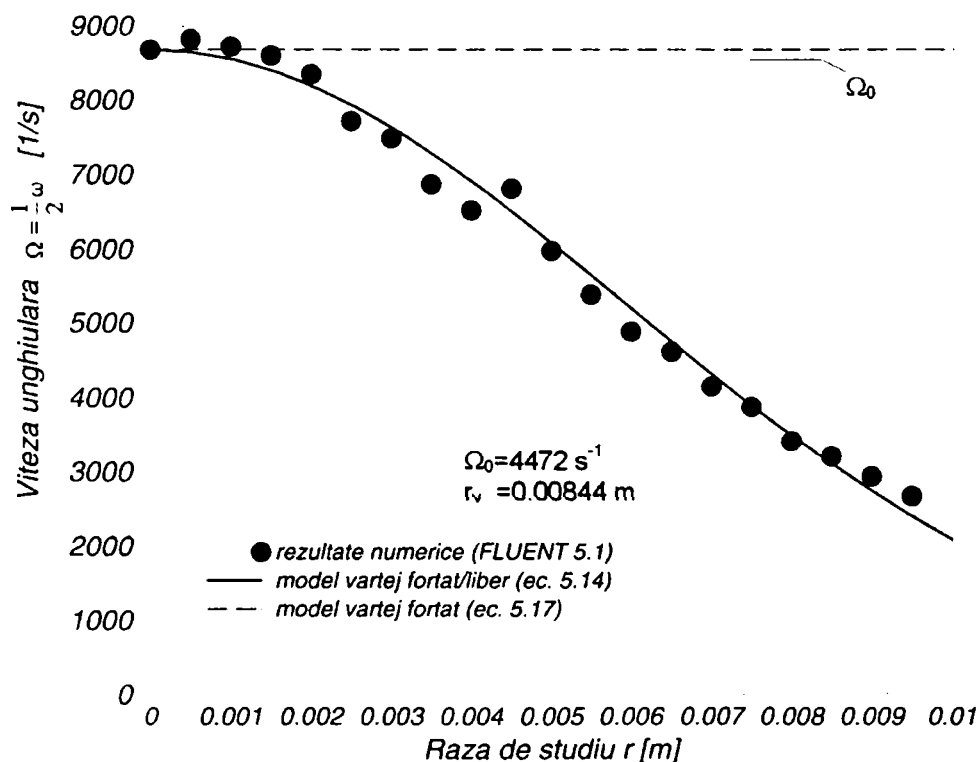


Fig. 5.6 Distribuția radială a vitezei unghiulare în vârtejul principal V1 ($x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

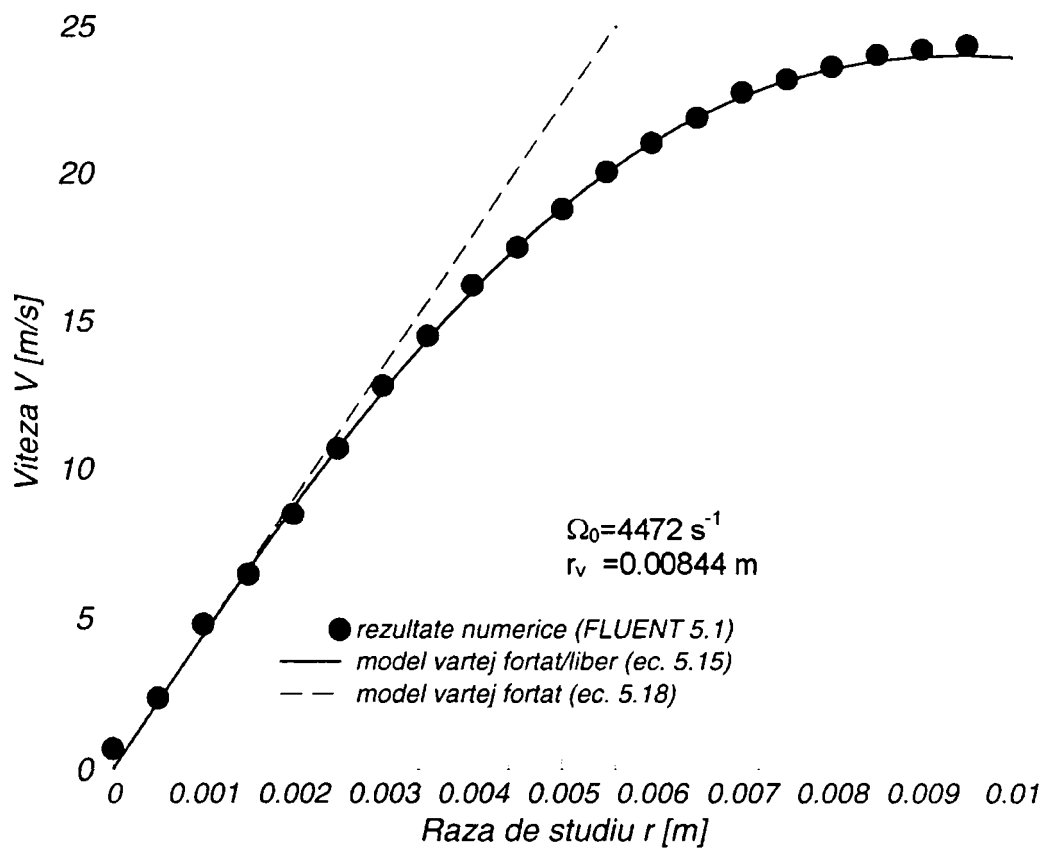


Fig. 5.7 Distribuția radială a vitezei în vârtejul principal V1 ($x=5.6 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P = 60 \text{ bar}$).

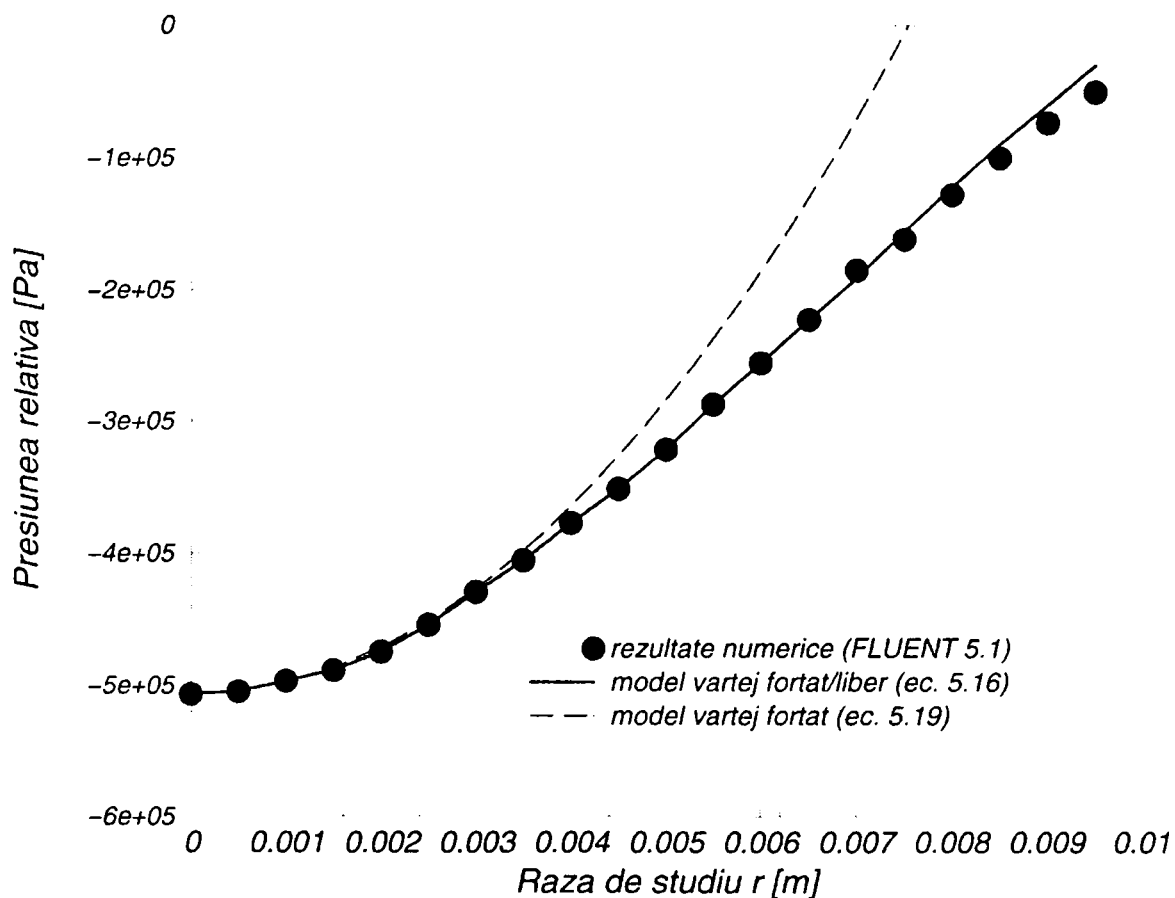


Fig. 5.8 Distribuția radială a presiunii absolute în vârtejul principal V1 ($x=5.6 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

Modelul teoretic dezvoltat și validat pentru descrierea curgerii în vârtejul principal V1 format în camera supapei hidraulice de siguranță, a fost aplicat pentru toate deschiderile studiate. Din analiza numerică efectuată reiese că, formarea și dezvoltarea vârtejurilor are loc începând de la o anumită deschidere. Deschiderea de la care se formează și se dezvoltă zonele de recirculare diferă de la o variantă geometrică la alta, fiind influențată de apariția condițiilor favorabile pentru formarea acestui fenomen (zone de presiune scăzută, viteză de curgere mică, prezența muchiilor ascuțite ale elementelor constructive din componența supapei).

Pentru exemplificarea corectitudinii modelului teoretic elaborat sunt prezentate rezultatele obținute pentru deschiderea supapei de $x=1.6$ și $x=3.1$ mm, în condițiile de lucru prezentate. Astfel, figurile 5.9, 5.10, 5.11, 5.12 prezintă rezultatele obținute pentru parametrii ce caracterizează vârtejul principal V1 la deschiderea $x=3.1$ mm, iar figurile 5.13, 5.14, 5.15, 5.16 prezintă rezultatele obținute pentru parametrii ce caracterizează vârtejul principal V1, pentru deschiderea supapei de $x=1.6$ mm. Valorile parametrilor ce caracterizează vârtejul principal V1 (raza vârtejurii, intensitatea vârtejurii și presiunea din centrul vârtejurii) pentru deschiderea $x=3.1$ mm și $x=1.6$ mm, sunt prezentate în tabelul 5.5.

Tabelul 5.5

Deschiderea x [m]	Raza vârtejurii r_v [m]	Intensitatea vârtejurii Ω_0 [s^{-1}]	Presiunea în centrul vârtejurii p_0 [Pa]
0.0031	0.00787	3736	-305358
0.0016	0.00327	10050	-428055

Analizând valorile parametrilor ce caracterizează vârtejul principal V1, prezentate în tabelul 5.5 pentru deschiderea supapei de 1.6 respectiv 3.1 mm se observă că la valori mici ale deschiderii supapei, vârtejul format prezintă o intensitate mare, o presiune în centrul vârtejurii scăzută, pe când raza acesteia este relativ mică.

Urmărind distribuția radială a vitezei, respectiv distribuția radială a presiunii în vârtejul principal V1, pentru deschiderile supapei de $x=5.6$ mm, $x=3.1$ mm și $x=1.6$ mm prezentate în figurile 5.7, 5.8 ($x=5.6$ mm), 3.12, 3.13 ($x=3.1$ mm), respectiv 3.15, 3.16 ($x=1.6$ mm), se constată că modelul de vârtej forțat simplificat, oferă rezultate satisfăcătoare în vecinătatea centrului vârtejurii adică, pentru raze de studiu $r < 4$ mm (pentru $x=5.1$ mm), $r < 3.6$ mm (pentru $x=3.1$ mm) și $r < 1.5$ mm (pentru $x=1.6$ mm).

Tabelul 5.6 respectiv tabelul 5.7, prezintă sintetic rezultatele numerice obținute pentru distribuția radială a vitezei, presiunii și vorticității în vârtejul principal V1 din camera supapei hidraulice de siguranță, pentru o deschidere a supapei de $x=3.1$ mm respectiv $x=1.6$ mm.

Tabel 5.6 Variația valorilor medii a vitezei, a presiunii și a vorticității de-a lungul celor patru raze de studiu, pentru valori ale razei $0 < r < 8$ mm pentru deschiderea de $x = 3.1$ mm.

Nr	Raza [mm]	Viteza medie [m/s]	Presiunea medie [Pa]	Vorticitatea medie [s^{-1}]
1	0.00	0.3024	-305582	7997
2	0.40	1.9678	-304098	7734
3	0.80	2.8629	-302462	7665
4	1.20	4.5366	-296253	7543
5	1.60	6.1021	-288898	7349
6	2.00	7.3769	-281456	7232
7	2.40	8.4533	-272485	7038
8	2.80	9.9000	-261022	6723
9	3.20	10.8184	-249776	6515
10	3.60	12.1315	-235767	6321
11	4.00	13.2638	-218597	5961
12	4.40	14.0943	-207302	5744
13	4.80	15.0213	-189470	5394
14	5.20	15.8745	-168859	4754
15	5.60	16.7175	-150445	4319
16	6.00	17.1627	-134863	3998
17	6.40	17.5027	-122777	3793
18	6.80	17.9866	-107148	3449
19	7.20	18.3334	-88947	3145
20	7.60	18.4901	-76138	2831

Tabel 5.7 Variația valorilor medii a vitezei, a presiunii și a vorticității, de-a lungul celor patru raze de studiu, pentru valori ale razei $0 < r < 2.5$ mm, la deschiderea de $x = 1.6$ mm.

Nr	Raza [mm]	Viteza medie [m/s]	Presiunea medie [Pa]	Vorticitatea medie [s^{-1}]
1	0.00	0.9315	-428055	19115
2	0.13	1.4092	-428241	18824
3	0.25	2.9080	-423866	18337
4	0.38	3.3035	-423562	18283
5	0.50	4.3562	-421571	18050
6	0.63	6.2641	-411777	17862
7	0.75	6.8922	-408992	17670
8	0.88	7.7406	-400480	17417
9	1.00	9.9484	-381739	17137
10	1.13	10.2099	-378923	16993
11	1.25	11.6624	-364607	16452
12	1.38	12.6480	-353643	16426
13	1.50	13.3790	-343226	15904
14	1.63	14.6417	-327619	15420
15	1.75	15.4250	-314145	15030
16	1.88	15.9907	-304006	14734
17	2.00	16.9950	-291352	14950
18	2.13	17.7493	-276356	13885
19	2.25	18.9125	-251113	14307
20	2.38	19.0324	-247269	14178

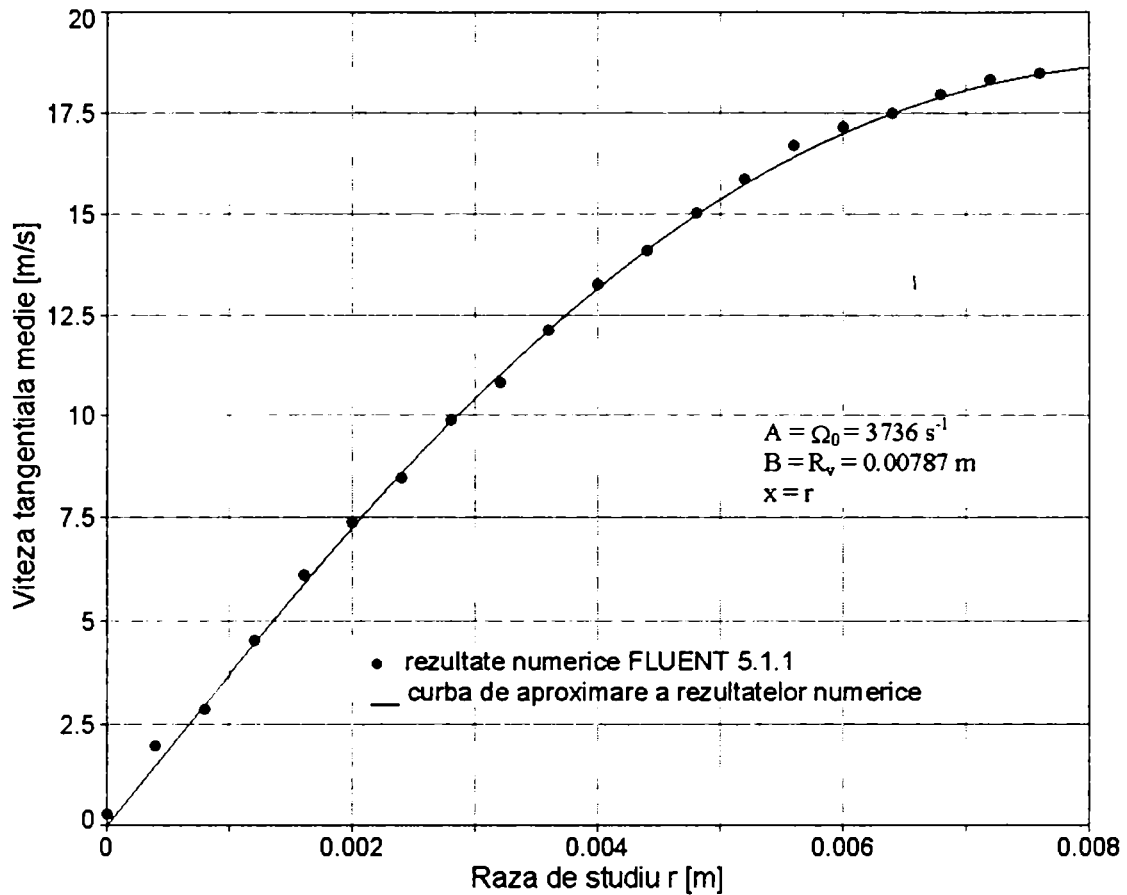


Fig. 5.9 Curba de aproximare a rezultatelor numerice cu metoda celor mai mici pătrate (ecuația 5.27), pentru vârtejul principal V1 ($x=3.1 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

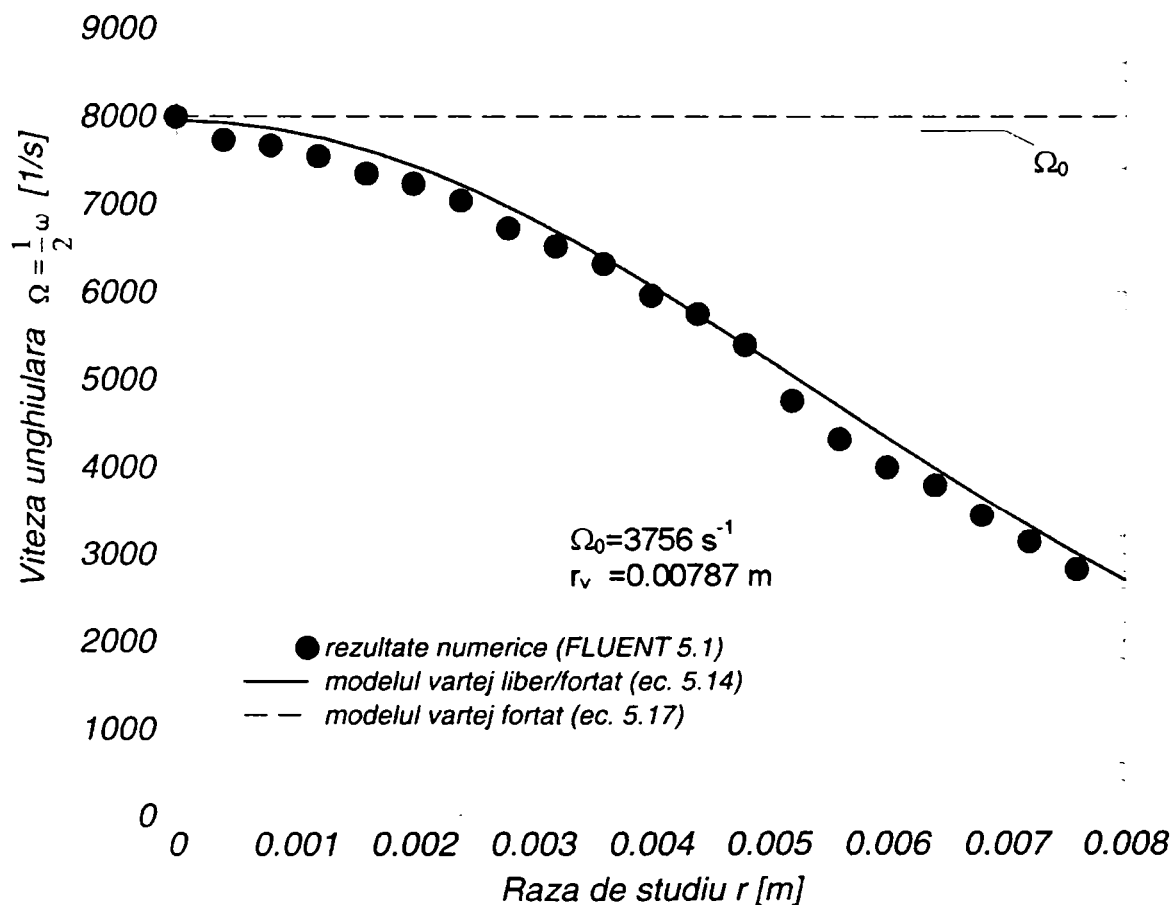


Fig. 5.10 Distribuția radială a vitezei unghiulare în vârtejul principal V1 ($x=3.1 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

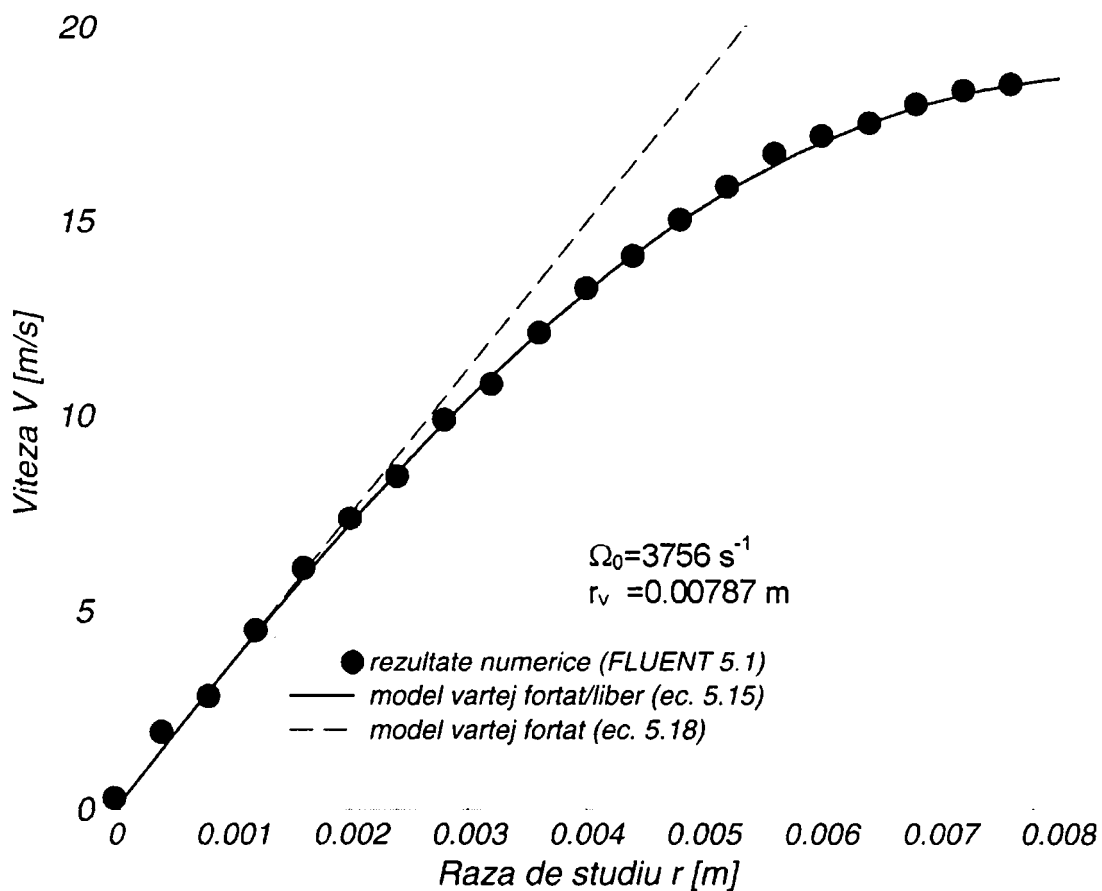


Fig. 5.11 Distribuția radială a vitezei în vârtejul principal V1 ($x=3.1 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$)

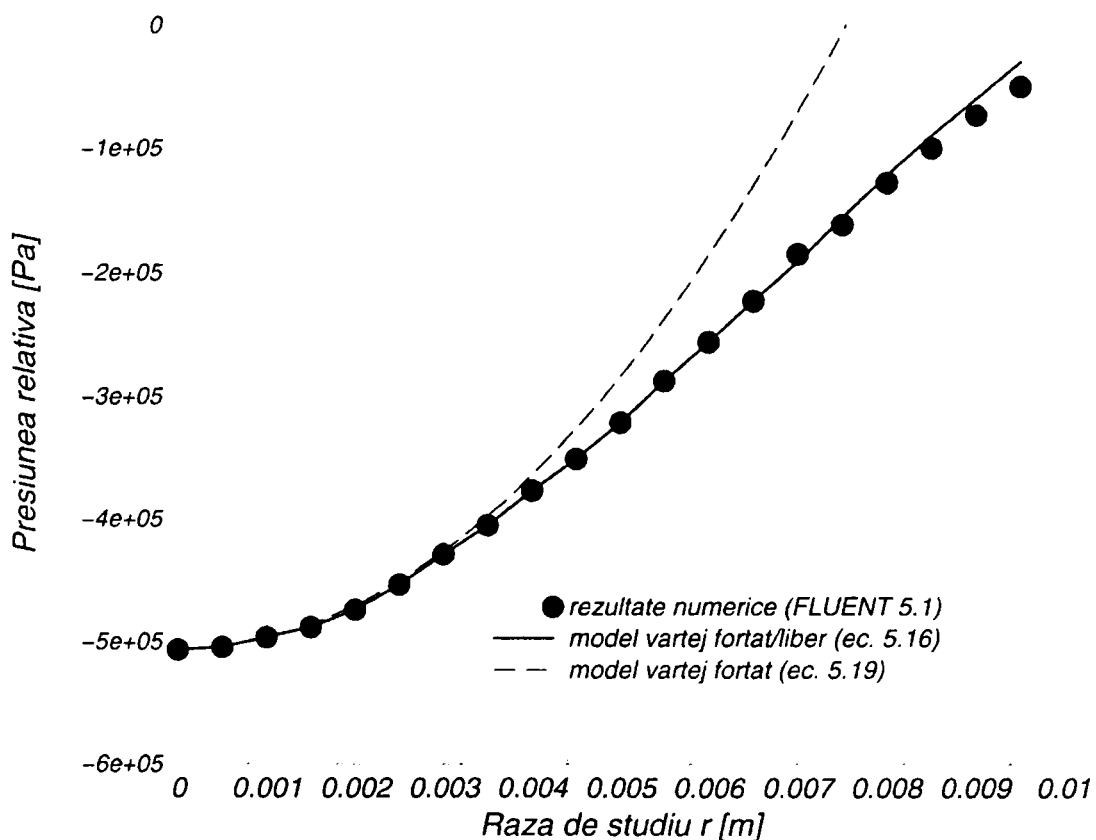


Fig. 5.12 Variația radială a presiunii absolute în vârtejul principal V1 ($x=3.1 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

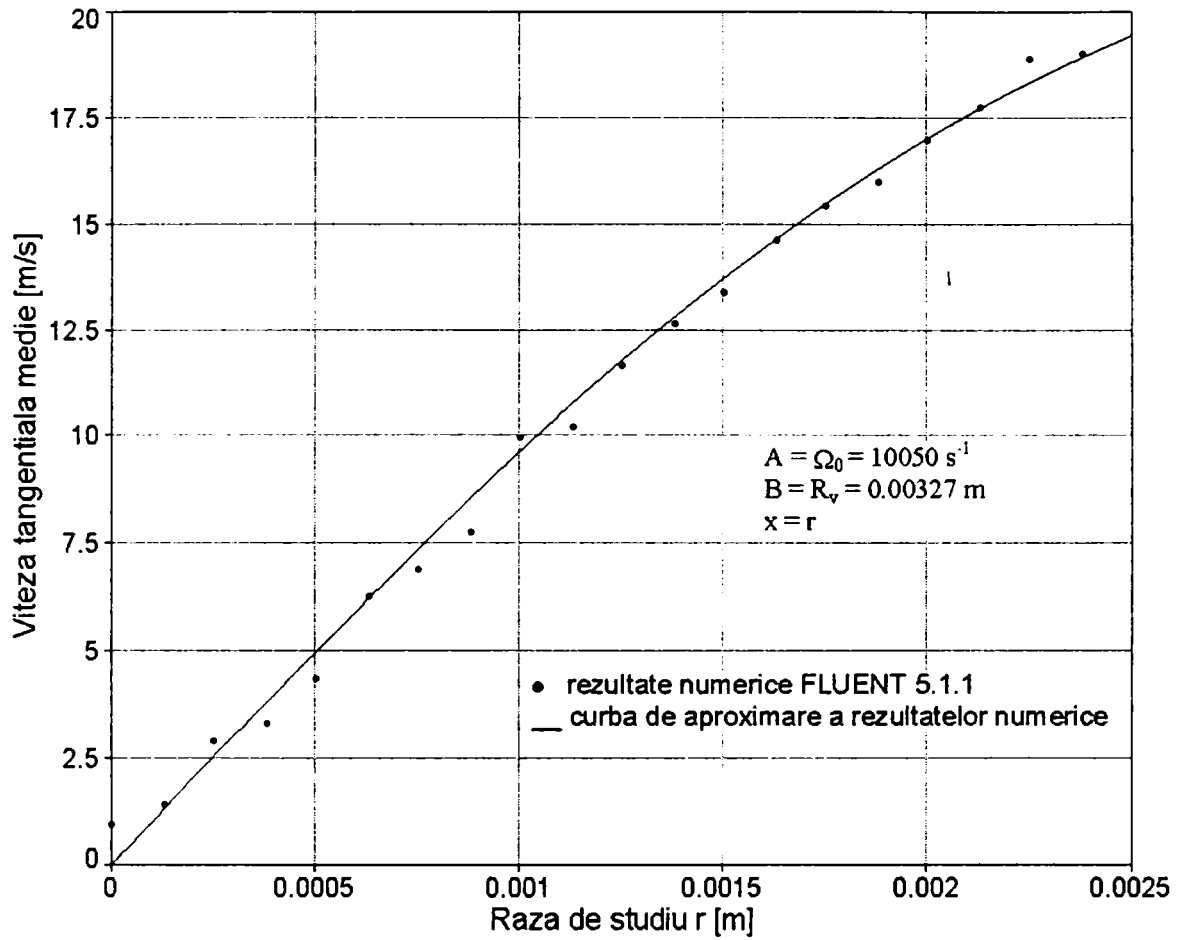


Fig. 5.13 Curba de aproximare a rezultatelor numerice cu metoda celor mai mici pătrate (ecuația 5.27), pentru vârtejul principal V1 ($x=1.6 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

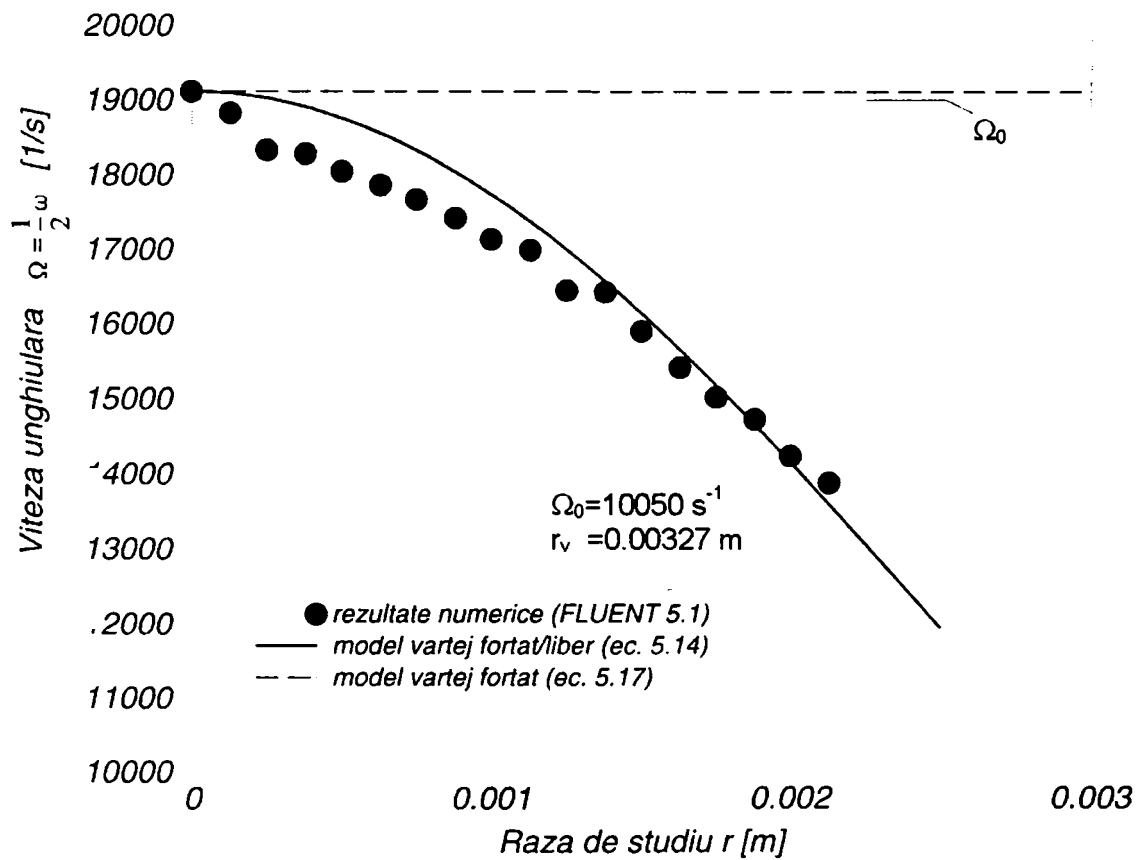


Fig. 5.14 Distribuția radială a vitezei unghiulare în vârtejul principal V1 ($x=1.6 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

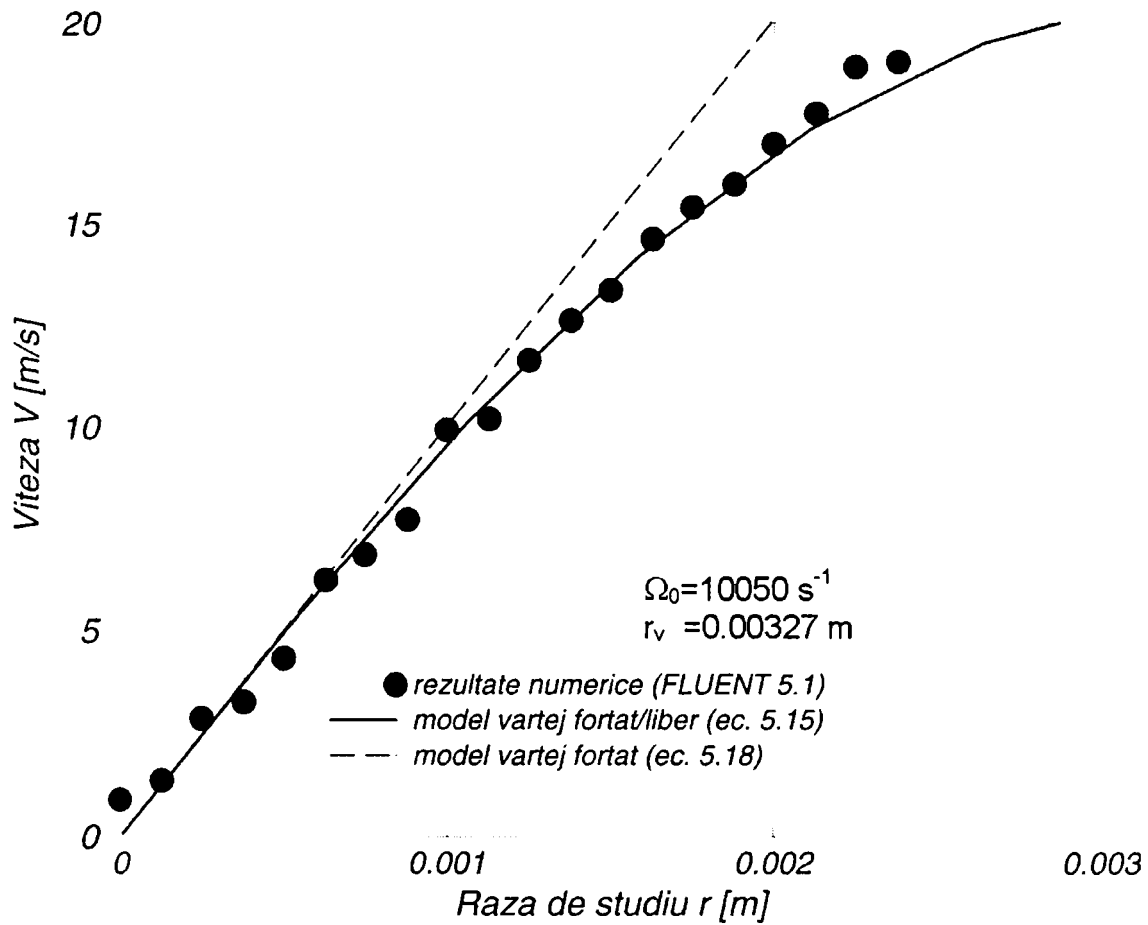


Fig. 5.15 Distribuția radială a vitezei în vârtejul principal V1 ($x=1.6 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$)

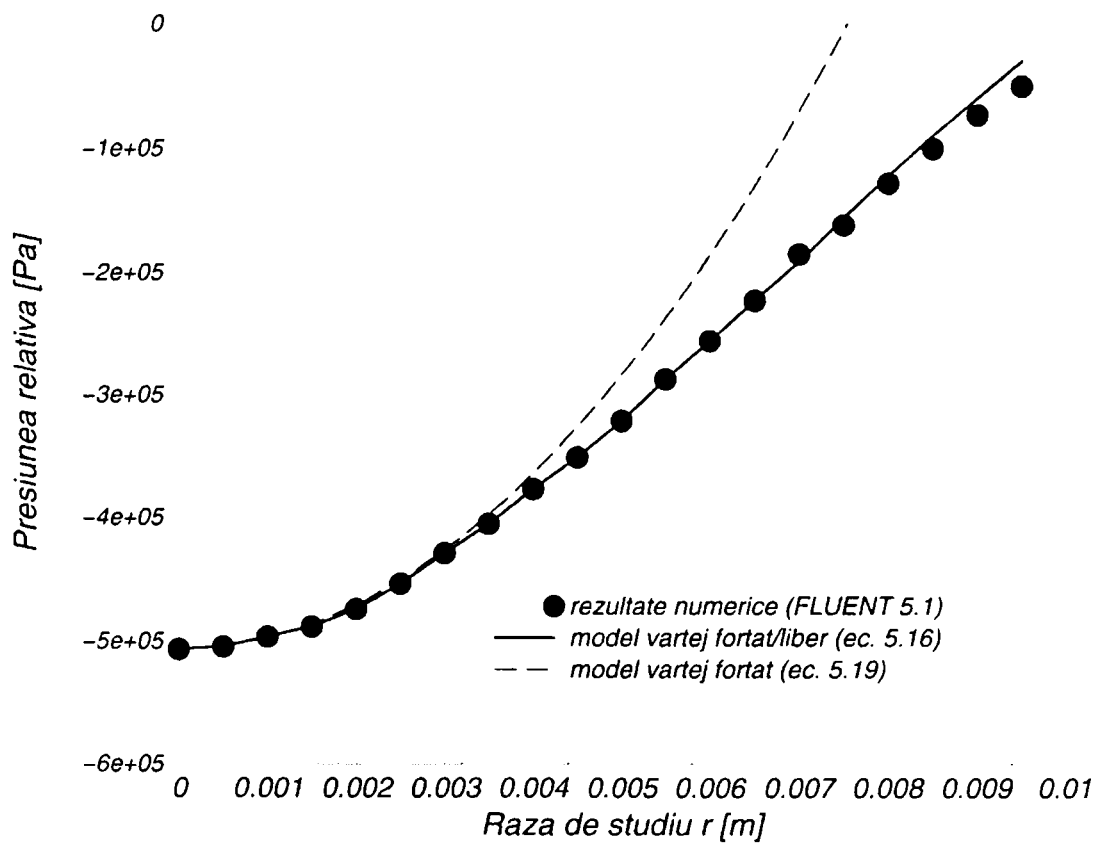


Fig. 5.16 Variația radială a presiunii absolute în vârtejul principal V1 ($x=5.6 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$)

Concluzii

În acest capitol este dezvoltat și validat un model teoretic pentru descrierea curgerii în vârtejurile formate în camera supapei hidraulice de siguranță.

Relațiile de calcul deduse pentru descrierea distribuției radiale a vorticității, vitezei și presiunii în vârtejul principal sunt validate cu date numerice obținute cu programul FLUENT 5.1. Se constată o excelentă concordanță între predicțiile ecuațiilor 5.14, 5.15, 5.16 și datele numerice obținute, în întreg domeniul adoptat pentru raza de studiu.

Modelul simplificat de vârtej forțat (ecuațiile 5.17, 5.18, 5.19) oferă rezultate satisfăcătoare în vecinătatea centrului vârtejurii (mărimea razei de valabilitate a modelului de vârtej forțat, depinde de valoarea deschiderii studiate, astfel pentru $x=5.6$ mm, $r<4$ mm; pentru $x=3.1$ mm $r<3.6$ mm; pentru $x=1.6$ mm, $r<1.5$ mm).

Principalul avantaj al modelului teoretic prezentat mai sus constă în faptul că, permite descrierea CANTITATIVĂ a vârtejurii principale ce se formează în camera supapei hidraulice de siguranță, utilizând trei parametri sintetici:

Ω_0 - care descrie intensitatea vârtejurii;

r_v - care descrie extinderea radială a vârtejurii (raza caracteristică a vârtejurii);

p_0 - care dă valoarea presiunii absolute în centrul vârtejurii.

Trebuie menționat faptul că, modelul teoretic dezvoltat prezintă valabilitate pentru acea zonă din vârtej în care liniile de curent sunt aproximativ circulare. Datorită faptului că, parametrii caracteristici ale vârtejurii sunt determinați în urma medierii valorilor presiunii, vitezei și vorticității vârtejurii de-a lungul a patru raze de studiu, extinderea domeniului de aplicabilitate a teoriei dezvoltate în afara regiunii circulare a liniilor de curent, presupune utilizarea în calcule a unor valori care practic aparțin câmpului hidrodinamic din vecinătatea vârtejurii propriuzis (vâna principală de fluid, camera supapei, etc).

De remarcat este faptul că, parametrul presiune p_0 , permite determinarea coeficienților de cavitație, necesari evaluării diferitelor stadii cavitaționale de funcționare a supapei. Astfel, acest parametru permite efectuarea și a unei analize din punct de vedere cavitațional, atât al vârtejurii format în camera supapei, cât și a curgerii în interiorul supapei hidraulice de presiune.

Valorile foarte mici obținute pentru variația presiunii în centrul vârtejurilor, se explică prin faptul că în modelul numeric utilizat pentru soluționarea curgerii prin supapă am considerat că mediul de lucru este monofazic adică lichid. Ca urmare acest model admite obținerea unor astfel de valori scăzute, corecte din punct de vedere numeric însă fizic nerealizabile. De aceea, analizând aceste rezultate se constată că, în zonele în care numeric s-au obținut valori scăzute ale presiunii este mult probabil ca să apară fenomenul de cavitație.

5.4 ANALIZA CÂMPULUI HIDRODINAMIC ASOCIAT CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ

Scopul prezentelor studii numerice îl constituie analiza diverselor soluții geometrice ale supapei, în vederea optimizării curgerii în zona de jet, în camera supapei, respectiv în zona de evacuare a fluidului din camera supapei.

Analizând figura 5.17 și 5.18 se observă că, la ieșirea din fanta de reglare, jetul de fluid este atașat conului supapei, desprinderea jetului având loc doar la capătul porțiunii conice a elementului de închidere pe când, în interiorul camerei, jetul principal de fluid prezintă un traseu sinusoidal până la ieșirea din supapă.

Datorită traseului sinusoidal a jetului principal de fluid, în interiorul camerei supapei se formează zone de recirculare, rezultate la desprinderea jetului de pe conul, respectiv scaunul supapei (figura 5.18). Aceste zone de recirculare duc la diminuarea calității curgerii prin supapă, datorită fenomenelor ce au loc în aceste zone, ca: pierderea de energie (ce duce la încălzirea fluidului de lucru), formarea zonelor cu presiune scăzută, apariția fenomenului de cavitație în vârtej.

La proiectarea geometriei interne a unei supape hidraulice de presiune, se urmărește ca jetul principal de fluid să aibă un traseu cât mai lin, fără prea multe zone de curbura, unde au loc fenomene de accelerare și decelerare a particolelor de fluid. Un alt deziderat urmărit este ca, forța de presiune creată de jetul principal de fluid să acționeze preponderent asupra conului supapei [10, 68].

Analizând figura 5.17 putem observa modul de evoluție a jetului de fluid la ieșirea din secțiunea de strangulare. Ca urmare a trecerii debitului nominal prin fanta de reglare, în secțiunea formată are loc o accelerare a particolelor de fluid, atingându-se în această zonă viteza maximă de curgere (figura 5.17b). Această accelerare a fluidului favorizează formarea zonelor de presiune minimă (figura 5.17a). De asemenea se observă că prezența muchiilor ascuțite (scaunul, respectiv conul supapei) favorizează apariția zonelor de presiune minimă. Astfel, în imediata vecinătate a muchiei scaunului supapei, unde are loc desprinderea jetului de fluid, se constată existența unei zone cu presiune scăzută, atingându-se local valoarea de $P_{\min} = -6$ bar.

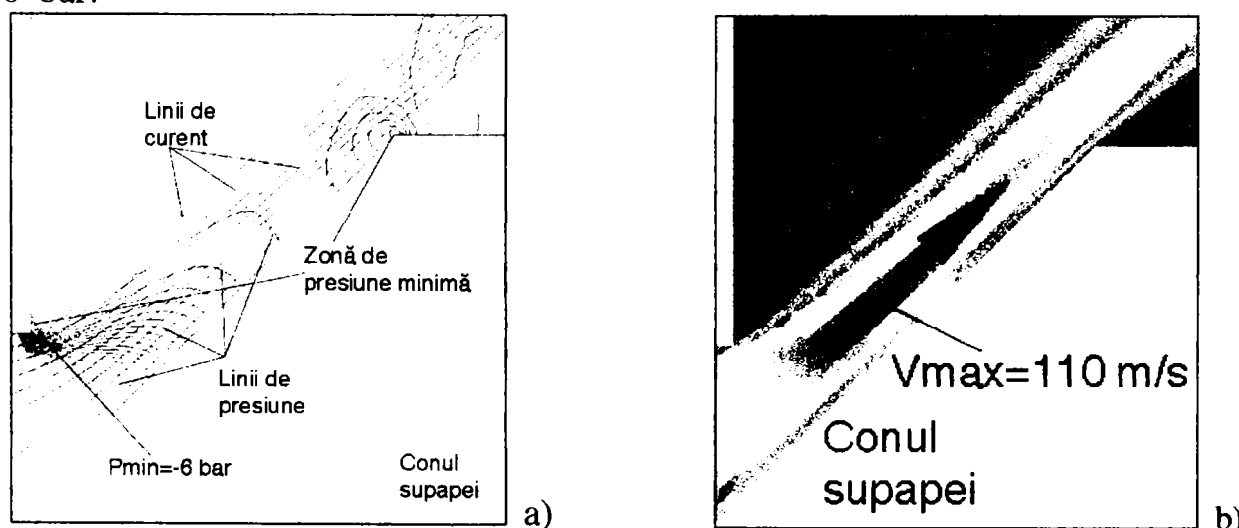


Fig. 5.17 Câmpul hidrodinamic corespunzător curgerii fluidului prin zona de strangulare al supapei. a) câmpul de presiune; b) câmpul de viteză, respectiv locul de apariție a vitezei maxime în zona de strangulare ($x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

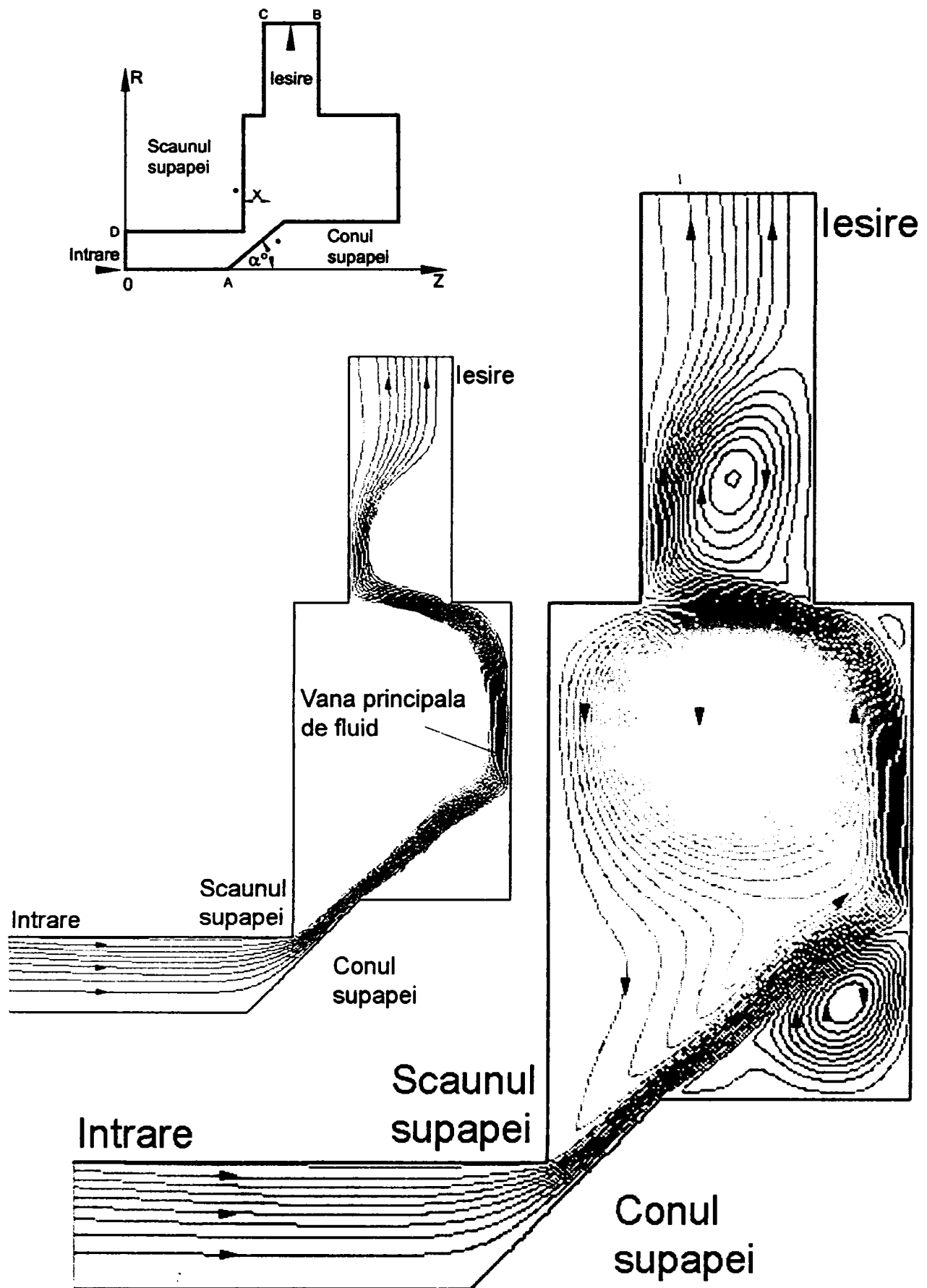


Fig. 5.18 Câmpul liniilor de curent atașat curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță ($d_n=28$ mm, $x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

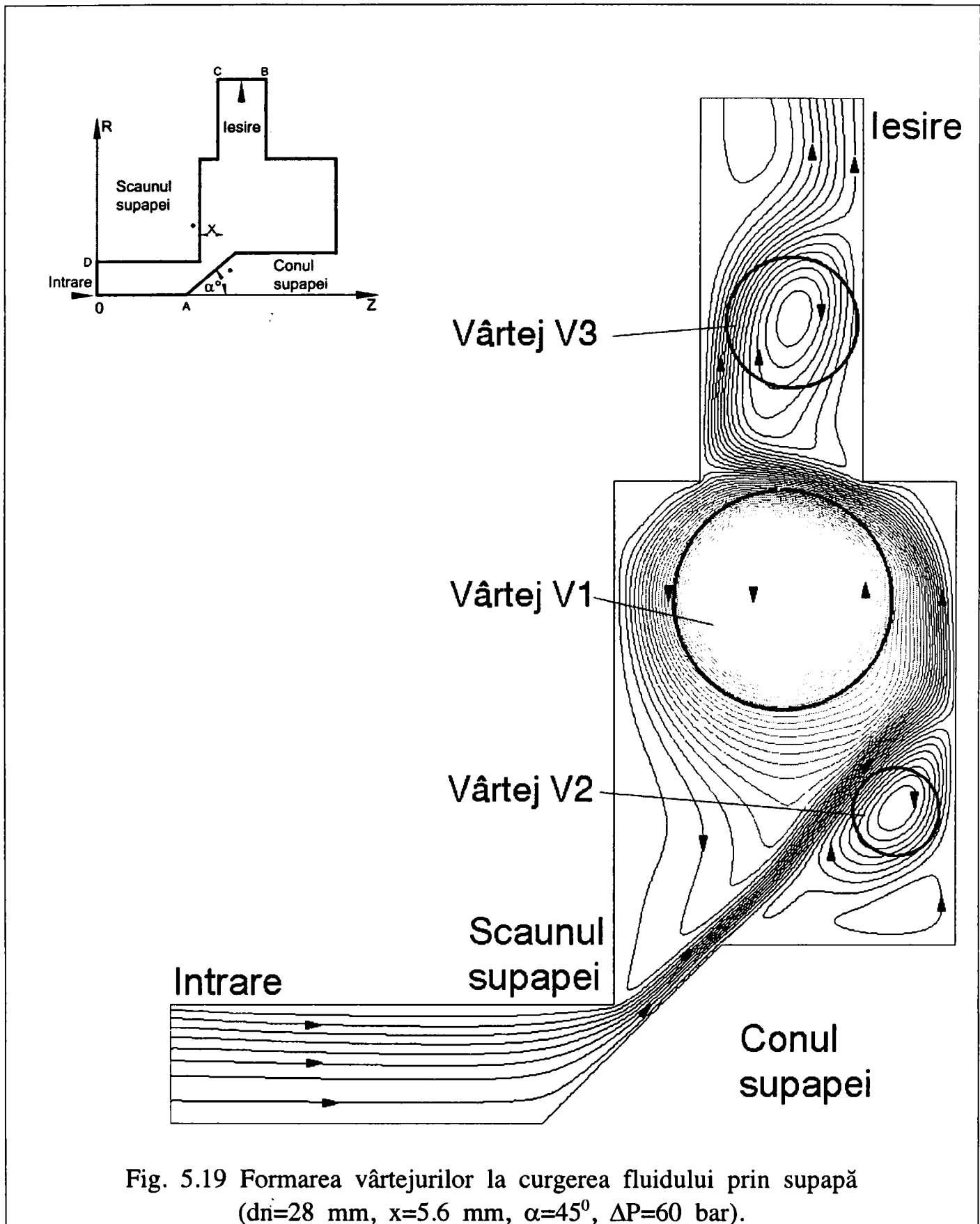
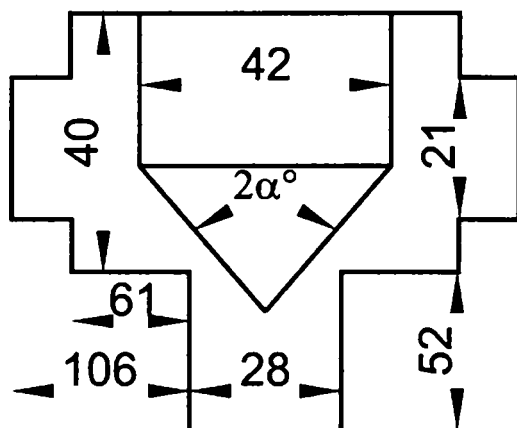


Fig. 5.19 Formarea vârtejurilor la curgerea fluidului prin supapă
($d_{ni}=28$ mm, $x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Evoluția jetului de fluid rezultat la trecerea prin secțiunea de strangulare, respectiv formarea, dezvoltarea și migrarea vârtejurilor formate în urma desprinderii jetului de pe scaunul, respectiv conul supapei, sunt prezentate în figurile 5.20, 5.21 și 5.22.

Analiza numerică a curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță a fost realizată pentru următoarea configurație geometrică a traseului intern, prezentat în cele ce urmează:



Valorile geometrice constructive ale supapei studiate (valorile sunt date în mm).

În literatura de specialitate, se prezintă câteva rezultate obținute prin simulare numerică pentru câmpul hidrodinamic corespunzător curgerii fluidului prin traseul intern a supapei [10, 13, 14, 36, 37, 56, 70, 71]. Unele dintre aceste lucrări prezintă și o validare experimentală a rezultatelor numerice obținute [13, 37, 56, 70]. Dintre lucrările enumerate mai sus Dietze [13], în teza sa de doctorat, prezintă cel mai detaliat fenomenul de curgere prin supapă.

Astfel, pentru a avea un termen de comparație pentru rezultatele numerice obținute în lucrare, caracteristicile geometrice ale supapei, respectiv condițiile de lucru ale acestuia au fost astfel alese încât să fie cât mai apropiate de valorile geometrice utilizate, respectiv de condițiile de lucru folosite de către Dietze [13].

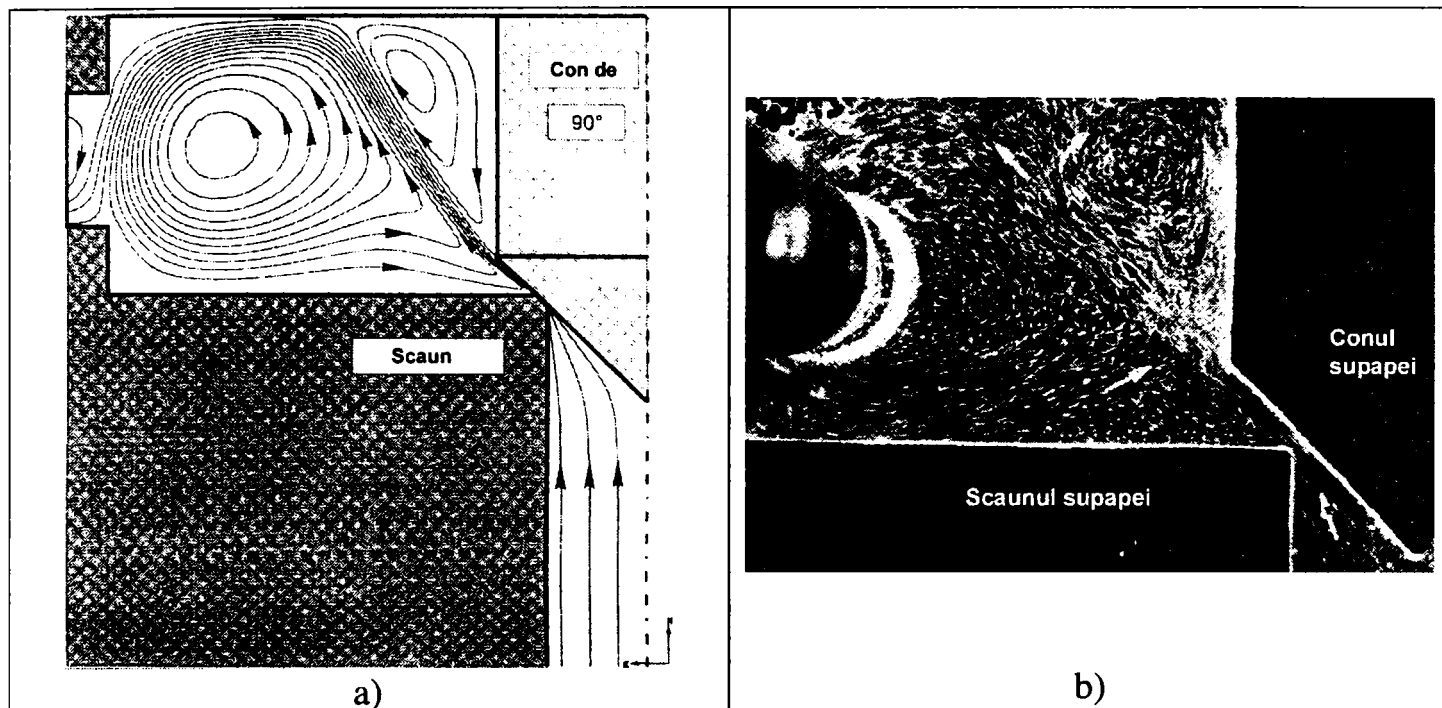
Caracteristicile constructive ale supapei hidraulice de siguranță folosită ca și model de studiu sunt următoarele:

Supapa	- monoetajată cu comandă directă
Element de reglare	- tip con
Scaunul supapei	- cu colț ascuțit
Diametrul nominal [mm]	- 28
Unghiul la vârf a conului 2α [$^{\circ}$]	- 90
Deschiderea de lucru [mm]	- 0.1÷5.6

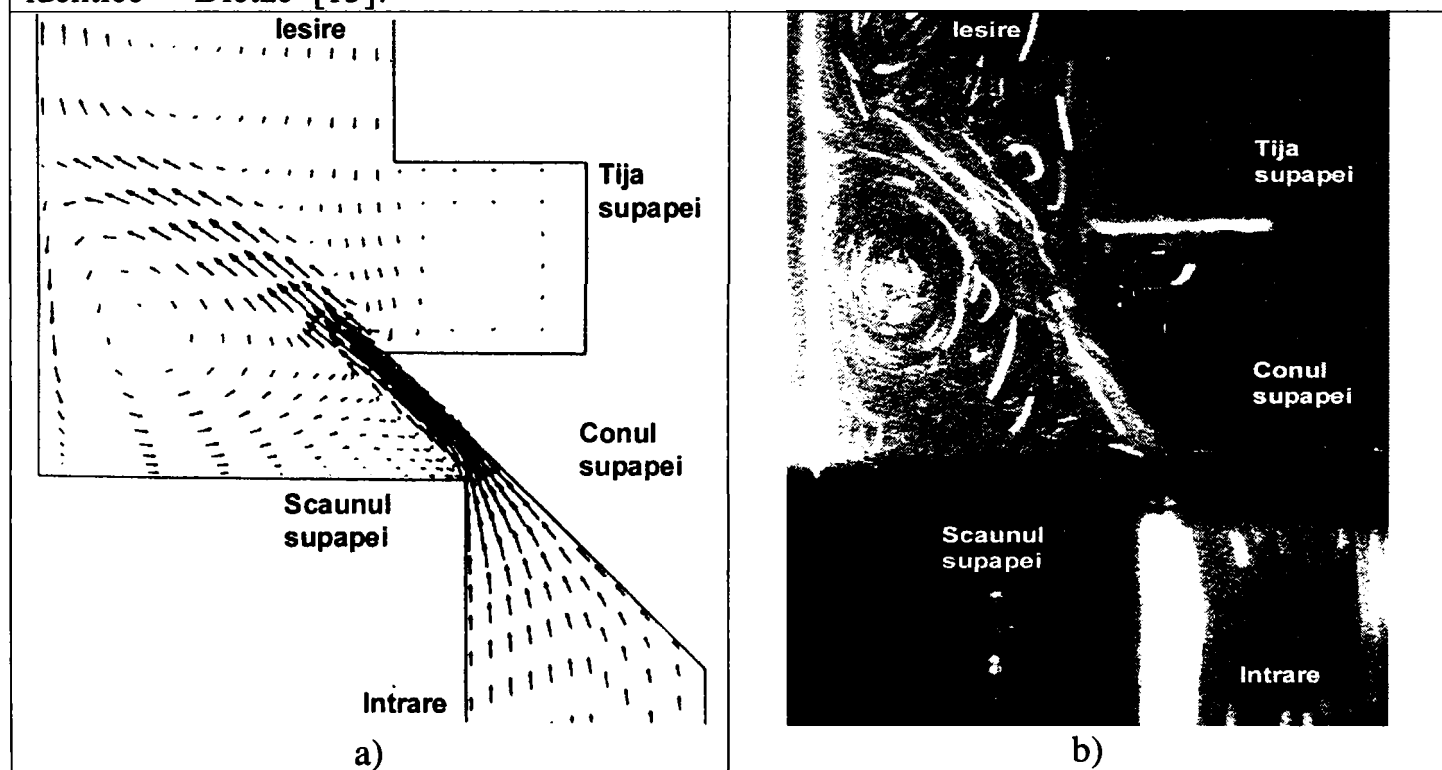
Condițiile de lucru utilizate pentru realizarea simulării numerice sunt următoarele:

Condiții de lucru	Dietze [13]	Bernad
Presiunea la intrare [bar]	60	60
Presiunea la ieșire (de referință) [bar]	1	1
Vâscozitatea uleiului [cst]	54	57
Densitatea uleiului [kg/m^3]	889	890
Temperatura de lucru [$^{\circ}\text{C}$]	20	20
Diametrul nominal [mm]	28	28
Unghiul la vârf a conului 2α [$^{\circ}$]	90	90

În cele ce urmează, înainte de a prezenta rezultatele numerice obținute de autor, doresc să prezint câteva din rezultate numerice și experimentale prezentate de Dietze, Johnston și Vaughan [13, 37, 70].



Curgerea fluidului prin supapa conică cu $dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P= 60$ bar. a) Câmpul liniilor de curent obținute prin simulare numerică - Dietze [13]. b) Vizualizarea experimentală a curgerii fluidului pentru aceeași geometrie și condiții de lucru identice - Dietze [13].



Curgerea fluidului prin supapa conică cu $dn=25.4$ mm, $\alpha=45^\circ$. a) Câmpul de viteză obținut prin simulare numerică - Vaughan [70]. b) Vizualizarea experimentală a curgerii fluidului pentru aceeași geometrie și condiții de lucru identice - Johnston [37].

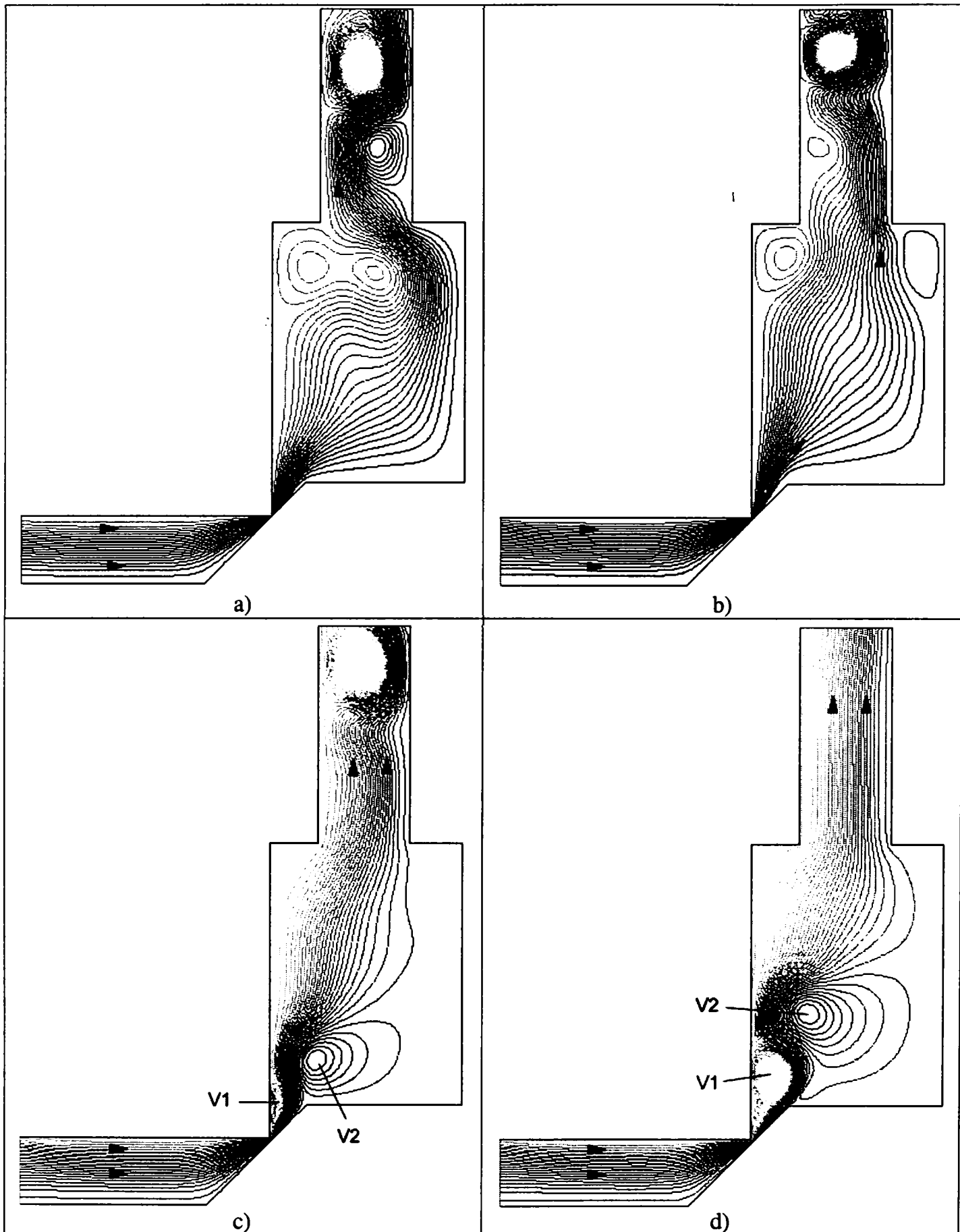


Fig. 5.20 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță ($\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar) la o deschidere a supapei de:
 a) $x=0.1$ mm; b) $x=0.6$ mm; c) $x=0.9$ mm; d) $x=1.1$ mm.

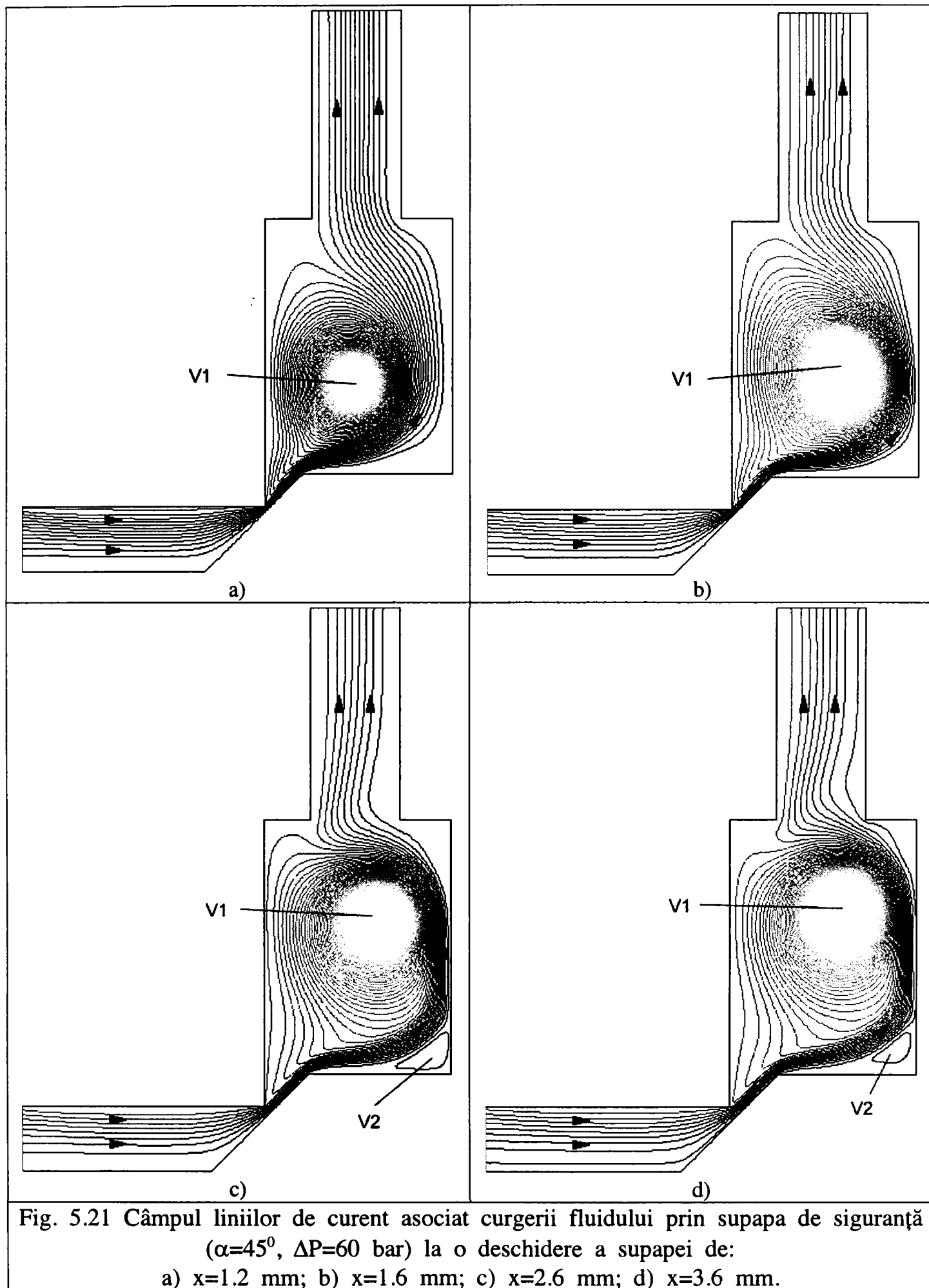
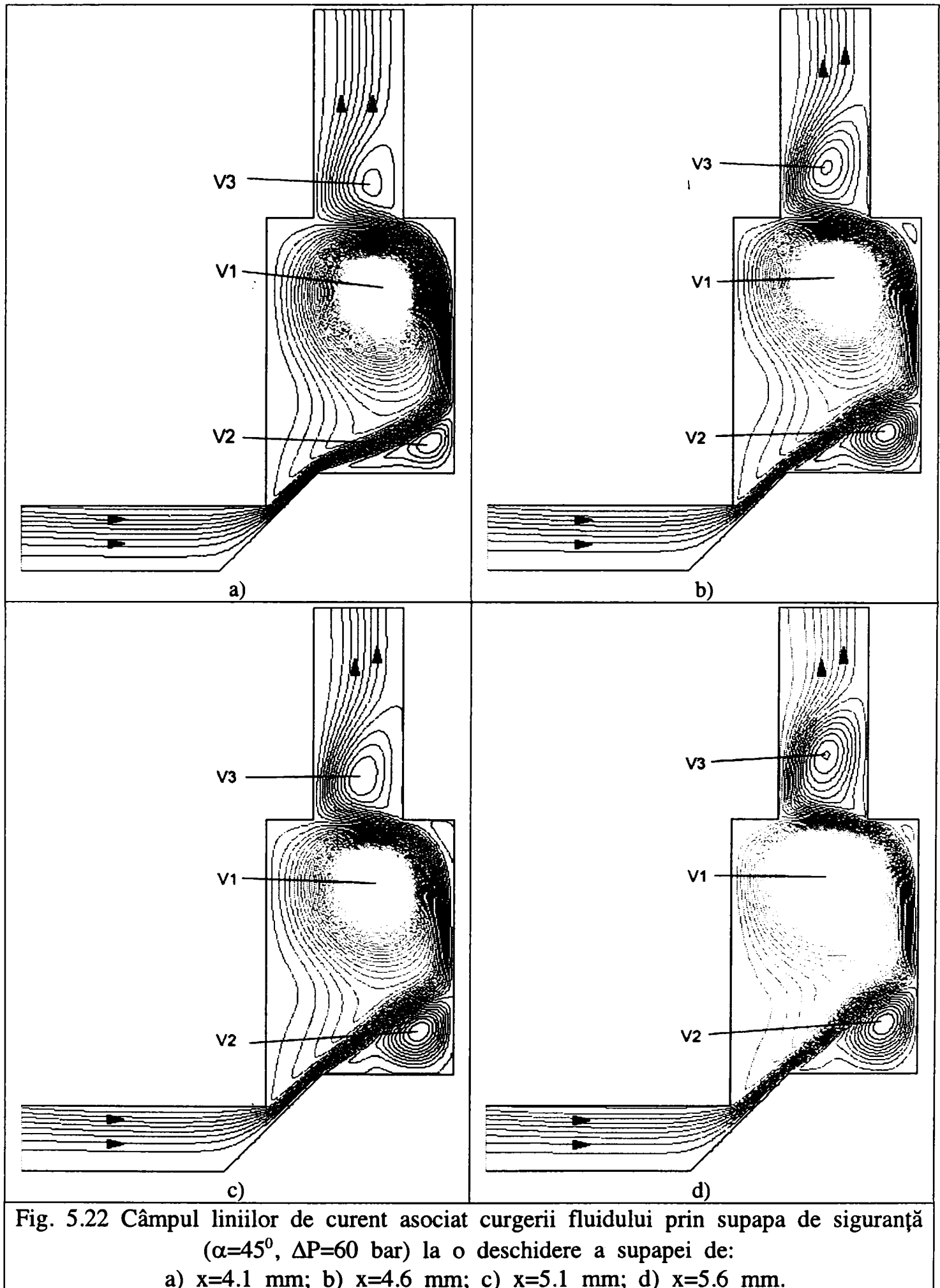


Fig. 5.21 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță ($\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar) la o deschidere a supapei de:
 a) $x=1.2$ mm; b) $x=1.6$ mm; c) $x=2.6$ mm; d) $x=3.6$ mm.



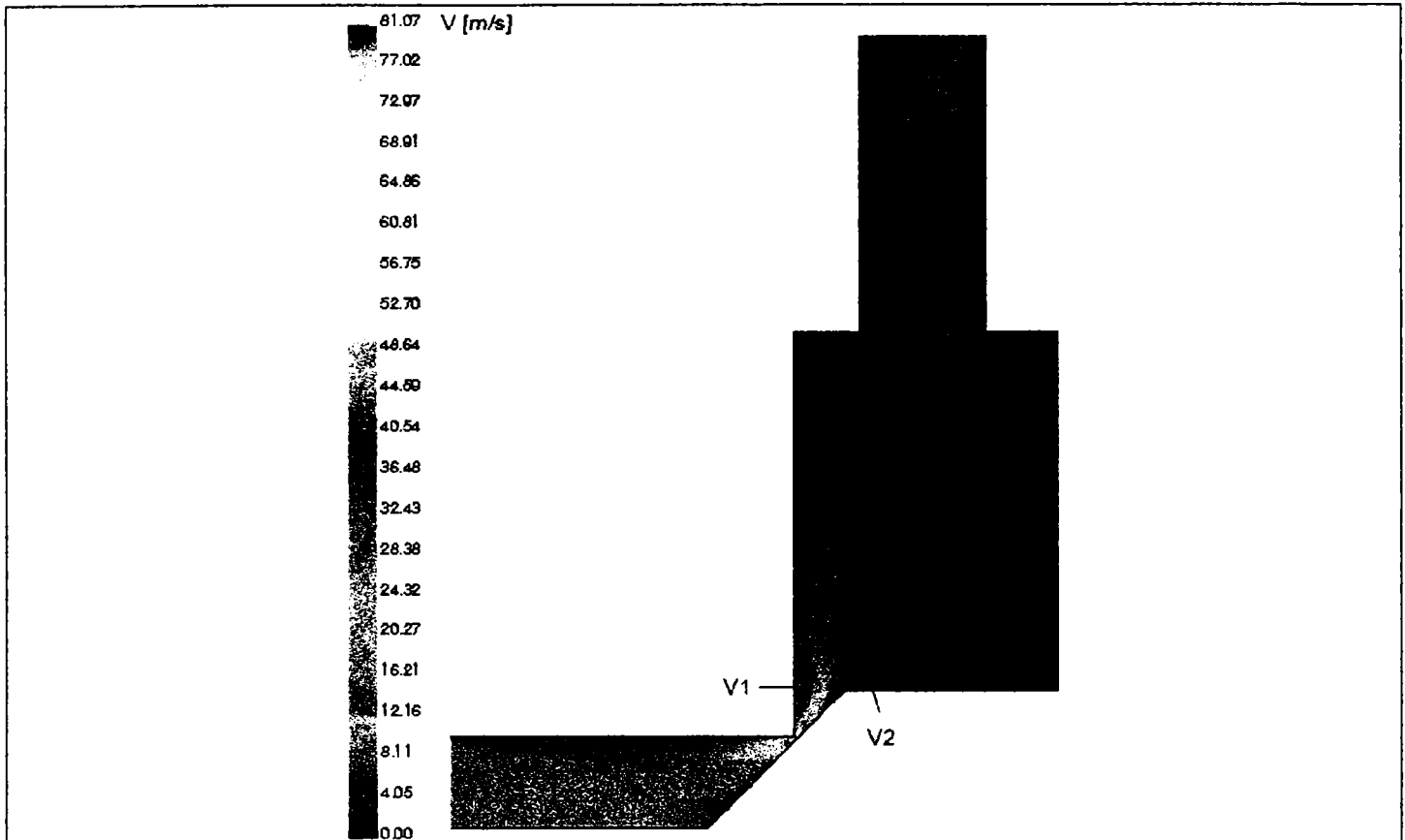


Fig. 5.23 Harta de culori pentru câmpul de viteze, corespunzător curgerii fluidului prin supapa de siguranță ($x=0.9$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

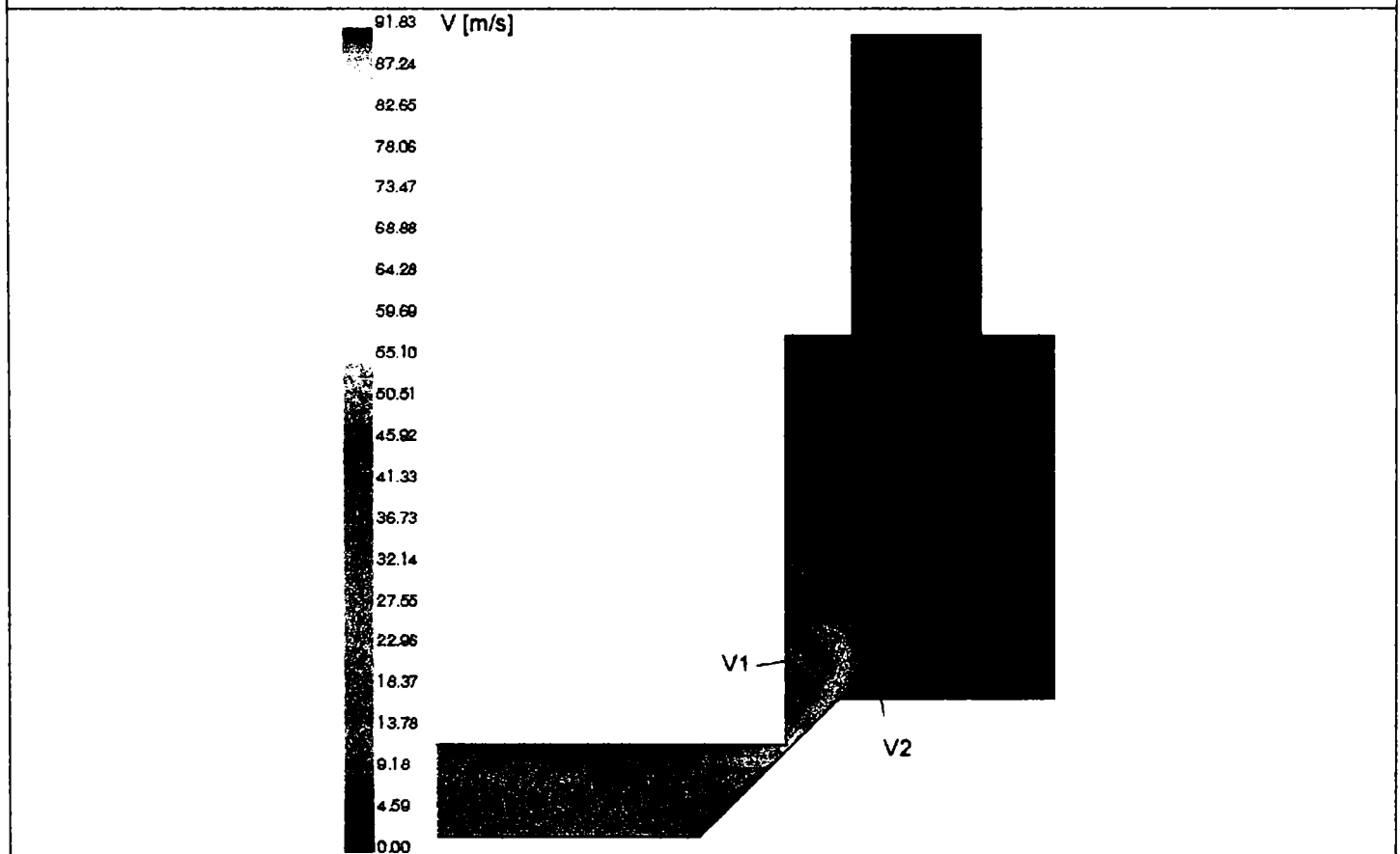


Fig. 5.24 Harta de culori pentru câmpul de viteze, corespunzător curgerii fluidului prin supapa de siguranță ($x=1.1$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

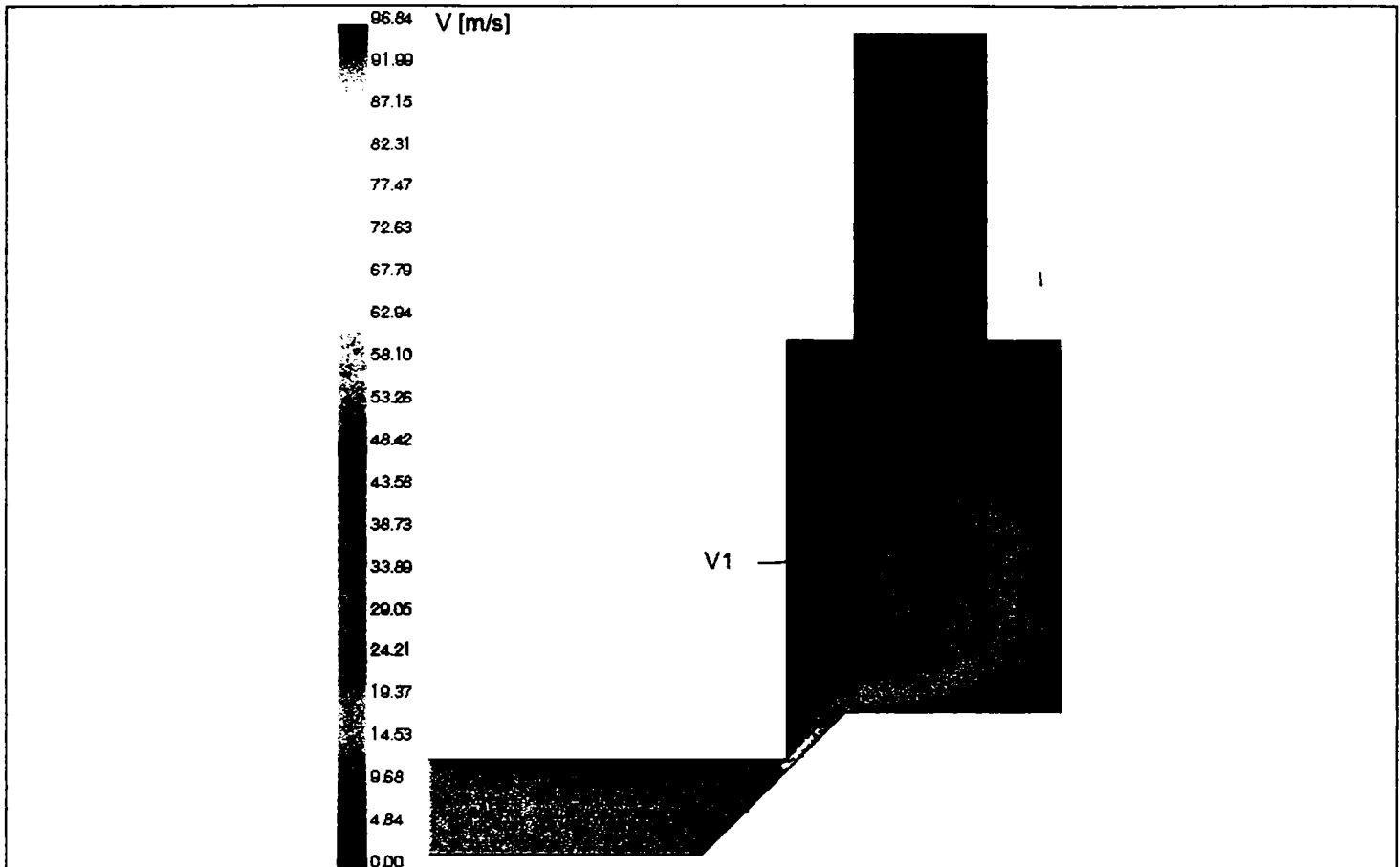


Fig. 5.25 Harta de culori pentru câmpul de viteze, corespunzător curgerii fluidului prin supapa de siguranță ($x=1.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

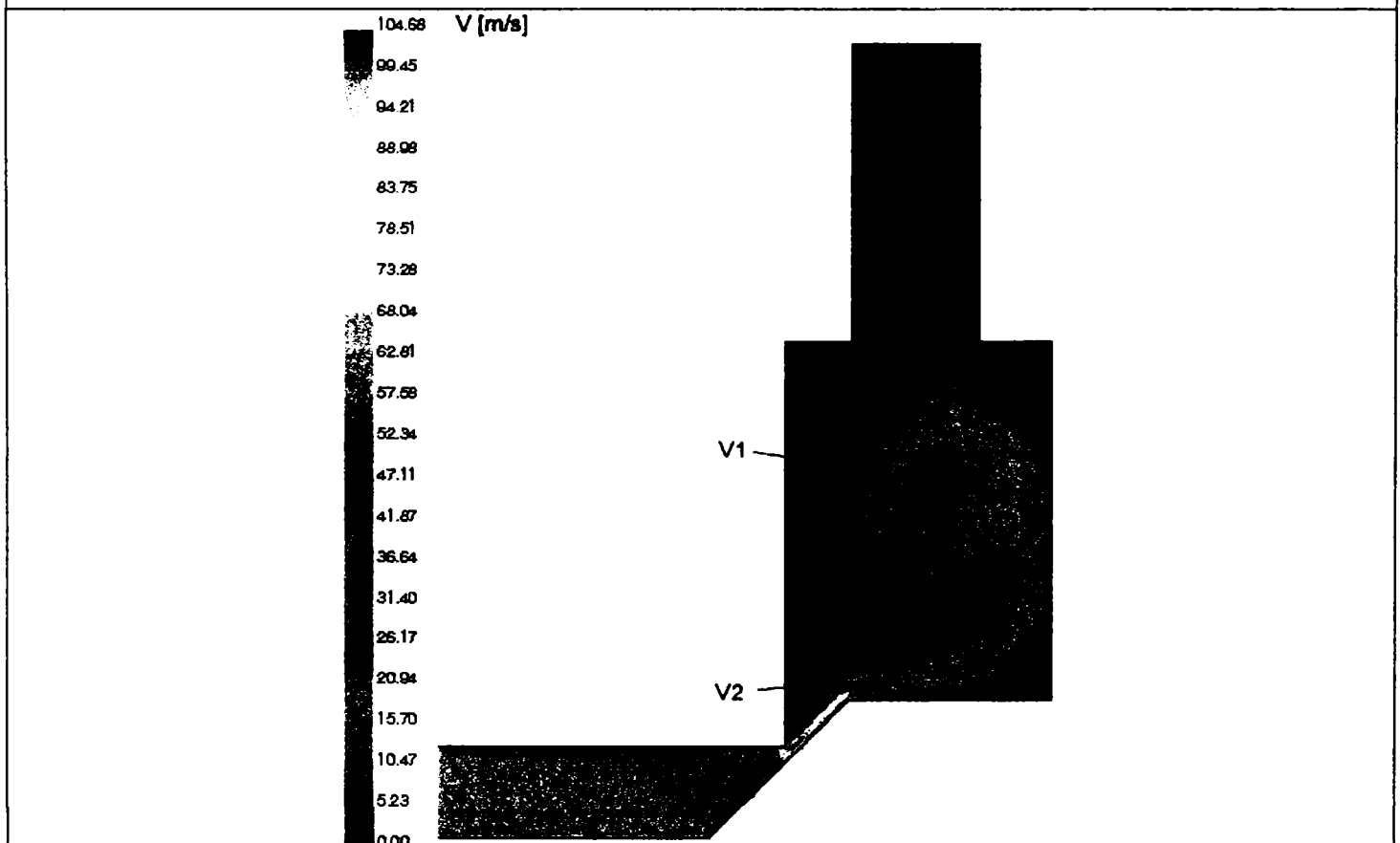


Fig. 5.26 Harta de culori pentru câmpul de viteze, corespunzător curgerii fluidului prin supapa de siguranță ($x=2.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

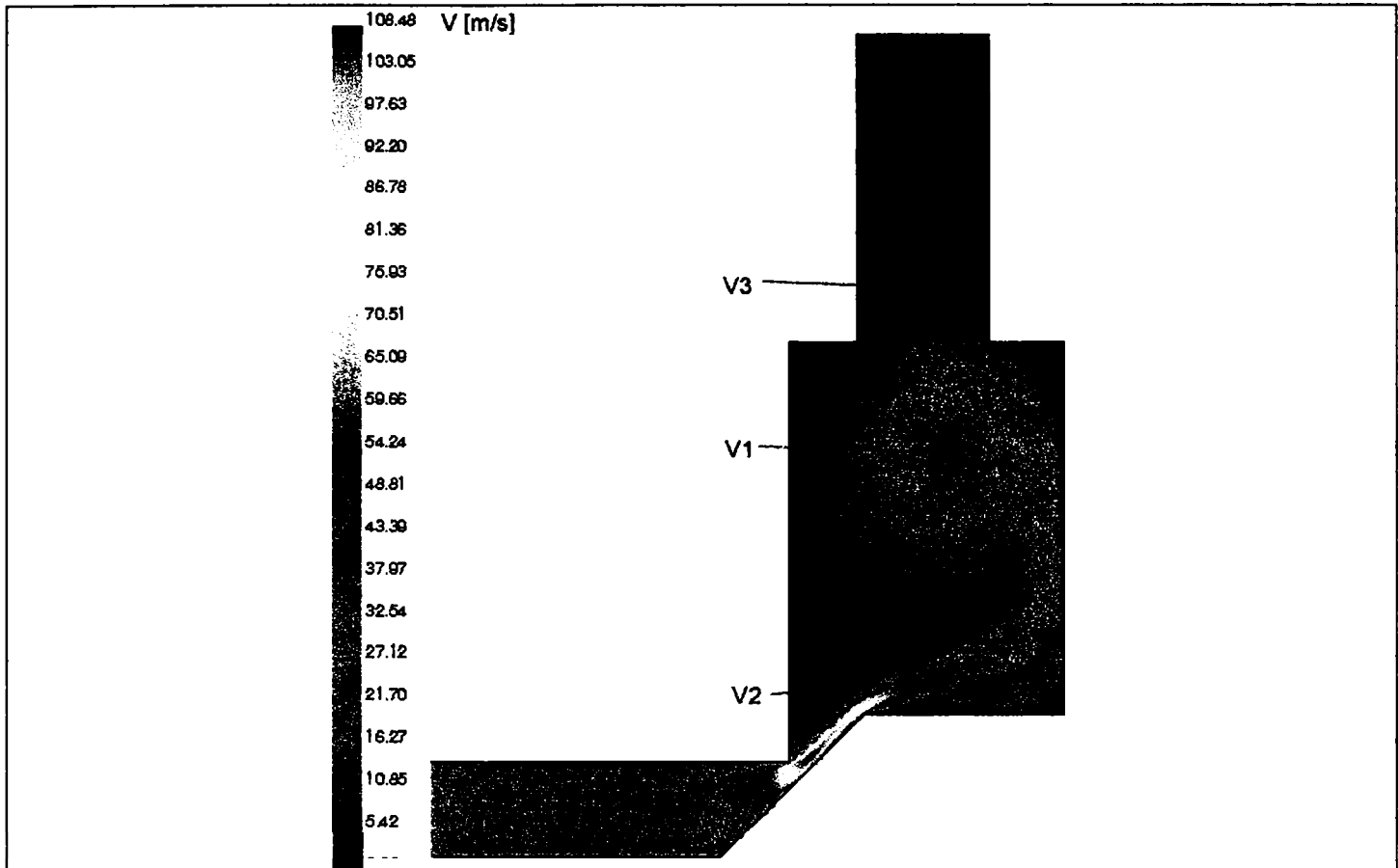


Fig. 5.27 Harta de culori pentru câmpul de viteze, corespunzător curgerii fluidului prin supapa de siguranță ($x=4.1$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

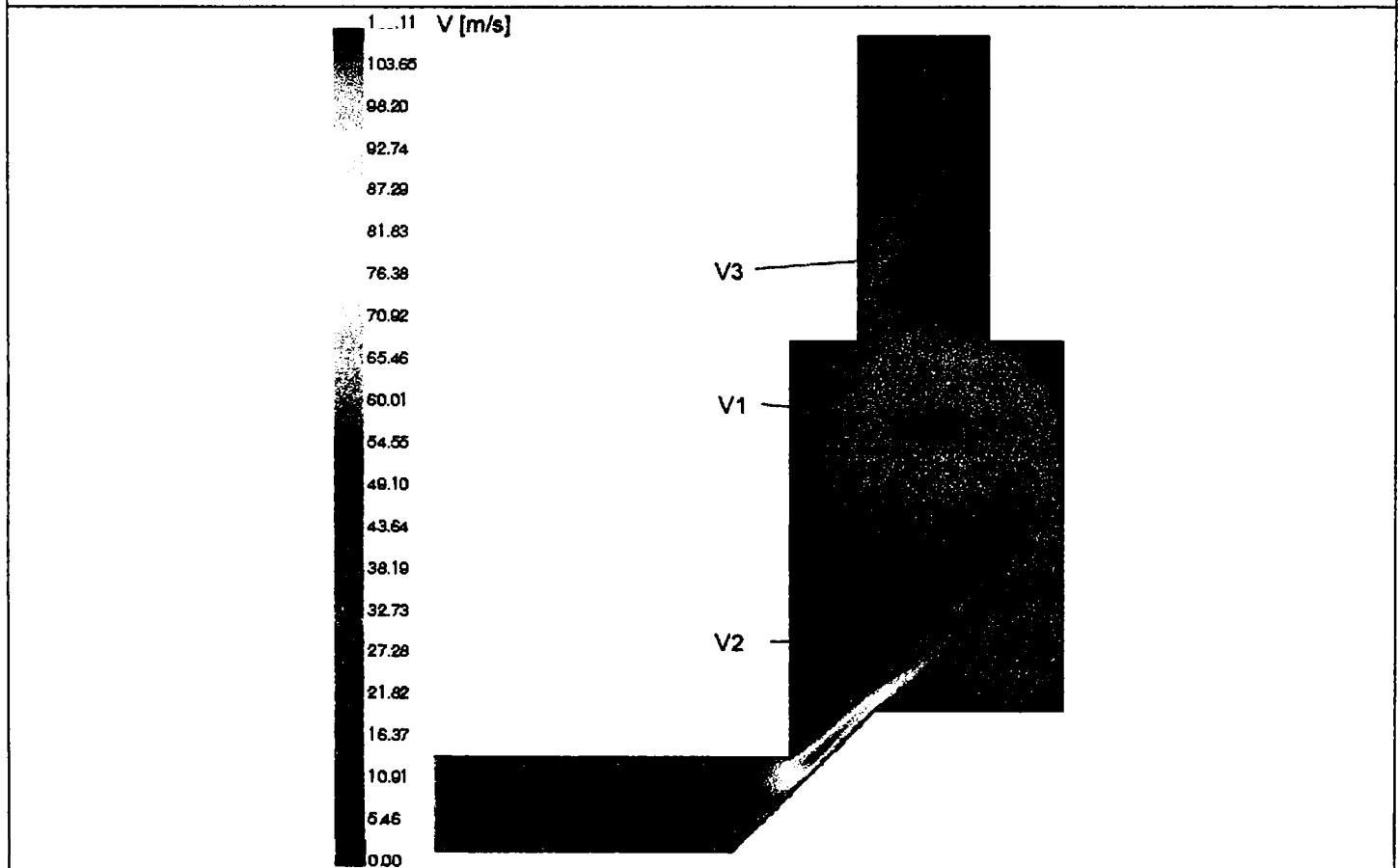


Fig. 5.28 Harta de culori pentru câmpul de viteze, corespunzător curgerii fluidului prin supapa de siguranță ($x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

La deschideri mici ale supapei, debitul de fluid deversat prin zona de strangulare este mică. Conform legii conservării masei, debitul de fluid ce intră în zona de strangulare este egal cu debitul de fluid ce iese din această zonă. Ca urmare fluidul ce trece prin zona de strangulare, suferă o puternică accelerare, având ca și rezultat viteze mari ale particolelor fluide în jetul rezultat (figura 5.17b). Ajuns în camera supapei, jetul de fluid suferă o decelerare, particolele de fluid înregistrând o scădere treptată a vitezei de curgere, ca urmare a cedării energiei cinetice acumulate în zona de strangulare a supapei.

La deschideri mici, datorită debitului mic de fluid vehiculat, jetul de fluid tinde să ocupe în întregime camera supapei (figura 5.20a). Datorită debitului mic vehiculat, respectiv vitezei mici de curgere prin camera supapei, în canalul de evacuare a supapei se formează zone de curgere staționară a fluidului, materializate prin formarea de vârtejuri locale (figura 5.20a).

Creșterea deschiderii supapei, are ca rezultat, mărirea debitului de fluid vehiculat, ceea ce face ca la ieșirea din zona de strangulare, jetul de fluid să se deplaseze prin camera supapei cu o viteză mai mare, impunând particolelor de fluid un traseu mai lin în camera supapei (figura 5.20b). Creșterea debitului vehiculat, rezultat în urma modificării deschiderii supapei, conduce la uniformizarea curgerii în canalul de evacuare a supapei, eliminând zonele de recirculare (figura 5.20 b,c,d).

La deschideri mai mari de 0.6 mm, se observă că, curgerea prezintă două aspecte noi: formarea unei vâne de fluid, respectiv formarea zonelor de recirculare. Având în vedere că, scaunul supapei este realizat cu unghi de 90° (cu colț), se constată că, odată cu mărirea deschiderii, ca urmare a accelerării mișcării în zona de strangulare, particulele de fluid se concentrează într-un jet, care la ieșirea din zona de reglare se desprinde de pe scaunul supapei, se atasează de generatoarea conului după care se desprinde de aceasta și intră în camera supapei sub forma unei vâne de fluid.

Ca urmare a acestui fenomen, în imediata vecinătate a colțului scaunului supapei, se crează o zonă cu presiune scăzută, care se caracterizează prin faptul că, în centrul său, viteza de curgere are valoarea zero. Această zonă favorizează apariția și dezvoltarea așa numitelor **vârtejuri forțate**. Apariția și dezvoltarea acestui vârtej impune vânei principale de fluid un traseu sinoidal. În vecinătatea zonei de desprindere a vânei principale de fluid de pe circumferința vârtejurii, se crează condiții similare cu cele care au dus la apariția primului vârtej. Astfel, mărind deschiderea, se observă formarea și dezvoltarea vârtejurii principal V1 și a vârtejurii secundar V2 din camera supapei.

Este de remarcat evoluția și deplasarea vârtejurilor formate odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 5.20 c,d și 5.21 a,b). Se poate observa, cum jetul de fluid rezultat la ieșirea din zona de strangulare este condus pe toată lungimea generatoarei conului până ce se desprinde de pe aceasta. Se constată că desprinderea jetului de pe generatoarea conului favorizează apariția unei zone de presiune scăzută, unde spre deosebire de zona din imediata vecinătate a colțului scaunului supapei, viteza particolelor de fluid este destul de mare.

Se poate afirma că, prezența muchiilor ascuțite în zona de strangulare a supapei are ca și efect, formarea unor zone de presiune mică, unde local apar zone cu presiune foarte scăzută (figura 5.17a).

Pentru varianta geometrică studiată se constată că, în jurul valorii deschiderii supapei de $x=1.84$ mm are loc o basculare a vânei principale de fluid. Fenomenul constă în mutarea traseului vânei principale de fluid de pe scaunul supapei, pe partea superioară a camerei supapei, fenomen datorat creșterii în dimensiune a vârtejului principal V1 (figura 5.21c). În urma acestei basculări, vârtejul principal V1 ocupă cea mai mare parte a camerei supapei, forțând vâna principală de fluid să aibe un traseu sinusoidal, dar de data aceasta de o lungime mai mare decât cea de dinainte de basculare.

În noua situație creată se observă că, după decolarea jetului principal de pe generatoarea conului supapei, aceasta are o tendință de apropiere de tija supapei, fenomen datorat efectului Coandă din această zonă. În spațiul cuprins între vâna de fluid, tija supapei și peretele superior al supapei se dezvoltă în dimensiune și intensitate vârtejul secundar V2 (figura 5.22a).

Mărind în continuare deschiderea supapei se observă că, curgerea fluidului prin traseul intern a supapei este guvernată de prezența a trei mari vârtejuri (vârtejul principal V1, vârtejul secundar din camera supapei V2 și vârtejul secundar din canalul de evacuare a supapei V3) printre care evoluează vâna principală de fluid (figura 5.22 b,c,d).

Pentru deschideri mari, în colțurile camerei supapei se formează zone de recirculare, care însă prin dimensiunea și intensitatea lor nu influențează semnificativ modul de curgere a fluidului (figura 5.22 b,c,d).

Creșterea deschiderii supapei are ca rezultat creșterea secțiunii zonei de strangulare, ca urmare, nu mai are loc o accelerare pronunțată a fluidului în această zonă (pentru un debit constant de fluid vehiculat).

Se constată că, odată cu mărirea deschiderii are loc creșterea razei vârtejurilor formate atât în camera supapei cât și în canalul de evacuare a supapei, precum și o deplasare a vârtejurilor în interiorul camerei supapei.

Figurile 5.23, 5.24, 5.25, 5.26, 5.27, 5.28 prezintă câmpul de viteze atașat curgerii fluidului prin traseul intern a supapei hidraulice de siguranță. Se observă că, viteză maximă de curgere se obține în zona de strangulare a supapei, pe când zone cu viteză de circulație mică sau zero se obțin în centrele vârtejurilor formate, respectiv în colțurile camerei supapei.

Concluzii

Analiza curgerii fluidului prin traseul intern al supapei prezentată în figurile 5.20, 5.21, 5.22 scoate în evidență următoarele aspecte legate de modul de curgere:

- formarea unei vâne de fluid la ieșirea din secțiunea de strangulare a supapei;
- prezența muchiilor ascuțite în zona de strangulare, favorizează apariția zonelor de presiune scăzută;
- în vecinătatea colțului scaunului supapei, local, se formează o zonă în care valoarea presiunii este cea mai scăzută;
- odată cu modificarea deschiderii supapei în intervalul de lucru al acesteia (0 până la valoarea nominală) se crează condiții favorabile pentru apariția și dezvoltarea a trei vârtejuri semnificative (un vârtej principal V1 și două vârtejuri secundare V2 și V3).

5.5 ANALIZA VÂRTEJURILOR FORMATE ÎN CAMERA SUPAPEI HIDRAULICE DE SIGURANȚĂ

Pe baza modelului teoretic dezvoltat s-a realizat o analiză a vârtejurilor formate în camera supapei prin prisma parametrilor determinați ai vârtejurii (intensitatea vârtejurii, raza caracteristică și presiunea din centrul vârtejurii), pentru toată gama de deschideri ai supapei (cuprinse între 0 și deschiderea nominală). Rezultatul analizei s-a materializat printr-o imagine generală a apariției și dezvoltării vârtejurilor în camera supapei hidraulice de siguranță, prezentată în figura 5.29.

Figura 5.29 prezintă evoluția și dezvoltarea vârtejurilor din camera supapei (vârtejul principal V1- cu roșu, respectiv vârtejurile secundare V2 și V3- cu albastru) prin intermediul coordonatelor centrului și raza caracteristică a vârtejurii obținute pentru deschiderile studiate ale supapei.

Numerotarea folosită pentru identificarea vârtejurilor corespunde ordinii crescătoare a deschiderilor studiate (Tabelul 5.8). Vârtejul cu numărul 1 corespunde deschiderii supapei de $x=0.9$ mm. Alegerea primei deschideri ai supapei pentru care sau determinat parametrii caracteristici ale vârtejurii s-a făcut pe baza analizei liniilor de curent obținute din simulărilor numerice realizate (figurile 5.20, 5.21, 5.22). Din această analiză a rezultat faptul că, momentul de formare a vârtejurii principale are loc pentru o deschidere mai mare de 0.6 mm, însă, datorită faptului că analiza vârtejurii se bazează pe determinarea valorilor câmpului de viteză și presiune pe raze de studiu ale unui domeniu circular, deschiderea supapei la care se poate considera un asemenea domeniu corespunde valorii $x=0.9$ mm.

Analiza figurilor 5.20, 5.21, 5.22 arată că, la o anumită deschidere are loc o basculare a vânei principale de fluid. Pentru a surprinde cât mai bine acest fenomen, modificarea deschiderii în jurul deschiderii corespunzătoare fenomenului de basculare, a fost realizată cu valori mici ($x=0.1$ mm, Tabelul 5.8). Deși modificarea deschiderii se realizează cu un pas fin se constată că, fenomenul de basculare are loc aproape instantaneu. Explicația fenomenului ar consta în faptul că, în jurul deschiderii de $x=1.2$ mm intensitatea vârtejurii principale V1 are valori ridicate (figura 5.31), combinat cu o continuă creștere a razei vârtejurii (figura 5.30, 5.31). Pe partea opusă a vânei principale de fluid există o zonă care este caracterizat prin valori scăzute ale câmpului de viteză și presiune dar care reușește să mențină traiectoria vânei principale de fluid pe scaunul supapei (figura 5.20d). Mărind deschiderea cu valoarea de 0.1 mm, se modifică condițiile de lucru, ca urmare centrul vârtejurii principale V1 își schimbă poziția, în timp ce raza acestuia crește semnificativ. Această mărire a deschiderii supapei modifică atât aspectul cât și proprietățile câmpului hidrodinamic, existentă în partea opusă a vânei principale de fluid, unde apar condiții optime pentru formarea vârtejurii secundare V2 (viteza de circulare a fluidului egală cu 0, respectiv valori scăzute ale presiunii). Toate acestea la un loc, contribuie la realizarea basculării jetului de fluid pe partea inferioară a camerei supapei pe peretele superior al camerei supapei.

Analizând Fig. 5.29 se constată că toate aceste modificări ale aspectului curgerii prin camera supapei, sunt redate cu fidelitate, prin intermediul poziției centrului vârtejurii, respectiv a razei caracteristice a acestuia.

De asemenea se observă că numerotarea vârtejurilor a fost realizată astfel încât să redea cât mai bine starea de evoluție a fiecărui vârtej. Spre exemplu pentru o deschidere a supapei de $x=1.6$ mm în camera supapei nu există decât vârtejul principal (notat cu 1-5), pentru deschiderea $x=3.6$ mm în camera supapei există vârtejul principal V1 (notat cu 1-9) și vârtejul secundar V2 (notat cu 9-2), iar la deschiderea $x=4.6$ mm avem vârtejul principal V1 (notat cu 11-1), vârtejul secundar V2 (notat cu 11-2) și vârtejul secundar V3 (notat cu 11-3).

Din figura 5.29 rezultă că pentru geometria studiată (supapă conică cu scaun ascuțit, $d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$) și pentru condițiile de lucru impuse ($P_{int}=60$ bar, $P_{ies}=1$ bar), curgerea fluidului prin supapă are loc cu formarea a trei mari vârtejuri, ce pot fi caracterizați cu ajutorul parametrilor sintetici determinați.

Figurile 5.30, 5.31, 5.32 prezintă evoluția vârtejului principal V1 și cel secundar V2, V3 prin intermediul caracteristicilor ce-i definesc (intensitate, raza caracteristică și valoarea presiunii din centrul vârtejului).

Urmărind aceste figuri se observă că, la formare, vârtejul principal V1 are o intensitate mare (figura 5.31), o rază caracteristică mică (figura 5.30) datorită deschiderii mici și a debitului mic vehiculat, respectiv o valoare scăzută a presiunii în centrul vârtejului (figura 5.32). Urmărind evoluția vârtejului principal V1 se constată că odată cu creșterea deschiderii are loc o scădere a intensității vârtejului, o creștere a razei caracteristice și o scădere continuă a valorii presiunii din centrul vârtejului. Această tendință de evoluție a caracteristicilor vârtejului se menține până în momentul în care are loc bascularea vânei principale de fluid.

Se observă, că înainte de basculare vârtejul principal V1 este definit de o rază caracteristică mărită, o intensitate mare respectiv o valoare scăzută a presiunii în centrul său, pe când după basculare, se realizează o creștere substanțială a razei caracteristice, o scădere a intensității respectiv o scădere a valorii presiunii din centrul vârtejului (figura 5.30, 5.31, 5.32, Tabelul 5.11). Este de remarcat faptul că pentru valori ale deschiderii supapei apropiate de valoarea $x=1.2$ mm unde are loc bascularea se formează o zonă de instabilitate caracterizată prin fluctuații ale valorilor caracteristicilor supapei, zonă pentru care au fost analizate un număr mai mare de deschideri (figura 5.30, 5.31, 5.32, Tabelul 5.11). Din analiza făcută reiese că, această zonă de instabilitate corespunde deschiderilor cuprinse între 1.1 și 1.2 mm (Tabelul 5.11).

Pentru intervalul de deschideri $x=1.4..3.6$ mm, se constată că mărimile caracteristice ale vârtejului principal V1, au o evoluție crescătoare. Pentru deschideri mari ale supapei ($4.1 < x < 5.6$ mm), se observă că avem o creștere a razei și intensității vârtejului, ale căror valori evoluează în jurul valorilor $R_v=8$ mm, respectiv $\Omega_0=4500$ s⁻¹, pe când valoarea presiunii în centrul vârtejului scade până la valoarea de $p_{cv}=-6$ bar.

De remarcat este faptul că, vârtejul principal parcurge aproape întreaga lungime a camerei supapei, deplasându-se din imediata vecinătate a secțiunii de strangulare (unde se formează), până aproape de canalul de ieșire din supapă, unde se stabilizează aproximativ la mijlocul camerei supapei (figura 5.29).

Vârtejul principal V1				
Nr.	x [mm]	r _v [mm]	Coord. centrului vârtejului Z [mm]	R [mm]
1-1	0.9	1.4	54.3122	21.8642
1-2	1.1	2.5	57.0929	27.6118
1-3	1.2	7.4	70.8754	40.7427
1-4	1.4	8.2	73.9350	42.3913
1-5	1.6	8	75.4859	44.1600
1-6	2.1	7.8	76.2589	52.7693
1-7	2.6	8.1	76.1022	54.0706
1-8	3.1	8.9	76.1461	54.1792
-	-	-	-	-
1-10	4.1	8.2	75.5098	59.6635
1-11	4.6	8.1	74.2535	61.7781
1-12	5.1	8.2	75.3911	61.3104
1-13	5.6	7.2	73.3023	63.3923

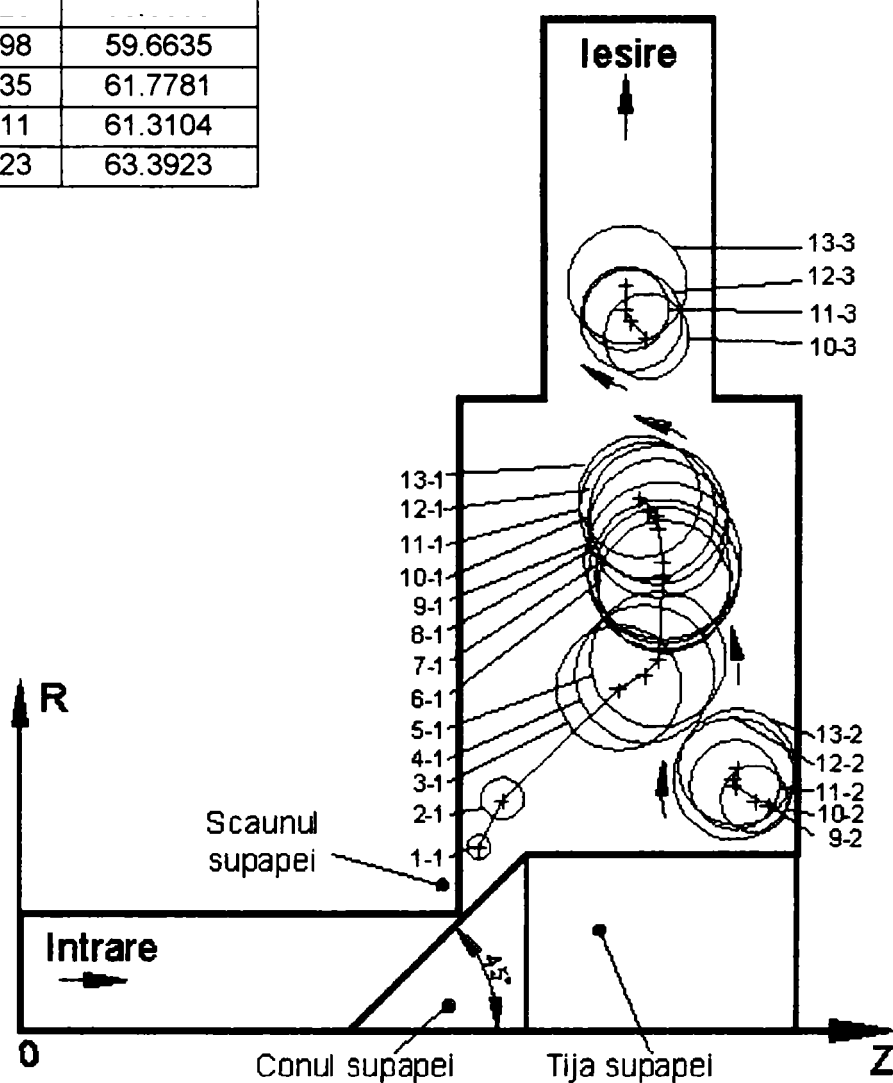
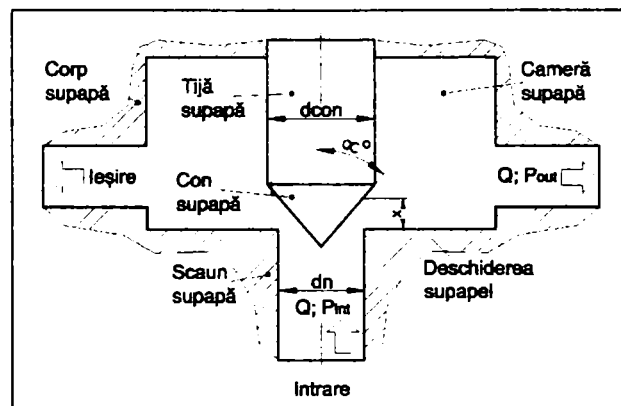


Fig. 5.29 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejurilor formate în camera supapei hidraulice de siguranță pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului principal V1- reprezentat cu roșu; vârtejul secundar V2-extensia 2 și V3-extensia 3- reprezentat cu albastru; dn=28 mm, α=45°, ΔP=60 bar).

Coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare vârtejurilor din camera supapei

Tabelul 5.8

Nr.	x [mm]	r _v [mm]	Coord. centrului vârtejului	
			Z [mm]	R [mm]
1-1	0.9	1.4	54.3122	21.8642
1-2	1.1	2.5	57.0929	27.6118
1-3	1.2	7.4	70.8754	40.7427
1-4	1.4	8.2	73.9350	42.3913
1-5	1.6	8	75.4859	44.1600
1-6	2.1	7.8	76.2589	52.7693
1-7	2.6	8.1	76.1022	54.0706
1-8	3.1	8.9	76.1461	54.1792
1-9	3.6	9.3	76.0628	55.8399
1-10	4.1	8.2	75.5098	59.6635
1-11	4.6	8.1	74.2535	61.7781
1-12	5.1	8.2	75.3911	61.3104
1-13	5.6	7.2	73.3023	63.3923

Coordonatele centrelor, respectiv razele caracteristice corespunzătoare evoluției cu deschiderea a vârtejului principal V1.

Tabelul 5.9

Nr.	X [mm]	r _v [mm]	Coord. centrului vârtejului	
			Z [mm]	R [mm]
9-2	3.6	0.3	88.5916	26.9623
10-2	4.1	4	87.0341	27.4953
11-2	4.6	5.3	84.6501	29.2104
12-2	5.1	7.2	84.4989	29.9912
13-2	5.6	6.9	84.9166	31.3508

Coordonatele centrelor, respectiv razele caracteristice corespunzătoare evoluției cu deschiderea a vârtejului secundar V2.

Tabelul 5.10

Nr.	X [mm]	r _v [mm]	Coord. centrului vârtejului	
			Z [mm]	R [mm]
10-1	4.1	5	74.1039	82.3794
11-3	4.6	5	71.6622	85.6039
12-3	5.1	6	72.2775	84.3113
13-4	5.6	7	71.7374	88.5822

Coordonatele centrelor, respectiv razele caracteristice corespunzătoare evoluției cu deschiderea a vârtejului secundar V3.

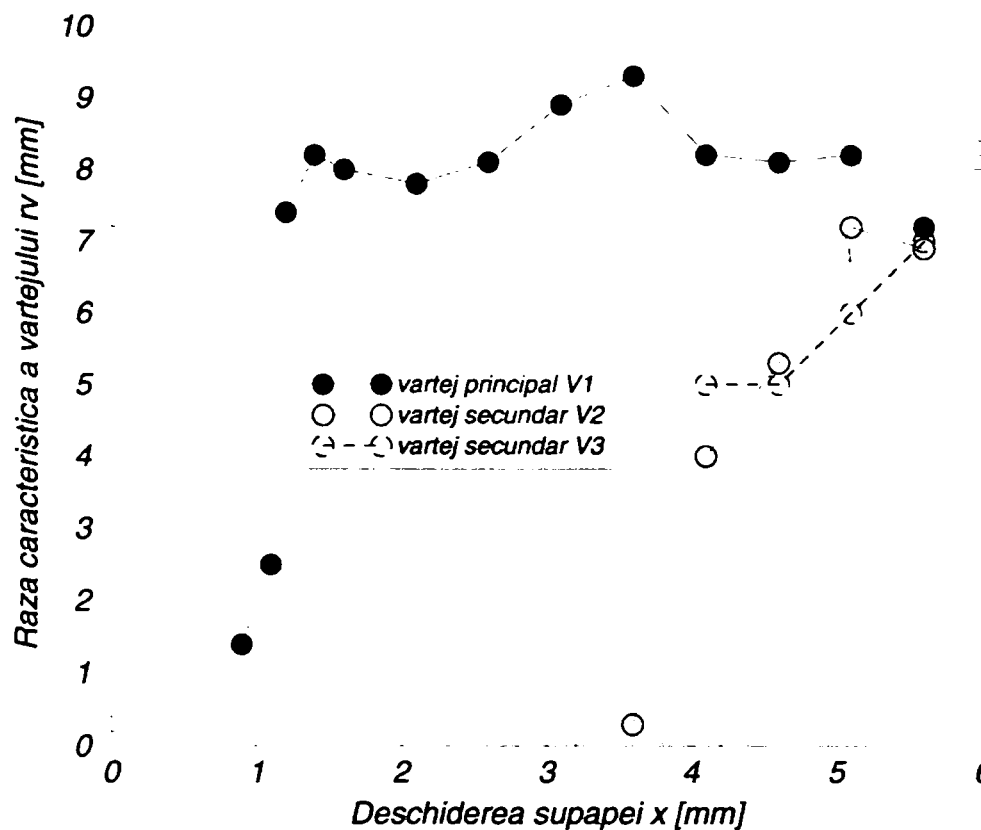


Fig. 5.30 Variația razei caracteristice al vârtejului principal V1, al vârtejurilor secundare V2 și V3 cu deschiderea supapei (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

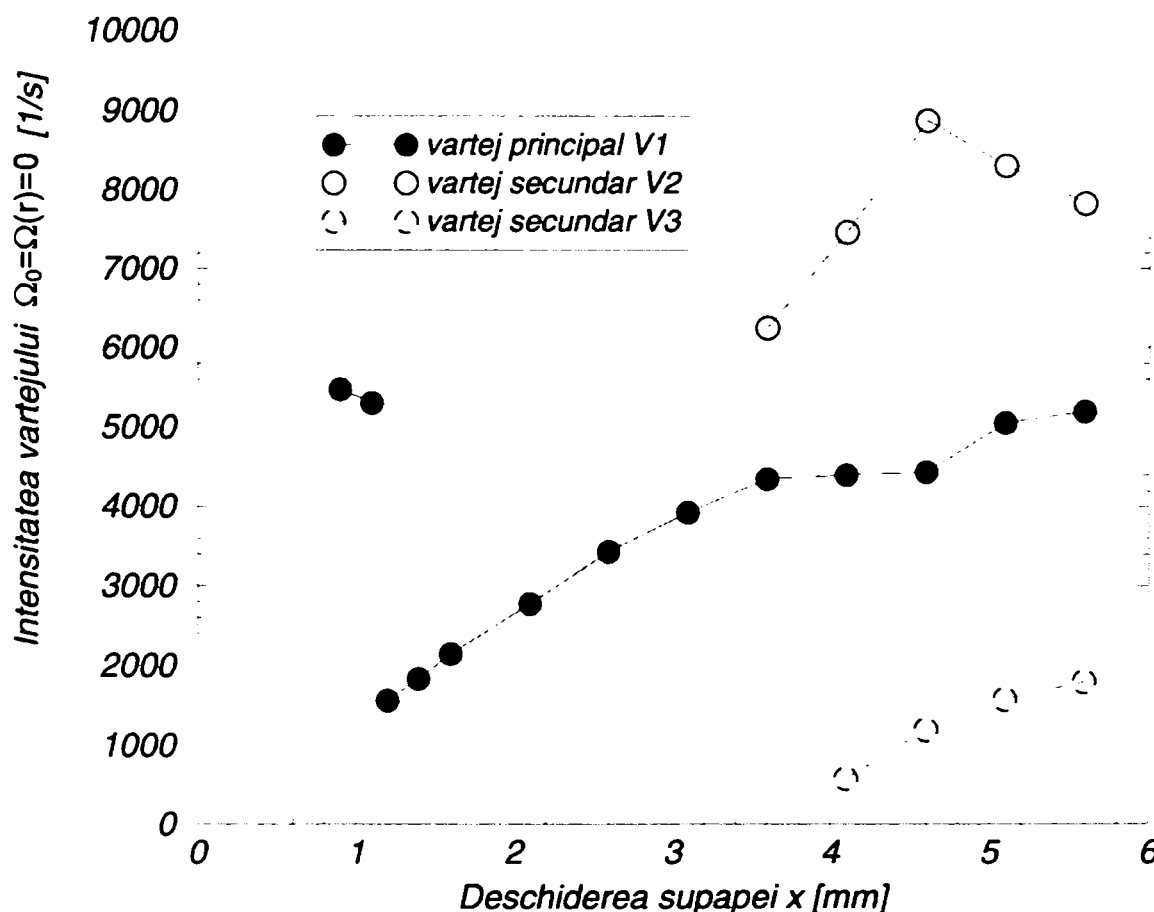


Fig. 5.31 Variația intensității vârtejului principal V1, și al vârtejurilor secundare V2 și V3, cu deschiderea supapei (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

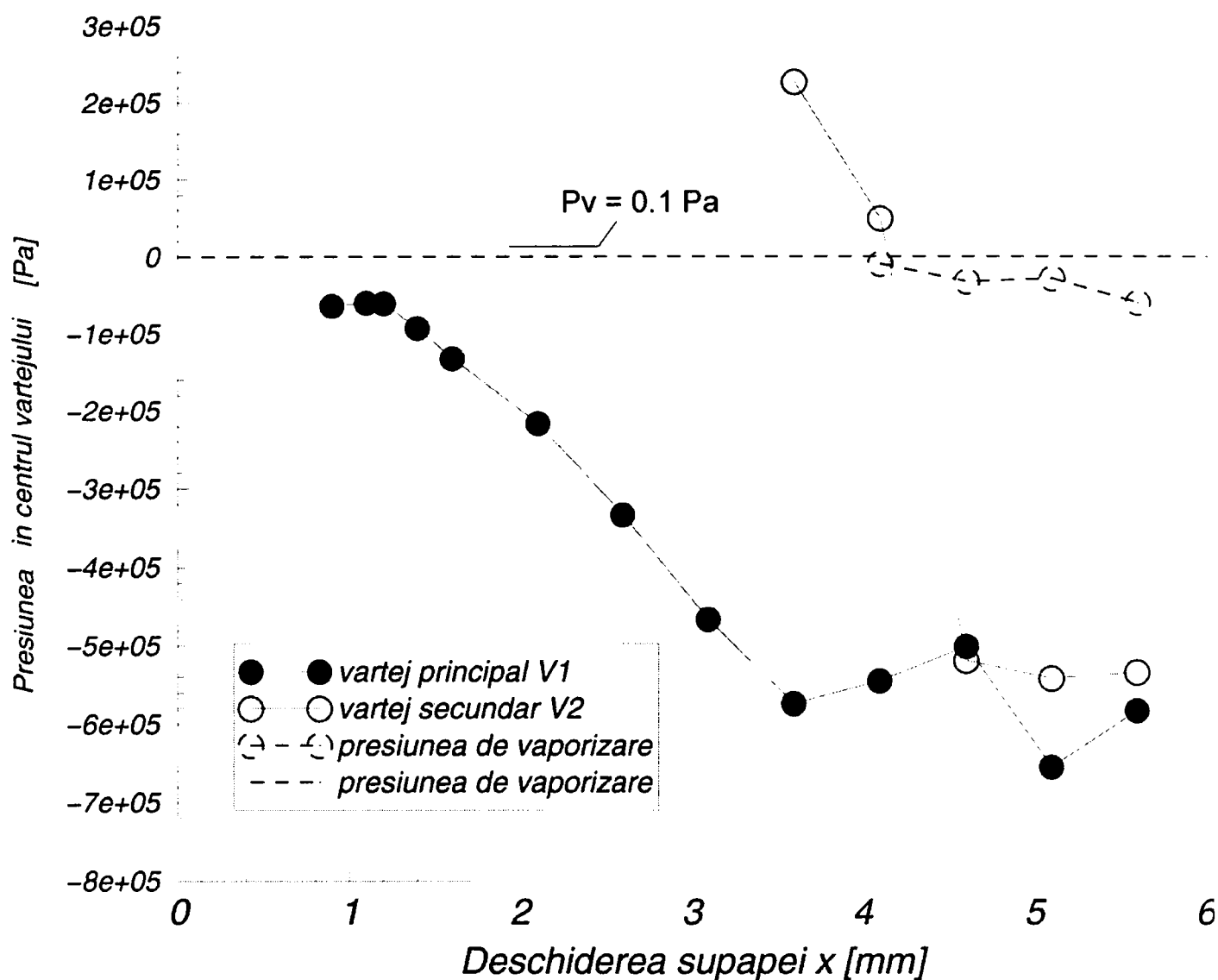


Fig. 5.32 Variația presiunii absolute în centrul vârtejului principal V1, și în centrul vârtejurilor secundare V2 și V3, cu deschiderea supapei (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Vârtejul secundar V2 poate fi analizat începând cu deschiderea de $x=3.6$ mm. Se constată că, evoluția acestuia este mult mai lină comparativ cu cel a vârtejului principal V1. Se observă că, pe măsură ce crește deschiderea supapei, pentru vârtejul secundar V2 se înregistrează o creștere a razei caracteristice (de la 0.4 la 5.6 mm), o variație a intensității vârtejului (de la $\Omega_0=6000$ la $\Omega_0=8000$ s⁻¹) și o variație a presiunii în centrul vârtejului (între $2 < p_{cv} < -5$ bar). Din analiza figurii 5.29, rezultă că, vârtejul secundar V2, are o influență majoră asupra evoluției curgerii în camera supapei, datorită razei sale destul de mari, respectiv intensității mari care o caracterizează (figura 5.31), manifestat prin împingerea și forțarea deplasării vânei principale de fluid spre ieșirea din supapă.

Figura 5.29 prezintă evoluția și dezvoltarea vârtejului secundar V3, format în canalul de evacuare a supapei. Datorită faptului că, în această zonă influența vânei principale de fluid este majoră, analizele efectuate pentru vârtejul secundar V3, au arătat că, aplicarea metodei teoretice determinate pentru analiza vârtejului forțat, nu mai asigură o acuratețe corespunzătoare în această zonă. Ca urmare marcarea coordonatelor și mărimii razei caracteristice a vârtejului secundar V3, s-a realizat cu

titlu informativ, pentru a arăta că, la deschideri mari, în canalul de evacuare a supapei se formează un vârtej secundar de mărime apreciabilă care are o influență majoră asupra modului de curgere din această zonă.

Formarea acestui vârtej are loc ca urmare a modului de evoluție a vânei principale de fluid în camera supapei, mai precis datorită intrării vânei de fluid în canalul de evacuare sub un unghi mare, ceea ce favorizează desprinderea vânei de fluid de pe muchia ascuțită a intrării în canal. Astfel, în această zonă evoluția vânei de fluid este asemănătoare cu evoluția vânei la ieșirea acestuia din secțiunea de strângere a supapei.

Tabelul 5.11 Parametrii caracteristici ai vârtejurii principale V1.

Tabelul 5.11

Nr.	Deschiderea x [mm]	Raza caracteristică Rv [mm]	Intensitatea Ω_0 [s ⁻¹]	Presiunea absolută în centrul vârtejurii [Pa]
1.	0.9	1.4	5480	-64081
2.	1.1	2.5	5308	-134453
3.	1.2	7.4	1567	-61116
4.	1.4	8.2	1835	-92888
5.	1.6	8	2150	-132137
6.	2.1	7.8	2783	-216527
7.	2.6	8.1	3440	-333150
8.	3.1	8.9	3926	-466014
9.	3.6	9.3	4349	-573236
10.	4.1	8.2	4398	-544534
11.	4.6	8.1	4439	-500355
12.	5.1	8.2	5056	-654578
13.	5.6	7.2	5200	-581865

5.6 PARAMETRII CARACTERISTICI ALE CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ

Principali parametri care caracterizează curgerea unui fluid printr-un sistem hidraulic sunt: presiunea, debitul, forțele generate în urma curgerii fluidului, respectiv deplasarea elementului de închidere [48].

Optimizarea funcționării supapelor hidraulice de siguranță necesită o cunoaștere aprofundată a fenomenului de curgere prin interiorul acestora. Investigarea calitativă și cantitativă a parametrilor ce caracterizează curgerea, în corelație cu geometria internă a supapei, constituie premiza realizării unei optimizări a funcționării acestuia.

În acest sens cu ajutorul simulărilor numerice efectuate pentru diferite deschideri de lucru a supapei, s-a urmărit evidențierea principalelor aspecte legate de curgerea fluidului prin traseul intern a supapei. Astfel s-a urmărit:

- variația debitului vehiculat funcție de deschiderea supapei;
- variația coeficientului de debit;
- caracteristica intrinsecă a supapei;
- punerea în evidență a apariției fenomenului de cavitație și determinarea coeficienților de cavitație;
- determinarea forței pe elementul de închidere.

5.6.1 Debitul. Coeficientul de debit

Partea teoretică

Funcționarea supapelor hidraulice de presiune se bazează pe realizarea echilibrului dintre forța de presiune din circuitul hidraulic al supapei și forța de reglare obținut prin comprimarea arcului supapei. Realizarea acestui echilibru, permite vehicularea unui anumit debit de fluid prin traseul intern a supapei. Acest debit vehiculat trece printr-o secțiune de strangulare, care este echivalentul unei rezistențe hidraulice, ca urmare, determinarea debitului de fluid vehiculat prin supapă se face conform metodologiei aplicate rezistențelor hidraulice.

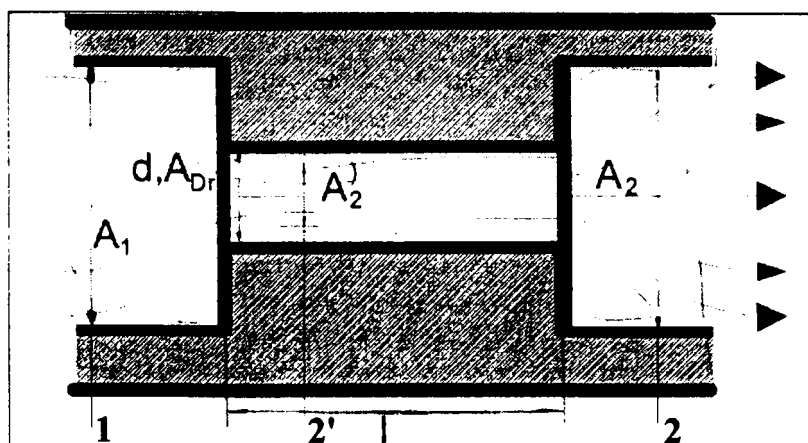


Fig. 5.33 Rezistența hidraulică de tip diuză. Secțiunile caracteristice pentru curgerea fluidului prin rezistența hidraulică de tip diuză.

Figura 5.33 prezintă principial o rezistență hidraulică de tip diuză, a cărei formă este asociată cu secțiunea liberă de trecere a supapei, formată pentru o deschidere oarecare a acestuia, la un moment dat.

După ce vâna de fluid trece de secțiunea 1 (unde este caracterizată de aria A_1 , presiunea P_1 și viteza v_1), vâna de fluid începe să se contracte datorită prezenței strangulării, urmând să atingă în secțiunea de maximă contracție 2' (vena contractată) presiunea minimă P_{vc} și viteza maximă v_{vc} . Cu alte cuvinte energia de presiune scade, permițând ca o parte din aceasta să se transforme în energie cinetică. După ce vâna de fluid a trecut de secțiunea 2', viteza începe să scadă, iar presiunea să crească urmând să atingă în secțiunea 2 valorile v_2 respectiv P_2 (figura 5.34).

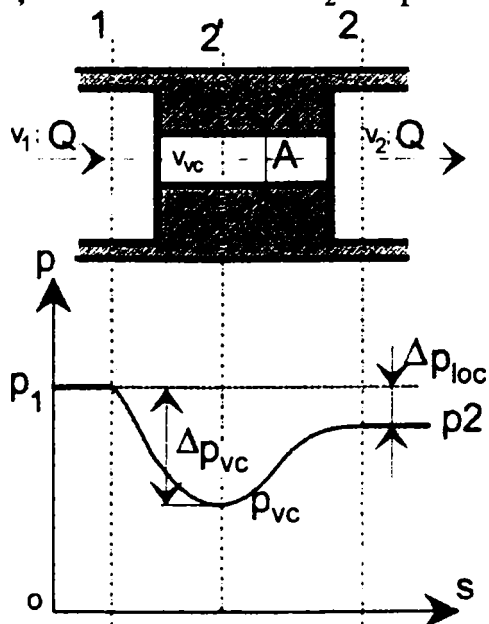


Fig. 5.34 Repartiția presiunii la curgerea fluidului printr-o rezistență hidraulică de tip diuză.

După zona de strangulare, presiunea vânei de fluid nu mai ajunge la valoarea presiunii fluidului de dinainte de secțiunea de strangulare (P_1). Fenomenul este explicabil dacă avem în vedere faptul că, la trecerea prin zona de strangulare straturile adiacente de fluid sunt supuse unui fenomen de frecare. Pentru a ține seamă de acest fenomen în ecuația lui Bernoulli se introduce termenul ΔP_{loc} , care reprezintă tocmai pierderea de presiune datorată frecărilor. În acest mod aplicând relația lui Bernoulli între secțiunile 1 și 2', obținem:

$$P_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = P_{vc} + \frac{\rho v_{vc}^2}{2} + \Delta P_{loc} \quad (5.28)$$

Regrupând termenii din ecuația 5.28, vom avea:

$$(P_1 - P_{vc}) - \Delta P_{loc} = \frac{\rho}{2}(v_{vc}^2 - v_1^2) \quad (5.29)$$

Termenul $(P_1 - P_{vc})$ din ecuația 5.29, reprezintă pierderea de presiune recuperabilă (care se transformă din energie cinetică în energie de presiune), iar termenul ΔP_{loc} reprezintă pierderea de presiune prin frecare. Procesul de reglare al supapei se realizează tocmai datorită prezenței acestei pierderi remanente de presiune.

Aplicând ecuația de continuitate pentru secțiunile 1 și 2' obținem:

$$A_1 v_1 = A_{vc} v_{vc} = Q \quad (5.30)$$

respectiv

$$v_{vc} = c_c \frac{A_1}{A_{vc}} v_1 \quad (5.31)$$

unde, C_c reprezintă coeficientul de contracție a vânei de fluid.

Înlocuind relația 5.31 în 5.29, conduce la:

$$(P_1 - P_{vc}) = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(c_c^2 \frac{A_1^2}{A_{vc}^2} - 1 \right) \quad (5.32)$$

unde sa neglijat pierderea de presiune prin frecare ΔP_{loc} . Ținându-se cont de ecuația 5.30 obținem expresia debitului de fluid vehiculat prin rezistența hidraulică sub forma:

$$Q = c_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_{vc})} \quad (5.33)$$

unde, c_d - reprezintă coeficientul de debit al rezistenței hidraulice, iar A aria secțiunii reglate.

În mod curent pierderea de presiune locală ΔP_{loc} se exprimă cu relația:

$$\Delta P_{loc} = \xi \frac{\rho v_{vc}^2}{2} \quad (5.34)$$

în care ξ este un coeficient adimensional, numit coeficient de pierdere (sau de rezistență) locală. Cu ajutorul relației 5.34 se poate determina debitul de lichid ce trece prin orificiul strangulat și anume:

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\xi}} A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_{loc}} \quad (5.35)$$

Comparând expresiile obținute pentru debitul de fluid din relațiile 5.33 și 5.35, rezultă că, între coeficientul de debit și coeficientul de pierdere locală există relația [13, 44, 57]:

$$c_d = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \quad (5.36)$$

Rezultate numerice

Aplicând metodologia descrisă mai sus în cazul supapelor hidraulice de siguranță, obținem că, debitul de fluid vehiculat se poate exprima sub forma:

$$Q = c_d A_s(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \tag{5.37}$$

unde: $A_s(x)$ reprezintă aria secțiunii de strangulare (dată de relația):

$$A_s(x) = \pi \cdot d_n \cdot x \cdot \sin \alpha \cdot \left(1 - \frac{x}{2d_n} \sin(2\alpha) \right) \tag{5.38}$$

unde, d_n -diametrul nominal a supapei, x -deschiderea supapei, α -semiunghiul la vârf a conului supapei.

Ecuția 5.34 arată că, aria de strangulare este direct dependentă de diametrul nominal al supapei respectiv de forma constructivă geometrică a supapei (prin intermediul semiunghiului α). Analizând ecuația 5.33 rezultă că, debitul de fluid vehiculat printr-o supapă, este dependent la rândul său, în mod direct de geometria traseului intern, cu implicații atât asupra modului de curgere cât și a caracteristicilor acestuia.

Simulările numerice efectuate au arătat că, pentru condițiile de lucru impuse ($P_{int}=60$ bar, $P_{ies}=P_{atm}$) variația debitului cu deschiderea este aproape liniară.

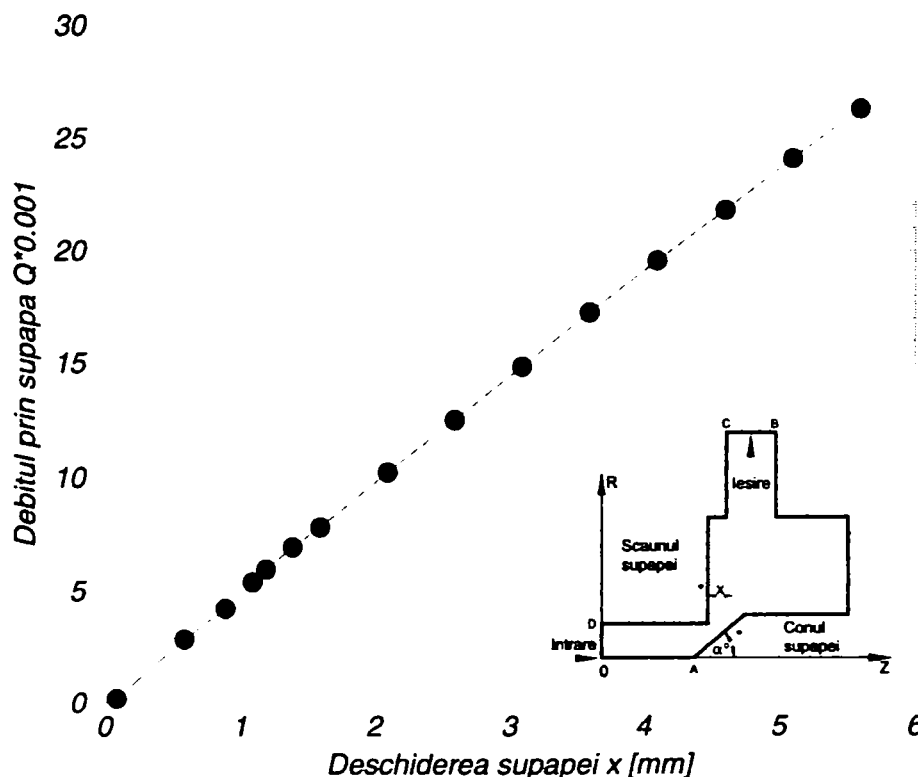


Fig. 5.35 Variația debitului de fluid vehiculat, funcție de deschiderea supapei ($d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

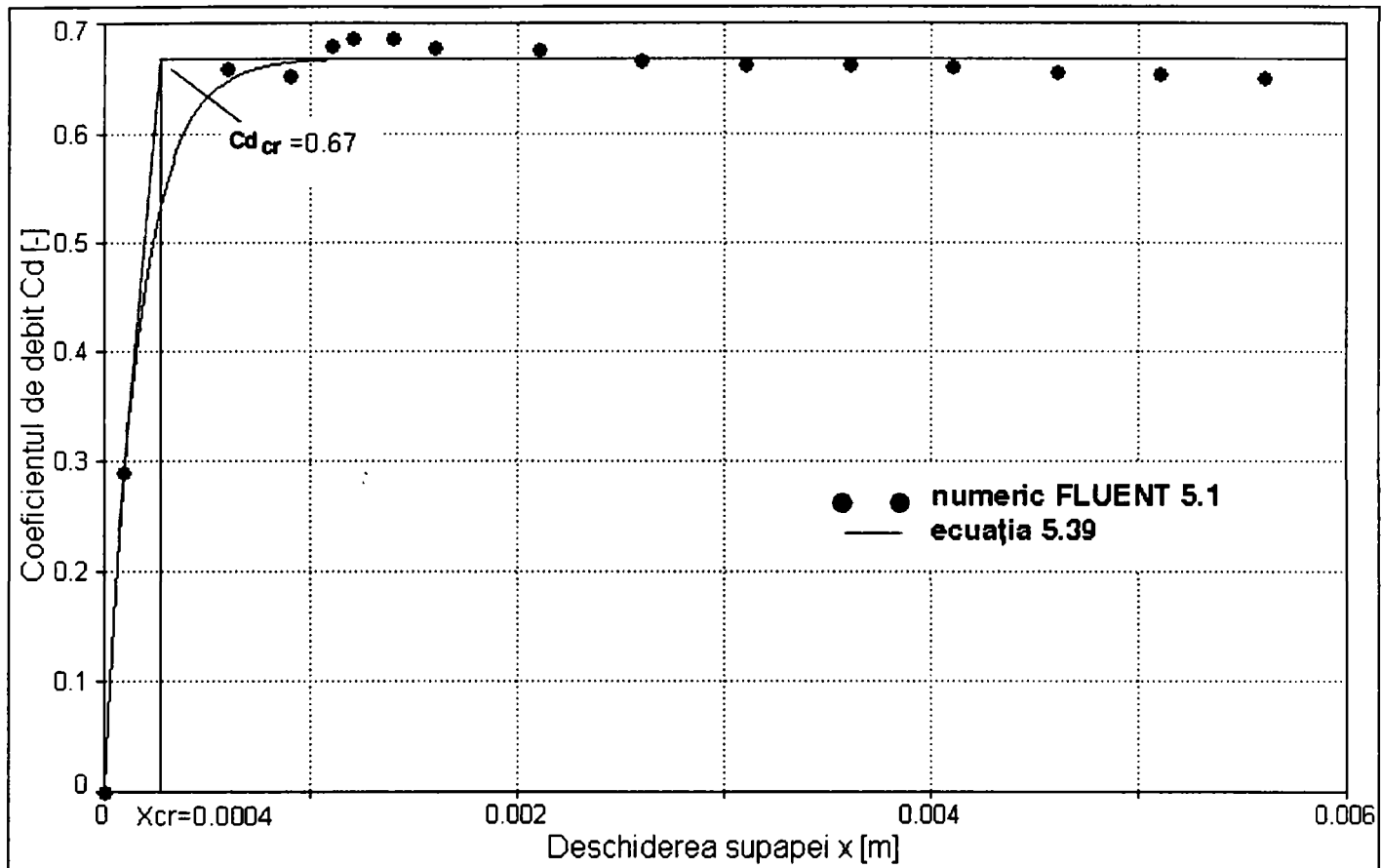


Fig. 5.36 Variația coeficientului de debit, funcție de deschiderea supapei (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

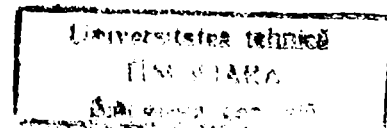
Variația coeficientului de debit cu deschiderea supapei arată că, la deschideri mici, coeficientul de debit înregistrează o creștere până în jurul valorii coeficientului de $c_d=0.7$ (corespunzătoare unei deschideri de $x=1.2$ mm), după care variația valorii acestuia prezintă o variație liniară, tinzând către valoarea de $c_d=0.67$ (figura 5.36, valorile reprezentate prin puncte). Trebuie remarcat faptul că, coeficientul de debit, conform relațiilor 5.32 și 5.33, înglobează în sine efectul geometriei traseului intern a supapei.

În literatura de specialitate, se practică determinarea coeficientului de debit critic, respectiv a numărului Reynolds critic, pentru care are loc separarea valori coeficientului de debit corespunzător regimului de curgere laminar, de valoarea corespunzătoare regimului de curgere turbulent [57, 73, 76]. Metodologia de determinare a valorii deschiderii critice este prezentată în figura 5.36 și constă din determinarea proiecției punctului de intersecție a tangentelor duse la curba trasată cu relația 5.39 pe axa abscisei. Pentru determinarea acestor valori critice, evoluția coeficientului de debit poate fi aproximată cu ajutorul relației următoare:

$$y = a + b \cdot (1 - \exp(-c \cdot x)) \tag{5.39}$$

unde: y corespunde lui Cd, x -deschiderea supapei, iar a, b, c sunt parametrii care au următoarele valori:

a	b	c
$1e^{-7}$	0.67	6



Din figura 5.36 se observă că, pentru varianta geometrică cu $\alpha=45^\circ$ deschiderea critică, la care are loc separarea valorii coeficientului de debit corespunzătoare regimului de curgere laminar de valoarea corespunzătoare regimului de curgere turbulent este de $x_{cr}=0.6$ mm. Pentru această valoare a deschiderii îi corespunde un coeficient de debit critic de valoarea $Cd_{cr}=0.67$. Trebuie remarcat faptul că, în regim laminar coeficientul de debit nu este constant ci prezintă o creștere până la atingerea valorii critice, pe când în regim turbulent valoarea coeficientului de debit este constantă. Valoarea obținută pentru coeficientul de debit în regim turbulent este practic valoarea utilizată în calculele ingineresti.

De asemenea trebuie amintit faptul că, atât alura dependenței stabilite pentru coeficientul de debit, cât și valorile obținute, concordă cu cele prezentate în literatura de specialitate [10, 36, 53, 56, 57, 59, 73, 76]. În acest sens figura 5.37 prezintă rezultatele experimentale obținute de T. Maeda în studiul realizat asupra oscilației laterale a conului supapei de presiune.

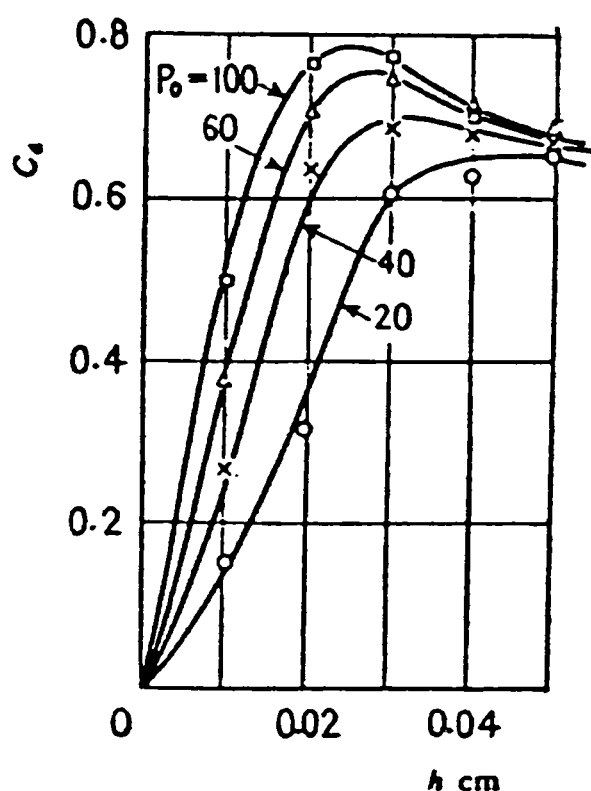


Fig. 5.37 Coeficientul de debit determinat experimental de T. Maeda [59].

5.6.2 Caracteristica intrinsecă a supapei de siguranță

Partea teoretică

În paragrafele anterioare am arătat că debitul de fluid vehiculat prin supapă este direct proporțională cu mărimea deschiderii supapei. Se știe că, într-un sistem

hidraulic, debitul de fluid vehiculat pe traseul conductă-supapă, depinde de toate rezistențele hidraulice existente pe acest traseu. Ca urmare, la o valoare a deschiderii supapei pot corespunde mai multe valori ale debitului vehiculat, în funcție de sistemul hidraulic în care este montat.

Supapa hidraulică de siguranță, datorită modului său de funcționare, poate fi considerată o rezistență hidraulică locală, ca urmare debitul vehiculat poate fi exprimat cu ajutorul relației 5.35. Modificarea ariei secțiunii de strangulare atrage după sine modificarea coeficientului de pierdere locală ξ , respectiv a pierderii de presiune locală ΔP_{loc} . Astfel pentru simplificarea relației 5.35 se fac următoarele notații:

$$K_v = \sqrt{2} \frac{1}{\sqrt{\xi}} A \quad (5.40)$$

unde, K_v - este o mărime caracteristică a supapei. Înlocuind 5.40 în 5.35, obținem:

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (5.41)$$

de unde, explicitând pe K_v , avem:

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}} \quad (5.42)$$

Relația 5.42 arată că, valoarea debitului, respectiv a lui K_v , nu mai depinde de celelalte rezistențe hidraulice de pe conductă, ci numai de cea a supapei, deci numai de deschiderea acestuia [44]. Ca urmare se poate defini funcția:

$$K_v = K_v(x) \quad (5.43)$$

Relația 5.43 reprezintă *caracteristica intrinsecă a supapei de siguranță (presiune)*.

Pentru tehnica reglării automate sau definit următoarele tipuri de caracteristici intrinseci: liniară, logaritmică și cu închidere (deschidere) rapidă (figura 5.38).

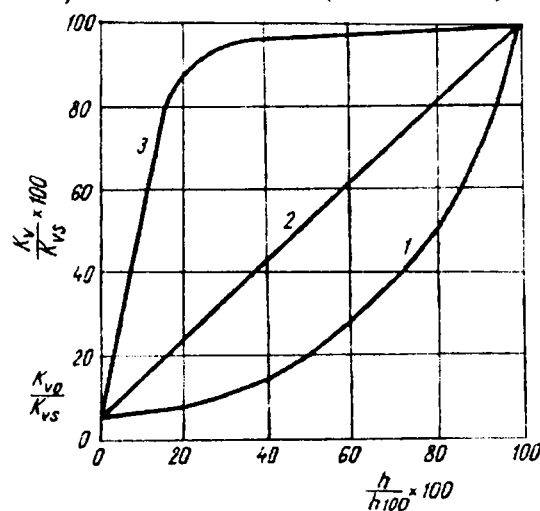


Fig. 5.38 Tipuri de caracteristici intrinseci definite pentru un robinet de reglare: 1-caracteristică logaritmică; 2-caracteristică liniară; 3-caracteristică cu închidere (deschidere) rapidă; h -deschiderea supapei [44].

Pe figura 5.38 sunt definite următoarele valori:

- K_{vs} valoarea lui K_v la cursa minimă;
- K_{v0} valoarea la care caracteristica intrinsecă teoretică $K_v(x)$ ($x=h$), intersectează axa K_v ;
- h_{100} deschiderea nominală.

Rezultate numerice

Analizând valorile câmpului de viteză și presiune obținute prin simulare numerică la diferite valori ale deschiderii supapei, pe baza definiției date caracteristicii intrinseci, obținem pentru caracteristica intrinsecă a supapei de siguranță următoarea alură (figura 5.39):

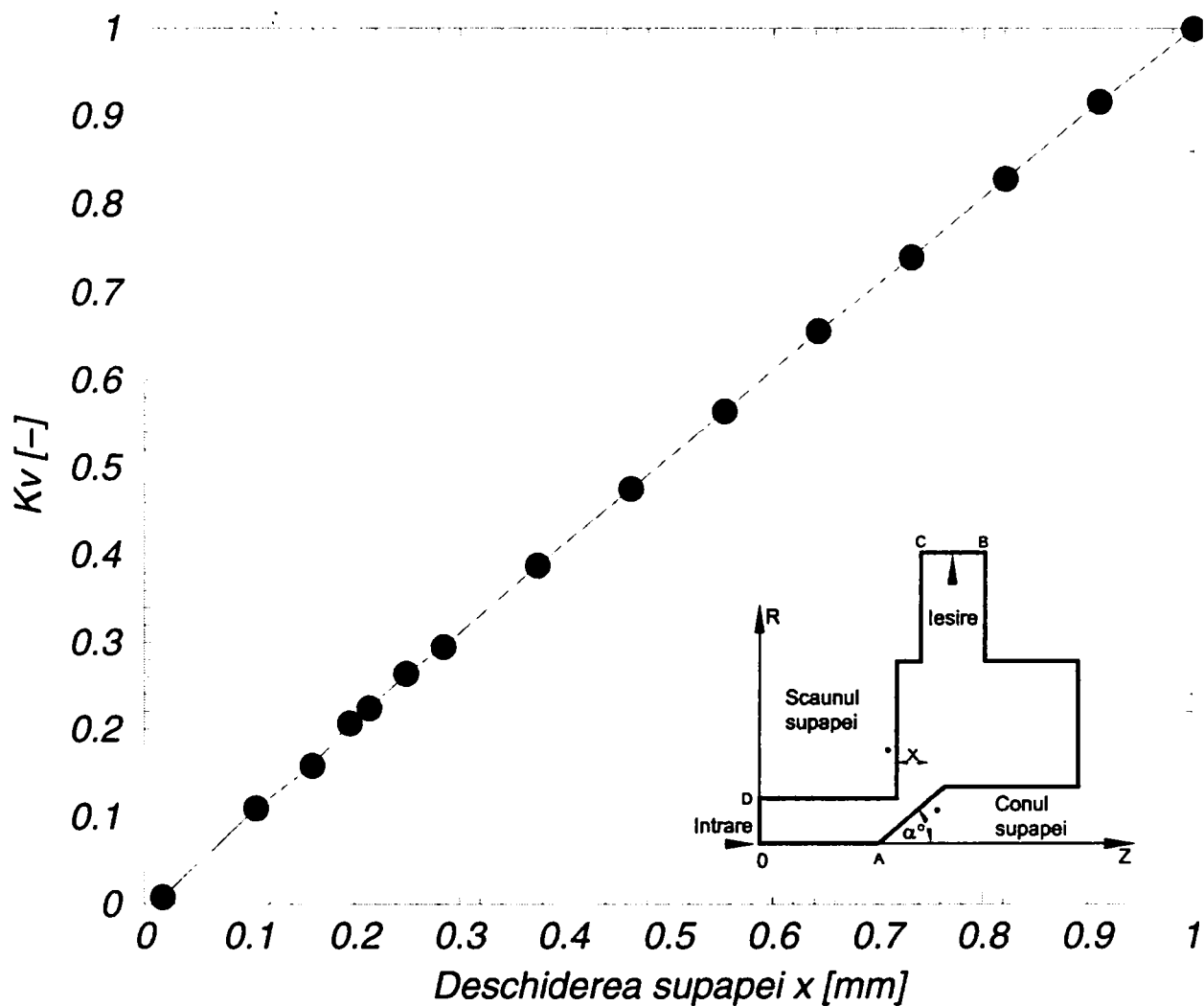


Fig. 5.39 Caracteristica intrinsecă a supapei hidraulice de siguranță ($dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Pentru deschideri mici de până la valoarea de $x=1.2$ mm, unde are loc fenomenul de basculare a vânei principale de fluid, se constată o foarte mică fluctuație a valorii lui K_v funcție de deschidere (figura 5.39), cu toate acestea analizând figura 5.39 și ținându-se seamă de figura 5.38, se poate spune că supapa de siguranță studiată, prezintă o caracteristică intrinsecă liniară.

5.6.3 Forța de presiune din camera supapei de siguranță

Partea teoretică

La deplasarea supapei din poziția de echilibru, apare o forță, care poate fi exprimată în funcție de patru variabile și anume: presiunea P , debitul Q , deschiderea x și devierea fluxului de fluid (dat de semiunghiul generatoarei conului α).

În regim staționar, echilibrul elementului de reglare este dat de relația (vezi figura 5.40):

$$\vec{F}_p - \vec{F}_h - \vec{F}_e = 0 \tag{5.44}$$

unde: $\vec{F}_p - \vec{F}_h = \vec{F}_{L-P}$ reprezintă forța lichid-perete

unde: F_p - forța de presiune hidrostatică pe conul supapei

F_h - componenta în regim staționar a forței hidrodinamice

F_e - forța elastică (dat de arcul supapei)

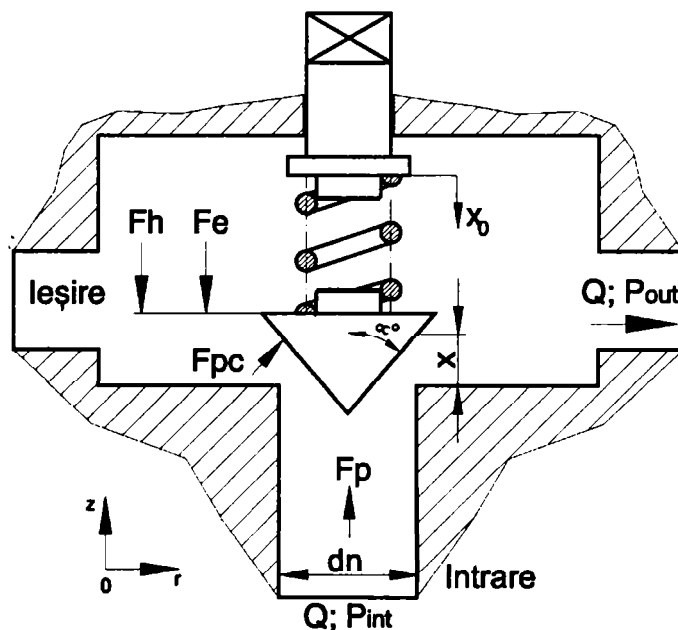


Fig. 5.40 Forțele ce acționează asupra conului supapei în regim staționar.

Expresiile de calcul pentru forța de presiune F_p respectiv forța elastică F_e sunt:

$$F_p = \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot p \tag{5.45}$$

$$F_e = k_e (x + x_0) \tag{5.46}$$

unde, d_n -diametrul nominal a supapei; k_e -constanta elastică a arcului supapei; x -deschiderea supapei; iar x_0 -pre-comprimarea arcului supapei.

Din figura 5.41 rezultă că, forța ce acționează pe conul supapei este o forță de tipul forței de presiune, generată de repartiția presiunii de-a lungul generatoarei conului supapei [23, 70]. În literatura de specialitate această forță mai este denumită și forța jetului de fluid [23, 24, 25]. Determinarea valorii acestei forțe se poate face prin două metode și anume:

- prima metodă constă în integrarea numerică a repartiției de presiune ce se exercită de-a lungul generatoarei conului supapei [9, 10] (figura 5.41), numită și metodă exactă;
- a doua metodă constă în aplicarea teoremei impulsului pentru un volum de control dat [54, 57, 65, 68, 73, 76], numită și metodă aproximativă.

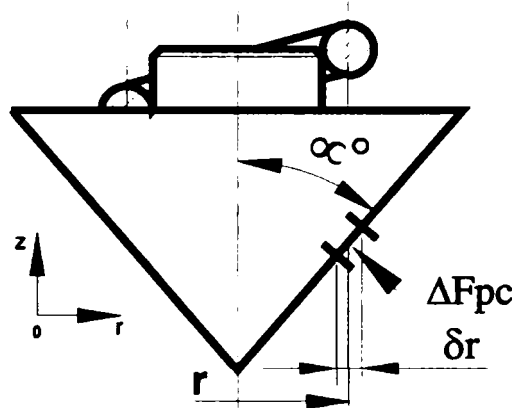


Fig. 5.41 Modul de determinare a forței de presiune pe conul supapei.

Utilizarea primei metode de determinare a valorii forței de presiune F_p , are la bază integrarea numerică a repartiției de presiune de-a lungul generatoarei conului supapei, obținută din analiza numerică a câmpului de presiune asociat curgerii prin camera supapei. În această situație expresia forței de presiune (forța lichid-perete \vec{F}_{L-P}) care acționează pe conul supapei se determină cu relația:

$$F_{L-P} = \int_0^r 2 \cdot \pi \cdot r \cdot p(r) \cdot dr \quad (5.47)$$

unde: r -reprezintă raza de studiu; $p(r)$ -presiunea corespunzătoare razei de studiu determinată din analiza numerică a distribuției presiunii de-a lungul generatoarei conului.

Având în vedere faptul că, determinarea valorii forței de presiune se realizează cu ajutorul valorilor efective ale repartiției de presiune, această metodă putem să o denumim, metodă exactă de determinare a forței de presiune.

Folosirea celei de-a doua metode de determinare a valorii forței de presiune, presupune, delimitarea în cazul funcționării în regim staționar, a unei suprafețe de control, care să includă pentru un moment dat, domeniul de variație a vitezei ca mărime și direcție (figura 5.42).

Aplicarea teoremei impulsului se realizează ținându-se seamă de următoarele ipoteze simplificatoare:

- fluidul se consideră incompresibil;
- curgerea se consideră staționară;
- se neglijează forțele gravitaționale.

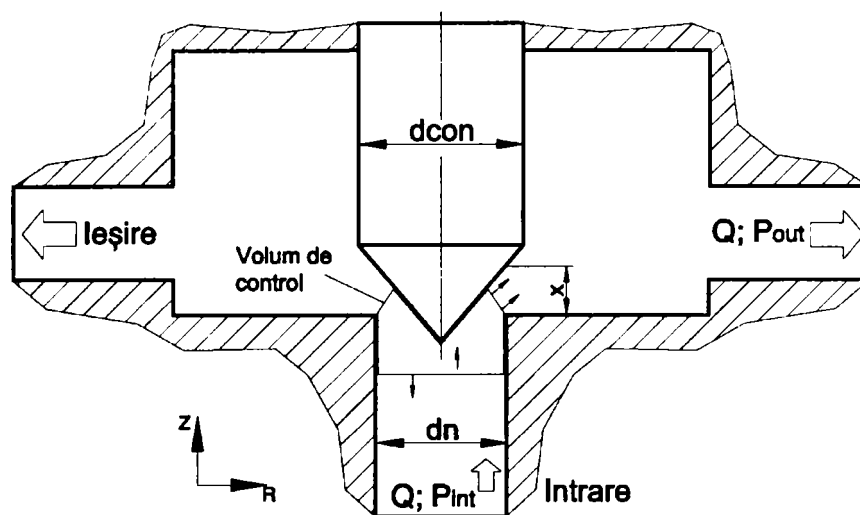


Fig. 5.42 Delimitarea suprafeței de control, pentru aplicarea teoremei impulsului.

Analizând figura 5.42 se constată că, avem o simetrie a curentului de fluid, de unde rezultă că, forțele radiale de presiune ce acționează asupra conului supapei se anulează reciproc. În aceste condiții, aplicând teorema impulsului pentru suprafața de control delimitată, obținem următoarea formă pentru expresia forței lichid-perete:

$$\vec{F}_{LP} = \rho Q \vec{V}_1 - \rho Q \vec{V}_2 - p_1 S_1 \vec{n}_1 - p_2 S_2 \vec{n}_2 \quad (5.48)$$

Proiectând ecuația 5.48 după cele două direcții de studiu (considerând că $p_2 = p_{atm} = 0$), respectiv ținându-se cont de faptul că, prezintă interes doar componenta după axa R a \vec{F}_{L-P} , obținem pentru componeta după axa R a forței lichid-perete relația:

$$F_{LP} = \rho Q (V_1 - V_2 \cos \alpha) + p_1 S_1 \quad (5.49)$$

Având în vedere că, la ieșirea din secțiunea de strangulare viteza V_2 a fluidului de lucru, este mult mai mare decât viteza V_1 din secțiunea de intrare a supapei, în relația 5.49 viteza V_1 se va neglija. Ca urmare, ecuația 5.49 se poate scrie sub forma:

$$F_{LP} = p_1 S_1 - \rho Q V_2 \cos \alpha = F_p - F_h \quad (5.50)$$

Primul termen din membrul drept a ecuației 5.50 reprezintă componenta hidrostatică, iar termenul al doilea reprezintă componenta hidrodinamică al forței de presiune în regim staționar.

Aplicând teorema continuității, pentru tronsonul de fluid cuprins în volumul de control delimitat, rezultă că, valoarea reală a vitezei jetului de fluid V_2 este dată de expresia:

$$V_2 \cong \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} \quad (5.51)$$

Dacă se ține cont de expresia debitului de fluid vehiculat prin supapă (ecuația 5.37), respectiv de expresia vitezei reale a jetului de fluid (ecuația 5.50), relația ce definește forța hidrodinamică în regim staționar are forma:

$$F_h = 2\pi \cdot d_n \cdot c_d \cdot x \cdot p_{int} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha = K_h \cdot p_{int} \cdot x \tag{5.52}$$

unde:

$$2\pi \cdot d_n \cdot c_d \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha = K_h \tag{5.53}$$

și reprezintă, coeficientul forței hidrodinamice [54, 57, 65, 68, 73, 76].

Forța hidrodinamică ce se exercită asupra conului supapei, este orientată în sens opus sensului de deschidere a supapei, având o continuă tendință de închidere a acestuia. Aplicarea unor ipoteze simplificatoare în cadrul celei de-a doua metode, face ca această metodă să se considere o metodă aproximativă de determinare a valorii forței de presiune.

Înainte de a prezenta rezultatele numerice obținute de către autor privind distribuția presiunii pe elementul de închidere a supapei, aș dori să prezint, câteva dintre rezultatele numerice și experimentale prezentate în literatura de specialitate privind repartitia de presiune de-a lungul generatoarei conului supapei.

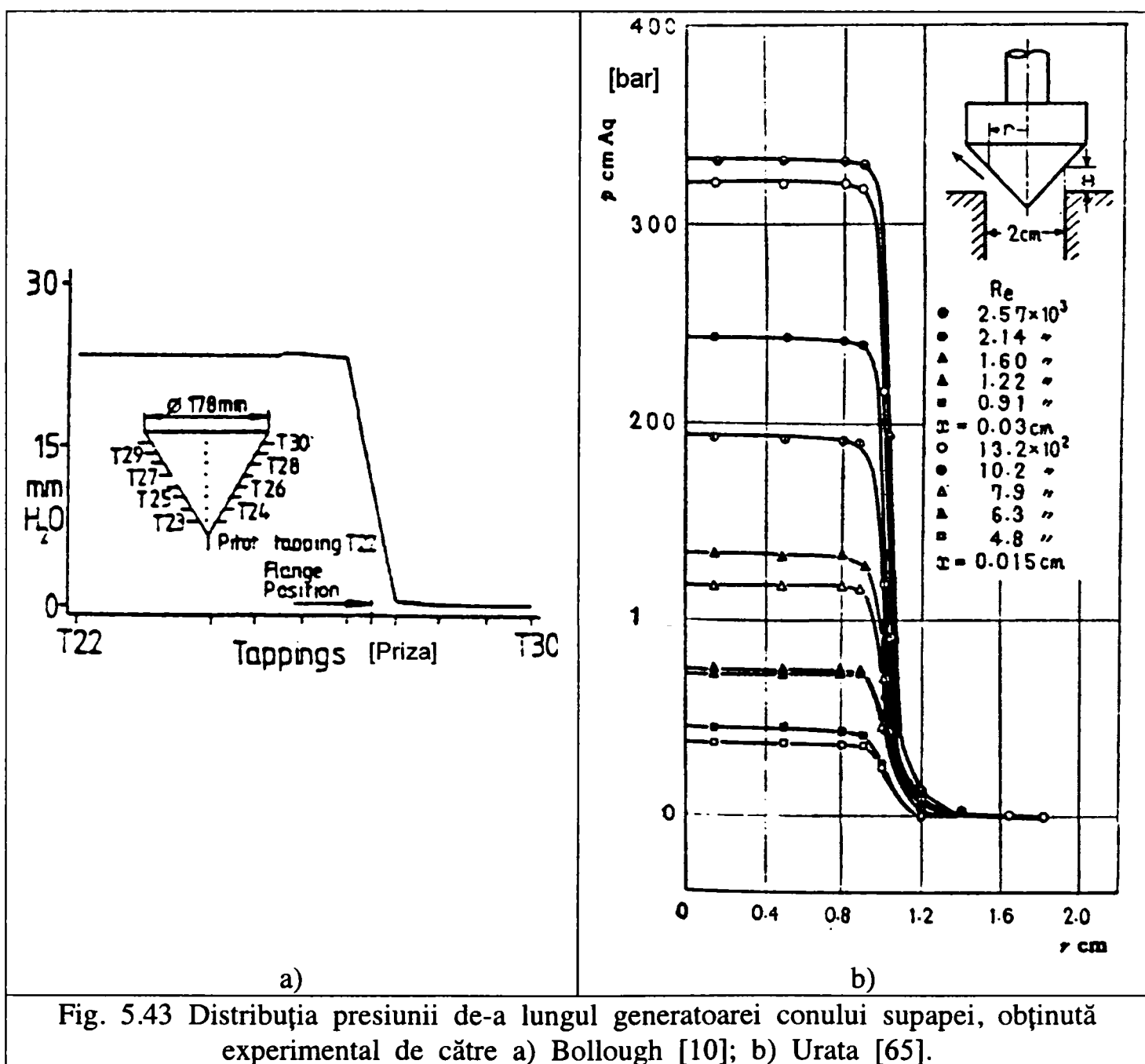


Fig. 5.43 Distribuția presiunii de-a lungul generatoarei conului supapei, obținută experimental de către a) Bollough [10]; b) Urata [65].

Astfel, în figura 5.43 se prezintă distribuția presiunii de-a lungul generatoarei conului supapei determinată experimental de către Bullough [10] și Urata [65]. De remarcat este că, figura 5.43a, prezintă tehnica măsurii distribuției de presiune de-a lungul generatoarei conului supapei. Deși condițiile de lucru, respectiv geometria supapei folosite în lucrările prezentate mai sus, diferă de geometria supapei utilizate în prezenta lucrare, în cele ce urmează se poate constata că, distribuția de presiune obținută de autor prezintă aceeași alură a distribuției de presiune cu cele prezentate în figura 5.43.

Rezultate numerice

Analiza numerică a câmpului de presiune, corespunzător curgerii unui fluid incompresibil și real prin traseul intern a supapei hidraulice de siguranță, permite identificarea valorii presiunii în orice punct al domeniului de curgere studiat.

Astfel, în figurile 5.44, 5.45, 5.46, 5.47 se prezintă variația valorii presiunii de-a lungul generatoarei conului supapei, pentru deschiderile supapei de $x=0.1$ mm, $x=1.6$ mm, $x=3.6$ și $x=5.6$ mm. Se observă că, la deschiderea supapei de $x=0.1$ mm, repartiția presiunii de-a lungul generatoarei conului este aproape identică cu cea corespunzătoare poziție complet închis a supapei. În cazul supapei închise pentru valorile razei de studiu corespunzătoare domeniului $0 < r < d_n/2 = 14$ mm, avem o distribuție constantă a presiunii de $p=60$ bar (figura 5.44). În figura 5.44, se observă că, pentru valori ale razei de studiu mai mari decât $r=d_n/2=14$ mm, presiunea pe porțiunea generatoarei conului situată deasupra zonei de strangulare are valoarea zero. Acest lucru concordă cu faptul că, la această deschidere, debitul de fluid vehiculat este foarte mic, iar la ieșirea din zona de strangulare, jetul subțire de fluid tinde să ocupe întregul volum al camerei supapei (figura 5.20a).

Mărind deschiderea supapei se observă că, valoarea presiunii de-a lungul generatoarei conului are o tendință de scădere din ce în ce mai pronunțată (figurile 5.45, 5.46, 5.47). De remarcat este că, pentru deschideri mari ale supapei, apropiate de valoarea diametrului conului, se constată prezența unor valori scăzute ale valorii presiunii. Acest lucru subliniază faptul că, prezența muchiiilor ascuțite pe traseul de curgere al supapei, constituie locul de formare ale unor zone de presiune scăzută (figurile 5.45, 5.46, 5.47).

Realizând integrarea numerică a valorilor presiunii de-a lungul generatoarei conului, pe baza modelului de lucru prezentat anterior, obținem valorile forței de presiune pe con, pentru fiecare deschidere de studiu adoptat.

Figura 5.47 evidențiază faptul că, odată cu creșterea deschiderii supapei, mărimea forței de presiune ce acționează pe conul supapei scade. Acest lucru este explicabil prin faptul că, mărind deschiderea supapei, se mărește și aria secțiunii de strangulare, ceea ce duce la deversarea unui debit mai mare de fluid, având ca și consecință, scăderea valorii presiunii în aval de secțiunea de strangulare a supapei. Această scădere de presiune atrage după sine scăderea valorii forței de presiune al fluidului, precum și a forței de presiune ce acționează pe conul supapei.

Conform relației 5.51 forța hidrodinamică este direct proporțională cu deschiderea supapei și înglobează în expresia ei influența geometriei interne a

supapei (figura 5.48). Analizând figura 5.48 se constată că, odată cu mărirea deschiderii supapei, are loc o creștere a valorii forței hidrodinamice, având ca și consecință creșterea tendinței de închidere a supapei, manifestată de această forță.

Figura 5.49 prezintă variația forței de presiune cu deschiderea supapei, determinată cu metoda exactă. Se constată că pentru deschiderea supapei de $x=0.1$ mm, valoarea forței de presiune este aproape identică cu valoarea forței de presiune corespunzătoare poziției închis a supapei. De asemenea, figura scoate în evidență faptul că, odată cu creșterea valorii deschiderii supapei se înregistrează o scădere a valorii forței de presiune. Acest lucru este explicabil, ținându-se cont că, la deschiderile supapei, apropiate de valoarea 0 (supapa închisă), întreaga energie a fluidului de lucru este preluat de către conul supapei, pe când odată cu creșterea deschiderii o parte din energia fluidului se pierde.

Analiza figurilor 5.45, 5.46, 5.47 arată că, pentru deschideri ale supapei mai mari de $x=1.6$ mm, în vecinătatea colțului conului supapei se formează o zonă cu presiune scăzută.

Figura 5.50 prezintă o comparație între valorile forței de presiune obținută cu ajutorul celor două metode prezentate. Se constată că rezultatele obținute cu metoda aproximativă (ecuația 5.49), nu diferă semnificativ față de rezultatele obținute cu metoda exactă (ecuația 5.46).

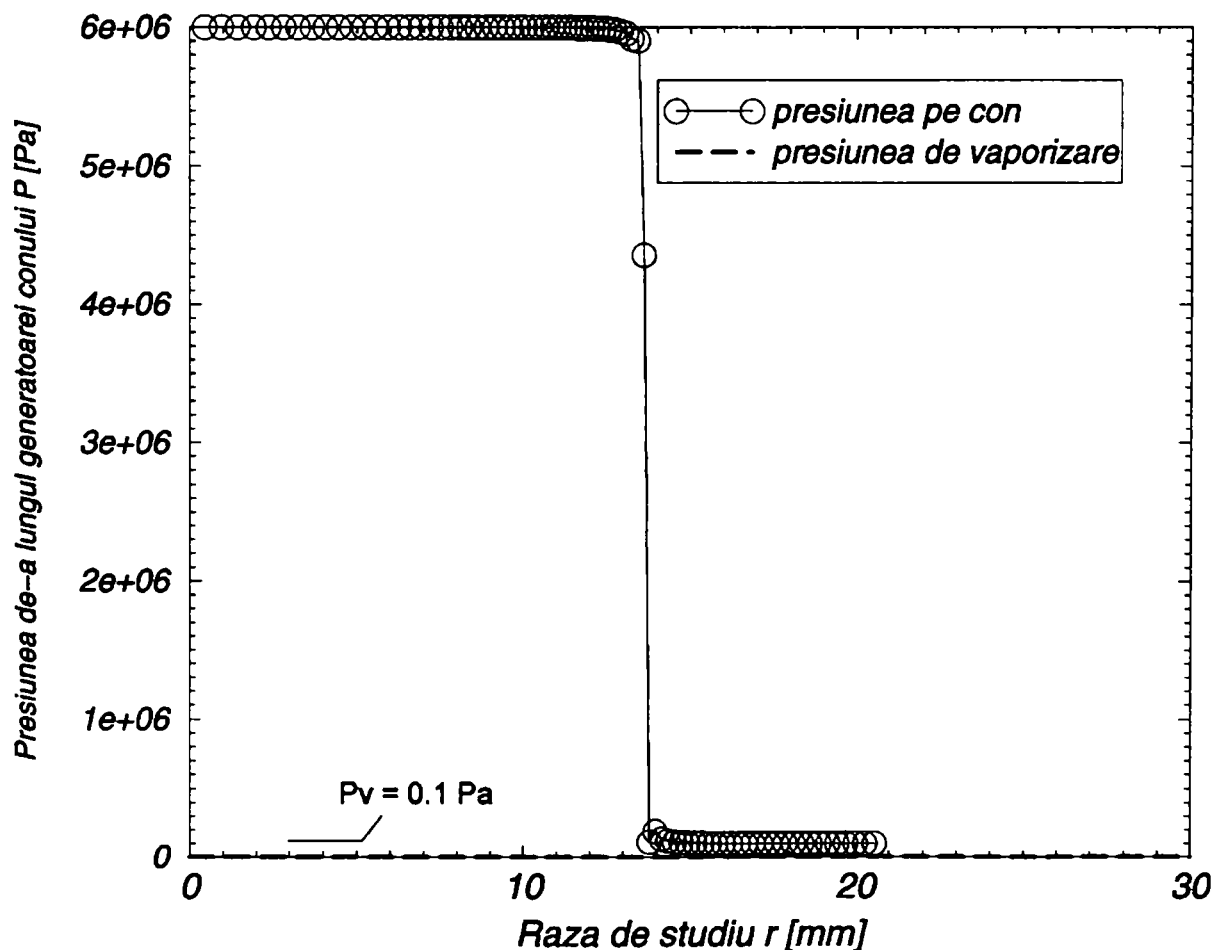


Fig. 5.44 Distribuția de presiune de-a lungul generatoarei conului supapei ($x=0.1$ mm, $d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

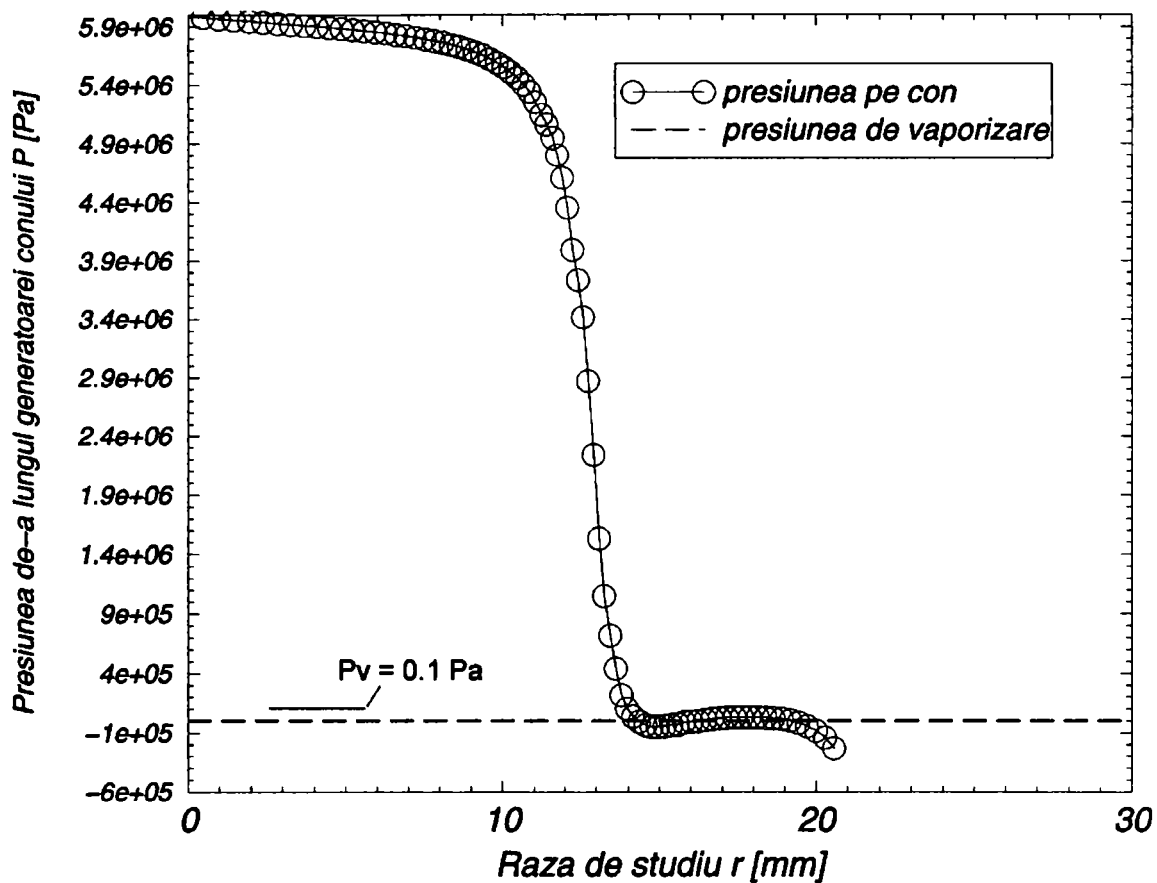


Fig. 5.45 Distribuția de presiune de-a lungul generatoarei conului supapei ($x=1.6$ mm, $d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

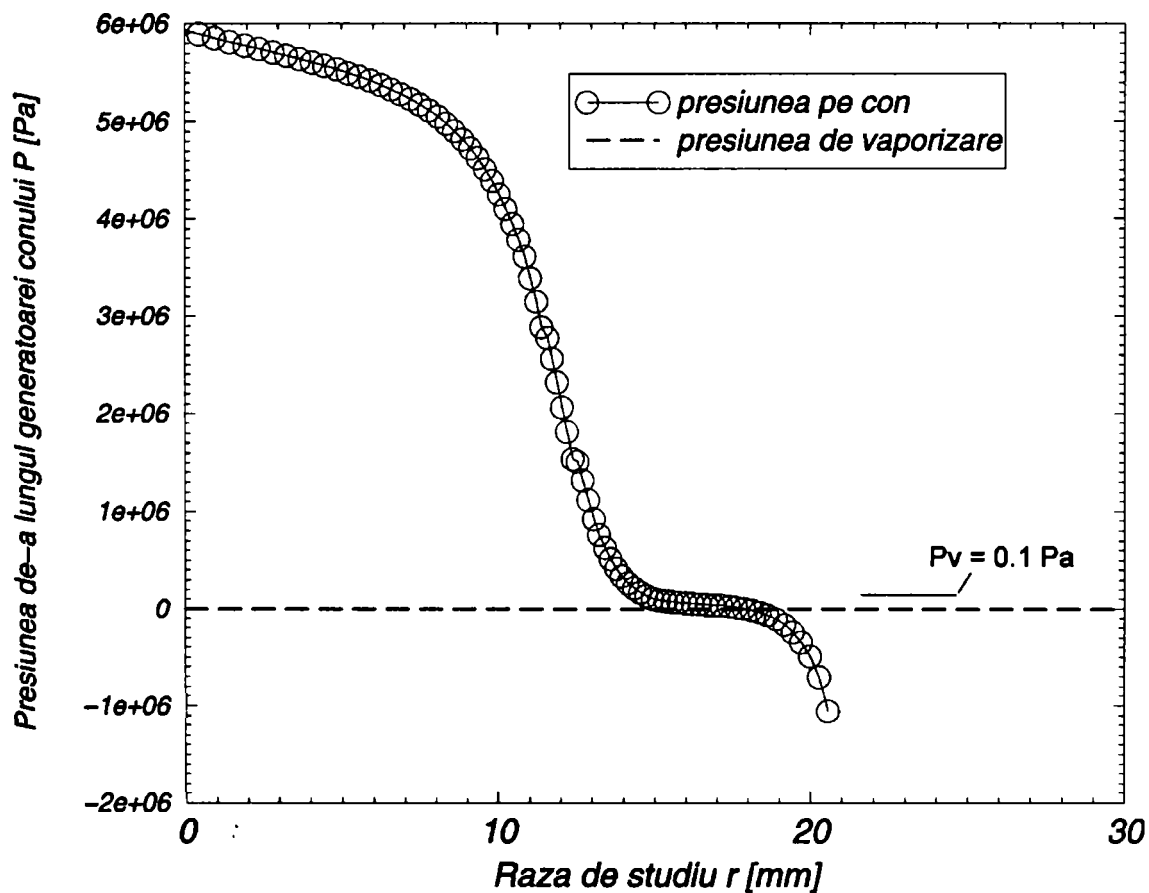


Fig. 5.46 Distribuția de presiune de-a lungul generatoarei conului supapei ($x=3.6$ mm, $d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

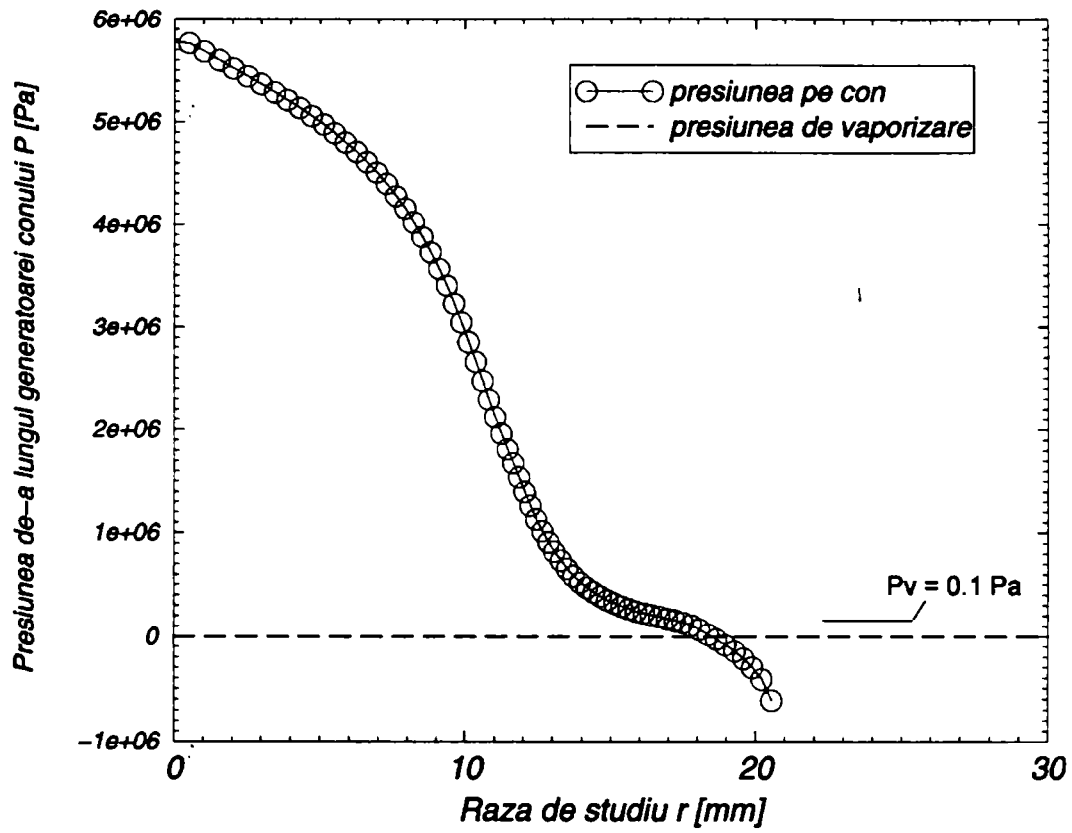


Fig. 5.47 Distribuția de presiune de-a lungul conului supapei ($x=5.6$ mm, $dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

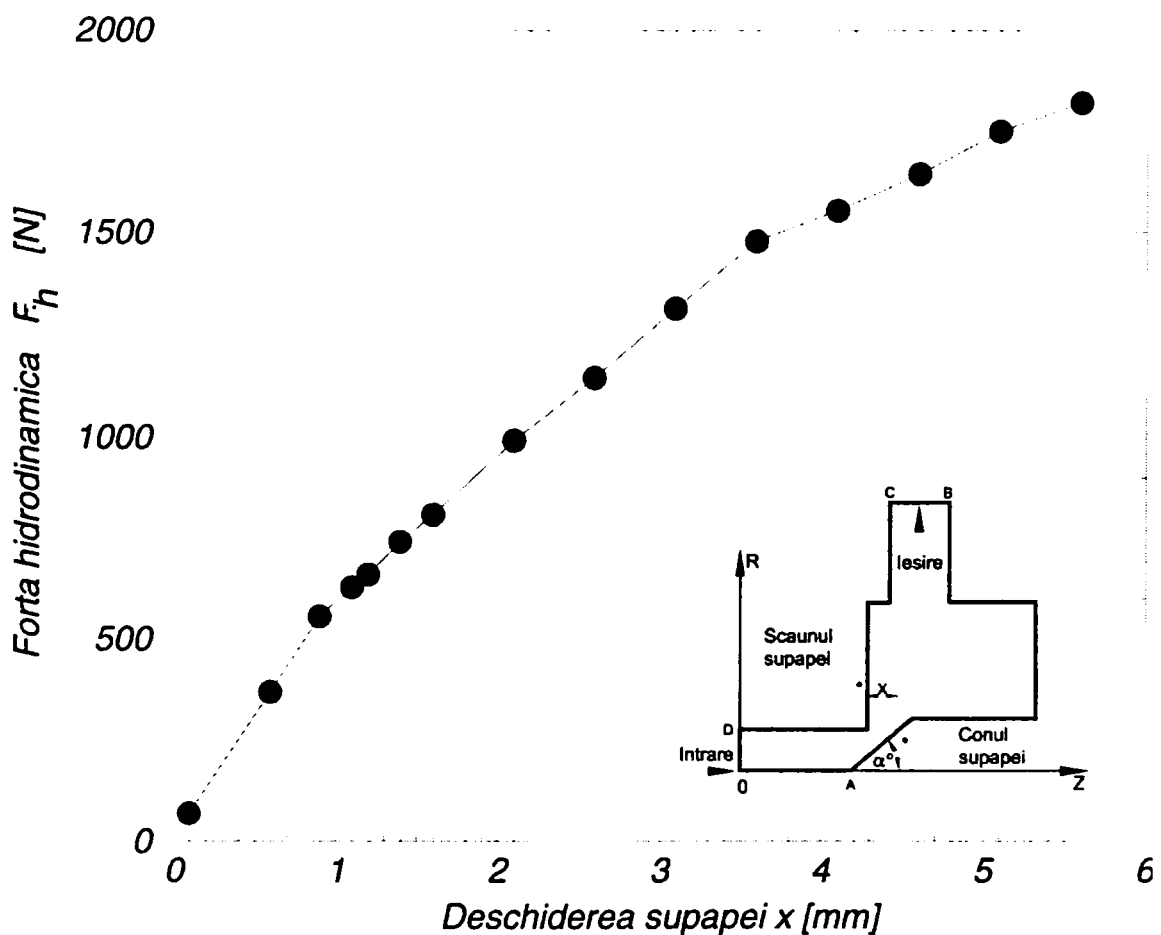


Fig. 5.48 Variația forței hidrodinamice cu deschiderea supapei ($dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

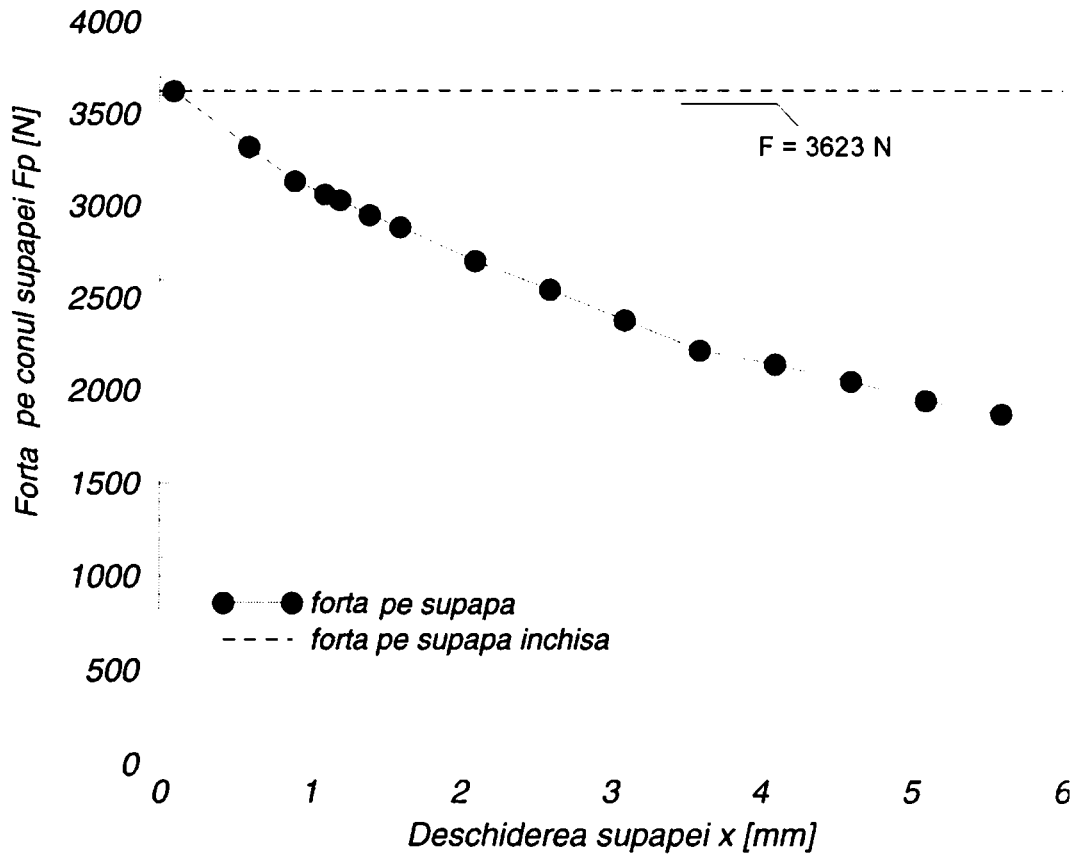


Fig. 5.49 Variația forței de presiune cu deschiderea supapei ($dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

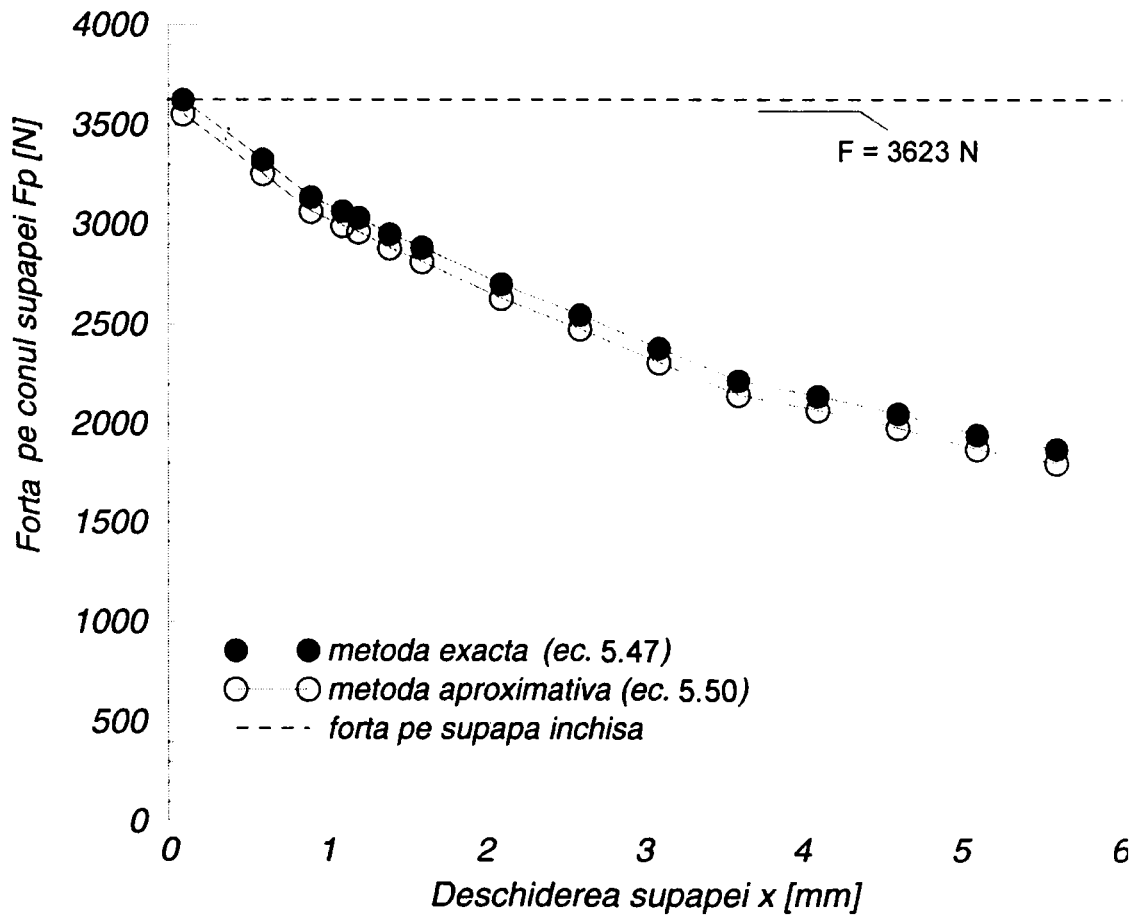


Fig. 5.50 Forța de presiune determinată cu metoda exactă, respectiv cu metoda aproximativă ($dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Pentru fiecare valoare a deschiderii supapei studiată, au fost determinate parametrii caracteristici ale curgerii (debitul masic Q_m , debitul volumic Q_v , viteza medie la intrarea în supapă V_m , coeficientul de debit C_d , respectiv pierderea de presiune ΔP_p). Variația acestor mărimi, funcție de deschiderea supapei este prezentată sintetic în tabelul 5.12.

Tabelul 5.12

Nr.	X [mm]	Q_m [kg/s]	Q_v [m ³ /s]	V_m [m/s]	C_d [-]	ΔP_p [Pa]
1.	0.1	0.186	$0.209 \cdot 10^{-3}$	0.34	0.289	612.2
2.	0.6	2.540	$2.854 \cdot 10^{-3}$	4.63	0.659	22040.8
3.	0.9	3.770	$4.236 \cdot 10^{-3}$	6.88	0.652	49591.8
4.	1.1	4.810	$5.404 \cdot 10^{-3}$	8.78	0.680	74081.6
5.	1.2	5.300	$5.955 \cdot 10^{-3}$	9.67	0.687	88163.3
6.	1.4	6.180	$6.944 \cdot 10^{-3}$	11.28	0.687	120000.0
7.	1.6	6.970	$7.831 \cdot 10^{-3}$	12.72	0.678	156734.7
8.	2.1	9.120	$10.247 \cdot 10^{-3}$	16.64	0.676	270000.0
9.	2.6	11.140	$12.517 \cdot 10^{-3}$	20.33	0.667	413877.6
10.	3.1	13.220	$14.854 \cdot 10^{-3}$	24.12	0.663	588367.3
11.	3.6	15.350	$17.247 \cdot 10^{-3}$	28.01	0.663	793469.4
12.	4.1	17.410	$19.562 \cdot 10^{-3}$	31.77	0.661	1029183.7
13.	4.6	19.420	$21.820 \cdot 10^{-3}$	35.44	0.657	1295510.2
14.	5.1	21.460	$24.112 \cdot 10^{-3}$	39.16	0.655	1592449.0
15.	5.6	23.420	$26.315 \cdot 10^{-3}$	42.74	0.651	1920000.0

5.7 Concluzii

Analiza numerică a parametrilor ce caracterizează curgerea fluidului printr-o supapă hidraulică de siguranță, scoate în evidență următoarele aspecte:

- debitul vehiculat prin supapă este direct proporțional cu deschiderea supapei;
- coeficientul de debit prezintă o variație lină a valorilor obținute. Pentru valori mari ale deschiderii supapei se constată o tendință asimptotică a valorii coeficientului de debit, către valoarea de $c_d=0.67$;
- supapa de siguranță studiată, prezintă a caracteristică intrinsecă de tip liniară;
- analiza numerică a curgerii fluidului permite, determinarea valorii presiunii în orice punct al domeniului de curgere studiat;
- variația presiunii de-a lungul generatoarei conului supapei, scoate în evidență aspectele caracteristice ale modului de curgere în secțiunea de strangulare a supapei;
- analiza numerică a repartiției de presiune din zona de strangulare arată că, valoarea forței hidrodinamice crește odată cu creșterea deschiderii supapei, în timp ce valoarea forței de presiune scade odată cu creșterea deschiderii;
- metoda aproximativă de determinare a valorii forței de presiune, oferă rezultate satisfăcătoare pentru majoritatea aplicațiilor ingineresti.

Capitolul 6

INFLUENȚA PARAMETRILOR GEOMETRICI ASUPRA CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ. DEFINIREA DOMENIILOR DE UTILIZARE PENTRU VARIANTELE CONSTRUCTIVE STUDIATE

6.1 Influența unghiului conului supapei, asupra modului de curgere prin supapă

Funcționarea supapelor de siguranță se bazează pe realizarea unui echilibru între forța de presiune ce acționează pe elementul de închidere (elementul de reglare) a supapei și forța elastică generată de arcul supapei. Modul de funcționare a supapei arată că, de fapt, părțile constructive cele mai importante ale ansamblului supapei sunt elementul de închidere și scaunul supapei.

După cum am prezentat în Capitolul 2, elementul de închidere poate fi realizat într-o diversitate mare de forme geometrice. Dintre aceste variante geometrice forma cea mai utilizată este cea conică. Construcția elementelor de reglare conice este relativ simplă, parametrii geometrici care o definesc sunt diametrul conului d_{con} și semiunghiul la vârf a conului supapei α (figura 6.1).

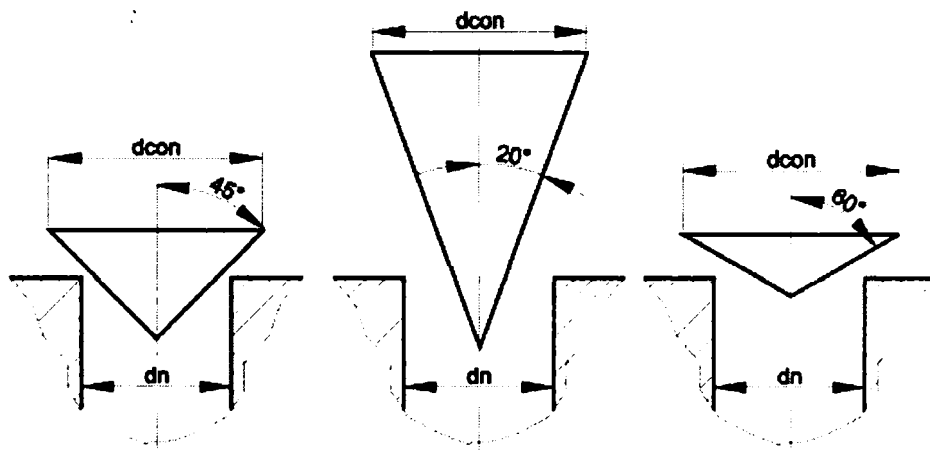


Fig. 6.1 Variante constructive pentru conul supapei

Mentținând constant valoarea diametrului nominal de la intrarea în supapă d_n , respectiv valoarea diametrului conului d_{con} , rezultă că, parametrul principal care descrie geometria conului este valoarea α a semiunghiului vârfului conului.

Pentru a pune în evidență, influența unghiului conului supapei asupra fenomenului de curgere prin traseul intern a acestuia, au fost realizate o serie de simulări numerice, folosindu-se pentru elementul de reglare variantele geometrice prezentate în figura 6.1.

Deoarece în Capitolul 5, sunt prezentate rezultatele analizei curgerii fluidului printr-o supapă de siguranță conică, având unghiul la vârf a conului $2\alpha=90^\circ$, în cele ce urmează sunt prezentate rezultatele obținute pentru variantele geometrice cu $2\alpha=40^\circ$ și $2\alpha=120^\circ$.

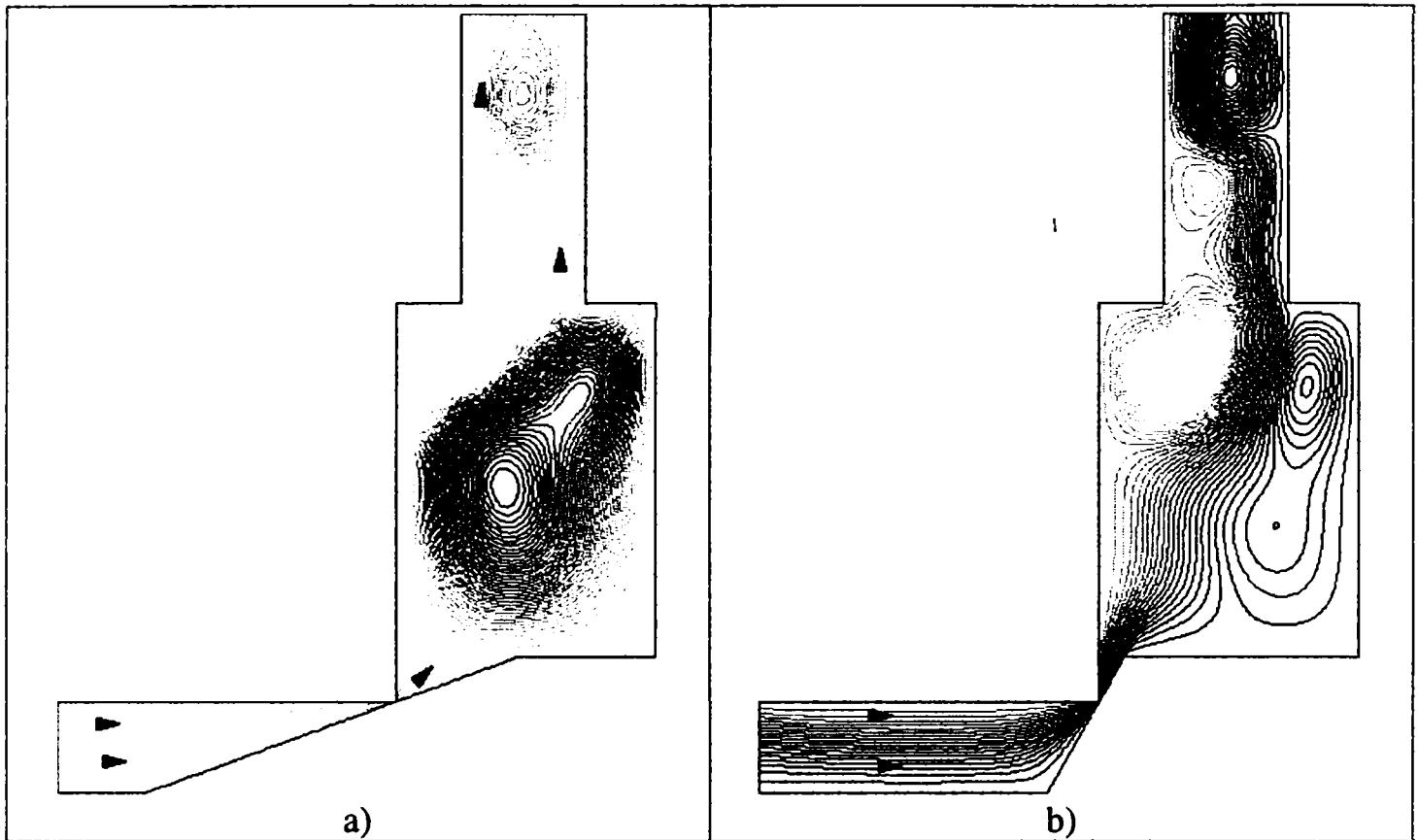


Fig. 6.2 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică: a) $\alpha=20^{\circ}$; b) $\alpha=60^{\circ}$; ($x=0.1$ mm, $\Delta P=60$ bar).

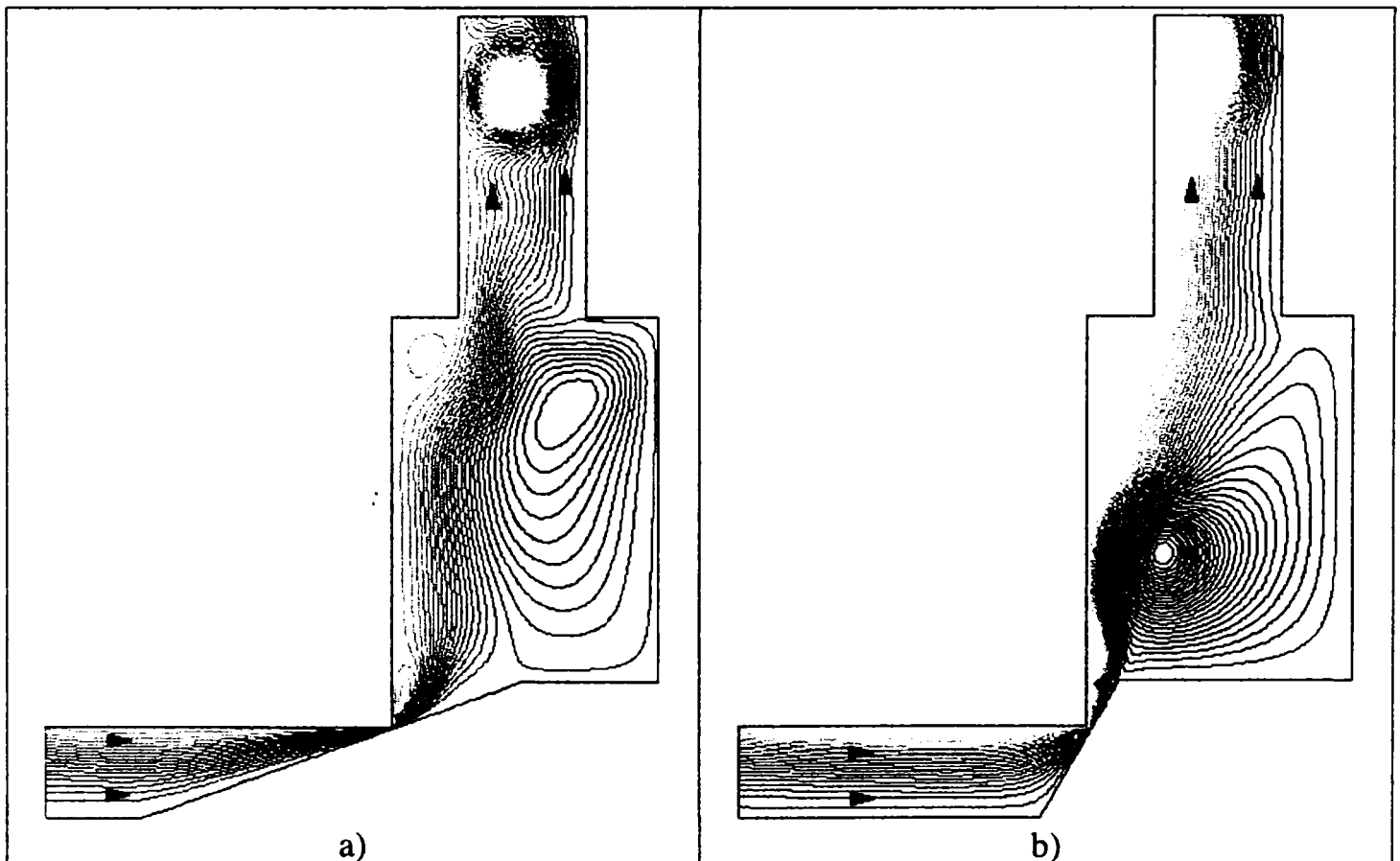


Fig. 6.3 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică: a) $\alpha=20^{\circ}$; b) $\alpha=60^{\circ}$; ($x=0.9$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Funcționarea supapei la deschideri mici, implică vehicularea unui debit mic de fluid. Deși viteza fluidului în jetul format la ieșirea din secțiunea de strangulare are o valoare relativă mare (figura 6.8), în camera supapei pe măsură ce avansează spre canalul de evacuare, particolele de fluid își pierd din viteză. Datorită debitului mic vehiculat, tendința fluidului de a ocupa întreaga suprafață a camerei supapei are ca rezultat, scăderea semnificativă a vitezei de avans. Astfel, ca urmare a scăderii vitezei particolelor de fluid, în camera supapei apar zone în care, fluidul are viteză de curgere apropiată sau egală cu valoarea zero. Pe de altă parte, camera supapei este alimentată în continuare cu fluid prin secțiunea de reglare, ca urmare în jurul punctelor cu viteză de curgere zero are loc formarea de vârtejuri locale, atât în camera supapei cât și în canalul de evacuare a supapei (figura 6.2). Numărul, mărimea sau mai bine zis extinderea acestor vârtejuri, respectiv viteza jetului de fluid la ieșirea din secțiunea de strangulare, sunt puternic influențate de geometria conului de reglare, mai precis de valoarea semiunghiului la vârf a conului α .

Pentru valoarea lui $\alpha=20^{\circ}$, lungimea generatoarei conului prezintă valoarea cea mai mare, respectiv dimensiunea elementului de reglare este cea mai mare (figura 6.1). Astfel, pentru deschideri de lucru foarte mici ale supapei, cuprinse între $0.1 < x < 0.9$ mm, vârful conului de reglare are o poziție mult avansată în canalul de intrare a supapei. Ca urmare, încă din apropierea secțiunii de intrare, curentul de fluid este preluat și condus de-a lungul generatoarei conului supapei. Lungimea mare a generatoarei conului pentru varianta $\alpha=20^{\circ}$, favorizează realizarea unei treceri mai line a jetului de fluid dinspre secțiunea de intrare spre secțiunea de strangulare.

La ieșirea din secțiunea de strangulare evoluția jetului de fluid rezultat este influențat de colțul ascuțit a scaunului supapei, respectiv de generatoarea conului de reglare. Colțul ascuțit al scaunului supapei determină desprinderea jetului de fluid de pe aceasta, dar datorită faptului că secțiunea de reglare (strangulare) este foarte mică, datorită deschiderii foarte mici, jetul de fluid rezultat se atașează de generatoarea conului supapei fiind condusă de-a lungul acesteia (figura 6.2, 6.3).

Pentru varianta cu $\alpha=60^{\circ}$, influența prezenței colțului ascuțit a conului este resimțită mai repede și mai puternic, decât pentru varianta cu $\alpha=20^{\circ}$. În această situație desprinderea jetului de fluid de pe generatoare are loc după parcurgerea unei lungimi relativ scurte, respectiv la un interval de timp mic din momentul ieșirii din secțiunea de strangulare (figura 6.2, 6.3).

Trebuie remarcat că, cu cât valoarea lui α este mai mare cu atât secțiunea de strangulare este mai mare, ca urmare debitul de fluid vehiculat prin secțiunea de reglare la aceeași deschidere este mai mare. Ca și consecință viteza jetului de fluid la ieșirea din secțiunea de reglare este mai mare, respectiv viteză de avans al particolelor de fluid în camera supapei este mai mare. Astfel se explică faptul că, pentru varianta geometrică cu $\alpha=60^{\circ}$ jetul de fluid rezultat are o structură mai compactă respectiv o viteză mai mare la ieșirea din secțiunea de strangulare (figura 6.2, 6.3, 6.8), respectiv numărul și extinderea vârtejurilor formate în camera și canalul de evacuare ale supapei sunt mai mici decât pentru varianta geometrică cu $\alpha=20^{\circ}$.

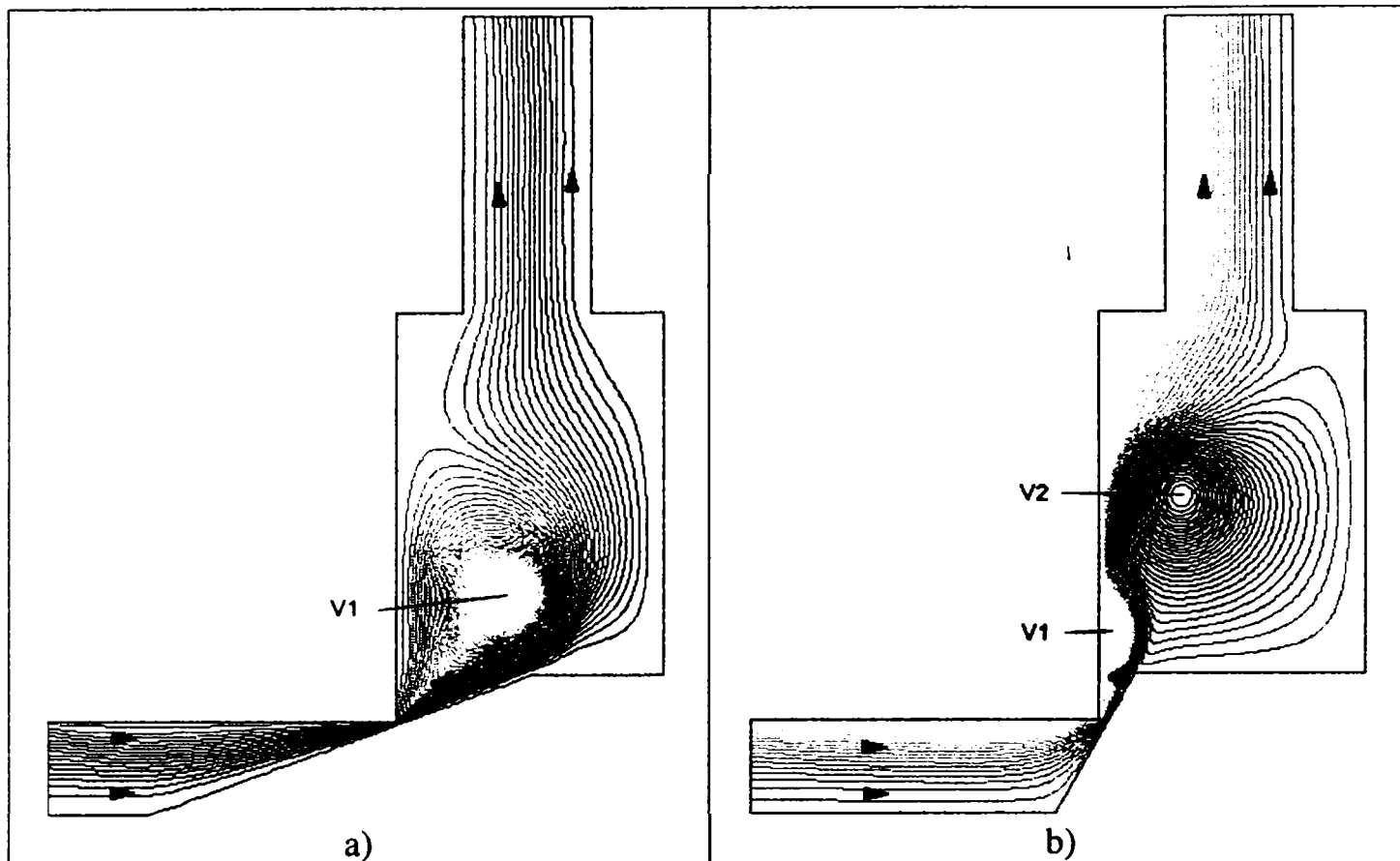


Fig. 6.4 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică: a) $\alpha=20^\circ$; b) $\alpha=60^\circ$; ($x=1.6$ mm, $\Delta P=60$ bar).

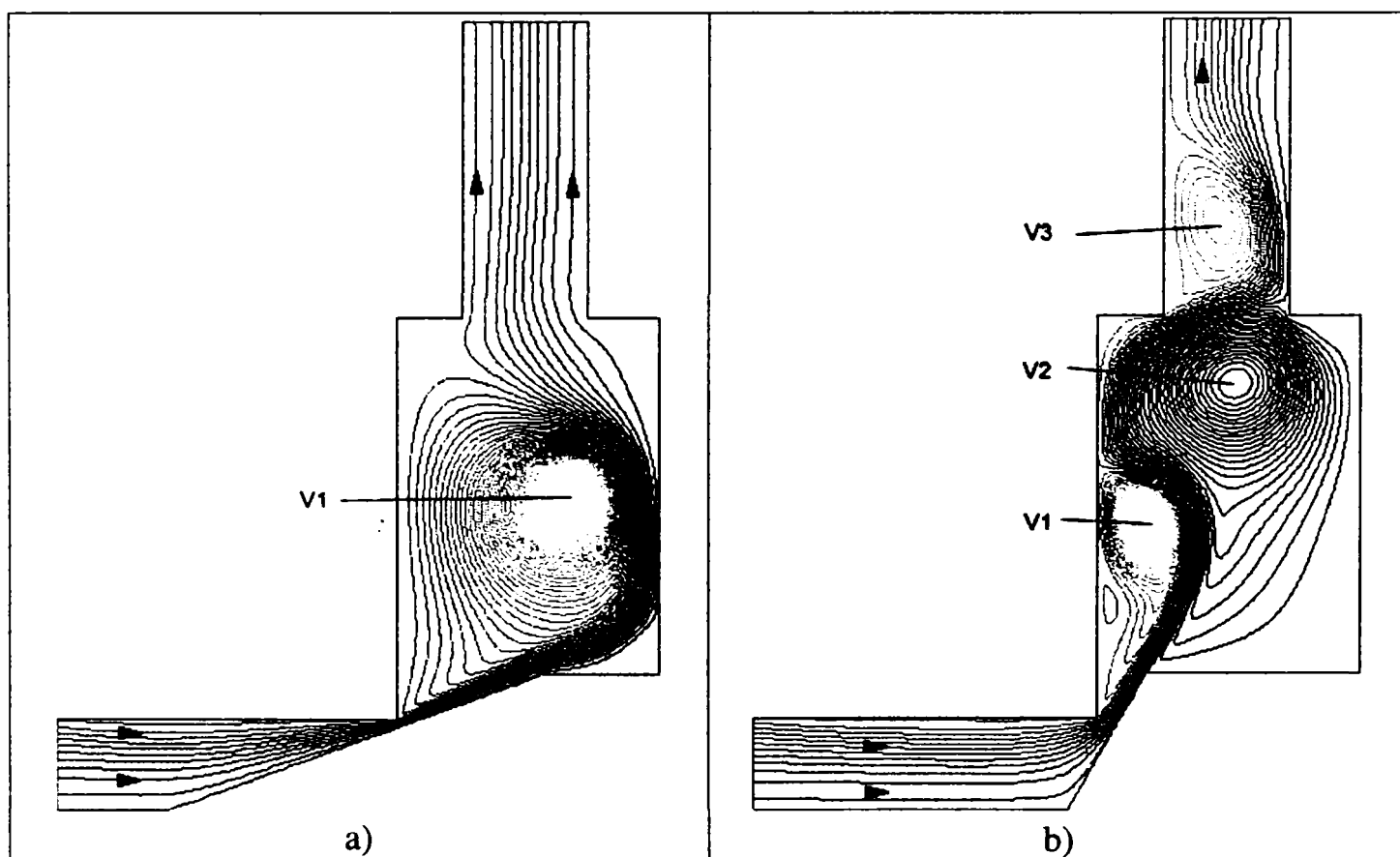


Fig. 6.5 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică: a) $\alpha=20^\circ$; b) $\alpha=60^\circ$; ($x=3.6$ mm, $\Delta P=60$ bar).

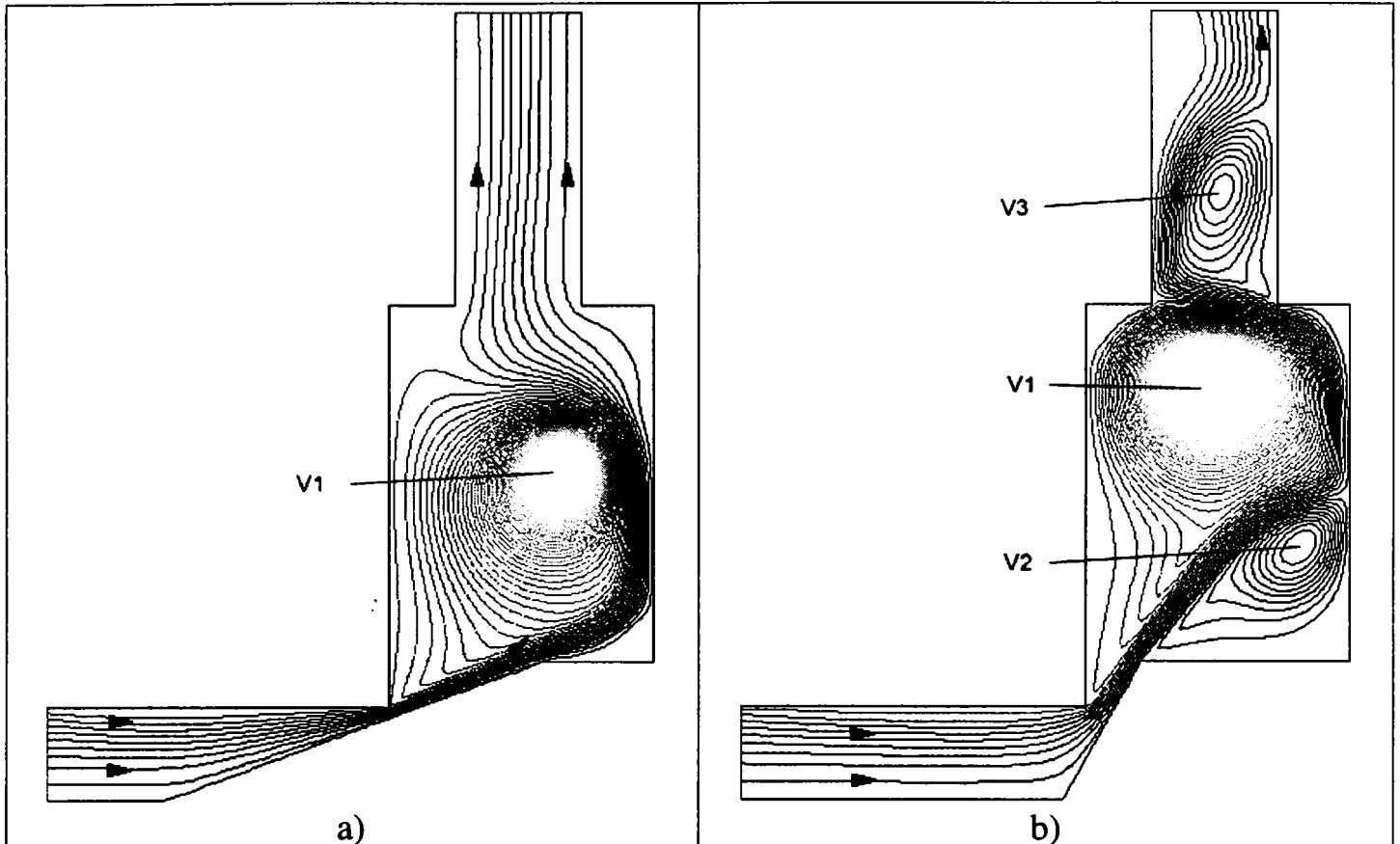


Fig. 6.6 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică: a) $\alpha=20^0$; b) $\alpha=60^0$; ($x=4.6$ mm, $\Delta P=60$ bar).

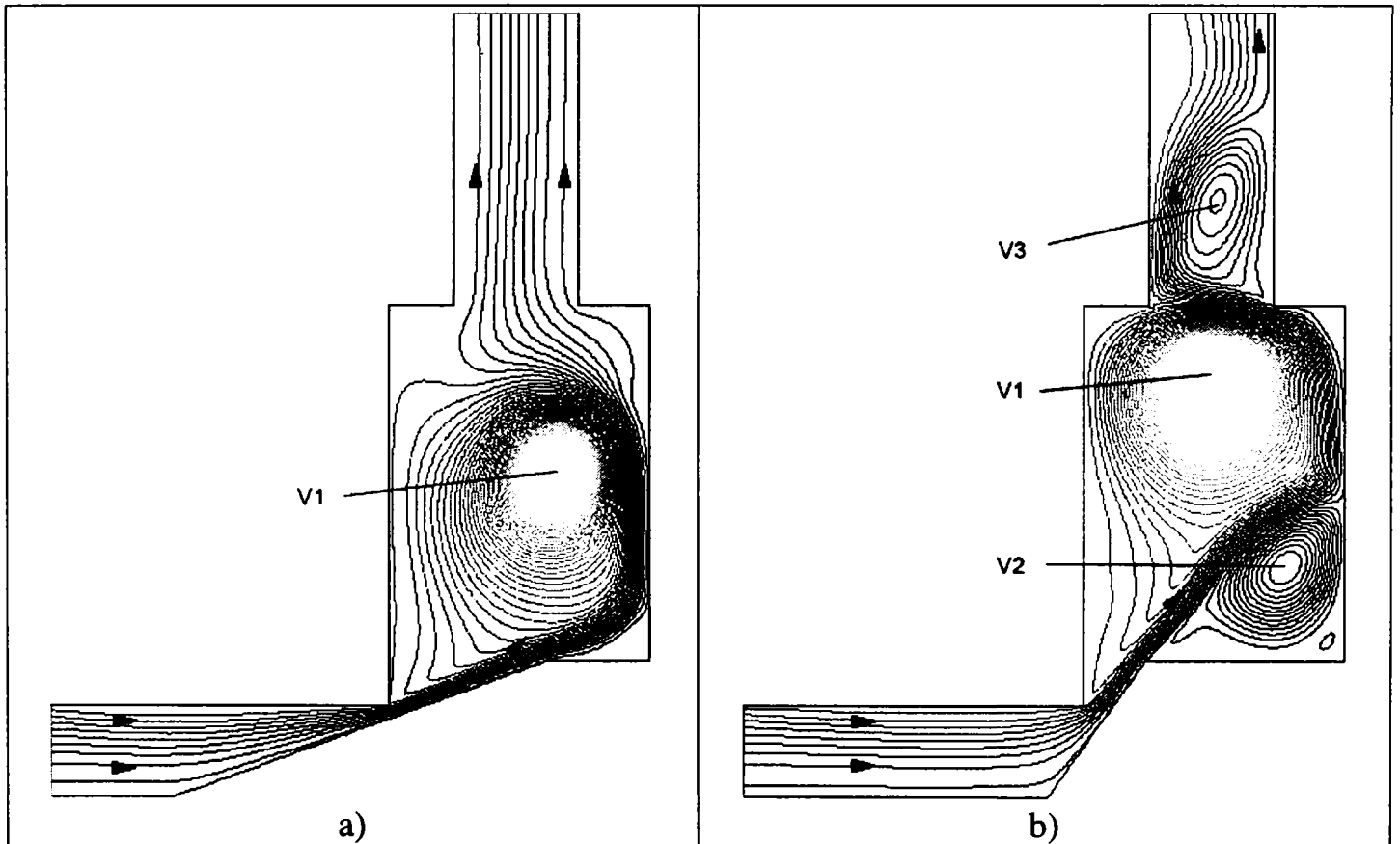


Fig. 6.7 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică: a) $\alpha=20^0$; b) $\alpha=60^0$; ($x=5.6$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Mărirea deschiderii de lucru a supapei, conduce la mărirea debitului de fluid vehiculat și implicit la creșterea vitezei jetului de fluid (figura 6.8, 6.9). Astfel, pentru valori ale deschiderii cuprinse în intervalul $0.9 < x < 1.6$ mm, viteza jetului de fluid rezultat la ieșirea din secțiunea de strangulare este suficient de mare ca să asigure menținerea compactității jetului de fluid la traversarea camerei supapei, eliminând astfel, regiunile de recirculare create în camera și canalul de evacuare a supapei (figura 6.3, 6.4).

Am arătat că, prezența muchiilor ascuțite pe traseul intern al supapei sunt generatoare de zone cu presiune scăzută. Apariția acestei zone de presiune scăzută, combinată cu o viteză de curgere foarte mică în aceeași zonă, crează condiții favorabile formării și dezvoltării vârtejurilor forțate indiferent de varianta geometrică studiată. Începând cu valoarea deschiderii de $x=1.6$ mm în camera supapei se poate distinge clar existența și poziția acestor vârtejuri forțate (figura 6.4, 6.8).

Creșterea în continuare a valorii deschiderii supapei până la deschiderea maximă de lucru, pune în evidență dezvoltarea și evoluția vârtejurilor forțate care sau format în camera supapei (figura 6.5, 6.6, 6.7). Se constată că, pentru varianta geometrică cu $\alpha=20^\circ$, în camera supapei se formează doar un singur vârtej, în timp ce pentru varianta geometrică cu $\alpha=60^\circ$, în interiorul camerei supapei se formează două vârtejuri mari importante. Fenomenul se datorează geometriei conului supapei și în special, valorii semiunghiului α . Am văzut că pentru varianta cu $\alpha=20^\circ$, generatoarea conului supapei este mult mai mare decât pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$, astfel favorizând menținerea jetului de fluid în poziția atașat de generatoare pe o lungime mult mai mare, astfel reducând semnificativ influența prezenței unghiului ascuțit al conului (figurile 6.7÷6.9).

Pentru varianta geometrică cu $\alpha=60^\circ$, se constată că de ambele părți ale jetului de fluid se formează și se dezvoltă câte un vârtej forțat. Urmărind figurile 6.4÷6.9 se observă că, raportul extinderii celor două vârtejuri se modifică odată cu modificarea valorii deschiderii supapei. În plus, creșterea extinderii și intensității vârtejurii format pe partea dinspre scaunul supapei (figura 6.5), la un moment dat produce fenomenul de basculare a jetului de fluid (figura 6.6). Acest fenomen constă în mutarea evoluției jetului de fluid de pe scaunul supapei pe partea superioară a camerei supapei. În urma acestui fenomen raportul extinderii dintre cele două vârtejuri se schimbă semnificativ (figurile 6.6÷6.9).

Trebuie remarcat faptul că, pentru valori mari ale deschiderii, vârtejurile formate în camera supapei, în cazul ambelor variante geometrice, ocupă, aproape întreaga suprafața a camerei supapei (figurile 6.6÷6.10). De asemenea se constată că, fluidul din camera supapei este antrenată în mișcare aproape în întregime, excepție făcând colțurile camerei supapei, unde apar zone de staționare a fluidului de lucru (figura 6.7). Trebuie menționat însă că, extinderea acestor vârtejuri este foarte mică și nu influențează evoluția curgerii fluidului prin supapă, ele având doar un caracter strict local.

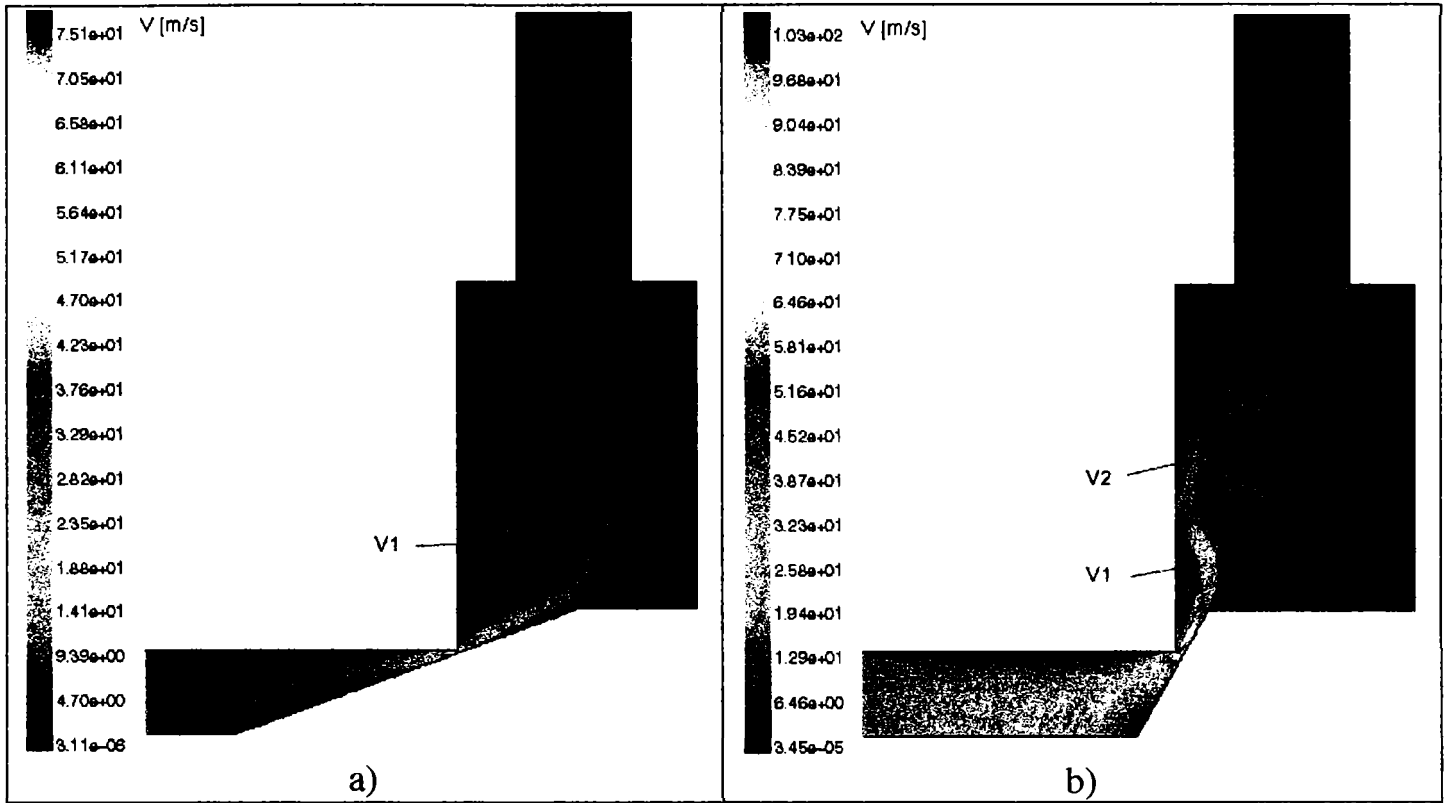


Fig. 6.8 Câmpul de viteze reprezentat prin hartă de culori, pentru curgerea fluidului prin supapa de siguranță conică: a) $\alpha=20^{\circ}$; b) $\alpha=60^{\circ}$; ($x=1.6$ mm, $\Delta P=60$ bar).

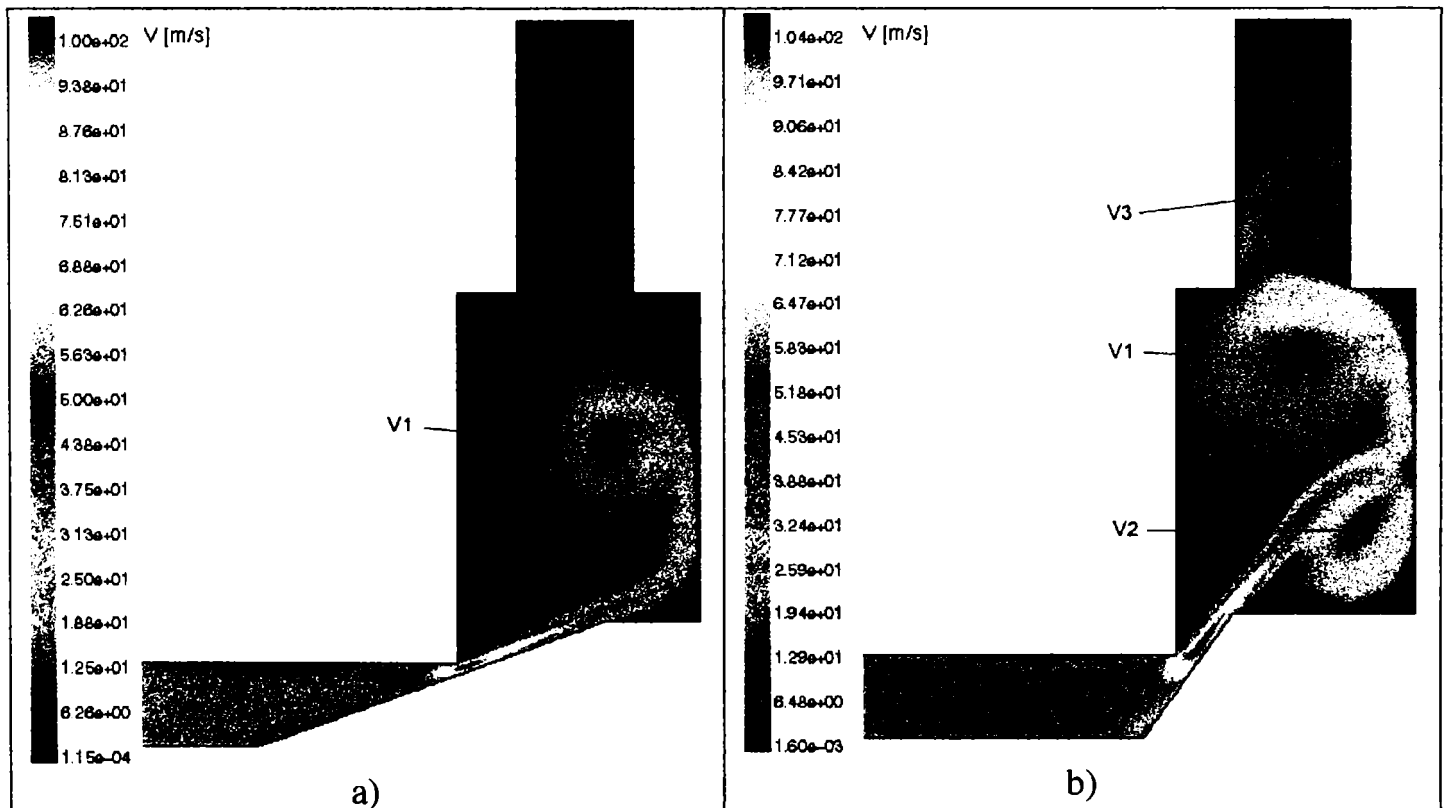
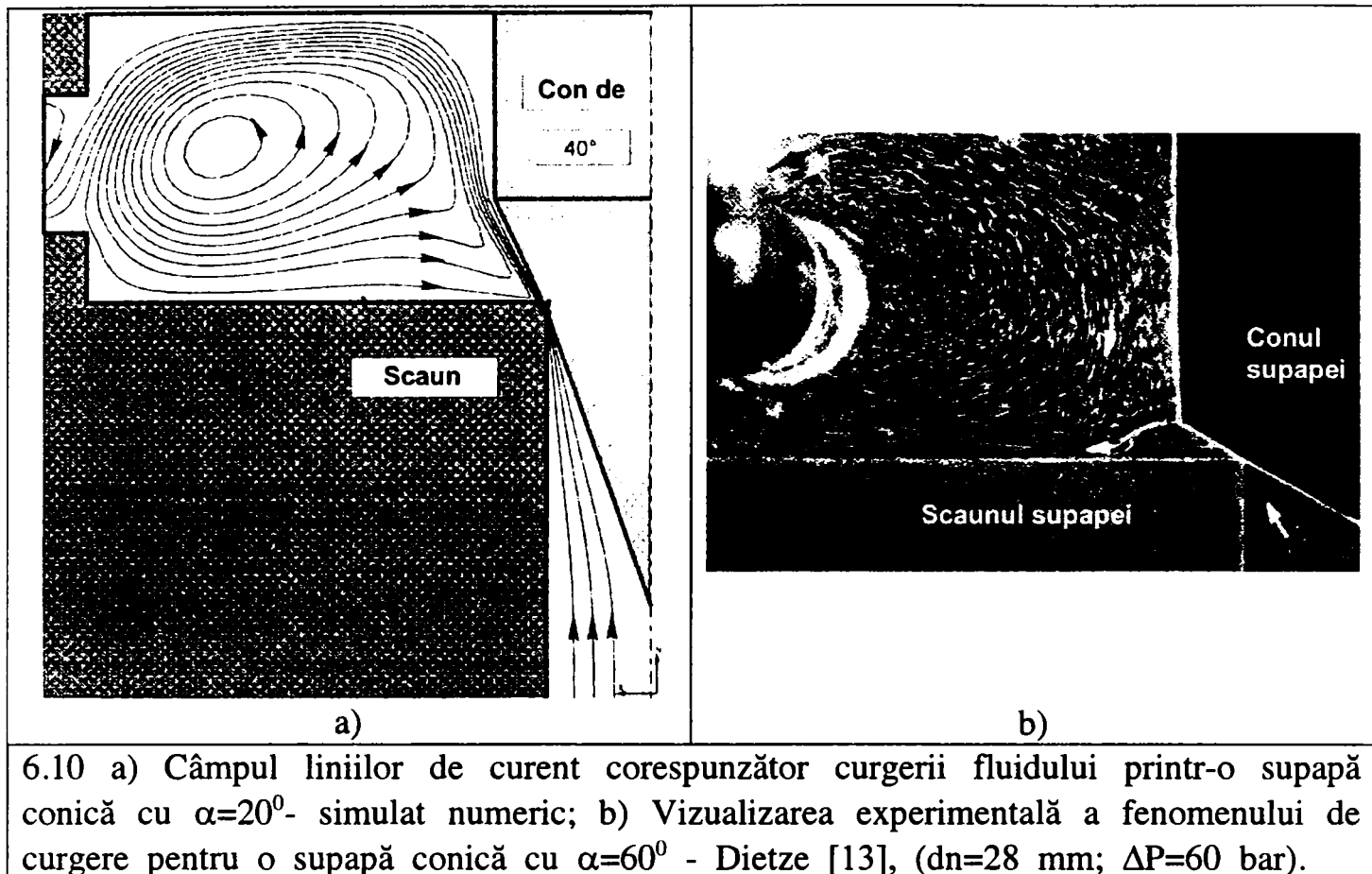


Fig. 6.9 Câmpul de viteze reprezentat prin hartă de culori, pentru curgerea fluidului prin supapa de siguranță conică: a) $\alpha=20^{\circ}$; b) $\alpha=60^{\circ}$; ($x=5.6$ mm, $\Delta P=60$ bar).



6.10 a) Câmpul liniilor de curent corespunzător curgerii fluidului printr-o supapă conică cu $\alpha=20^\circ$ - simulat numeric; b) Vizualizarea experimentală a fenomenului de curgere pentru o supapă conică cu $\alpha=60^\circ$ - Dietze [13], ($d_n=28$ mm; $\Delta P=60$ bar).

În concluzie putem spune că, aspectul câmpului hidrodinamic format la curgerea fluidului prin supapa de siguranță este determinată de valoarea α a semiunghiului la vârf a conului supapei.

Analiza vârtejurilor formate în camera supapei

Pozițiile centrelor momentane corespunzătoare vârtejului format în camera supapei pentru varianta geometrică cu $\alpha=20^\circ$, respectiv modul de evoluție a vârtejului pentru valori ale deschiderii supapei cuprinse între $0.1 < x < 5.6$ mm, sunt prezentate în figura 6.11. Din figură se observă că, vârtejul principal V1, migrează din zona de formare (din apropierea scaunului supapei), până aproape de mijlocul camerei supapei pe măsură ce deschiderea supapei crește.

Analiza vârtejului V1 format în camera supapei se face prin intermediul parametrilor caracteristici cel definesc. Astfel:

- analizând figura 6.12 se constată că, raza caracteristică a vârtejului V1, crește odată cu creșterea deschiderii supapei până la valoarea deschiderii de $x=3.1$ mm, unde atinge valoarea maximă de $r_v=6.5$ mm, după care pentru deschiderile cuprinse între $3.1 < x < 5.6$ mm, raza caracteristică a vârtejului se stabilizează în jurul valorii de $r_v=6.1$ mm (figura 6.11, 6.12). De altfel, evoluția extinderii vârtejului V1 se poate urmări analizând figurile 6.3÷6.9.

Vârtejul principal V1				
Nr.	x [mm]	Rv [mm]	Coord. centrul vârtejului z [mm]	r [mm]
1-1	1.1	3.7	56.45	21.69
2-1	1.6	5.3	68.42	32.72
3-1	2.1	5.8	75.06	37.91
4-1	2.6	5.8	76.98	39.17
5-1	3.1	6.5	78.20	46.28
6-1	3.6	6.3	77.99	47.63
7-1	4.1	6.16	77.65	48.75
8-1	4.6	6	77.42	49.13
9-1	5.1	6.16	77.60	49.66
10-1	5.6	6.1	77.43	49.94

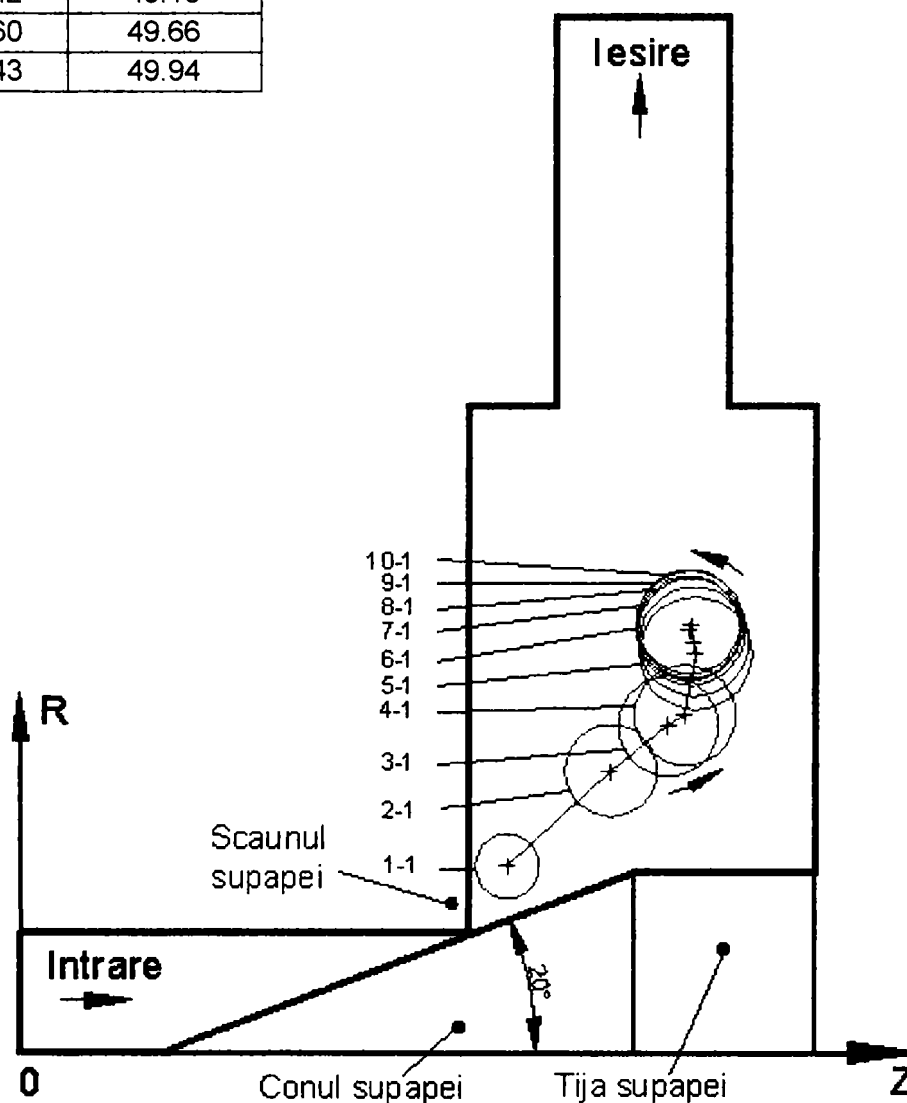
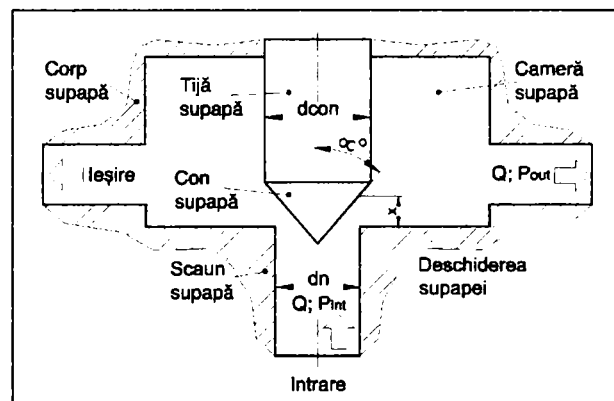


Fig. 6.11 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejului V1, format în camera supapei hidraulice de siguranță pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului principal V1; $d_n=28$ mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

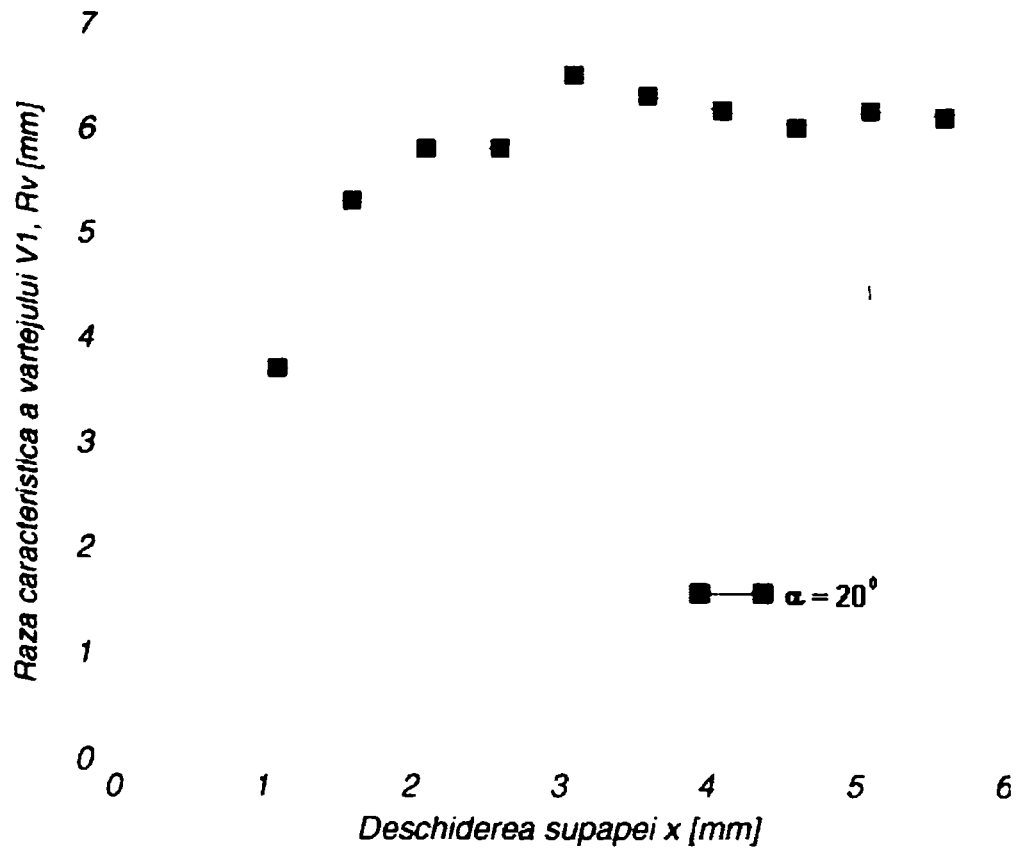


Fig. 6.12 Variația razei caracteristice a vârtejului V1, cu deschiderea supapei. ($\alpha=20^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar)

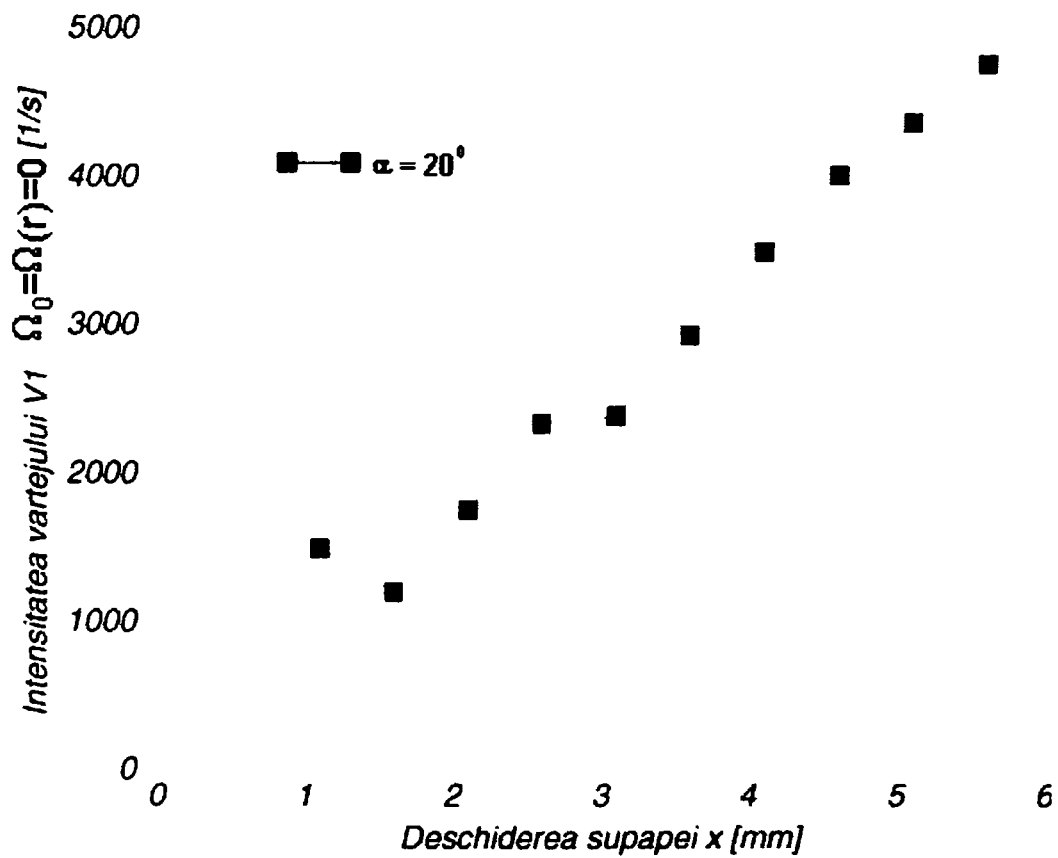


Fig. 6.13 Variația intensității vârtejului V1, cu deschiderea supapei. ($\alpha=20^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar)

- analizând figura 6.13 se constată că, intensitatea vârtejului V1, prezintă o creștere aproape liniară, cu creșterea deschiderii supapei, ajungând la valoarea maximă pentru deschiderea $x=5.6$ mm. Cu caracter intuitiv, evoluția acestei mărimi se poate urmări analizând figurile 6.8 și 6.9.

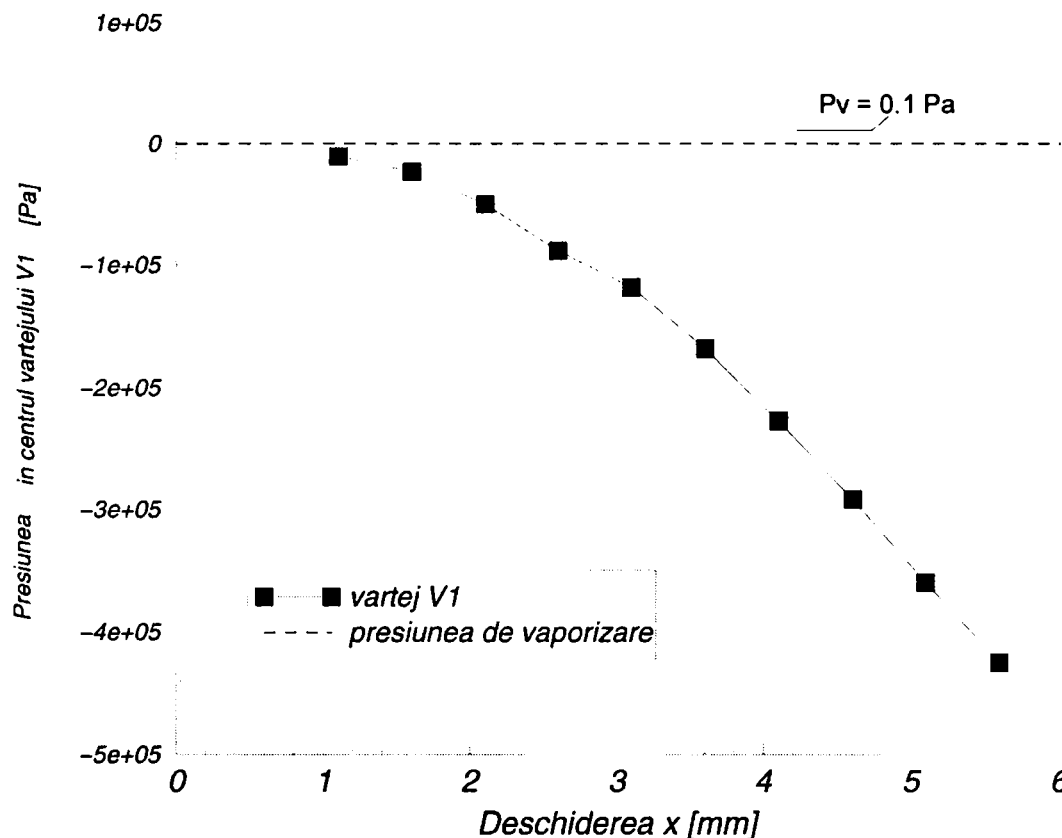


Fig. 6.14 Variația presiunii în centrul vârtejului V1 cu deschiderea supapei.
($\alpha=20^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

- analiza presiunii în centrul vârtejului V1 arată că, valoarea acesteia scade odată cu creșterea deschiderii supapei. De remarcat este faptul că, pe tot parcursul evoluției vârtejului în camera supapei, valoarea presiunii din centrul vârtejului are valori negative (figura 6.14). Acest lucru indică faptul că, în centrul vârtejului principal V1 există posibilitatea formării fenomenului de cavitație de vârtej.

În continuare vom analiza vârtejurile formate la curgerea fluidului prin supapa de siguranță cu $\alpha=60^\circ$.

Evoluția razei caracteristice a vârtejurilor formate, respectiv pozițiile momentane ale centrelor acestora se pot urmări în figura 6.15. Analizând figura 6.15 se constată că, vârtejul principal V1, parcurge practic întreaga lungime a camerei supapei, stabilindu-se pentru valoarea maximă a deschiderii supapei, în apropierea intrării în canalul de evacuare, având centrul său poziționat, aproximativ la jumătatea lățimii camerei supapei. Evoluția centrului vârtejului secundar V2, are o loc aproximativ, după o curbă, ce evoluează din apropierea scaunului supapei și până în apropierea peretelui superior a camerei supapei.

Vârtejul principal V1				
Nr.	x [mm]	Rv [mm]	Coord. centrului vârtejului z [mm]	r [mm]
1-1	1.1	0.91	53.69	24.09
1-2	1.6	1.75	54.96	28.78
1-3	2.1	3.2	55.96	33.43
1-4	2.6	3.3	56.70	36.47
1-5	3.1	4.3	57.94	40.25
1-6	3.6	4.8	59	44.01
1-7	4.1	6	61.09	47.81
1-8	4.6	8.3	70.59	62.88
1-9	5.1	9.1	71.80	63.91
1-10	5.6	8.6	71.49	63.89

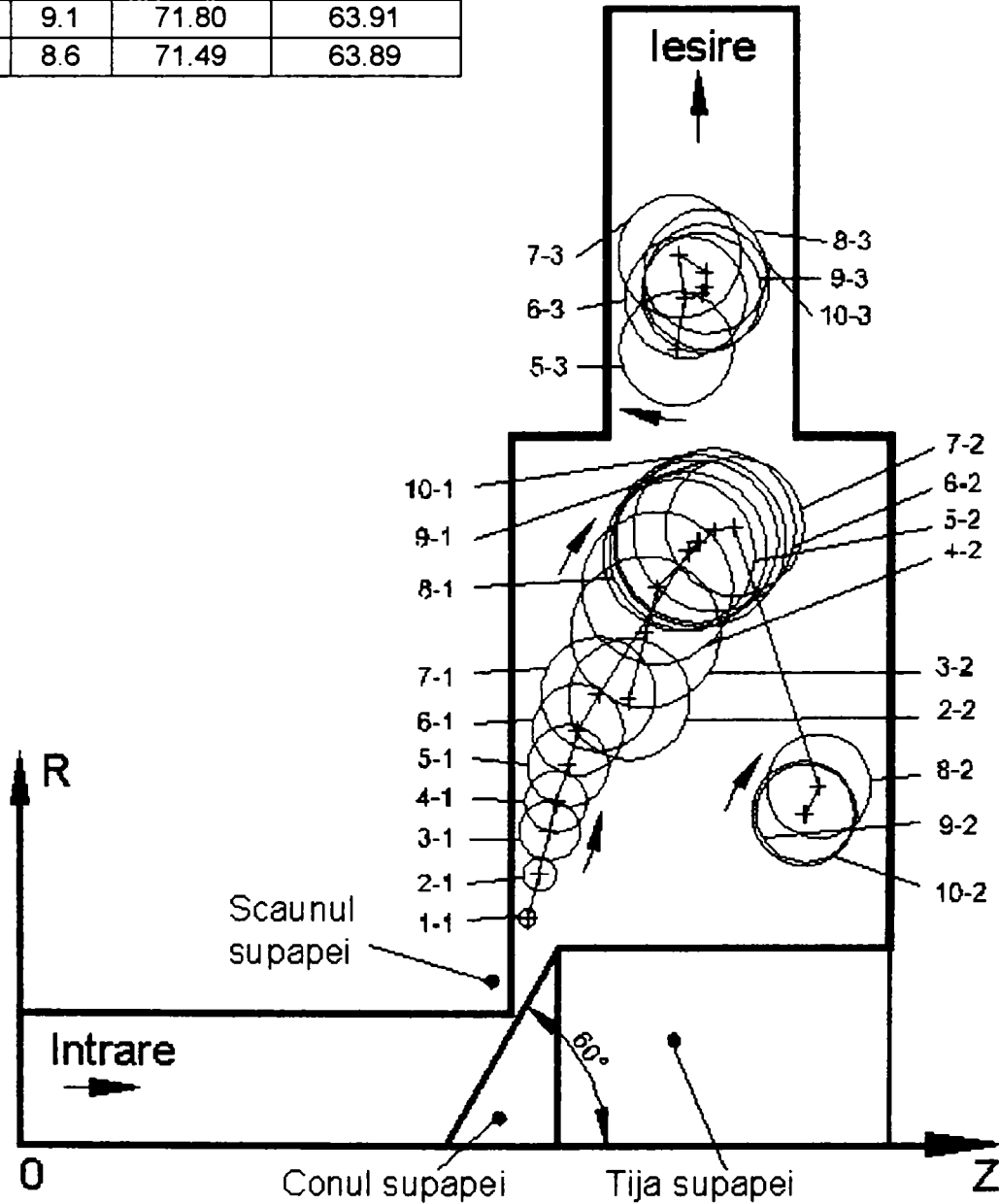
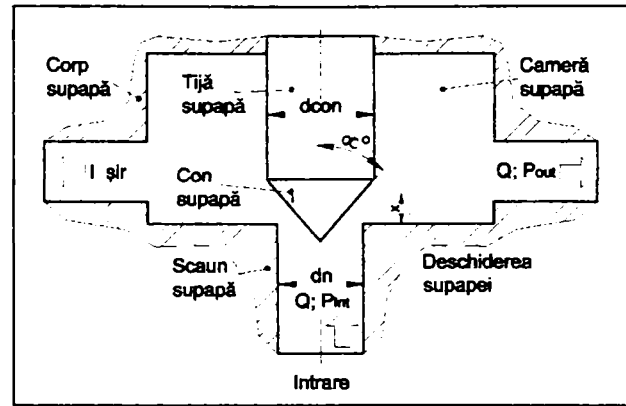


Fig. 6.15 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejului principal V1, respectiv vârtejului secundar V2, format în camera supapei hidraulice de siguranță, pentru diferite valori ale deschiderii supapei (cu roșu - vârtejul principal V1, cu albastru - vârtejul secundar V2 și V3; $d_n=28$ mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Analiza parametrilor caracteristici ale celor trei vârtejuri V1, V2 și V3 scot în evidență următoarele aspecte:

- formarea celor două vârtejuri în camera supapei, are loc la valori ale deschiderii supapei de $x=1.1$ mm pentru vârtejul principal V1, iar existența vârtejului secundar V2 se poate pune clar în evidență la deschiderea $x=1.6$ mm. Urmărind figura 6.16 se constată că, la formare vârtejul principal V1 are o rază caracteristică mică, care crește odată cu creșterea deschiderii supapei, în timp ce vârtejul secundar V2 are o rază caracteristică mare la formare și crește în continuare, odată cu creșterea deschiderii supapei până la producerea fenomenului de basculare. După acest fenomen, raza caracteristică a vârtejului V2 începe să scadă stabilindu-se la valoarea $r_v=5.1$ mm, pentru valoarea maximă a deschiderii supapei. Raza caracteristică a vârtejului secundar V3 are o evoluție aproximativ constantă, valoarea sa menținându-se în jurul valorii de $r_v=6$ mm. Analizând figura 6.16 și figura 6.15 se constată că, vârtejul secundar V3 ocupă aproape trei sferturi din lățimea canalului de evacuare.

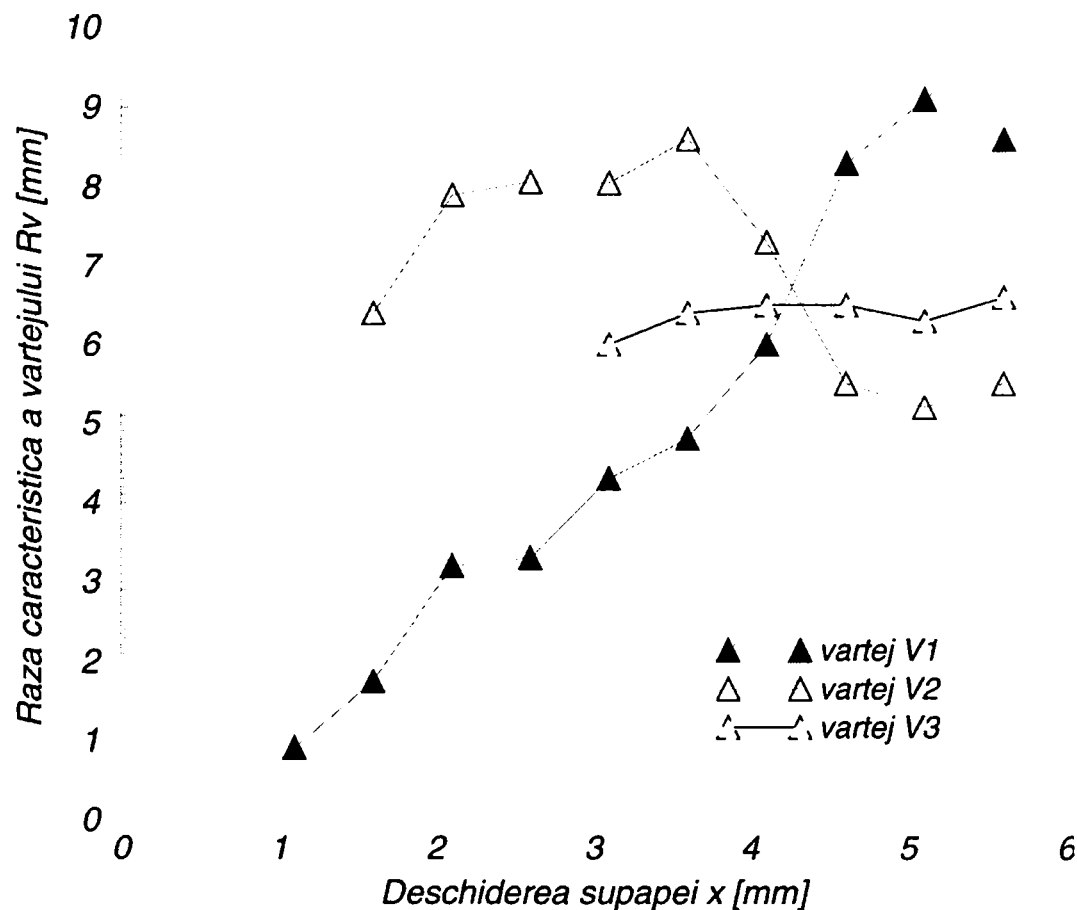


Fig. 6.16 Variația razei caracteristice a vârtejului V1, V2, și V3 cu deschiderea supapei ($\alpha=60^\circ$, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

- analiza variației intensității vârtejurilor formate arată că, la formare vârtejul principal V1 prezintă o intensitate foarte mare, dar pe măsură ce deschiderea supapei crește valoarea acestuia scade. Pentru vârtejul secundar V2 se constată că, începând de la formare și până la producerea fenomenului de basculare, intensitatea acestuia se menține aproximativ constantă în jurul valorii de $\Omega_0=2000$ s^{-1} . După ce are loc bascularea jetului de fluid, valoarea intensității vârtejului

secundar V2 crește stabilindu-se la valoarea de $\Omega_0=5000 \text{ s}^{-1}$ (figura 6.17). Intuitiv acest fenomen se poate urmări analizând figurile 6.9 și 6.10.

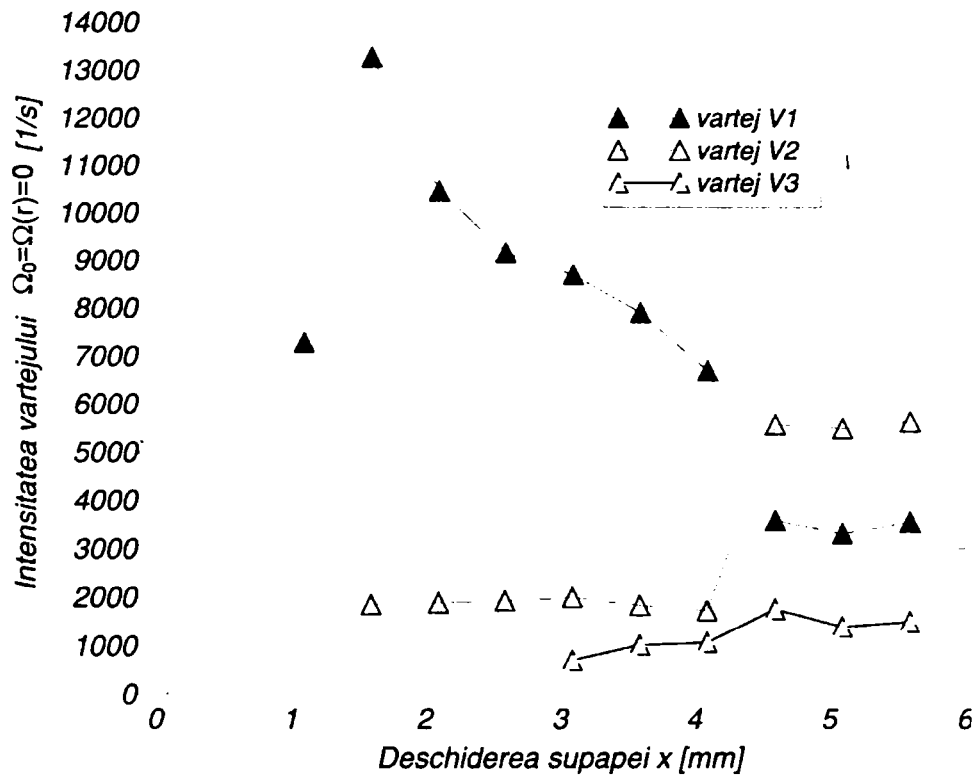


Fig. 6.17 Variația intensității vârtejului V1, V2 și V3 cu deschiderea supapei. ($\alpha=60^\circ$, $dn=28 \text{ mm}$, $\Delta P=60 \text{ bar}$)

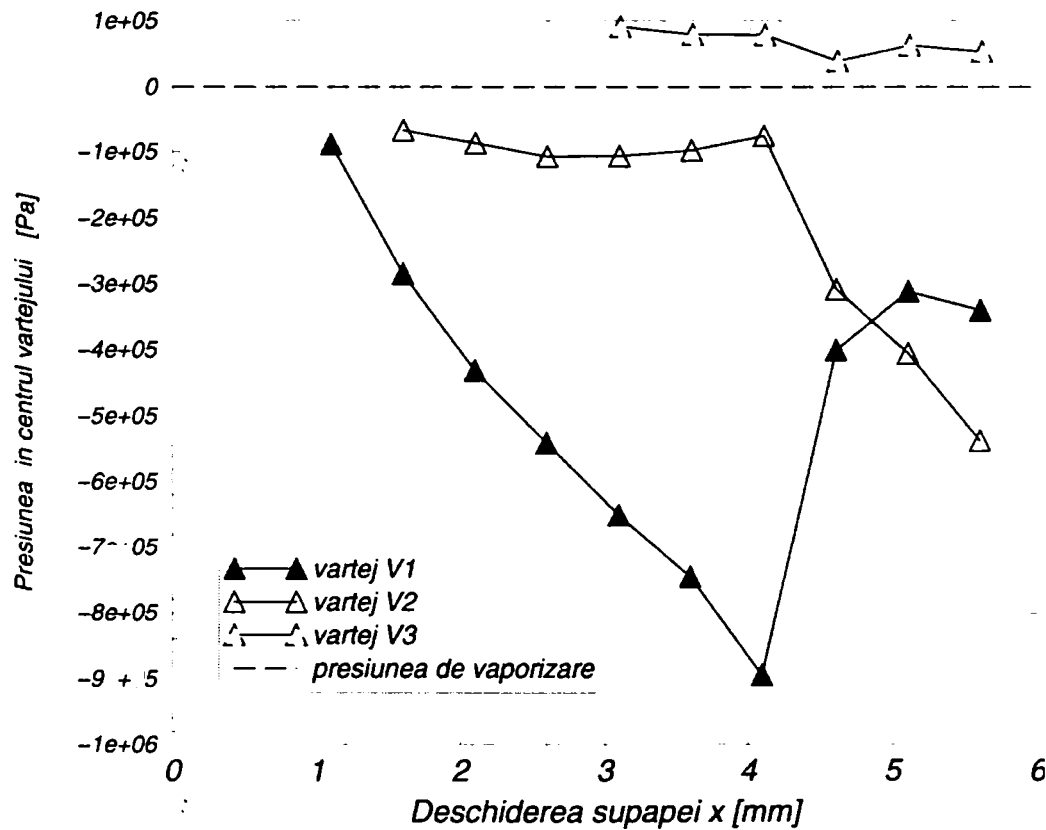


Fig. 6.18 Variația presiunii în centrul vârtejului V1, V2 și V3 cu deschiderea supapei ($\alpha=60^\circ$, $dn=28 \text{ mm}$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

- variația presiunii în centrul vârtejului V1, V2 și V3 se poate urmări pe figura 6.18. Se observă că, presiunea în centrul vârtejului principal V1 scade odată cu creșterea deschiderii supapei. Această scădere are loc până când se produce bascularea jetului de fluid, după care valoarea presiunii începe să crească. În cazul vârtejului secundar V2, presiunea în centrul vârtejului are o evoluție aproximativ constă până la producerea basculării fluidului, după care valoarea presiunii scade destul de brusc (figura 6.18). Pentru vârtejul secundar V3 se observă că, în centrul acestuia valoarea presiunii rămâne pe tot parcursul evoluției vârtejului pozitivă. De remarcat este faptul cum variația presiunii din centrul vârtejurilor, redă evoluția vârtejurilor formate în supapă.

Analiza valorilor presiunii în centrul vârtejurilor formate arată că și pentru această variantă geometrică există posibilitatea formării fenomenului de cavitație în vârtej.

Analiza comparativă a variantelor geometrice având valoarea semiunghiului conului de $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$

Analiza numerică a curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță, pentru cele trei variante geometrice prezentate are ca și scop, determinarea unei variante geometrice, care să prezinte caracteristici de funcționare optime. De asemenea, pe baza mărimilor caracteristice ce descriu curgerea prin supapă, se urmărește să se indice domeniul de aplicabilitate pentru variantele geometrice studiate.

În acest sens, analiza comparativă a celor trei variante geometrice studiate se realizează după următoarele criterii:

- în funcție de aspectul câmpului hidrodinamic;
- în funcție de mărimile caracteristice ale vârtejurilor formate în camera supapei;
- în funcție de caracteristicile funcționale ale supapei.

Aspectul câmpului hidrodinamic

Analiza câmpului hidrodinamic rezultat în urma curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță realizată în cele trei variante geometrice, arată că, pentru condițiile de lucru impuse, aspectul câmpului hidrodinamic rezultat este determinat de valoarea semiunghiului conului supapei " α ". Se constată că, modul de evoluție a jetului de fluid, numărul, respectiv extinderea vârtejurilor formate este determinată de asemenea de valoarea lui α .

Comparând câmpul hidrodinamic rezultat pentru cele trei valori ale lui α , se constată următoarele:

- lungimea generatoarei conului supapei este determinată de valoarea semiunghiului conului α . Astfel, pentru $\alpha=20^\circ$ se obține lungimea cea mai mare a generatoarei conului, iar pentru $\alpha=60^\circ$ se obține lungimea cea mai mică;

- lungimea generatoarei conului influențează aspectul câmpului hidrodinamic rezultat. Cu cât lungimea generatoarei conului este mai mare, cu atât se realizează o mai bună conducere a jetului de fluid în camera supapei, cea ce imprimă o evoluție mai lină a acestuia, fără schimbări bruște de traiectorie (variantele cu $\alpha=20^\circ$). Această variantă geometrică favorizează formarea unui singur vârtej în camera supapei.
- analizând câmpul hidrodinamic obținut pentru variantele geometrice cu $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$ se constată că, acestea au o serie de elemente comune. Astfel, datorită lungimii relativ mici ale generatoarei conului supapei, evoluția jetului de fluid rezultat în zona de strangulare, este puternic influențată de prezența unghiurilor ascuțite de pe traseul de evoluție al acestuia. Pentru ambele cazuri se constată prezența zonelor de presiune scăzută în vecinătatea colțurilor ascuțite, zone în care, la un moment dat apar, condiții favorabile formării vârtejurilor forțate. În cazul ambelor variante se formează două vârtejuri semnificative în camera supapei, care evoluează de o parte și de alta a vânei principale de fluid. În ambele cazuri vârtejul principal se formează în vecinătatea colțului scaunului supapei după care se dezvoltă și migrează în interiorul camerei supapei până în apropierea canalului de evacuare, unde se stabilizează pentru valoarea maximă a deschiderii. La ambele variante se produce fenomenul de basculare a jetului de fluid de pe scaunul supapei pe partea superioară a camerei supapei. Totuși, pentru varianta geometrică cu $\alpha=60^\circ$, se constată că fenomenul de basculare are loc pentru o valoare a deschiderii aproape de 3 ori mai mare, decât pentru varianta cu $\alpha=45^\circ$.
- la toate variantele studiate se constată formarea de vârtejuri locale în colțurile camerei supapei. Datorită extinderii mici pe care le prezintă aceste vârtejuri, ele nu influențează semnificativ structura câmpului hidrodinamic rezultat, având doar un caracter local.

Analiza vârtejurilor formate

Analiza numerică a curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță pentru variantele studiate scoate în evidență că, pentru fiecare variantă geometrică are loc formarea a cel puțin a unui vârtej semnificativ. Astfel în continuare vom realiza analiza vârtejurilor formate, împărțindu-le în vârtej principal și vârtej secundar. Astfel, pentru vârtejul principal V1 se constată următoarele:

- formarea vârtejurilor principale V1, are loc la deschideri mici și apropiate (astfel, pentru varianta $\alpha=45^\circ$ la $x=0.9$ mm, iar pentru variantele $\alpha=20^\circ$ și $\alpha=60^\circ$ la deschiderea de $x=1.1$ mm) (figura 6.19).
- pentru toate variantele studiate raza caracteristică a vârtejurilor V1 crește odată cu creșterea deschiderii supapei. Astfel, pentru varianta cu $\alpha=20^\circ$ se constată că la formare, are raza caracteristică de mărimea cea mai mare $r_v=3.7$ mm. În continuare, evoluția razei caracteristice cu deschiderea supapei este relativ lină, iar începând cu valoarea deschiderii de $x=3.1$ mm, aceasta tinde să rămână

aproximativ constantă în jurul valorii de $r_v=6.1$ mm. În cazul variantei cu $\alpha=45^\circ$ în intervalul de deschiderii cuprinsă între $0.9 < x < 1.2$ mm are loc o creștere pronunțată a razei caracteristice. După producerea fenomenului de basculare a jetului de fluid pentru $x=1.2$ mm, creșterea razei caracteristice nu prezintă variații majore și dobândește valoarea de $r_v=7.1$ mm, pentru deschiderea maximă a supapei. Pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ se constată o creștere continuă a razei caracteristice cu deschiderea, chiar și după bascularea jetului de fluid (figura 6.19).

- se constată că, raza caracteristică a vârtejului principal V1, prezintă valoarea cea mai mare la formare pentru varianta cu $\alpha=20^\circ$, iar la deschiderea maximă, pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$.

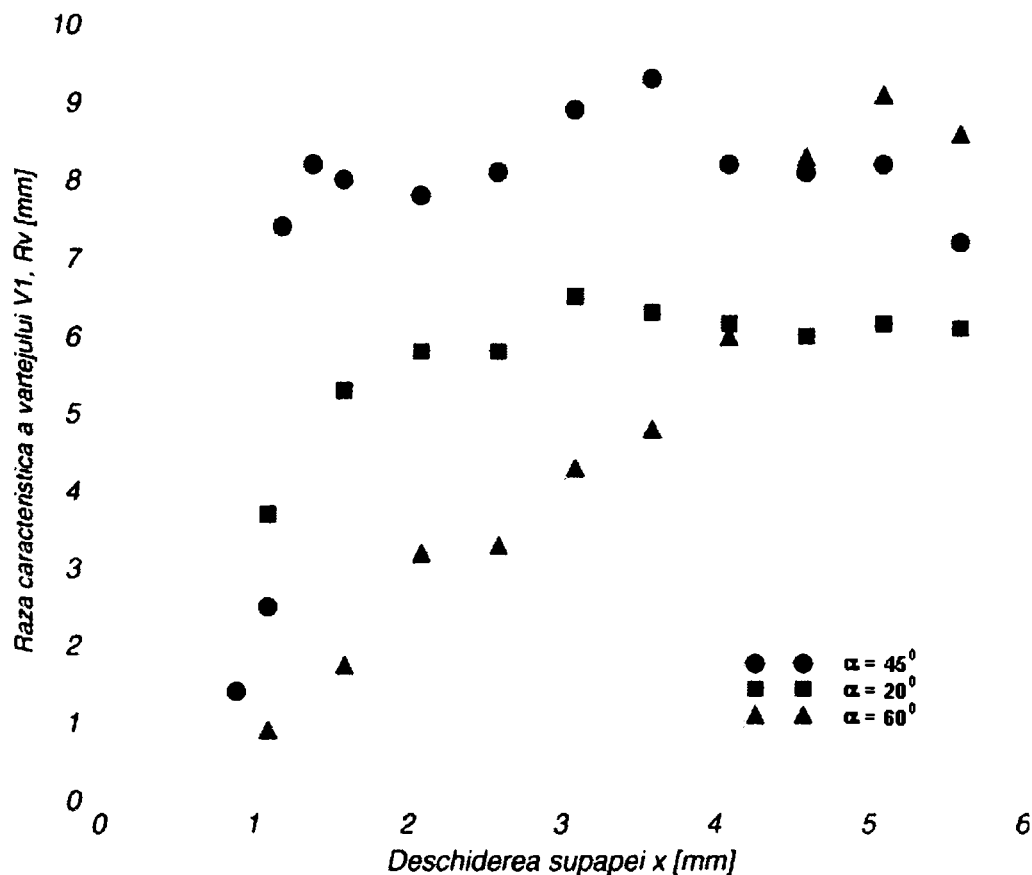


Fig. 6.19 Variația razei caracteristice a vârtejului V1, cu deschiderea supapei $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar)

Pentru vârtejul secundar V2 se constată:

- formarea vârtejului secundar V2, în cazul $\alpha=45^\circ$ are loc după producerea fenomenului de basculare și poate fi pusă clar în evidență începând cu deschiderea $x=3.6$ mm. Raza caracteristică prezintă o creștere semnificativă de la valoarea de $r_v=0.2$ mm, pe care o are la formare, la valoarea de $r_v=7.1$ mm, pe care o atinge la deschiderea maximă a supapei (figura 6.20).
- spre deosebire de cazul precedent, pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ se constată că, la formare prezintă o rază caracteristică mare, cu o tendință de creștere continuă până în momentul producerii fenomenului de basculare. În urma basculării jetului de fluid, raza caracteristică a vârtejului secundar V2 scade și se stabilizează pentru deschiderea maximă în jurul valorii de $r_v=5.5$ mm (figura 6.20).

- după cum am arătat geometria supapei cu $\alpha=20^\circ$, favorizează formarea unui singur vârtej în interiorul camerei supapei.

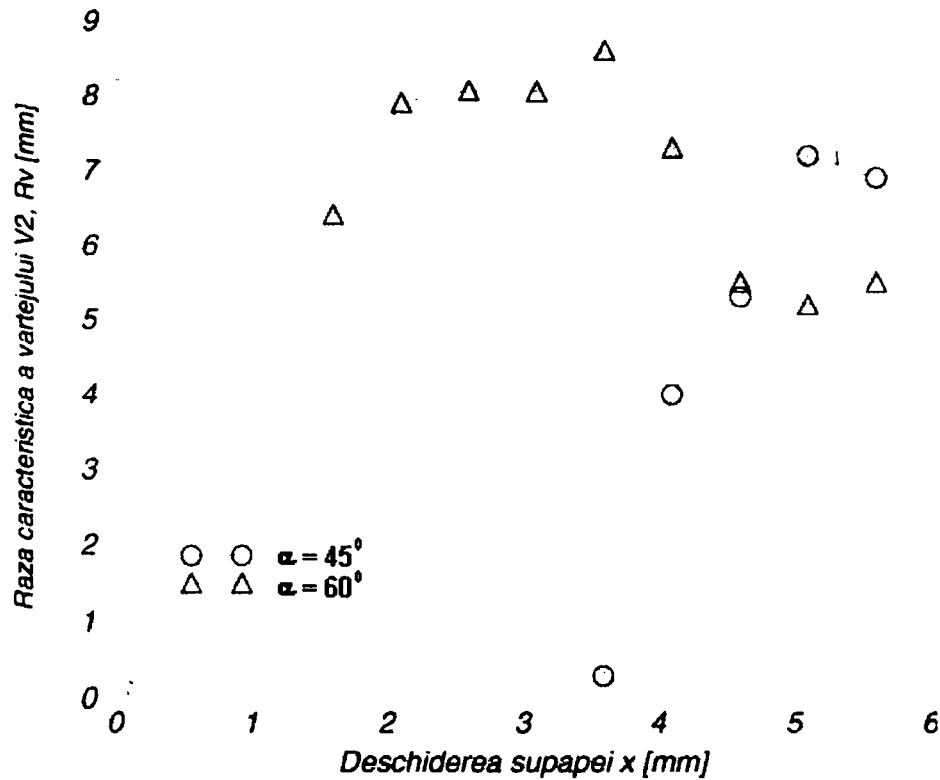


Fig. 6.20 Variația razei caracteristice a vârtejului V2, cu deschiderea supapei $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar)

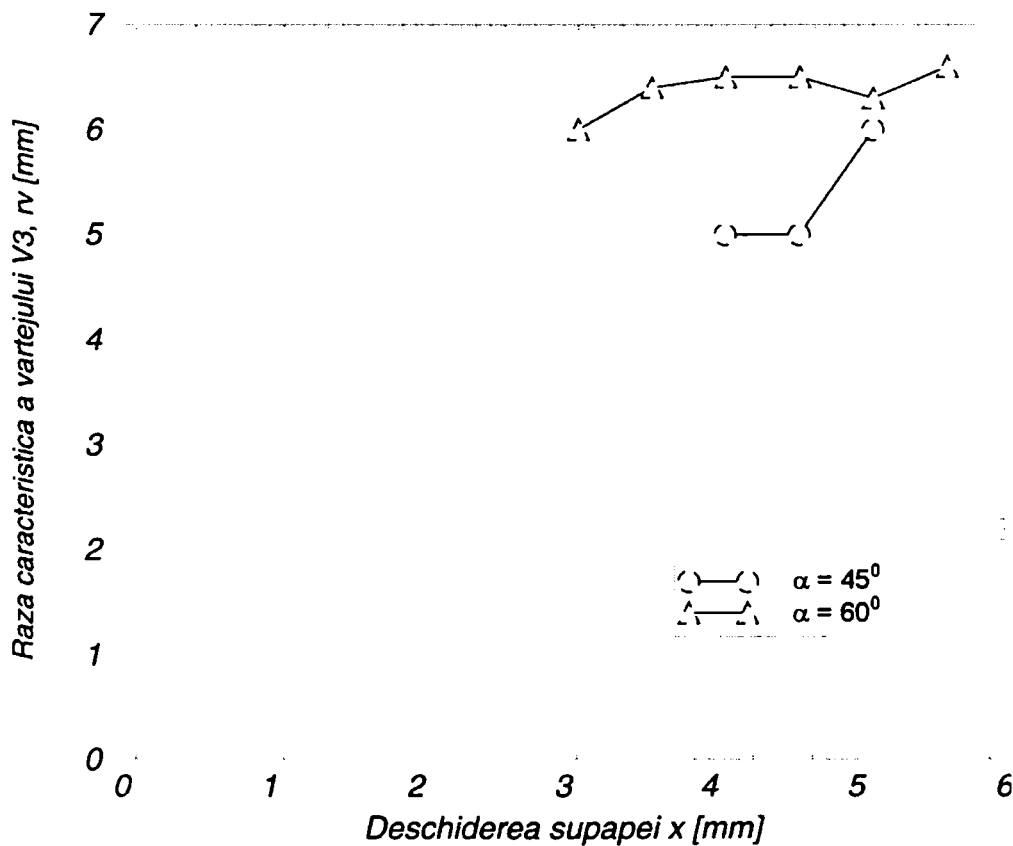


Fig. 6.21 Variația razei caracteristice a vârtejului V3, cu deschiderea supapei $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar)

- după cum se observă din figura 6.21 și figurile 6.11, 6.15, vârtejul secundar V3 format în canalul de evacuare ocupă mai mult de jumătate din lățimea acestuia pe tot timpul evoluției sale. Se observă că varianta cu $\alpha=60^\circ$, favorizează apariția și dezvoltarea vârtejului secundar V3 pentru un interval mai mare de deschideri decât varianta cu $\alpha=45^\circ$ (figura 6.21).

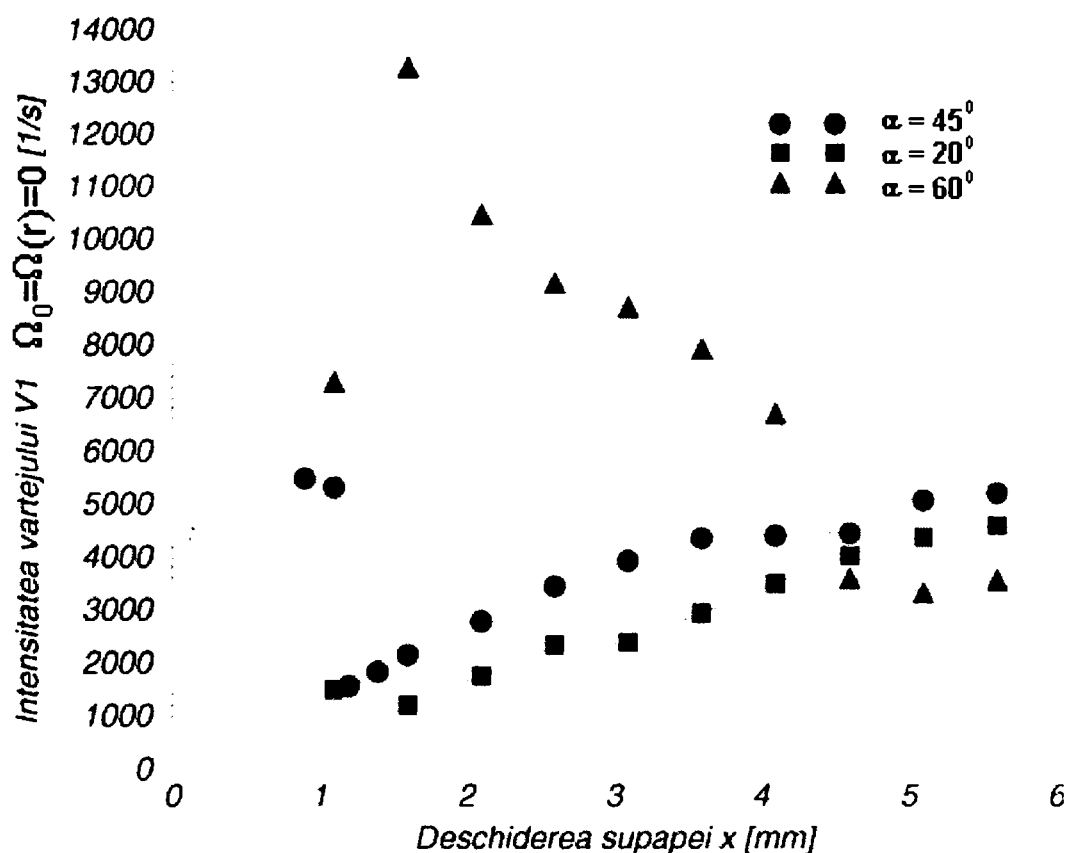


Fig. 6.22 Variația intensității vârtejului V1, cu deschiderea supapei $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar)

Urmărind variația intensității vârtejurilor formate se constată că:

- vârtejul principal V1, prezintă cea mai mare intensitate, pe aproape întregul domeniu al deschiderii supapei pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$, după care pentru varianta $\alpha=45^\circ$ și în fine pentru varianta $\alpha=20^\circ$ (figura 6.22).
- variantele cu $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$ prezintă la formare o valoare mare a intensității vârtejului. Pentru varianta cu $\alpha=45^\circ$ intensitatea vârtejului scade brusc în momentul basculării jetului de fluid, după care valoarea intensității începe să crească ajungând aproape de valoarea intensității de la formare, pentru valoarea maximă a deschiderii supapei (figura 6.22).
- pentru varianta geometrică cu $\alpha=20^\circ$ se constată că, valoarea intensității vârtejului prezintă cele mai mici valori. Evoluția valorilor intensității prezintă o variație liniară începând din momentul formării și până la stabilizarea vârtejului pentru deschiderea maximă (figura 6.22).

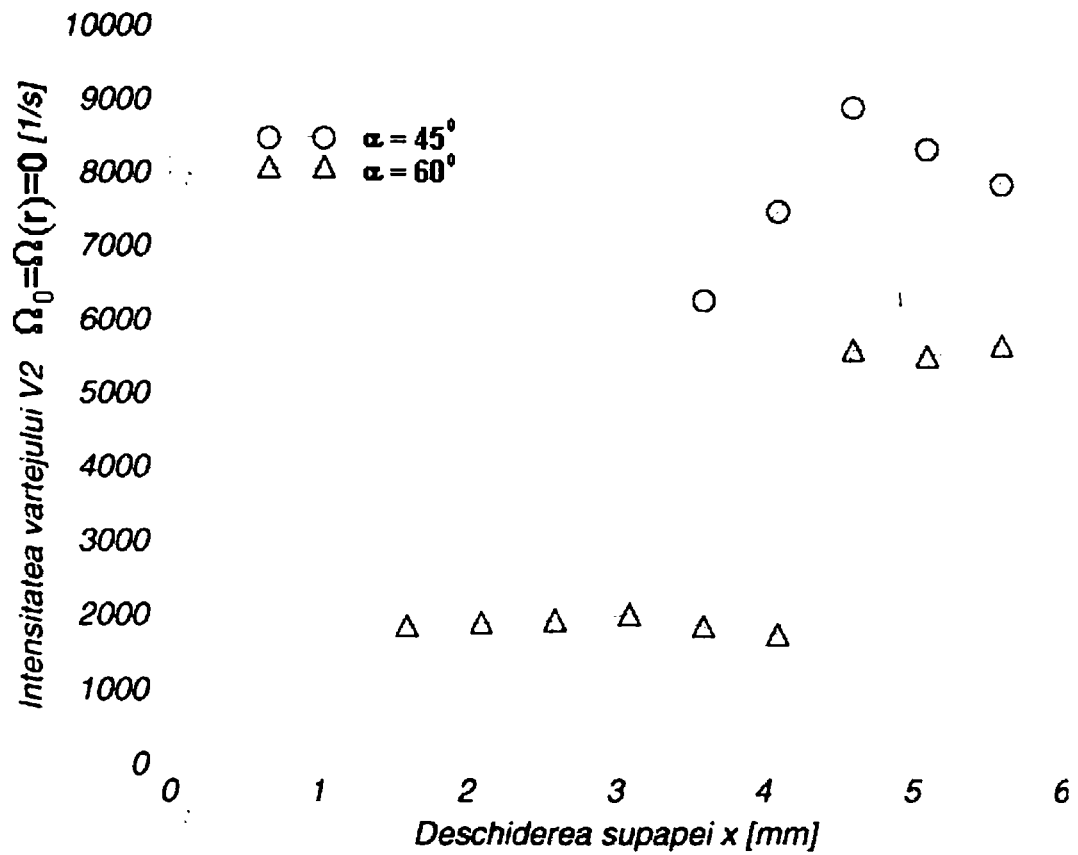


Fig. 6.23 Variația intensității vârtejului V2, cu deschiderea supapei $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar)

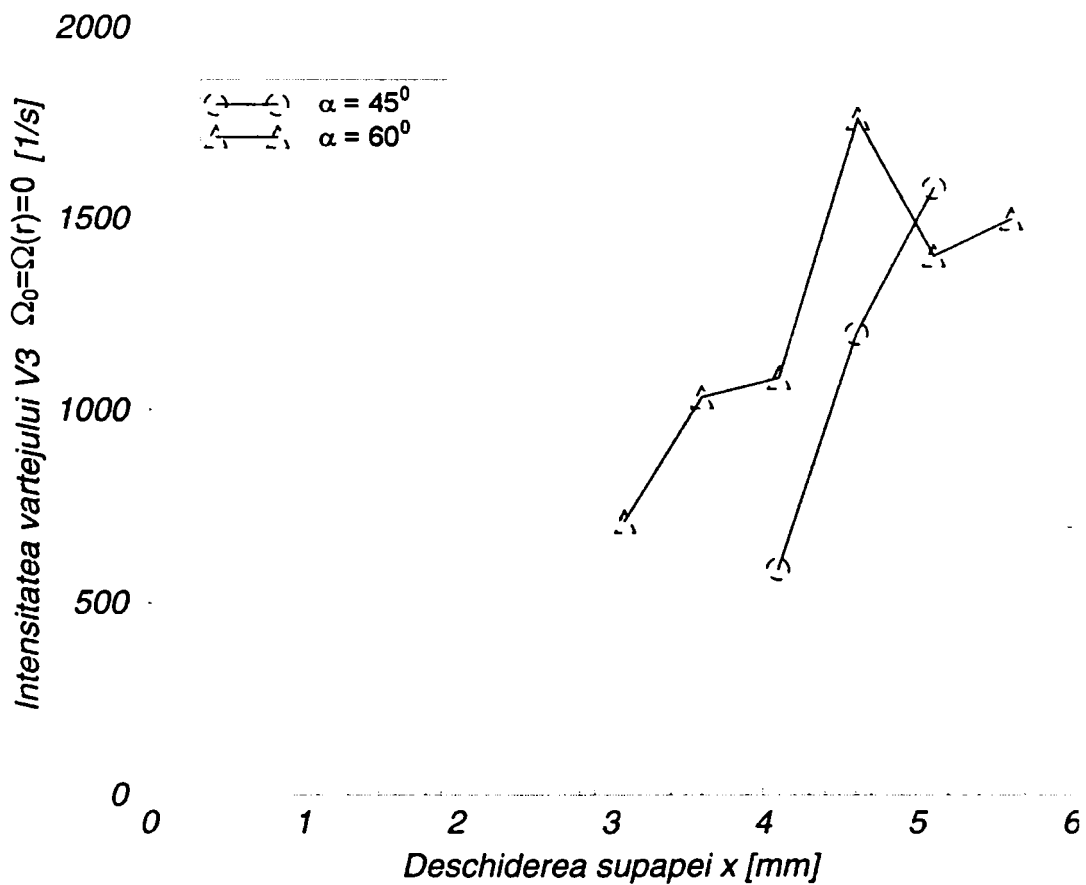


Fig. 6.24 Variația intensității vârtejului V3, cu deschiderea supapei $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar)

- pentru vârtejul secundar V2, intensitatea maximă se obține pentru varianta $\alpha=45^\circ$. În cazul variantei cu $\alpha=60^\circ$ se constată că, până la producerea fenomenului de basculare a jetului (pentru $x=4.1$ mm), intensitatea vârtejului se menține aproximativ constantă, după care valoarea acestuia prezintă un salt semnificativ, luând din nou valori aproximativ constante (figura 6.23).
- intensitatea vârtejului secundar V3, prezintă valori mai reduse. Cu toate acestea urmărind figura 6.24 se constată o creștere a intensității vârtejului odată cu creșterea deschiderii supapei atât pentru varianta cu $\alpha=45^\circ$, cât și pentru varianta geometrică cu $\alpha=60^\circ$.

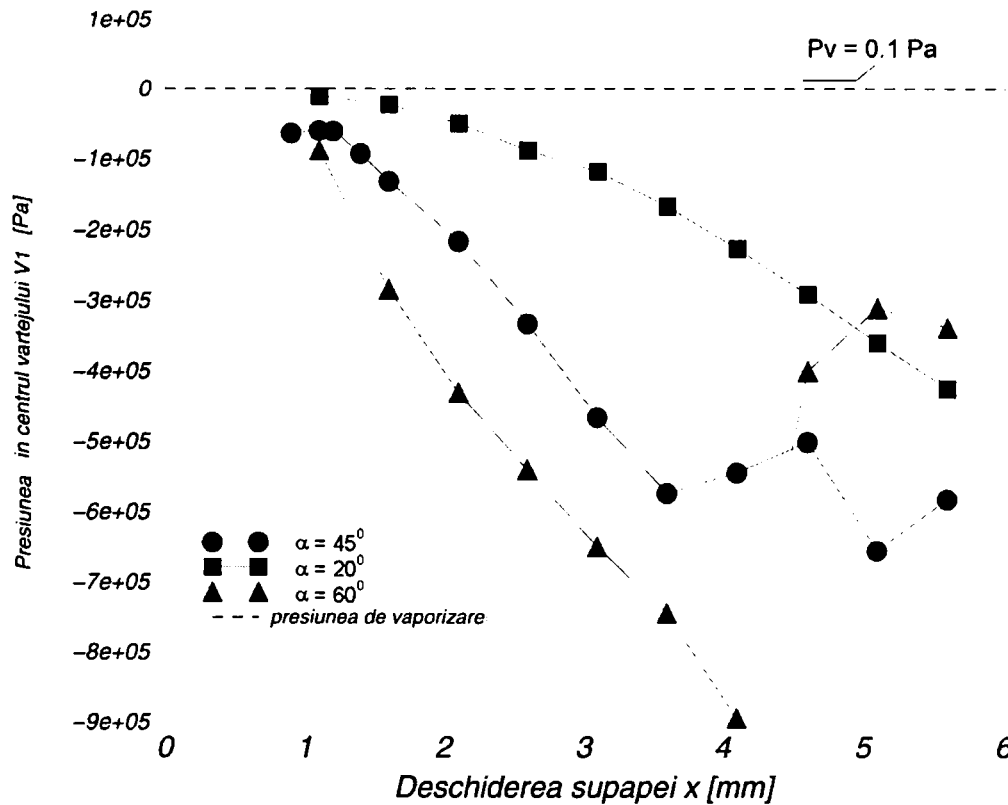


Fig. 6.25 Variația presiunii din centrul vârtejului V1, cu deschiderea supapei $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar).

Din punct de vedere a evoluției valorilor presiunii în centrul vârtejurilor formate se poate afirma următoarele:

- variația presiunii în centrul vârtejului principal V1, prezintă evoluția cea mai favorabilă atât din punct de vedere a valorii presiunii, cât și din punctul de vedere a modului de evoluție a acestuia, pentru varianta geometrică cu $\alpha=20^\circ$. Pentru celelalte două variante se constată o scădere accentuată a valorii presiunii în centrul vârtejului odată cu creșterea deschiderii de lucru a supapei. Astfel, pentru valori mari ale deschiderii supapei se constată fluctuații ale valorii presiunii în centrul vârtejului, variația cea mai mare înregistrându-se pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ (figura 6.25).
- se constată că, valorile cele mai mici ale presiunii în centrul vârtejului principal V1, se înregistrează pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ (figura 6.25).
- faptul că, pentru fiecare variantă studiată, în centrul vârtejului principal V1, valorile presiunii pentru tot domeniul de deschideri ale supapei sunt negative,

sugerează posibilitatea apariției în centrul acestora, a fenomenului de cavitației în vârtej.

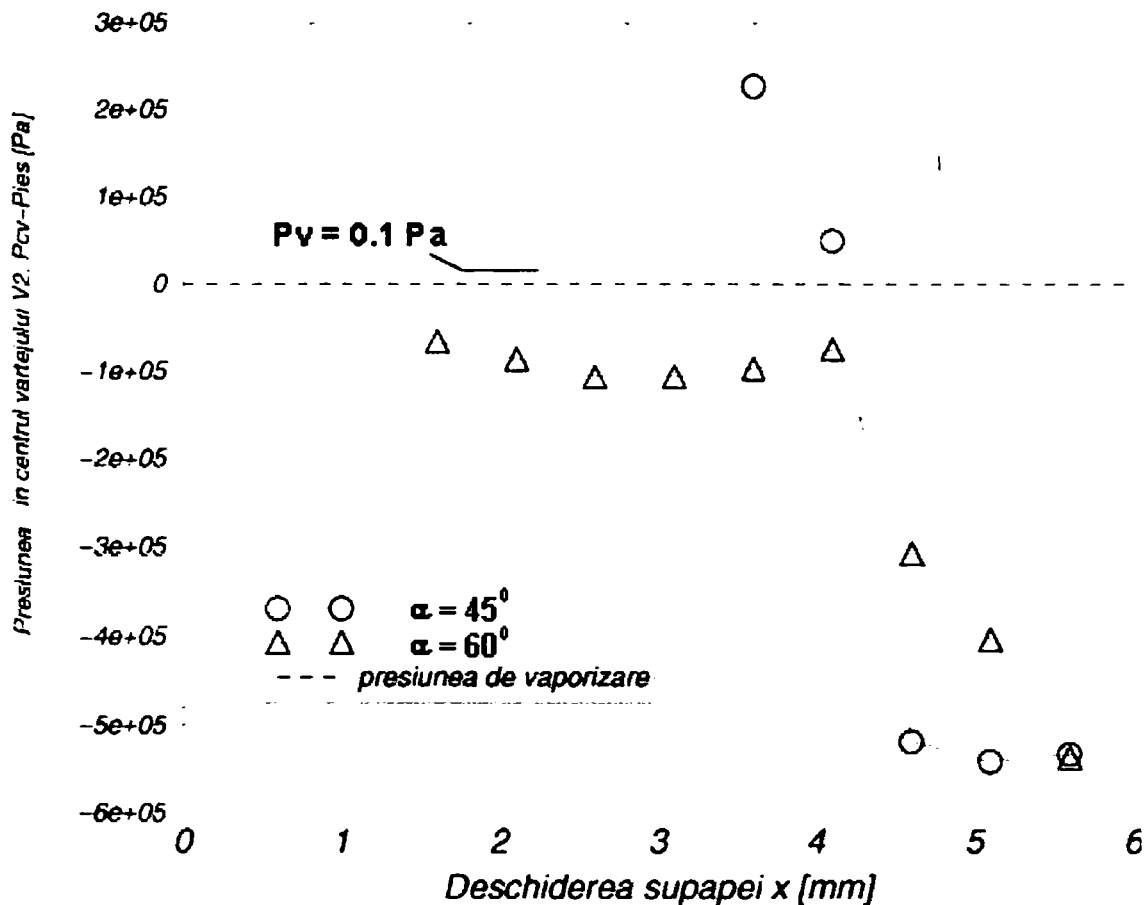


Fig. 6.26 Variația presiunii în centrul vârtejului V2, cu deschiderea supapei $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar).

În cazul vârtejului secundar V2, se constată că, evoluția valorii presiunii în centrul acestuia are o tendință asemănătoare cu cea prezentată pentru vârtejul principal V1. Astfel:

- pentru varianta cu $\alpha=45^\circ$ se constată că, la formare în centrul vârtejului presiunea are valori pozitive, după care pentru valori mari ale deschiderii, această prezintă o scădere accentuată (figura 6. 26).
- evoluția presiunii în centrul vârtejului V2, pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$, prezintă o alură similară cu evoluția intensității vârtejului. Se observă că, până la producerea basculării jetului de fluid valoarea presiunii este aproximativ constantă, după care prezintă o scădere accentuată până la stabilizarea vârtejului pentru deschiderea maximă (figura 6.26).
- pentru vârtejul secundar V3 se constată că, presiunea în centrul vârtejului, pentru ambele variante geometrice (cu $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$), ea valori pozitive pe întregul interval de evoluție a acestuia (figura 6.27).

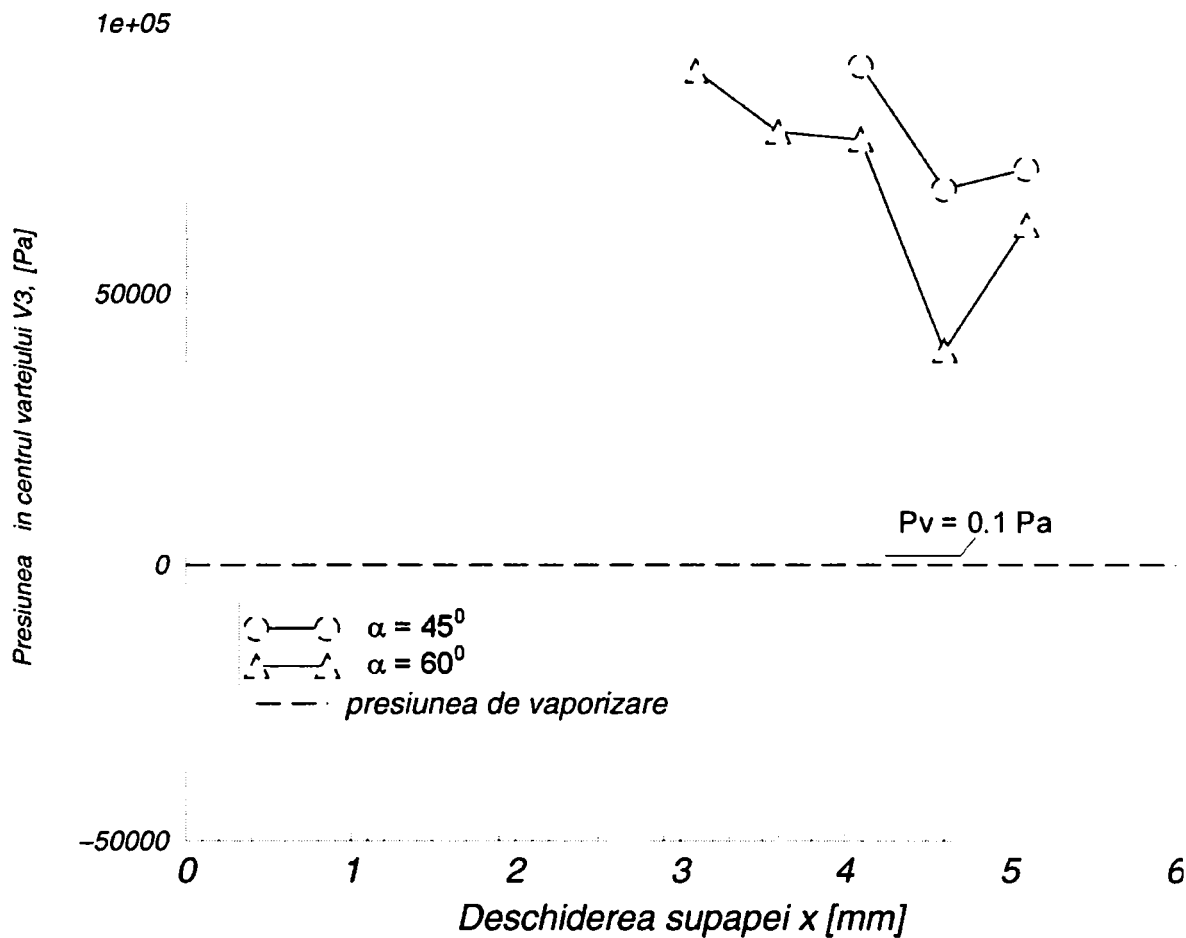


Fig. 6.27 Variația presiunii în centrul vârtejului V3, cu deschiderea supapei $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar)

Analiza parametrilor funcționali ale variantelor studiate

Analiza numerică a curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță are ca și scop final, determinarea unei geometrii al traseului intern, care să asigure funcționarea supapei la caracteristicile cele mai ridicate. Ca urmare, pentru variantele geometrice studiate, realizăm o analiză comparativă a caracteristicilor funcționale ale acestora. Astfel, se constată următoarele aspecte:

- variația coeficientului de debit arată că, în toate cazurile studiate valoarea acestuia tinde spre $c_d=0.67$, valoare regăsită și în literatura de specialitate [9, 56, 65, 68, 71, 73]. Trebuie amintit faptul că, atât valorile obținute, cât și alura curbelor obținute pentru variația coeficientului de debit pentru cele trei cazuri, corespund cu cele prezentate în literatura de specialitate. Se constată că variația cea mai lină a valorilor coeficientului de debit se obține pentru varianta cu $\alpha=45^\circ$ (figura 6.28);
- trebuie subliniat faptul că, pentru deschideri mici ale supapei cuprinse între $0 < x < 2$ mm, valoarea coeficientului de debit diferă pentru fiecare variantă constructivă. Mai mult, aceste valori diferă mult față de valoarea de $C_d=0.67$, cu excepția variantei cu $\alpha=45^\circ$ (figura 6.28). Ca urmare, pentru coeficientul de debit utilizarea în calcule a valorii de $C_d=0.67$, pentru toate deschiderile de lucru și pentru orice variantă geometrică nu este corectă.

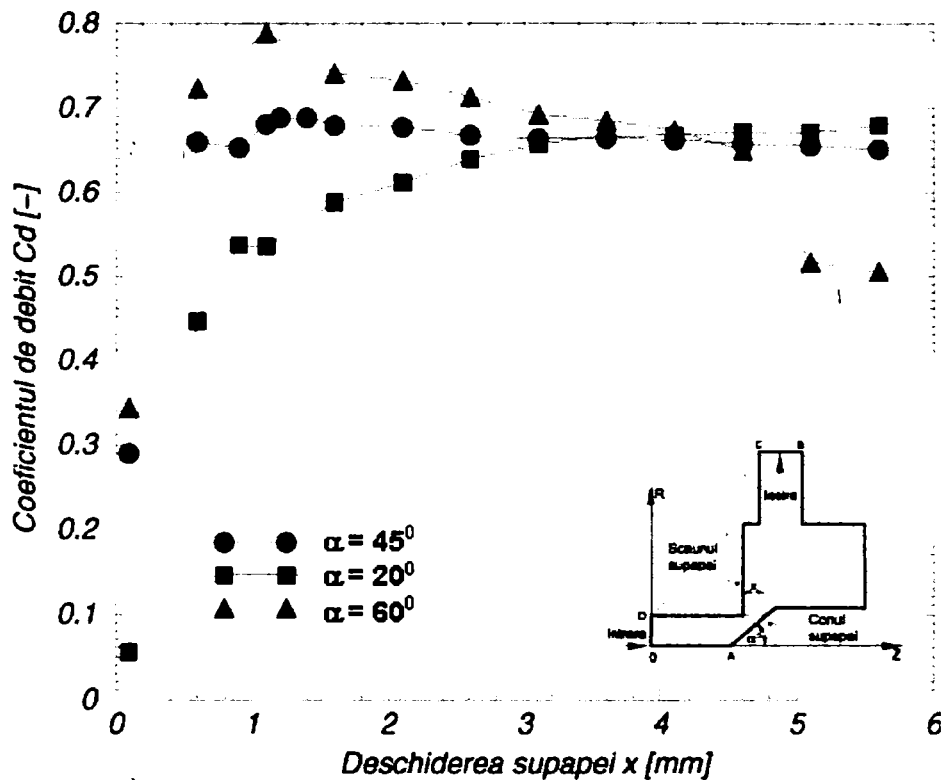


Fig. 6.28 Variația coeficientului de debit cu deschiderea supapei $\alpha=20^{\circ}$, $\alpha=45^{\circ}$, $\alpha=60^{\circ}$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar).

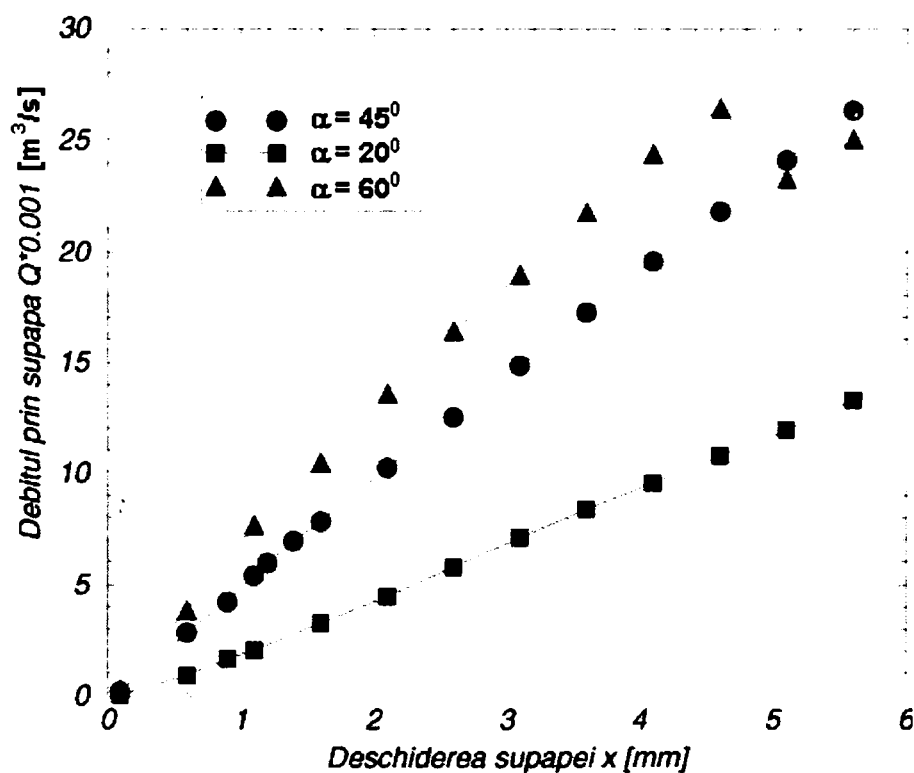


Fig. 6.29 Variația debitului vehiculat funcție de deschiderea supapei $\alpha=20^{\circ}$, $\alpha=45^{\circ}$, $\alpha=60^{\circ}$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar).

- pentru toate cele trei variantele geometrice studiate se constată că, avem o variație liniară a debitului odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 6.29). Se observă că, debitul de fluid vehiculat prin supapă pentru aceeași deschidere de lucru este cea mai mare pentru varianta cu $\alpha=60^{\circ}$, iar debitul cel mai mic se vehiculează pentru varianta cu $\alpha=20^{\circ}$ (figura 6.29). De asemenea, se poate

observa că, diferența de debit vehiculat pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ este în medie de 2.5 ori mai mare decât pentru varianta cu $\alpha=20^\circ$. Această diferență se menține pentru întreg domeniul de lucru a supapei. Se poate observa că, la deschideri foarte mici, având valori cuprinse între poziția închis și deschiderea de $x=0.1$ mm, debitul de fluid vehiculat prin supapă pentru toate cele trei variante studiate este aproximativ aceeași. După valoarea deschiderii supapei de $x=0.1$ mm se constată că, se realizează diferențierea debitului de fluid vehiculat, în funcție de deschiderea de lucru (deci a ariei secțiunii de strângere).

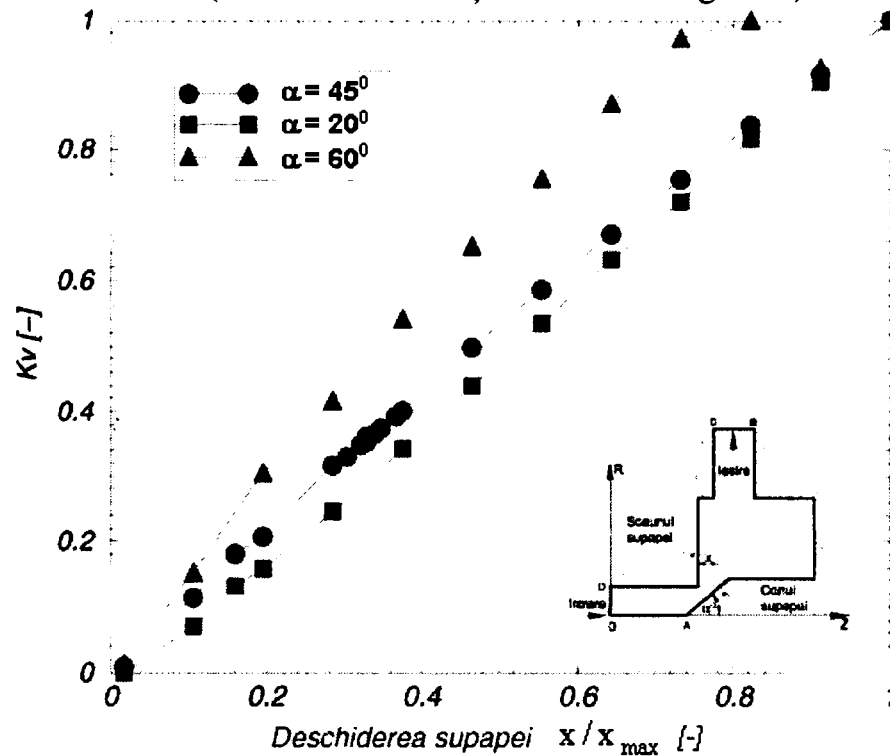


Fig. 6.30 Caracteristica intrinsecă a supapei pentru: $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar).

- reprezentarea caracteristicii intrinseci a supei arată că, pentru variantele geometrice studiate avem o variație liniară a acestuia funcție de deschiderea de lucru. Cu toate că, valorile obținute pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ sunt mai mari decât cele obținute pentru celelalte două variante respectiv, panta de variație ale acestor valori este mai mare, respectiv alura curbei trasate prezintă asemănări cu o caracteristică de închidere rapidă, putem afirma că și această variantă geometrică prezintă o caracteristică intrinsecă liniară (figura 6.30).
- analiza forței de presiune ce acționează pe conul supapei arată că, în cazul variantelor geometrice cu $\alpha=20^\circ$ respectiv $\alpha=45^\circ$ se obține o variație aproximativ liniară cu tendință descrescătoare a valorilor forței de presiune, odată cu creșterea deschiderii supapei. De remarcat este faptul că, pentru varianta geometrică cu $\alpha=60^\circ$ fenomenul de basculare a vânei de fluid este puternic resimțită în variația forței de presiune. Valoarea forței de presiune de $F_p=3623$ N corespunde valorii forței ce se exercită asupra conului supapei în poziția închis pentru aceeași valoare a diametrului de intrare dn=28 mm și aceeași condiții de lucru $\Delta P=60$ bar. Din punctul de vedere a variației forței de presiune, varianta cea mai favorabilă este

cea cu $\alpha=20^0$, deoarece realizează o variație mai mică a valorilor forței funcție de deschiderea de lucru a supapei.

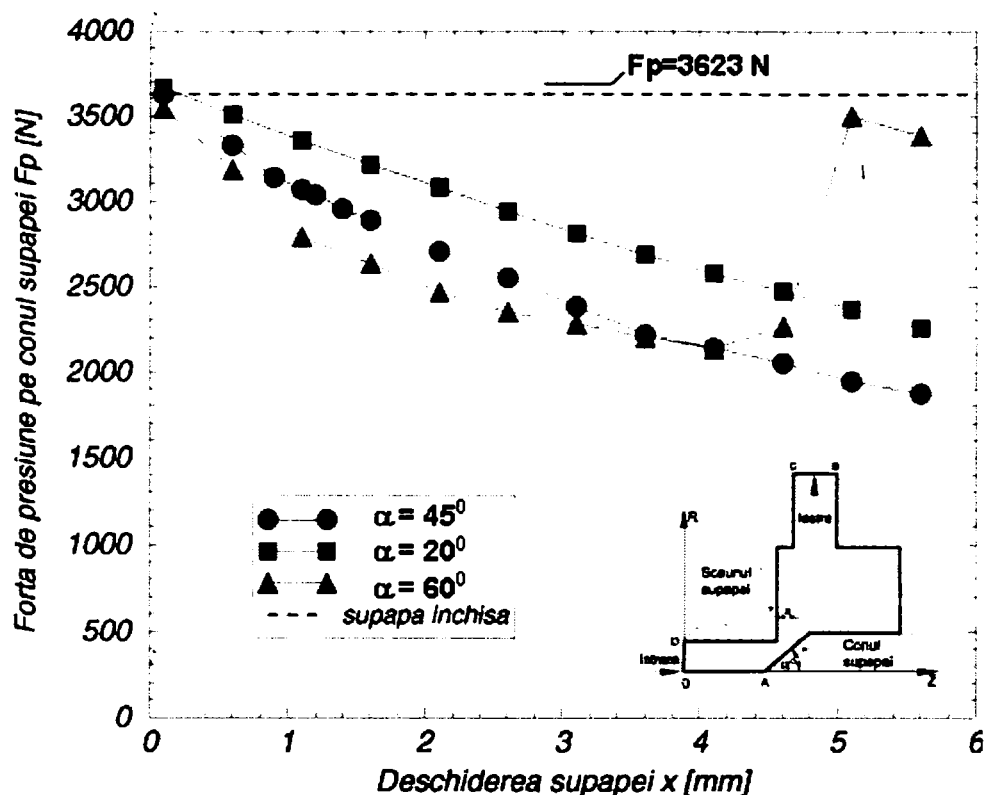


Fig. 6.31 Variația forței de presiune cu deschiderea supapei $\alpha=20^0$, $\alpha=45^0$, $\alpha=60^0$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar).

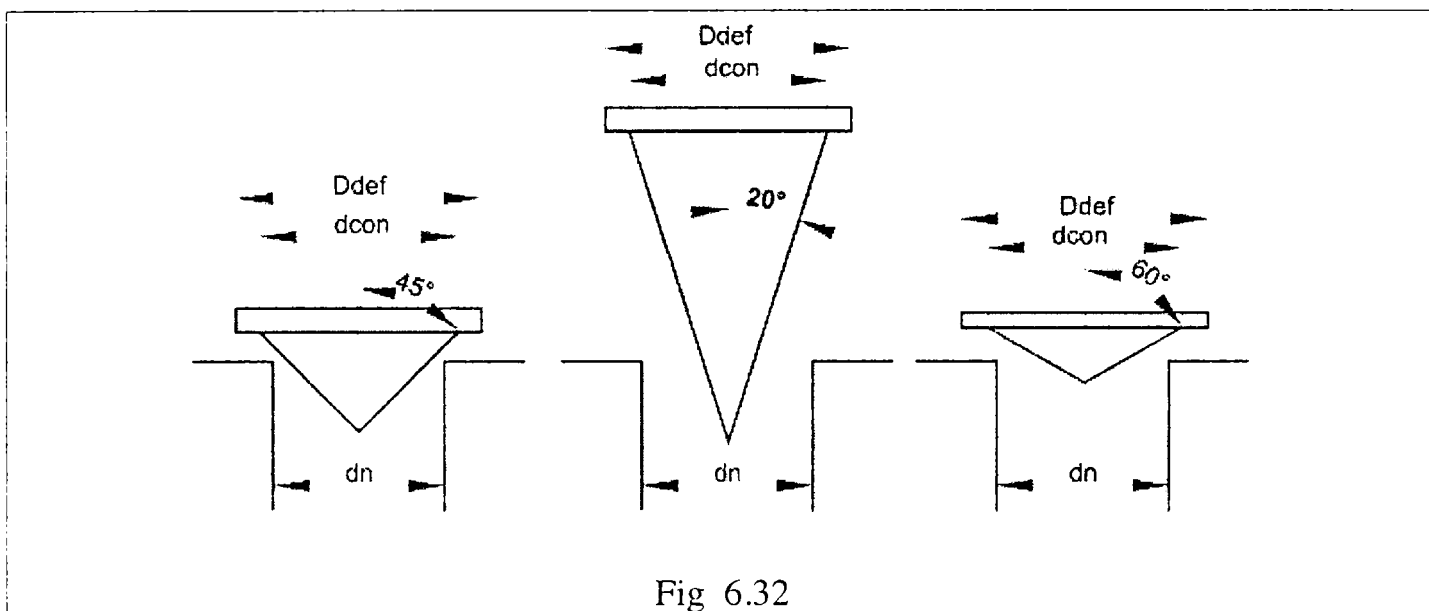
Concluzii

Analiza celor trei variante geometrice scoate în evidență următoarele aspecte:

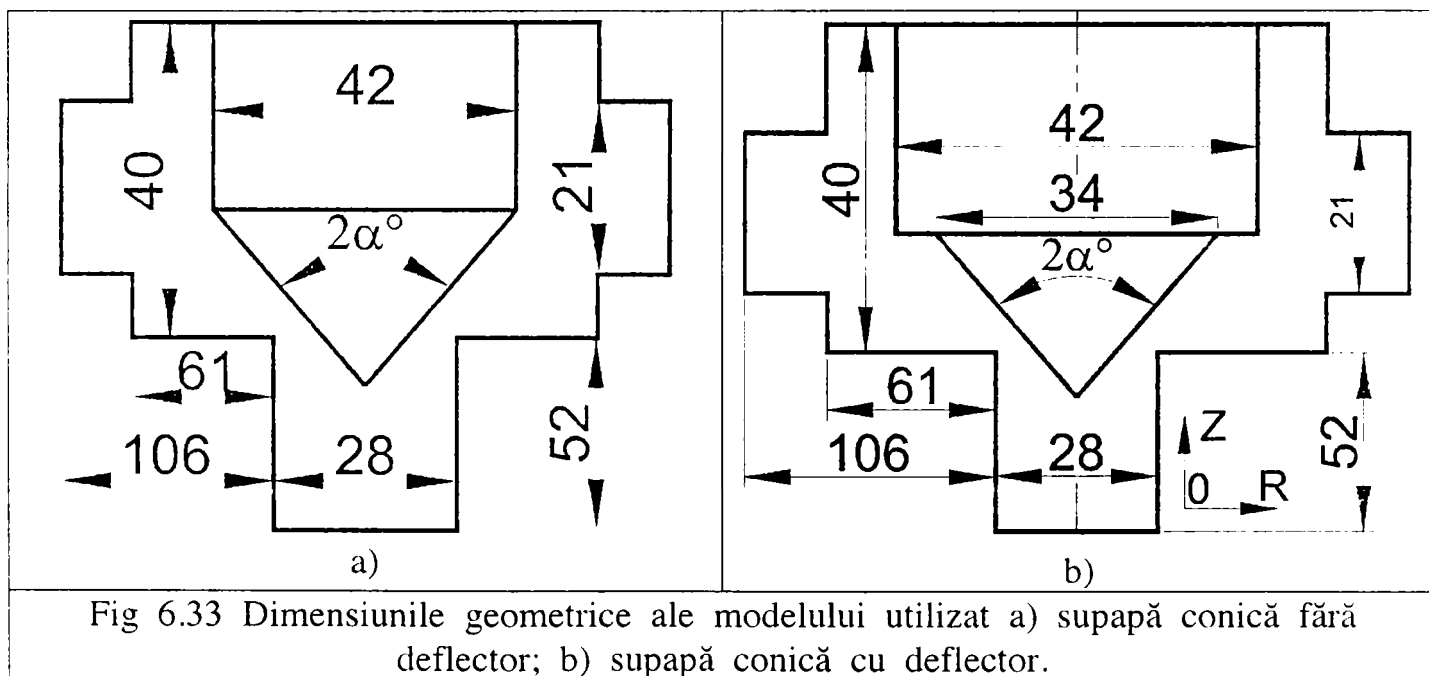
- modul de curgere a fluidului prin supapă este determinată de valoarea α a semiunghiului la vârf a conului supapei;
- analiza curgerii prin supapă realizată în funcție de aspectul câmpului hidrodinamic, în funcție de caracteristicile vârtejurilor formate și în funcție de caracteristicile de funcționare ale supapei arată că, varianta geometrică care asigură cele mai bune rezultate este cea realizată cu $\alpha=20^0$. Astfel, se justifică utilizarea acestei variante geometrice în componența etajelor de comandă a supapelor pilotate, respectiv în etajele de comandă a supapelor proporționale. Cu toate că această variantă prezintă cele mai bune caracteristici funcționale ea nu este utilizată în etajele de forță ale supapelor pilotate respectiv ca și element de închidere în supapele monoetajate datorită pericolului de înțepenire pe care o prezintă [73, 76];
- mărimea secțiunii de strângulare determină evoluția parametrilor caracteristici ale supapei (debit, coeficient de debit, forță de presiune);
- dintre variantele geometrice cu $\alpha=45^0$ și $\alpha=60^0$ caracteristicile cele mai bune se obțin pentru varianta cu $\alpha=45^0$. Urmărind caracteristicile obținute pentru această variantă se justifică utilizarea acestora ca și elemente de închidere în componența supapelor de siguranță monoetajate, respectiv ca și elemente de închidere a etajelor de forță aflate în componența supapelor bietajate [70, 73, 76].

6.2 Influența prezenței deflectorului asupra modului de curgere prin supapă

În cele ce urmează vom analiza influența prezenței deflectorului asupra modului de curgere prin supapa de siguranță conică. Variantele geometrice analizate sunt cele prezentate în figura 6.32. După cum se vede din figură, urmează să analizăm variantele geometrice ce prezintă aceeași valoare a semiunghiului la vârf a conului supapei ca și în capitolul prezentat anterior. Trebuie menționat faptul că, pentru a putea urmări influența deflectorului asupra caracteristicilor supapei, s-a urmărit menținerea configurației geometrice a domeniului de studiu cu cel utilizat în capitolul anterior.



Astfel, în figura 6.33 sunt prezentate comparativ dimensiunile geometrice folosite pentru analiza celor două variante de supapă cu și fără deflector.



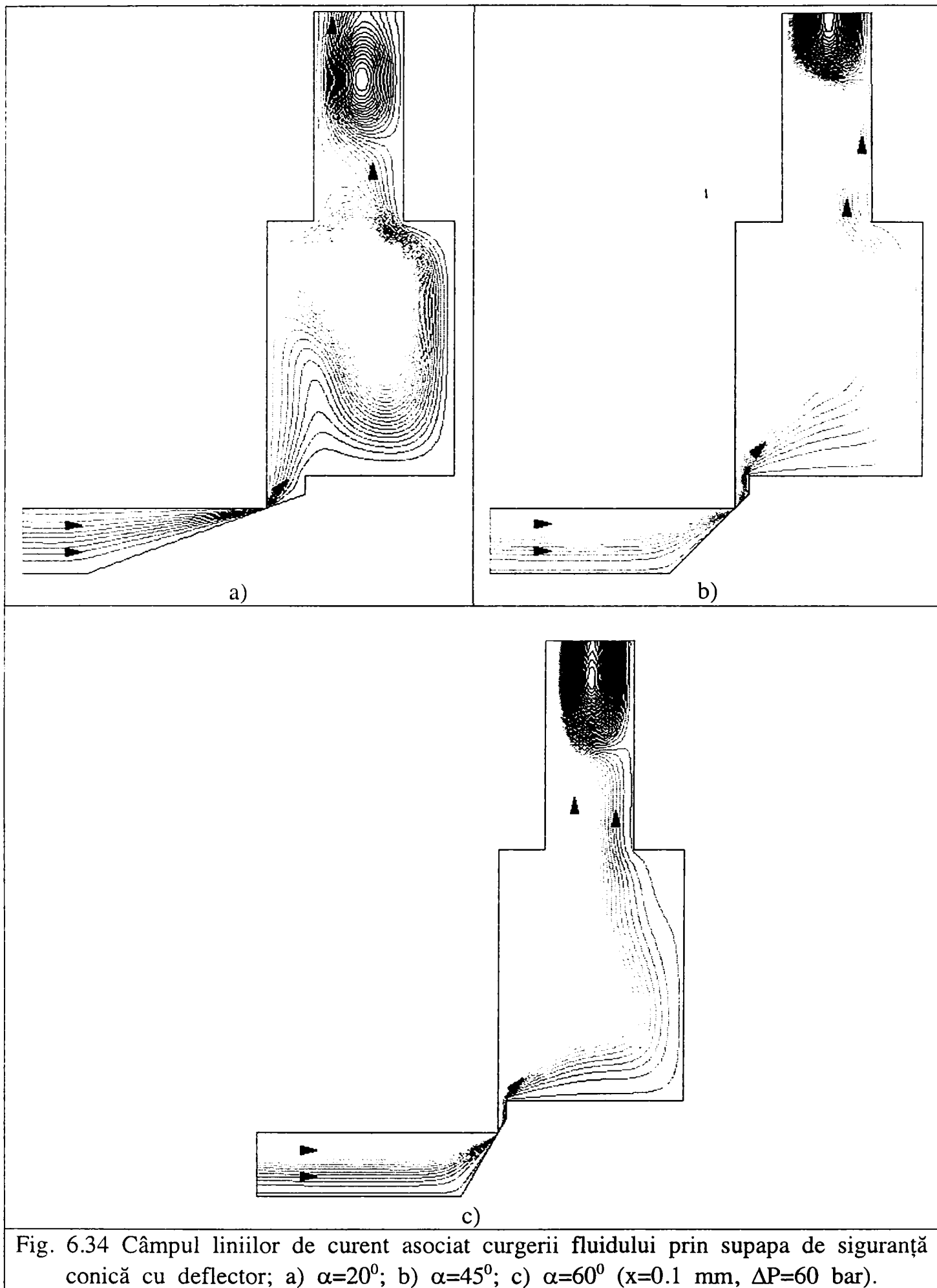


Fig. 6.34 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică cu deflector; a) $\alpha=20^\circ$; b) $\alpha=45^\circ$; c) $\alpha=60^\circ$ ($x=0.1$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Analizând figura 6.34 se constată că, prezența deflectorului determină formarea unui jet compact de fluid la ieșirea din regiunea de strangulare, impunând o evoluție lină a acestuia către canalul de evacuare a supapei, evitând astfel formarea zonelor de recirculare în interiorul camerei supapei. Totuși datorită faptului că deschiderea este foarte mică și debitul de fluid vehiculat este mic, ca urmare în canalul de evacuare a supapei are loc formarea unor zone de recirculare.

Creșterea deschiderii supapei determină creșterea secțiunii de strangulare și implicit creșterea debitului de fluid vehiculat. Astfel, se observă că prezența deflectorului impune vânei de fluid o anumită traiectorie prin conducerea acesteia de-a lungul lungimii sale (figurile 6.35÷6.38).

De asemenea, trebuie remarcat influența valorii semiunghiului la vârf a conului asupra evoluției curgerii. Se constată că, de data aceasta pentru varianta cu $\alpha=20^{\circ}$ prezența deflectorului determină o evoluție mai complexă a vânei de fluid, favorizând formarea a două vârtejuri semnificative în interiorul camerei supapei.

Pentru variantele cu $\alpha=45^{\circ}$ și $\alpha=60^{\circ}$ se constată o acțiune benefică a prezenței deflectorului în sensul că, jetul principal de fluid este forțat să evolueze în interiorul supapei doar de-a lungul scaunului supapei. Astfel se evită crearea unui traseu sinusoidal pentru vâna de fluid eliminând astfel apariția zonelor de accelerare și decelerare a fluidului (figurile 6.35÷6.38).

Se constată că, folosirea unei variante cu $\alpha=60^{\circ}$ determină menținerea jetului de fluid pe cea mai mare lungime de-a lungul scaunului supapei. Ca rezultat al acestei mențineri a jetului de-a lungul scaunului supapei, vârtejul secundar V2 este adus în apropierea canalului de evacuare. Ca urmare, detașarea vânei de fluid de vârtej are loc în vecinătatea intrării în canalul de evacuare a supapei, ceea ce determină o intrare mai lină a fluidului în camera de evacuare evitând astfel desprinderea bruscă de pe muchia ascuțită de la intrarea în canal. Realizarea acestui traseu "mai lin" are efecte benefice și asupra evoluției fluidului la ieșirea din supapă. Astfel, se constată că în canalul de evacuare, are loc formarea de vârtejuri doar la deschideri mari ale supapei (figura 6.36; 6.37).

De remarcat este faptul că, prezența deflectorului determină formarea unui vârtej secundar mare în interiorul camerei supapei, care de fapt angrenează în mișcare aproape toată cantitatea de fluid aflat în cameră. Se poate observa că acest vârtej secundar major, se formează încă de la valori mici ale deschiderii supapei și evoluează din imediata vecinătate a deflectorului (unde se formează) și până în apropierea canalului de evacuare a supapei.

Această evoluția a vârtejului secundar V2 în interiorul camerei supapei, determină formarea în spațiul cuprins între tija supapei, partea superioară a camerei supapei și vârtej, a unui vârtej secundar a cărei evoluție se menține strict în această zonă. Trebuie precizat că mărimea acestui vârtej nu este semnificativă și ca atare, nu influențează evoluția curgerii în interiorul camerei supapei (figura 6.37).

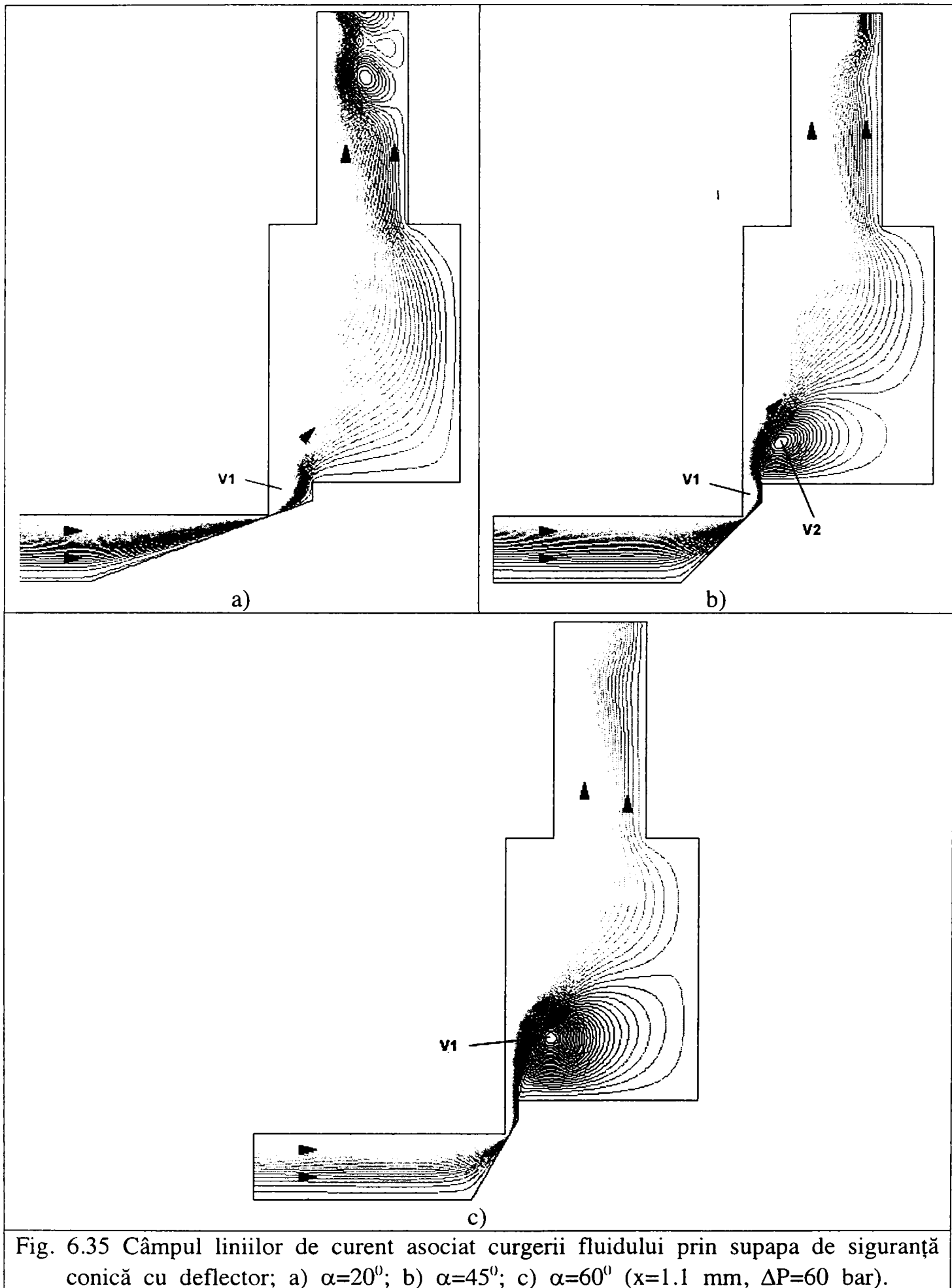


Fig. 6.35 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică cu deflector; a) $\alpha=20^\circ$; b) $\alpha=45^\circ$; c) $\alpha=60^\circ$ ($x=1.1$ mm, $\Delta P=60$ bar).

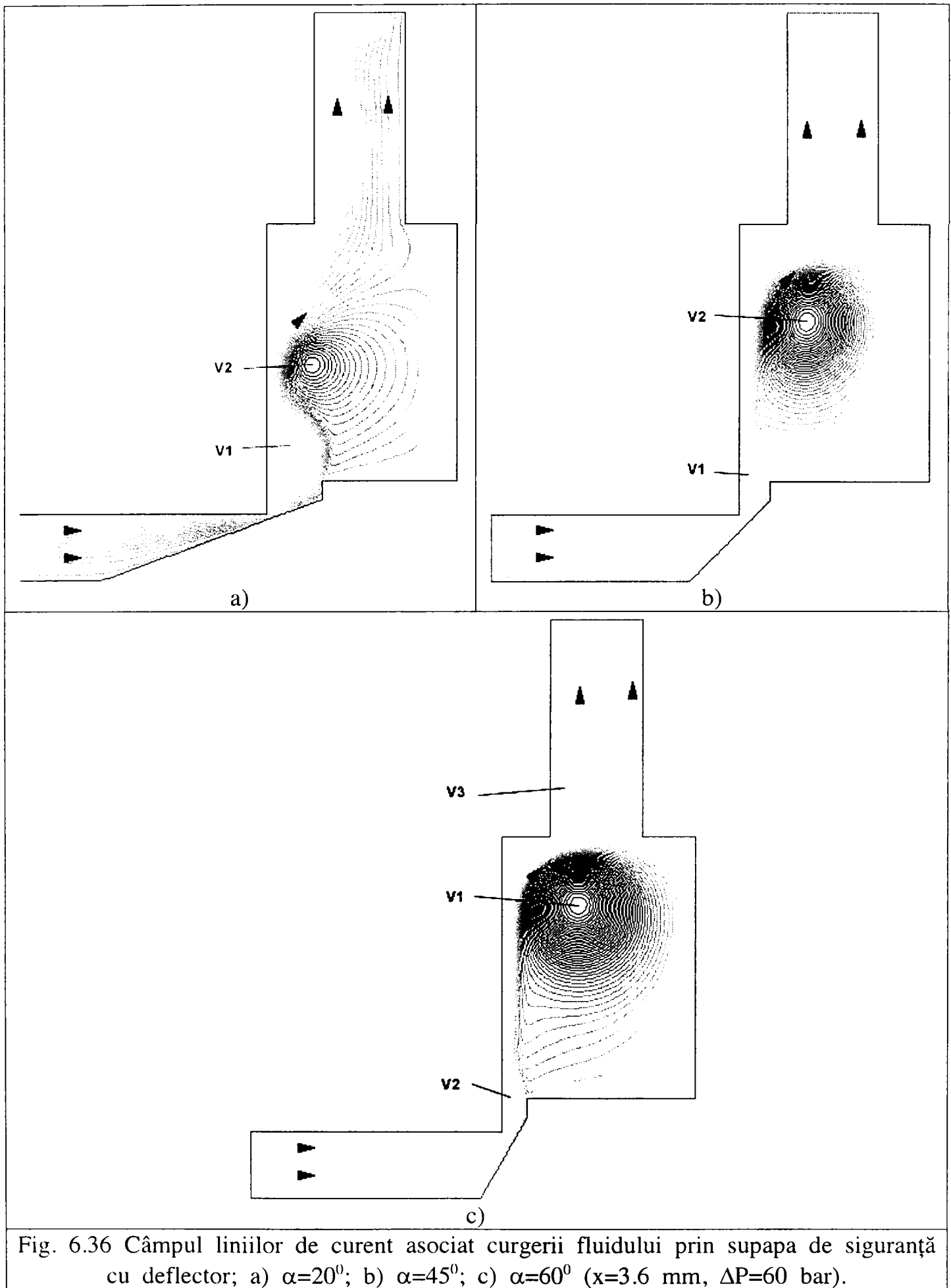
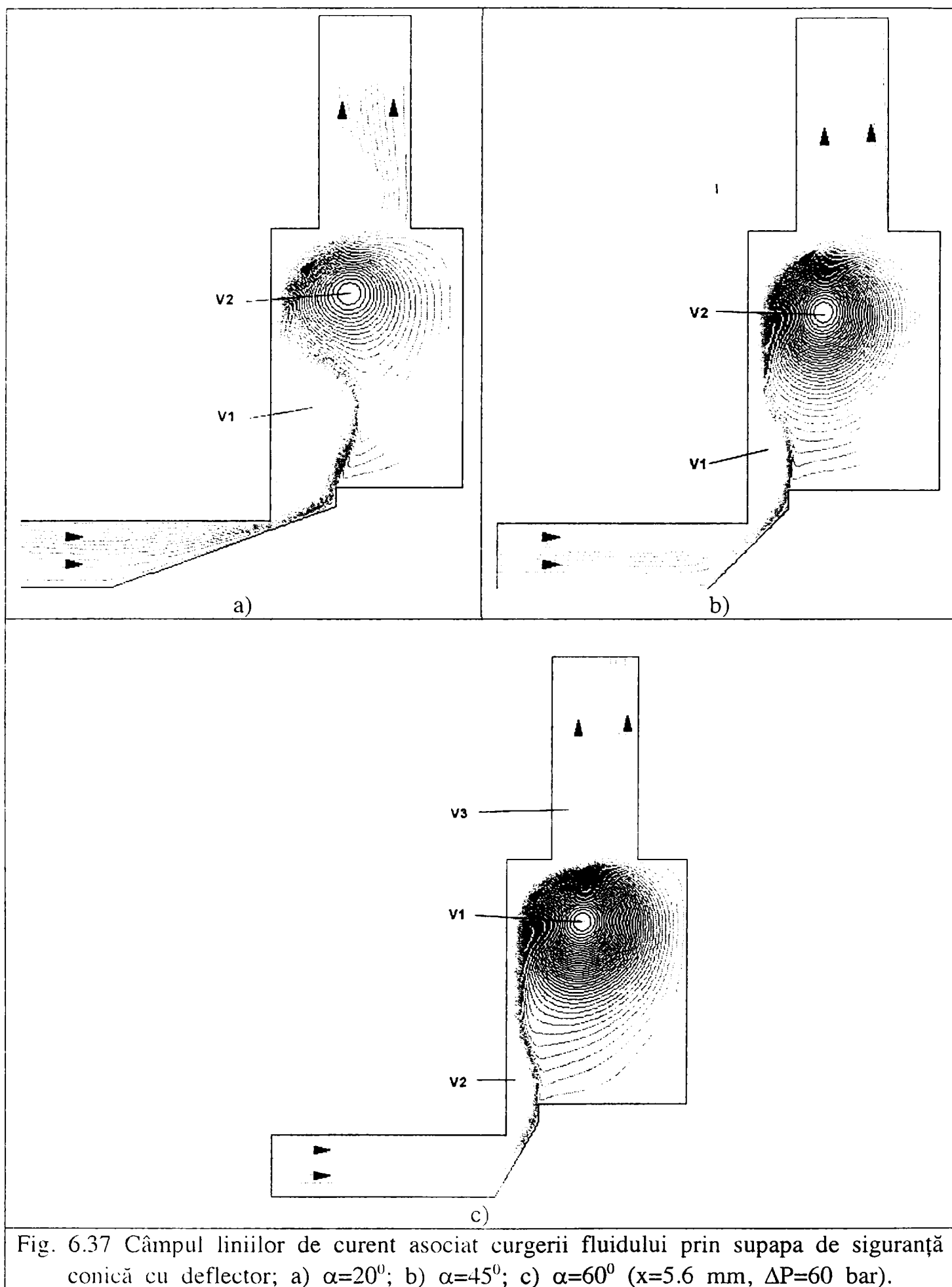


Fig. 6.36 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță cu deflector; a) $\alpha=20^\circ$; b) $\alpha=45^\circ$; c) $\alpha=60^\circ$ ($x=3.6$ mm, $\Delta P=60$ bar).



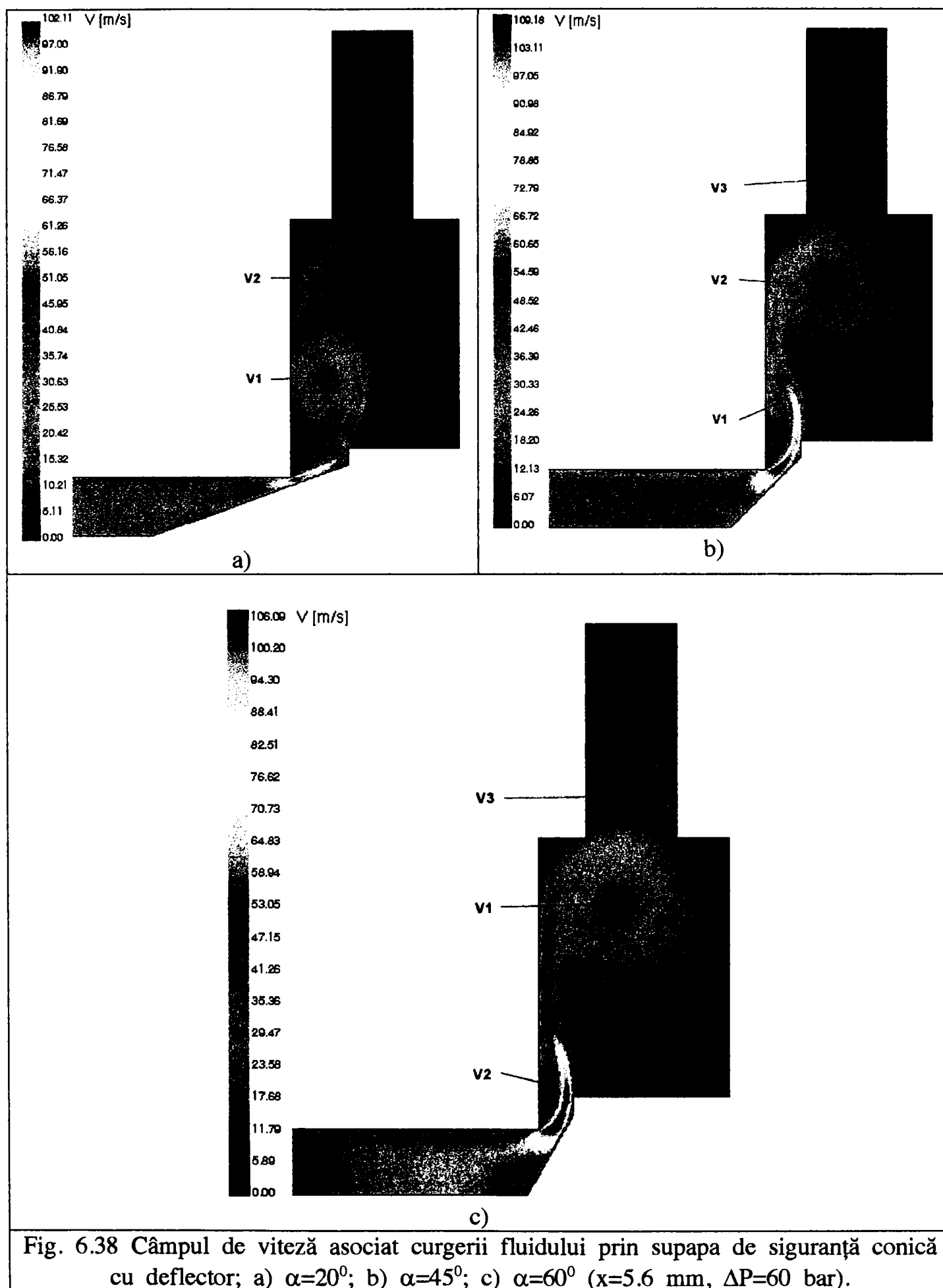


Fig. 6.38 Câmpul de viteză asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică cu deflector; a) $\alpha=20^\circ$; b) $\alpha=45^\circ$; c) $\alpha=60^\circ$ ($x=5.6$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Analiza vârtejurilor formate

Ca și în cazul variantelor fără deflector, pentru a avea o imagine clară asupra modului de evoluție a fiecărui vârtej, analiza caracteristicilor acestora se va face separat pentru fiecare vârtej.

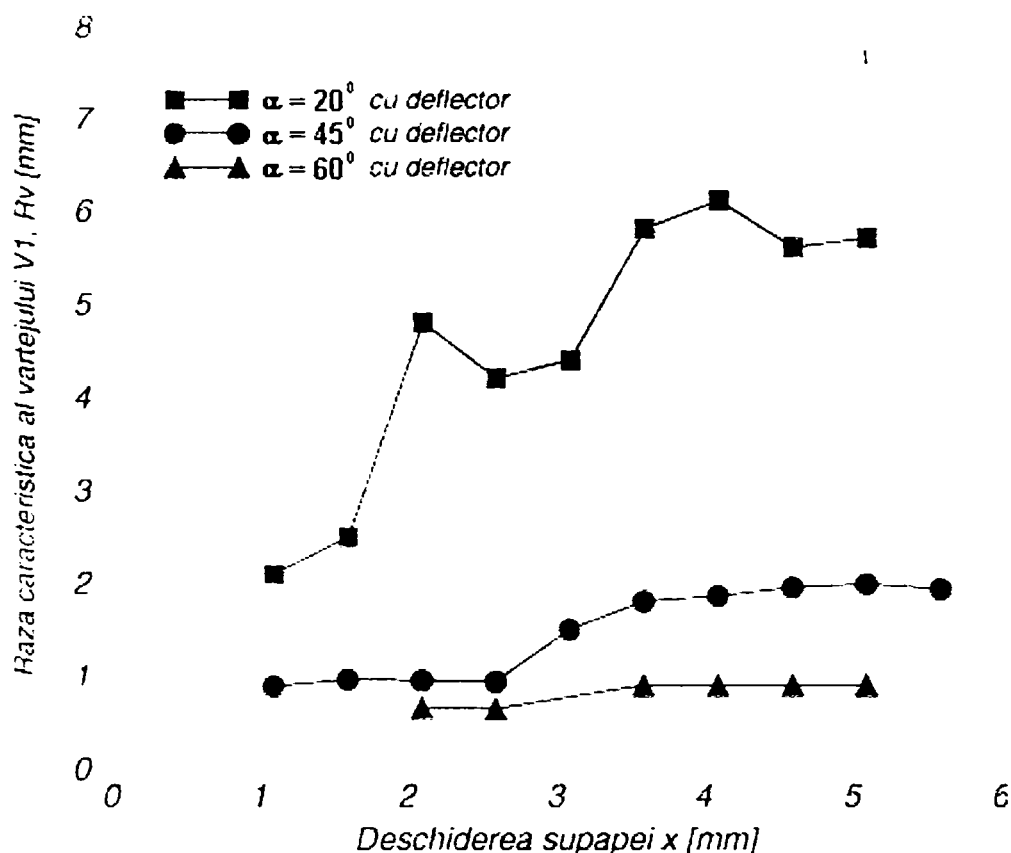


Fig. 6.39 Variația razei caracteristice a vârtejurii V1 cu deschiderea supapei pentru supapa conică cu deflector ($\alpha=20^{\circ}$, $\alpha=45^{\circ}$, $\alpha=60^{\circ}$, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Urmărind figura 6.39 se constată că, evoluția razei caracteristice a vârtejurii V1 reflectă cu acuratețe evoluția acestui vârtej prezentat în figurile 6.35÷6.38. Astfel, se poate observa că pentru varianta cu $\alpha=20^{\circ}$, pentru raza caracteristică a vârtejurii se obțin cele mai mari valori. Se constată că asemenea variantelor fără deflector, pentru această variantă raza caracteristică crește odată cu creșterea deschiderii supapei.

În schimb pentru celelalte două variante se remarcă influența deflectorului asupra evoluției vârtejurii principale V1. Se remarcă o valoare mică a razei caracteristice, care rămâne aproximativ constantă pentru intervalul de deschideri în care evoluează. Astfel, pentru $\alpha=45^{\circ}$ se obține pentru intervalul $1.1 < x < 2.6$ mm valoarea de $r_v=1$ mm, iar pentru intervalul $2.6 < x < 5.6$ mm valoarea de $r_v \approx 1.9$ mm. Pentru varianta cu $\alpha=60^{\circ}$ se constată că raza caracteristică a vârtejurii V1 se menține aproximativ în jurul valorii de $r_v=0.9$ mm.

Trebuie să remarcăm valorile mici obținute pentru raza caracteristică a vârtejurii principale V1 în cazul variantelor cu $\alpha=45^{\circ}$ și $\alpha=60^{\circ}$, determinate de prezența deflectorului (figura 6.39).

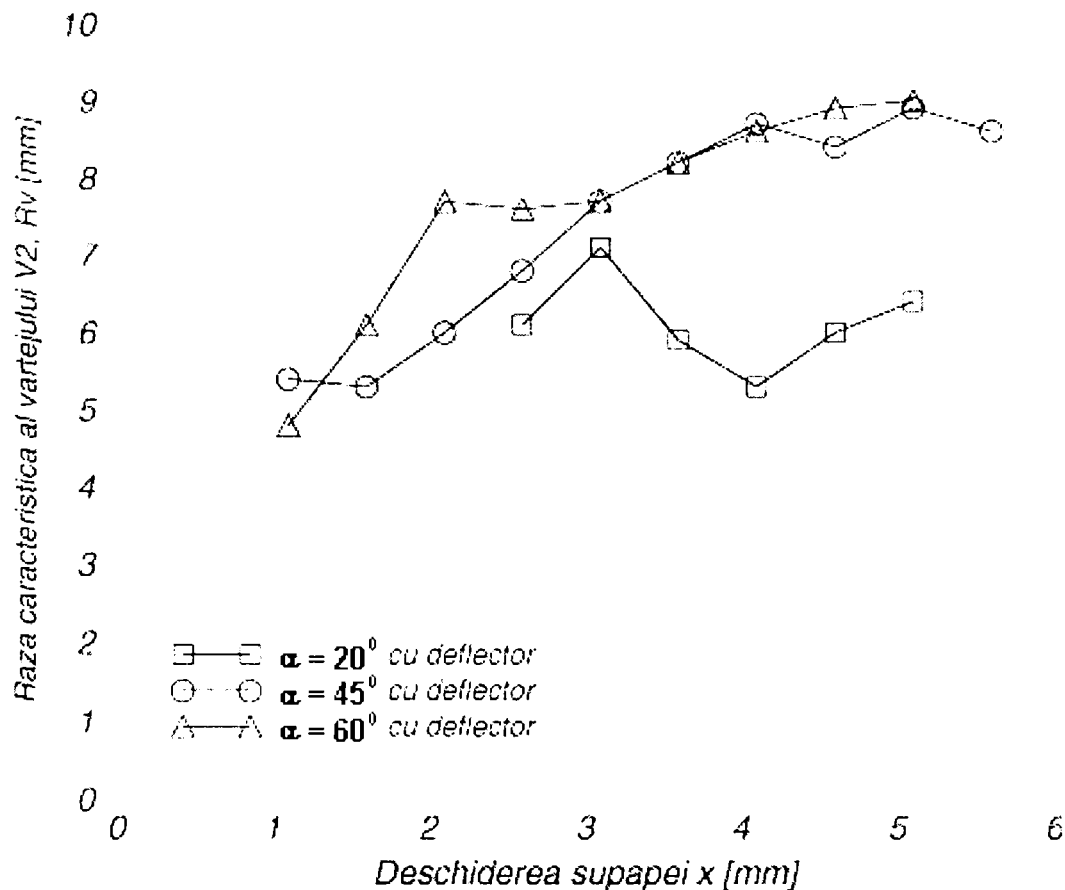


Fig. 6.40 Variația razei caracteristice a vârtejului V2, cu deschiderea supapei pentru supapa conică cu deflector ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

În cazul vârtejurii V2, se constată o evoluție similară pentru fiecare variantă cu deflector. După cum a rezultat și din analiza câmpului hidrodinamic corespunzător curgerii prin supapă, raza caracteristică corespunzătoare vârtejului V2 dobândește valori mult mai mari în comparație cu cele obținute pentru vârtejurii principale V1. De asemenea, se constată că, pentru variantele cu $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$, variația razei caracteristice este aproximativ identică (figura 6.40).

Analiza vârtejurii secundare V3, formată în canalul de evacuare a supapei arată că, raza caracteristică a acestui vârtej dobândește valorile cele mai mari pentru varianta $\alpha=60^\circ$. Este de remarcat, extinderea mare a vârtejurii secundare V3 pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ în comparație cu varianta cu $\alpha=45^\circ$ (figura 6.41). Acest lucru este explicabil prin poziționarea vârtejurii secundare V3 în raport cu intrarea în canalul de evacuare, determinând intrarea vânei de fluid în canal sub un unghi mai mic raportat la peretele canalului de intrare, evitând astfel desprinderea bruscă de pe muchia ascuțită a camerei supapei (6.38).

Trebuie remarcat faptul că, varianta geometrică cu $\alpha=45^\circ$ generează formarea vârtejurii secundare V3 în canalul de evacuare doar pentru valori ale deschiderii supapei situate în jurul deschiderii maxime.

Varianta geometrică cu $\alpha=20^\circ$, generează formarea unui vârtej secundar în canalul de evacuare a supapei de o extindere mică, fără ca aceasta să aibă o influență majoră asupra curgerii fluidului din această zonă (figura 6.37a).

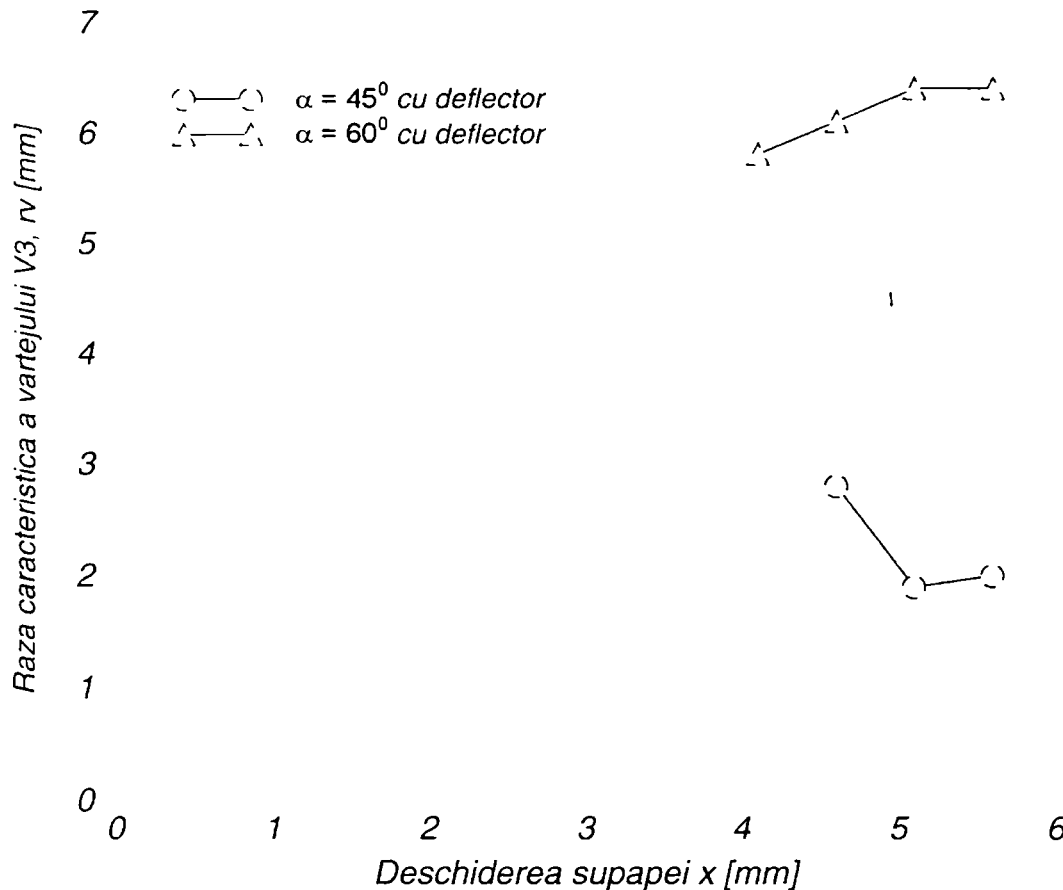


Fig. 6.41 Variația razei caracteristice a vârtejului V3, cu deschiderea supapei pentru supapa conică cu deflector ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Analiza variației intensității vârtejurilor scoate în evidență următoarele aspecte:

- pentru vârtejul V1 se observă că, valoarea intensității vârtejului este foarte mare pentru varianta geometrică cu $\alpha=60^\circ$. Această valoare ridicată se menține aproximativ constantă de-a lungul evoluției vârtejului. Se poate constata că, prezența deflectorului pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ generează un vârtej principal de rază caracteristică mică, dar de o intensitate foarte mare (figura 6.42). Din figură se observă că, unei raze caracteristice mari, i se asociază o intensitate mai mică a vârtejului (cazul variantei cu $\alpha=20^\circ$);
- de asemenea, trebuie remarcată diferența mare dintre valorile obținute pentru intensitatea vârtejului principal V1 și cele corespunzătoare vârtejului secundar V2. Se constată o evoluție similară a intensității vârtejului secundar V2 cu cel obținut pentru vârtejul principal V1. Astfel, pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$, se constată o creștere a intensității vârtejului odată cu creșterea deschiderii supapei (lucru de altfel valabil și pentru celelalte două variante). Se constată că, cea mai slabă variație a intensității vârtejului o prezintă varianta cu $\alpha=20^\circ$ (figura 6.43).
- după cum era de așteptat, analiza variației intensității vârtejului secundar V3 arată că, în cazul acestui vârtej, datorită condițiilor de formare și evoluare, valorile obținute ale intensității sunt mici. Intensitatea cea mai mică a vârtejului secundar V3 se obține pentru varianta cu $\alpha=45^\circ$ (figura 6.45).

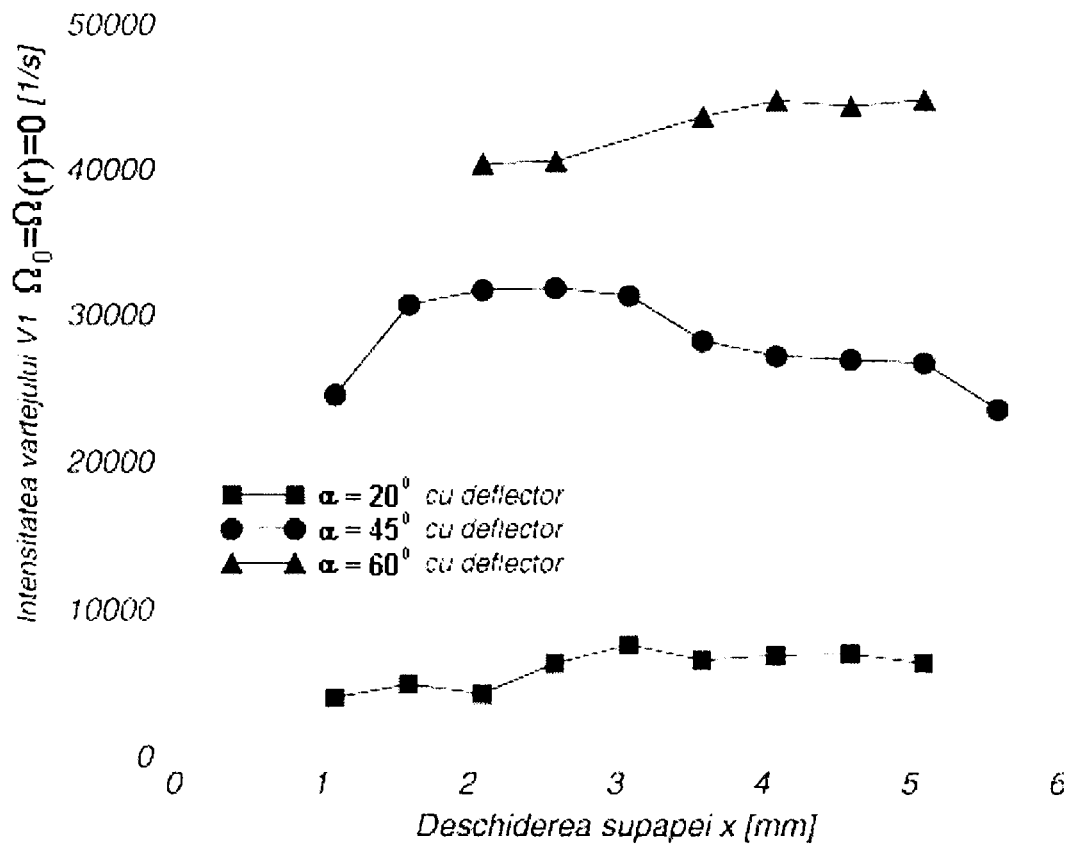


Fig. 6.42 Variația intensității vârtejului V1, cu deschiderea supapei, pentru supapa conică cu deflector. ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

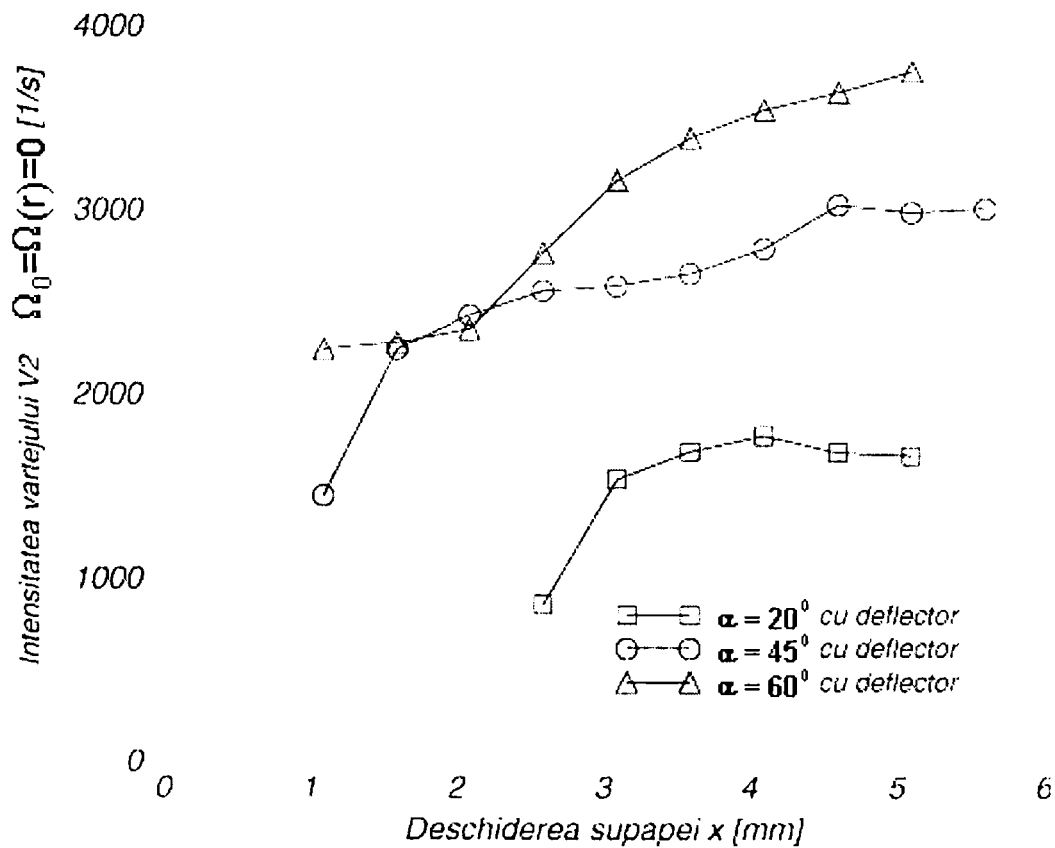


Fig. 6.43 Variația intensității vârtejului V2, cu deschiderea supapei, pentru supapa conică cu deflector. ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

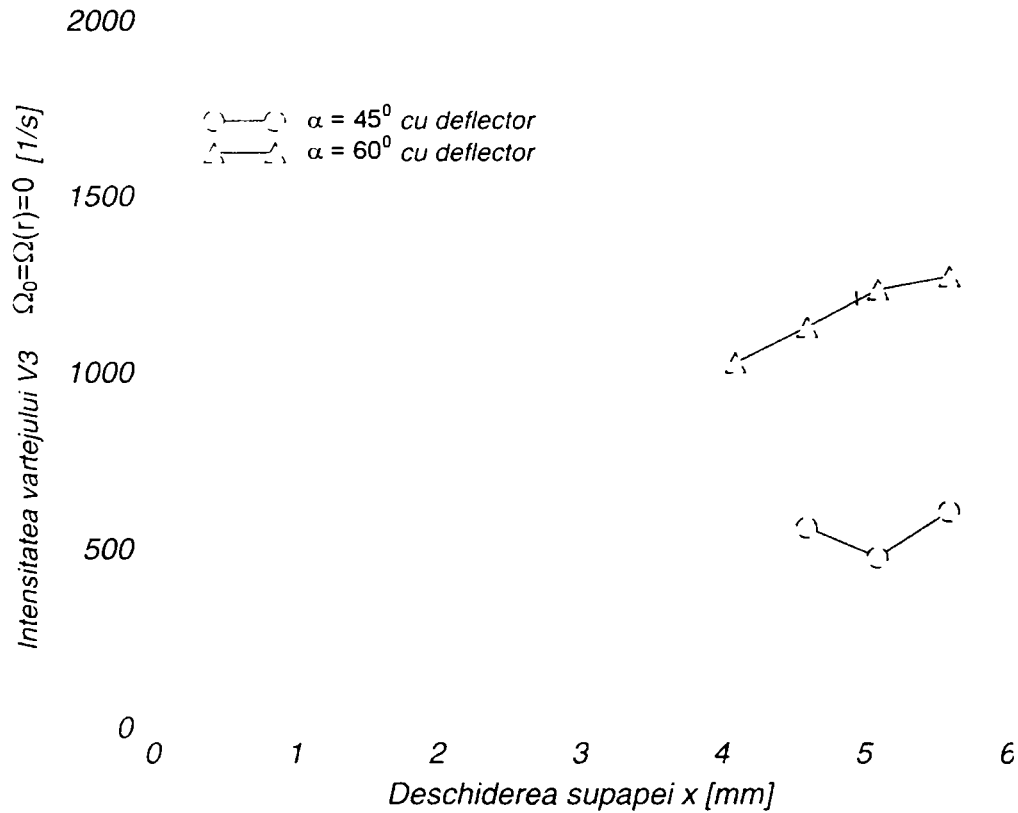


Fig. 6.44 Variația intensității vârtejului V3, cu deschiderea supapei, pentru supapa conică cu deflector. ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Analiza presiunii din centrul vârtejurilor formate ca urmare a curgerii fluidului, prin traseul intern a supapei, scoate în evidență următoarele aspecte:

- presiunea în centrul vârtejului principal V1 prezintă o descreștere pronunțată odată cu creșterea deschiderii supapei, lucru valabil pentru toate cele trei variantele cu deflector studiate (figura 6.45);
- valorile cele mai scăzute ale presiunii se obțin pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$. Se poate observa realizarea unei corelații între mărimile caracteristice ale vârtejului și anume: cu cât raza caracteristică a vârtejului este mai mică cu atât intensitatea vârtejului este mai mare, respectiv presiunea din centrul vârtejului are valori mai scăzute;
- analizând în continuare evoluția presiunii în centrul vârtejului V2 se constată corectitudinea corelației enunțate mai sus. Astfel, se constată că, domeniul de variație a valorilor presiunii din centrul vârtejului secundar V2 scade la jumătate, valorile acestuia fiind cuprinse în intervalul $-6 < P_{cv} - P_{ies} < 0$ bar (figura 6.46). Se constată că, valorile cele mai mici ale presiunii în centrul vârtejului secundar V2, se obține pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$, urmată de varianta cu $\alpha=45^\circ$ și în fine valorile cele mai mari se obțin pentru varianta cu $\alpha=20^\circ$;
- obținerea acestor valori scăzute în centrul vârtejurilor V1 și V2 arată că, pentru ambele vârtejuri, respectiv pentru toate variantele geometrice studiate probabilitatea formării fenomenului de cavitație în vârtej este foarte mare;
- analizând figura 6.47 se constată că, în centrul vârtejului secundar V3 valorile presiunii sunt întotdeauna pozitive, fiind apropiate (în cazul variantei cu $\alpha=45^\circ$) de valoarea presiunii de ieșire (de referință), în cazul nostru presiunea atmosferică.

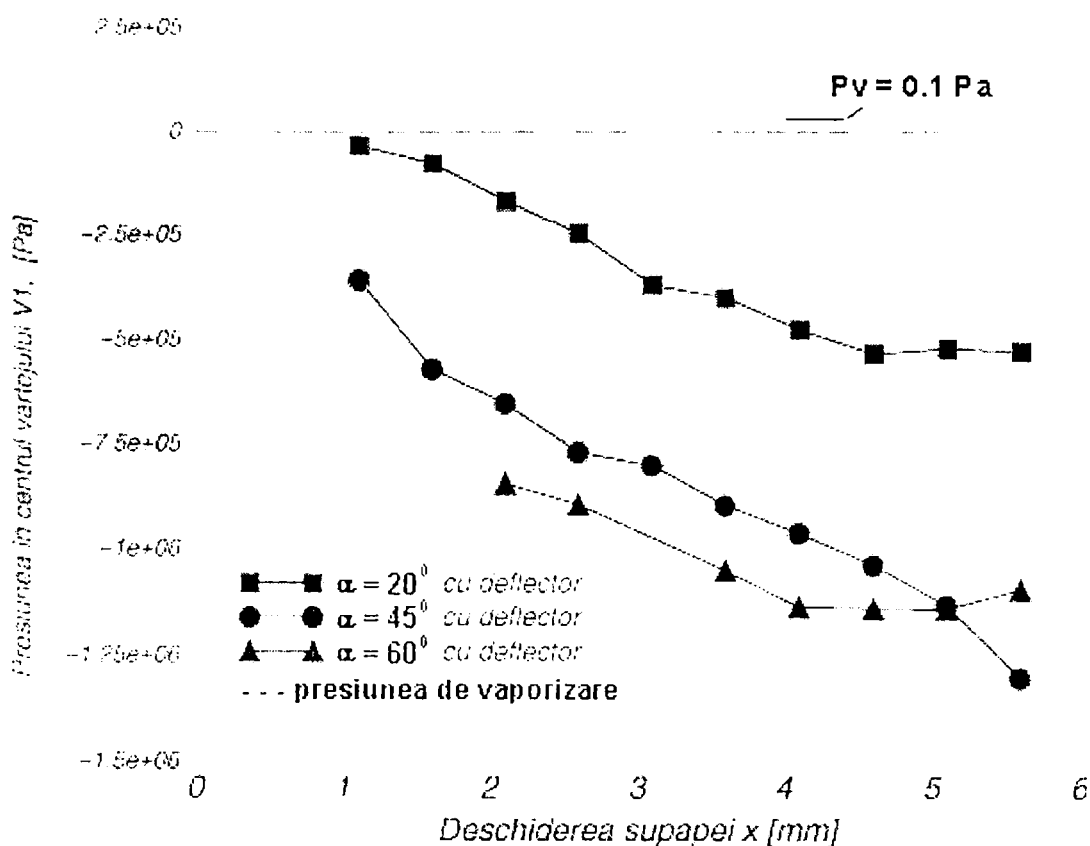


Fig. 6.45 Variația presiunii în centrul vârtejului V1, cu deschiderea supapei pentru supapa conică cu deflector. ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar)

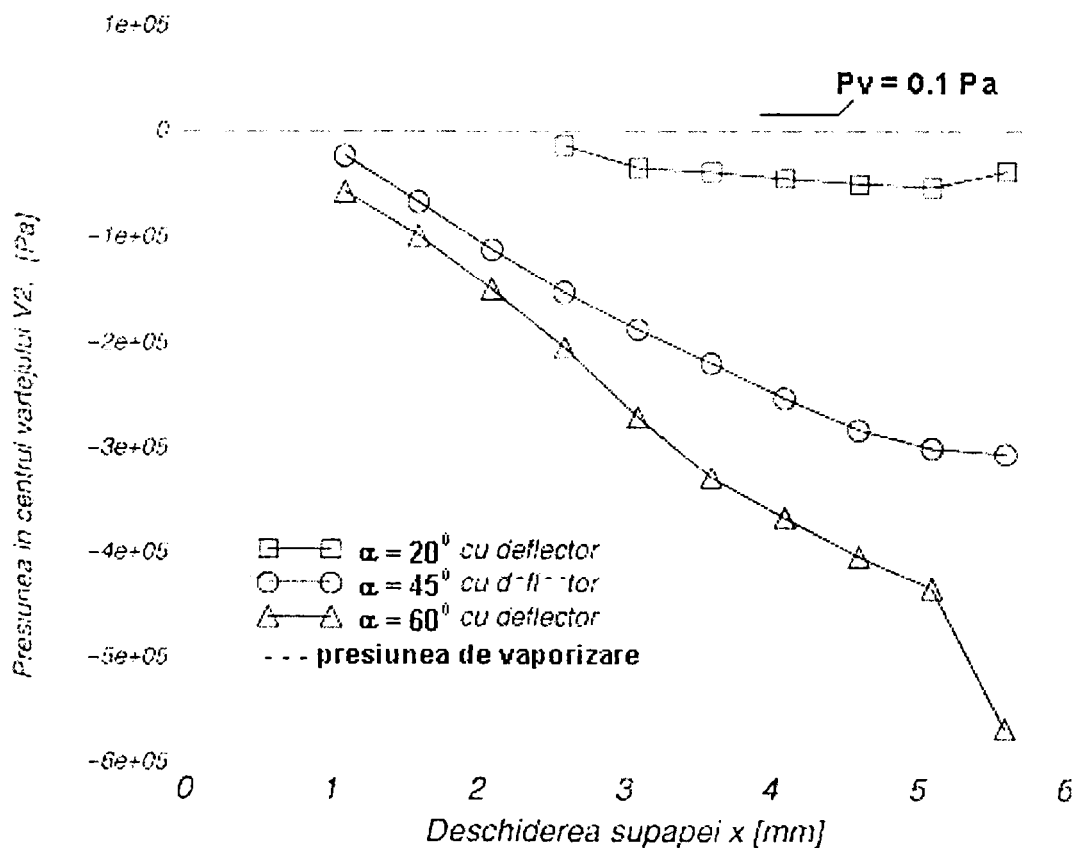


Fig. 6.46 Variația presiunii în centrul vârtejului V2, cu deschiderea supapei pentru supapa conică cu deflector ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

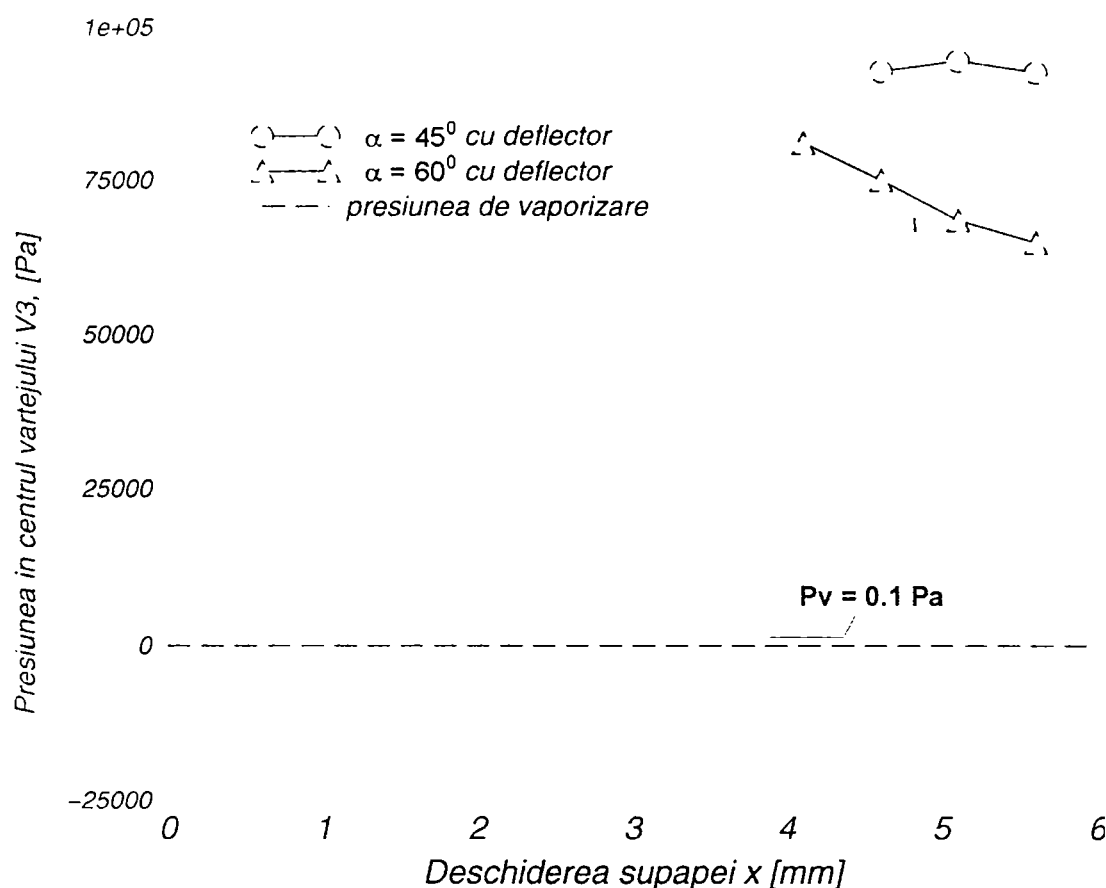


Fig. 6.47 Variația presiunii în centrul vârtejului V3, cu deschiderea supapei pentru supapa conică cu deflector ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28 \text{ mm}$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

Observație

Valorile foarte mici obținute pentru variația presiunii în centrul vârtejurilor, se explică prin faptul că, modelul numeric utilizat pentru soluționarea curgerii prin supapă în care am considerat că mediul de lucru este monofazic adică lichid, admite obținerea unor astfel de valori scăzute corecte din punct de vedere numeric, însă fizic ne realizabile. De aceea, analizând aceste rezultate se constată că, în zonele în care numeric s-au obținut valori scăzute ale presiunii, este mult probabil ca să apară fenomenul de cavitație. Valorile scăzute ale presiunii în centrul vârtejurilor formate indică prezența în această zonă a vârtejurilor existența unui mediu bifazic (amestec de vapori de ulei și ulei).

Considerarea unui mediu bifazic pentru curgerea fluidului prin supapa de siguranță, respectiv folosirea unui model matematic care să admită folosirea unui mediu bifazic, ar conduce la eliminarea obținerii unor astfel de valori scăzute și ar permite o delimitare clară a zonelor de lichid, de zonele umplute cu vapori de ulei.

Reprezentarea evoluției pozițiilor centrelor momentane, respectiv a razei caracteristice corespunzătoare ale vârtejurilor formate în camera supapei, pentru intervalul de deschideri studiat, dă posibilitatea obținerii unei imagini generale asupra modului de evoluție a acestor vârtejuri în interiorul camerei supapei.

Astfel, figurile 6.48÷6.50 prezintă o imagine de ansamblu, asupra modului de evoluție a curgerii prin supapa conică cu deflector având valoarea semiunghiului la vârf de $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$.

Vârtejul principal V1				
Nr.	x [mm]	Rv [mm]	Coord. centrul vârtejului z [mm]	r [mm]
1-1	1.1	2.1	54.4614	18.7247
2-1	1.6	2.5	56.1951	21.3106
3-1	2.1	4.8	57.1561	24.7970
4-1	2.6	4.2	57.1318	26.5566
5-1	3.1	4.4	57.137	27.326
6-1	3.6	5.8	57.3951	28.5322
7-1	4.1	6.1	58.0787	29.4503
8-1	4.6	5.6	58.5402	31.7509
9-1	5.1	5.7	59.1444	35.0520
10-1	5.6	6.1	60.4596	37.9388

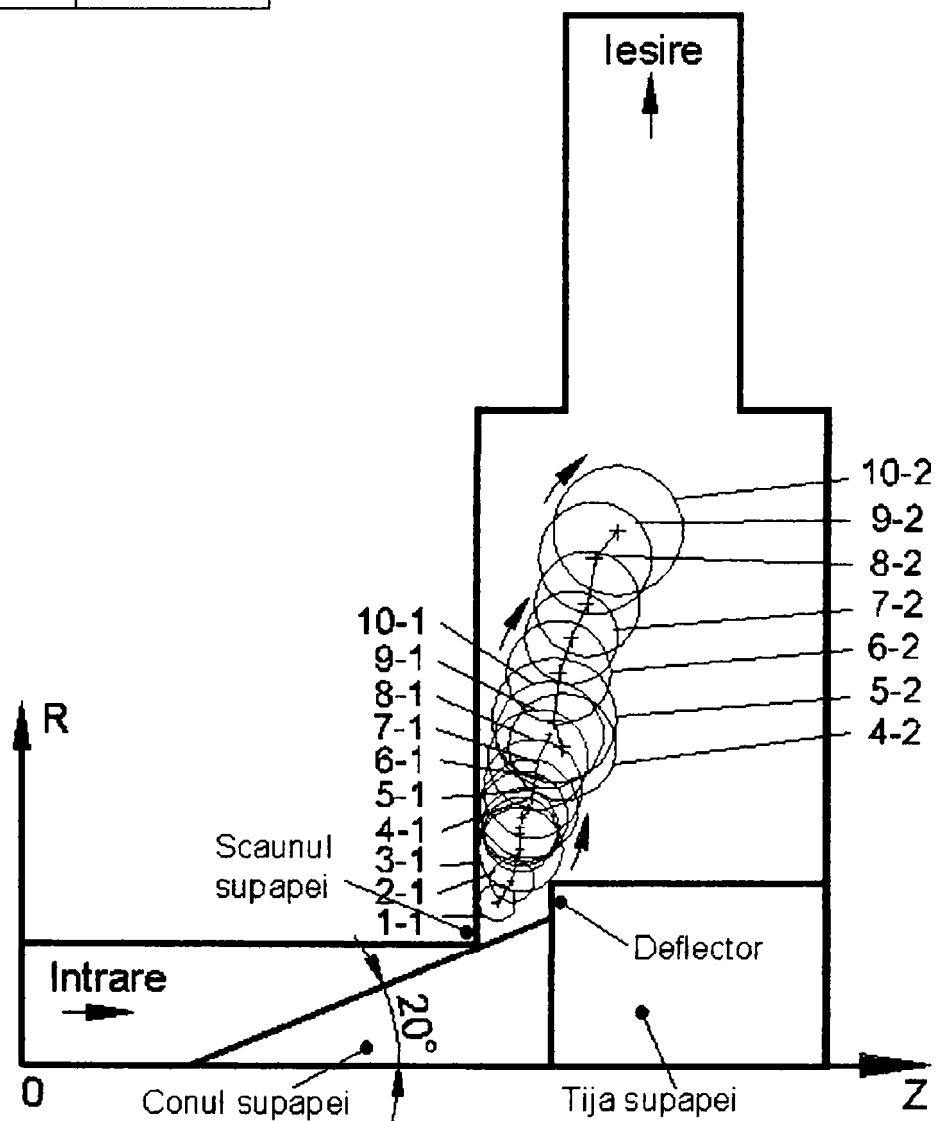
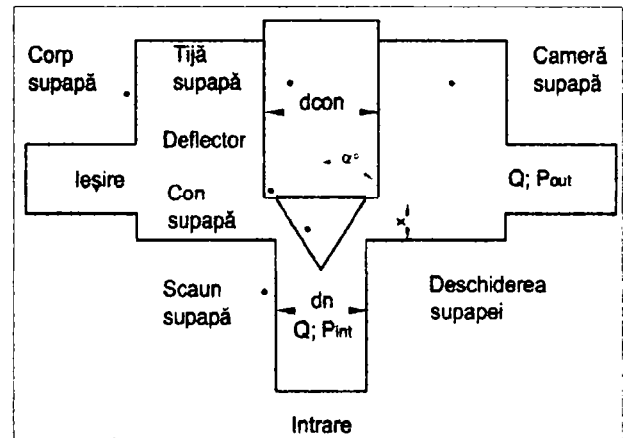


Fig. 6.48 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejurilor V1 și V2, formate în camera supapei de siguranță conice cu deflector, pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului principal V1; $d_n=28$ mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Vârtejul principal V1				
Nr.	x [mm]	Rv [mm]	Coord. centrul vârtejului z [mm]	r [mm]
1-1	1.1	0.89	53.5124	19.3536
2-1	1.6	0.96	53.6521	21.2176
3-1	2.1	0.95	53.8924	22.4052
4-1	2.6	0.94	53.9954	23.4490
5-1	3.1	1.5	54.3907	24.5118
6-1	3.6	1.8	54.2493	26.3246
7-1	4.1	1.86	54.3522	27.5662
8-1	4.6	1.95	54.4554	28.8372
9-1	5.1	1.99	54.9171	30.2032
10-1	5.6	1.93	55.1929	31.2601

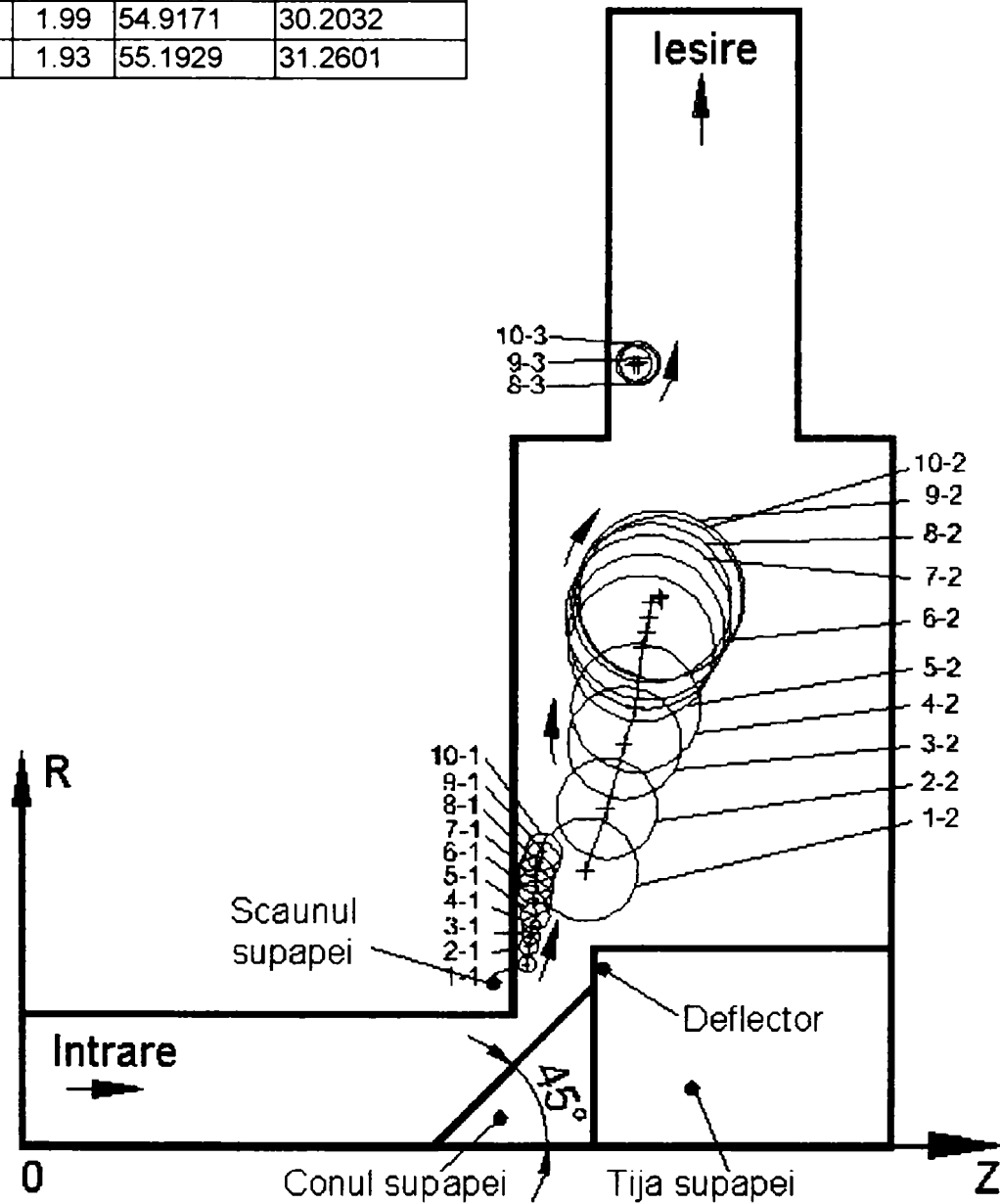
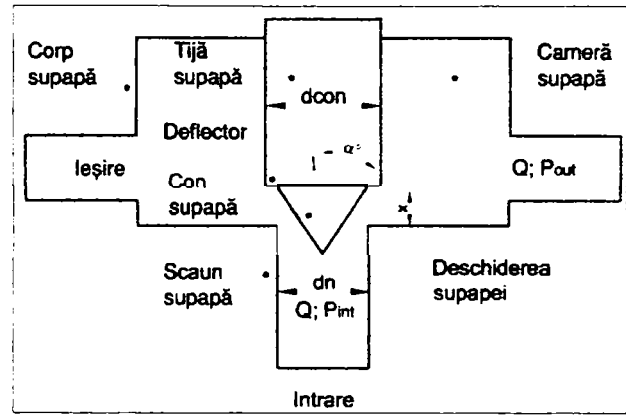


Fig. 6.49 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejurilor V1 și V2, formate în camera supapei de siguranță conice cu deflector, pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului principal V1; $dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Vârtejul principal V1				
Nr.	x [mm]	Rv [mm]	Coord. centrului vârtejului z [mm]	r [mm]
1-1	2.1	0.66	53.3526	19.2353
2-1	2.6	0.65	53.6840	19.8910
3-1	3.6	0.9	53.6127	23.7022
4-	4.		8	4.8
5-1	4.6	0.9	54.0904	26.0121
6-1	5.1	0.9	53.8900	27.8217
7-1	5.6	0.9	54.1873	29.0626

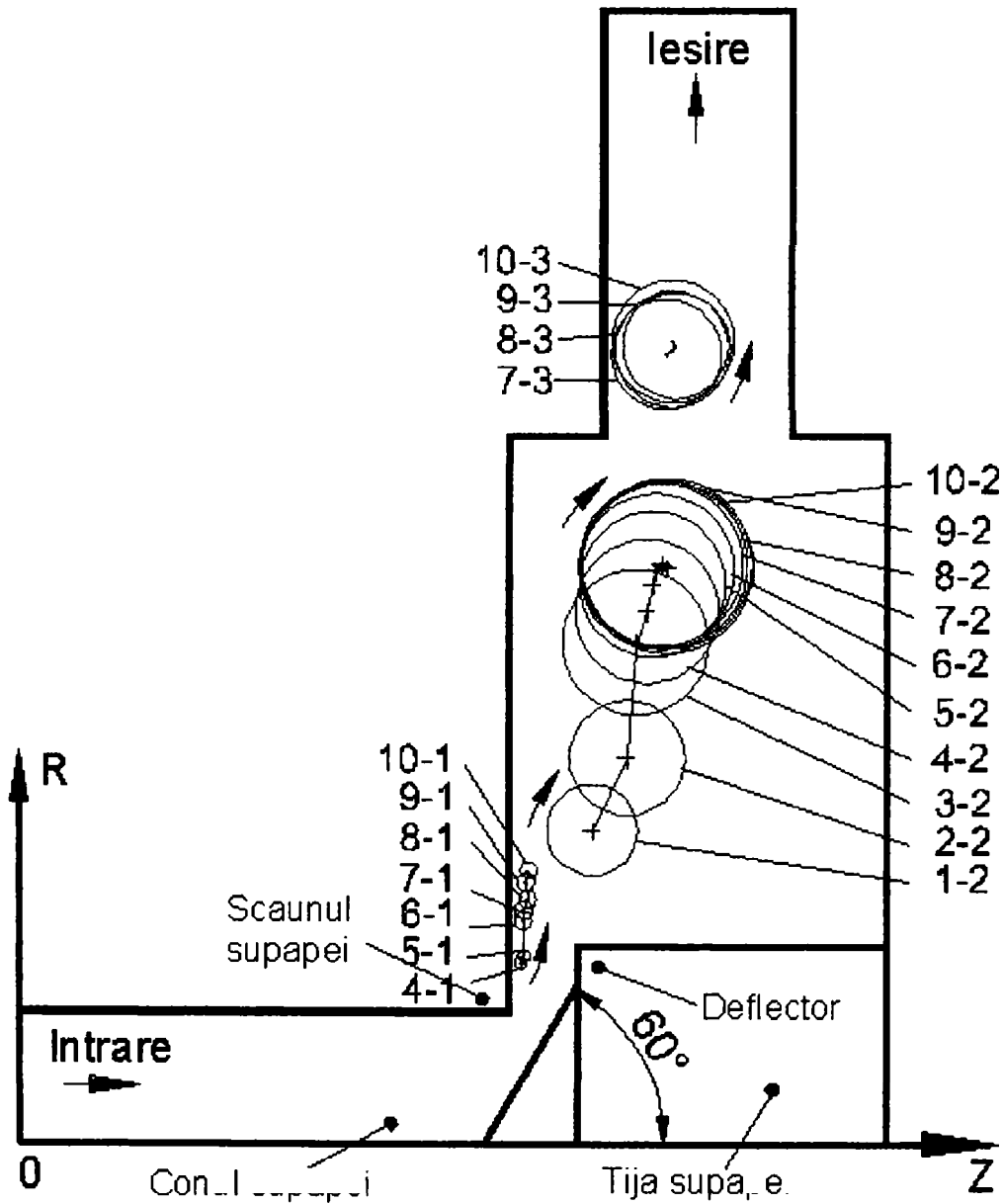
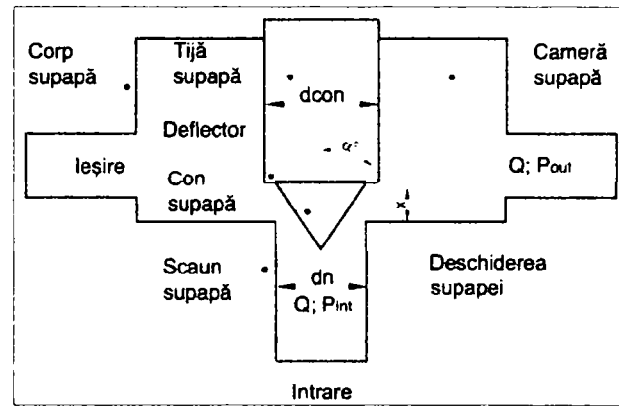


Fig. 6.50 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejurilor V1 și V2, formate în camera supapei de siguranță conice cu deflector, pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului principal V1; $dn=28$ mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Analiza parametrilor caracteristici ale supapei conice cu deflector

Reprezentarea variației coeficientului de debit cu deschiderea supapei, arată că, evoluția acestei mărimi este identică cu cea obținută în cazul supapelor fără deflector. Astfel, se constată că, pentru valori ale deschiderii supapei, $x > 2.1$ mm valoarea coeficientului de debit rămâne aproximativ constantă în jurul valorii de $C_d = 0.68$, valoare regăsită în literatura de specialitate (figura 6.51). Din figură se poate observa că pentru valori ale deschiderii $x < 2.1$ mm există o variație a valorii coeficientului de debit față de valoarea de referință dată, lucru ce indică faptul că valoarea de referință amintită nu se poate considera valabilă pentru întreg domeniul de deschideri (valabil în special pentru variantele cu $\alpha = 20^\circ$ și $\alpha = 60^\circ$).

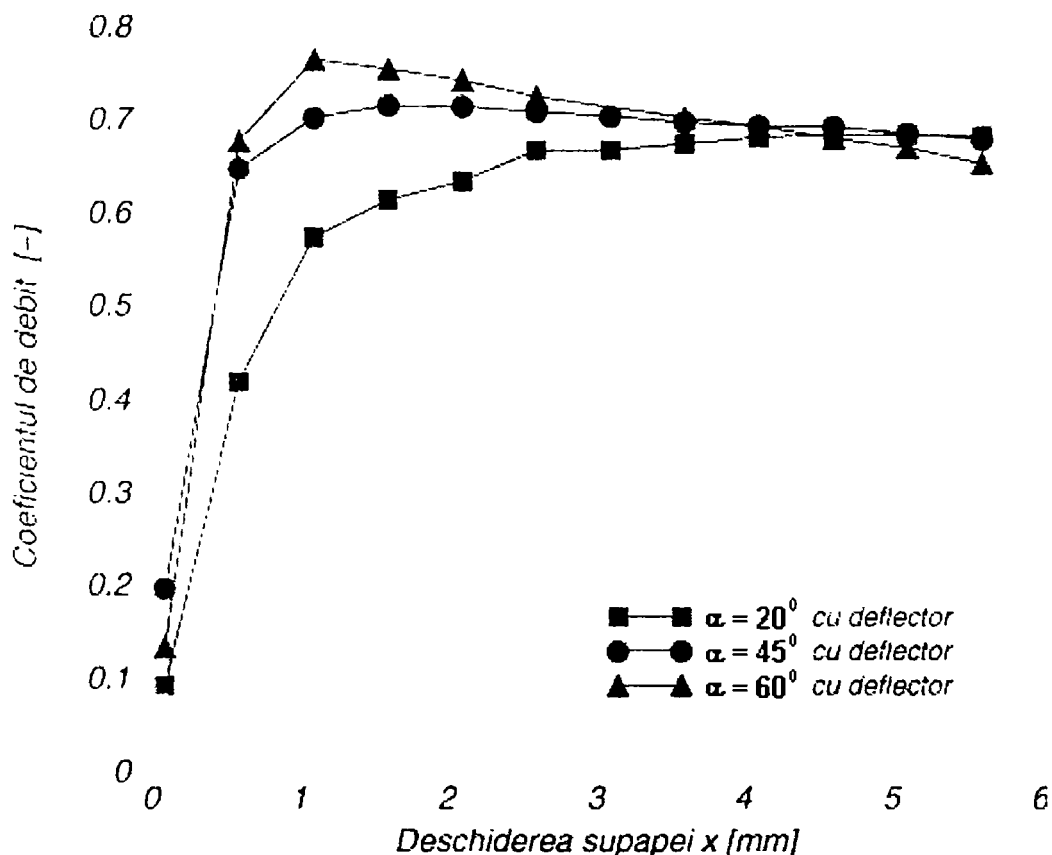


Fig. 6.51 Variația coeficientului de debit cu deschiderea supapei, pentru supapa conică cu deflector ($\alpha = 20^\circ$, $\alpha = 45^\circ$, $\alpha = 60^\circ$, $d_n = 28$ mm, $\Delta P = 60$ bar).

Variația debitului de fluid vehiculat prin supapă funcție de deschiderea de lucru a acestuia, scoate în evidență, influența secțiunii de strângere și deci a valorii semiunghiului α asupra debitului vehiculat. Se constată că, pentru varianta cu $\alpha = 60^\circ$, pentru care secțiunea de strângere are valoarea cea mai mare și debitul vehiculat este cel mai mare (figura 6.52). De asemenea se observă că debitul vehiculat crește liniar cu deschiderea supapei. Din figură 6.52 rezultă că debitul vehiculat în cazul variantei cu $\alpha = 60^\circ$ este de trei ori mai mare decât debitul vehiculat în cazul variantei cu $\alpha = 20^\circ$.

Reprezentarea caracteristicii intrinseci a supapei arată că pentru toate variantele cu deflector studiate, acestea prezintă o caracteristică intrinsecă de tip liniară (figura 6.53).

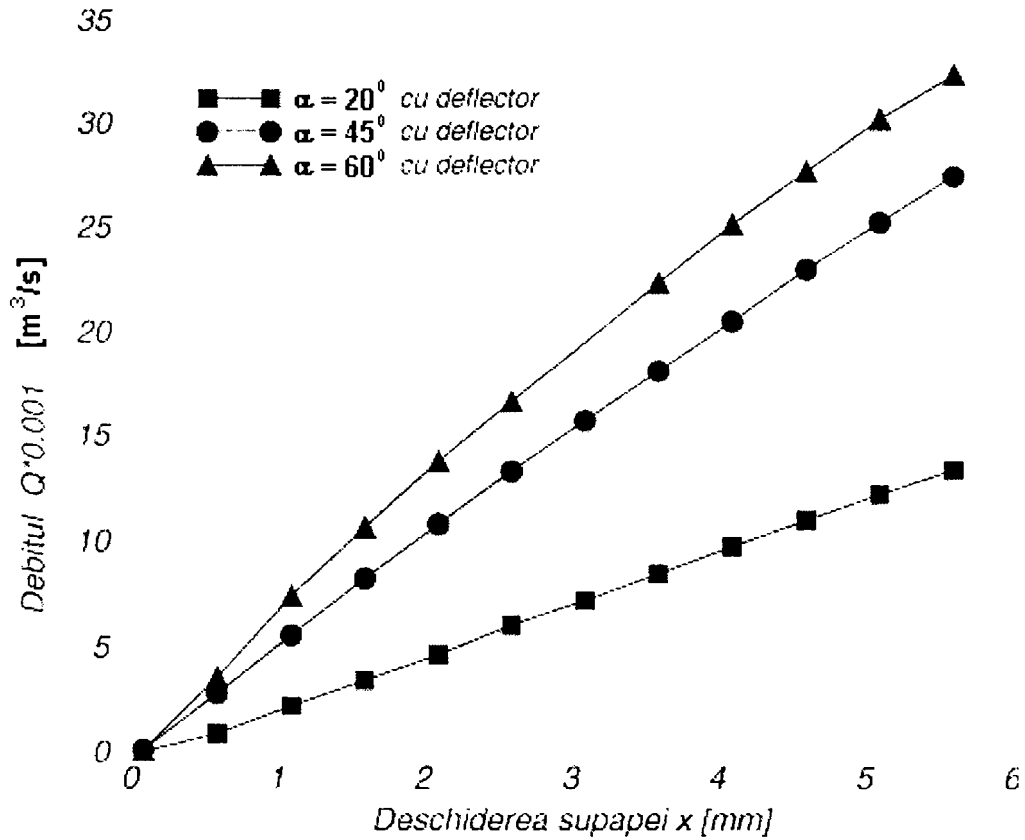


Fig. 6.52 Variația debitului de fluid vehiculat cu deschiderea supapei, pentru supapa conică cu deflector ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

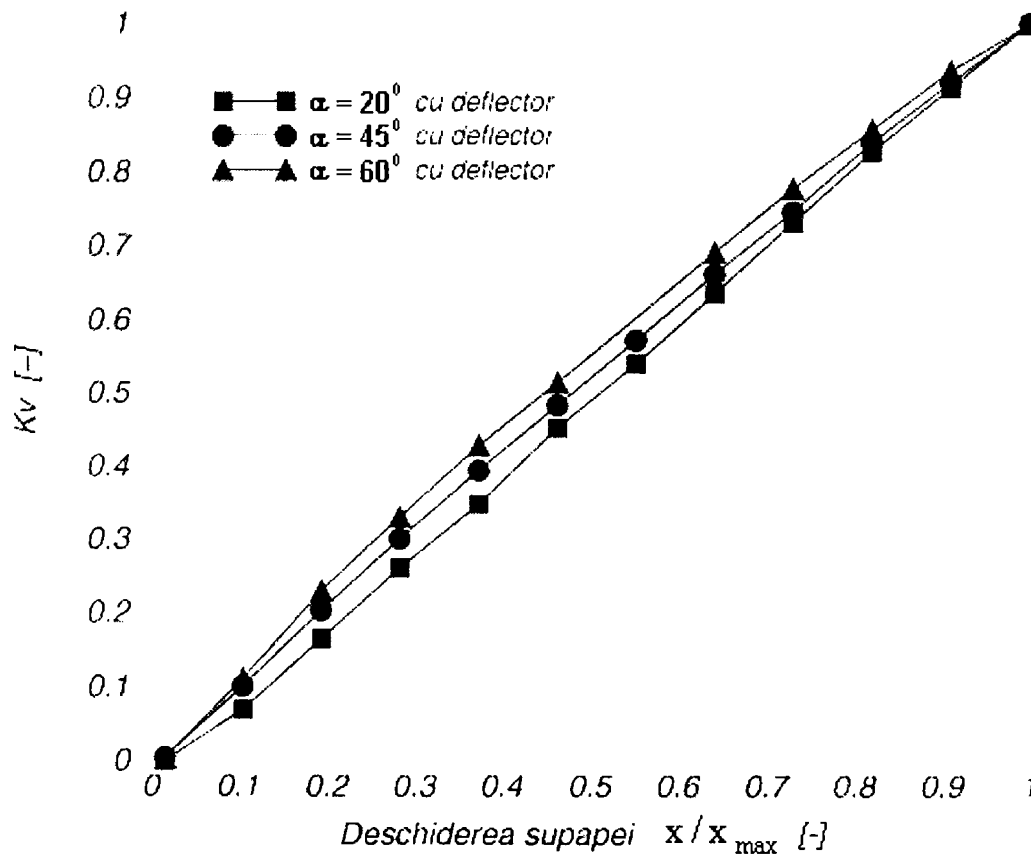


Fig. 6.53 Caracteristica intrinsecă, pentru supapa conică cu deflector ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

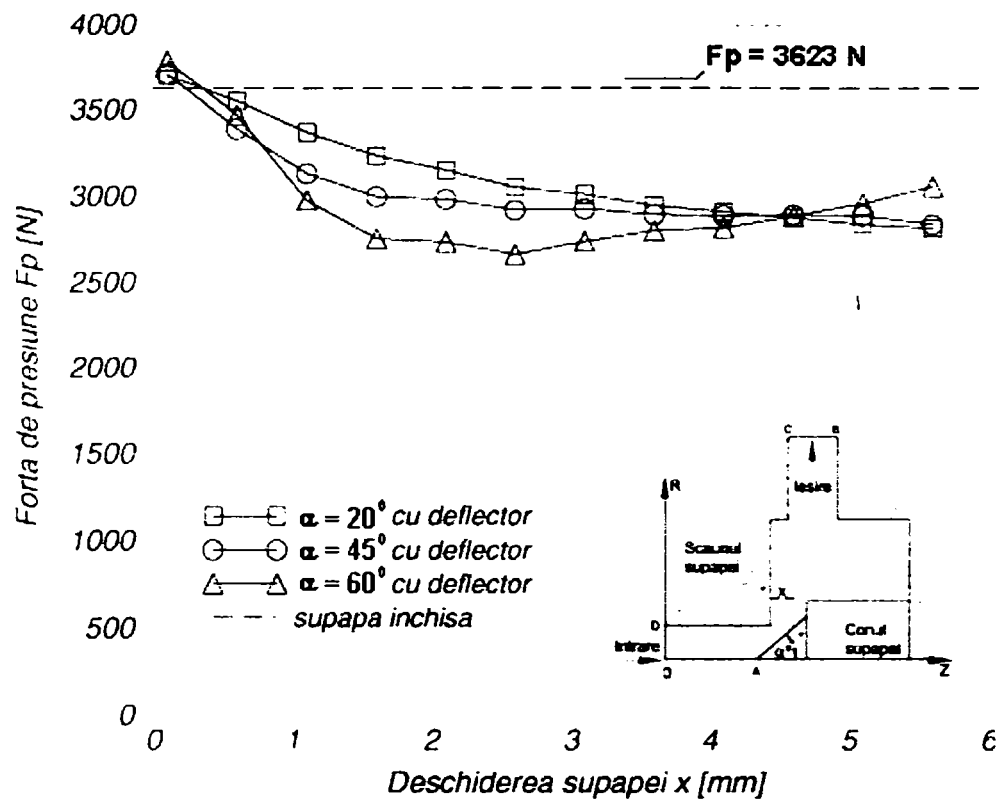


Fig. 6.54 Variația forței de presiune cu deschiderea supapei, pentru supapa conică cu deflector. ($\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar)

Reprezentarea variației forței de presiune cu deschiderea supapei, arată că, această mărime are o evoluție foarte asemănătoare pentru toate variantele cu deflector. Se observă că, începând cu deschiderea $x=2.6$ mm, valoarea forței pentru fiecare variantă tinde să rămână constantă în jurul valorii de 2900 N (figura 6.54). Acest fenomen se datorează prezenței deflectorului și se explică prin concentrarea acțiunii presiunii de lucru a fluidului pe conul supapei și în special la ieșirea din zona de strangulare, pe deflectorul supapei.

Concluzii

Analiza numerică a curgerii fluidului prin supapa de siguranță cu deflector scoate în evidență următoarele aspecte:

- prezența deflectorului determină ca evoluția vârtejului principal de fluid să aibe loc de-a lungul scaunului supapei;
- prezența deflectorului în combinație cu diferite valori ale semiunghiului α determină formarea a cel puțin două vârtejuri semnificative în camera supapei;
- prezența deflectorului determină formarea unui vârtej principal cu o rază caracteristică mică, dar a cărei intensitate este foarte mare, respectiv în centrul căreia valoarea presiunii prezintă o valoare foarte scăzută;
- acțiunea deflectorului asupra forței de presiune este benefică în sensul că, începând de la o anumită valoare a deschiderii se realizează o plafonare a valorii acestuia la o valoare apropiată de cea corespunzătoare poziției complet închise a supapei. Astfel, cu ajutorul deflectorului se poate realiza dezideratul de a concentra efectul forței de presiune pe elementul de închidere, enunțată în lucrările [54, 57, 71, 73].

6.3 Analiza comparativă a caracteristicilor curgerii pentru supapele conice cu și fără deflector realizate pentru aceeași valoare a semiunghiului α . Definirea geometriei optime, din punct de vedere hidrodinamic.

În acest subcapitol ne propunem să realizăm o analiză comparativă atât a fenomenului de curgere cât și a caracteristicilor ce descriu curgerea pentru supapa conică cu și fără deflector.

În prima etapă realizăm o analiză comparativă pentru supapa conică cu și fără deflector, având semiunghiul la vârf a conului supapei de $\alpha=20^\circ$ (figura 6.55).

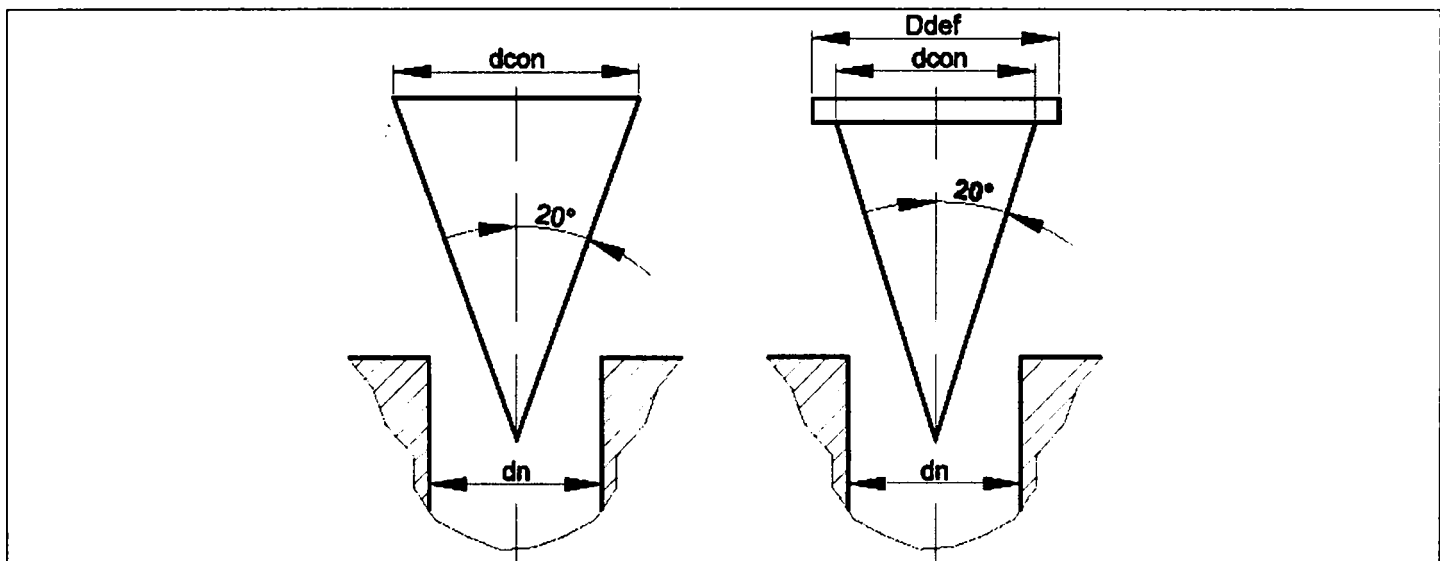


Fig. 6.55 Element de reglare conic cu / fără deflector, cu semiunghiul conului $\alpha=20^\circ$

Urmărind aspectul liniilor de curent obținute în urma analizei numerice a curgerii fluidului prin traseul intern a celor două variante constructive de supapă, se constată următoarele:

- valoarea semiunghiului la vârf a conului de $\alpha=20^\circ$ favorizează realizarea unei bune conduceri a fluidului de-a lungul generatoarei conului supapei;
- prezența deflectorului oblică jetul de fluid ca acesta să evolueze de-a lungul șcaunului supapei. Se observă că traseul vârtejului de fluid pentru varianta cu deflector este la fel de sinusoidală ca și cea obținută pentru varianta fără deflector (figura 6.57, 6.58). Diferența dintre cele două trasee constă în faptul că, în cazul variantei fără deflector evoluția vârtejului de fluid are loc pe partea superioară a camerei supapei, pe când în cazul variantei cu deflector evoluția are loc de-a lungul șcaunului supapei;
- se constată că prezența deflectorului generează formarea a două vârtejuri semnificative în camera supapei, respectiv pentru deschideri mari, a unui vârtej secundar în canalul de evacuare (figura 6.58);
- analiza câmpului liniilor de curent arată că, din punctul de vedere al evoluției curgerii, varianta geometrică fără deflector este mai favorabilă decât varianta geometrică cu deflector.

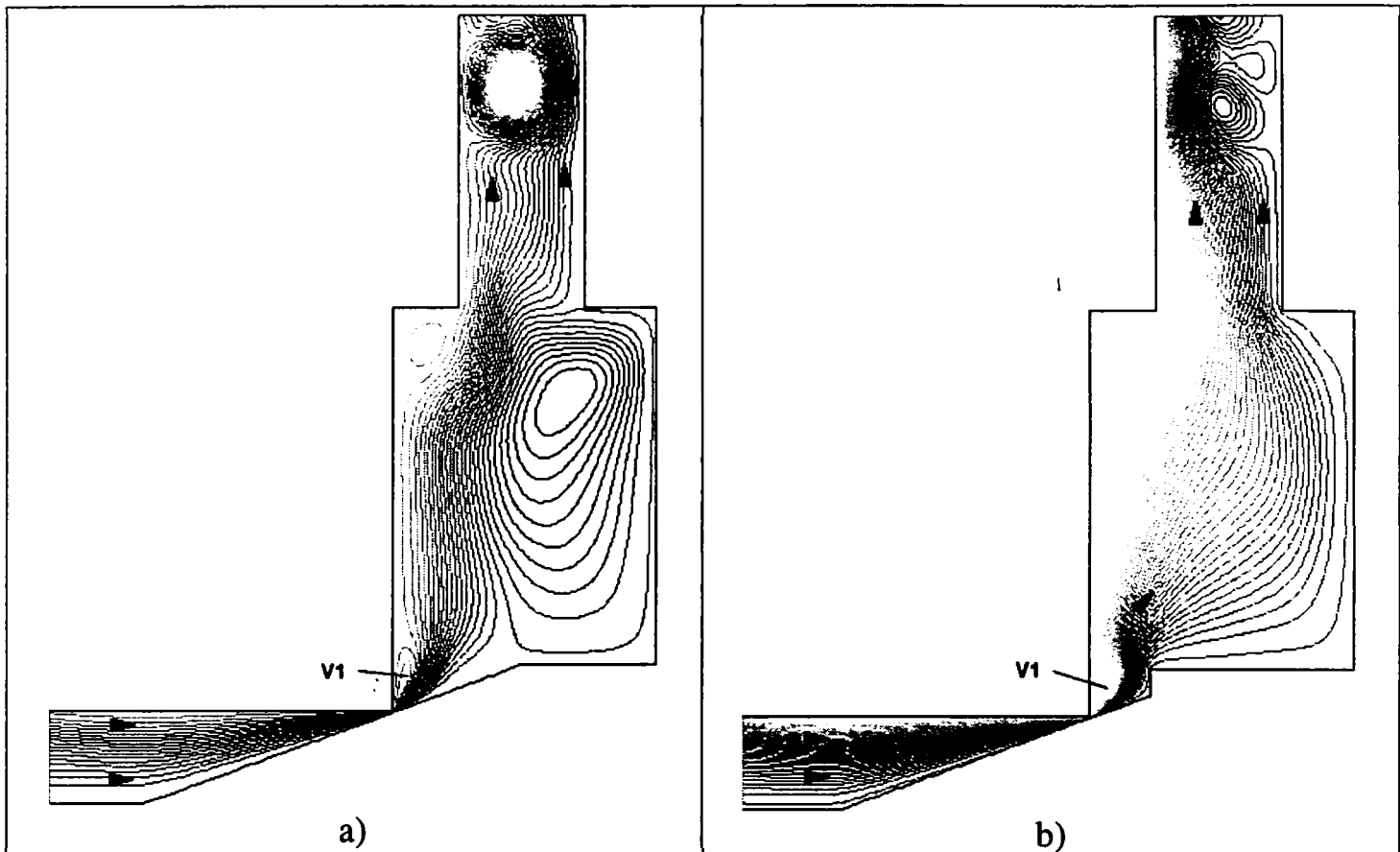


Fig. 6.56 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță a) fără deflector; b) cu deflector ($x=1.1 \text{ mm}$, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

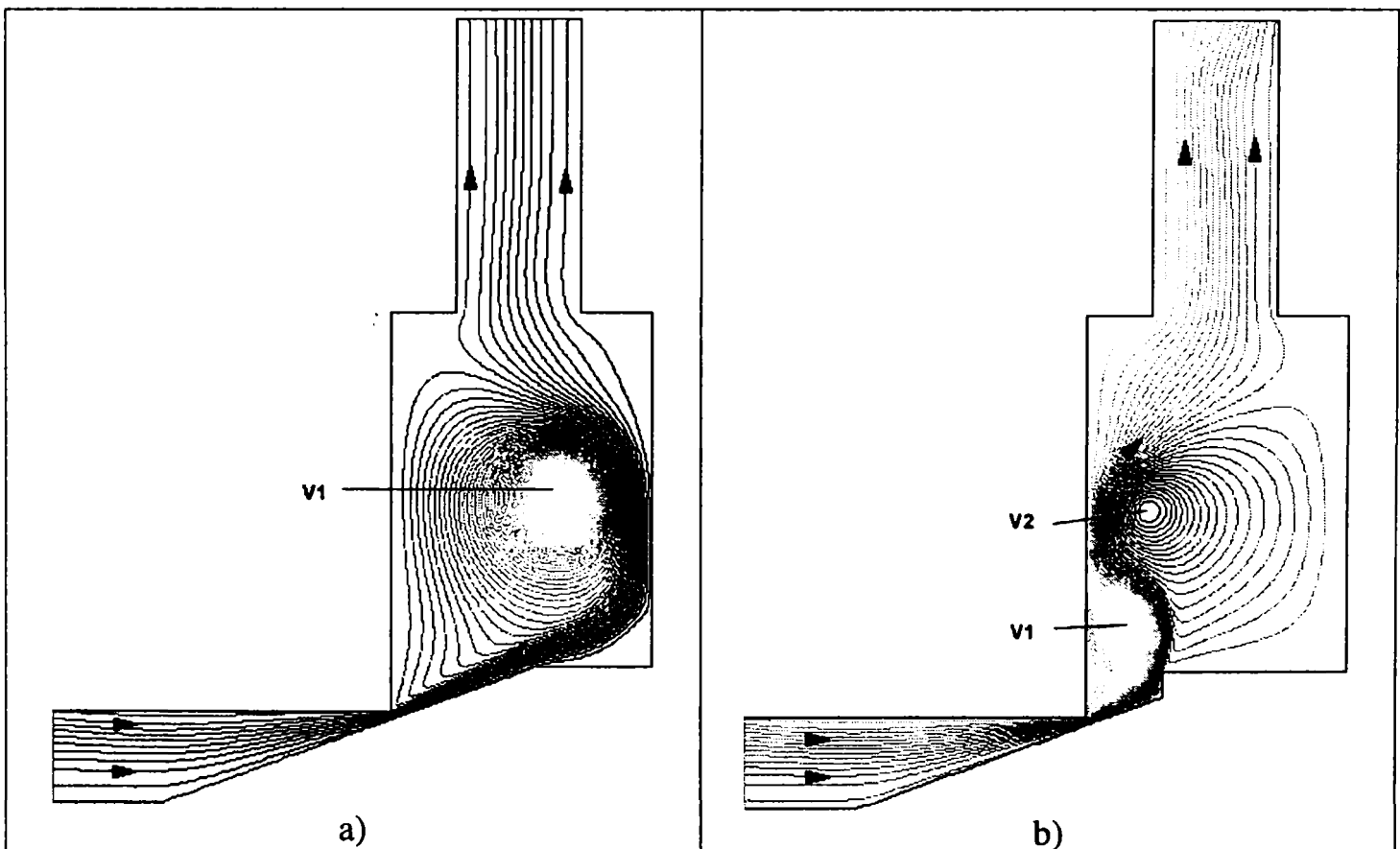


Fig. 6.57 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță a) fără deflector; b) cu deflector ($x=3.6 \text{ mm}$, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

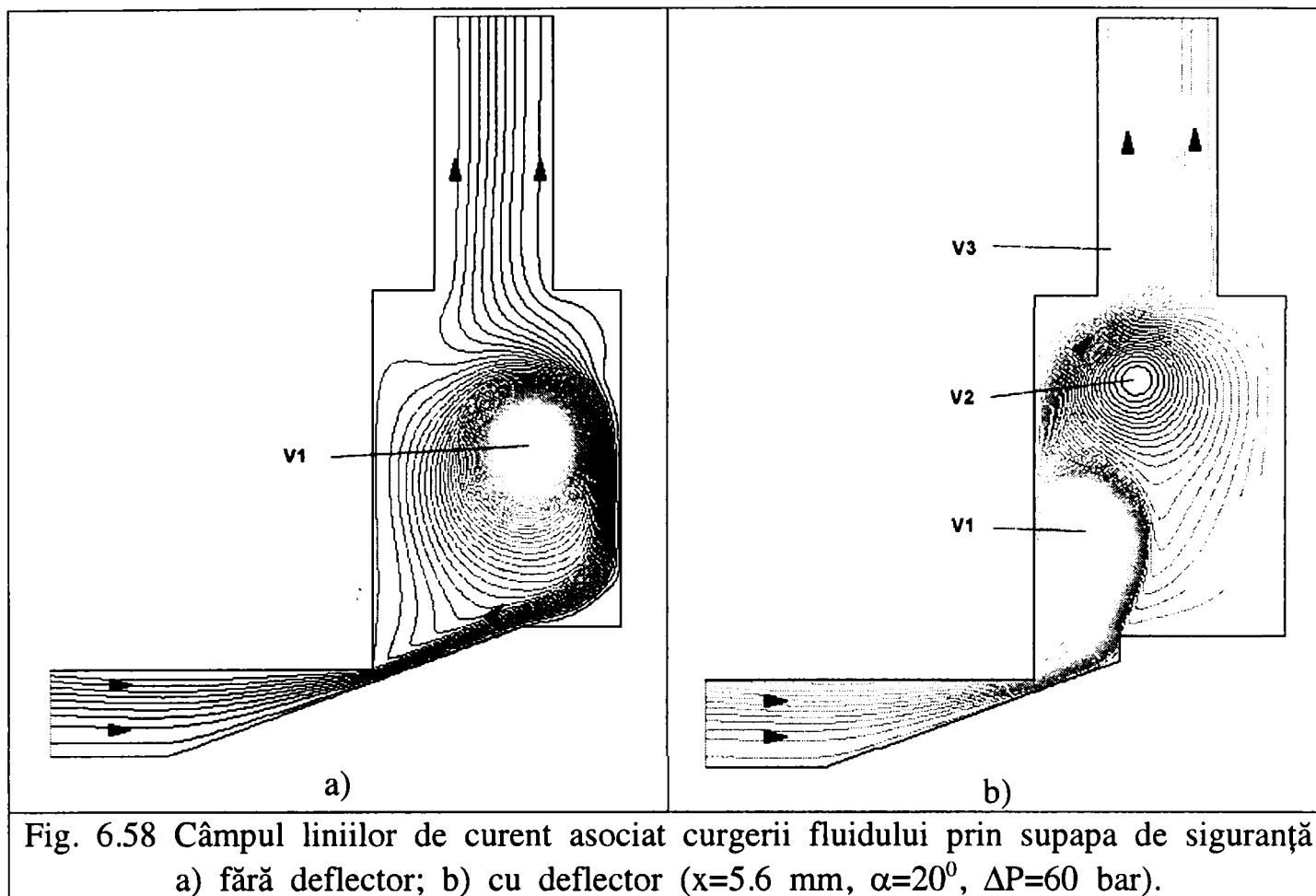


Fig. 6.58 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță a) fără deflector; b) cu deflector ($x=5.6$ mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Analiza vârtejurilor formate

- am văzut din analiza câmpului liniilor de curent că, pentru varianta fără deflector extinderea vârtejului principal V1 este mai mare decât pentru varianta cu deflector. Analiza razei caracteristice a vârtejului principal V1 subliniază din nou acest aspect. Se poate observa o evoluție asemănătoare a razei caracteristice pentru cele două variante geometrice. De asemenea, se poate observa că în ambele cazuri la deschideri mici, raza caracteristică a vârtejului tinde să se stabilizeze în jurul unei anumite valori. Astfel, pentru varianta fără deflector raza caracteristică se stabilizează în jurul valorii $r_v=6$ mm, iar pentru varianta cu deflector în jurul valorii de $r_v=5.7$ mm (figura 6.59);
- după cum am arătat varianta fără deflector generează doar un singur vârtej în camera supapei. Analiza razei caracteristice a vârtejului secundar V2 pentru varianta cu deflector arată că, valoarea acestuia oscilează în jurul valorii de $r_v=6$ mm (figura 5.60). Variațiile înregistrate ale razei caracteristice se datorează influenței modului de evoluție a vârtejului principal V1;
- analiza câmpului liniilor de curent a arătat că, pentru varianta cu deflector la deschideri mari are loc formarea în canalul de evacuare a unui vârtej secundar însă, extinderea și influența acestuia asupra modului de evoluție a jetului de fluid în canalul de evacuare este nesemnificativă (figura 6.58 b).

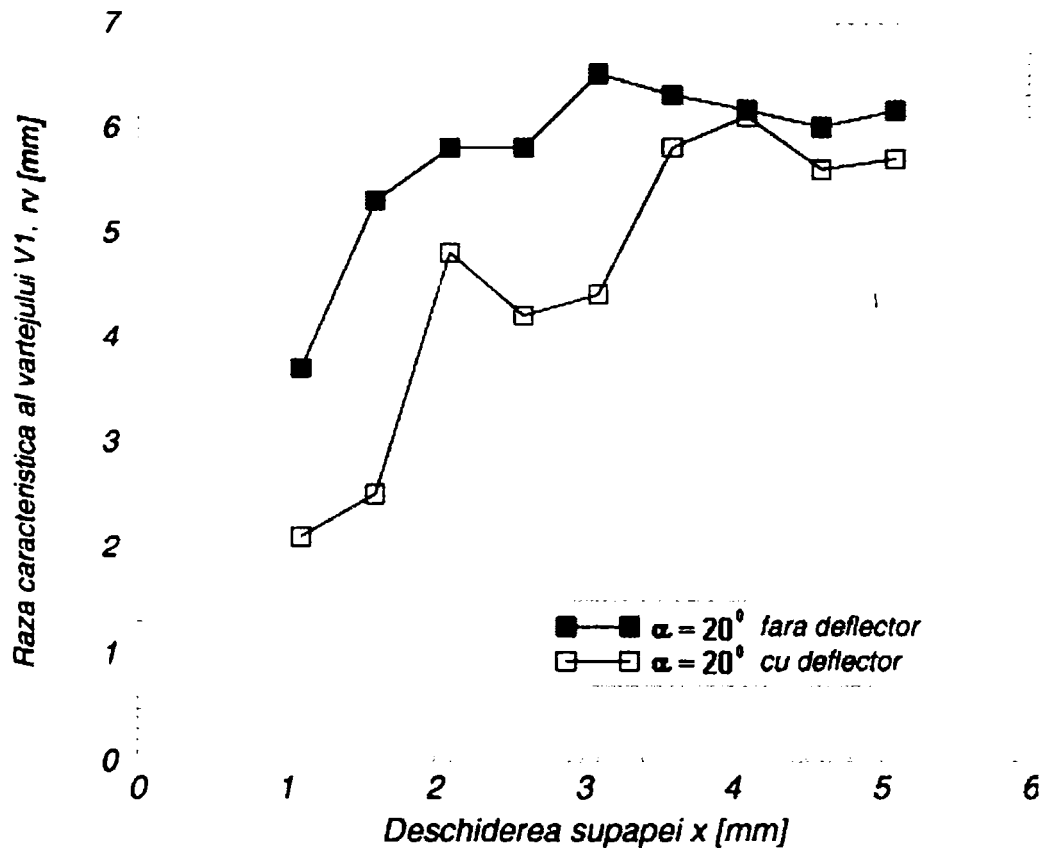


Fig. 6.59 Variația razei caracteristice a vârtejului V1, pentru supapa de siguranță cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

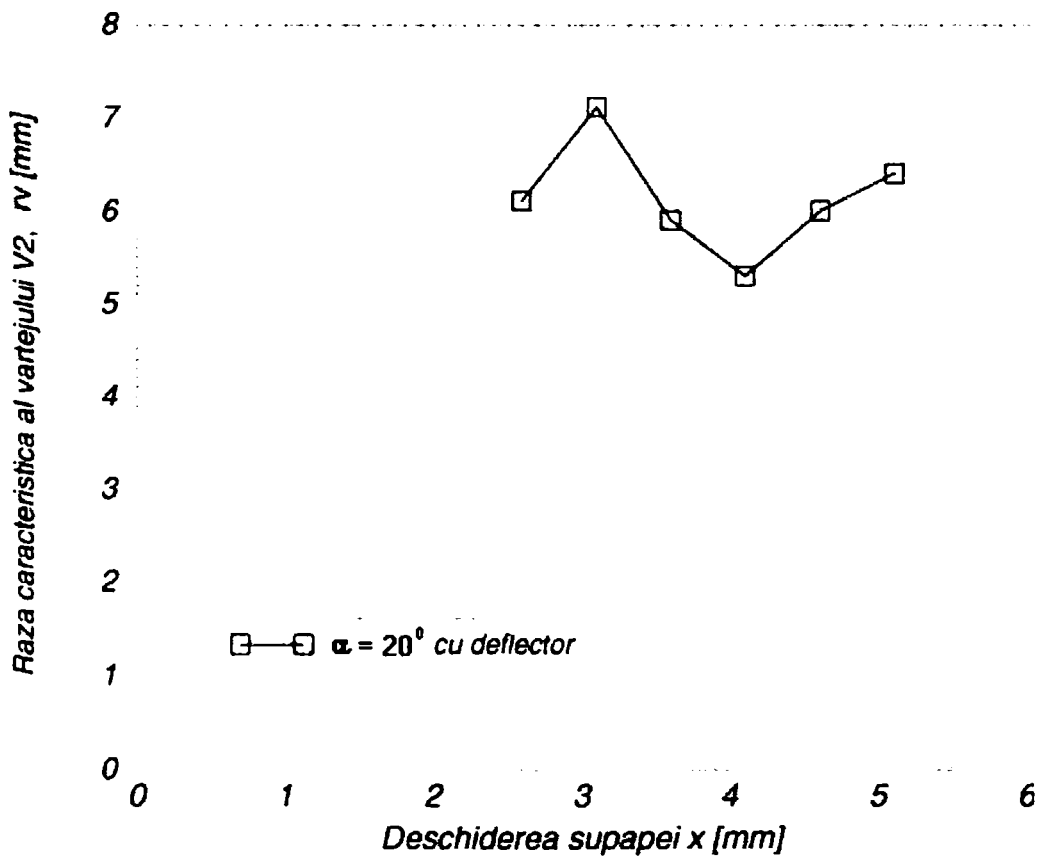


Fig. 6.60 Variația razei caracteristice a vârtejului V2, pentru supapa de siguranță cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

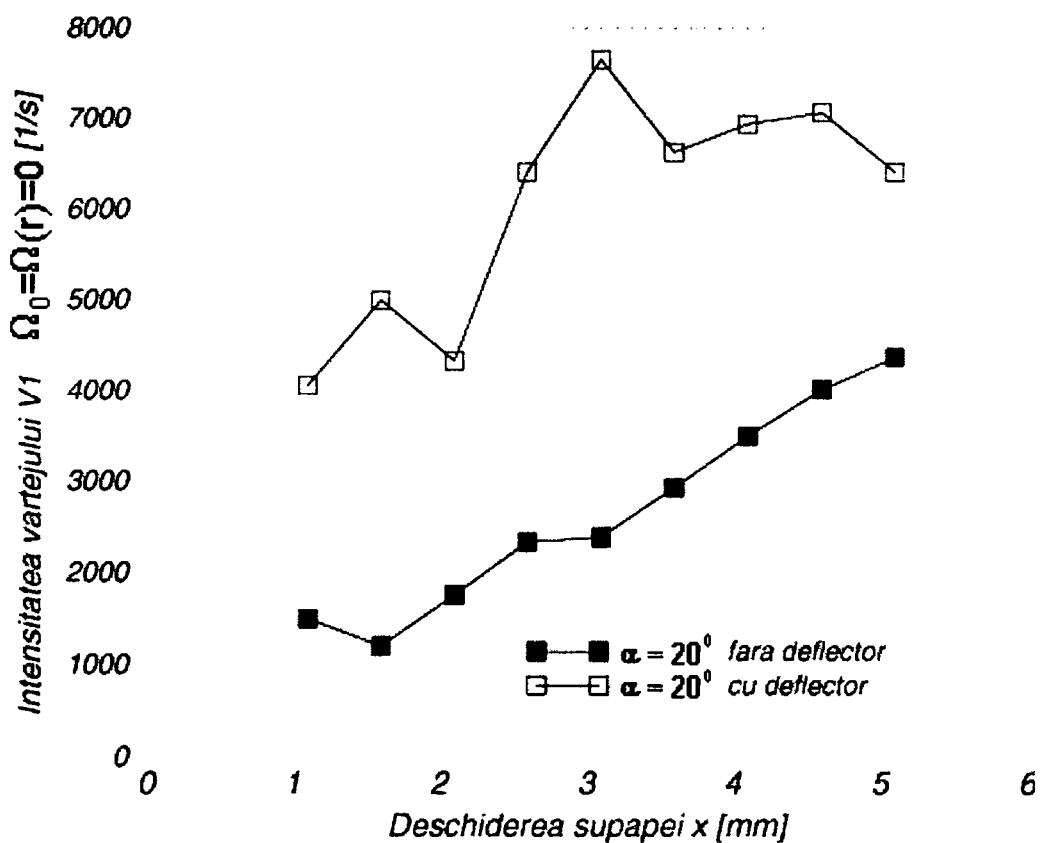


Fig. 6.61 Variația intensității vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

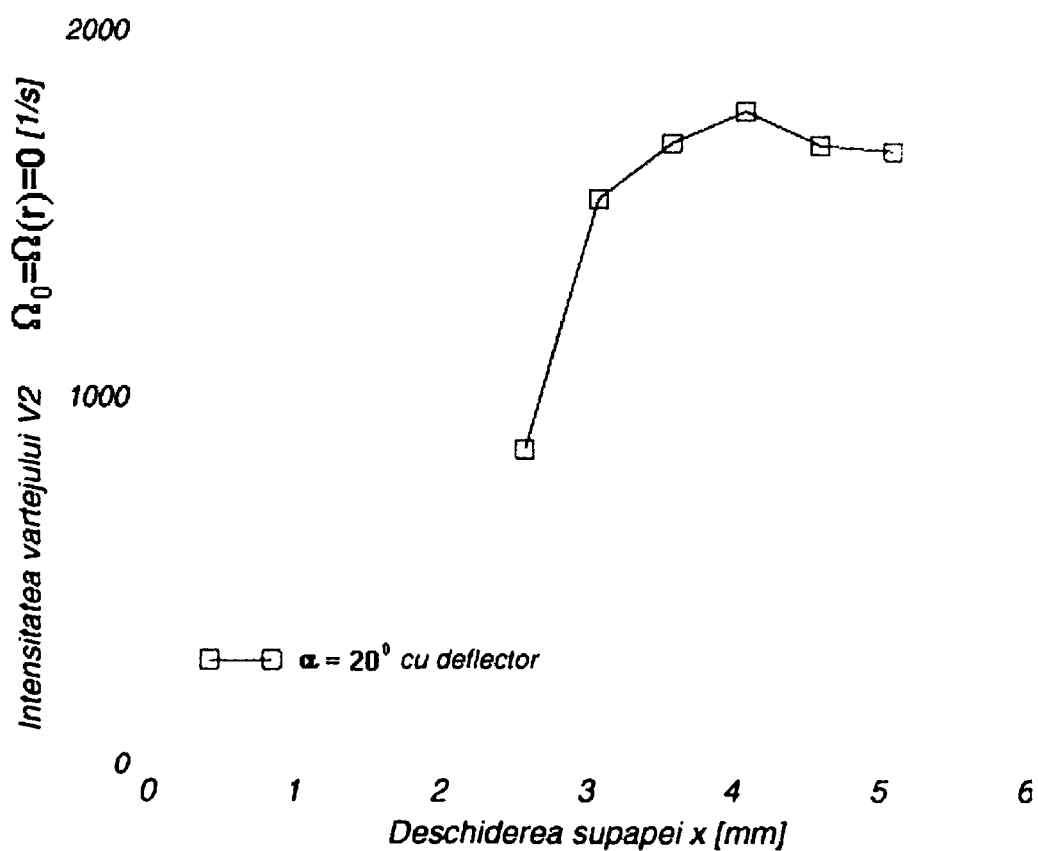


Fig. 6.62 Variația intensității vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- urmărind evoluția intensității vârtejului principal V1, se constată că, pentru varianta cu deflector se obține o intensitate de evoluție mai mare a vârtejului decât pentru varianta fără deflector (figura 6.61);
- se poate observa că pentru ambele variante intensitatea vârtejului crește odată cu creșterea deschiderii de lucru a supapei, dar valorile obținute sunt mult mai mici decât în cazul variantelor cu $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$;
- din figura 6.62 se observă că vârtejul secundar V2 prezintă o variație slabă a intensității, prezentând pentru deschideri mari o tendință de stabilizare în jurul valorii de $\Omega=1700 \text{ s}^{-1}$.

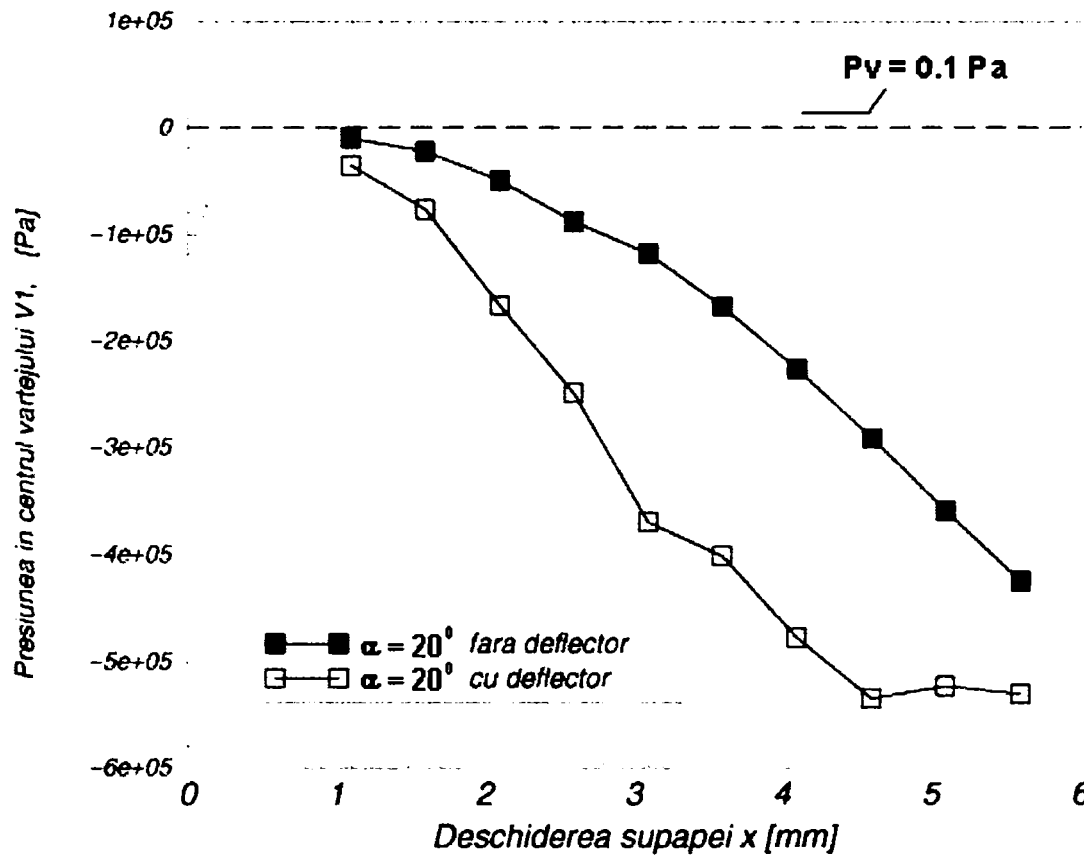


Fig. 6.63 Variația presiunii în centrul vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($dn=28 \text{ mm}$, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

- variația presiunii în centrul vârtejului principal V1 prezintă o descreștere aproximativ liniară odată cu creșterea deschiderii supapei, pentru ambele variante geometrice, cu mențiunea că, în cazul variantei cu deflector pentru intervalul de deschideri $4.6 < x < 5.6 \text{ mm}$, valoarea presiunii rămâne aproximativ constantă în jurul valorii de $P_{cv}-P_{ies} \approx -5.4 \text{ bar}$ (figura 6.63);
- în ambele situații, obținerea valorilor scăzute pentru presiunea din centrul vârtejului principal indică probabilitatea mare de apariție a fenomenului de cavitație în acest vârtej;
- evoluția presiunii în centrul vârtejului secundar V2, pentru varianta cu deflector, arată că, în centrul acestui vârtej valoarea presiunii scade odată cu creșterea deschiderii de lucru a supapei (figura 6.64).

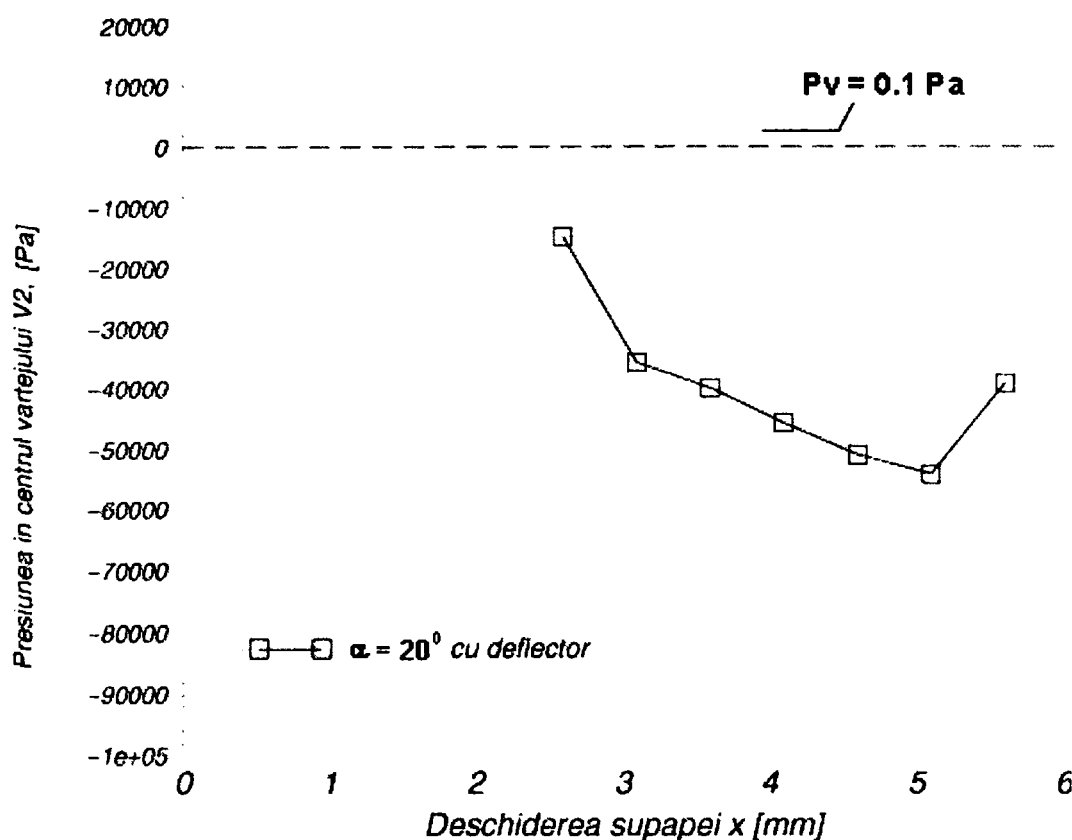


Fig. 6.64 Variația presiunii în centrul vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($d_n=28$ mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Analiza parametrilor caracteristici ale supapei

- analiza parametrilor caracteristici ale celor două variante geometrice arată că, în cea mai mare măsură performanțele celor două variante sunt aceleași. Astfel, se constată că, pentru coeficientul de debit, debitul de fluid vehiculat, caracteristica intrinsecă a supapei se obține aproximativ aceeași variație cu deschiderea supapei, a mărimilor în cauză, atât pentru varianta fără deflector cât și pentru varianta cu deflector;
- diferență între cele două variante se remarcă la analiza variație forței de presiune pe conul supapei. Astfel, pentru intervalul de deschideri cuprinsă între $0 < x < 2.1$ mm, evoluția forței de presiune este aceeași pentru ambele variante. Pentru deschiderile mai mari de $x=2.1$ mm se constată că, în timp ce pentru varianta fără deflector valoarea forței de presiune pe conul supapei scade odată cu creșterea deschideri, în cazul variantei cu deflector forța de presiune tinde spre valoarea de $F_p=3000$ N (figura 6.68);
- deci, se constată că prezența deflectorului are ca și rezultat menținerea valorii forței de presiune la o valoare apropiată de cea corespunzătoare poziție închis complet. Astfel, se poate explica denumirea de “compensator de forță” dat deflectorului supapei. Am arătat în capitolul 5 că, diferența dintre valoarea forței de presiune corespunzătoare poziției complet închis și valoarea efectivă a forței de presiune la o anumită deschidere, constituie componenta staționară a forței hidrodinamice în regim staționar. Rezultă că, prezența deflectorului realizează o compensare a forței hidrodinamice prin micșorarea valorii acesteia, reducând astfel tendința de închidere a supapei.

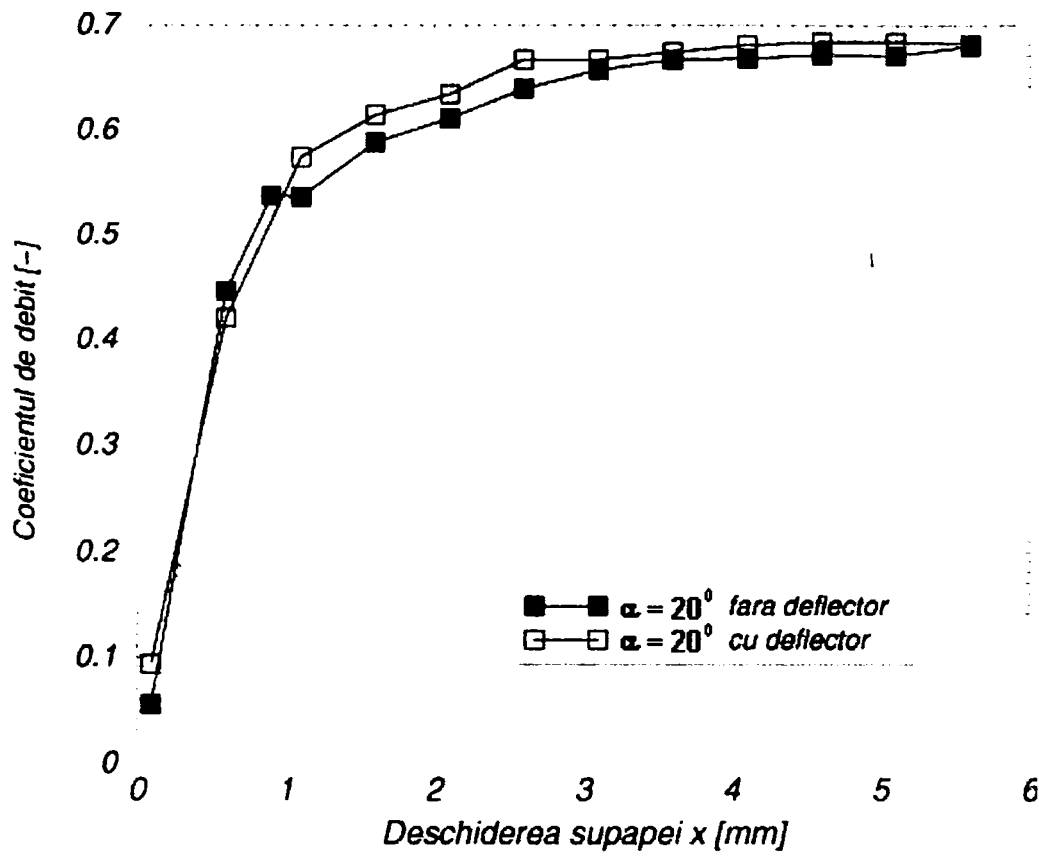


Fig. 6.65 Variația coeficientului de debit pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

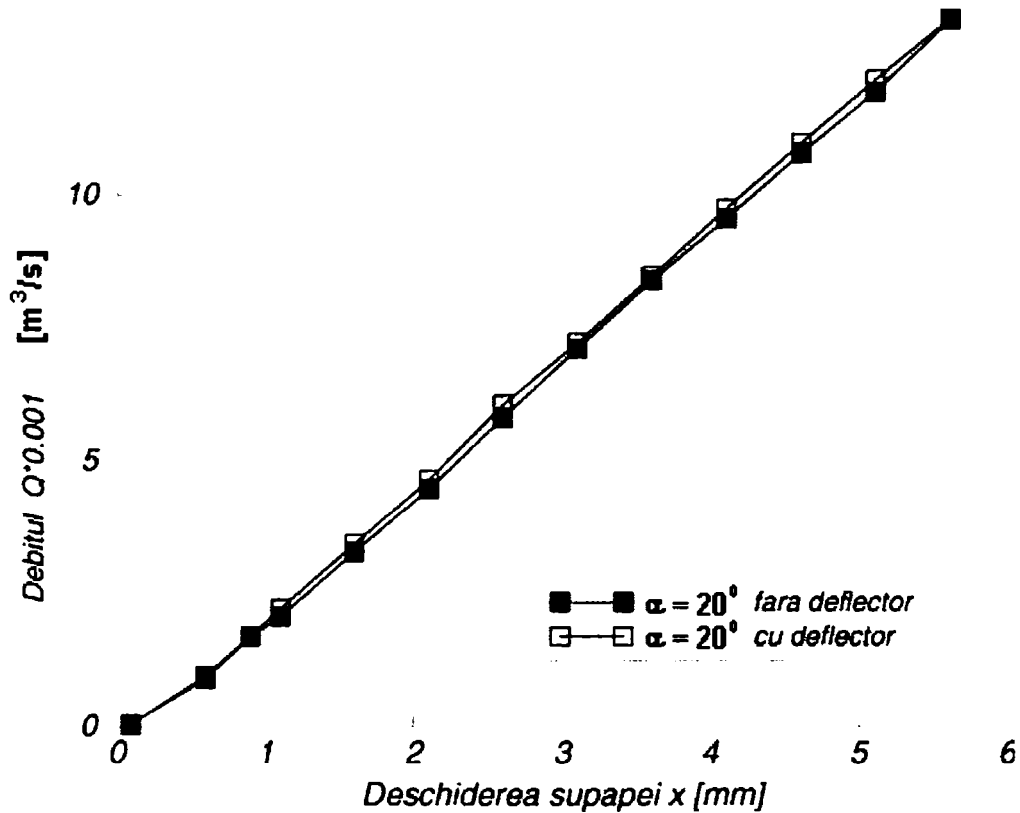


Fig. 6.66 Variația debitului de fluid vehiculat pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

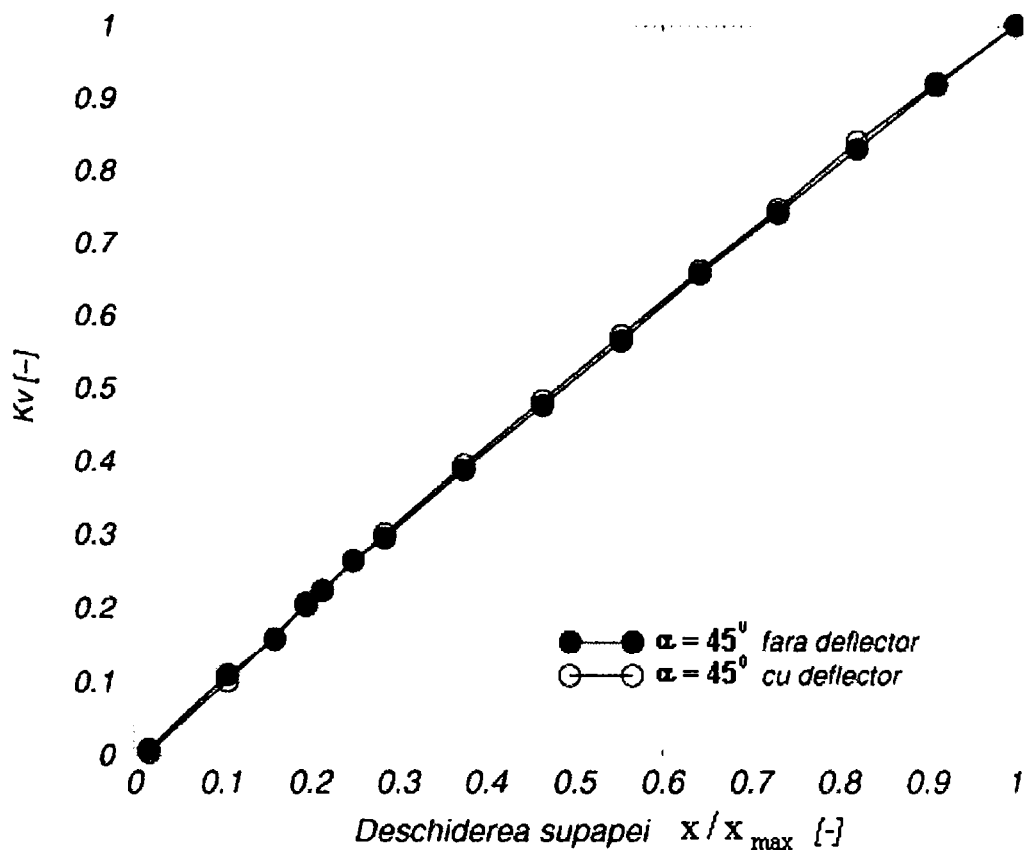


Fig. 6.67 Caracteristica intrinsecă pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

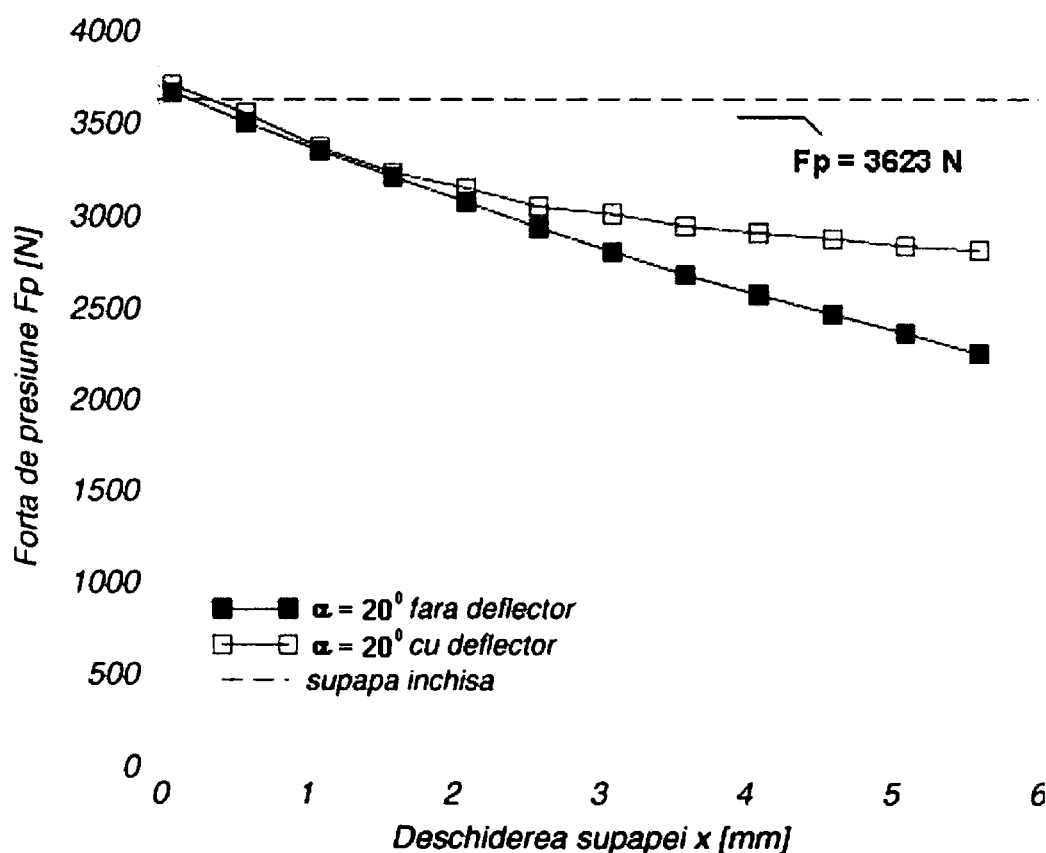


Fig. 6.68 Variația forței de presiune pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

În pasul următor vom realiza analiza comparativă pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector având valoarea semiunghiului la vârf, $\alpha=45^\circ$ (figura 6.69).

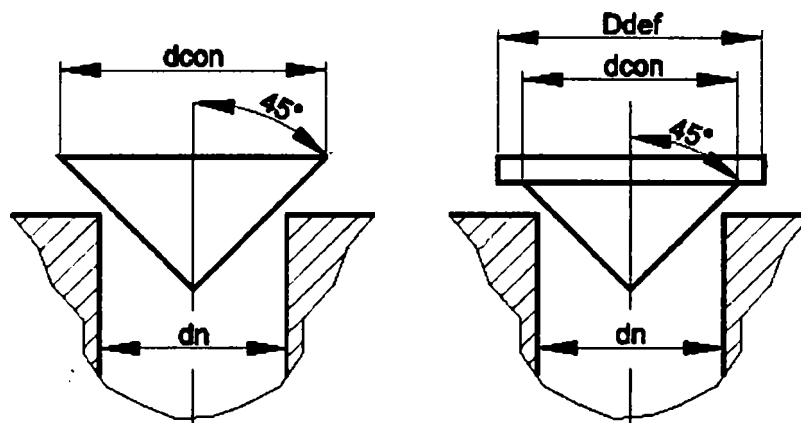


Fig. 6.69 Element de reglare conic cu/fără deflector, cu semiunghiul conului $\alpha=45^\circ$

Analiza câmpului liniilor de curent prezentate în figurile 6.70÷6.72 scoate în evidență următoarele aspecte ale curgerii prin cele două tipuri de supapă:

- ambele variante geometrice generează formarea a două vârtejuri semnificative în camera supapei. Se constată că, pentru varianta fără deflector evoluția vârtejurilor este mai rapidă decât pentru varianta cu deflector;
- se observă că, pentru varianta fără deflector are loc bascularea jetului de fluid de pe scaunul supapei pe partea superioară a camerei supapei, în timp ce în cazul variantei cu deflector evoluția jetului are loc numai de-a lungul scaunului supapei;
- pentru varianta fără deflector se constată formarea în canalul de evacuare a unui vârtej secundar având o extindere mult mai mare decât în cazul variantei cu deflector;

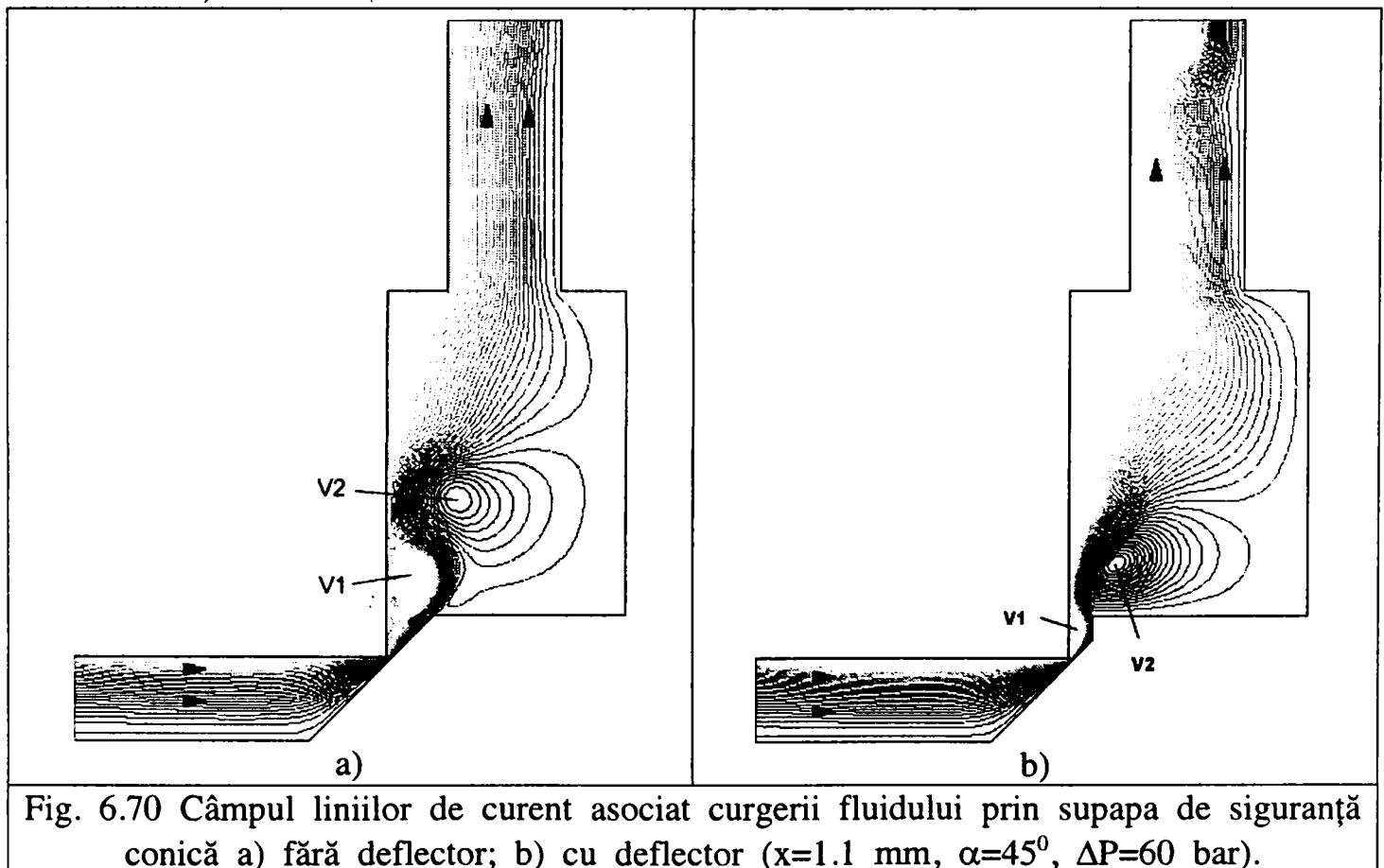


Fig. 6.70 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică a) fără deflector; b) cu deflector ($x=1.1$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

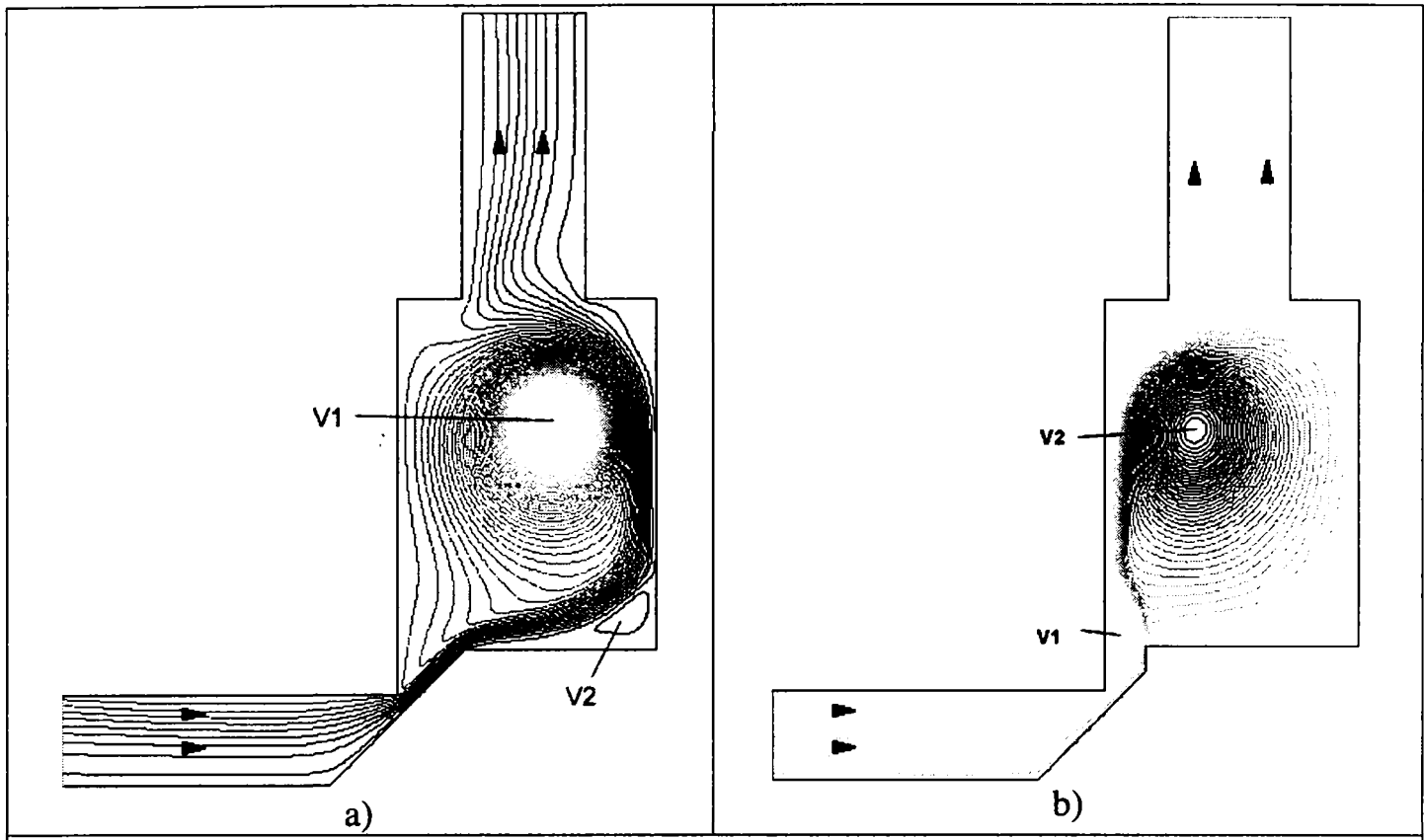


Fig. 6.71 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică a) fără deflector; b) cu deflector ($x=3.6 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

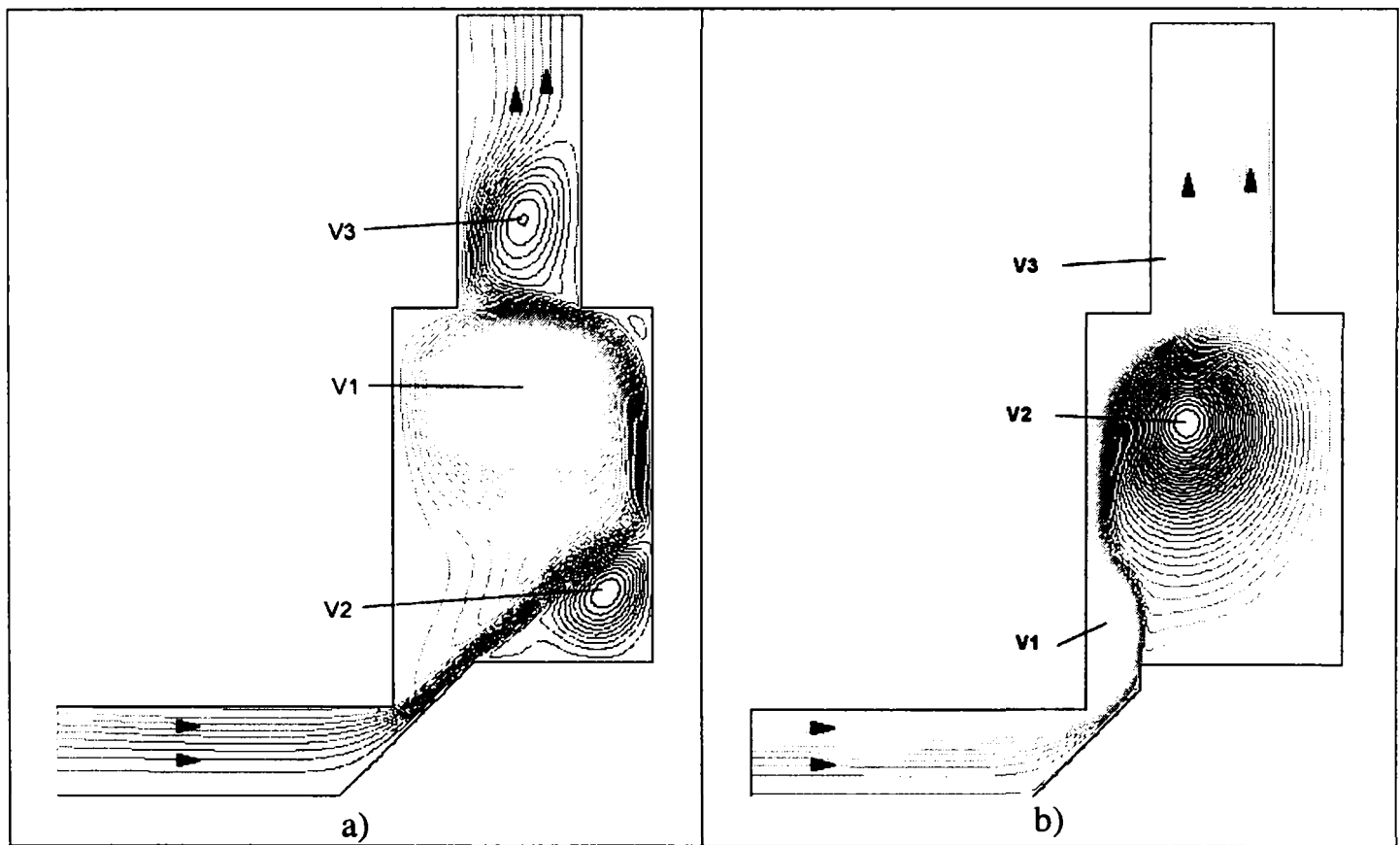


Fig. 6.72 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică a) fără deflector; b) cu deflector ($x=5.6 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

Analiza vârtejurilor formate

- analiza razei caracteristice a vârtejurilor formate scoate în evidență existența unei diferențe mari între modul de evoluție a curgerii fluidului prin cele două variante geometrice;
- astfel, în cazul vârtejului principal V1 deși la formare vârtejul are aproximativ aceeași valoare, odată cu creșterea deschiderii supapei se realizează o diferențiere majoră a modului de evoluție a acestei mărimi pentru cele două variante. Se observă că pentru varianta fără deflector, odată cu creșterea deschiderii are loc și creșterea razei caracteristice a vârtejului urmând ca pentru valori mari ale deschiderii să se stabilizeze în jurul valorii de $r_v=8.2$ mm. În schimb, pentru varianta cu deflector se constată existența unei raze caracteristice de valori reduse a cărei variație cu deschiderea supapei se realizează în intervalul $1 < r_v < 2$ mm (figura 6.73);

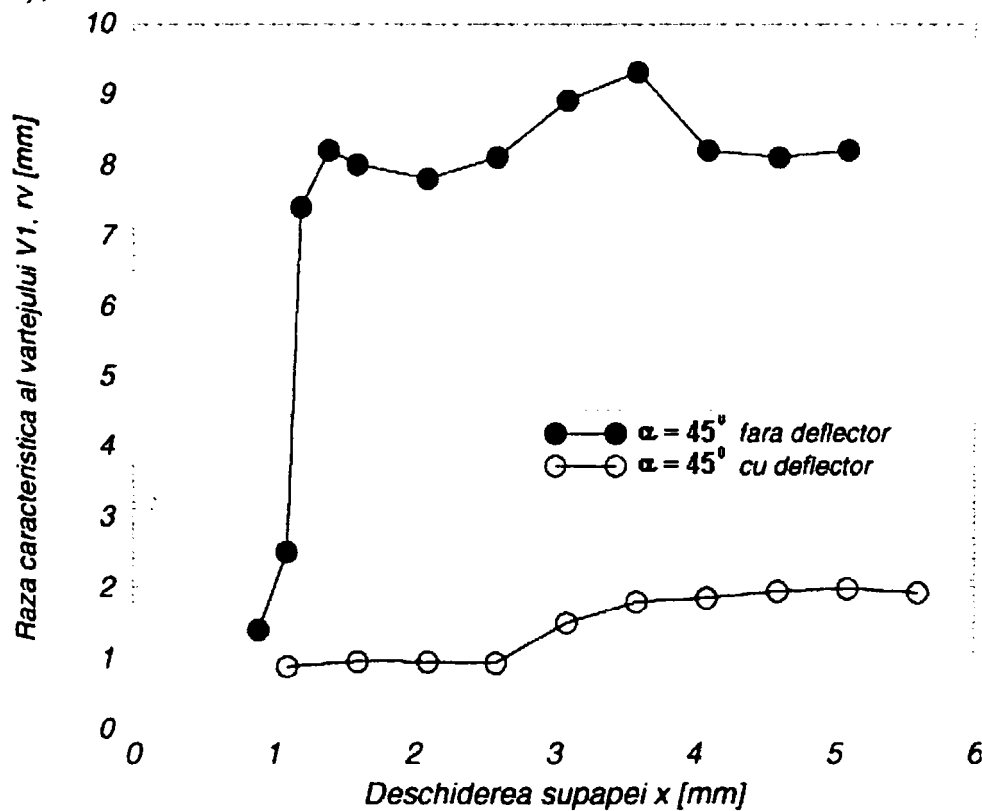


Fig. 6.73 Variația razei caracteristice a vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- în cazul vârtejului secundar V2 se constată că pentru varianta fără deflector, are loc o creștere semnificativă a razei caracteristice odată cu creșterea deschiderii, pe când pentru varianta cu deflector variația razei caracteristice are loc într-un interval mai mic dar aceasta, prezintă un caracter crescător odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 6.74);
- pentru vârtejul secundar V3 se constată că evoluția acestuia are loc pentru un interval mic de deschideri cuprinsă în intervalul $4.1 < x < 5.6$ mm, pentru ambele variante geometrice. După cum s-a văzut și din analiza câmpului liniilor de curent pentru varianta fără deflector raza caracteristică a vârtejului este aproximativ de două ori mai mare decât în cazul variantei cu deflector (figura 6.75).

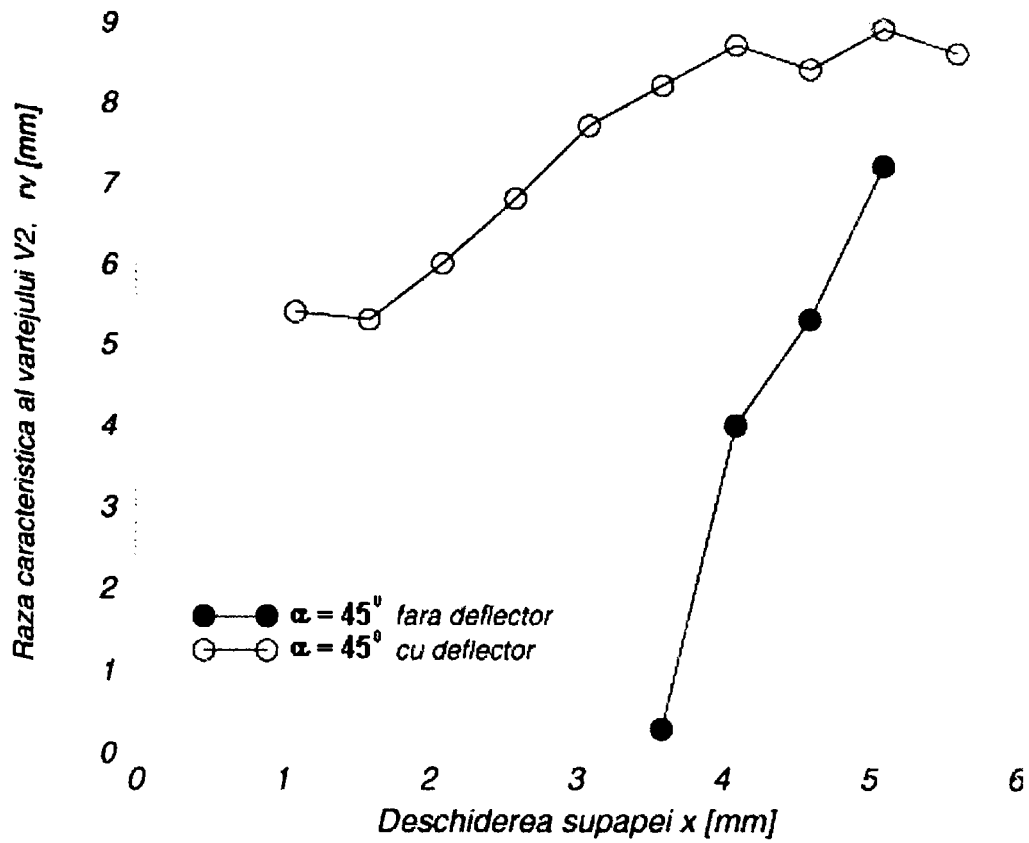


Fig. 6.74 Variația razei caracteristice a vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

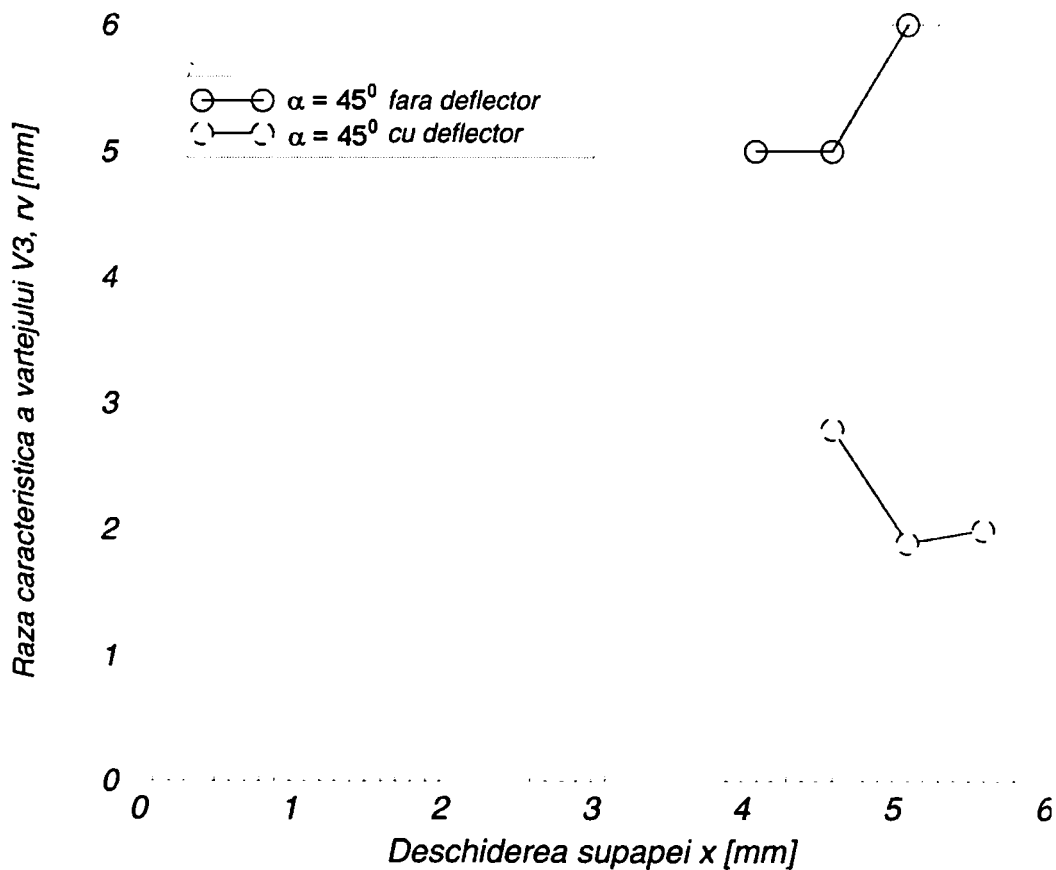


Fig. 6.75 Variația razei caracteristice a vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=20^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- după cum am arătat în general, un vârtej care prezintă o rază caracteristică de valoare mică, prezintă în timpul evoluției sale o intensitate mare. Această constatare este confirmată și de evoluția intensității vârtejului principal V1. Analizând figura 6.76 se constată diferența mare între valorile intensității vârtejului principal V1, obținute pentru varianta cu deflector și cea fără deflector;
- aceeași diferență semnificativă, se constată între valorile intensității vârtejului secundar V2, pentru variantele cu și fără deflector (figura 6.77);
- în cazul vârtejului secundar V3 se constată că, în cazul variantei cu deflector avem o variație aproximativ constantă a intensității vârtejului în jurul valorii de $\Omega=500 \text{ s}^{-1}$. Pentru varianta fără deflector, se constată o creștere a intensității vârtejului odată cu creșterea deschiderii supapei, obținându-se pentru deschiderea maximă de lucru a supapei o valoare a intensității vârtejului aproximativ de trei ori mai mare decât în cazul variantei cu deflector (figura 6.78).

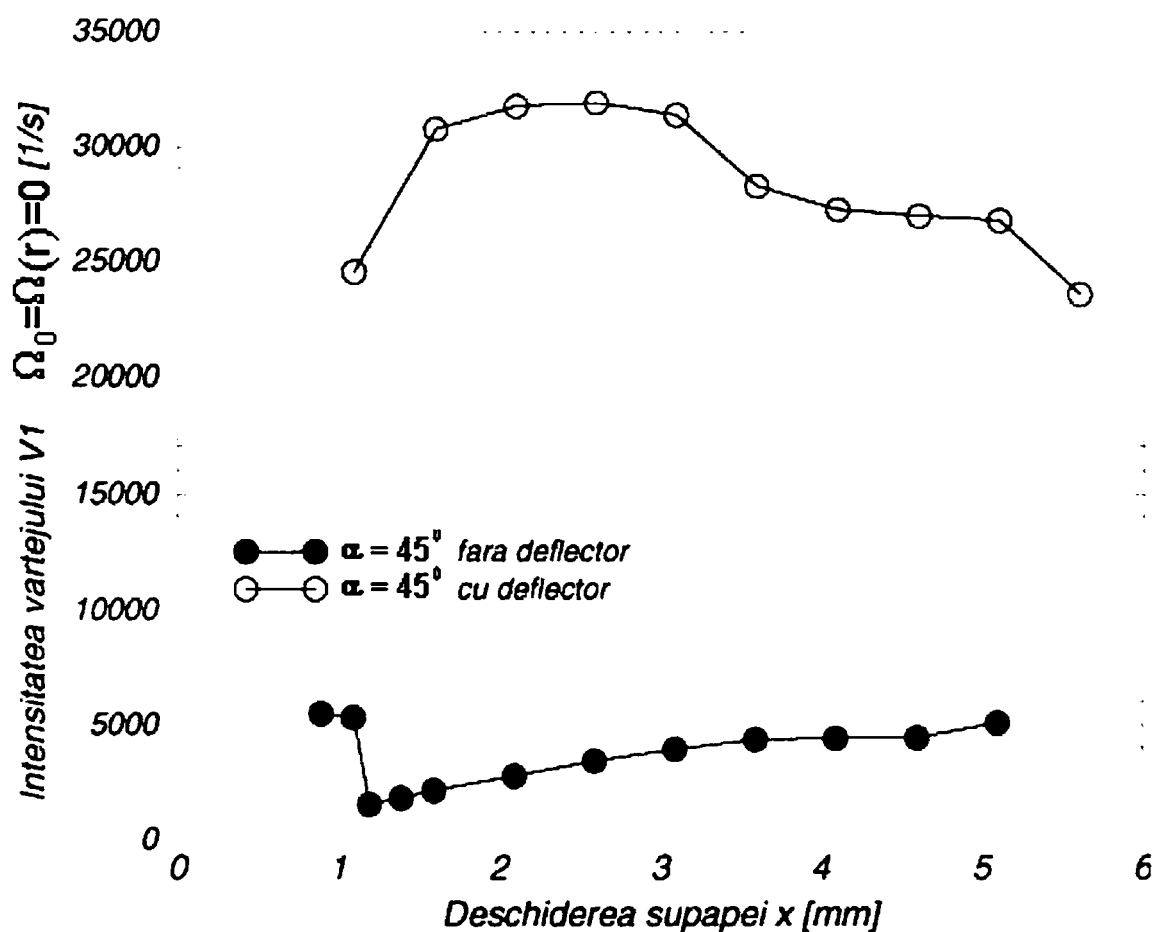


Fig. 6.76 Variația intensității vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($d_n=28 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

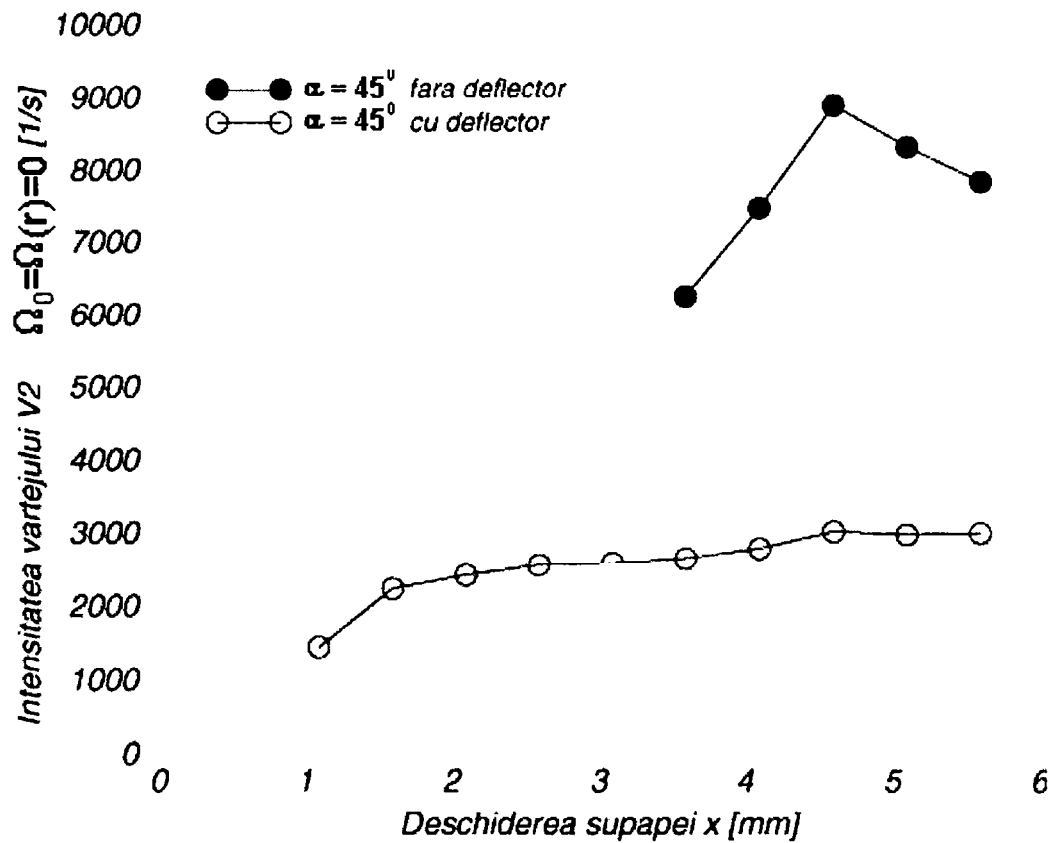


Fig. 6.77 Variația intensității vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

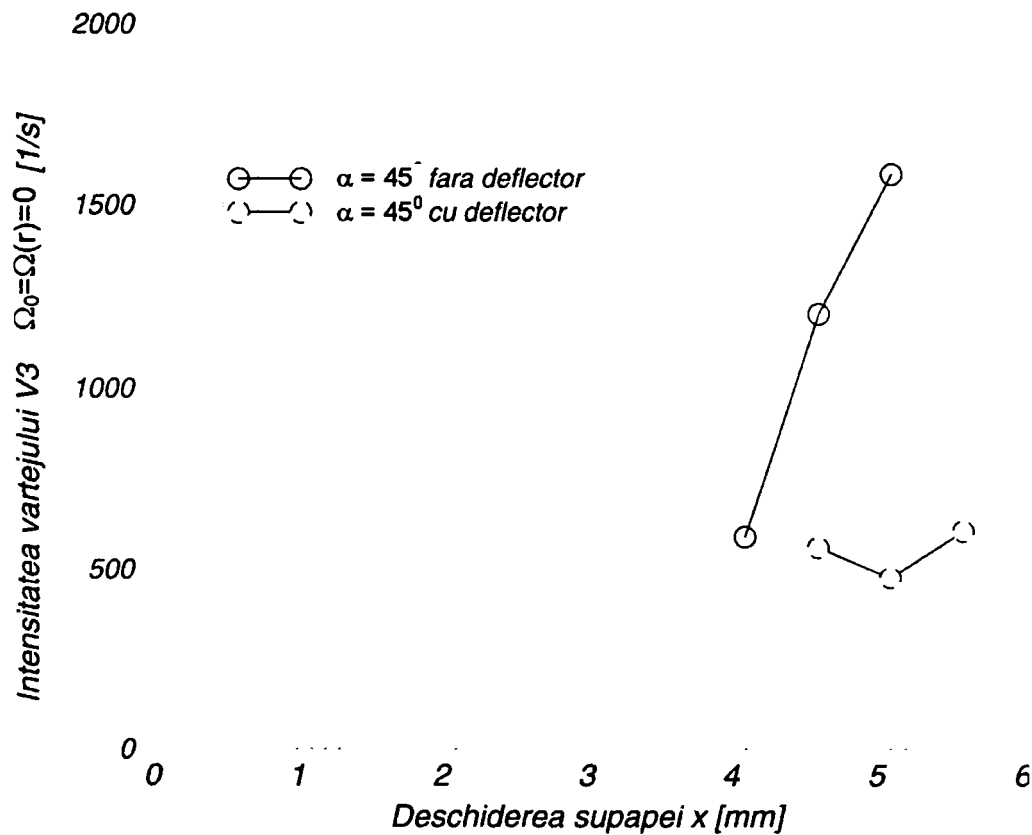


Fig. 6.78 Variația intensității vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- analiza presiunii din centrul vârtejului principal V1, arată că în cazul ambelor variante geometrice, presiunea scade odată cu creșterea deschiderii supapei;
- se constată că, valorile cele mai scăzute ale presiunii în centrul vârtejului principal V1, se obțin pentru cazul variantei cu deflector (figura 6.79). Obținerea acestor valori scăzute indică probabilitatea mare ca în centrul vârtejului principal V1 să apară fenomenul de cavitație;

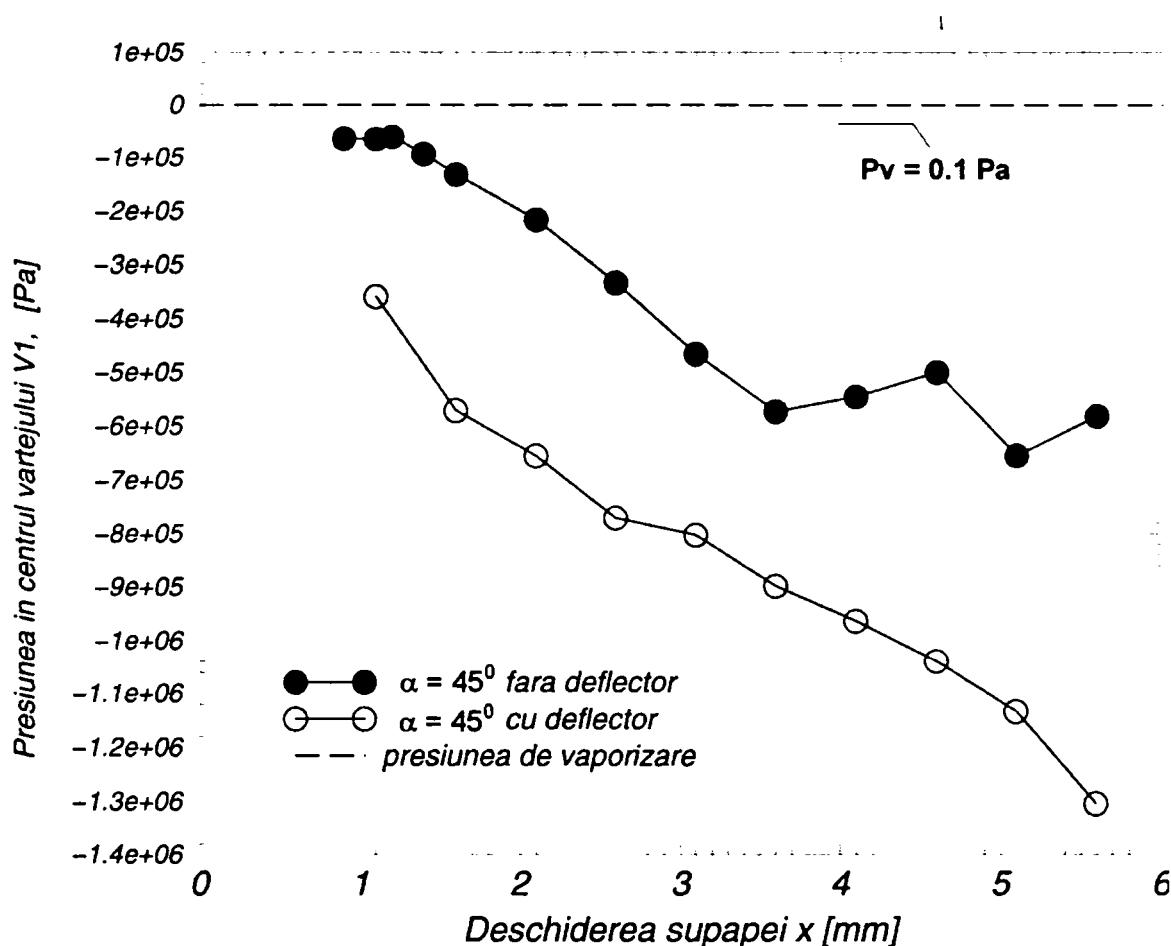


Fig. 6.79 Variația presiunii în centrul vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- în cazul vârtejului secundar V2 se poate observa că, pentru varianta fără deflector variația presiunii din centrul vârtejului are loc într-un mod mai brusc decât în cazul variantei cu deflector, obținându-se în acest caz valorile cele mai scăzute ale presiunii (figura 6.80). Obținerea unor presiuni scăzute, în centrul vârtejului V2 sugerează că în această zonă șansele formării fenomenului de cavitație în vârtej sunt mari;
- analiza variației presiunii în centrul vârtejului V3 scoate în evidență că, în această zonă a supapei întodeauna există o suprapresiune. Se poate observa că în cazul variantei cu deflector, presiunea se menține constantă în jurul valorii presiunii de ieșire (de referință), în timp ce pentru varianta fără deflector asistăm la o ușoară scădere a presiunii până la valoarea de 0.45 bar (figura 6.81).

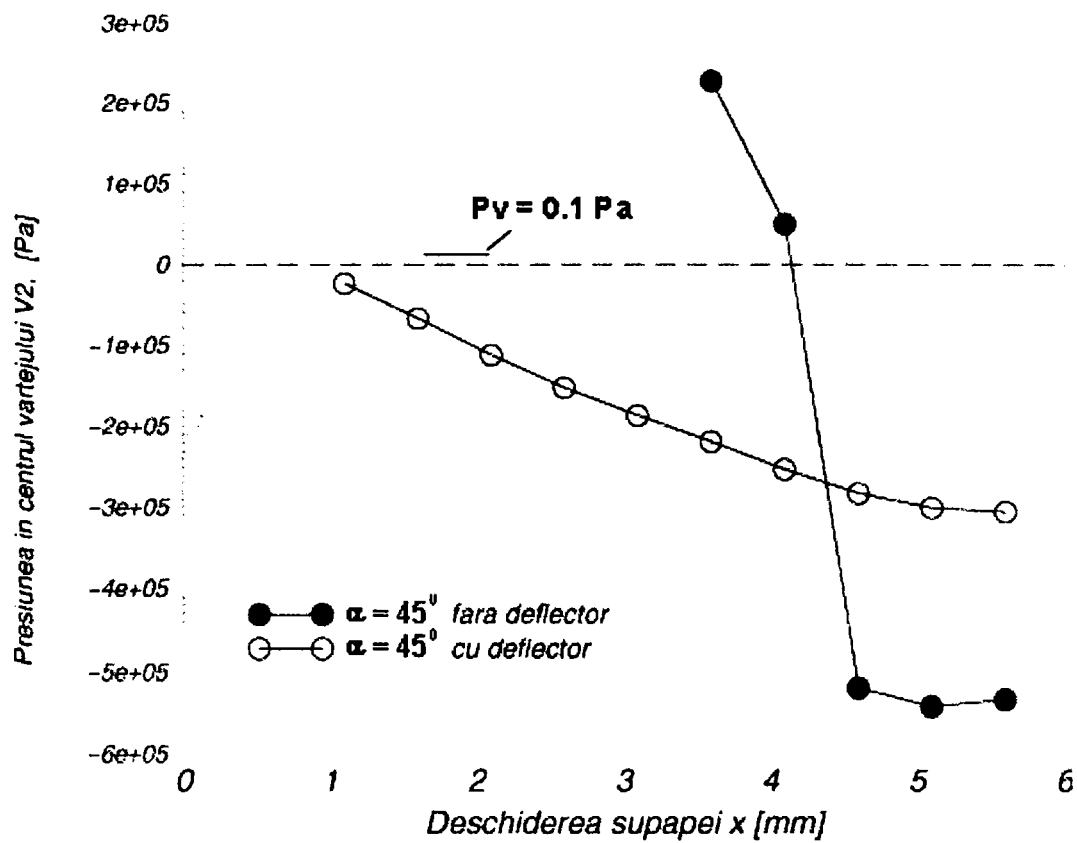


Fig. 6.80 Variația presiunii în centrul vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($dn=28 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

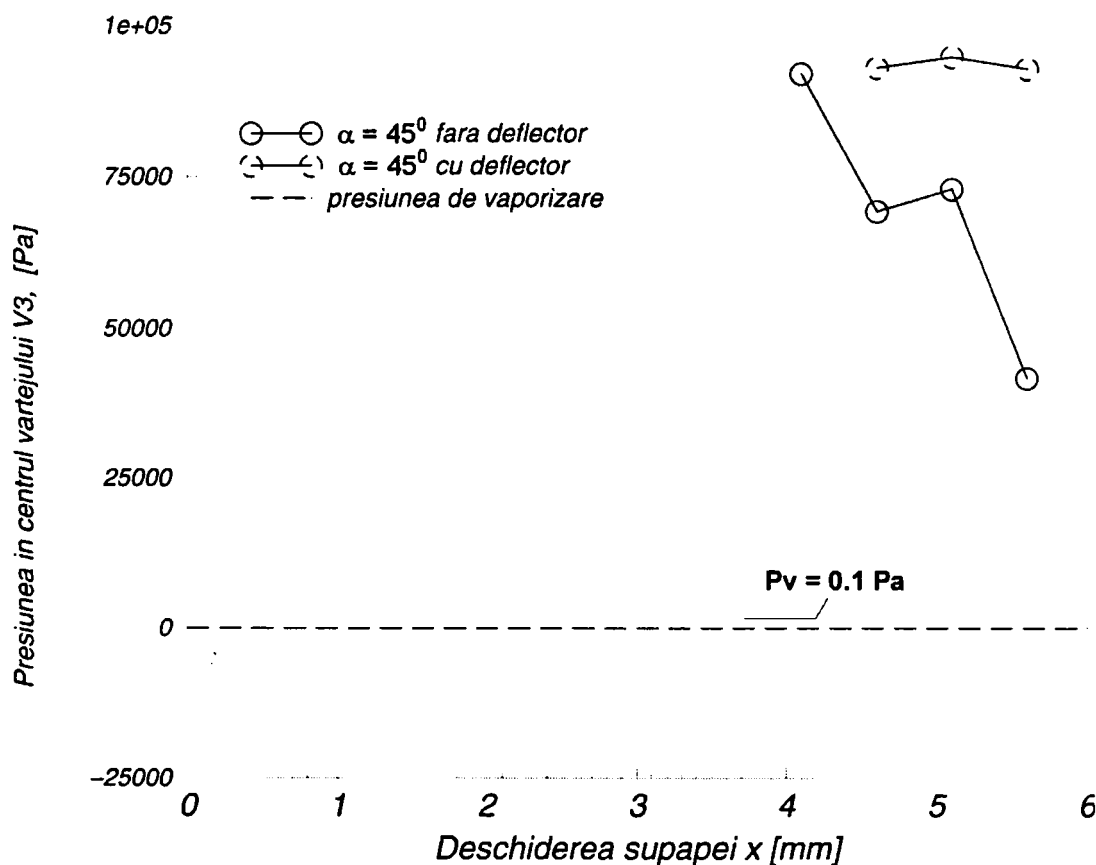


Fig. 6.81 Variația presiunii în centrul vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($dn=28 \text{ mm}$, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

Analiza parametrilor caracteristici ale curgerii

- variația coeficientului de debit cu deschiderea supapei, pentru varianta cu și fără deflector prezintă valori foarte apropiate. Se constată că în cazul variantei cu deflector coeficientul de debit tinde către valoarea de $C_d=0.69$, în timp ce în cazul variantei fără deflector această mărime tinde către valoarea $C_d=0.67$ (figura 6.82).

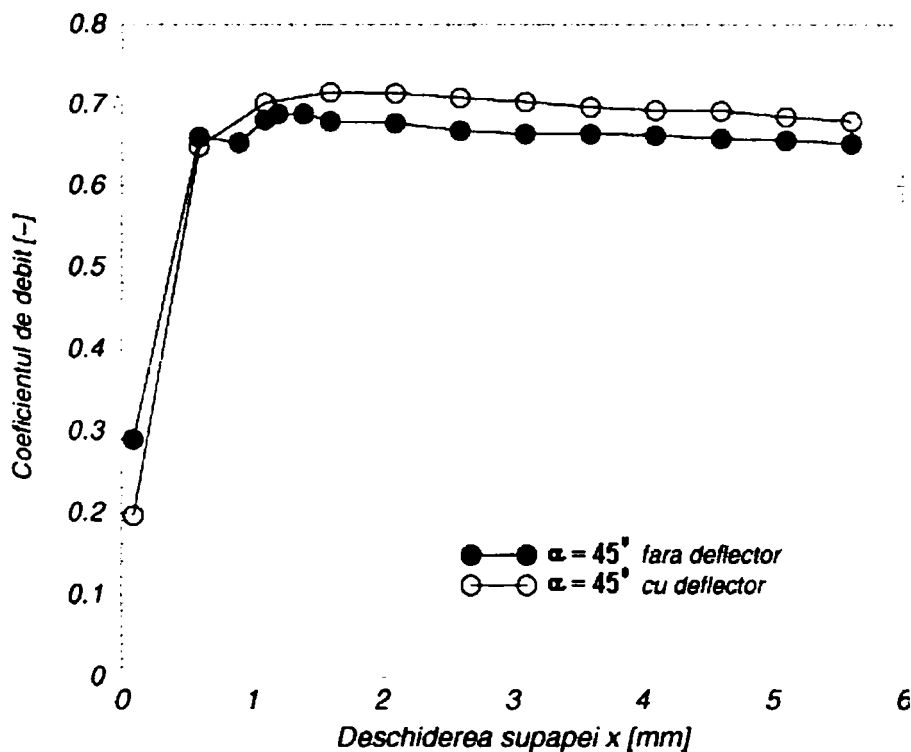


Fig. 6.82 Variația coeficientului de debit cu deschiderea supapei, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

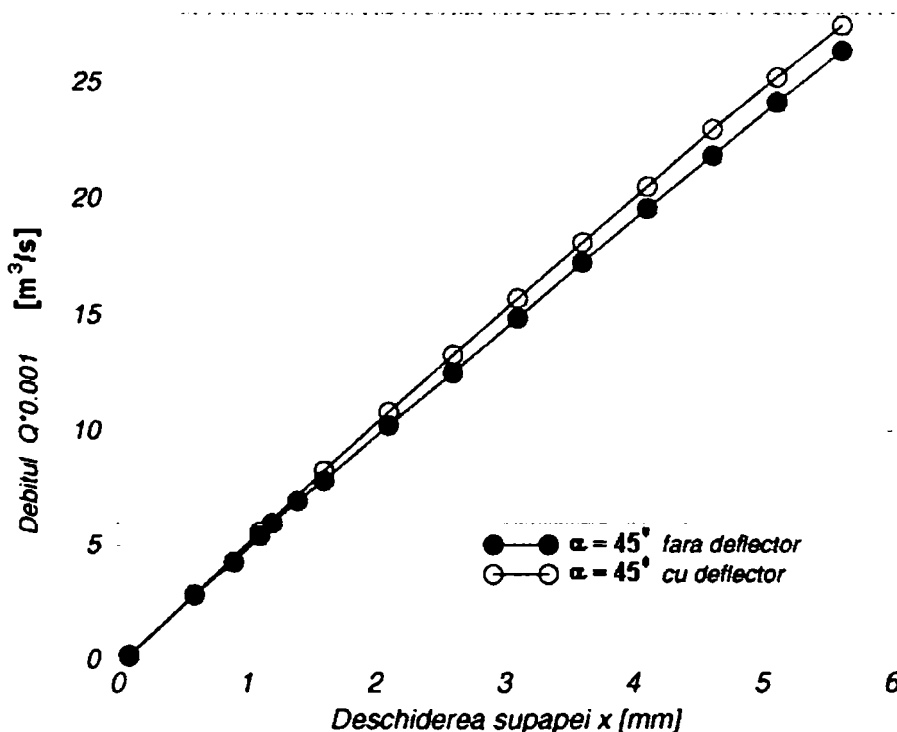


Fig. 6.83 Variația debitului de fluid vehiculat pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- se constată că, debitul de fluid vehiculat prin supapă în cazul ambelor variante geometrice prezintă valori aproape identice (figura 6.83);
- reprezentarea caracteristicii intrinseci a supapei, arată că, în cazul ambelor variante geometrice avem o caracteristică intrinsecă de tip liniară (figura 6.84);

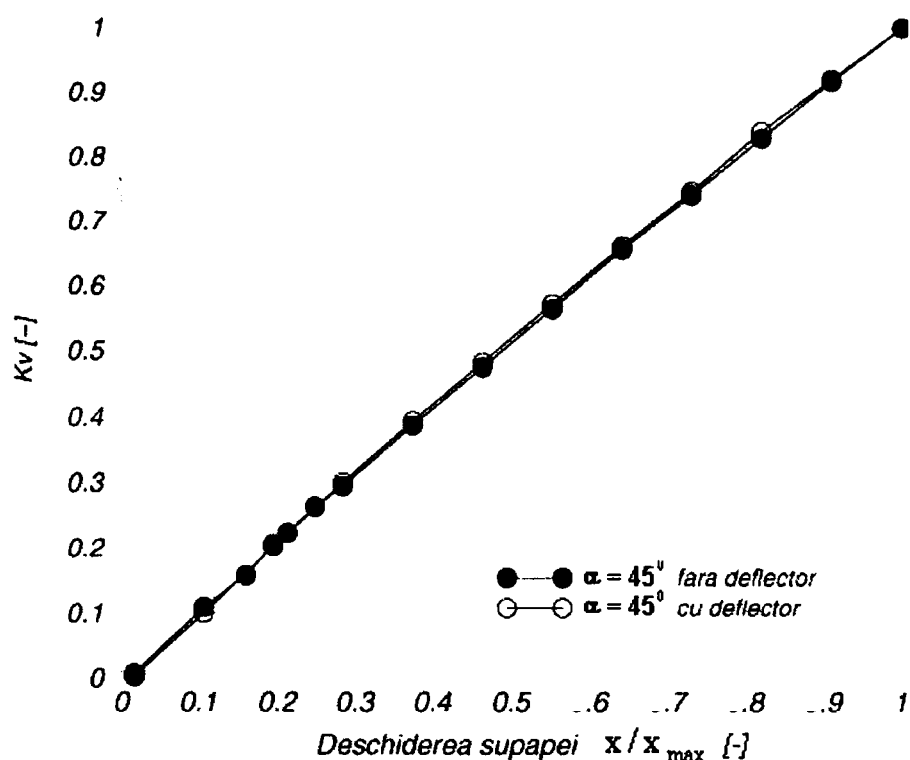


Fig. 6.84 Caracteristica intrinsecă pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

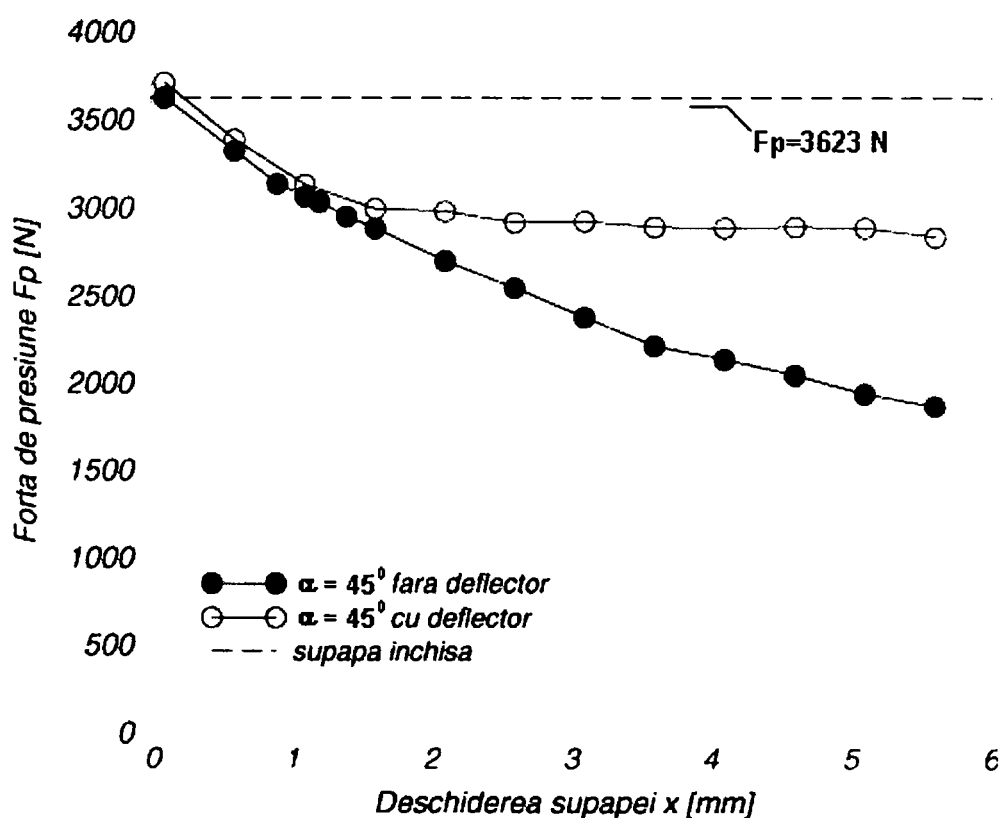


Fig. 6.85 Variația forței de presiune pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- avantajul folosirii variantei cu deflector se poate urmări reprezentând variația forței de presiune funcție de deschiderea supapei. Astfel, se constată că, începând cu deschiderea de $x=1.6$ mm, valoarea forței de presiune pentru varianta cu deflector rămâne constantă, aproximativ în jurul valorii de $F_p=3000$ N, în timp ce pentru varianta fără deflector la deschiderea maximă de lucru a supapei se obține pentru forța de presiune valoarea de $F_p=2000$ N (figura 6.85).
- se constată că, pentru deschiderile mari de lucru prezența deflectorului reduce cu aproximativ jumătate valoarea forței hidrodinamice în regim staționar.

În fine vom analiza comportarea în timpul funcționării, a supapei de siguranță conice cu și fără deflector având semiunghiul la vârf a conului de $\alpha=60^\circ$ (figura 6.86)

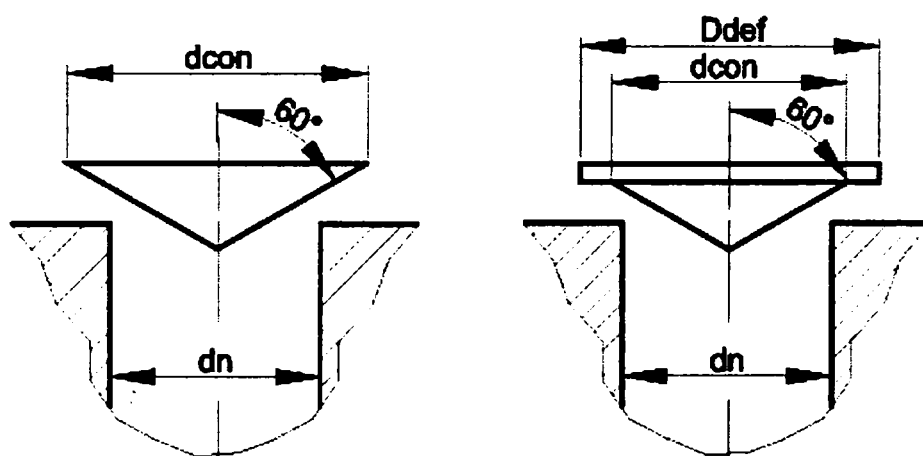


Fig. 6.86 Element de reglare conic cu/fără deflector, cu semiunghiul conului $\alpha=60^\circ$

Analiza câmpului hidrodinamic corespunzător curgerii prin supapă

- pentru ambele variante geometrice în interiorul camerei supapei are loc formarea a două vârtejuri semnificative. De asemenea se constată că, pentru ambele variante în canalul de evacuare a supapei are loc formarea unui vârtej secundar;
- se observă că, pentru varianta fără deflector are loc producerea fenomenului de basculare a jetului de fluid, în timp ce pentru varianta cu deflector jetul de fluid este obligat să evolueze de-a lungul scaunului supapei (figura 8.88 și 6.89). Se constată că, prezența deflectorului determină o evoluție mai lină a jetului de fluid, lipsită prezența zonelor de accelerare și decelerare a particulelor de fluid;
- este de remarcat diferența mare dintre zona de extindere a vârtejurii principal V1 în cazul variantei fără deflector față de varianta cu deflector (figurile 6.88 și 6.89), în timp ce pentru vârtejurile secundare V2 și V3 se constată o extindere aproximativ egală în cazul ambelor variante;
- este de remarcat faptul că, bascularea vânei de fluid în interiorul camerei supapei determină producerea basculării vânei de fluid de pe un perete pe altul și în canalul de evacuare a supapei (figura 6.88, 6.89).

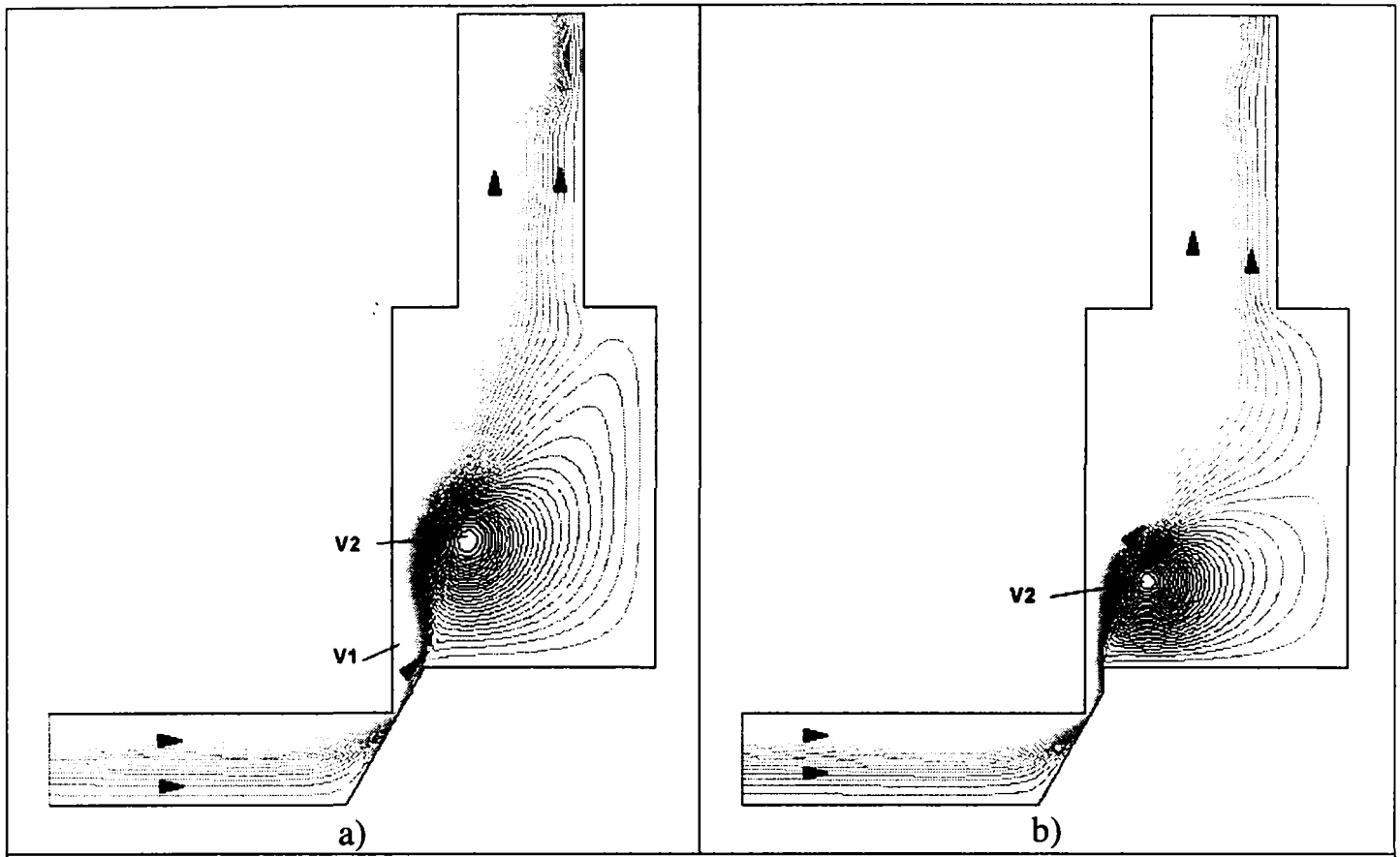


Fig. 6.87 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică a) fără deflector; b) cu deflector ($x=1.1 \text{ mm}$, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

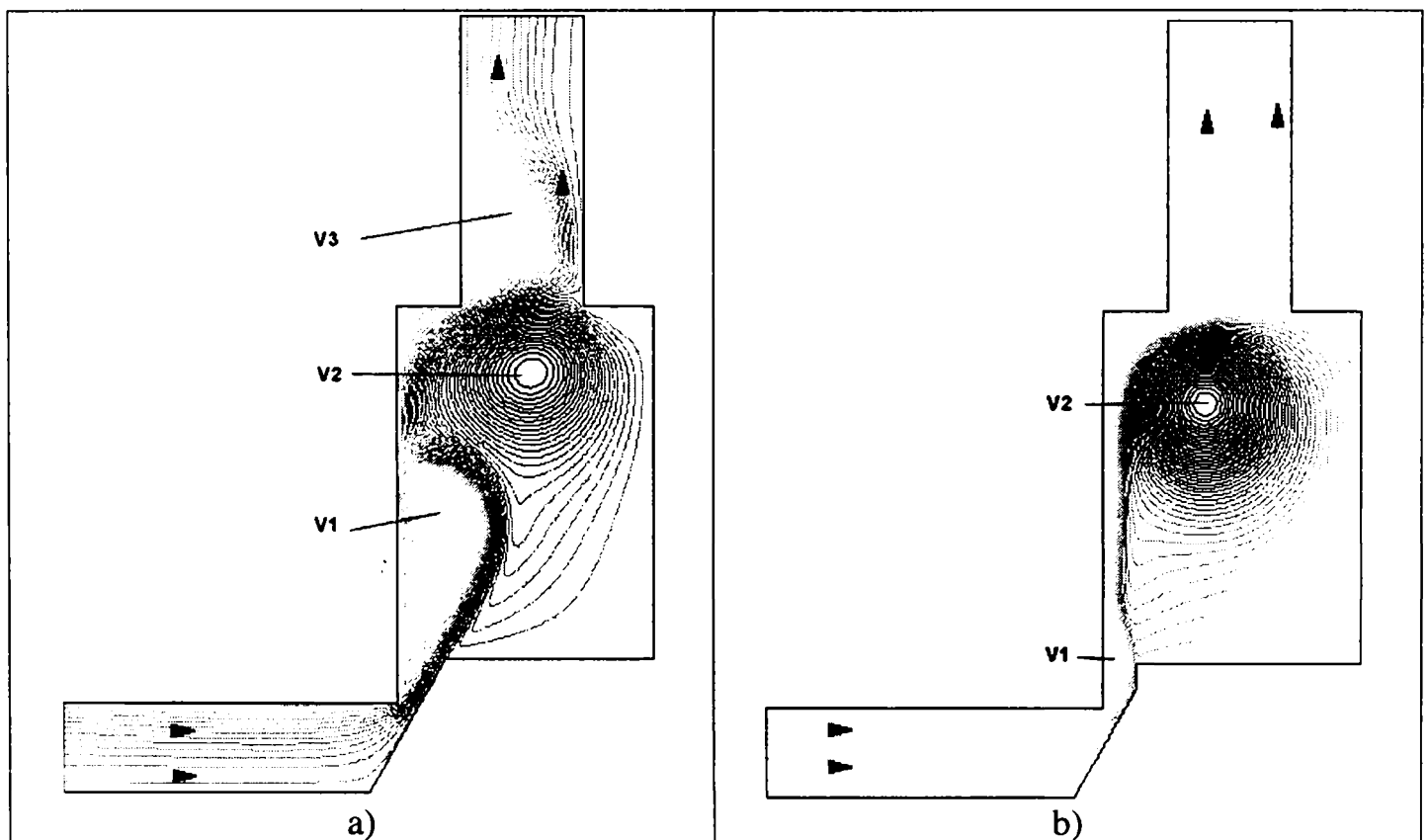
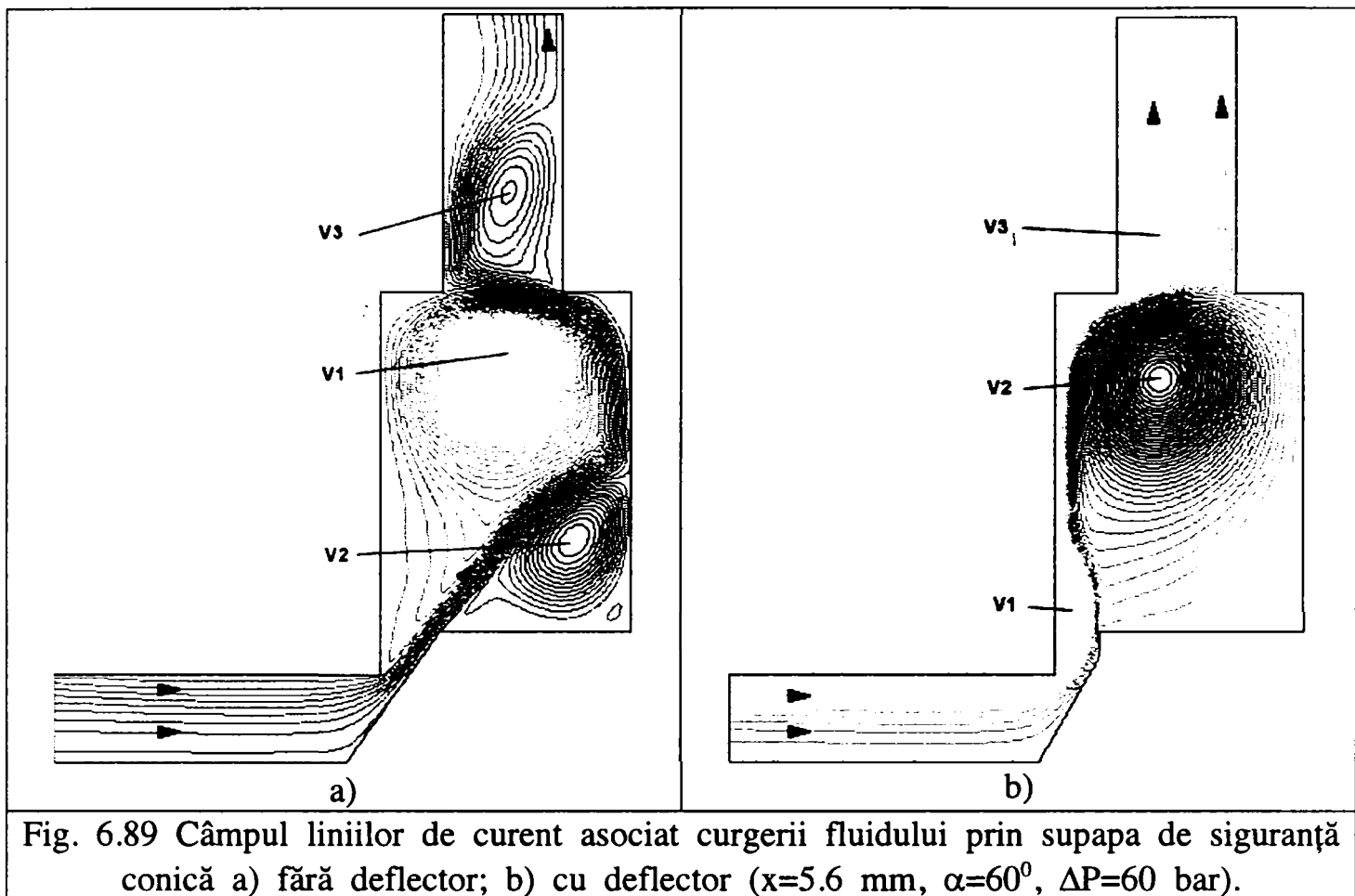


Fig. 6.88 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță conică a) fără deflector; b) cu deflector ($x=3.6 \text{ mm}$, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).



Analiza vârtejurilor formate

- prezența deflectorului determină o evoluție a razei caracteristice a vârtejului principal V1, aproape constantă în jurul valorii de $r_v=1$ mm. În schimb, pentru varianta fără deflector se constată o creștere semnificativă a valorii razei caracteristice odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 6.90).
- evoluția razei caracteristice corespunzătoare vârtejului secundar V2 prezintă o evoluție aproape identică pentru ambele variante geometrice până în momentul producerii basculării vânei de fluid, după care, mărimea razei caracteristice scade cu creșterea deschiderii pentru varianta fără deflector, în timp ce pentru varianta cu deflector raza caracteristică crește odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 6.91);
- reprezentarea variației razei caracteristice a vârtejului secundar V3 arată că, pentru varianta fără deflector această mărime se menține aproximativ constantă în jurul valorii de $r_v=6.4$ mm în timp ce, pentru varianta cu deflector se constată o ușoară creștere a valorii razei caracteristice odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 6.92).

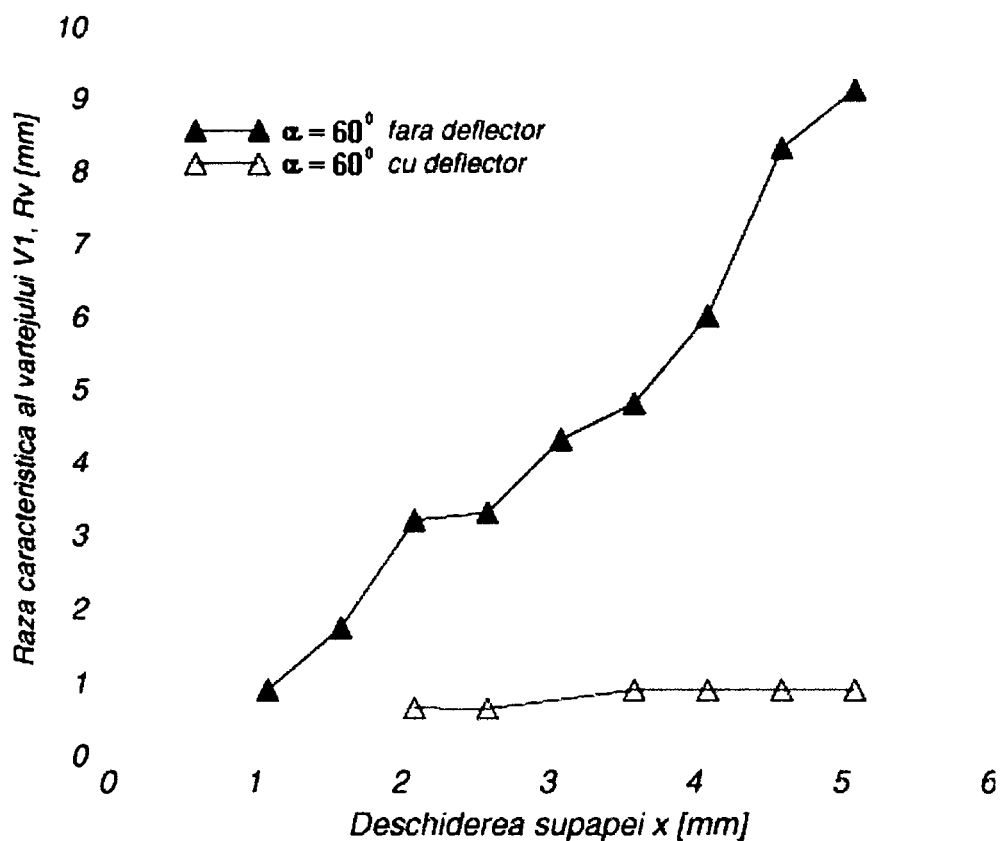


Fig. 6.90 Variația razei caracteristice a vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

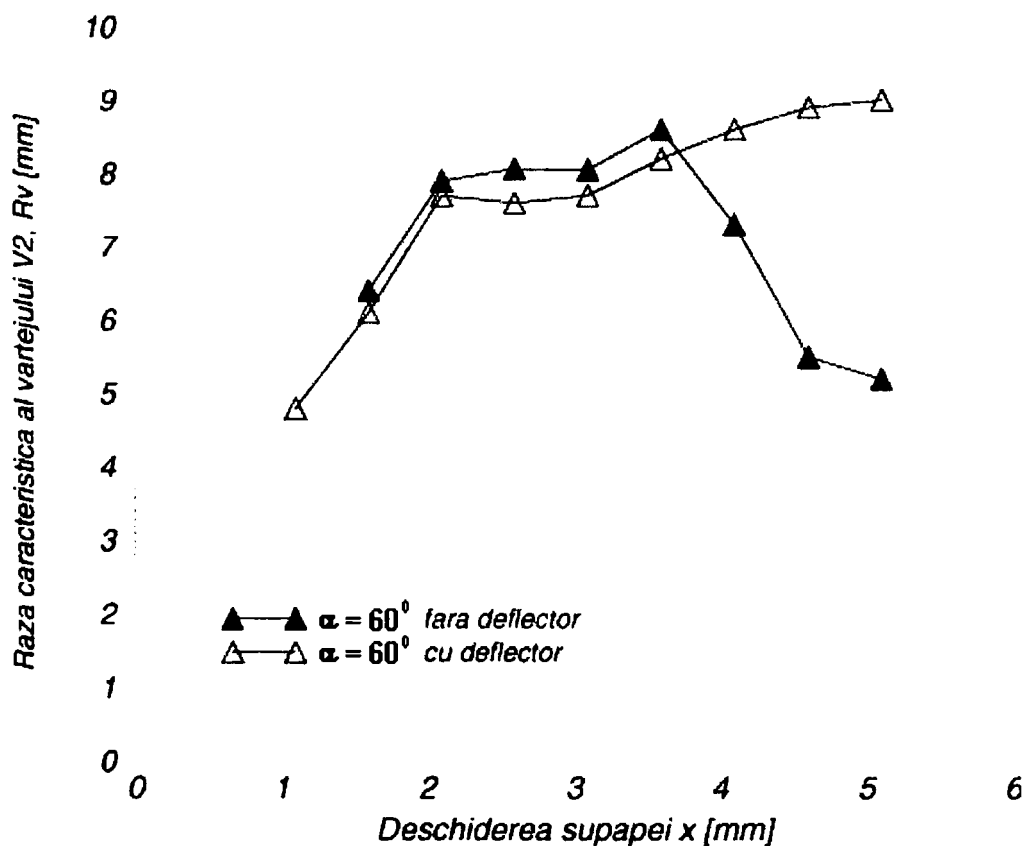


Fig. 6.91 Variația razei caracteristice a vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

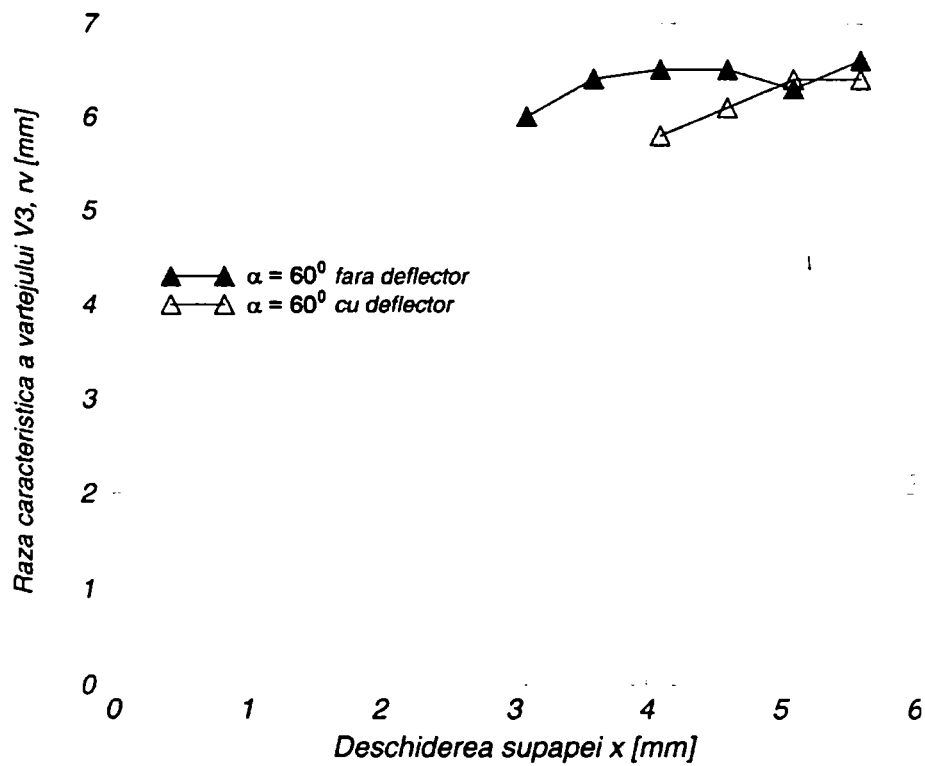


Fig. 6.92 Variația razei caracteristice a vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

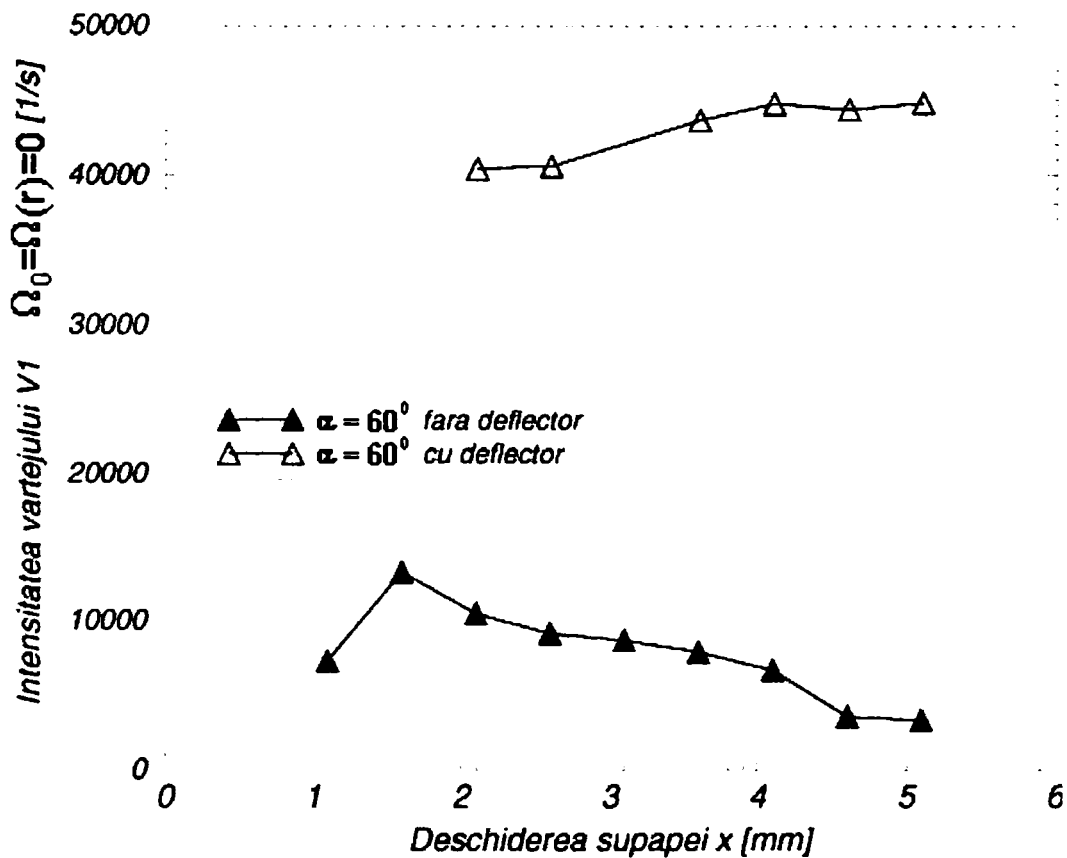


Fig. 6.93 Variația intensității vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- figura 6.93 scoate în evidență faptul că, evoluția vârtejului principal V1 are loc cu o intensitate mult mai mare în cazul variantei cu deflector, decât în cazul variantei fără deflector;

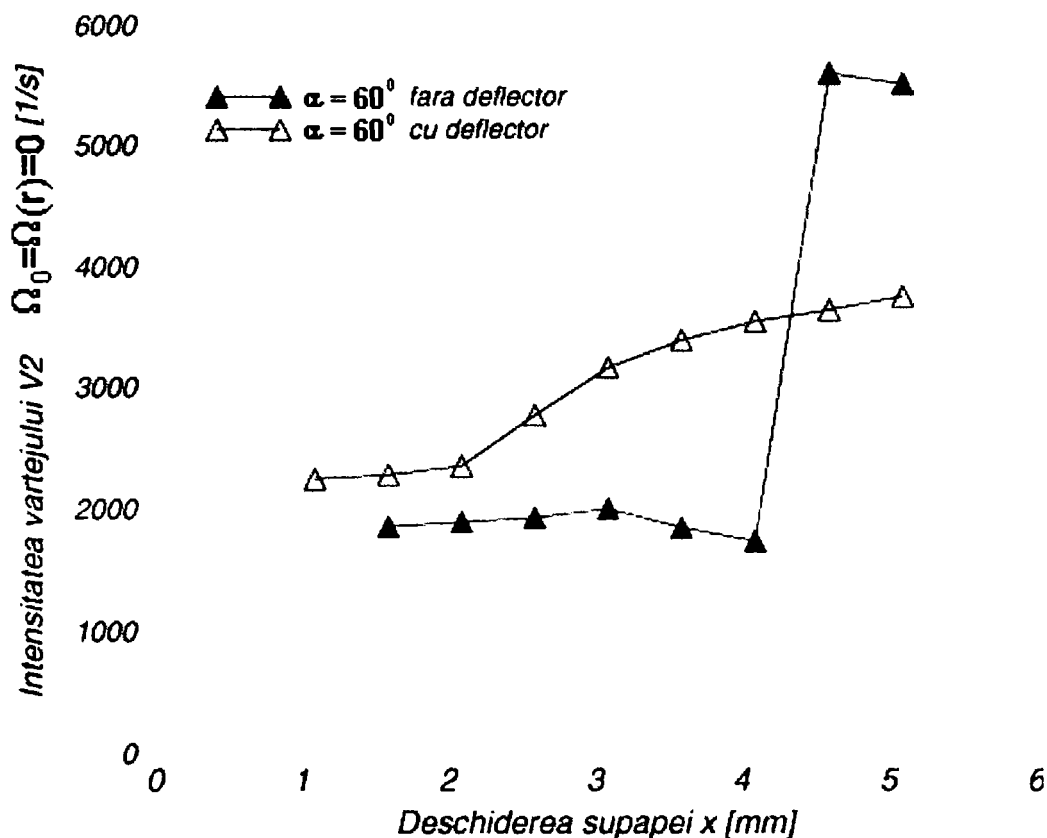


Fig. 6.94 Variația intensității vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($d_n=28$ mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- fenomenul de basculare a vânei de fluid este resimțită și în evoluția intensității vârtejului secundar V2. Astfel, pentru varianta fără deflector se constată o menținere aproximativ constantă a intensității cu creșterea deschiderii până la apariția basculării vanei de fluid, după care, se înregistrează o creștere a intensității vârtejului de aproximativ trei ori față de valoarea precedentă, odată cu creșterea deschiderii de lucru a supapei (figura 6.94);
- pentru varianta cu deflector se constată o creștere a intensității vârtejului odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 6.94).
- urmărind evoluția presiunii din centrul vârtejului principal V1 se constată că, pentru întregul interval de deschideri în care evoluează vârtejul principal V1, în centrul acestuia, valoarea presiunii este foarte scăzută pentru ambele variante geometrice. Se poate observa că, pentru varianta fără deflector în evoluția presiunii din centrul vârtejului, este puternic resimțită producerea fenomenului de basculare a vanei principale de fluid (figura 6.95);
- de asemenea și în cazul vârtejului secundar V2 producerea basculării jetului de fluid, pentru varianta fără deflector, este resimțită în evoluția presiunii din centrul acestui vârtej. Pentru ambele variante geometrice se constată că, valoarea presiunii din centrul vârtejului scade odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 6.96);
- tendința de scădere a valorii presiunii odată cu creșterea deschiderii supapei se regăsește și în cazul vârtejului secundar V3, însă pentru acest vârtej presiunea evoluează la valori pozitive (figura 6.97).

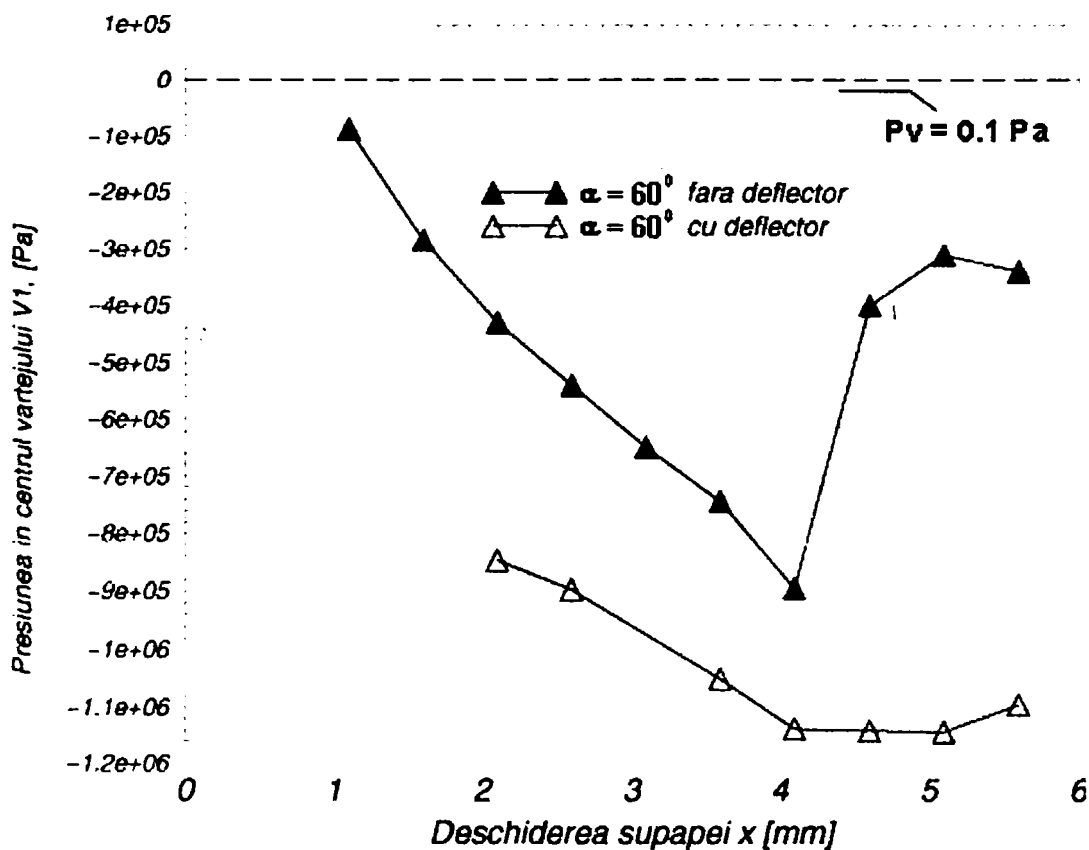


Fig. 6.95 Variația presiunii în centrul vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

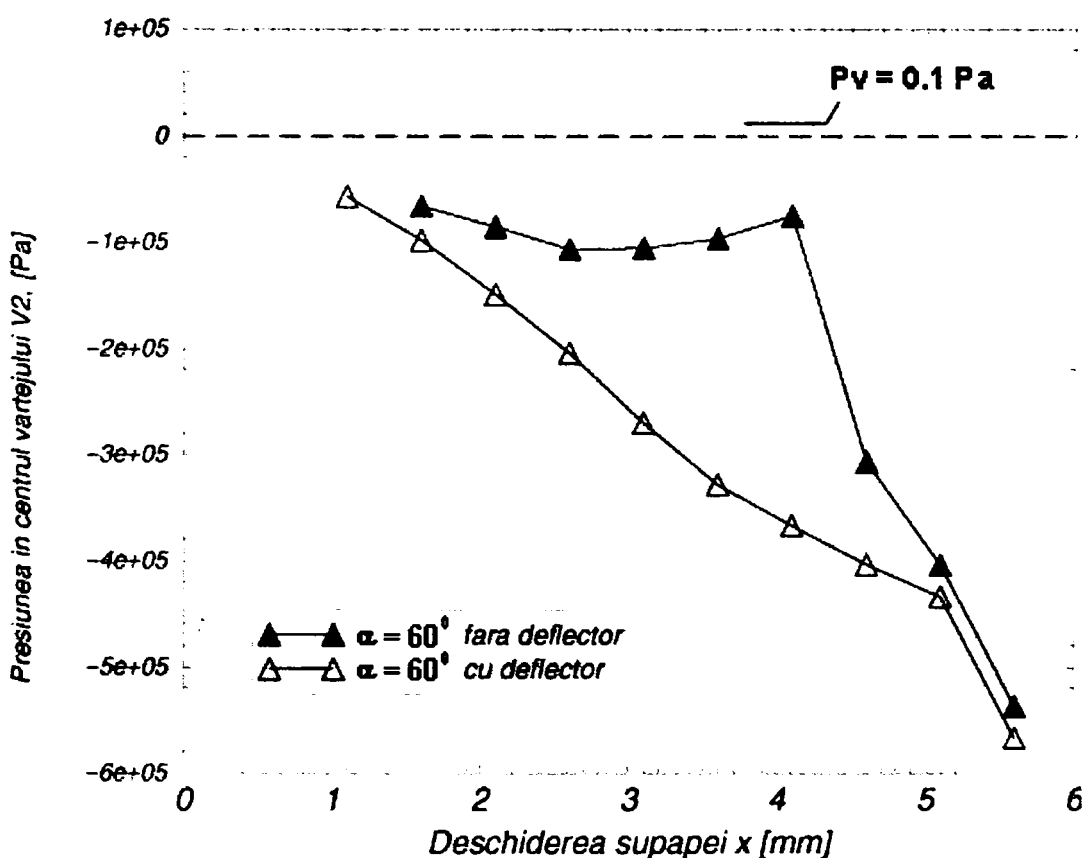


Fig. 6.96 Variația presiunii în centrul vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

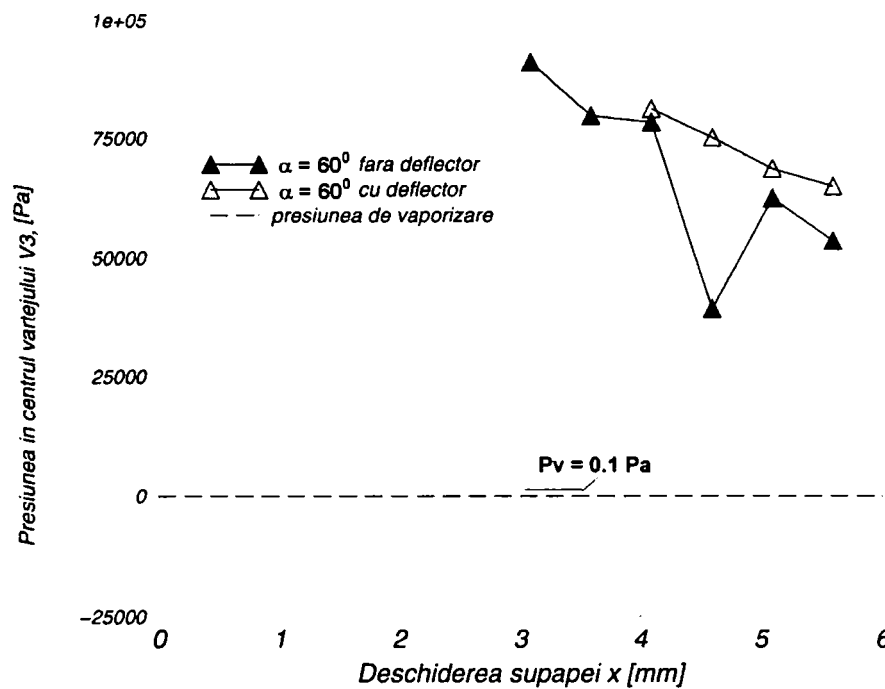


Fig. 6.97 Variația presiunii în centrul vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Parametrii caracteristici ale curgerii fluidului prin supapă

Reprezentarea parametrilor caracteristici ale curgerii fluidului arată că, valorile obținute în cazul celor două variante sunt apropiate.

De remarcant este faptul că, producerea fenomenului de basculare a jetului de fluid în cazul variantei fără deflector, este resimțită în evoluția tuturor mărimilor caracteristice ce descriu curgerea.

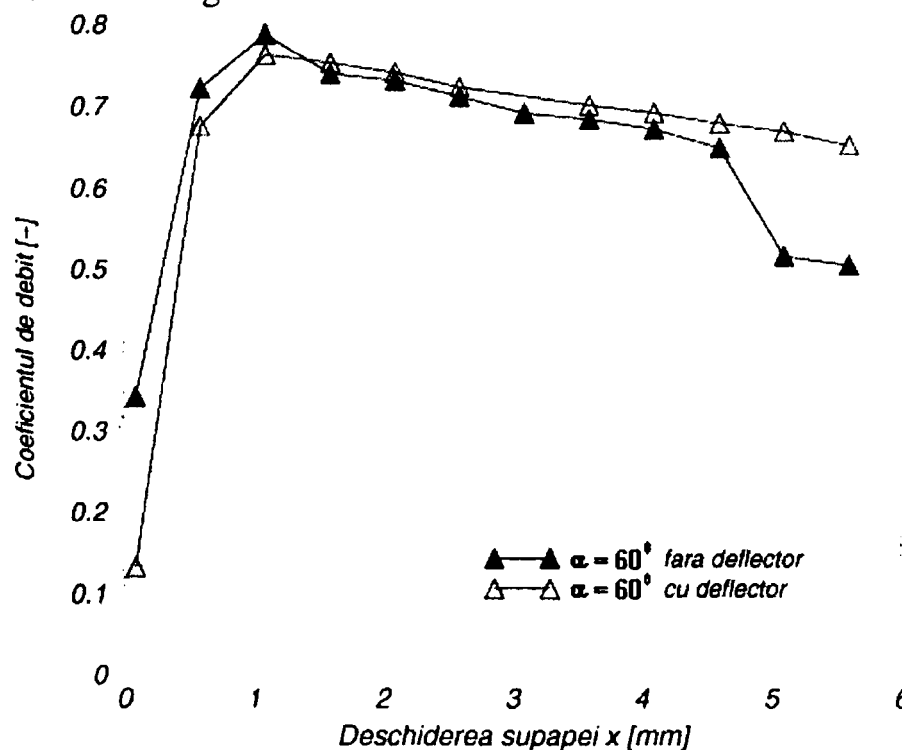


Fig. 6.98 Variația coeficientului de debit cu deschiderea supapei pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector (dn=28 mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

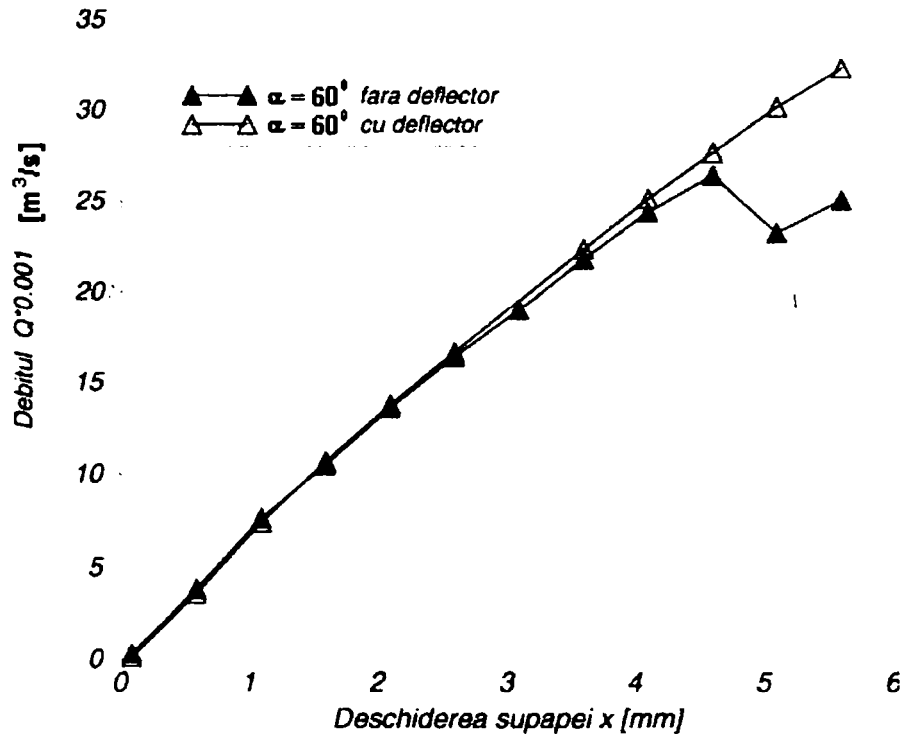


Fig. 6.99 Variația debitului de fluid vehiculat pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($dn=28$ mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

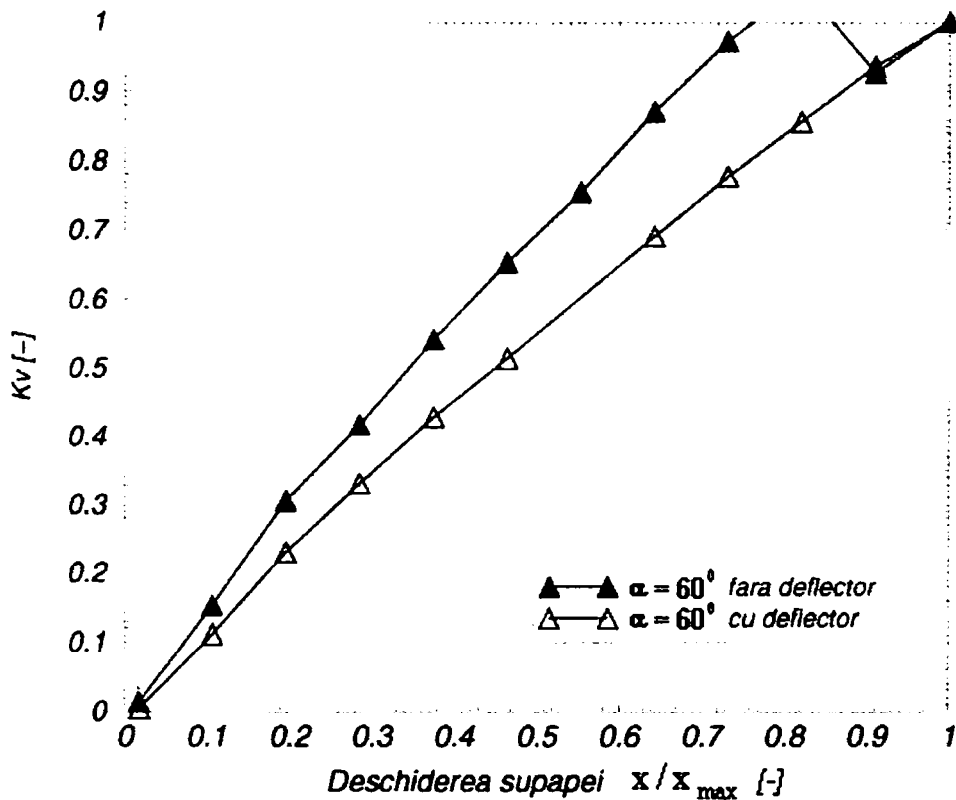


Fig. 6.100 Caracteristica intrinsecă pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($dn=28$ mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Evoluția coeficientului de debit în funcție de deschiderea supapei arată că, această mărime tinde pentru ambele variante către valoarea de $Cd=0.67$ (figura 6.98).

Reprezentarea caracteristicii intrinseci arată că, deși pentru varianta fără deflector valorile obținute sunt puțin diferite de cele obținute în cazul variantei cu deflector, se poate afirma că în ambele cazuri, caracteristica intrinsecă a supapei este de tip liniară (figura 6.100).

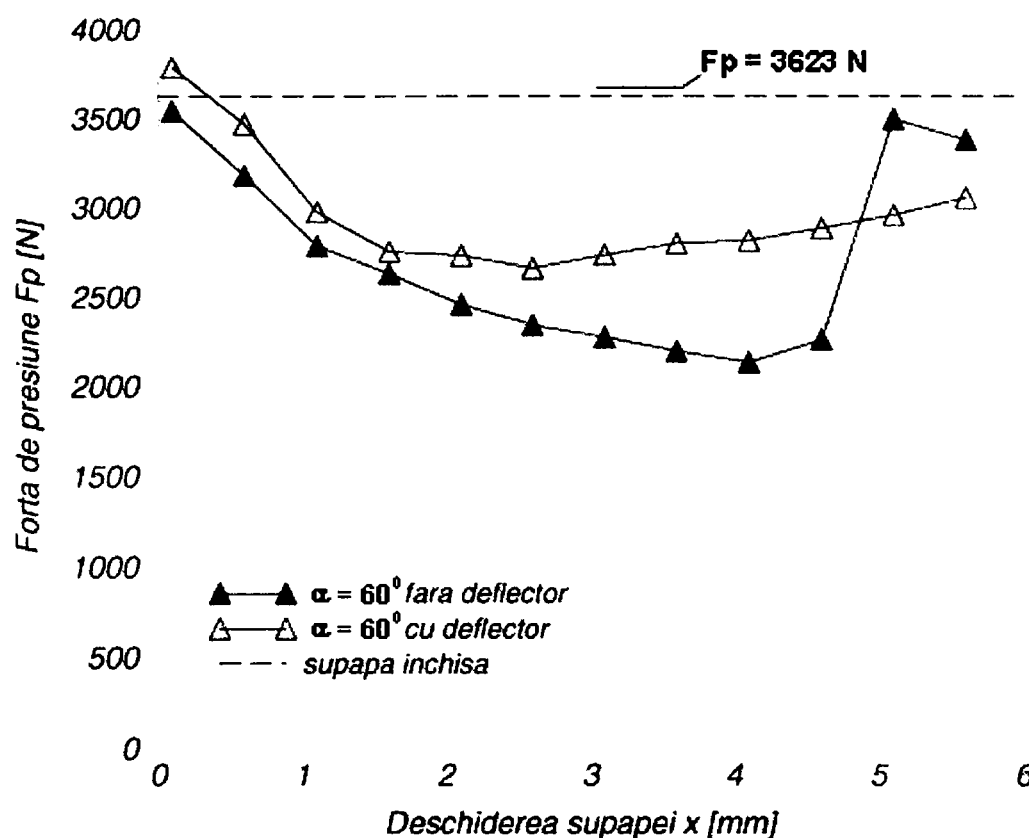


Fig. 6.101 Variația forței de presiune pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector ($d_n=28$ mm, $\alpha=60^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Prezența deflectorului este relevantă în cazul reprezentării variației forței de presiune funcție de deschiderea supapei. Este de remarcat faptul că, prezența deflectorului determină evoluția forței de presiune spre valoarea de $F_p=3000$ N (figura 6.101).

Concluzii

Analiza comparativă a variantelor geometrice cu și fără deflector având aceeași valoare a semiunghiului α , scoate în evidență următoarele aspecte:

- utilizarea deflectorului la realizarea conului supapei determină o evoluție mai lină a jetului de fluid prin impunerea unui traseu care evoluează de-a lungul scaunului supapei. Realizarea acestui traseu pentru vâna principală de fluid elimină apariția zonelor de accelerare și decelerare a particulelor de fluid;
- prezența deflectorului face ca la ieșirea din zona de strangulare a supapei să se formeze un vârtej principal care evoluează cu o intensitate foarte mare, respectiv în centrul căruia presiunea prezintă valori foarte scăzute;
- pentru variantele geometrice cu deflector, probabilitatea apariției fenomenului de cavitație în centrul vârtejurilor formate este mult mai mare decât pentru variantele fără deflector;
- avantajul major al variantelor cu deflector îl constituie realizarea compensării componentei staționare a forței hidrodinamice în regim staționar.

6.4 Influența teșirii scaunului supapei asupra modului de curgere prin supapa de siguranță conică

Din analiza comparativă realizată pentru variantele cu și fără deflector s-a tras concluzia că, varianta geometrică cu caracteristicile cele mai favorabile este varianta cu deflector având semiunghiul la vârf a conului de $\alpha=45^{\circ}$.

La prezentarea variantelor geometrice utilizate pentru realizarea supapelor de siguranță am precizat că, există posibilitatea realizării geometriei traseului intern a supapei, utilizând o combinație formată dintr-un element conic și un scaun teșit. Pentru a urmări influența teșirii asupra modului de evoluție a curgerii fluidului prin traseul intern a supapei, am realizat o analiză comparativă a variantelor geometrice prezentate în figura 6.102.

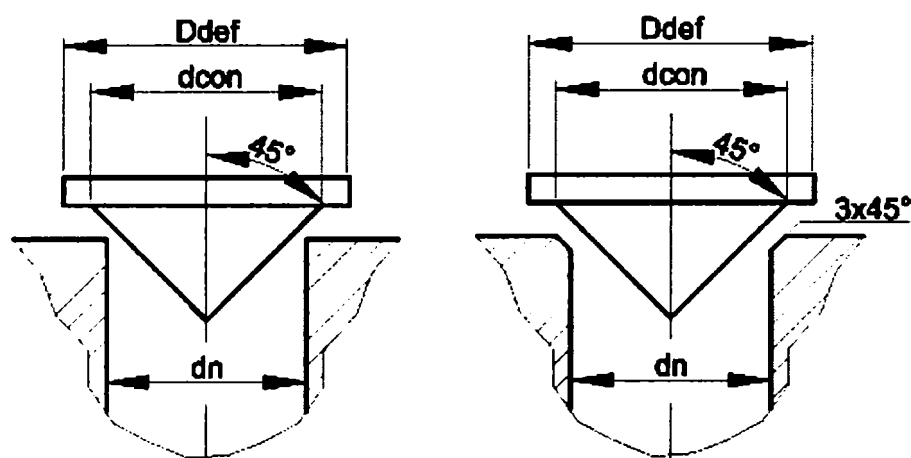


Fig. 6.102 Element de reglare conic cu deflector, semiunghiul conului $\alpha=45^{\circ}$, având scaun ascuțit sau teșit.

Analiza câmpului liniilor de curent corespunzătoare curgerii fluidului prin supapă arată că:

- teșirea scaunului supapei conduce la realizarea unei conduceri mai bune a jetului de fluid prin zona de strangulare;
- pentru varianta cu scaun teșit, formarea vârtejului secundar V2 are loc doar pentru valori ale deschiderii supapei $x > 4.6$ mm ceea ce conduce la realizarea unei conduceri mai bune a vânei principale de fluid de-a lungul scaunului supapei. Deși formarea vârtejului secundar V3 are loc pentru valori mari ale deschiderii supapei, extinderea radială a acestuia este mică (figura 6.104, 6.105);
- se poate observa că în cazul variantei cu scaun teșit, extinderea vârtejului principal V1 este mare. Practic acest vârtej realizează punerea în mișcare a întregii mase de fluid aflată în camera supapei;
- poziționarea vârtejului principal V1 mai aproape de intrarea în canalul de evacuare a supapei, respectiv extinderea radială mare a acestuia, determină formarea vârtejului secundar V3 în imediata vecinătate a intrării vânei de fluid în canalul de evacuare a supapei (figura 6.105).

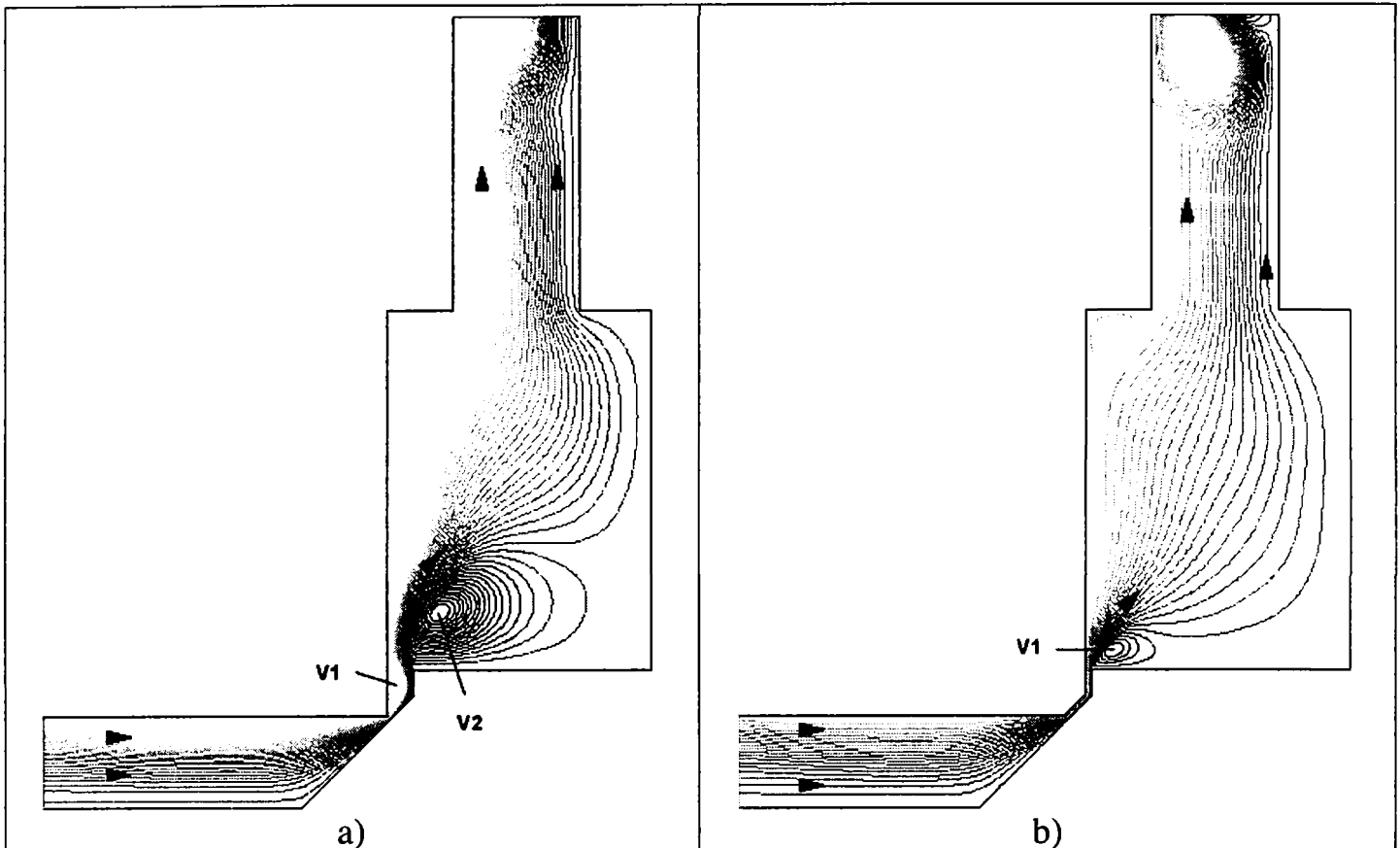


Fig. 6.103 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; ($x=1.1$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

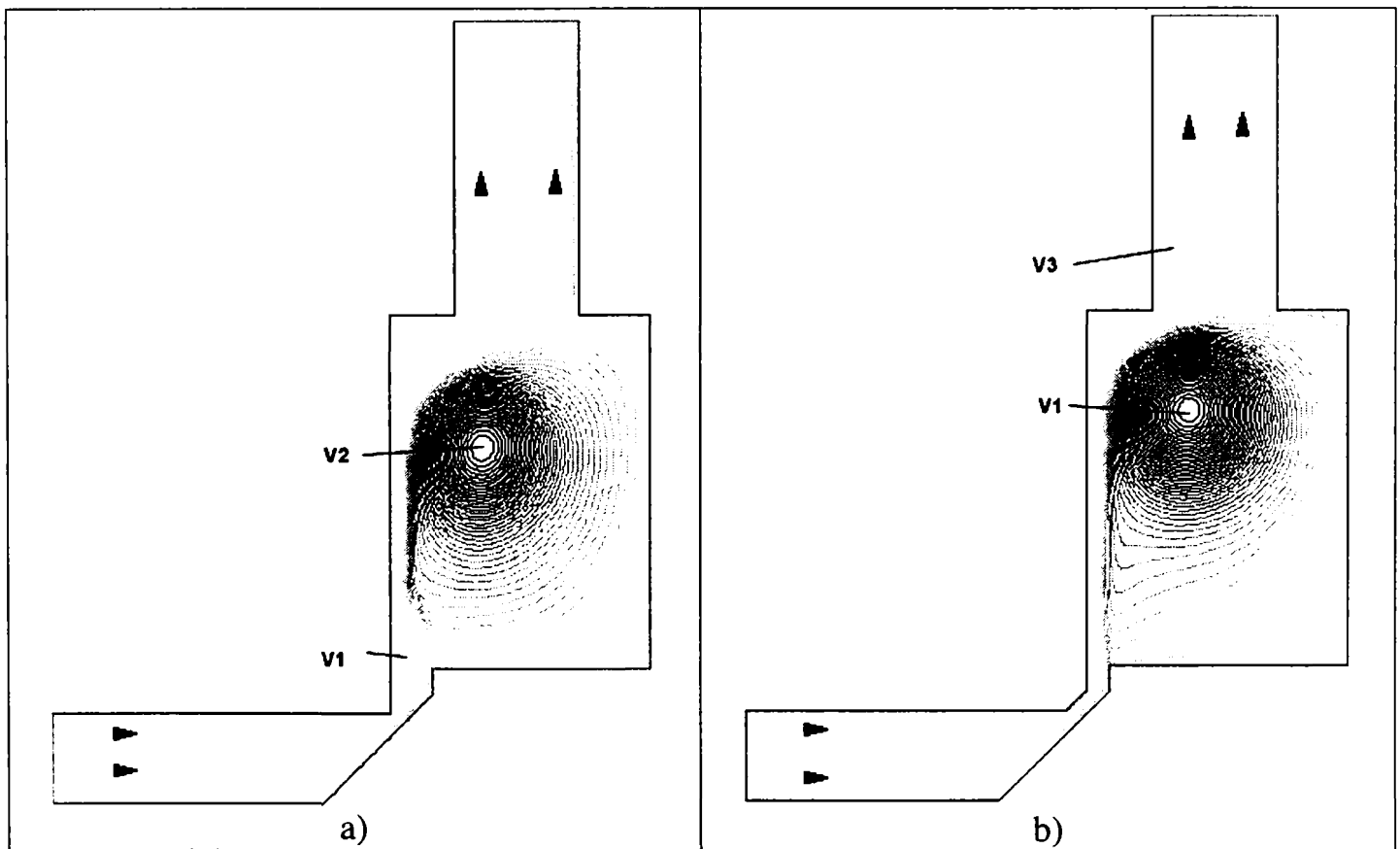


Fig. 6.104 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; ($x=3.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

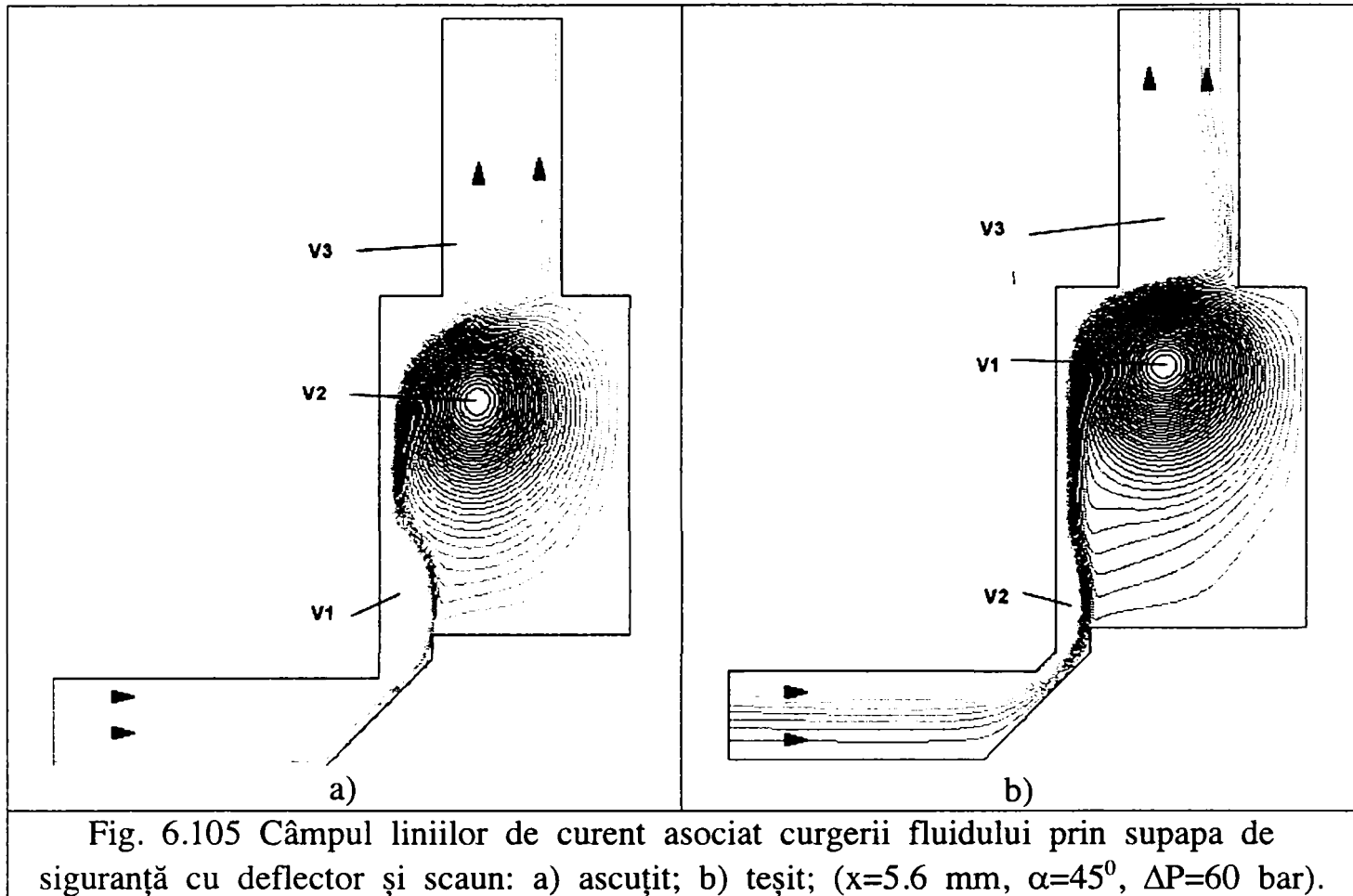


Fig. 6.105 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; ($x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Analiza vârtejurilor formate

- urmărind evoluția razei caracteristice a vârtejului principal V1 se constată că, în cazul variantei cu scaun teșit, valoarea razei caracteristice crește odată cu creșterea deschiderii supapei, stabilizându-se pentru deschiderea maximă în jurul valorii de $r_v=8.3$ mm. În cazul variantei cu scaun ascuțit se constată o variație mică a razei caracteristice cu o tendință de plafonare în jurul valorii de $r_v=1.4$ mm (figura 6.106);
- pentru vârtejul secundar V2 se constată că în cazul variantei cu scaun ascuțit, valoarea razei caracteristice crește odată cu creșterea deschiderii supapei, obținându-se pentru deschiderea maximă valoarea de $r_v=8.6$ mm. Evoluția razei caracteristice în cazul variantei cu scaun teșit are loc între limitele de $1 < r_v < 2$ mm (figura 6.107). Practic, din analiza liniilor de curent se observă că în cazul acestei variante, vârtejul secundar V2 este localizat între scaunul supapei și deflectorul conului supapei (figura 6.105);
- pentru vârtejul secundar V3 se constată că raza caracteristică obținută pentru varianta cu scaun teșit, prezintă o creștere odată cu creșterea deschiderii supapei, în timp ce pentru varianta cu scaun ascuțit se constată o scădere a valorii razei caracteristice odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 6.108).

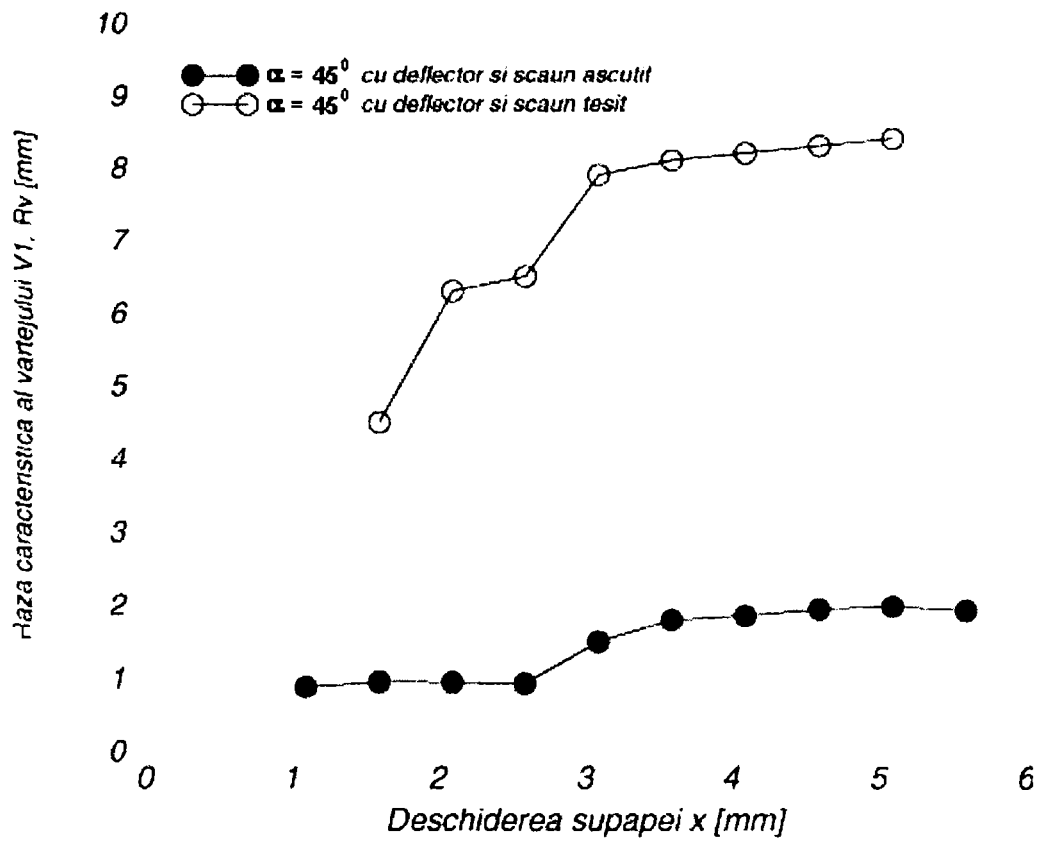


Fig. 6.106 Variația razei caracteristice a vârtejului V1, pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

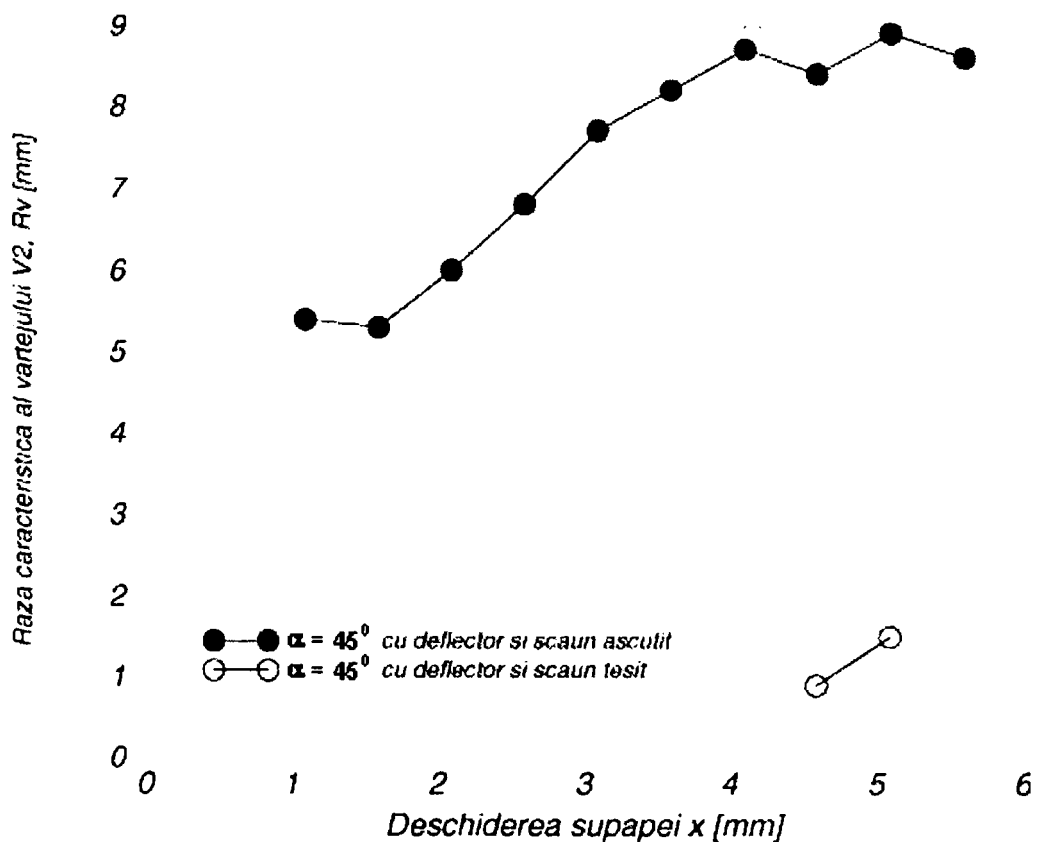


Fig. 6.107 Variația razei caracteristice a vârtejului V2, pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

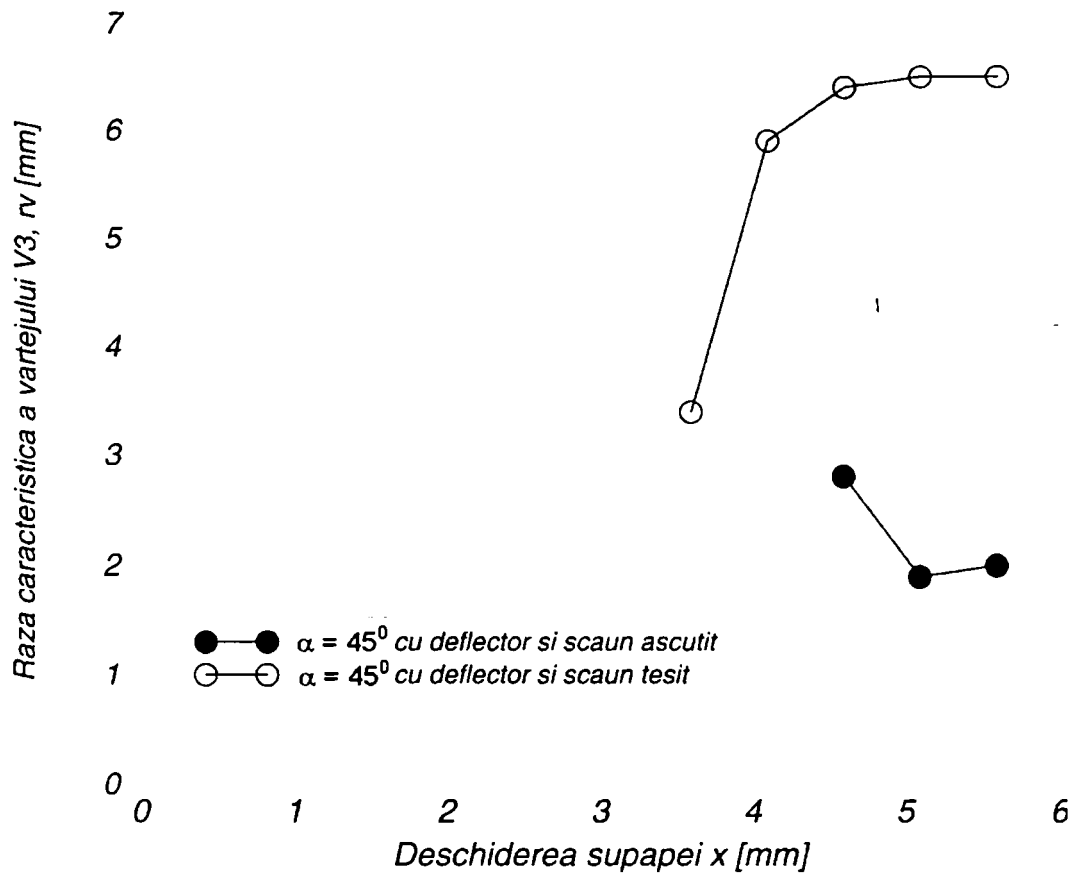


Fig. 6.108 Variația razei caracteristice a vârtejului V3, pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, α=45°, ΔP=60 bar).

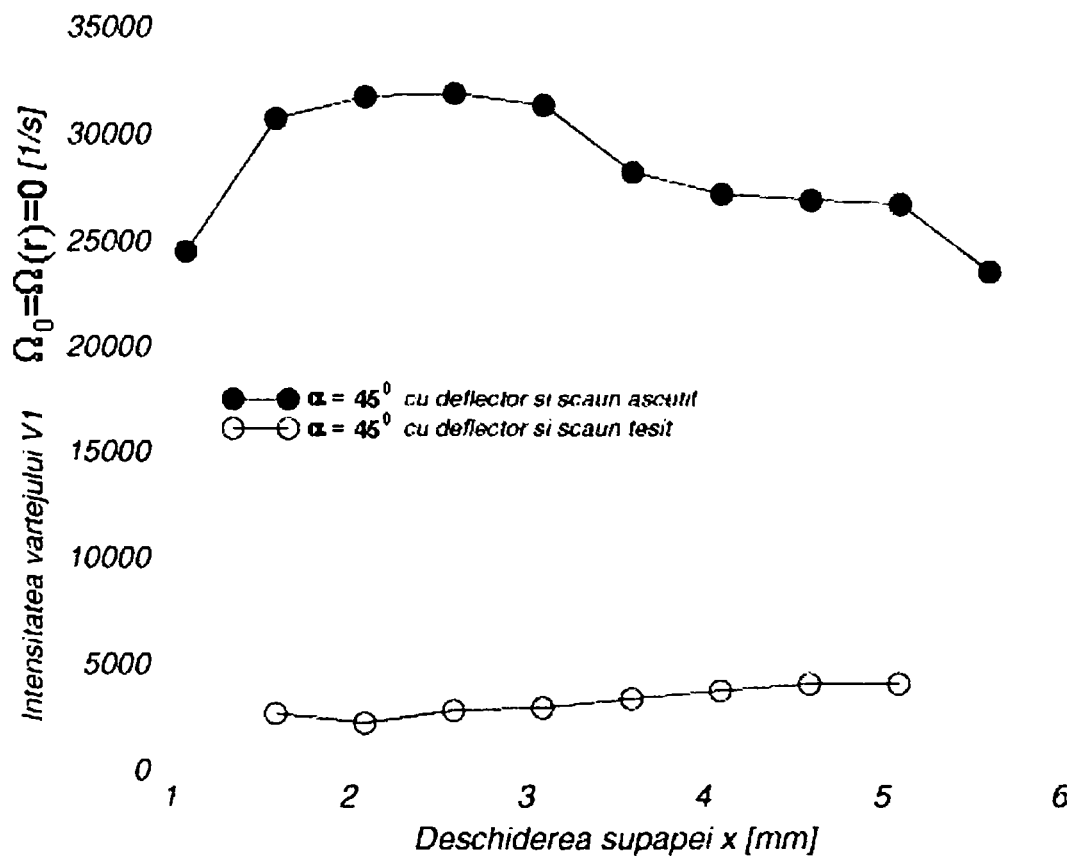


Fig. 6.109 Variația intensității vârtejului V1, pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, α=45°, ΔP=60 bar).

- analizând variația intensității vârtejului principal V1 se constată că, pentru varianta cu scaun ascuțit evoluția vârtejului are loc cu o intensitate mult mai mare decât în cazul variantei cu scaun teșit (figura 6.109);
- pentru vârtejul secundar V2 situația se schimbă și anume, evoluția vârtejului secundar V2, pentru varianta cu scaun teșit are loc cu o intensitate foarte mare, în timp ce evoluția vârtejului secundar V2, pentru varianta cu scaun ascuțit are loc la o valoare aproximativ constantă pentru toate deschiderile de lucru ale supapei (figura 6.110). Valoarea mare a intensității vârtejului secundar V2 pentru varianta cu scaun teșit se explică prin faptul că, pentru valori mari ale deschiderii supapei desprinderea jetului de fluid de pe colțul ascuțit a teșiturii scaunului nu se mai realizează lin, ceea ce generează condiții favorabile formării unui vârtej în această zonă. Având în vedere deschiderea mare de lucru a supapei, debitul de fluid vehiculat este mare, ceea ce duce la antrenarea în mișcare a unei cantități mari de fluid, într-o zonă destul de mică, într-un interval de timp scurt;
- pentru vârtejul secundar V3 se constată că, în timp ce pentru varianta cu scaun teșit, intensitatea vârtejului crește odată cu creșterea deschiderii supapei, pentru varianta cu scaun ascuțit, intensitatea se menține aproximativ constantă, cu modificarea deschiderii supapei (figura 6.111).

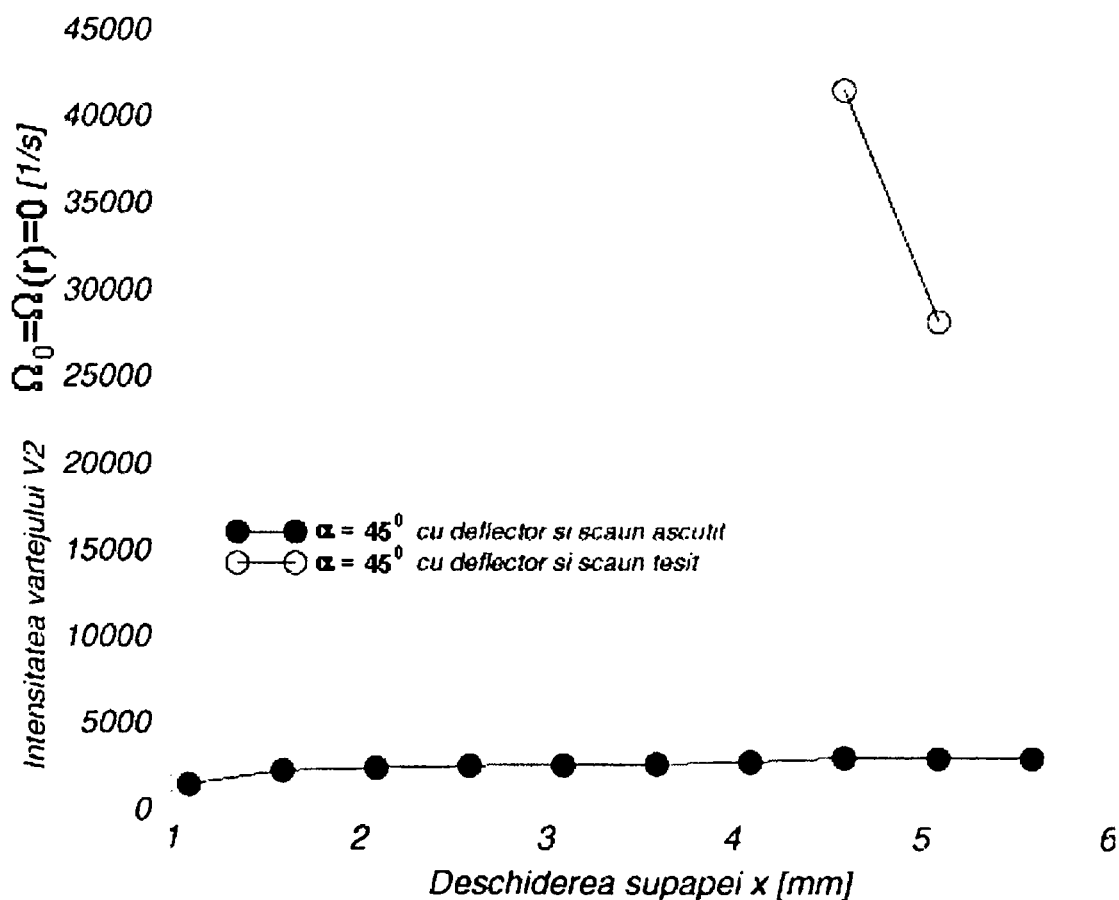


Fig. 6.110 Variația intensității vârtejului V2, pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; ($d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

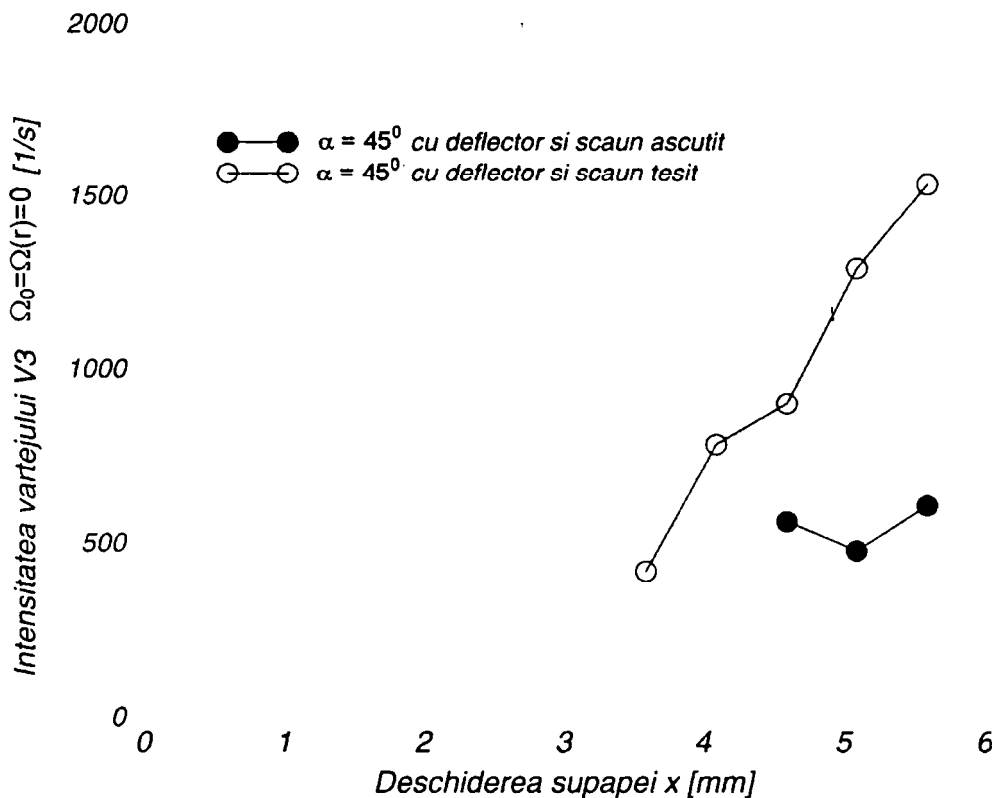


Fig. 6.111 Variația intensității vârtejului V3, pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, α=45°, ΔP=60 bar).

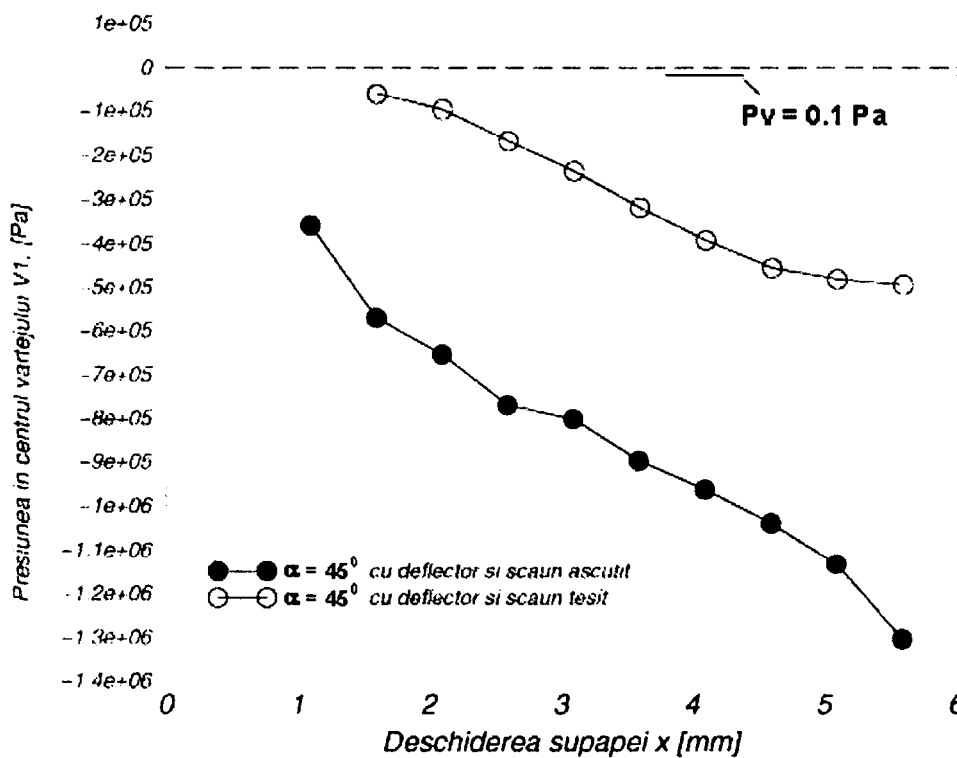


Fig. 6.112 Variația presiunii în centrul vârtejului V1, pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, α=45°, ΔP=60 bar).

- analiza variației presiunii din centrul vârtejului principal V1 scoate în evidență faptul că, combinația cu scaun ascuțit, determină formarea unor presiunii mult mai scăzute în centrul vârtejului decât combinația cu scaun teșit. Se constată că, pentru ambele variante geometrice ale scaunului supapei, valoarea presiunii din centrul vârtejului scade odată cu creșterea deschiderii supapei (figura 6.112);

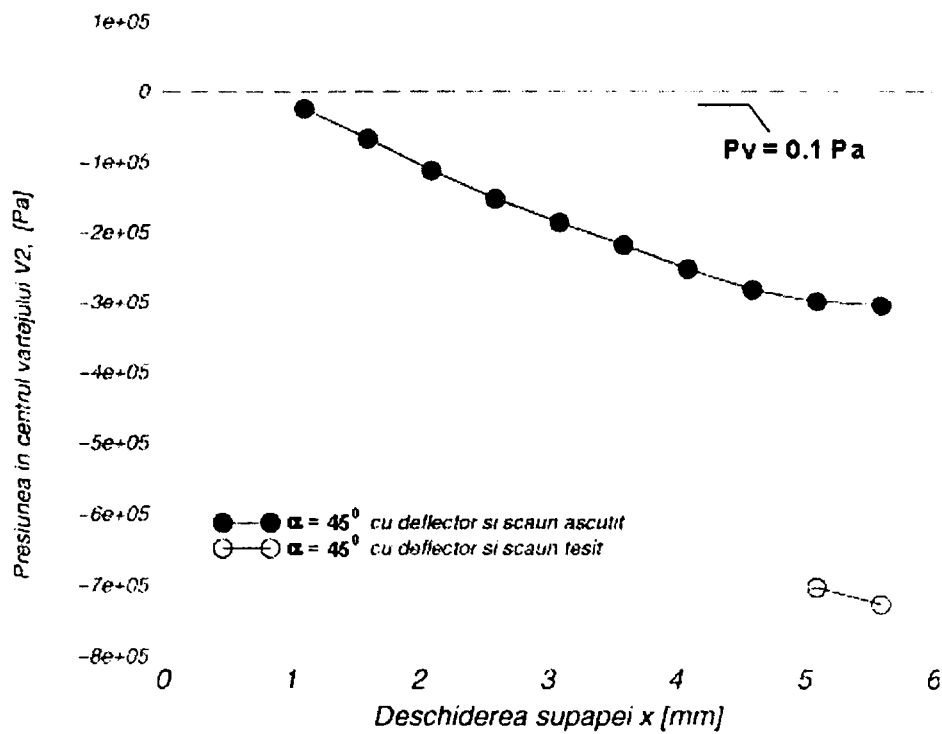


Fig. 6.113 Variația presiunii în centrul vârtejului V2, pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

- în cazul vârtejului secundar V2 se constată că, valorile cele mai scăzute pentru presiune se obțin pentru varianta cu scaun teșit (figura 6.113);
- urmărind figura 6.114 se constată că, pentru vârtejul secundar V3 format în canalul de evacuare a supapei, valoarea presiunii este pozitivă. De asemenea, se poate observa că, pentru varianta cu scaun ascuțit presiunea se menține aproximativ constantă în centrul vârtejului secundar V3, în timp ce pentru varianta cu scaun teșit valoarea presiunii în centrul vârtejului scade odată cu creșterea deschiderii supapei.

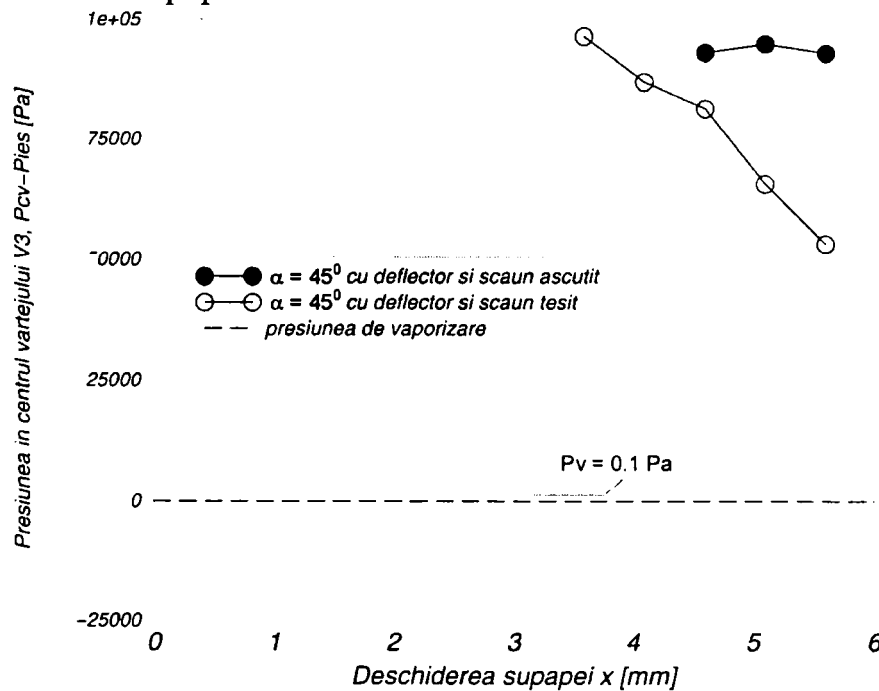


Fig. 6.114 Variația presiunii în centrul vârtejului V3, pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Vârtejul principal V1				
Nr.	x [mm]	Rv [mm]	Coord. centrului vârtejului z [mm]	r [mm]
1-1	1.1	0.89	53.5124	19.3536
2-1	1.6	0.96	53.6521	21.2176
3-1	2.1	0.95	53.8924	22.4052
4-1	2.6	0.94	53.9954	23.4490
5-1	3.1	1.5	54.3907	24.5118
6-1	3.6	1.8	54.2493	26.3246
7-1	4.1	1.86	54.3522	27.5662
8-1	4.6	1.95	54.4554	28.8372
9-1	5.1	1.99	54.9171	30.2032
10-1	5.6	1.93	55.1929	31.2601

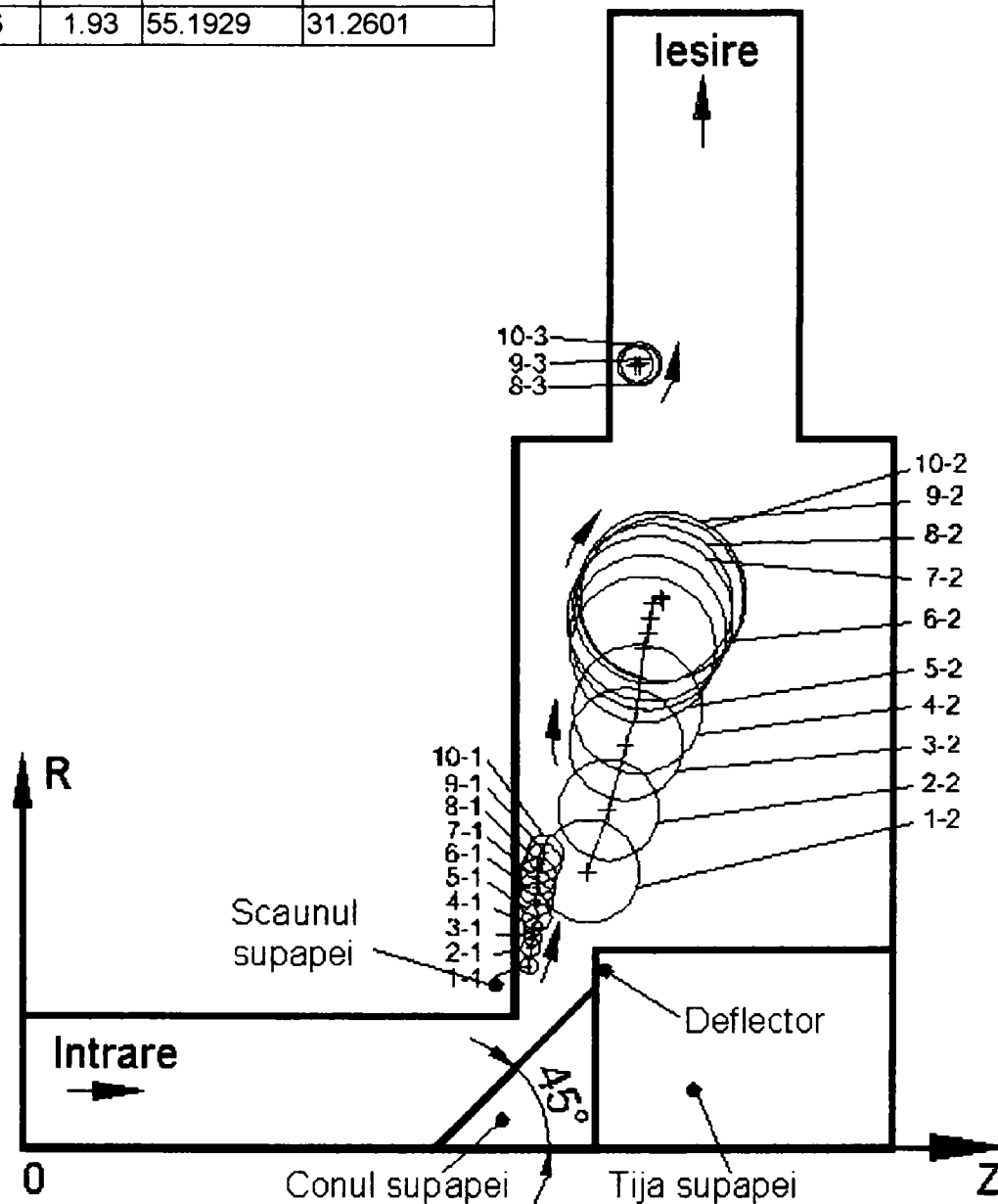
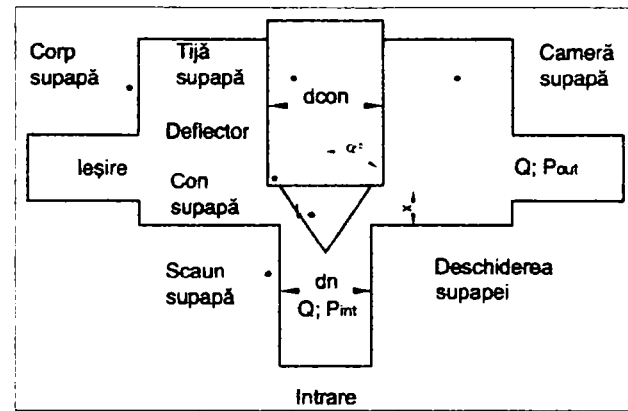


Fig. 6.115 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejurilor V1, V2 și V3 formate în camera supapei de siguranță conice cu deflector și scaun ascuțit, pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului V1, pentru $dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Vârtejul principal V1				
Nr.	x [mm]	Rv [mm]	Coord. centrulul vârtejului z [mm]	r [mm]
1-1	1.6	4.5	59.8272	31.6930
2-1	2.1	6.3	64.6897	46.6121
3-1	2.6	6.5	66.0100	52.4937
4-1	3.1	7.9	66.8006	57.8259
5-1	3.6	8.1	67.6453	59.8788
6-1	4.1	8.2	68.0725	60.8165
7-1	4.6	8.3	68.5007	61.4675
8-1	5.1	8.4	68.8617	62.0069
9-1	5.6	9.3	69.4388	62.5137

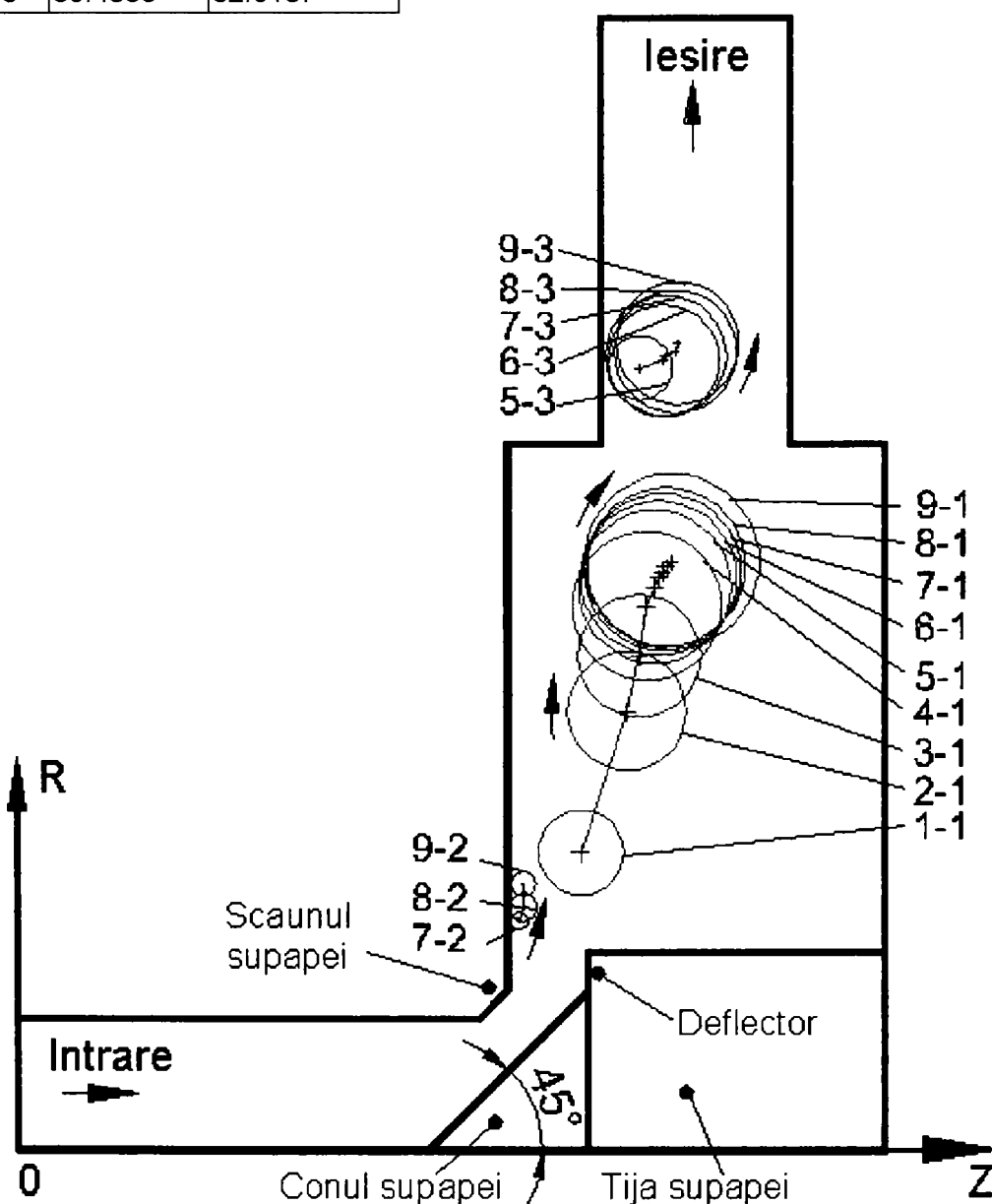
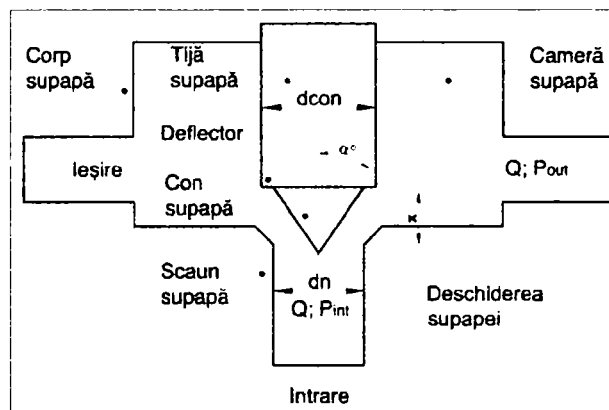


Fig. 6.116 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejurilor V1, V2 și V3 formate în camera supapei de siguranță conice cu deflector și scaun teșit, pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului V1, pentru: $d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Evoluția poziției centrelor momentane, respectiv, a razelor caracteristice pentru vârtejurile formate în camera supapei, pentru ambele variante geometrice studiate poate fi urmărită în figura 6.115 respectiv figura 6.116.

Analiza parametrilor caracteristici ale curgerii fluidului prin supapă

Reprezentarea variației coeficientului de debit cu deschiderea supapei, scoate în evidență faptul că, teșirea scaunului supapei conduce la modificarea substanțială a modului de evoluție a coeficientului de debit. Astfel, se constată că, pentru valori mari ale deschiderii supapei, coeficientul de debit, pentru varianta cu scaun teșit tinde spre valoarea de $C_d=8.3$ spre deosebire de varianta cu scaun ascuțit unde coeficientul de debit tinde la valoarea de $C_d=0.67$ (figura 6.117).

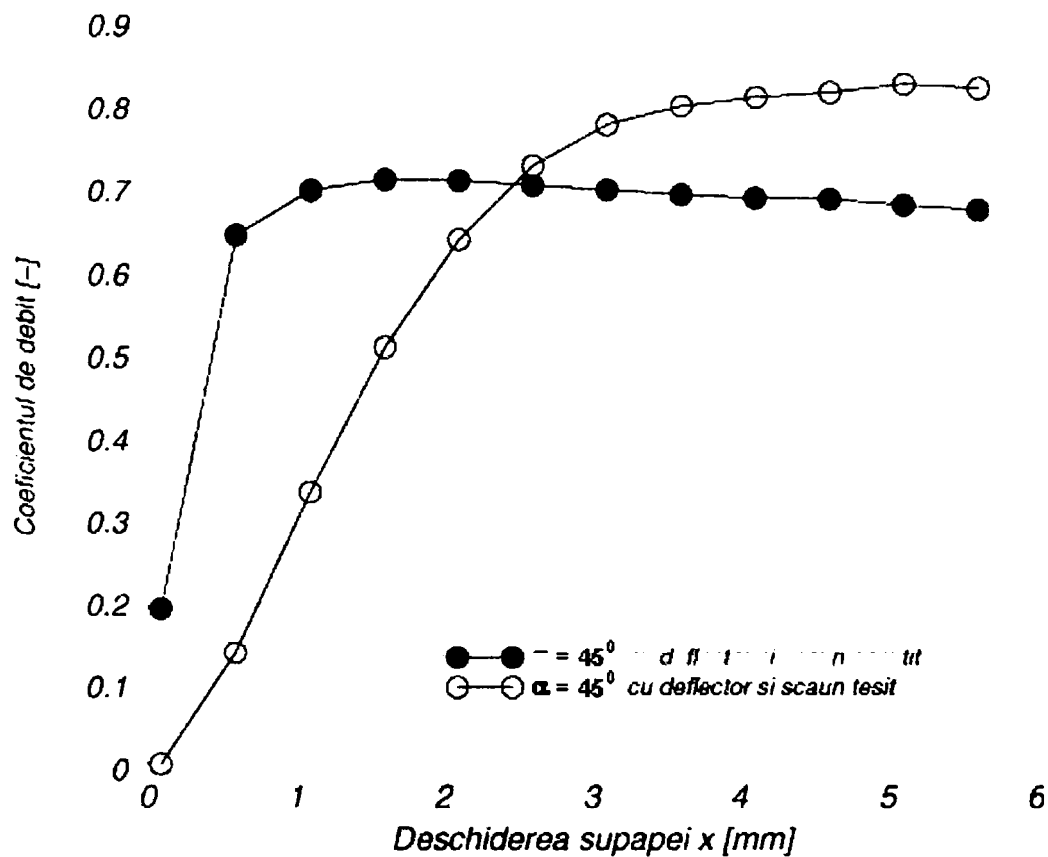


Fig. 6.117 Variația coeficientului de debit cu deschiderea supapei pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; ($d_n=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

De asemenea, pentru cele două variante geometrice, variația debitului de fluid vehiculat prin supapă, prezintă valori diferite. Se observă că, pentru intervalul de deschideri de $0.1 < x < 2.6$ mm, debitul vehiculat prin varianta cu scaun teșit este mai mic decât debitul vehiculat prin varianta cu scaun ascuțit (figura 6.118). Din figură se poate observa că, pentru intervalul de deschideri $2.6 < x < 5.6$ mm prin varianta cu scaun teșit se vehiculează un debit mai mare decât prin varianta cu scaun ascuțit.

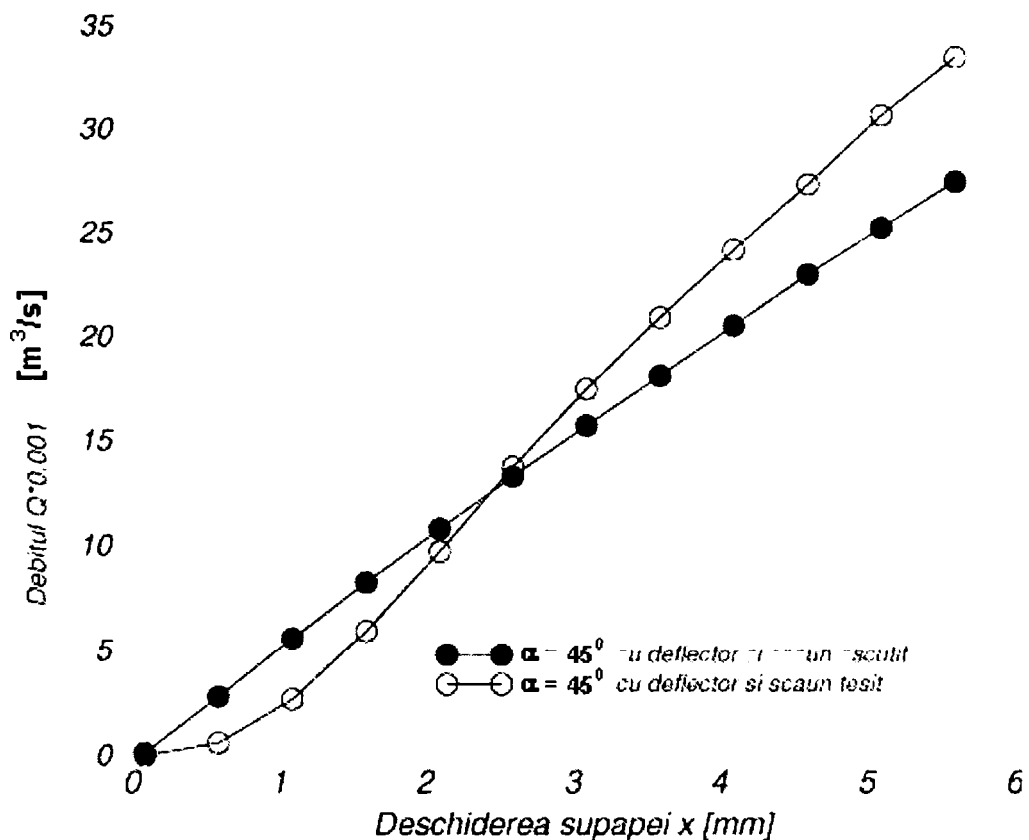


Fig. 6.118 Variația debitului de fluid vehiculat pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Trasarea caracteristicii intrinseci a supapei arată că, deși pentru varianta cu scaun teșit la valori mici ale deschiderii supapei există o diferență față de caracteristica obținută pentru varianta cu scaun ascuțit, se poate afirma că în ambele cazuri supapa prezintă o caracteristică intrinsecă liniară (figura 6.119).

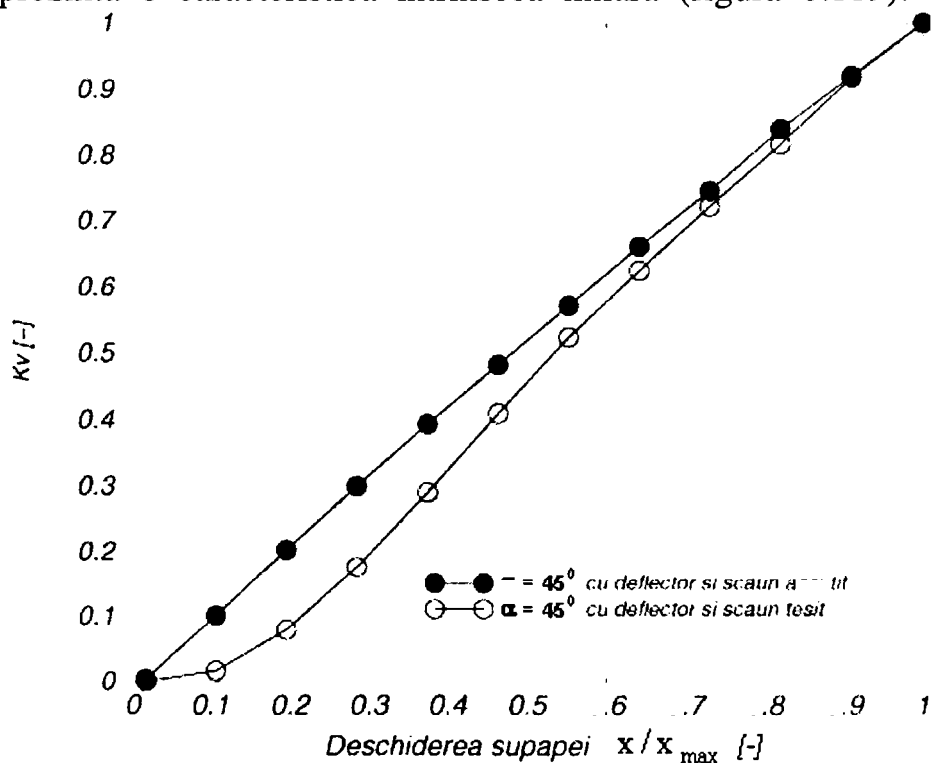


Fig. 6.119 Caracteristica intrinsecă pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun a) ascuțit; b) teșit; (dn=28 mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

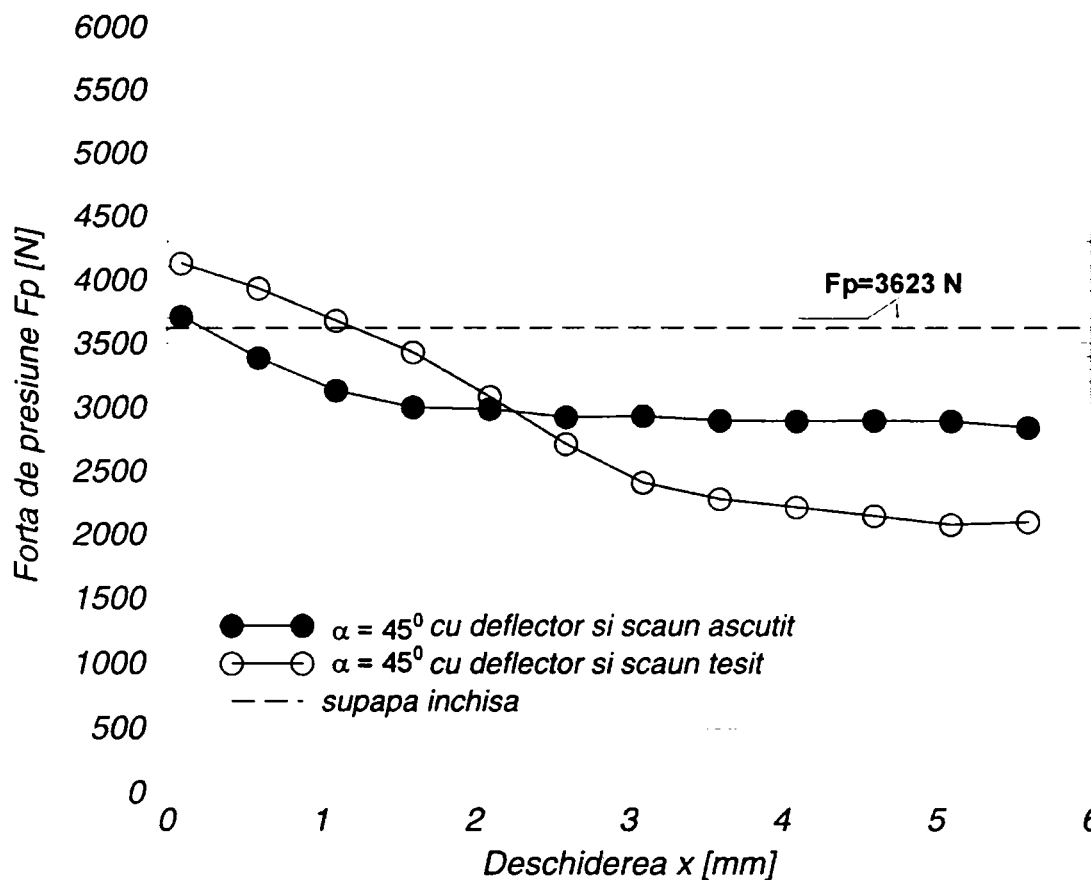


Fig. 6.120 Variația forței de presiune pentru supapa de siguranță cu deflector și scaun: a) ascuțit; b) teșit ($dn=28$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Trasarea variației forței de presiune funcție de deschiderea supapei arată că, pentru varianta cu scaun teșit valoarea spre care tinde forța de presiune este de $F_p=2100$ N, față de valoarea de $F_p=3000$ N, obținută în cazul variantei cu scaun ascuțit (figura 6.120).

Concluzii

Câmpul hidrodinamic obținut în urma curgerii fluidului prin varianta cu scaun teșit este mai favorabilă în comparație cu câmpul obținut pentru varianta cu scaun ascuțit. Astfel:

- teșirea scaunului determină ca, evoluția vânei de fluid de-a lungul scaunului supapei să se realizeze pe o lungime mai mare decât în cazul variantei cu scaun ascuțit;
- teșirea scaunului supapei, favorizează la deschideri mari apariția unui vârtej secundar caracterizat printr-o rază caracteristică mică, o intensitate de evoluție foarte mare și o valoare scăzută a presiunii în centrul vârtejului.

Parametrii caracteristici ale curgerii fluidului obținuți pentru varianta cu scaun teșit sunt comparabili valoric cu cele obținute pentru varianta cu scaun ascuțit. Din punct de vedere a compensării componentei în regim staționar a forței hidrodinamice, varianta cu scaun teșit prezintă performanțe mai slabe comparativ cu varianta cu geometrică cu scaun ascuțit.

Capitolul 7

FENOMENUL DE CAVITAȚIE ÎN SUPAPELE HIDRAULICE DE SIGURANȚĂ CONICE

7.1 Noțiuni teoretice asupra fenomenului de cavitație

Fenomenul de cavitație este un proces dinamic de formare, dezvoltare și surpare a unor bule sau cavități umplute cu vapori și gaze, în masa unui lichid.

Natura cavitației

Cavitația poate fi: vaporosă, gazoasă și pseudocavitație.

Cavitația vaporosă

Este un proces caracterizat printr-o transformare rapidă a lichidului în vapori atunci când presiunea locală scade adesea sub presiunea de vaporizare $p_m < p_v$. Bula cavitațională crește exploziv și are loc o extindere rapidă a procesului de vaporizare în masa lichidului.

Cavitația gazoasă

Este un proces caracterizat prin difuzia gazului din lichidul încunjurător suprasaturat, în bula cavitațională și prin creșterea relativ lentă a acesteia. Presiunea care favorizează acest transport de masă prin interfața bulei poate fi mai mare sau mai mică decât presiunea de vaporizare.

Pseudocavitația

Este un proces caracterizat prin creșterea bulei cavitaționale datorită expansiunii gazului conținut inițial de aceasta, odată cu scăderea presiunii și nu printr-un aport de masă de gaz sau de vapori.

Interes prezintă cavitația vaporosă, deoarece efectele sale de distrugere a materialelor solide, de zgomote și vibrații, respectiv de modificare a câmpului hidrodinamic sunt cele mai intense.

Incipiența cavitațională

Evaluarea diferitelor stadii cavitaționale, în special al stadiului de incipiență cavitațională, este posibilă cu ajutorul coeficienților de cavitație.

În literatura de specialitate se admite în general fără o analiză mai profundă că, stadiul cavitațional poate fi definit și determinat prin numărul de cavitație.

$$\sigma = \frac{p_0 - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} \quad (7.1)$$

unde p_0 și V_0 sunt, presiunea și viteza de la infinit din amonte curenului. Presiunea p_v și densitatea ρ corespund temperaturii masei lichidului. Incipiența cavitațională se poate obține prin menținerea constantă a vitezei și prin reducerea presiunii la p_{0i} , corespunzătoare apariției primelor bule cavitaționale pe corp. Astfel, numărul de incipiență cavitațională este dat de :

$$\sigma_i = \frac{p_{0i} - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} \quad (7.2)$$

Adesea, presiunea minimă p_{\min} din curentul necavitațional se exprimă prin coeficientul de presiune minimă dat de:

$$C_{p\min} = \frac{p_{\min} - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} \quad (7.3)$$

În teoria clasică a incipienței cavitaționale se admite că fenomenul cavitației vapoare începe atunci când $p_{\min} = p_v$. De aici,

$$\sigma_i = \frac{p_{0i} - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} \cong -C_{p\min} \quad (7.4)$$

Când începe cavitația $\sigma_{\text{inst}} = \sigma_{\text{corp}} = \sigma_i$. Acest stadiu de incipiența al cavitației este caracterizat prin apariția intermitentă a unor bule de vapori, ce poate fi evidențiată pe cale optică sau acustică.

Tipuri cavitaționale

Procesul cavitațional este în structura sa un fenomen instabil și variabil. Din acest punct de vedere se disting următoarele tipuri cavitaționale: **călătoare, fixă, turbionară, vibratorie.**

Cavitația călătoare

Acest tip de cavitație a fost observată în trei forme principale denumite: bule călătoare, pată călătoare și bule călătoare inelare.

Cavitația de tipul bule călătoare este caracterizată prin apariția unor bule cavitaționale aproape sferice care cresc rapid în timp, ce sunt transportate de curent

în lungul corpului pentru ca în final, să se surpe brusc când ajung în zona presiunii scăzute.

Cavitația de tipul pată sau bandă călătoare se distinge prin forma sa de pată sau de o pânză, înfășurată total sau parțial pe corp. Ambele apar întâmplător în regiunea presiunii scăzute.

Cavitația de tipul bule călătoare inelare apare numai la corpurile axial simetrice. A obținut denumirea de la dispunerea inelară a bulelor macroscopice, de formă neregulată, în jurul corpului. Aceste inele apar și dispar rapid în interiorul unei zone foarte limitate. Anton [1], după Holl și Carroll arată că σ_1 crește încet cu viteza în cazul cavitației de tipul bulelor călătoare inelare și că nu depinde de conținutul de aer $\alpha > 4$ ppm.

Cavitația fixă sau atașată

Acest tip cavitațional apare atunci când curentul se desprinde de corpul solid și se formează o cavitate atașată de perete, cu dimensiuni mult mai mari ca acelea ale unei bule cavitaționale. Această cavitație nu este transportată de curent, dar în interiorul ei este o puternică agitație, efervescentă a bulelor cavitaționale care apar și dispar.

În lichidul învecinat se pot remarca numeroase bule cavitaționale călătoare. Acestea cresc în amontele cavitației fixe, își mențin geometria în zona de trecere pentru ca în aval să se surpe (figura 7.1) [1].

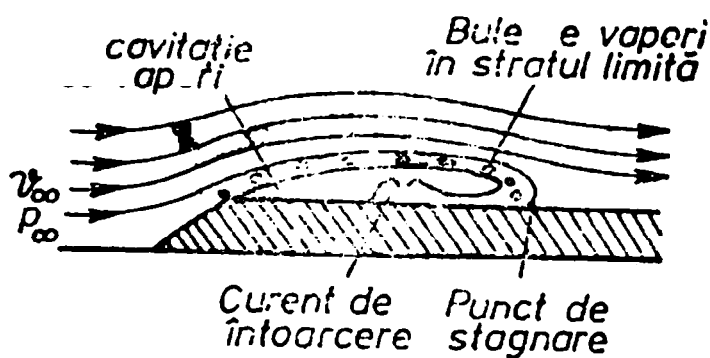


Fig. 7.1 Cavitație fixă ([1, vol 1], pag.147)

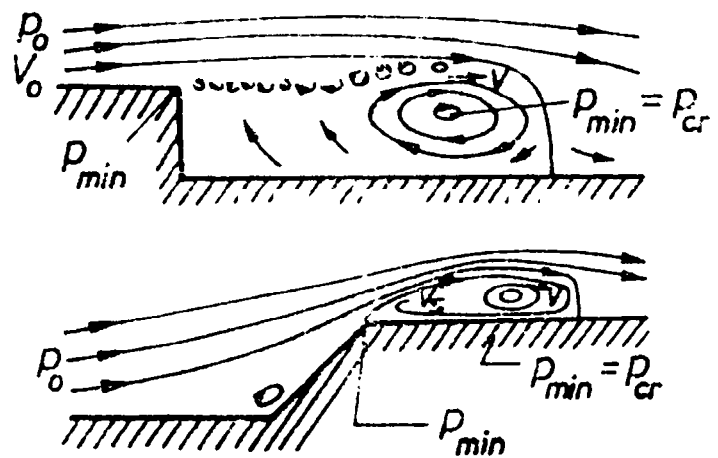


Fig. 7.2 Cavitație turbionară ([1, vol 1], pag.147)

Cavitația turbionară

Este cavitația care apare în centrele vârtejurilor unde viteza este ridicată și presiunea este scăzută, putând ajunge la presiunea de vaporizare. Astfel de vârtejuri apar ca urmare a discontinuităților pereților (figura 1.2), în funcționarea elicelor, ca vârtej de capăt, la aripile portante de anvergura finită, la ieșirea din rotorul turbinelor Francis sub forma turbionului central ș.a. Se observă că în general cavitația turbionară are un aspect de cavitație călătoare.

Cavitația vibratorie

Această formă de cavitație ia naștere într-un vas închis unde există o mișcare oscilantă a lichidului, de joasă sau înaltă frecvență. Presiunile oscilante sunt generate de suprafețele solide, scufundate în lichid și care vibrează, rezultând unde de suprapresiune și depresiune ce pot favoriza apariția cavitației. Ca exemplu tipic de cavitație vibratorie menționăm aceea care este generată de cămașa cilindrului motorului cu ardere internă, răcit cu apă. Un al doilea exemplu este acela al cavitației vibratorie ce apare pe fața probei aparatului magnetostrictiv.

Stadii cavitaționale

În funcționarea industrială a mașinilor și a echipamentelor hidraulice, precum și în experiențele din laborator, de mare importanță este definirea și delimitarea diferitelor stadii funcționale. În general, într-un curent de lichid distingem următoarele stadii:

- necavitațional;
- cavitație incipientă;
- ușoare urme cavitaționale - cavitație industrială
- cavitație dezvoltată - supercavitație.

Stadiul necavitațional corespunde curentului de lichid fără bule cavitaționale sesizabile cu ochiul liber sau cu diferite aparate optice, fotografice sau cinematografice.

Stadiul de incipiență cavitațională se recunoaște în general ca regimul de curgere în care apar primele bule cavitaționale vizibile cu ochiul liber sau cu aparate și dispozitive optice și fotografice.

Stadiul de ușoară cavitație este definit prin apariția mai multor bule cavitaționale sau pete cavitaționale care nu afectează structura câmpului hidrodinamic neperturbat.

Stadiul cavitațional industrial corespunde regimului de curent în care câmpul hidrodinamic se modifică ușor și odată cu el toate caracteristicile energetice ale mașinii hidraulice. Este un stadiu acceptat în funcționarea turbinelor și a pompelor deoarece scăderea randamentului și efectul de distrugere, respectiv vibrațiile și zgomotele sunt rezonabile.

Stadiul cavitațional dezvoltat corespunde extinderii zonei cavitaționale pe corpul pe care a apărut cavitația sau în rotorii de turbină, pompă sau elice de vapor, cu efecte de distrugere, de vibrații apreciabile și de alterarea performanțelor.

Stadiul cavitațional numit supercavitațional este caracterizat prin extinderea cavitației peste întreg corpul până departe în aval, respectiv în întreg rotorul de pompă, turbină sau elice. Este un stadiu care se întâlnește adesea în funcționarea

elicelor de la vasele de război, precum și în cazul pompelor axiale utilizate ca anterotoare în construcția pompelor centrifuge cu caracteristici cavitaționale îmbunătățite.

Stadiile cavitaționale definite și caracterizate doar calitativ prin aspectul și extensiunea bulelor individuale, norului de bule, petelor cavitaționale precum și a pânzelor cavitaționale atașate unor corpuri, oferă o imagine corectă dar individuală despre cavitație, fără posibilități de generalizare.

Exprimarea generală a coeficientului de cavitație

Considerăm un curent de lichid în care într-un punct oarecare M se formează o presiune minimă P_{min} . Dacă notăm cu P_v presiunea de vaporizare corespunzătoare lichidului de lucru putem defini rezerva de presiune σ_{rez} , față de presiunea de vaporizare P_v , raportată la căderea de presiune ΔP , după cum urmează (Anton, [1]):

$$\sigma_{rez} = \frac{P_{min} - P_v}{\Delta P} = \left[\frac{P_0 - P_v}{\Delta P} \right] - \left[\frac{P_0 - P_{min}}{\Delta P} \right] \quad (7.5)$$

unde P_0 reprezintă presiunea de la infinit din amonte curentului.

Identificând membrul drept al ecuației 7.5 rezultă că, pentru coeficientul de cavitație al instalației σ_{inst} , coeficientul de cavitației al corpului σ_{corp} și rezerva de cavitație σ_{rez} , obținem expresiile:

$$\sigma_{inst} = \frac{P_0 - P_v}{\Delta P} \quad (7.6)$$

$$\sigma_{corp} = \frac{P_0 - P_{min}}{\Delta P} \quad (7.7)$$

$$\sigma_{rez} = \sigma_{inst} - \sigma_{corp} \quad (7.8)$$

Ca urmare, stadiile cavitaționale se pot defini pentru curentul de lichid sunt următoarele:

$\sigma_{rez} > 0;$	$P_{min} > P_v;$	$\sigma_{inst} > \sigma_{corp};$	curentul este necavitațional
$\sigma_{rez} = 0;$	$P_{min} = P_v;$	$\sigma_{inst} = \sigma_{corp};$	incipiență cavitațională
$\sigma_{rez} < 0;$	$P_{min} < P_v;$	$\sigma_{inst} < \sigma_{corp};$	cavitație dezvoltată sau industrială
$\sigma_{rez} \ll 0;$	$P_{min} \ll P_v;$	$\sigma_{inst} \ll \sigma_{corp};$	supercavitație

Deoarece funcționarea supapei de siguranță are loc cu realizarea unei căderi de presiune, pentru exprimarea stadiilor cavitaționale din interiorul supapei vom folosi metoda generală de determinare a coeficienților de cavitație prezentată mai sus.

Coeficienți de cavitație. Definiție

Exprimarea și definirea riguroasă a coeficientului de cavitație în curentul de lichid.

Se consideră o strangulare de tip Venturi, fie un corp axial simetric cu cap emisferic, fie un profil hidrodinamic, situate într-un curent de lichid (figura 7.3).

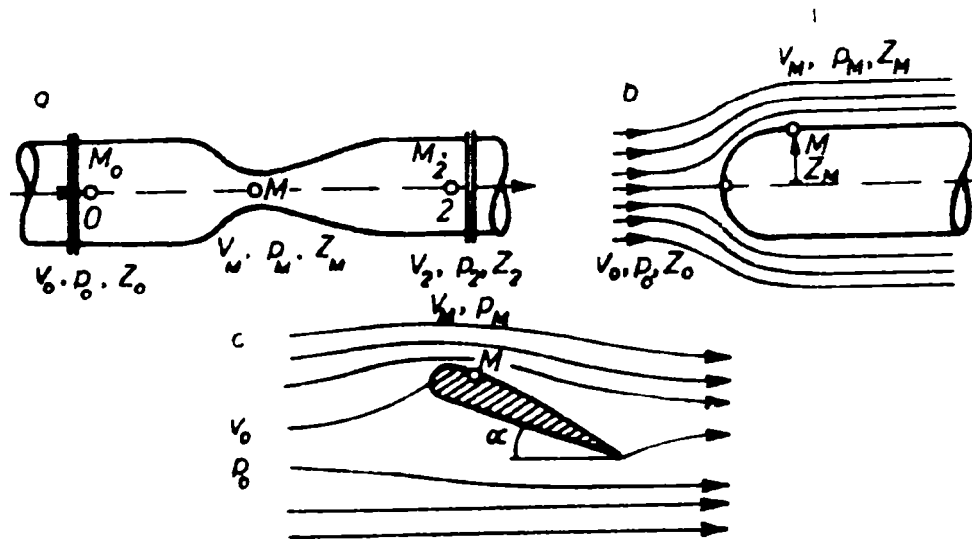


Fig. 7.3. Scheme pentru definirea coeficienților de cavitație ([1, vol 1], pag.152)

Dacă scriem ecuația energiei între punctele 0 și M (Anton, [1]) pentru cazul unei mișcări bidimensionale, rezultă:

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + z_0 = \frac{p_M}{\gamma} + \frac{V_M^2}{2g} + z_M + h_{pOM} \tag{7.9}$$

de unde

$$\frac{p_M}{\gamma} = \left(\frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + z_0 \right) - \left(\frac{V_M^2}{2g} + z_M + h_{pOM} \right) \tag{7.10}$$

Aici h_{pOM} reprezintă pierderile hidraulice pe parcursul OM. În cazul în care punctul M este cel corespunzător presiunii minime, $p_M = p_{min}$ și $V_M = V_{max}$, se poate scrie (Anton, [1]):

$$\sigma_{rez} = \frac{p_{min} - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} = \frac{p_0 - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} - \left[\left(\frac{V_{max}}{V_0} - 1 \right) + \frac{z_M - z_0}{\frac{V_0^2}{2g}} + \frac{h_{pOM}}{\frac{V_0^2}{2g}} \right] \tag{7.11}$$

sau

$$\sigma_{rez} = \frac{p_{min} - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} = \sigma_{inst} - \sigma_{corp} \tag{7.12}$$

Aici σ_{rez} reprezintă rezerva de presiune față de presiunea de vaporizare raportată la energia cinetică din amonte, care se mai poate scrie:

$$\sigma_{rez} = \frac{p_{min} - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} = \left[\frac{p_0 - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} \right] - \left[\frac{p_0 - p_{min}}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} \right] \quad (7.13)$$

deci

$$\sigma_{rez} = \frac{p_{min} - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} = \sigma_{inst} + C_{pmin} \quad (7.14)$$

Coeficientul de presiune C_{pM} se exprimă în mod similar prin:

$$C_{pM} = \frac{p_M - p_0}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} = - \left[\left(\frac{V_M^2}{V_0^2} - 1 \right) + \frac{z_M - z_0}{\frac{V_0^2}{2g}} + \frac{h_{pOM}}{\frac{V_0^2}{2g}} \right] \quad (7.15)$$

Coeficientul de presiune C_{pM} sau distribuția de presiuni pe un corp, pe un profil sau în strangularea Venturi se obține experimental prin măsurarea directă a presiunii sau a vitezei, respectiv analitic prin calculul vitezelor când,

$$C_{pM} = - \left(\frac{V_M^2}{V_0^2} - 1 \right) \quad (7.16)$$

Din relație rezultă deci că rezerva minimă adimensională de presiune pe un corp sau profil se poate exprima prin doi coeficienți (Anton, [1]): σ_{ins} și σ_{corp}

$$\sigma_{inst} = \frac{p_0 - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} \quad (7.17)$$

și

$$\sigma_{corp} = \left(\frac{V_{max}^2}{V_0^2} - 1 \right) + \frac{z_M - z_0}{\frac{V_0^2}{2g}} + \frac{h_{pOM}}{\frac{V_0^2}{2g}} \quad (7.18)$$

De aici rezultă că:

$$\sigma_{rez} > 0; \quad p_{min} > p_v; \quad \sigma_{inst} > \sigma_{corp}; \quad \text{curentul este necavitațional,}$$

$$\begin{array}{llll}
\sigma_{\text{rez}} = 0; & p_{\text{min}} = p_v; & \sigma_{\text{inst}} = \sigma_{\text{corp}}; & \text{incipiență cavitațională,} \\
\sigma_{\text{rez}} < 0; & p_{\text{min}} < p_v; & \sigma_{\text{inst}} < \sigma_{\text{corp}}; & \text{cavitație dezvoltată sau industrială,} \\
\sigma_{\text{rez}} \ll 0; & p_{\text{min}} \ll p_v; & \sigma_{\text{inst}} \ll \sigma_{\text{corp}}; & \text{supercavitație.}
\end{array}$$

Se remarcă faptul că cei doi coeficienți adimensionali, σ_{ins} și σ_{corp} pot fi considerați coeficienți de cavitație deoarece ei caracterizează stadiile cavitaționale.

σ_{ins} este coeficientul de cavitație recunoscut în literatura de specialitate, fie că este vorba de incipiență cavitațională sau de dispariția acesteia.

Acest coeficient este caracteristic instalației, în care este montat profilul, corpul sau mașina hidraulică care ne interesează din punct de vedere cavitațional. Astfel, σ_{ins} depinde de p_0 și v_0 (presiunea și viteza curentului neperturbat din amonte corpului sau sistemului ce cavitează), de masa specifică ρ a lichidului de lucru și de p_v , presiunea de vaporizare a acestuia la temperatura de lucru. Toți acești parametri nu depind de geometria corpului sau a sistemului cavitant, motiv pentru care denumim acest coeficient σ_{ins} (coeficient cavitațional al instalației).

Coeficientul de cavitație al corpului cavitant

$$\sigma_{\text{corp}} = \left(\frac{V_{\text{max}}^2}{V_0^2} - 1 \right) + \frac{z_M - z_0}{\frac{V_0^2}{2g}} + \frac{h_{\text{pOM}}}{\frac{V_0^2}{2g}} = -C_{\text{pmin}} \quad (7.19)$$

depinde de viteza maximă V_{max} a curentului ce are loc, în general, pe corp sau profil în punctul de presiune minimă, deci depinde de distribuția vitezelor, respectiv a presiunilor. Această distribuție depinde de geometria corpului cavitant sau a profilului, de incidența curentului și de natura lichidului, respectiv de numărul Reynolds.

Coeficientul σ_{corp} mai depinde de termenul,

$$\frac{z_M - z_0}{\frac{V_0^2}{2g}} = \frac{1}{\text{Fr}^2} \quad (7.20)$$

care este inversul numărului Froude la pătrat și caracterizează poziția punctului M în care apare presiunea minimă p_m pe corp sau profil, în raport cu planul de referință. Acest coeficient mai depinde și de termenul:

$$\frac{h_{\text{pOM}}}{\frac{V_0^2}{2g}} = f\left(\text{Re}, \frac{k}{L}, T\right) \quad (7.21)$$

ce caracterizează pierderile hidraulice din amonte până în punctul în care apare cavitația. Pierderile hidraulice la rîndul lor sunt dependente de numărul Reynolds, de

asperitatea relativă a pereților profilului sau a corpului de studiat, de turbulență și desigur de natura fizică a lichidului de lucru.

Rezultă din cele de mai sus că σ_{corp} , denumit coeficientul de cavitație interior sau al corpului cavitant, respectiv al profilului, depinde numai de parametrii specifici geometriei corpului, profilului sau sistemului pe care apare cavitația, de câmpul hidrodinamic, de poziția relativă a punctului de presiune minimă și de pierderile hidraulice. Astfel,

$$\sigma_{corp} = f\left(\text{Re}, \text{Fr}, \frac{k}{D}, L, T\right) \quad (7.22)$$

este expresia cea mai generală a coeficientului de cavitație a corpului, a profilului sau a mașinii hidraulice.

În momentul incipienței sau dispariției cavitației, cei doi coeficienți σ_{ins} și σ_{corp} sunt valori egali, $\sigma_{ins} = \sigma_{corp}$ ($\sigma_{rez} = 0$), dar din punct de vedere al semnificației fizice sunt fundamental diferiți. De asemenea, variațiile acestor coeficienți cu viteza curentului, numărul Froude, Reynolds ș.a., sunt complet diferite. Această concepție, la baza căreia stă separarea elementelor exterioare (propriei instalației) de cele interioare (propriei corpului, profilului sau mașinii hidraulice ce cavitează) permite definirea și exprimarea analitică a coeficienților de cavitație. Acest lucru se impune în mod obligator atunci când se dorește o analiză mai profundă a variației coeficienților de cavitație.

7.2 Cavitația în robinetele cu ventil conic

Ventilul conic, ca cel schițat în figura 7.4, este utilizat în sistemele de control hidraulic pentru reglarea debitului sau controlul presiunilor. În cazul unei prelucrări precise ventilul permite închiderea completă a circuitului hidraulic. Primele cercetări asupra caracteristicilor de funcționare ale supapei au fost realizate de către von Mises pentru o geometrie de tipul celei prezentate în figura 7.4.

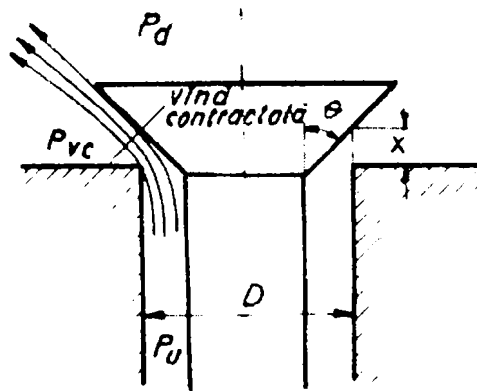


Fig. 7.4 Ventil conic ([1, vol 2] pag. 226)

La trecerea lichidului prin orificiul ventilului conic viteza curentului crește substanțial, iar presiunea scade până la presiunea de vaporizare a lichidului favorizând astfel apariția și dezvoltarea cavitației. Coeficientul de cavitație utilizat aici este cel definit sub forma cunoscută:

$$\sigma_{inst} = \frac{p_u - p_v}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (7.23)$$

sau

$$\sigma_{inst}^* = \frac{p_d - p_v}{p_u - p_d} \quad (7.24)$$

Când începe cavitația, $\sigma_{inst} = \sigma_i$ sau $\sigma_{inst}^* = \sigma_i^*$. Acest stadiu de incipiență al cavitației este caracterizat prin apariția intermitentă a unor bule de vapori, ce poate fi evidențiată pe cale optică sau acustică.

Având în vedere cele descrise în capitolele anterioare, rezultă că rezerva de presiune (σ_{rez}) față de presiunea de vaporizare raportată la energia cinetică din amonte se poate scrie (Anton, [1]):

$$\sigma_{rez} = \frac{p_{min} - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_u^2} = \left[\frac{p_u - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_u^2} \right] - \left[\frac{p_u - p_{min}}{\frac{1}{2}\rho V_u^2} \right] \quad (7.25)$$

unde V_u - este viteza fluidului în amonte, și putem defini următoarele mărimi:

$$\sigma_{inst} = \frac{p_u - p_v}{\frac{1}{2}\rho V_u^2} \quad (7.26)$$

$$\sigma_{corp} = \frac{p_u - p_{min}}{\frac{1}{2}\rho V_u^2} = -C_{pmin} \quad (7.27)$$

rezultă că:

$$\sigma_{rez} = \sigma_{inst} - \sigma_{corp} = \sigma_{inst} + C_{pmin} \quad (7.28)$$

Astfel stadiile cavitaționale pentru un robinet cu ventil conic sunt următoarele:

$p_{min} = p_v$ $\sigma_{ins} = \sigma_{corp}$ - cavitația este incipientă;

$p_{min} < p_v$ $\sigma_{ins} < \sigma_{corp}$ - cavitația este dezvoltată sau supercavitație;

$p_{min} > p_v$ $\sigma_{ins} > \sigma_{corp}$ - funcționarea este fără cavitație.

7.3 Cavitația în supapele hidraulice de siguranță

Se cunoaște faptul că fiecare fluid prezintă o anumită tensiune de vaporizare. Atunci când presiunea existentă deasupra unui lichid scade până la atingerea presiunii de vaporizare, aceasta începe să fiarbă.

S-a arătat că la trecerea fluidului prin supapa de presiune, are loc o scădere a presiunii de la valoarea presiunii la intrare P_{int} la valoarea presiunii de la ieșire P_{ies} ,

însoțită de atingerea unei valori minime P_{vc} , în general mai mică decât P_{ies} , în secțiunea vânei contractate (figura 7.5). În cazul lichidelor, atunci când prin scăderea presiunii se atinge valoarea presiunii de vaporizare, corespunzătoare temperaturii respective, începe vaporizarea acestuia. După părăsirea zonei în care presiunea vânei de fluid este inferioară presiunii de vaporizare, are loc un fenomen invers și anume condensarea vaporilor, ce se manifestă prin surparea bulelor sau cavitațiilor umplute cu vapori sau gaze. Fenomenul descris anterior poartă denumirea de fenomenul de cavitație.

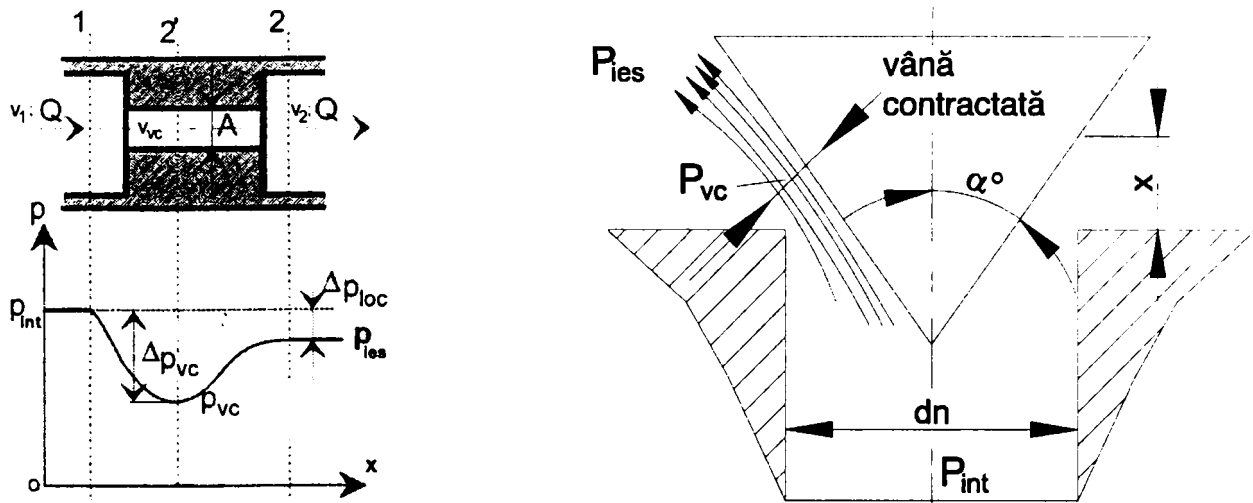


Fig. 7.5 Variația presiunii în zona de strângulare a supapei, pentru o anumită deschidere de lucru.

La trecerea lichidului prin secțiunea de strângulare, viteza curentului crește substanțial, iar presiunea scade până la presiunea de vaporizare a lichidului, favorizând astfel apariția și dezvoltarea cavitației. Coeficientul de cavitație utilizat aici este cel definit sub forma:

$$\sigma_{ins} = \frac{P_{ies} - P_v}{\Delta P} \tag{7.29}$$

unde, $\Delta P = P_{int} - P_{ies}$

- respectiv:
- P_{int} - presiunea de intrare
 - P_{ies} - presiunea de ieșire, presiunea de referință
 - P_v - presiunea de vaporizare
 - σ_{ins} - coeficientul de cavitație al instalației

Rezerva de presiune σ_{rez} , față de presiunea de vaporizare P_v , raportată la căderea de presiune pe supapă ΔP , se poate scrie sub forma:

$$\sigma_{rez} = \frac{P_{min} - P_v}{\Delta P} = \left[\frac{P_{ies} - P_v}{\Delta P} \right] - \left[\frac{P_{ies} - P_{min}}{\Delta P} \right] \tag{7.30}$$

Identificând membrul drept al ecuației 7.30 rezultă că, pentru coeficientul de cavitație al instalației σ_i , coeficientul de cavitației a supapei σ_{corp} și rezerva de cavitație σ_{rez} , obținem expresiile:

$$\sigma_{ins} = \frac{P_{ies} - P_v}{\Delta P} \tag{7.31}$$

$$\sigma_{corp} = \frac{P_{ies} - P_{min}}{\Delta P} = -c_{pmin} \tag{7.32}$$

$$\sigma_{rez} = \sigma_{ins} - \sigma_{corp} = \sigma_{ins} + c_{pmin} \tag{7.33}$$

Ca urmare, pentru o supapă hidraulică de siguranță conică stadiile cavitaționale se pot defini în felul următor:

$P_{min} = P_v$	$\sigma_{ins} = \sigma_{corp}$	Cavitația este incipientă
$P_{min} < P_v$	$\sigma_{ins} < \sigma_{corp}$	Cavitația este dezvoltată
$P_{min} > P_v$	$\sigma_{ins} > \sigma_{corp}$	Funcționare fără cavitație

Relația 7.31 și 7.32 arată că, valoarea obținută pentru coeficientul de cavitație a instalației σ_i , respectiv coeficientul de cavitației a supapei σ_{corp} , depinde de valoarea presiunii în secțiunile de referință alese pentru studiu.

7.4 Efectele fenomenului de cavitație

Instalația de încercare a unui ventil conic este cea schițată în figura 7.6. Această instalație a fost utilizată în acest scop de Mc.Guigan, de Mc.Cloy și Beck (prezentată de Anton, [1]). Uleiul este introdus în blocul de măsură prin două canale diametral opuse și trece apoi print-un număr mare de orificii care comunică cu un canal circular. Ventilul conic este prevăzut cu un piston cu caneluri pentru echilibrarea forței axiale. Camera din aval este transparentă pentru a permite vizualizarea și fotografierea curentului la ieșire din ventil. Deplasarea ventilului s-a măsurat cu ceas comparator iar debitul de ulei cu un vas etalonat. Reglarea presiunilor din amonte și aval de ventil s-a realizat cu ajutorul unor ventile tip ac, iar măsurarea lor s-a efectuat cu manometre tip Bourdon.

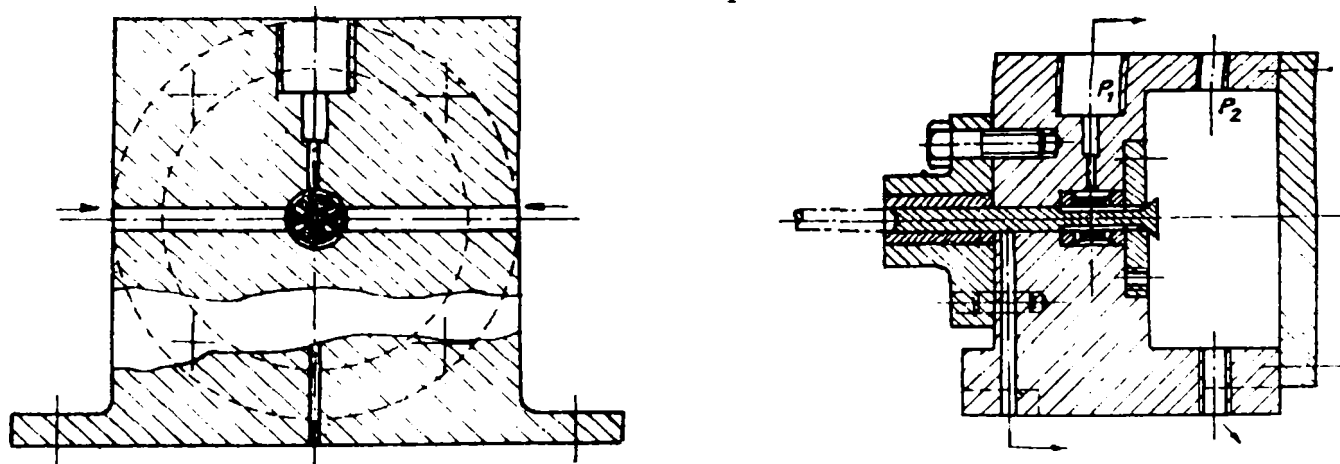


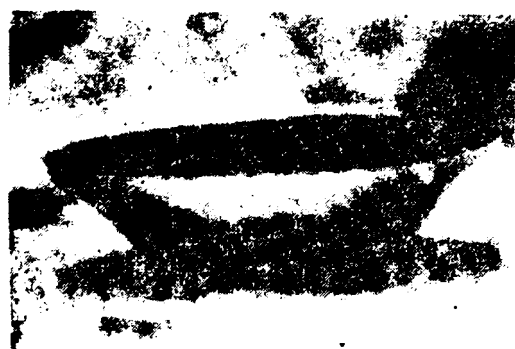
Fig. 7.6 Dispozitiv de încercare la cavitație a ventilelor conice (prezentată de Anton [1, vol 2], pag.228)

În figura 7.7 se prezintă, o fotografie a traiectoriilor absolute ale curentului de la ieșirea din ventil, evidențiate cu ajutorul unor bule mici de aer, în cazul unui regim de funcționare necavitațional.

În figura 7.8 poate fi observat ventilul conic dinspre aval în condițiile de funcționare normale și cavitaționale definite prin coeficientul de cavitație al instalației.



Fig. 7.7 Traiectoria particulei de fluid la ieșirea dintr-un ventil conic (prezentată de Anton [1, vol 2], pag.229)



a. Fără cavitație
 $\sigma_{inst} = 0,18, \lambda = 660$



b. Cu cavitație
 $\sigma_{inst} = 0,09, \lambda = 810$



a. Cavitație incipientă
 $\sigma_{inst} = 0,11, \lambda = 575$



b. Cavitație violentă
 $\sigma_{inst} = 0,08, \lambda = 860$

Fig. 7.8 Curentul la ieșirea din ventilul conic, în regim normal și cavitațional (prezentată de Anton [1, vol 2], pag.229)

Fig. 7.9 Spectrul zgomotului la incipiența cavitației și la un stadiu dezvoltat (prezentată de Anton [1, vol 2], pag.229)

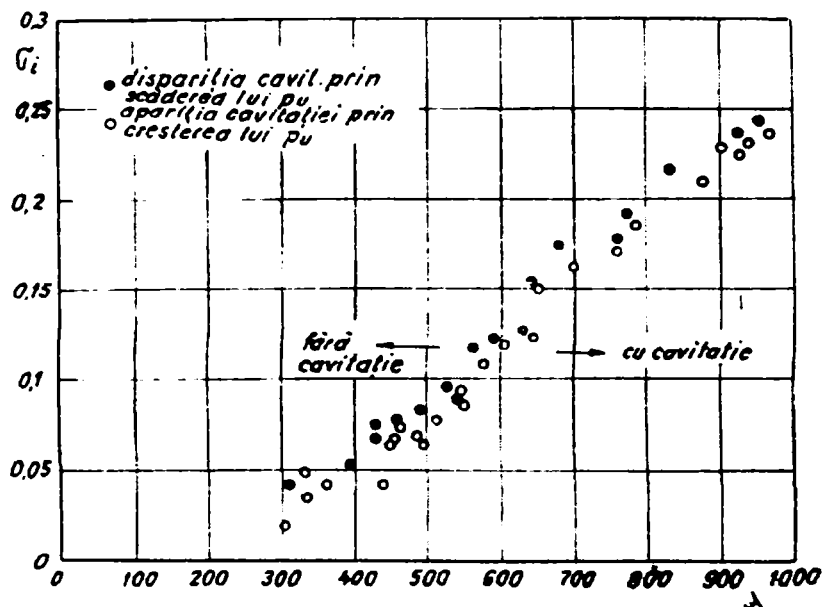


Fig. 7.10 Curba de sensibilitate la cavitație a unui ventil conic ([1, vol 2], pag.229)

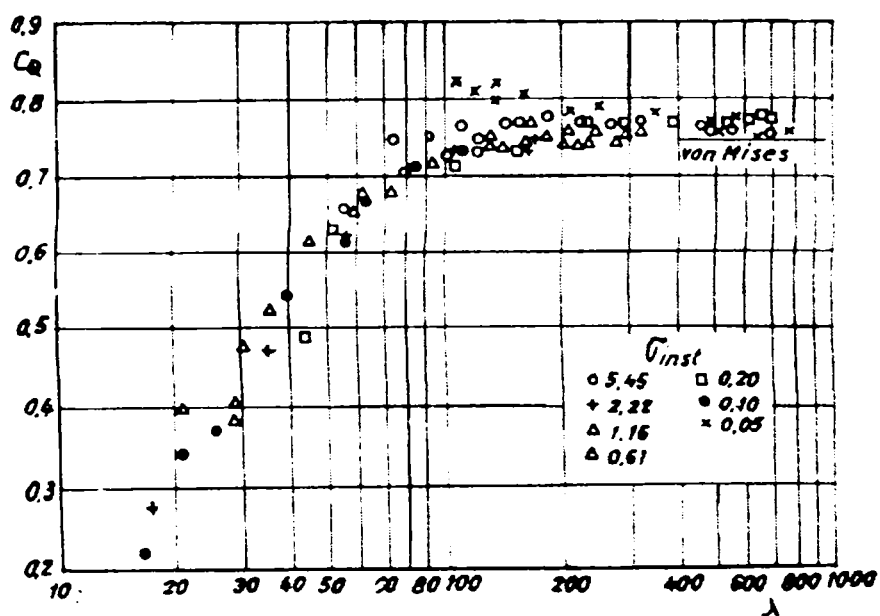


Fig. 7.11 Dependența coeficientului de debit de numărul de curent λ și de σ_{inst} (prezentată de Anton [1, vol 2], pag.229)

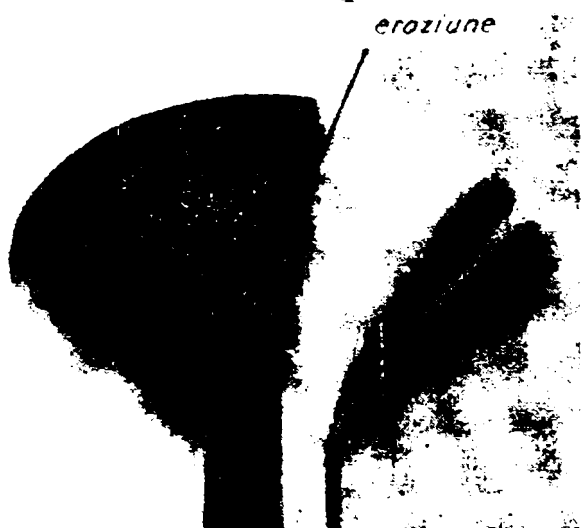


Fig. 7.12 Eroziune cavitațională pe un ventil conic (prezentată de Anton [1, vol 2], pag.229)



Fig. 7.13 Ciupituri de cavitație pe suprafața unui ventil conic (prezentată de Anton [1, vol 2], pag.229)

Stadiul de incipiență cavitațională a fost determinată pe cale acustică. Sunetele generate prin cavitație au fost recepționate cu ajutorul unui traductor din plumb-zirconat-titanat și redate pe ecranul unui osciloscop, semnalele fiind pe urmă înregistrate fotografic. În figura 7.9 sunt prezentate astfel de fotografii după Mc Cloy s.a. Spectrul zgomotului caracteristic incipienței cavitației este arătat în figura 7.9a, iar zgomotul generat de cavitație la un stadiu avansat al acestui fenomen este cel din figura 7.9b. Variația coeficientului de incipiență cavitațională σ_i , în funcție de numărul de curent λ , $\sigma_i = f(\lambda)$ pentru un ventil conic cu $\theta=45^\circ$, după Mc Cloy și Beck citat de Anton [1], este cea prezentată din figura 7.10.

Dependența coeficientului de debit C_Q de numărul de curent și de coeficientul de cavitație a instalației pentru ventilul conic este cea din figura 7.11. Rezultă de aici că C_Q are o tendință de creștere în domeniul $100 < \lambda < 300$, atunci când coeficientul de cavitație al instalației σ_{inst} descrește. În domeniul $10 < \lambda < 100$ unde curentul este laminar, C_Q crește rapid de la 0,2 la 0,7. Ventilul conic studiat a fost supus procesului de eroziune prin cavitație timp de 40 de ore. La un interval de 4 ore a fost demontat pentru a fi cântărit și analizată suprafața erodată. După un anumit timp de funcționare a ventilului conic, distrugerea prin cavitație este sesizată prin prezența ciupiturilor caracteristice. Aceste ciupituri ce apar pe suprafața ventilului (figura 7.12 și 7.13) ajungând după 40 ore de funcționare la un diametru maxim de circa 4 mm, arată că surparea bulelor de cavitație are loc în aval de secțiunea contractată a vânei de curent. Aceste investigații privitor la eroziunea cavitațională, care au condus doar la concluzia că, la construcția ventilului conic trebuie folosite oțeluri speciale, sunt incomplete și de aceea se cer a fi extinse.

7.5 Analiza cavitațională a diferitelor variante constructive de supape

Simulările numerice realizate au evidențiat faptul că curgerea fluidului în interiorul supapei are loc cu formarea a trei zone mari de recirculare în care, se pot identifica așa numitele vârtejuri forțate. În modelul teoretic dezvoltat pentru studiul vârtejurilor forțate, s-a arătat că unul dintre parametrii sintetici cu care se pot caracteriza aceste vârtejuri este presiunea în centrul vârtejurii.

Analizând câmpul de presiune corespunzător vârtejurilor formate, se constată că valoarea presiunii în centrul acestora este scăzută, respectiv aceste valori se modifică odată cu modificarea deschiderii supapei. Parametrul presiune în centrul vârtejurii p_{cv} , prin înlocuirea sa în relațiile 7.31, 7.32 permite caracterizarea vârtejurilor formate și din punct de vedere cavitațional prin calcularea valorilor coeficientului de cavitație a vârtejurilor $\sigma_{corp} = \sigma_{sp}$ în centrul acestora pentru fiecare deschidere analizată a supapei. Astfel, înlocuind parametrul p_{cv} în relațiile 7.31 și 7.32 respectiv, alegând ca și presiune de referință presiunea corespunzătoare secțiunii de ieșire, pentru coeficientul de cavitație al instalației respectiv a supapei vom avea:

$$\sigma_{inst} = \frac{P_{ies} - P_v}{\Delta P} \quad (7.34)$$

$$\sigma_{corp} = \sigma_{sp} = \frac{P_{ies} - P_{cv}}{\Delta P} \quad (7.35)$$

Trebuie menționat faptul că, coeficientul de cavitație calculat este cel corespunzător valorilor presiunii din centrul vârtejurilor formate. Ca urmare, determinarea coeficientului de cavitație, respectiv analiza din punct de vedere cavitațional se va face pentru vârtejurile forțate formate în camera supapei de siguranță.

Având în vedere faptul că în interiorul camerei supapei se formează două sau trei vârtejuri semnificative, analiza din punct de vedere cavitațional al acestor vârtejuri se va realiza separat pentru fiecare vârtej format. Astfel, putem realiza o analiză comparativă între stadiile cavitaționale rezultate în centrul fiecărui vârtej, pentru fiecare variantă geometrică studiată.

Analiza cavitațională a supapei de siguranță conice fără deflector

Ca urmare, pentru variantele geometrice prezentate în figura 7.14, analiza cavitațională a vârtejurilor formate în camera supapei, scoate în evidență următoarele aspecte:

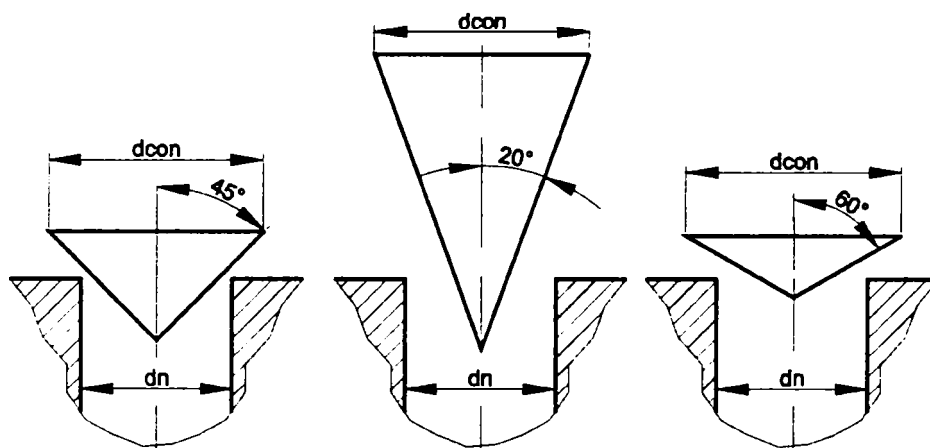


Fig. 7.14 Element de reglare de tip con, având $\alpha=20^{\circ}$, $\alpha=45^{\circ}$, $\alpha=60^{\circ}$.

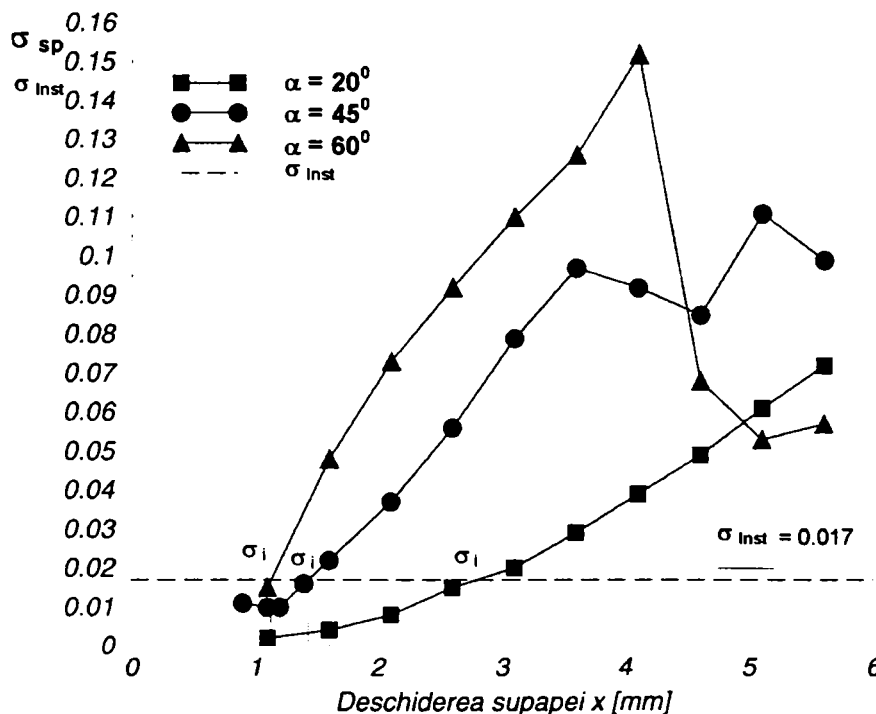


Fig. 7.16 Curba cavitațională a vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu $\alpha=20^{\circ}$, $\alpha=45^{\circ}$, $\alpha=60^{\circ}$ ($dn=28mm$, $\Delta P=60$ bar)

- se constată că, pentru fiecare variantă geometrică prezentată în figura 7.15, există un interval de deschideri pentru care, în centrul vârtejului principal V1, nu se formează fenomenul de cavitație în vârtej; Se constată că apariția cavitației are loc începând de la valori mici ale deschiderii supapei;
- cea mai mare sensibilitate la cavitație îl prezintă varianta cu $\alpha=60^\circ$, care prezintă intervalul de deschideri cel mai extins ($1.1 < x < 5.6$ mm), pentru care în centrul vârtejului V1 apare fenomenul de cavitație în vârtej (figura 7.16);
- varianta geometrică cu $\alpha=20^\circ$, prezintă intervalul cel mai mic de deschideri ($2.8 < x < 5.6$ mm) pentru care în centrul vârtejului V1 apare cavitație (figura 7.16);
- pentru varianta geometrică cu $\alpha=45^\circ$, se constată că în intervalul de deschideri $0.9 < x < 1.6$ mm, nu apare cavitație în centrul vârtejului V1 (figura 7.16);
- reprezentarea curbei cavitaționale a supapei de siguranță conice, arată că în cazul celor trei variante geometrice studiate, incipiența cavitațională în centrul vârtejului V1, pare pentru următoarele valori ale deschiderii supapei: pentru cazul $\alpha=20^\circ$ la $x=2.8$ mm, pentru cazul $\alpha=45^\circ$ la $x=1.4$ mm, iar pentru cazul $\alpha=60^\circ$ la $x=1.1$ mm.

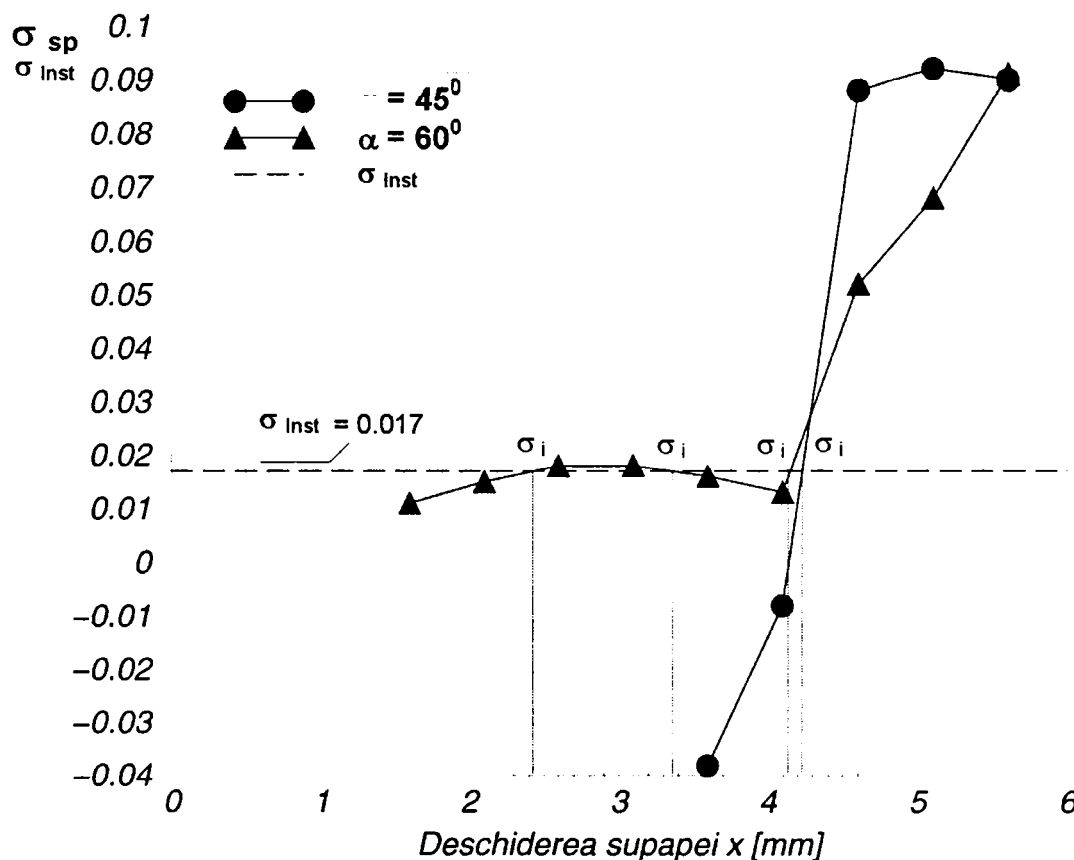


Fig. 7.17 Curba cavitațională a vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar)

În cazul vârtejului V2, trasarea curbei cavitaționale pentru variantele geometrice prezentate în figura 7.15 arată că:

- deși la formarea vârtejului, valoarea presiunii în centrul acestuia este destul de scăzută, fenomenul de cavitație în centrul vârtejului apare doar pentru valori mari ale deschiderii supapei. Astfel, pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ se constată că, în centrul

vârtejului secundar V2 se formează cavitație pentru două intervale ale deschiderii supapei, și anume: între $2.4 < x < 3.4$ mm și $4.3 < x < 5.6$ mm. Se observă că, inclusiv după bascularea jetului de fluid, pentru deschiderii apropiate de deschiderea la care are loc fenomenul, în centrul vârtejului secundar V2 apare fenomenul de cavitație (figura 7.17);

- varianta cu $\alpha = 45^\circ$, prezintă un interval mai mic de deschideri pentru care nu apare fenomenul de cavitație ($3.6 < x < 4.3$ mm), dar urmărind valori obținute se constată că fenomenul de cavitație ce se produce are un stadiu mai avansat decât cel obținut pentru varianta cu $\alpha = 60^\circ$ (figura 7.17);
- incipiența cavitațională se obține pentru deschiderile de $x = 2.4$, $x = 3.4$ și $x = 4$ mm, pentru varianta cu $\alpha = 60^\circ$, respectiv pentru $x = 4.15$ pentru varianta cu $\alpha = 45^\circ$.

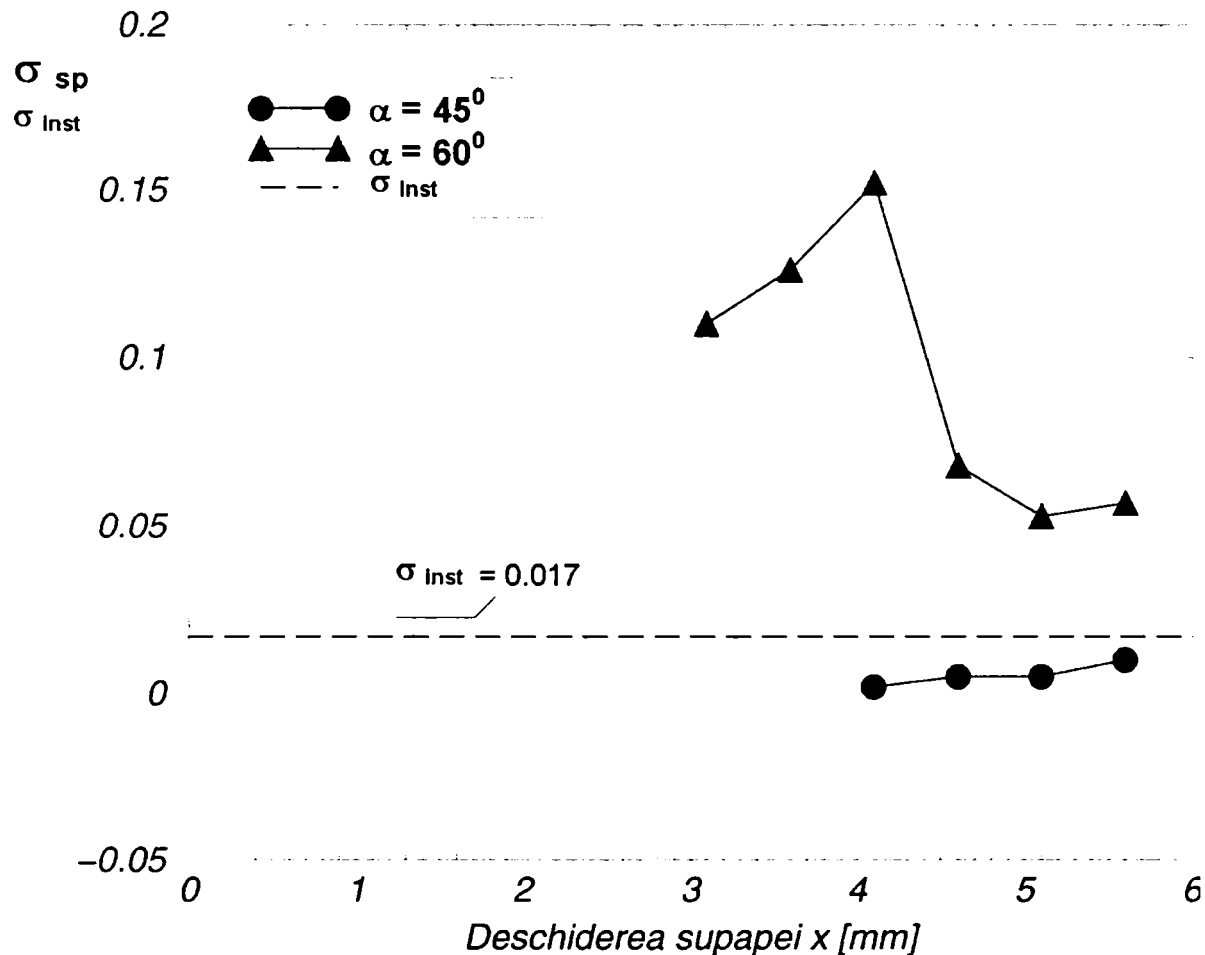


Fig. 7.18 Curba cavitațională a vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu $\alpha = 45^\circ$, $\alpha = 60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P = 60$ bar)

Urmărind evoluția din punct de vedere cavitațional a vârtejului V3, format în canalul de evacuare a supapei, se observă că pentru varianta geometrică cu $\alpha = 20^\circ$, în canalul de evacuare nu se formează nici un vârtej. Analizând figura 7.18 se observă că:

- în cazul vârtejului format la varianta cu $\alpha = 45^\circ$ în centrul acestuia nu apare fenomenul de cavitație de-a lungul evoluției acestui vârtej, $\sigma_{inst} > \sigma_{sp}$;
- în schimb, pentru varianta cu $\alpha = 60^\circ$ cavitația în vârtej apare pentru toate deschiderile unde se formează vârtejul V3. Se poate observa că, de la formare și

până în momentul basculării jetului de fluid, intensitatea fenomenului de cavitație este mai accentuată decât după fenomenul de basculare.

Analiza cavitațională a supapei de siguranță conice cu deflector

Variantele geometrice de supapă de siguranță cu deflector analizate din punct de vedere cavitațional sunt cele prezentate în figura 7.19. Analiza numerică a curgerii fluidului prin aceste tipuri de supape a arătat că prezența deflectorului favorizează formarea a cel puțin două vârtejuri semnificative în camera supapei pentru toate variantele geometrice studiate.

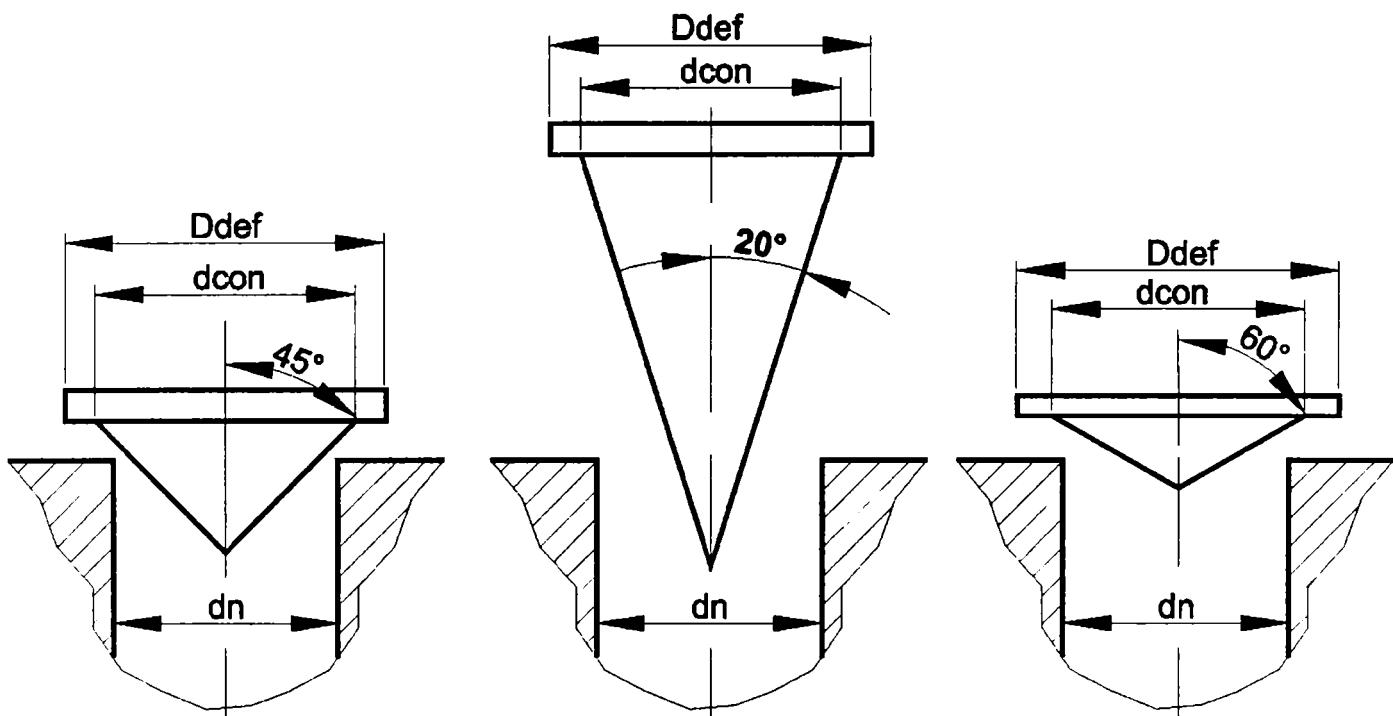


Fig. 7.19 Element de reglare de tip con cu deflector, având $\alpha=20^{\circ}$, $\alpha=45^{\circ}$, $\alpha=60^{\circ}$.

Analiza figurii 7.20 scoate în evidență faptul că, în cazul vârtejului V1 fenomenul de cavitație în centrul vârtejului este dominantă pentru toate variantele geometrice studiate. Singura variantă pentru care supapa de siguranță prezintă un interval mic de deschideri pentru care în centrul vârtejului nu apare cavitație este varianta cu $\alpha=20^{\circ}$. Se constată că acest interval se situează la valori mici ale deschiderii supapei cuprinse între $1.1 < x < 1.7$ mm. Pentru această variantă incipiența cavitațională apare pentru valoarea deschiderii supapei de $x=1.7$ mm.

Este de remarcat faptul că, coeficientului de cavitație obținut pentru variantele geometrice cu deflector prezintă valori mari, indicând faptul că, în centrul vârtejului principal V1, fenomenul de cavitație este foarte intensă (figura 7.20). În figura 7.20 se observă că, pentru varianta cu $\alpha=60^{\circ}$ în centrul vârtejului V1, fenomenul de cavitație prezintă cea mai mare intensitate de-a lungul evoluției vârtejului cu deschiderea supapei.

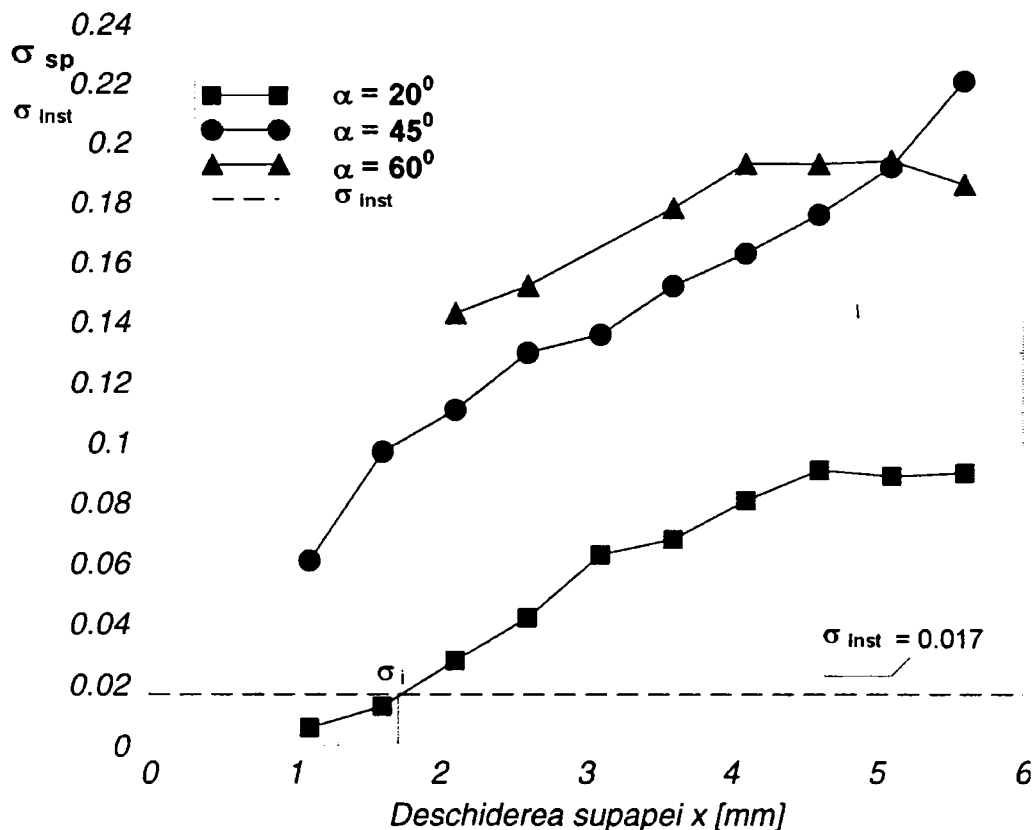


Fig. 7.20 Curba cavitațională a vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu deflector, având $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

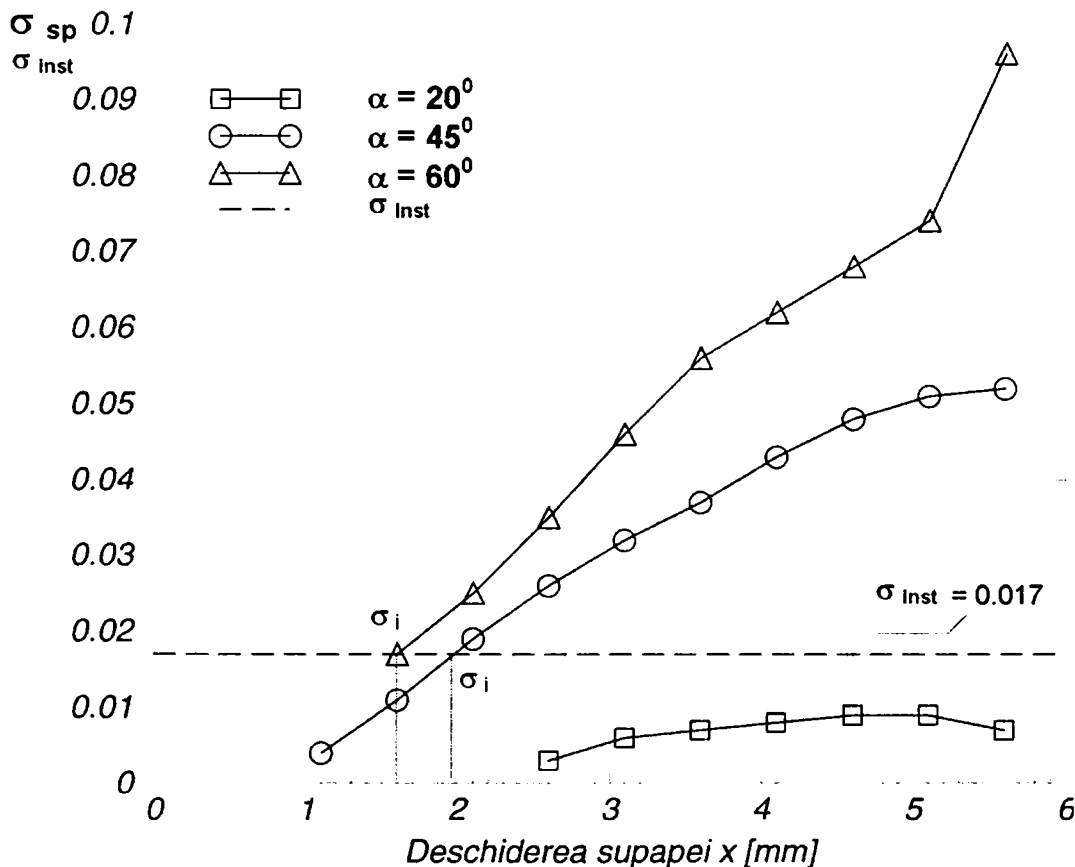


Fig. 7.21 Curba cavitațională a vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu deflector, având $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Spre deosebire de vârtejul principal V1, în cazul vârtejului secundar V2 se constată că, în cazul fiecărei variante geometrice studiate, există cel puțin o valoare

a deschiderii supapei pentru care condițiile existente în centrul vârtejului asigură cel puțin formarea stadiului de incipiență cavitațională (figura 7.21).

- se observă că, pentru varianta cu $\alpha=20^0$, pentru toate deschiderile de lucru în care evoluează vârtejul secundar V2 nu apare fenomenul de cavitație $\sigma_{inst} > \sigma_{sp}$;
- în cazul variantei cu $\alpha=45^0$, pentru valori mici ale deschiderii supapei cuprinse în intervalul $1.1 < x < 1.9$ mm nu apare fenomenul de cavitație (figura 7.21). Pentru deschideri mai mari decât valoarea de $x=1.9$ mm în centrul vârtejului se formează cavitație. În cazul acestei variante incipiența cavitațională apare pentru deschiderea $x=1.9$ mm;
- analizând figura 7.21 se observă că, în cazul variantei cu $\alpha=60^0$ evoluția vârtejului secundar V2 din punct de vedere cavitațional este cea mai defavorabilă. Astfel încă din momentul formării vârtejului la deschiderea de $x=1.6$ mm apar condiții favorabile apariției incipienței cavitaționale. Evoluția vârtejului V2 pentru deschiderile mai mari de $x=1.6$ mm are loc cu formarea cavitației în centrul acestuia. Se poate observa că, din nou pentru varianta cu $\alpha=60^0$ intensitatea cavitației în centrul vârtejului este cea mai avansată.

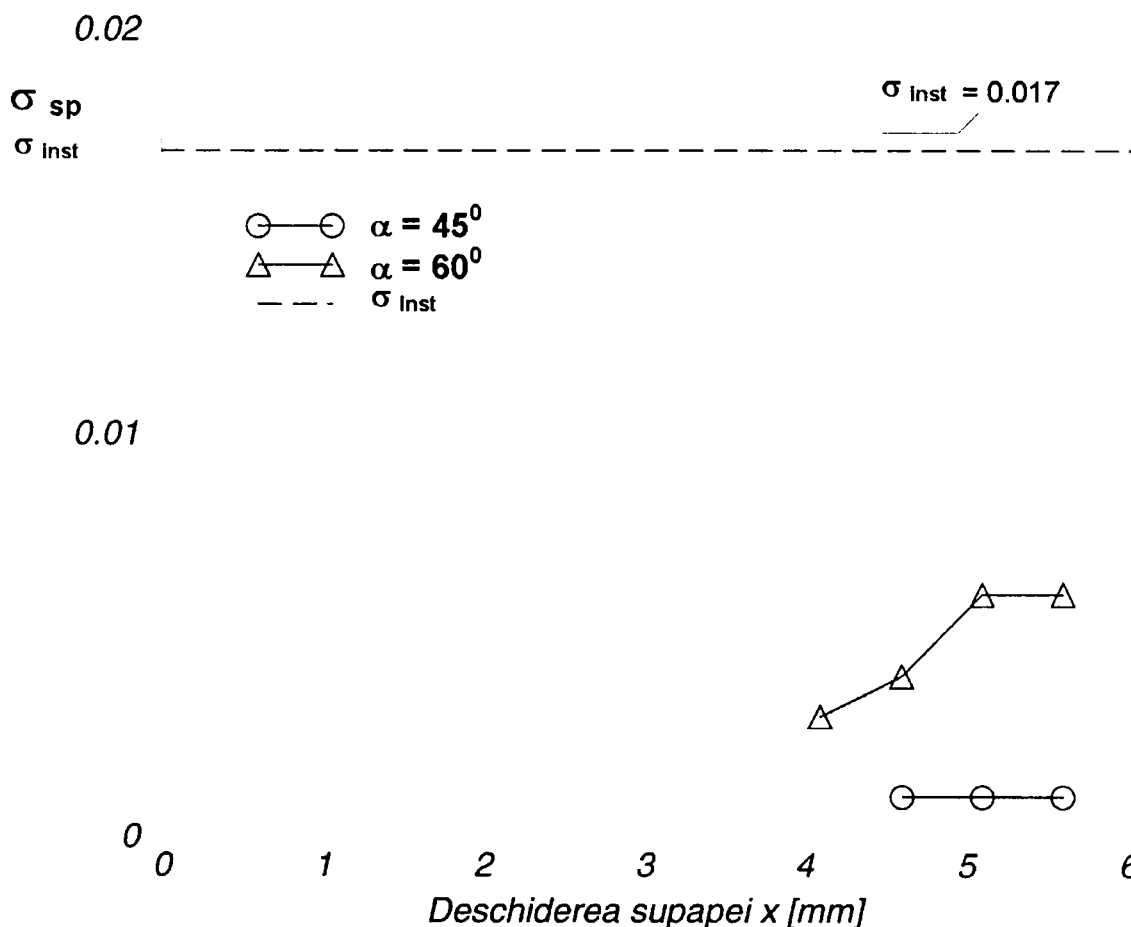


Fig. 7.22 Curba cavitațională a vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu $\alpha=45^0$, $\alpha=60^0$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Ca și în cazul variantelor geometrice fără deflector, pentru valoarea semiunghiului conului supapei de $\alpha=20^0$ în canalul de evacuare a supapei nu se formează vârtej. Astfel analiza cavitațională a vârtejului secundar V3 se realizează pentru variantele geometrice cu $\alpha=45^0$ și $\alpha=60^0$.

Urmărind figura 7.22 constatăm că, vârtejul V3 format în canalul de evacuare a supapei de siguranță, prezintă o evoluție lipsită de apariția fenomenului de cavitație deoarece $\sigma_{inst} > \sigma_{sp}$.

Analiza cavitațională comparativă pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector pentru aceeași valoare a semiunghiului α

În cele ce urmează vom analiza comparativ supapa de siguranță conică cu și fără deflector având aceeași valoare a semiunghiului la vârf a conului supapei. Scopul acestei analize este de a urmări efectul prezenței deflectorului asupra producerii fenomenului de cavitație în centrul vârtejurilor formate în interiorul camerei supapei.

Prima analiză o vom realiza pentru varianta geometrică prezentată în figura 7.23. Am văzut în capitolul 6 că prezența deflectorului pentru varianta geometrică cu $\alpha=20^0$, determină formarea doar a două vârtejuri semnificative în camera supapei fără apariția unui vârtej în canalul de evacuare a supapei.

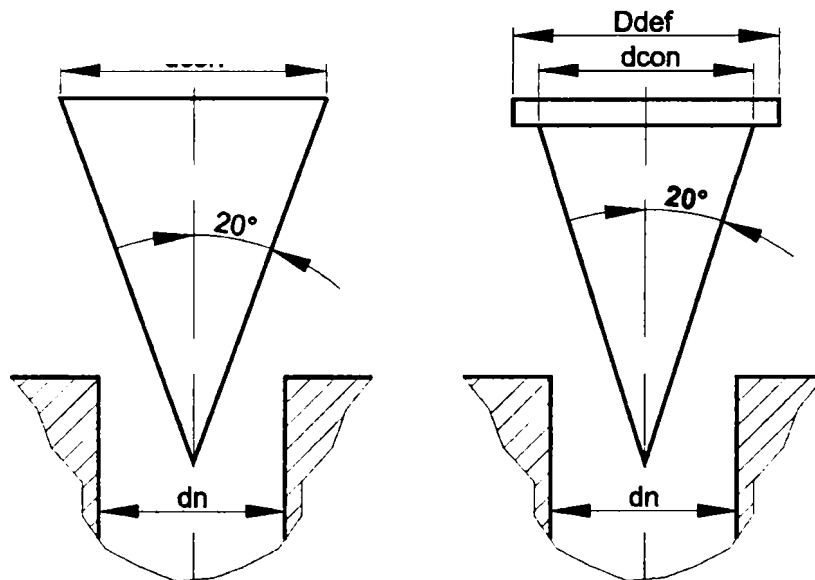


Fig. 7.23 Element de reglare de tip con cu și fără deflector, având $\alpha=20^0$.

Analizând curba cavitațională corespunzătoare vârtejului principal V1, reprezentată în figura 7.24 putem afirma următoarele:

- intervalul de deschideri pentru care în centrul vârtejului V1 nu apare cavitație, în cazul variantei fără deflector este aproximativ de 2 ori mai mare decât pentru varianta cu deflector;
- incipiență cavitațională se obține la deschiderea de $x=1.7$ mm pentru varianta cu deflector și la deschiderea de $x=2.8$ mm pentru varianta fără deflector;
- în centrul vârtejului V1 varianta cu deflector, prezintă un stadiu cavitațional mai avansat decât varianta fără deflector;
- domeniile de funcționare în cavitație unde $\sigma_{sp} > \sigma_{inst}$ pentru varianta fără deflector este cuprinsă între $2.8 < x < 5.6$ mm, iar pentru varianta cu deflector în intervalul $1.7 < x < 5.6$ mm.

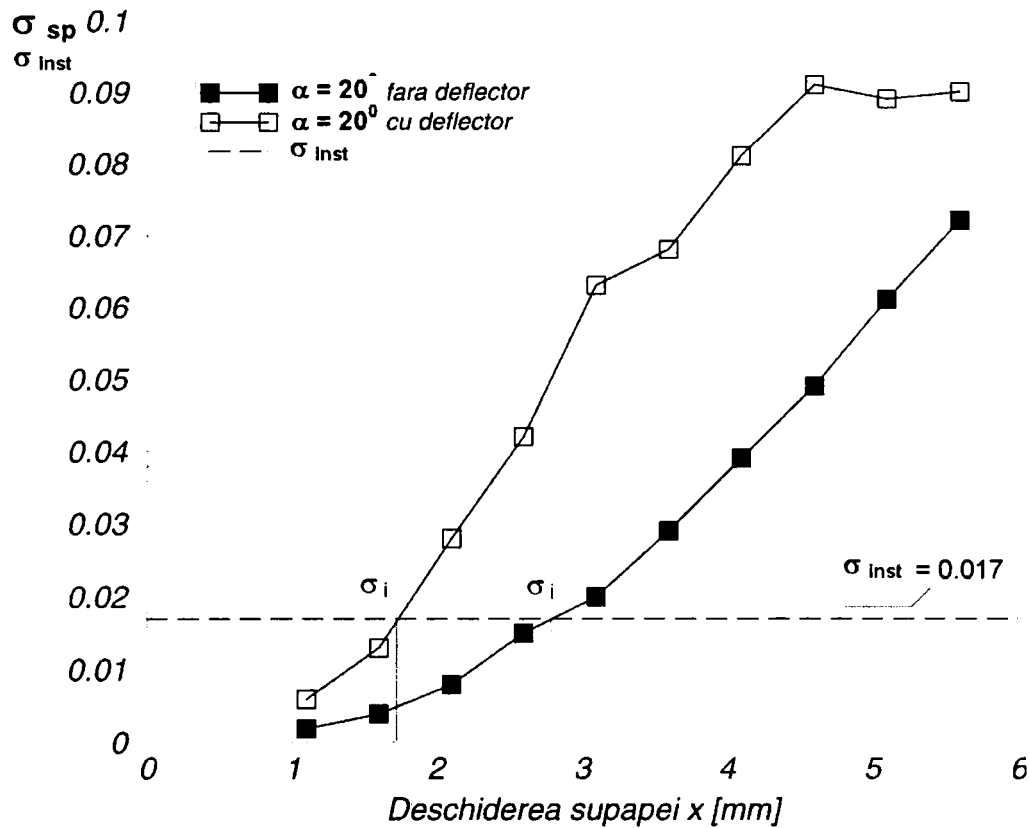


Fig. 7.24 Curba cavitațională a vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector, având $\alpha=20^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

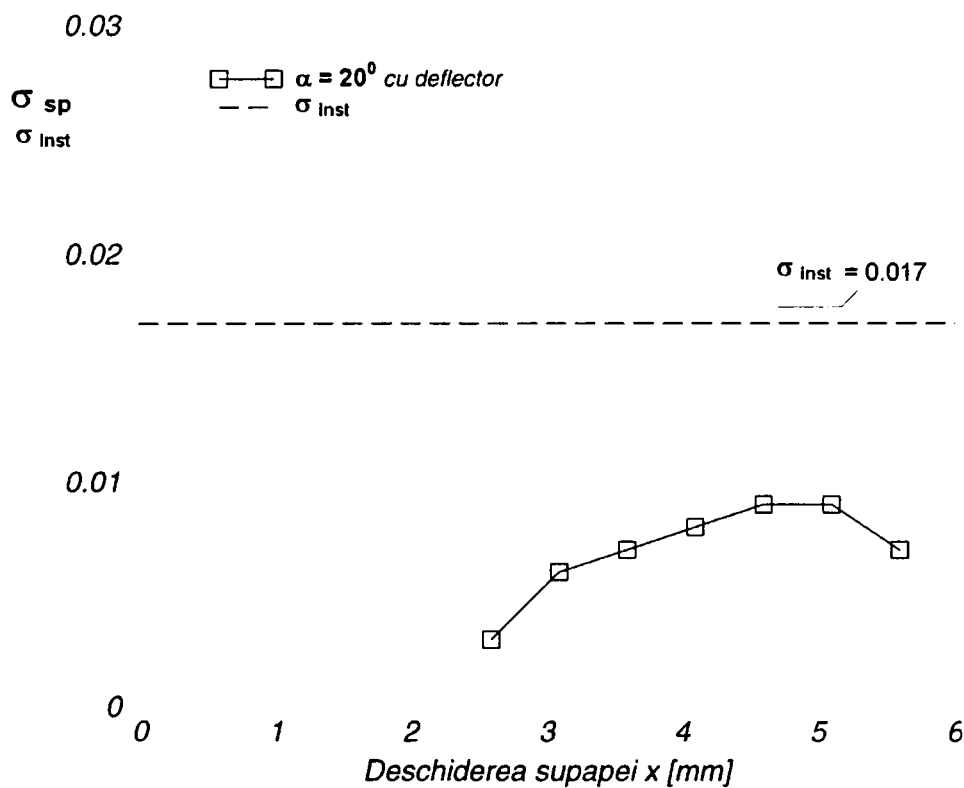


Fig. 7.25 Curba cavitațională a vârtejului V2, pentru supapa conică de siguranță cu deflector, având $\alpha=20^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Analizând curba cavitațională corespunzătoare vârtejului secundar V2, format în cazul variantei cu deflector (figura 7.25) se constată că, valorile coeficientului de cavitație sunt mai mici decât valoarea coeficientului de cavitație a instalației, ceea

ce arată că, pentru această variantă geometrică evoluția vârtejului V2 are loc fără apariția fenomenului de cavitație.

Pentru varianta geometrică cu $\alpha=45^\circ$ prezentată în figura 7.26, analiza câmpului hidrodinamic obținut în urma simulării numerice a curgerii prin supapă arată, formarea a două vârtejuri semnificative în camera supapei, precum și formarea unui vârtej secundar V2 în canalul de evacuare a supapei, pentru ambele variante geometrice cu și fără deflector.

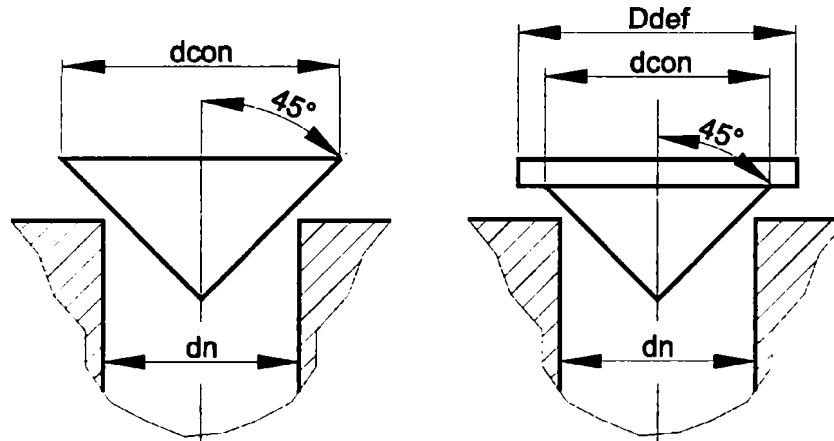


Fig. 7.26 Element de reglare de tip con cu și fără deflector, având $\alpha=45^\circ$.

Urmărind figura 7.27 se observă că, pentru varianta cu deflector în centrul vârtejului V1 nu apare fenomenul de cavitație, iar pentru varianta fără deflector cavitația apare pentru un interval restrâns ale deschiderii supapei concentrate în jurul deschiderilor mici și anume în intervalul $0.9 < x < 1.5 \text{ mm}$. Se observă că incipiența cavitațională apare pentru valoarea deschiderii supapei de $x=1.5 \text{ mm}$.

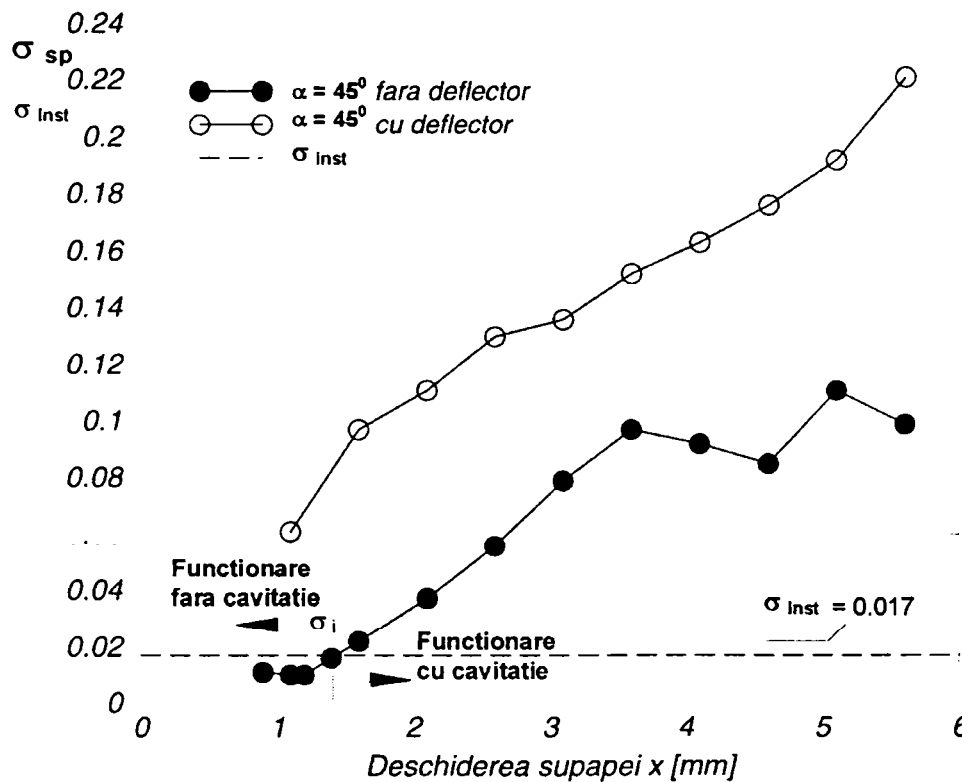


Fig. 7.27 Curba cavitațională a vârtejului V1 pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector având $\alpha=45^\circ$ ($d_n=28 \text{ mm}$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

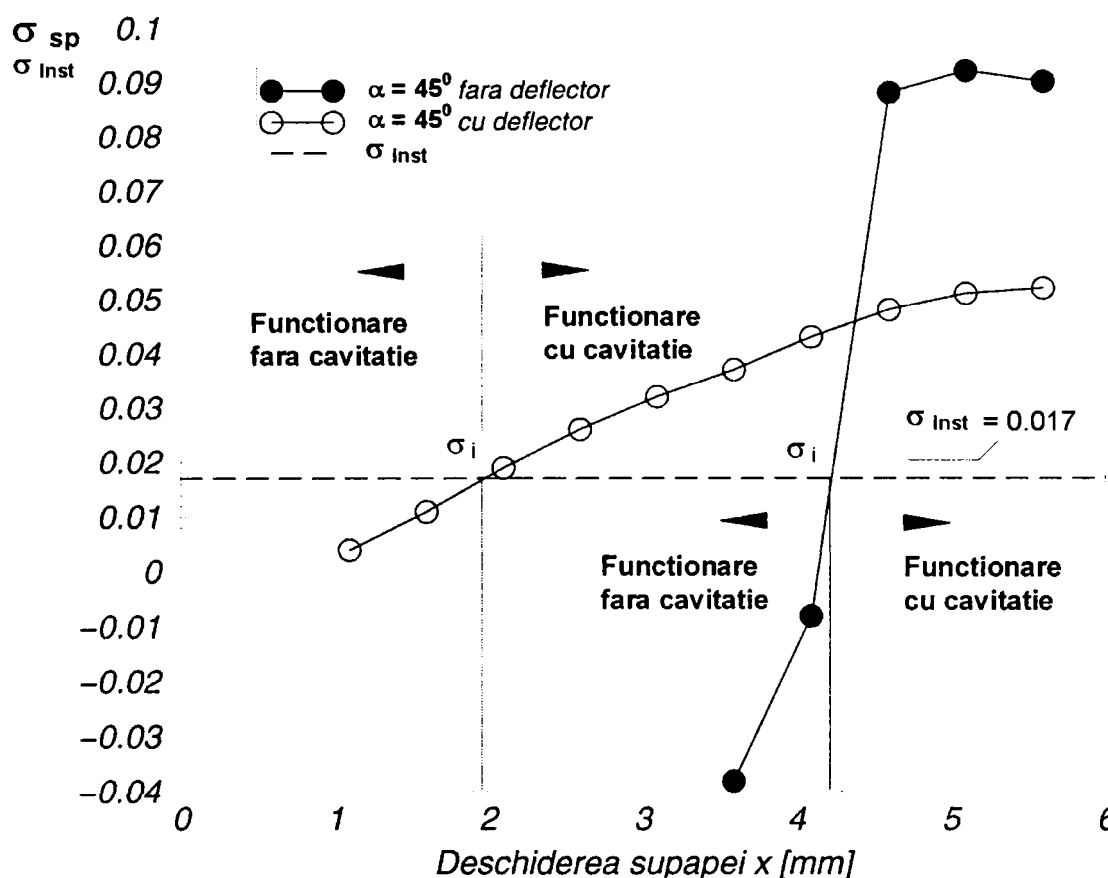


Fig. 7.28 Curba cavitațională a vârtejului V2 pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector având $\alpha=45^\circ$ ($dn=28\text{mm}$, $\Delta P=60\text{ bar}$).

Spre deosebire de vârteful principal V1, pentru vârteful secundar V2 se constată că, pentru ambele variante geometrice în centrul vârtejului apare fenomenul de cavitație. Se poate observa că, mărimea intervalului de deschideri pentru care în centrul vârtejului se formează cavitație este aproximativ aceeași pentru ambele variante geometrice. În plus figura 7.28 scoate în evidență faptul că, în cazul variantei fără deflector, stadiul cavitațional în centrul vârtejului V2 este mai avansat decât cel existent în centrul vârtejului pentru varianta cu deflector. Pe de altă parte, pentru varianta geometrică cu deflector se constată un număr mai mare de deschideri în care apare cavitația, decât pentru varianta fără deflector. Stadiul de incipiență cavitațională se formează la deschiderea de $x=1.8\text{ mm}$ pentru varianta fără deflector și $x=4.2\text{ mm}$ pentru varianta cu deflector.

Figura 7.29 arată că, formarea vârtejului secundar V3 are loc doar la deschideri mari de lucru ale supapei de siguranță. Din figură reiese că, pentru ambele variante geometrice cu și fără deflector, evoluția vârtejului secundar V3 are loc fără apariția fenomenului de cavitație în centrul acestuia. De remarcat este faptul că pentru varianta cu deflector valoarea coeficientului de cavitație rămâne constantă de-a lungul evoluției vârtejului secundar V3. Acest lucru arată că, pentru această variantă câmpul hidrodinamic rezultat în zona de evacuare, este mai stabilă decât cea corespunzătoare pentru aceeași zonă în cazul variantei fără deflector.

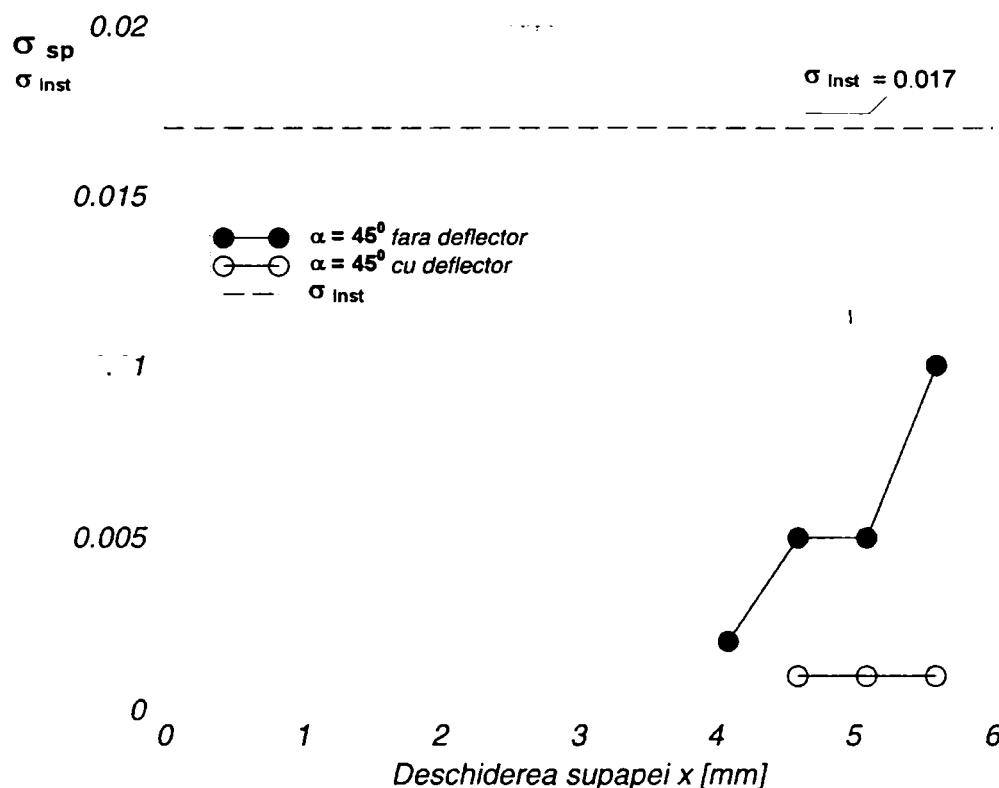


Fig. 7.29 Curba cavitațională a vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector, având $\alpha=45^\circ$ ($dn=28\text{mm}$, $\Delta P=60\text{ bar}$).

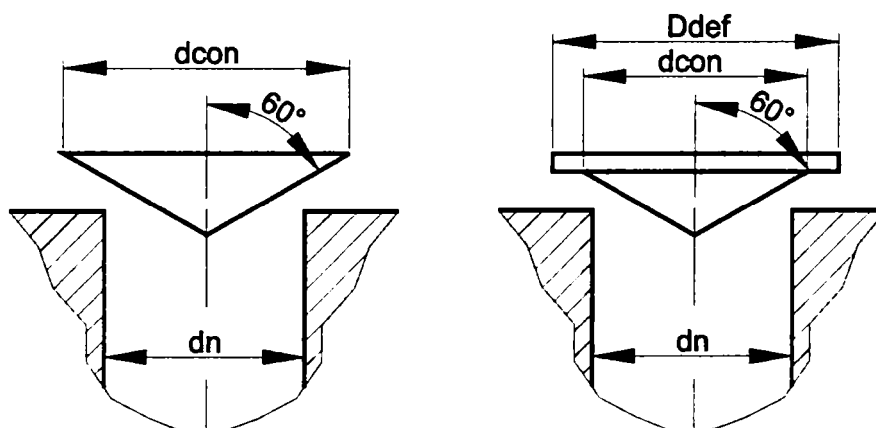


Fig. 7.30 Element de reglare de tip con cu și fără deflector, având $\alpha=60^\circ$.

În fine pentru varianta geometrică prezentă în figura 7.30 având valoarea semiunghiului $\alpha=60^\circ$, analiza cavitațională a celor două vârtejuri formate în camera supapei respectiv a vârtejului format în canalul de evacuare, scoate în evidență următoarele aspecte:

- evoluția vârtejului principal V1, din punct de vedere cavitațional este mai favorabilă pentru varianta fără deflector față de varianta cu deflector deoarece $(\sigma_{sp} - \sigma_{inst})_{cu-deflector} > (\sigma_{sp} - \sigma_{inst})_{fara-deflector}$. Se constată că deși pentru varianta fără deflector fenomenul de cavitație apare pentru aproape toate deschiderile de lucru ale supapei, valorile obținute pentru coeficientul de cavitație sunt mai mici pentru această variantă, decât cele obținute pentru varianta cu deflector (figura 7.31). Acest lucru arată că fenomenul de cavitație în cazul variantei cu deflector este mai intens decât pentru varianta fără deflector.

- incipiență cavitațională se obține la deschiderea de $x=1.15$ mm pentru varianta fără deflector.

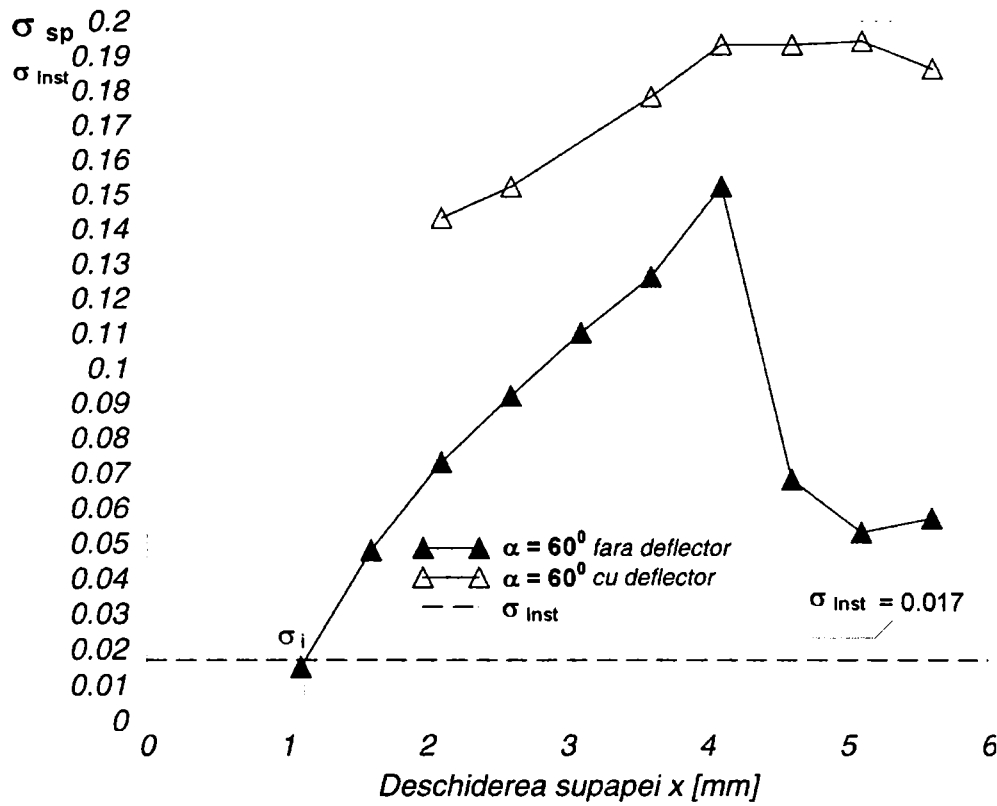


Fig. 7.31 Curba cavitațională a vârtejului V1 pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector având $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

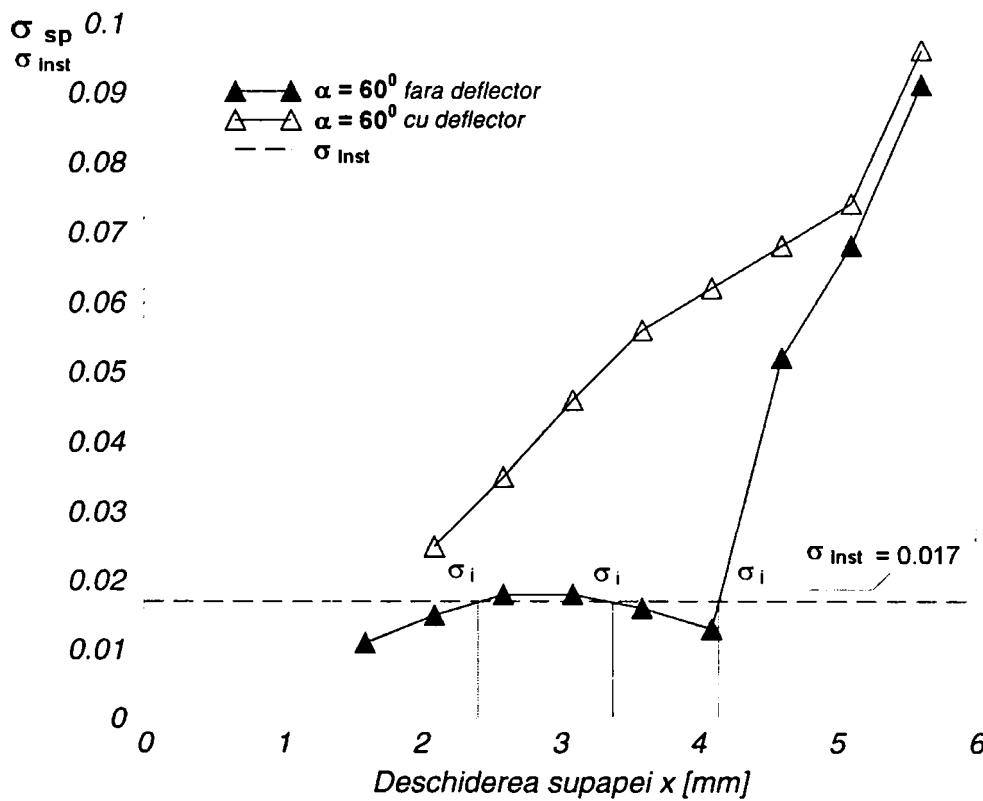


Fig. 7.32 Curba cavitațională a vârtejului V2 pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector având $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Curba cavitațională corespunzătoare vârtejului secundar V2, pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$, arată că și în cazul acestui vârtej varianta fără deflector este mai favorabilă decât varianta cu deflector. Din figura 7.32 se poate observa că pentru varianta cu deflector se formează două intervale de deschideri pentru care apare fenomenul de cavitație în centrul vârtejului și anume $1.6 < x < 2.4$ mm și $3.3 < x < 4.2$ mm. Pentru acest caz, incipiența cavitațională apare la deschiderile $x=2.4$, $x=3.3$ și $x=4.2$ mm. De remarcat este faptul că pentru varianta cu deflector, pentru toate deschiderile de lucru ale supapei în care evoluează vârtejul secundar V2, în centrul acestuia există un stadiu cavitațional avansat (figura 7.32).

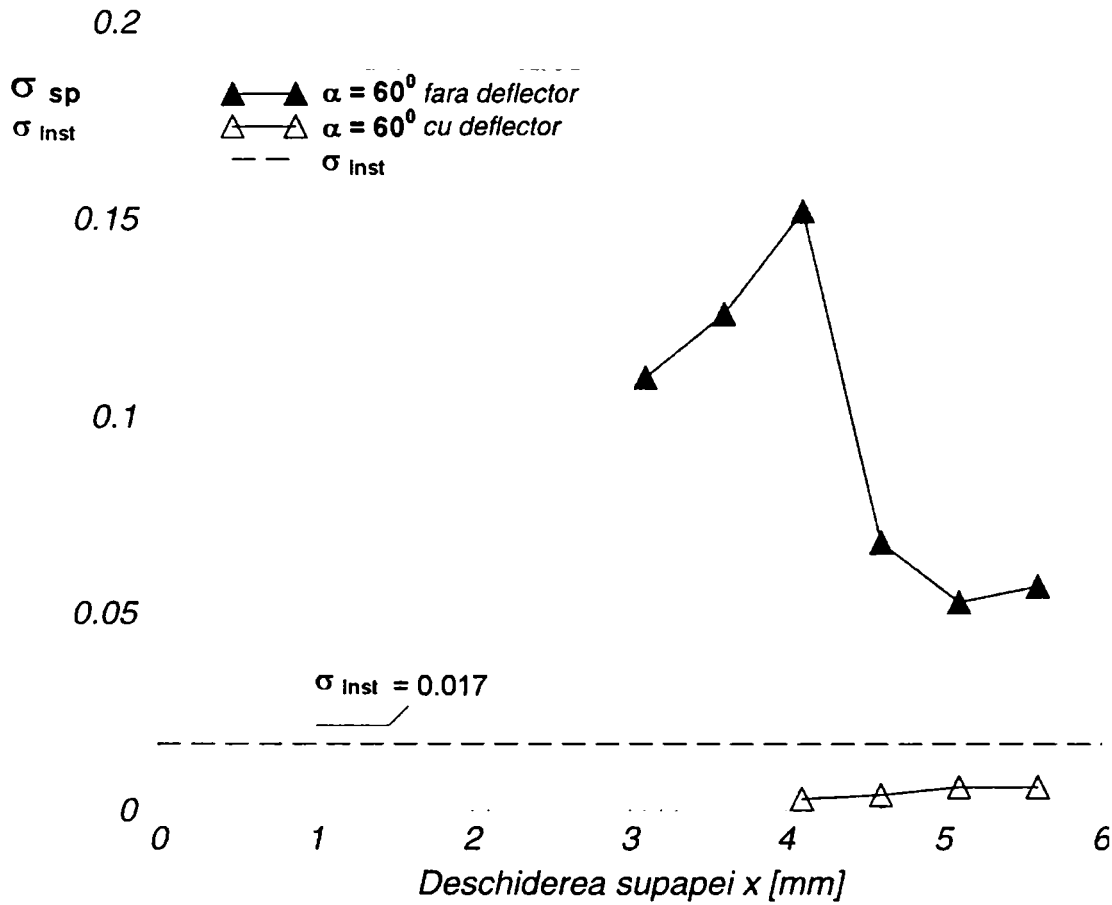


Fig. 7.33 Curba cavitațională a vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector, având $\alpha=60^\circ$ ($dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Analiza cavitațională a vârtejului secundar V3 arată că, pentru varianta cu deflector în centrul vârtejului nu se formează cavitație. În schimb, în cazul variantei fără deflector, pentru toate deschiderile în care evoluează vârtejul secundar V3, în centrul acestuia se formează cavitație (figura 7.33). Trebuie remarcat faptul că pentru varianta cu deflector, efectul fenomenului de basculare a jetului de fluid este resimțit și în evoluția coeficientului de cavitație a vârtejului secundar V3. Astfel, până în momentul basculării jetului, în centrul vârtejului există un stadiu cavitațional mai avansat decât după producerea basculării.

Având în vedere că, în capitolul 6 s-a arătat cum că, pentru supapele de siguranță monoetajate se recomandă folosirea elementelor de reglare conice cu deflector având valoarea semiunghiului la vârf egal cu $\alpha=45^\circ$, în cele ce urmează

dorim să analizăm efectul teșirii scaunului, asupra curbei cavitaționale a supapei (figura 7.34).

Analiza numerică a curgerii fluidului prin cele două variante de supape a arătat că, în ambele cazuri, în interiorul camerei supapei are loc formarea a două vârtejuri semnificative, respectiv în canalul de evacuare, are loc formarea unui vârtej semnificativ.

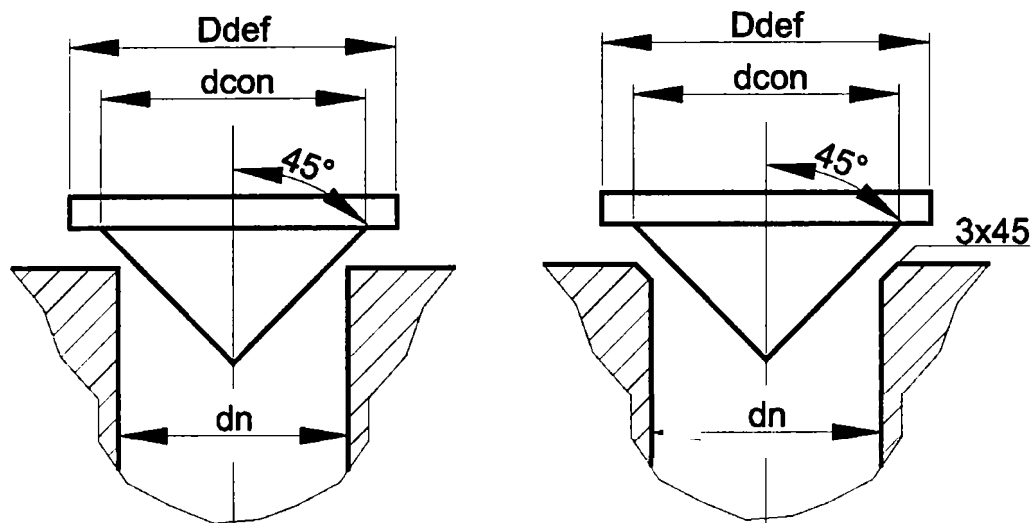


Fig. 7.34 Element de reglare de tip con, cu deflector, cu scaun ascuțit sau teșit, având $\alpha=45^{\circ}$.

Analizând curba cavitațională corespunzătoare vârtejului principal V1, format în camera supapei, putem afirma următoarele:

- pentru varianta cu scaun ascuțit nu are loc formarea fenomenului de cavitație în centrul vârtejului (figura 7.35);
- în cazul variantei cu scaun teșit, fenomenul de cavitație apare pentru intervalul de deschideri cuprins între $2.1 < x < 5.6$ mm, cu apariția incipienței cavitaționale pentru valoarea deschiderii de $x=2.1$ mm (figura 7.35);
- stadiul cavitațional apărut în centrul vârtejului principal V1, este mai pronunțat în cazul variantei geometrice cu scaun ascuțit decât în cazul variantei cu scaun teșit;

Pentru vârtejul secundar V2, analiza cavitațională arată că:

- deși pentru varianta cu scaun teșit vârtejul se formează și evoluează pentru un interval restrâns de deschideri, în centrul vârtejului se constată apariția fenomenului de cavitație și evoluția acestuia are loc cu o intensitate destul de mare (figura 7.36);
- pentru varianta cu scaun ascuțit se constată că în intervalul de deschideri cuprins între $1.1 < x < 2$ mm în centrul vârtejului secundar V2 nu apare cavitație $\sigma_{inst} > \sigma_{sp}$. Pentru valoarea deschiderii de $x=2$ mm se realizează incipiența cavitațională, iar pentru deschideri mai mari de $x > 2$ mm, evoluția vârtejului are loc cu apariția fenomenului de cavitație. Se constată că, pentru această variantă odată cu creșterea deschiderii de lucru a supapei are loc și o intensificare a fenomenului de cavitație din centrul vârtejului (figura 7.36).

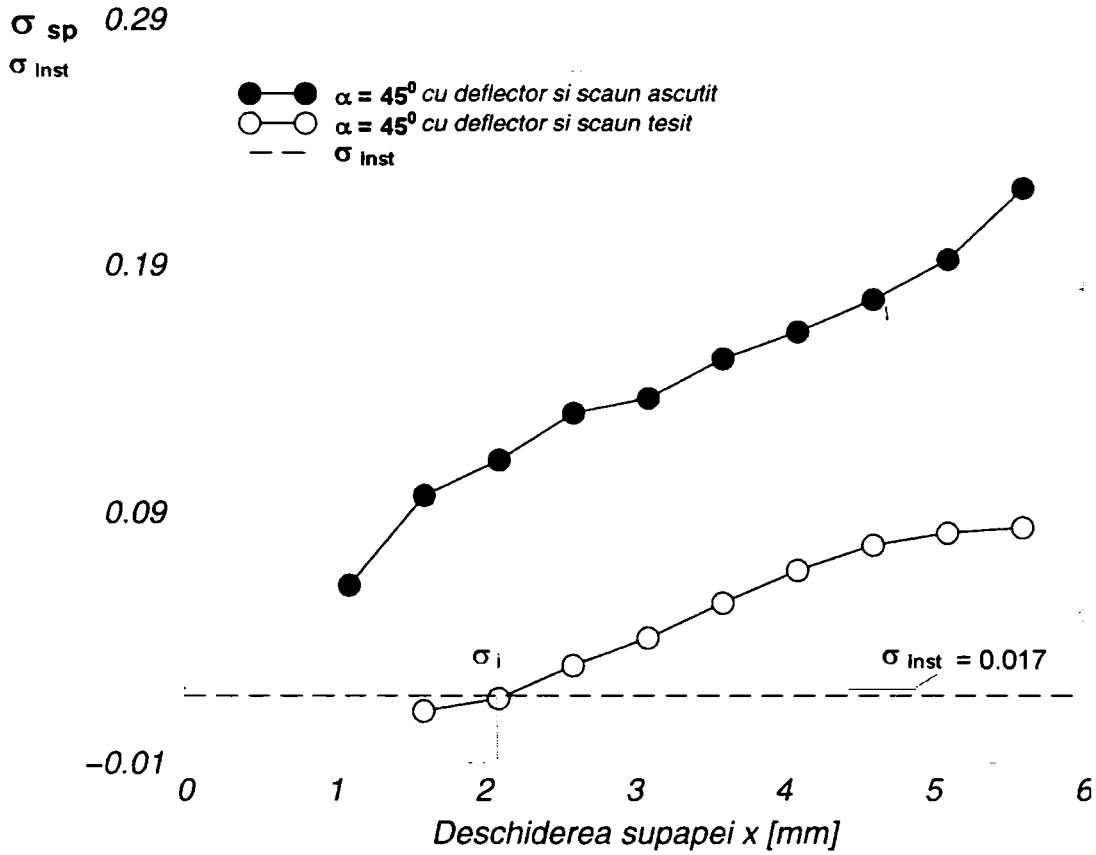


Fig. 7.35 Curba cavitațională a vârtejului V1, pentru supapa conică cu deflector, având scaun ascuțit sau teșit, cu $\alpha=45^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

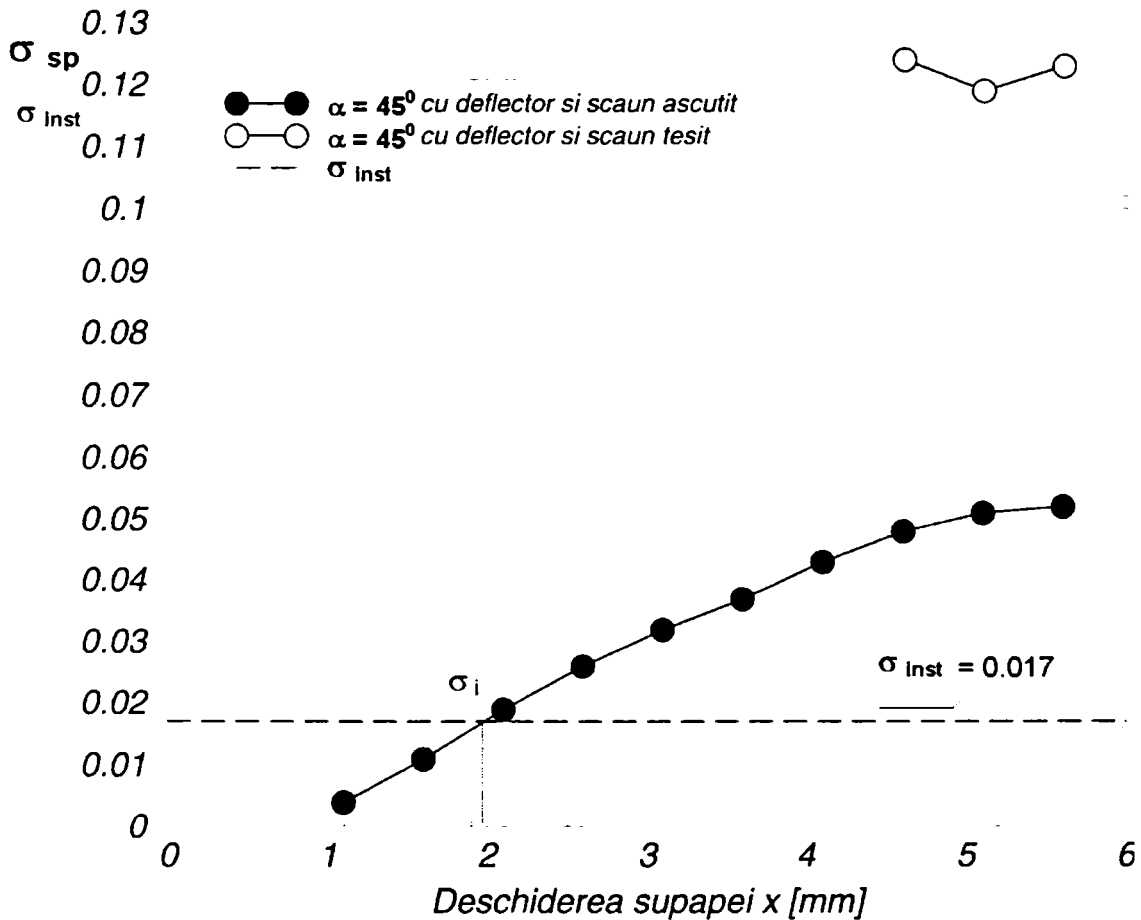


Fig. 7.36 Curba cavitațională a vârtejului V2, pentru supapa conică cu deflector, având scaun ascuțit sau teșit, cu $\alpha=45^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

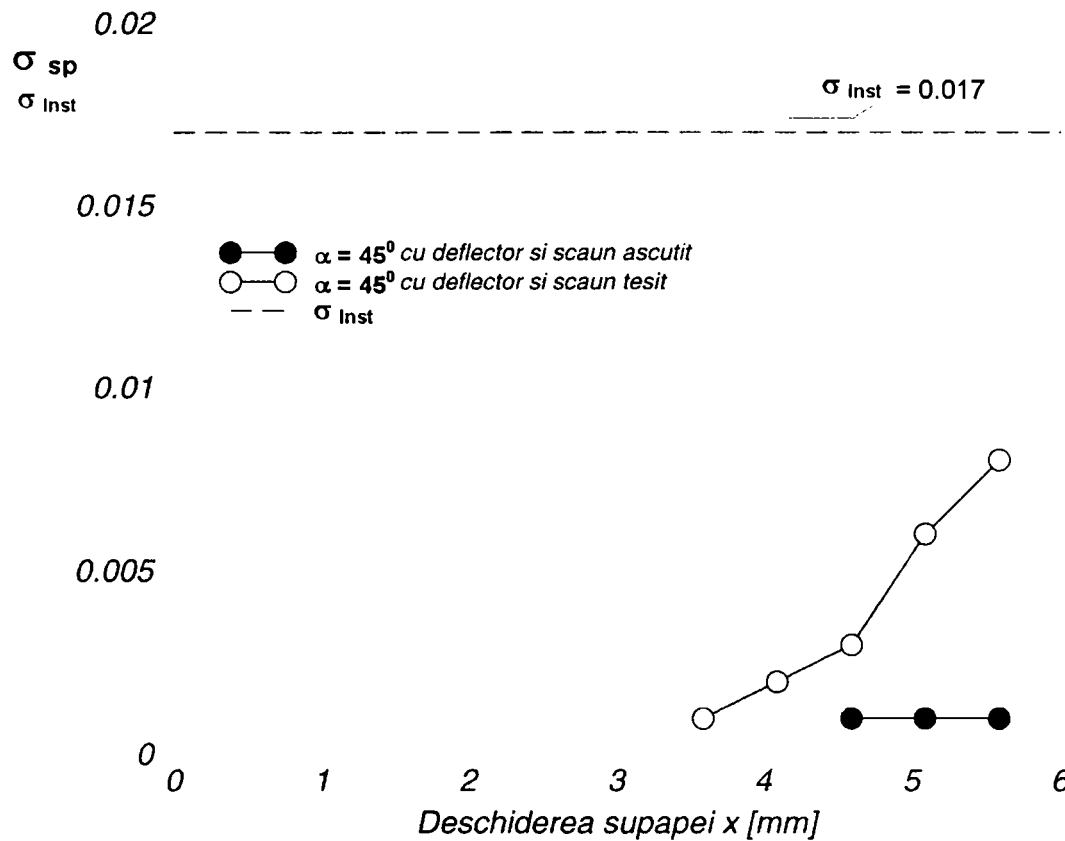


Fig. 7.37 Curba cavitațională a vârtejului V3, pentru supapa de siguranță conică cu deflector, având scaun ascuțit sau teșit cu $\alpha=45^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar)

Figura 7.37 scoate în evidență faptul că, teșirea scaunului supapei favorizează apariția vârtejului secundar V3 pentru un număr de deschideri mai mari decât în cazul variantei cu scaun ascuțit. Se constată că în cazul ambelor variante geometrice evoluția vârtejului V3 are loc fără apariția cavitației în centrul acestuia.

Fenomenul de cavitație generat de prezența muchiilor ascuțite ale supapei

În capitolul 5 am arătat că, prezența colțurilor ascuțite pe traseul intern a supapei favorizează formarea zonelor cu presiune scăzută. Aceste valori scăzute ale presiunii, favorizează apariția fenomenului de cavitație în aceste zone. Astfel, am arătat că punctele în care apar presiuni scăzute sunt generate de următoarele geometrii: colțul ascuțit a scaunului (figurile 7.38, 7.39), colțurile ascuțite ale teșiturii scaunului supapei (figura 7.40), colțul ascuțit a conului (figura 7.38), respectiv a deflectorului supapei (figurile 7.39, 7.40).

Urmărind figurile 7.38, 7.39, 7.40 se constată că, punctele de presiune minimă se situează în zona de strangulare a supapei, unde accelerarea puternică a particolelor de fluid, desprinderea jetului de fluid de pe scaunul supapei, respectiv atașarea acestuia de conul supapei crează condiții favorabile apariției fenomenului de cavitație.

Reprezentarea câmpului de presiune pentru valori ale presiunii cuprinse între valorile $p_{min} < p < 0$ bar scoate în evidență faptul că, în jurul muchiilor ascuțite se crează zone în care presiunea are valori scăzute. Mai mult, pentru varianta geometrică cu deflector și scaun teșit se constată că în aproape toată secțiunea de strangulare presiunea prezintă valori scăzute. Acest lucru arată că, pentru această

variantă geometrică zona de strangulare a supapei este o zonă în care posibilitatea apariției fenomenului de cavitație este foarte mare.

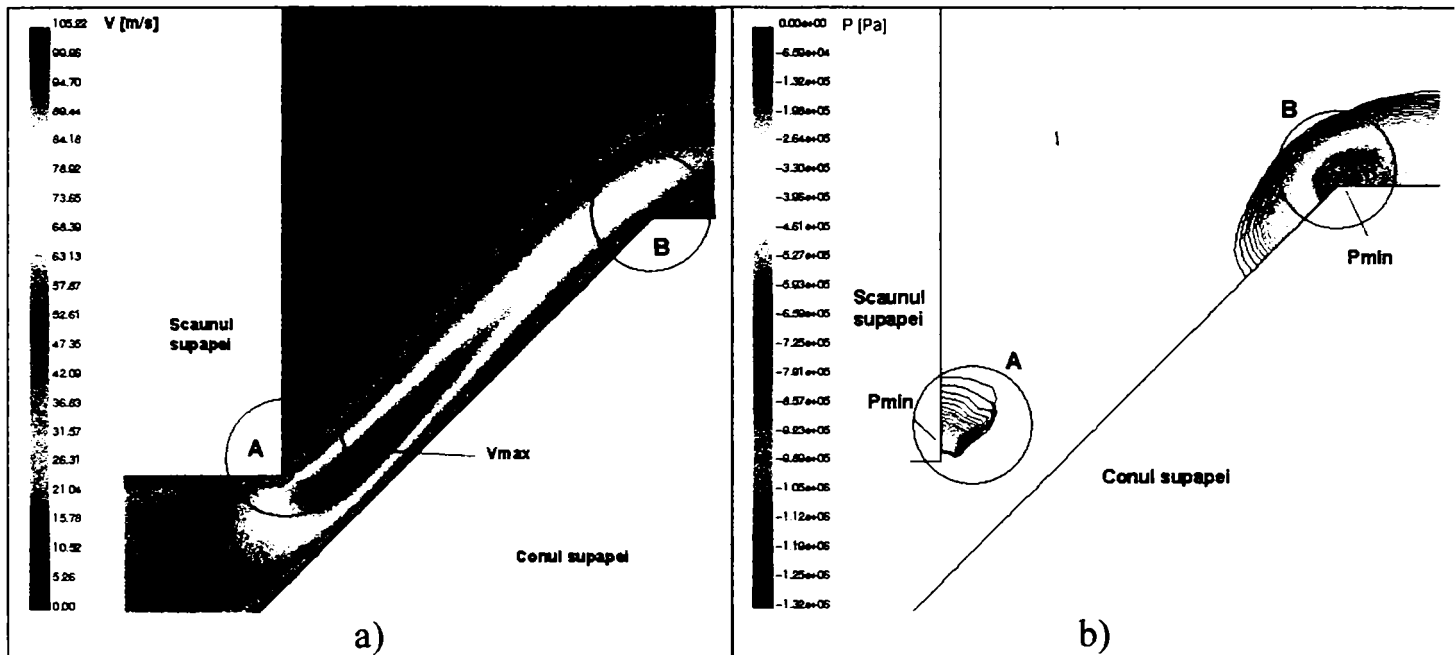


Fig. 7.38 Câmpul hidrodinamic la trecerea fluidului prin secțiunea de strangulare a supapei conice. a) câmpul de viteză; b) câmpul de presiune reprezentat pentru valoarea presiunii cuprinsă între $p_{min} < p < 0$ bar; ($\alpha=45^\circ$, $dn=28\text{mm}$, $x=5.6\text{ mm}$, $\Delta P=60$ bar).

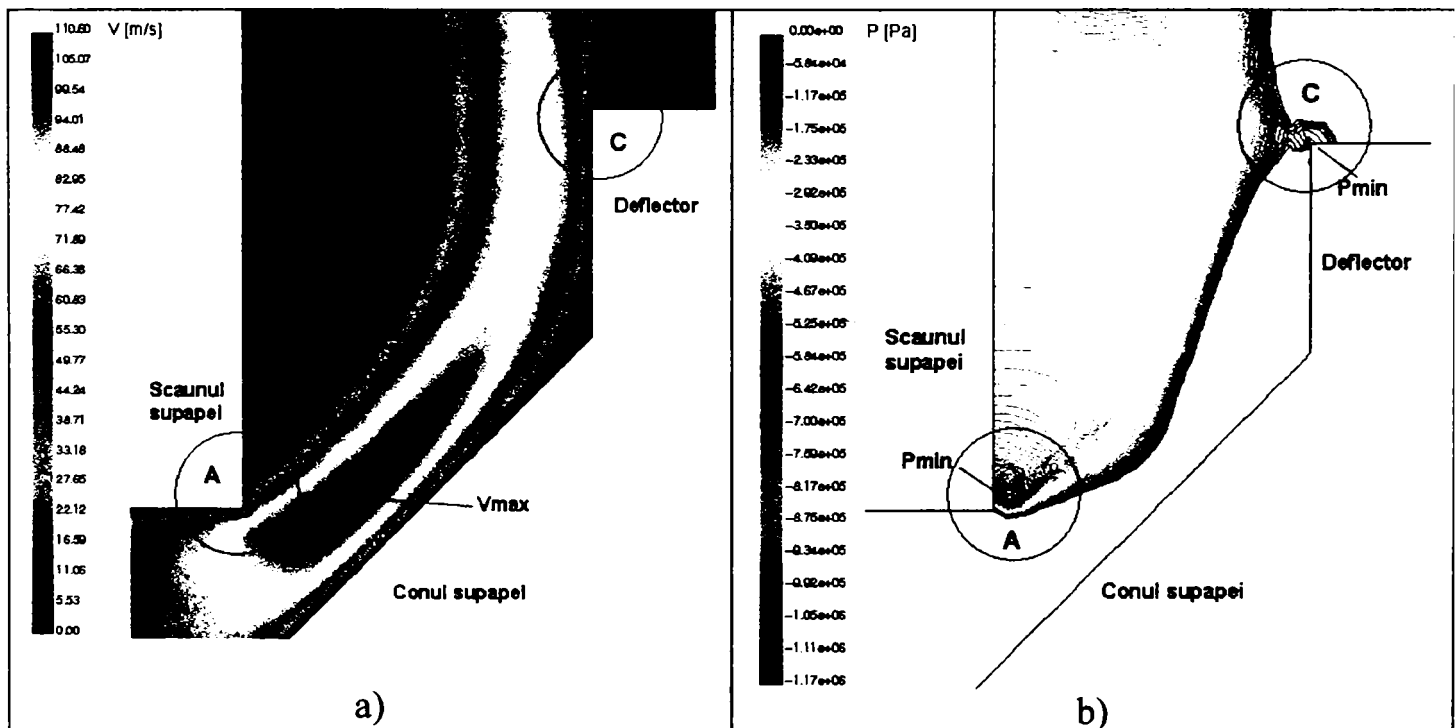


Fig. 7.39 Câmpul hidrodinamic la trecerea fluidului prin secțiunea de strangulare a supapei conice cu deflector. a) câmpul de viteză; b) câmpul de presiune reprezentat pentru valoarea presiunii cuprinsă între $p_{min} < p < 0$ bar ($\alpha=45^\circ$, $dn=28\text{mm}$, $x=5.6\text{ mm}$, $\Delta P=60$ bar).

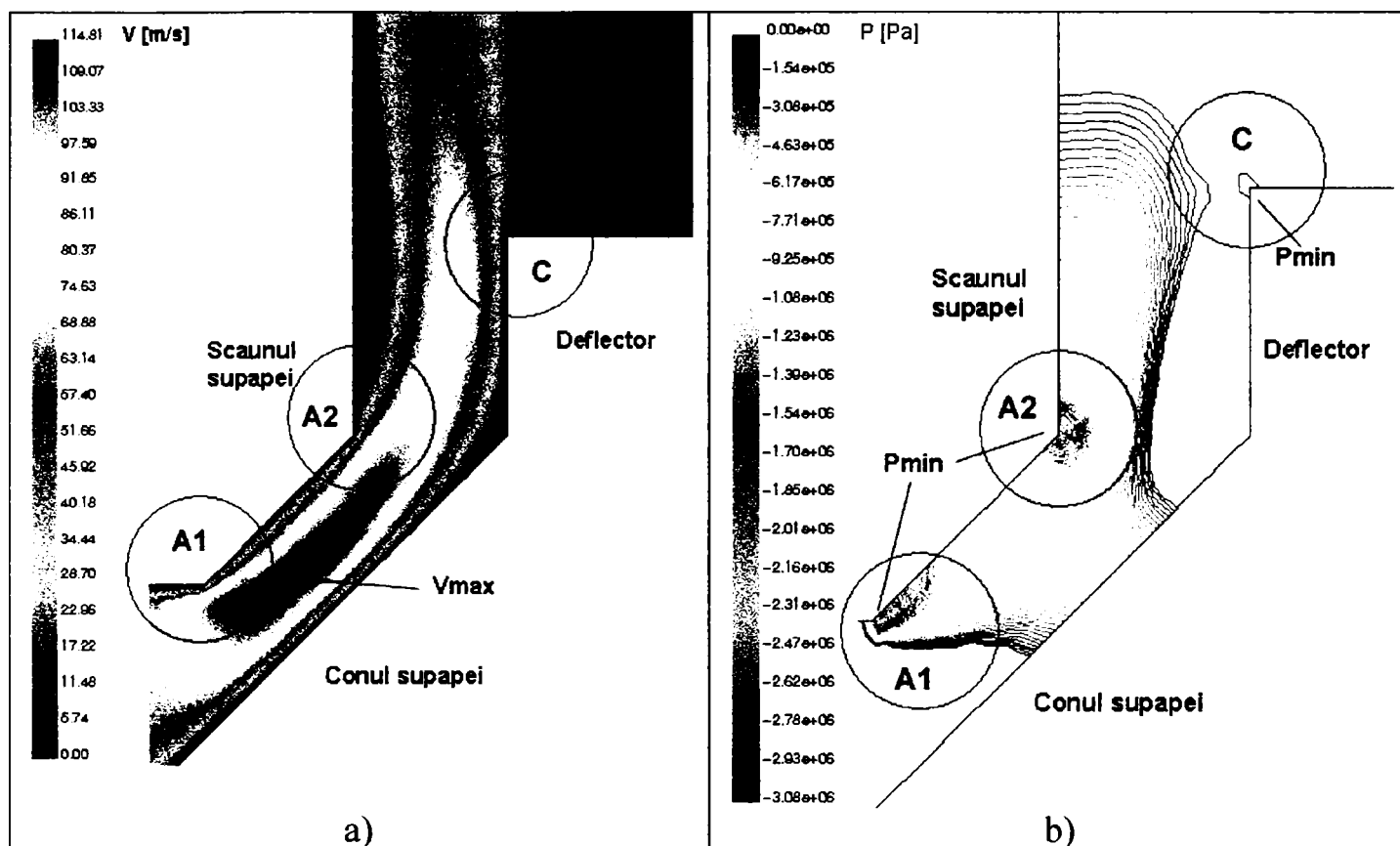


Fig. 7.40 Câmpul hidrodinamic la trecerea fluidului prin secțiunea de strangulare a supapei conice cu deflector și scaun teșit. a) câmpul de viteză; b) câmpul de presiune reprezentat pentru valoarea presiunii cuprinsă între $p_{min} < p < 0$ bar ($\alpha=45^\circ$, $dn=28\text{mm}$, $x=5.6\text{ mm}$, $\Delta P=60\text{ bar}$).

Analizând figurile 7.38, 7.39, 7.40 putem afirma că, apariția valorilor cele mai scăzute a presiunii apar în puncte locale, cea ce sugerează faptul că deși în aceste puncte apare fenomenul de cavitație aceasta are un caracter local de arie foarte restrânsă. Astfel în cele ce urmează vom realiza analiza cavitațională a acestor zone ce prezintă valori scăzute ale presiunii după cum urmează: cu A notăm zona corespunzătoare scaunului ascuțit a supapei (figura 7.38), cu A1 și A2 unghiurile ascuțite ale teșiturii (figura 7.40), cu B notăm zona corespunzătoare unghiului ascuțit a conului supapei (figura 7.39) și cu C notăm zona corespunzătoare unghiului ascuțit a deflectorului supapei (figura 7.40).

Supapa conică fără deflector

În cele ce urmează vom realiza o analiză comparativă din punct de vedere cavitațional pentru fiecare zonă definită.

Pentru variantele geometrice fără deflector reprezentarea curbei cavitaționale corespunzătoare zonei A arată că:

- nu apare cavitație doar pentru un interval foarte restrâns de valori ale deschiderii supapei situată în vecinătatea valorii de deschidere a supapei (figura (7.41));
- se constată că, pentru varianta geometrică cu $\alpha=60^\circ$ în zona A intensitatea cavitației este cea mai mare (figura 7.41);

- cea mai bună comportare cavitațională o are varianta cu $\alpha=20^\circ$, cu toate că în intervalul de deschideri $2.4 < x < 5.6$ mm, valorile coeficientului de cavitație sunt mai mari decât valorile coeficientului de cavitație obținute pentru aceeași deschideri în cazul variantei cu $\alpha=60^\circ$;
- incipiența cavitațională se obține pentru deschiderea de $x=1.11$ mm pentru $\alpha=60^\circ$, la $x=1.12$ pentru $\alpha=45^\circ$ și la $x=1.2$ mm pentru $\alpha=20^\circ$ (figura 7.41).

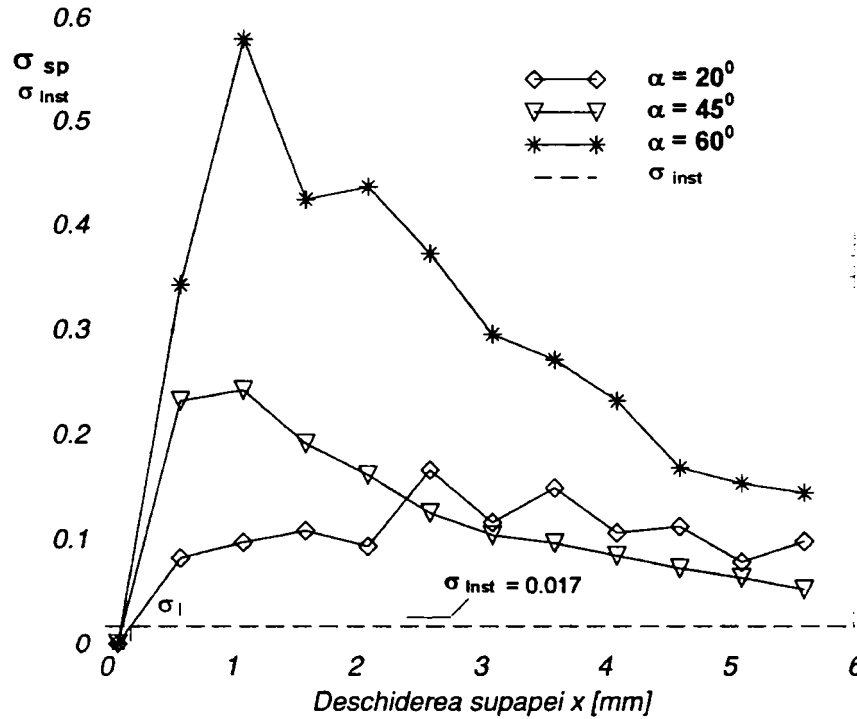


Fig. 7.41 Curba cavitațională pentru zona A, la supapa de siguranță conică cu $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

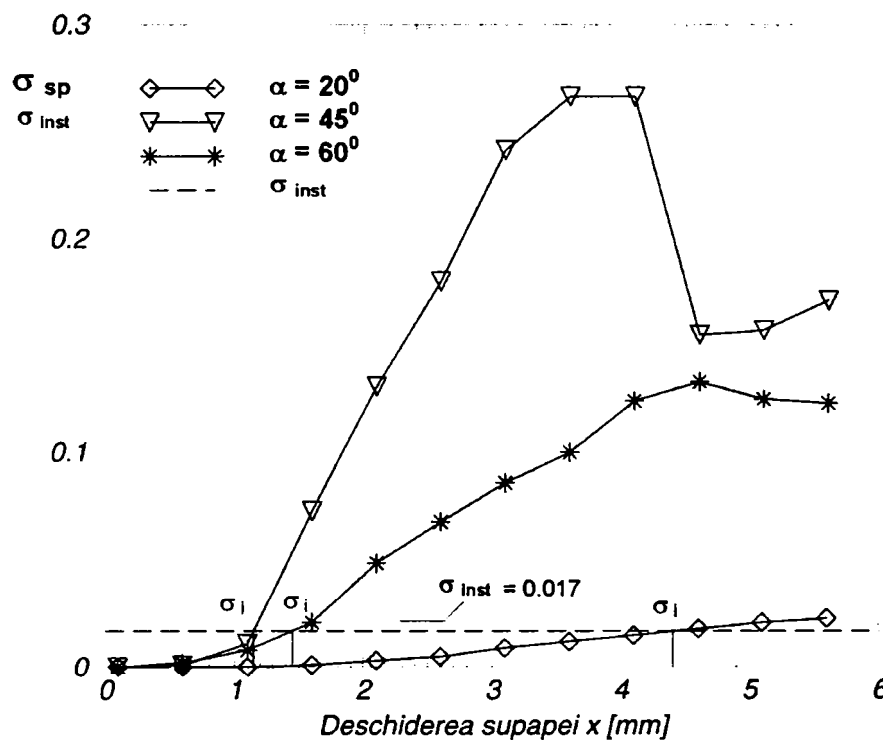


Fig. 7.42 Curba cavitațională pentru zona B, la supapa de siguranță conică cu $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Trasând curba de sensibilitate la cavitație corespunzătoare zonei B, pentru variantele fără deflector se constată următoarele:

- intervalul de deschideri pentru care nu apare cavitație crește semnificativ pentru fiecare variantă geometrică studiată;
- incipiența cavitațională se obține pentru următoarele deschideri: la $x=4.6$ mm pentru varianta cu $\alpha=20^\circ$ la $x=1.5$ mm pentru $\alpha=60^\circ$ și la $x=1.2$ mm pentru $\alpha=45^\circ$ (figura 7.42);
- cea mai bună comportare cavitațională în zona B se obține pentru varianta geometrică cu $\alpha=20^\circ$; Pentru această variantă, cavitația apare doar în intervalul de deschideri $4.6 < x < 5.6$ mm (figura 7.42);
- caracteristica cavitațională cea mai defavorabilă pentru zona B de studiu o are varianta cu $\alpha=45^\circ$, prezentând atât un interval de deschideri mari în care apare cavitație cât și o intensitate mare a acestui fenomen (figura 7.42);

Concluzie: cea mai bună comportare cavitațională în zona A și B dintre variantele fără deflector îl are varianta cu $\alpha=20^\circ$, iar cea mai defavorabilă caracteristică cavitațională îl prezintă varianta cu $\alpha=60^\circ$.

Supapa conică cu deflector

Pentru variantele geometrice cu deflector și scaun ascuțit, zonele cu presiune scăzută sunt concentrate în jurul vârfului ascuțit a scaunului supapei notat cu zona A, respectiv în jurul muchiei ascuțite a deflectorului notat cu zona C (figura 7.39).

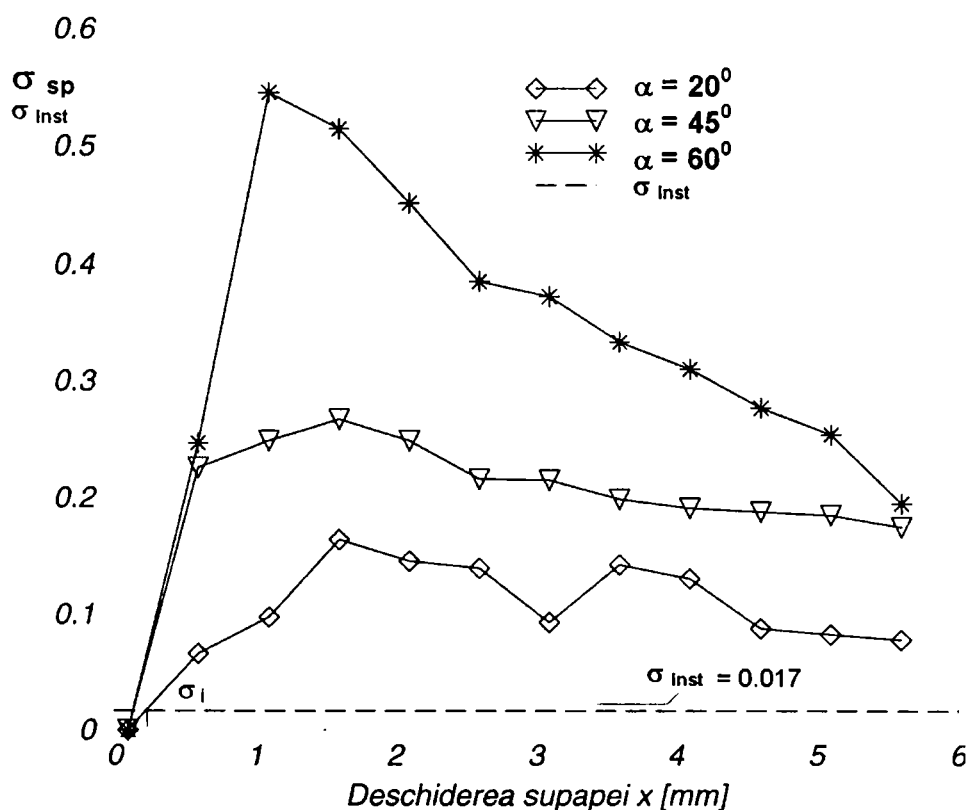


Fig. 7.43 Curba cavitațională pentru zona A, la supapa de siguranță conică cu deflector, având $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Analiza numerică a curgerii fluidului prin supapele de siguranță conice cu deflector a arătat că, prezența deflectorului determină formarea zonelor de presiune scăzută, respectiv a zonelor de recirculare la ieșirea din secțiunea de strangulare, indiferent de valoarea la vârf a semiunghiului conului supapei.

Astfel, analizând zona A din imediata vecinătate a muchiei ascuțite a scaunului supapei se constată că:

- pentru toate variantele studiate în zona A apare fenomenul de cavitație;
- incipiență cavitațională se obține pentru deschiderile: $x=0.12$ mm pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ și $\alpha=45^\circ$, respectiv la $x=0.25$ mm pentru varianta cu $\alpha=20^\circ$ (figura 7.43);
- valorile cele mai mari ale coeficientului de cavitație se obțin pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$, indicând prezența în această zonă a unei supercavitații (figura 7.43);
- valorile cele mai mici pentru coeficientul de cavitație se obțin în cazul variantei cu $\alpha=20^\circ$ indicând prezența unui stadiu cavitațional dezvoltat în zona A (figura 7.43).

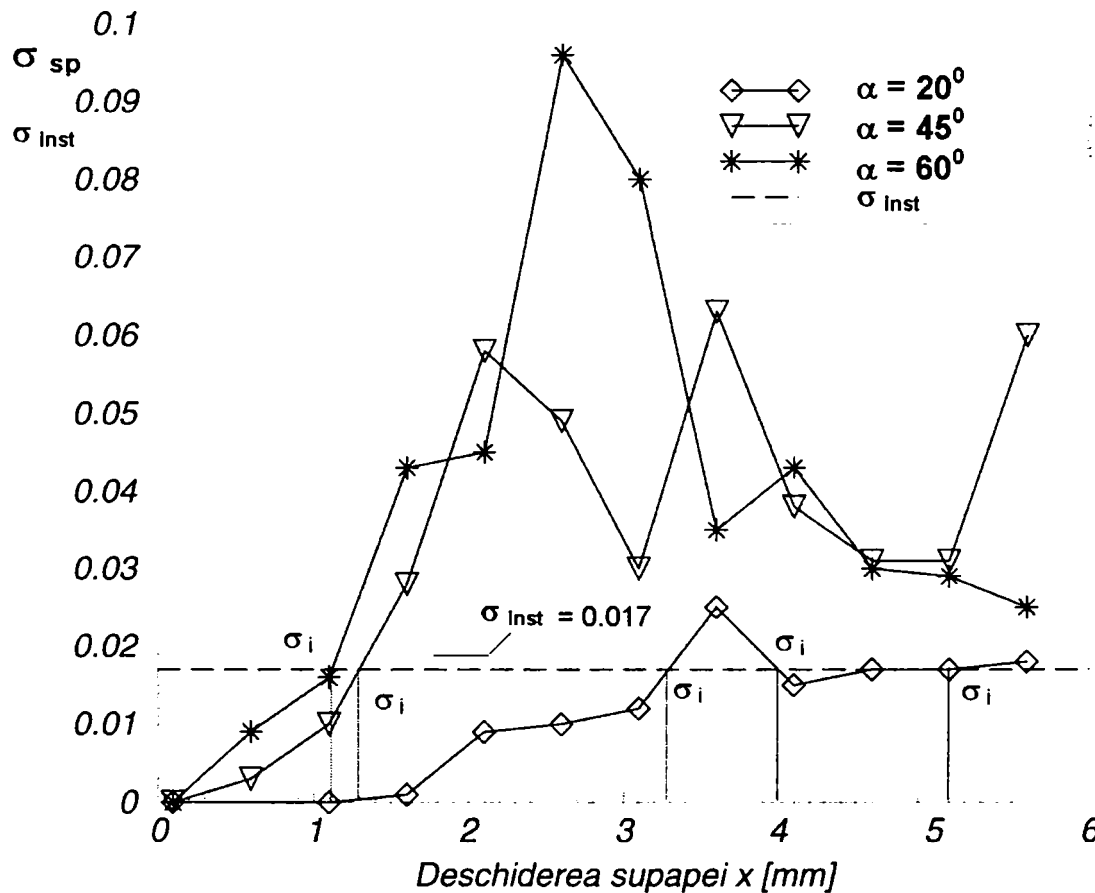


Fig. 7.44 Curba cavitațională pentru zona C, la supapa de siguranță conică cu $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Analizând zona de presiune scăzută formată în jurul muchiei ascuțite a deflectorului se constată că:

- incipiența cavitațională apare pentru deschiderile: $x=1.1$ mm pentru $\alpha=60^\circ$, $x=1.3$ mm pentru $\alpha=45^\circ$ și $x=3.3$, $x=3.9$, $4.6 < x < 5.1$ mm (figura 7.44);
- cea mai bună caracteristică cavitațională o are varianta cu $\alpha=20^\circ$, iar cea mai defavorabilă caracteristică se obține pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ (figura 7.44).

Analiza comparativă a zonelor A pentru variantele geometrice cu și fără deflector

Supapa conică cu și fără deflector având $\alpha=20^\circ$

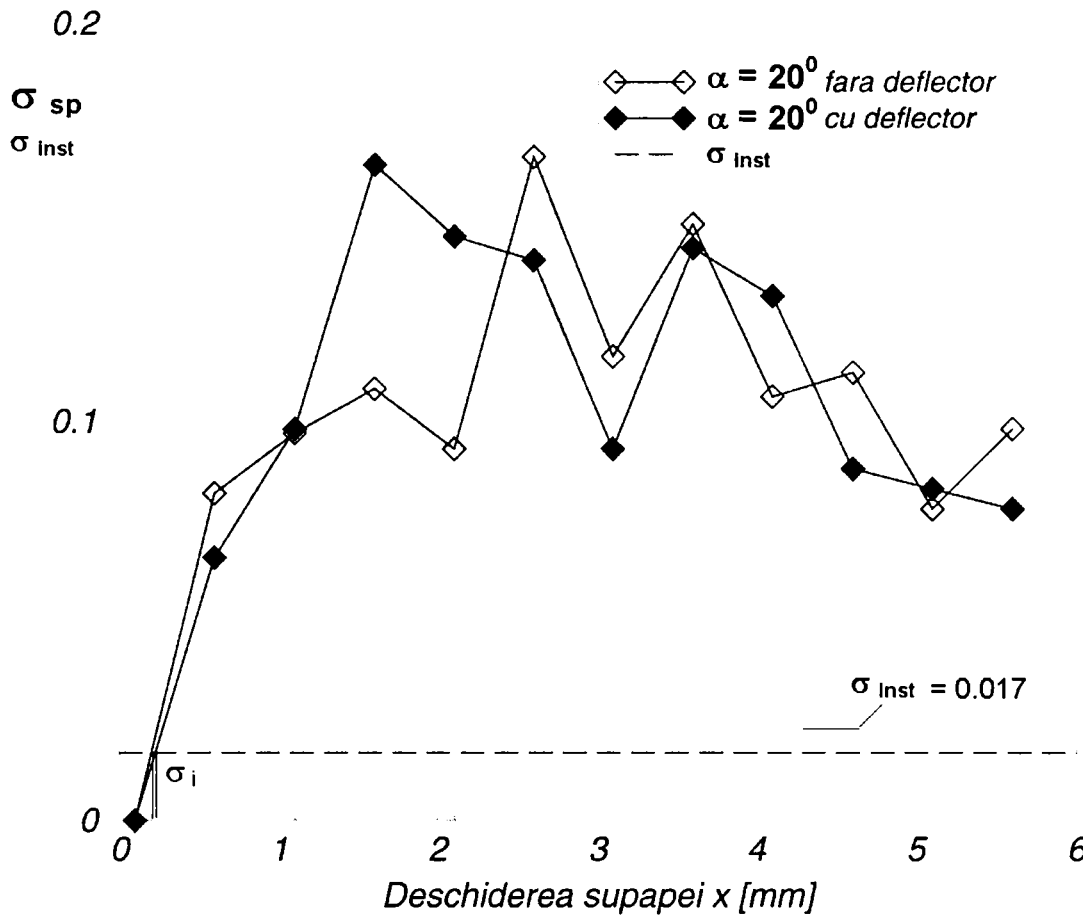


Fig. 7.45 Curba cavitațională pentru zona A, la supapa de siguranță conică cu și fără deflector, având $\alpha=20^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Reprezentarea curbei cavitaționale corespunzătoare zonei A arată că din punct de vedere cavitațional între varianta geometrică cu deflector și cea fără deflector diferența este mică. Pentru ambele variante în zona A, se înregistrează un stadiu cavitațional dezvoltat (figura 7.45). Se constată că incipiența cavitațională se obține aproximativ pentru aceeași valoare a deschiderii supapei de $x=0.2$ mm.

Supapa conică cu și fără deflector având $\alpha=45^\circ$

Pentru varianta geometrică cu $\alpha=20^\circ$ se constată că, în intervalul de deschideri cuprinsă între $0.1 < x < 1.1$ mm, varianta cu deflector și cea fără deflector prezintă aproximativ aceeași comportare cavitațională. Pentru deschideri mai mari de $x=1.1$ mm se constată că în cazul variantei fără deflector în zona A valorile coeficientului de cavitație sunt mult mai mari decât în cazul variantei cu deflector, indicând existența unui stadiu cavitațional mult avansat (figura 7.46). Stadiul de incipiență cavitațională apare pentru ambele variante la deschiderea $x=0.15$ mm.

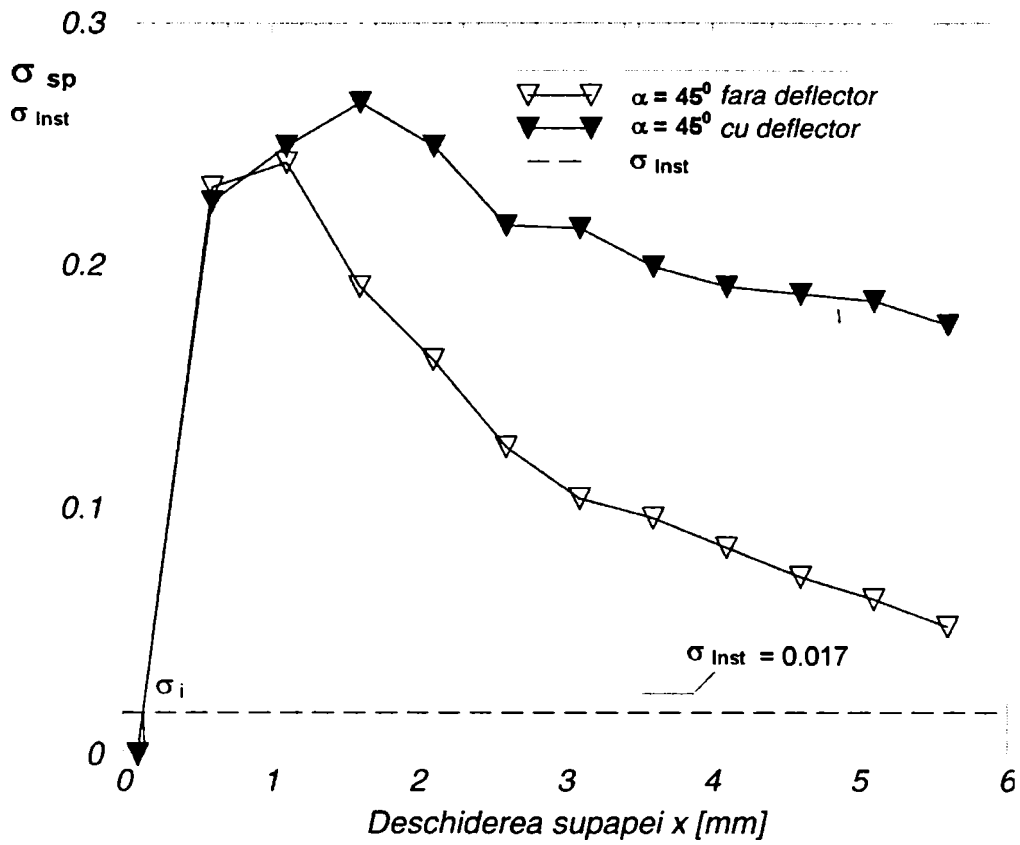


Fig. 7.46 Curba cavitațională pentru zona A, la supapa de siguranță conică cu și fără deflector, având $\alpha=45^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Supapa conică cu și fără deflector având $\alpha=60^\circ$

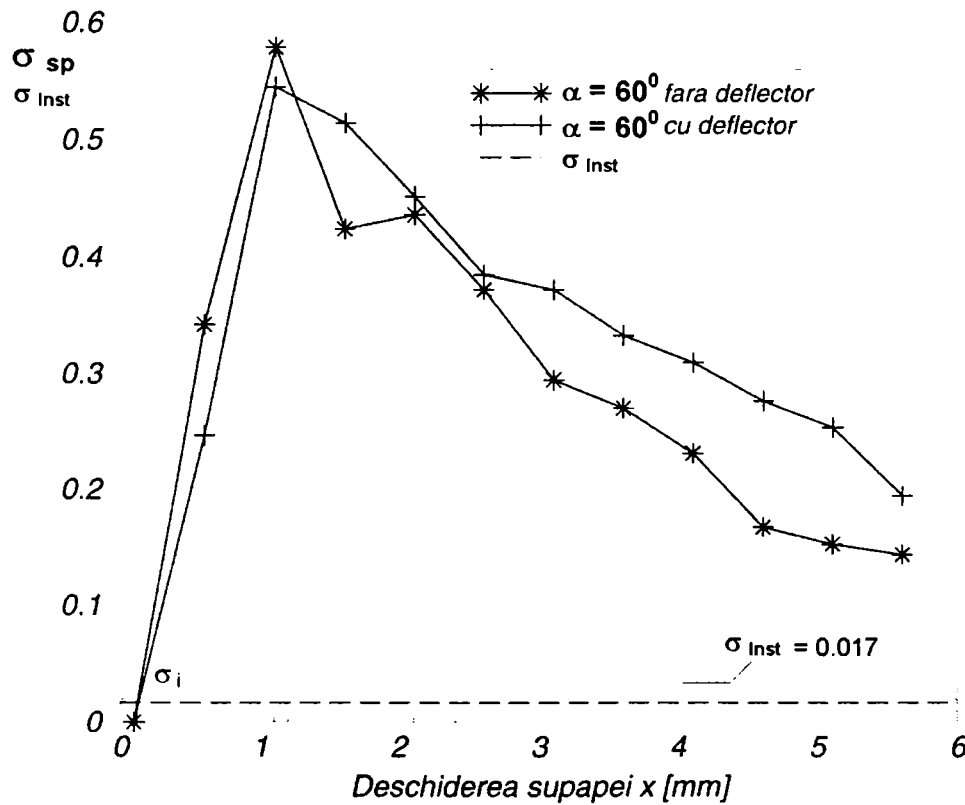


Fig. 7.47 Curba cavitațională pentru zona A, la supapa de siguranță conică cu și fără deflector, având $\alpha=60^\circ$ (dn=28mm, $\Delta P=60$ bar).

Reprezentând curba de sensibilitate la cavitație corespunzătoare zonei A, pentru varianta cu $\alpha=60^\circ$ se constată că aceasta este aproape identică pentru deschiderile cuprinse între $0.1 < x < 2.6$ mm și pentru varianta fără deflector și pentru varianta cu deflector. Se observă că incipiența cavitațională apare pentru ambele variante geometrice la deschiderea $x=0.12$ mm. De remarcat este faptul că pentru ambele variante geometrice, în zona A se înregistrează un stadiu cavitațional foarte avansat (figura 7.47).

Supapa conică cu deflector având $\alpha=45^\circ$ și scaun teșit

După cum rezultă din figura 7.40, pentru varianta geometrică cu deflector și scaun teșit zone de presiune scăzută apar în jurul muchiilor ascuțite ale teșiturii și în jurul muchiei ascuțite a deflectorului conului supapei.

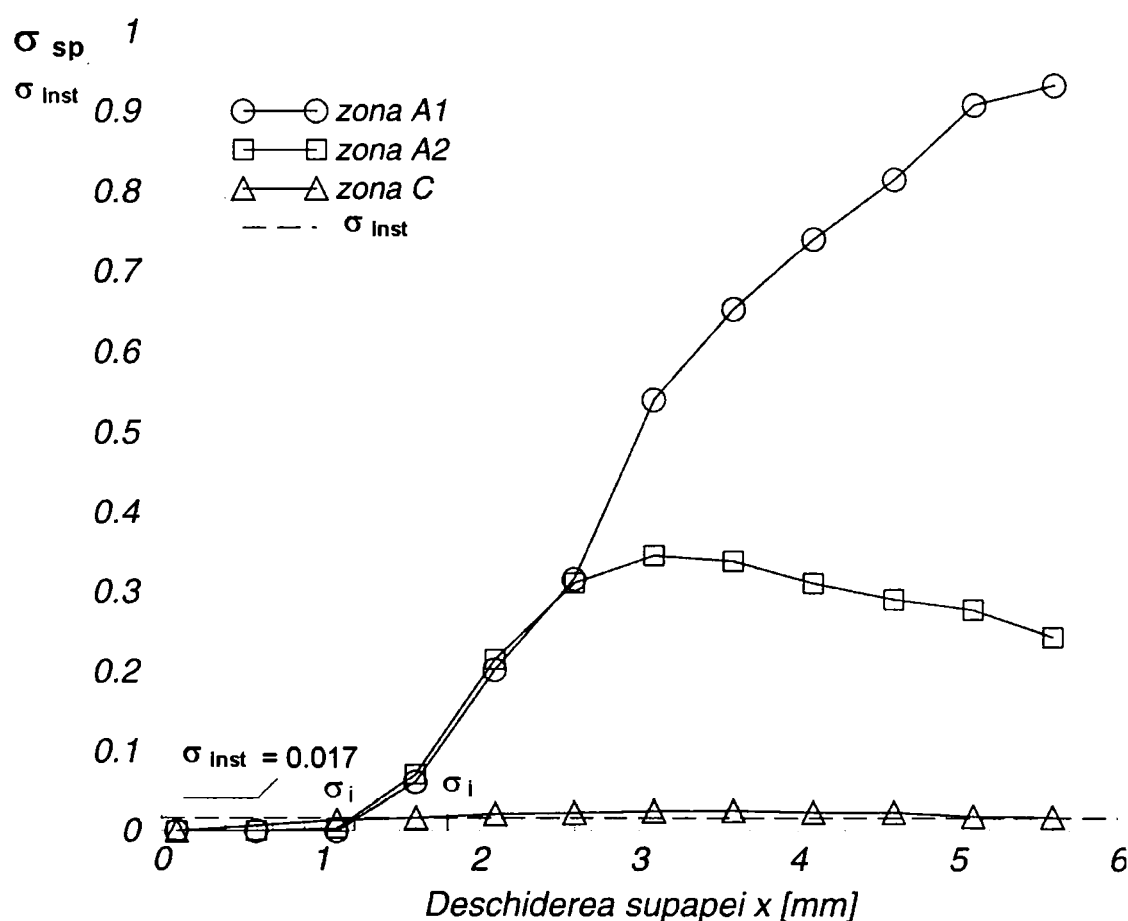


Fig. 7.48 Curba cavitațională pentru zona A, la supapa de siguranță conică cu deflector, cu scaun ascuțit sau teșit, având $\alpha=45^\circ$ ($dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Analiza cavitațională a acestor zone scoate în evidență următoarele aspecte:

- în intervalul de deschideri $0.1 < x < 1.1$ mm nu apare cavitație pentru nici una din zonele studiate;
- incipiența cavitațională apare pentru deschiderile: $x=1.2$ mm pentru zona A1 și A2, respectiv la $x=1.7$ și $x=5.1$ mm pentru zona C (figura 7.48);
- se constată că zona C este cel mai puțin afectat de cavitație (figura 7.48);

- de asemenea se observă că în intervalul $0.1 < x < 2.6$ mm evoluția curbei cavitaționale pentru zona A1 și zona A2 este identică. Pentru valori ale deschiderii mai mari de $x=2.6$ se constată că în zona A1 are loc o intensificare a fenomenului de cavitație ajungându-se la un stadiu de supercavitație, în timp ce în zona A2 valoarea coeficientului de cavitație prezintă o tendință de scădere pentru aceleași valori ale deschiderii.

O analiză comparativă între varianta cu deflector și scaun ascuțit și cea cu scaun teșit se poate realiza doar pentru zona din jurul muchiei ascuțite a deflectorului supapei, notată cu zona C.

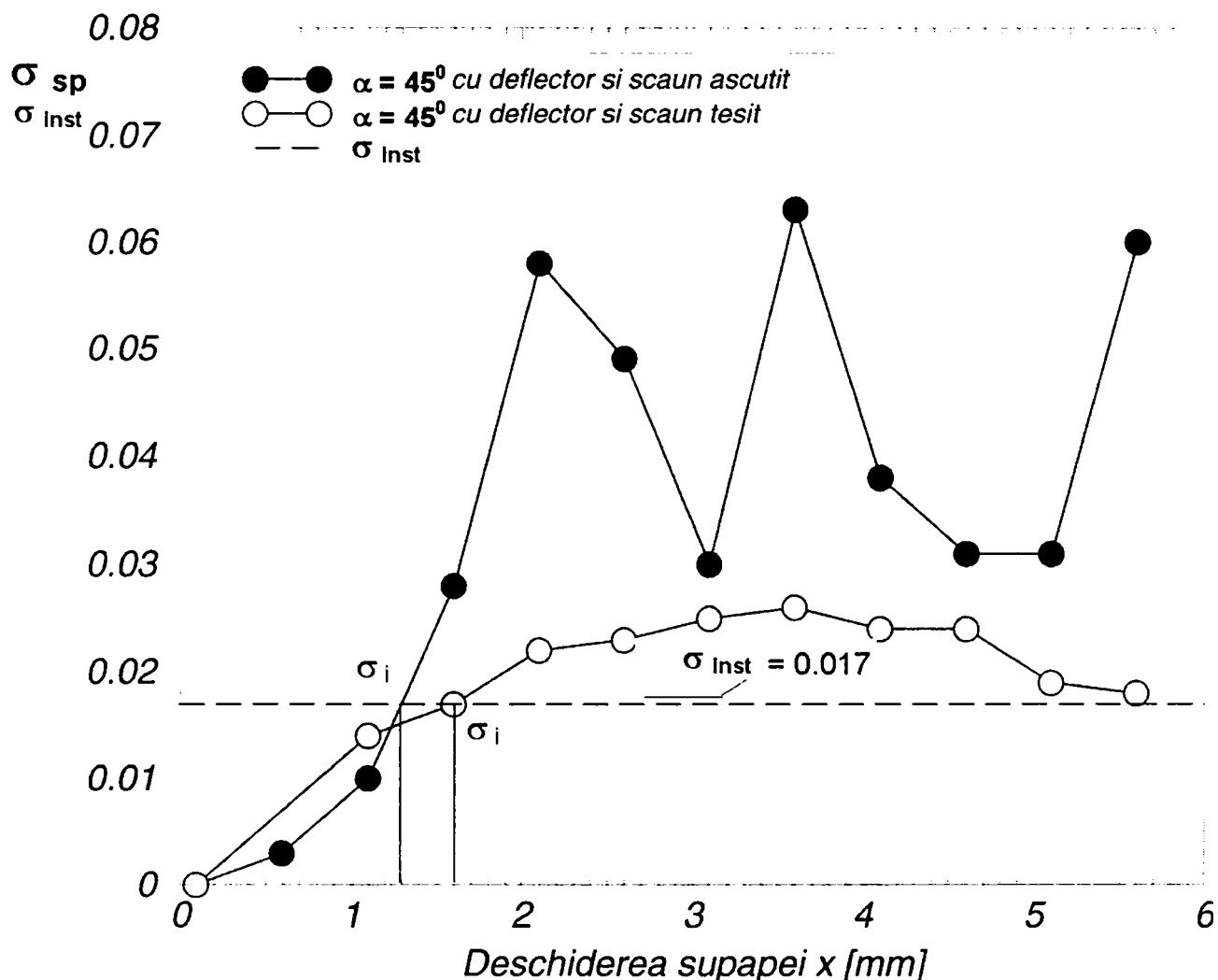


Fig. 7.49 Curba cavitațională pentru zona C, la supapa de siguranță conică cu deflector, cu scaun ascuțit sau teșit, având $\alpha=45^\circ$ ($dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Această analiză scoate în evidență următoarele aspecte:

- incipiența cavitațională apare la deschiderea $x=1.3$ mm pentru varianta cu scaun ascuțit, respectiv la deschiderea $x=1.6$ mm pentru varianta cu scaun teșit (figura 7.49);
- pentru varianta cu scaun ascuțit se constată un stadiu cavitațional mai avansat decât pentru varianta cu scaun teșit;
- varianta cu scaun teșit prezintă o curbă cavitațională mai favorabilă în zona C decât varianta cu scaun ascuțit.

7.6 Concluzii

Analiza cavitațională a variantelor geometrice cu și fără deflector, respectiv a variantelor cu scaun ascuțit sau teșit arată că:

- pentru variantele constructive fără deflector, cât și pentru cele cu deflector comportarea cavitațională cea mai bună în centrul vârtejurilor formate o are varianta geometrică cu $\alpha=20^{\circ}$, urmată de varianta cu $\alpha=45^{\circ}$. Stadiul cavitațional cel mai avansat se obține pentru varianta geometrică cu $\alpha=60^{\circ}$ atât pentru varianta fără deflector cât și pentru varianta cu deflector;
- pentru variantele geometrice cu deflector se constată că în centrul vârtejurilor formate, stadiul cavitațional prezintă o stare mai avansată în aceleași condiții de lucru, decât pentru variantele geometrice fără deflector;
- pentru zona de presiune minimă notată cu A, cea mai bună caracteristică cavitațională se obține pentru varianta cu $\alpha=20^{\circ}$, atât pentru varianta cu deflector cât și pentru varianta fără deflector, urmată de varianta cu $\alpha=45^{\circ}$ și $\alpha=60^{\circ}$;
- pentru zona de presiune minimă notată cu B, situată în jurul muchiei ascuțite a conului supapei, cea mai bună caracteristică cavitațională se obține pentru varianta cu $\alpha=20^{\circ}$, urmată de varianta cu $\alpha=45^{\circ}$ și $\alpha=60^{\circ}$;
- pentru zona de presiune din jurul muchiei ascuțite a deflectorului notată cu C, cea mai favorabilă caracteristică cavitațională o prezintă varianta cu $\alpha=20^{\circ}$, urmată de varianta cu $\alpha=45^{\circ}$ și $\alpha=60^{\circ}$;
- analiza cavitațională comparativă a variantelor cu și fără deflector realizate pentru aceeași valoare a lui α arată că, în cazul variantelor cu $\alpha=20^{\circ}$ și $\alpha=60^{\circ}$, în zona A se obține o caracteristică apropiată. În cazul variantei cu $\alpha=45^{\circ}$ caracteristica cavitațională prezintă cele mai mari diferențe valorice între varianta cu și fără deflector;
- analiza cavitațională a variantei geometrice cu deflector și scaun teșit, scoate în evidență faptul că, în zonele din jurul muchiilor ascuțite ale teșiturii notate cu A1 și A2, fenomenul de cavitație prezintă un stadiu avansat. Pentru această variantă din punct de vedere cavitațional zona C, din jurul muchiei ascuțite a deflectorului prezintă cea mai favorabilă caracteristică cavitațională;

Observație:

- datorită faptului că centrele vârtejurilor formate în camera supapei, se găsesc la o distanță destul de mare față de pereții camerei, eroziunea cavitațională pe pereții solizi ale supapei nu este resimțită. Afirmatia făcută mai înainte, este susținută și de rezultatele experimentale obținute de Urata [66], care a pus în evidență evoluția cavitației și efectele acestuia asupra caracteristicilor fluidului de lucru, pentru diferite tipuri de fluid utilizat. Astfel, Urata arată că pentru lichide parafinice respectiv pentru uleiuri bulele de vaporii se formează în masa de fluid și nu în jurul pereților solizi (figura 7.50). Ca urmare fenomenul de eroziune

cavitațională produsă de implozia bulelor cavitaționale nu poate fi pusă în evidență;

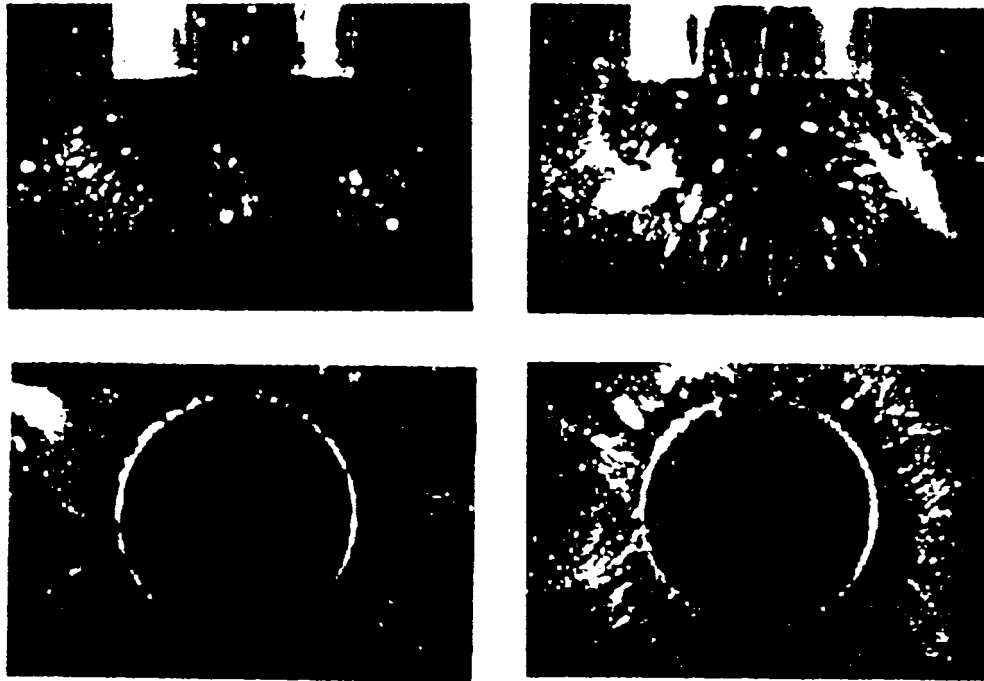


Figura 7.50 Formarea bulelor cavitaționale în ulei mineral, Urata [66]

- dintre efectele negative ale fenomenului de cavitație, apărută în zonele de presiune scăzută amintim: degradarea proprietăților fluidului de lucru, apariția zgomotelor specifice vibrațiilor datorate fenomenului de cavitație produs în centrul vârtejurilor. Degradarea proprietăților fluidului de lucru în urma fenomenului de cavitație a fost pusă în evidență experimental de către Urata [66], arătând că are loc o scădere pronunțată a vâscozității fluidului atunci când apare fenomenul de cavitație.

În urma analizei cavitaționale efectuate în centrele vârtejurilor formate în camera supapei, respectiv în zonele din vecinătatea muchiilor ascuțite ale supapei, se poate afirma că, comportarea cavitațională cea mai favorabilă se obține pentru varianta geometrică fără deflector având $\alpha=20^{\circ}$, urmată de varianta cu $\alpha=45^{\circ}$. Ca urmare din punct de vedere cavitațional, autorul recomandă utilizarea acestor două forme geometrice (atât cu deflector cât și fără deflector) pentru realizarea supapelor de siguranță mono sau bietajate.

Cap 8

ANALIZA NUMERICĂ A CURGERII FLUIDULUI PRIN SUPAPA HIDRAULICĂ DE SIGURANȚĂ DE TIP EMISFERĂ

Dintre variantele geometrice folosite pentru realizarea elementului de reglare a supapelor hidraulice de siguranță, după varianta sub formă de con, cele mai des utilizat este varianta cu obturator de tip emisferă. Pentru analiza numerică a curgerii fluidului printr-o supapă de siguranță cu obturator de tip emisferic s-a ales ca și variantă de studiu geometriile prezentate în figura 8.1.

Folosirea a două variante geometrice pentru obturatorul de tip emisferă, una cu diametrul de $d_s=42$ mm, iar cealaltă de diametru $d=1.5 \times d_s=63$ mm, are ca și scop, urmărirea influenței mărimii diametrului emisferei asupra parametrilor funcționali ale supapei.

Trebuie menționat faptul că obturatorul de tip emisferă și mai ales de tip sferă, este folosit în exclusivitate la construcția supapelor hidraulice de sens, în combinație cu scaun cu unghi ascuțit.

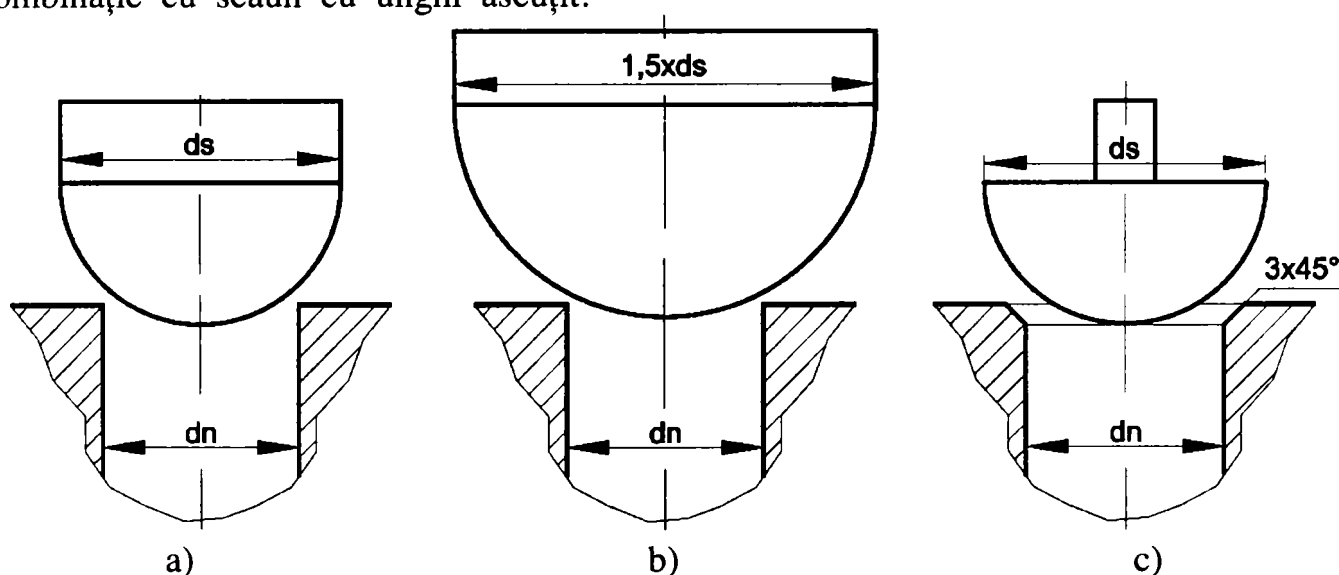


Fig. 8.1 Element de reglare de tip emisferă: a) cu diametrul d_s ; b) cu diametrul $1.5 \times d_s$; c) cu diametrul d_s și scaun teșit.

Studii asupra curgerii fluidului prin supapele hidraulice de siguranță cu element de închidere de tip emisferă, în literatura de specialitate sunt prezentate de către Dietze, Sorensen, Stone [10, 56, 57]. În cadrul acestor lucrări s-a urmărit cu preponderență determinarea câmpului hidrodinamic aferent curgerii fluidului prin supapă [10, 56], respectiv determinarea coeficientului de debit [10, 56, 57], a repartiției presiunii de-a lungul elementului de închidere [10, 56] și a forței de presiune pe elementul de închidere [57].

În cele ce urmează, doresc să prezint câteva din rezultate numerice și experimentale obținute de autorii mai sus menționați, în urma analizei curgerii fluidului prin supapele hidraulice de tip emisferă.

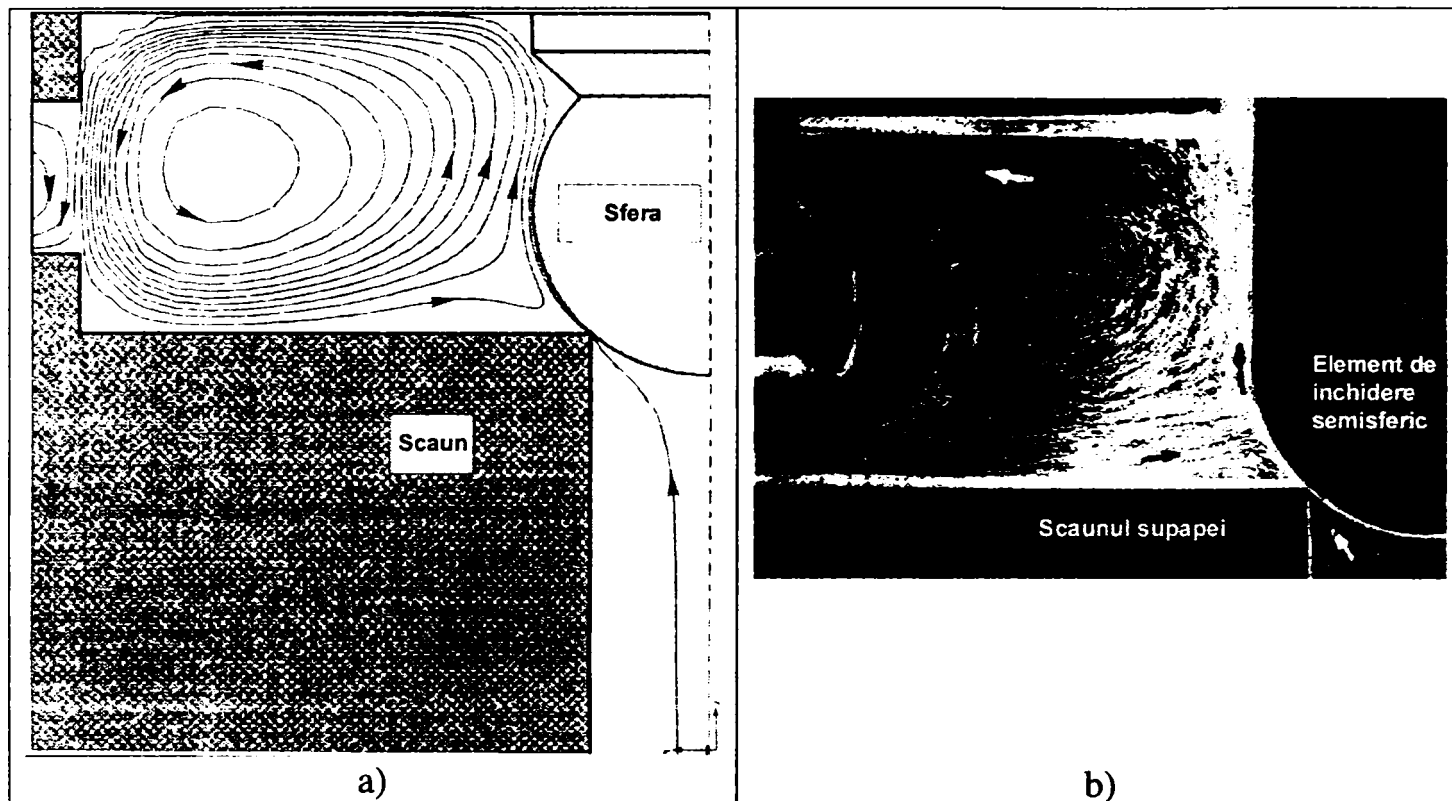


Fig 8.2 Curgerea fluidului prin supapa emisferică ($d_s=42$ mm; $\Delta P=60$ bar, $d_n=28$ mm); a) Câmpul liniilor de curent obținută prin simulare numerică - Dietze [13]; b) vizualizarea curgerii fluidului - experimental - Dietze [13].

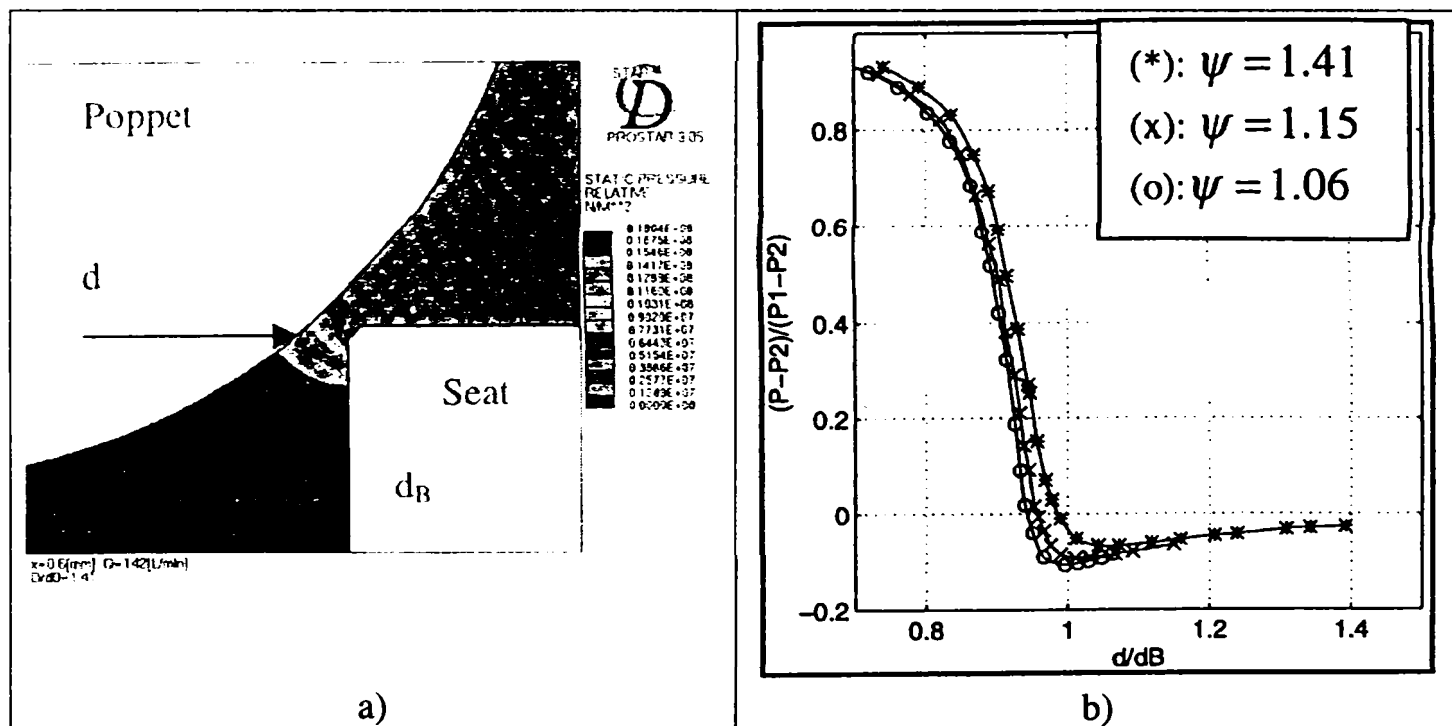


Fig. 8.3 a) Câmpul de presiune corespunzător zonei de strangulare a supapei emisferice determinat numeric - Sorensen [56]; b) Evoluția presiunii de-a lungul elementului de închidere pentru diferite valori ale lui ψ , determinat numeric de Sorensen [56] (unde: $\psi=d/d_B$, P_1 -presiunea de intrare, P_2 -presiunea de ieșire, P -presiunea de-a lungul elementului de închidere).

8.1 Analiza câmpului hidrodinamic corespunzător curgerii fluidului prin supapa de tip emisferă

Analiza numerică a curgerii fluidului prin traseul intern a supapei emisferice a fost realizată pentru același interval de deschideri care s-a folosit și în cazul supapelor conice, adică intervalul $0.1 < x < 5.6$ mm. De asemenea, condițiile de lucru impuse supapelor emisferice sunt aceleași cu cele impuse supapelor conice (diametrul nominal a supapei $d_n = 28$ mm, căderea de presiune pe supapă $\Delta P = 60$ bar).

Urmărid aspectul câmpului hidrodinamic asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță emisferică, pentru cele două variante geometrice se constată că:

- pentru deschiderile foarte mici de $x = 0.1$ mm, debitul mic de fluid vehiculat, respectiv viteza de curgere redusă a particulelor de fluid, favorizează apariția zonelor de recirculare în interiorul camerei supapei (figura 8.4). De remarcat este faptul că, aspectul câmpului liniilor de curent obținut pentru această deschidere prezintă un aspect asemănător, cu cel obținut în cazul supapelor conice cu și fără deflector pentru aceeași deschidere;
- se poate observa că obturatorul de tip emisferă asigură o conducere foarte bună a jetului de fluid, deja de la valori foarte mici ale deschiderii supapei;
- formarea vârtejurilor forțate în interiorul camerei supapei se pot pune în evidență începând cu valoarea deschiderii de $x = 1.1$ mm (figura 8.5). În această figură se poate observa că, pentru varianta având diametrul sferei $d_s = 42$ mm prezența vârtejurii principale V1 poate fi clar conturată, pe când, pentru varianta cu $d_s = 63$ mm vârtejurii principale V1 este în curs de formare;
- urmărind evoluția câmpului hidrodinamic până la deschiderea maximă a supapei, se constată că, varianta geometrică de tip emisferă favorizează formarea unui singur vârtej semnificativ în interiorul camerei supapei;
- în cazul ambelor variante geometrice pentru deschideri mari, la desprinderea jetului de fluid de pe obturatorul emisferic are loc formarea unui vârtej secundar, dar extinderea, respectiv influența acestuia este nesemnificativă asupra evoluției jetului de fluid în interiorul camerei supapei (figurile 8.6, 8.7, 8.8);
- de remarcat este faptul că, varianta geometrică cu $d_s = 63$ mm realizează o mai bună conducere a jetului de fluid, respectiv menținerea jetului atașat de obturator se realizează pe o lungime mult mai mare (figurile 8.6, 8.7, 8.8). Menținerea și conducerea bună a jetului de fluid de-a lungul razei obturatorului emisferic se datorează într-o oarecare măsură și lipsei colțului ascuțit din configurația obturatorului;
- de asemenea este de remarcat faptul că pentru varianta geometrică cu $d_s = 63$ mm extinderea vârtejurii principale V1 este mai mare decât pentru varianta cu diametrul emisferei $d_s = 42$ mm;
- reprezentarea câmpului de presiune în zona de strângere a supapei emisferice arată că, prezența colțului ascuțit a scaunului supapei crează local valori scăzute ale presiunii (figura 8.9). De asemenea, figura scoate în evidență prezența unei zone de presiune scăzută pe obturatorul emisferic. Această zonă corespunde porțiunii de pe suprafața emisferei unde începe detașarea jetului de fluid de pe obturator (figura 8.7, 8.8, 8.9).

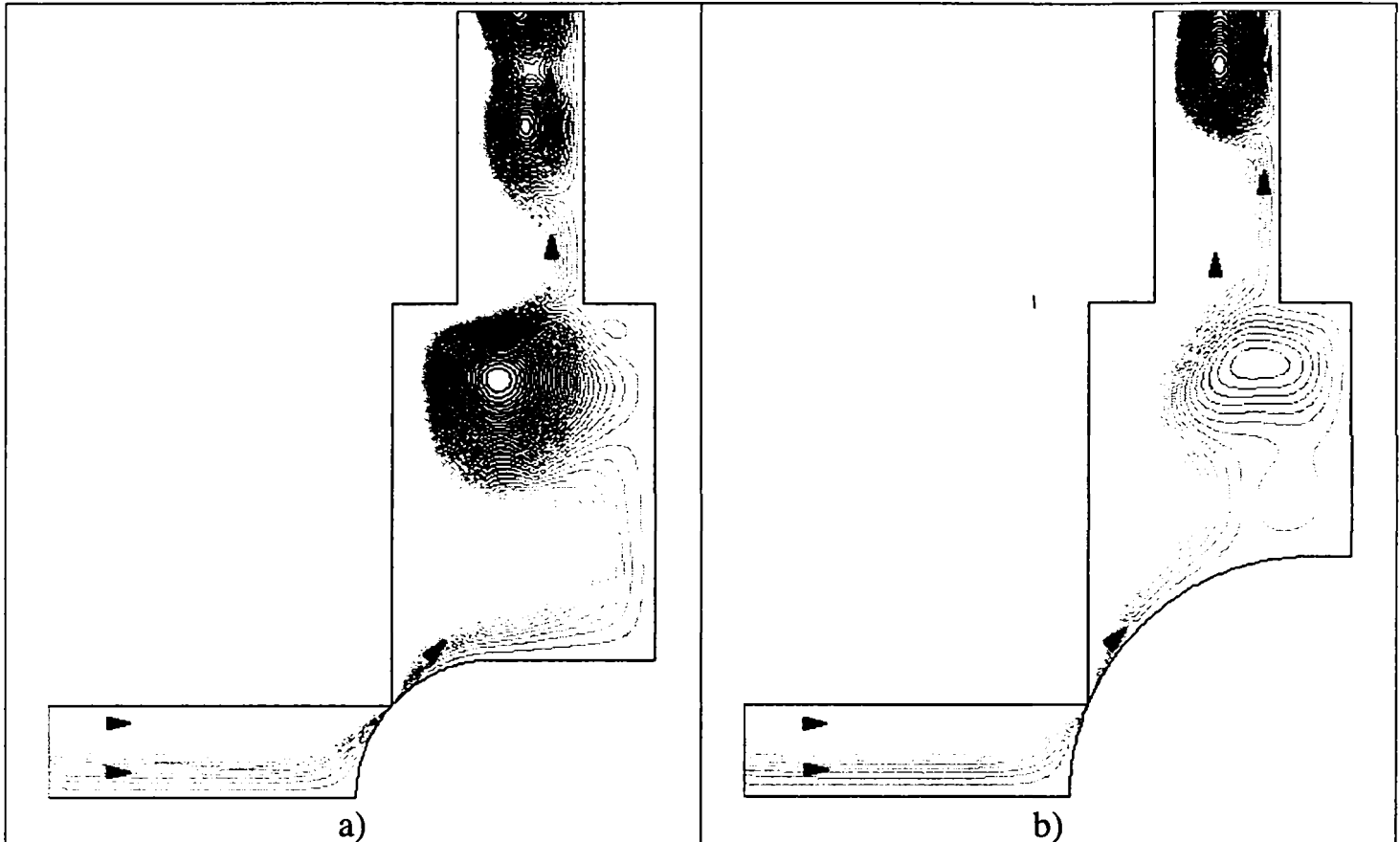


Fig. 8.4 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță de tip emisferă a) $d_s=42$ mm; b) $d_s=63$ mm ($x=0.1$ mm, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

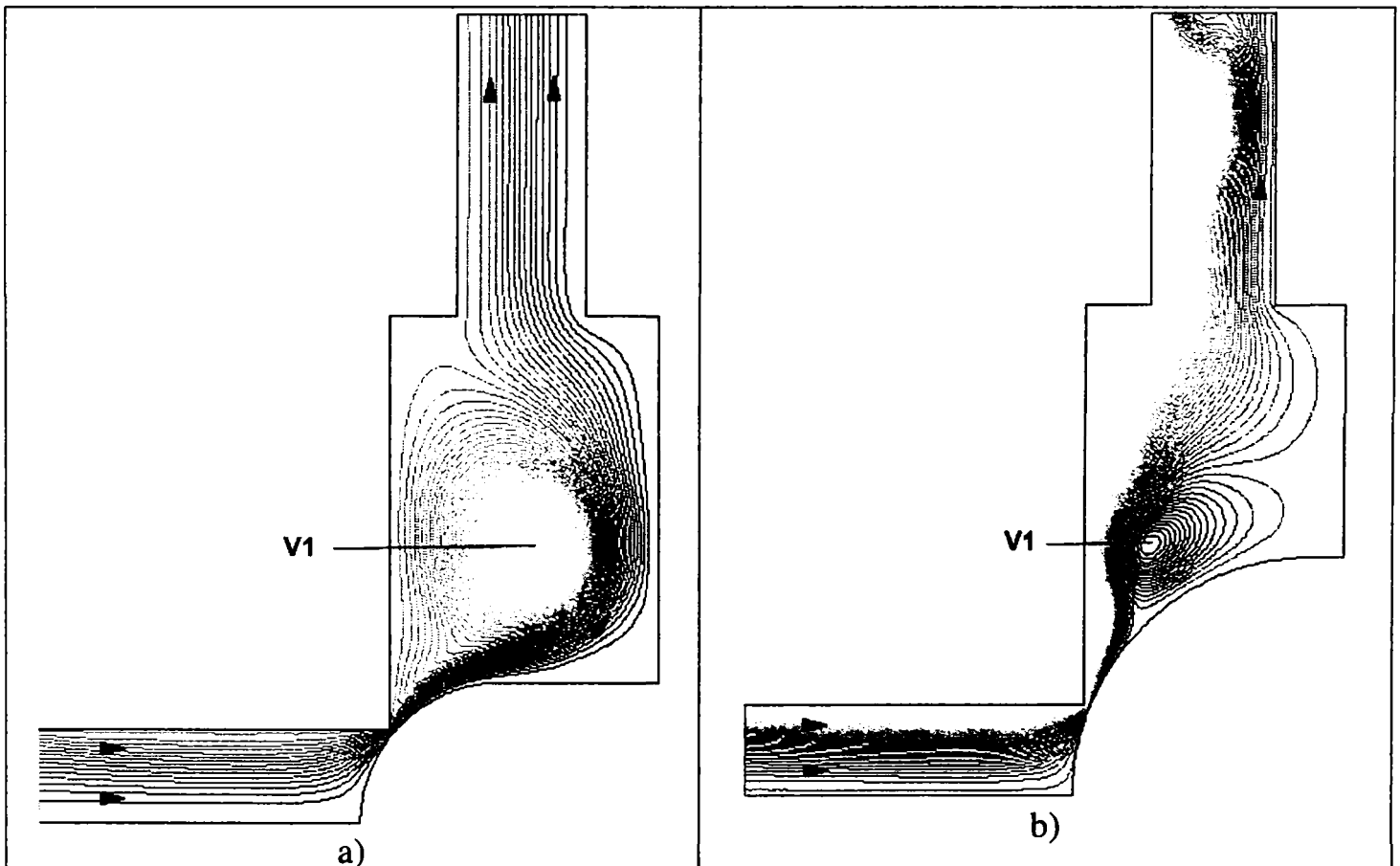


Fig. 8.5 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță de tip emisferă a) $d_s=42$ mm; b) $d_s=63$ mm ($x=1.1$ mm, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

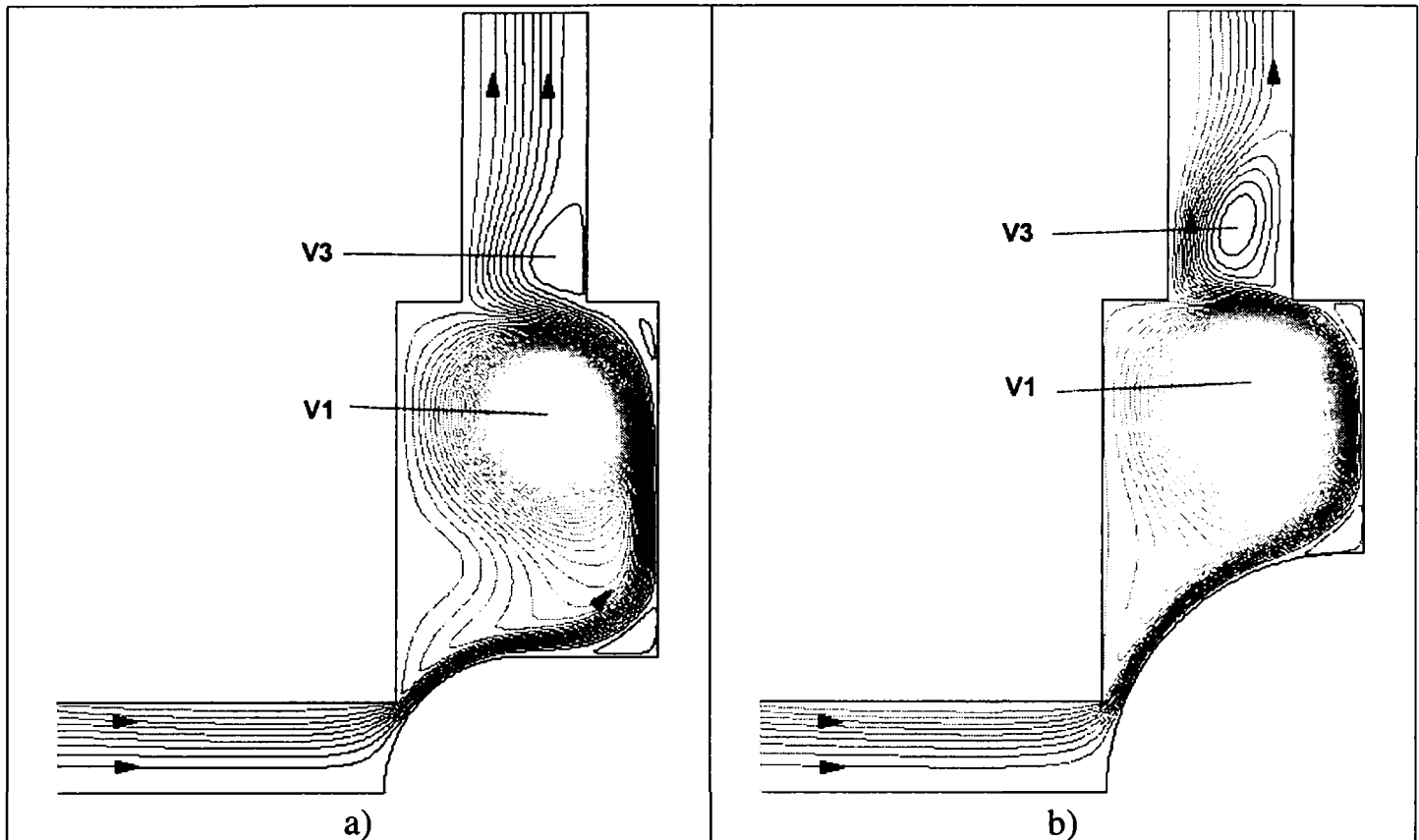


Fig. 8.6 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță de tip emisferă a) $ds=42$ mm; b) $ds=63$ mm ($x=3.6$ mm, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

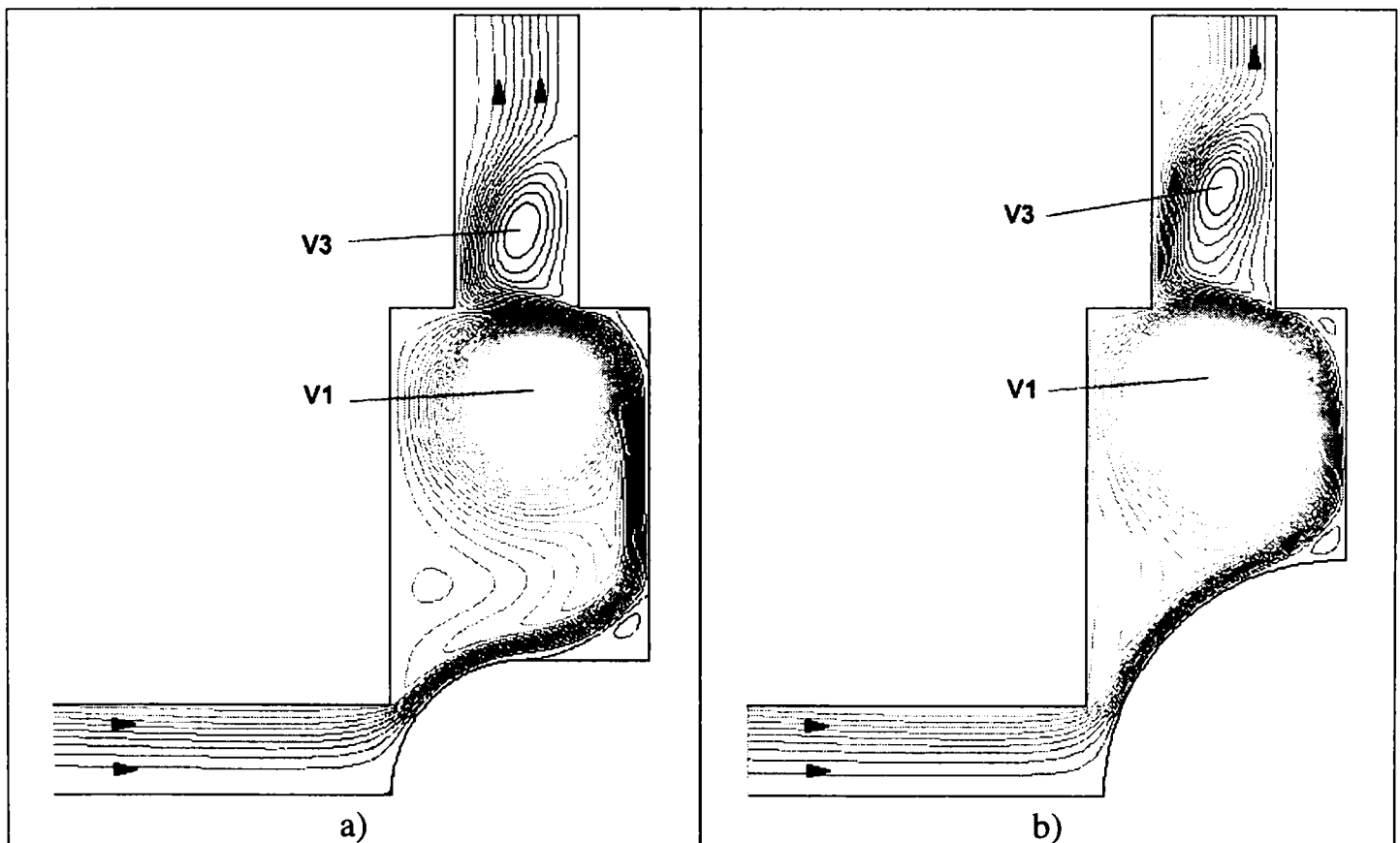


Fig. 8.7 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță de tip emisferă a) $ds=42$ mm; b) $ds=63$ mm ($x=5.6$ mm, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

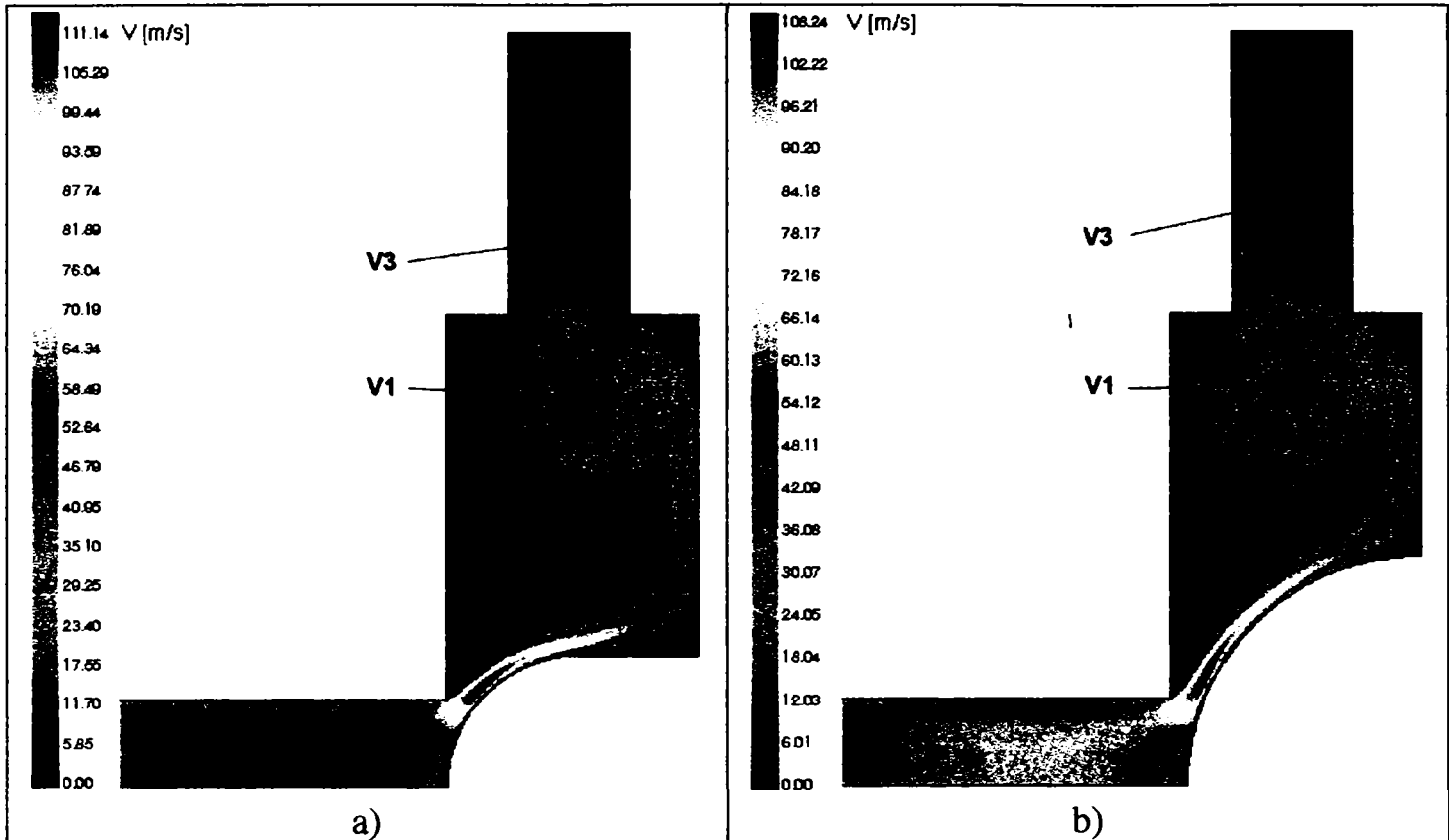


Fig. 8.8 Câmpul de viteză asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță de tip emisferă cu: a) $d_s=42$ mm; b) $d_s=63$ mm ($x=5.6$ mm, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

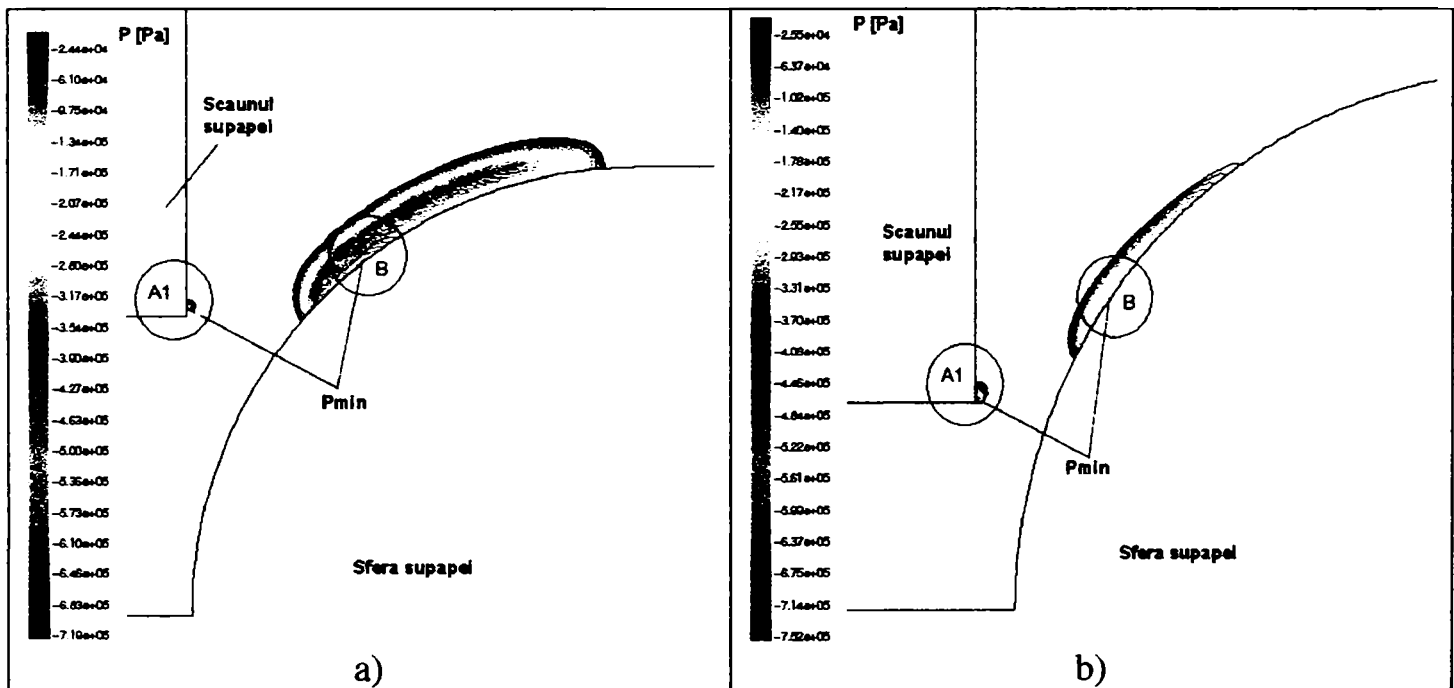


Fig. 8.9 Câmpul de presiune asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță de tip emisferă, reprezentată pentru intervalul de presiune cuprinsă între $p_{min} < p < 0$, cu: a) $d_s=42$ mm; b) $d_s=63$ mm ($x=5.6$ mm, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

În continuare vom analiza câmpul hidrodinamic asociat curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță cu element de închidere de tip emisferă având scaun teșit.

Urmărind figurile 8.10÷8.12 se remarcă o modificare a structurii câmpului hidrodinamic, față de variantele geometrice cu cap semisferic și scaun ascuțit.

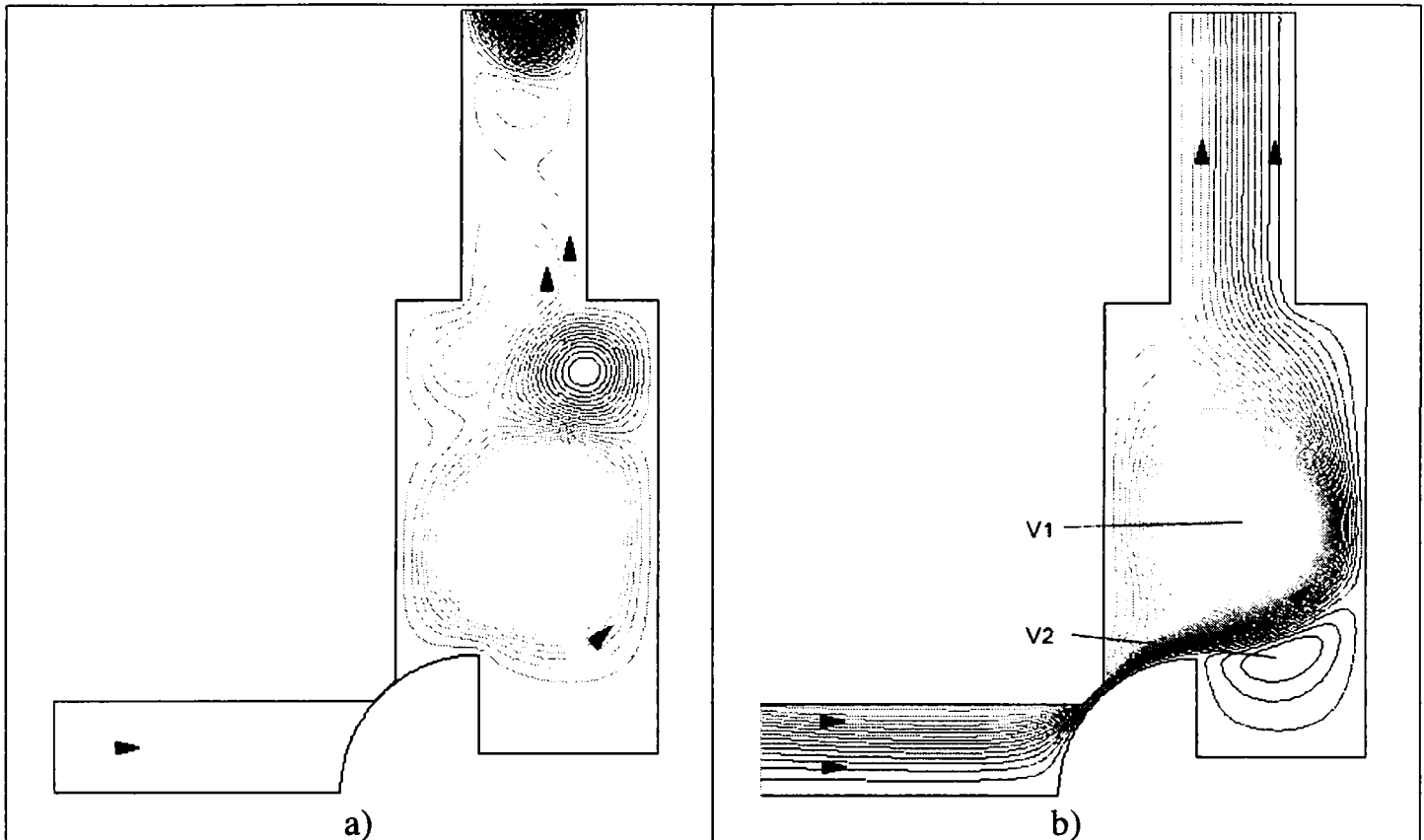


Fig. 8.9 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță cu cap emisferic și scaun teșit a) $x=0.6$ mm b) $x=1.6$ mm ($d_n=28$ mm, $d_s=42$ mm, $\Delta P=60$ bar).

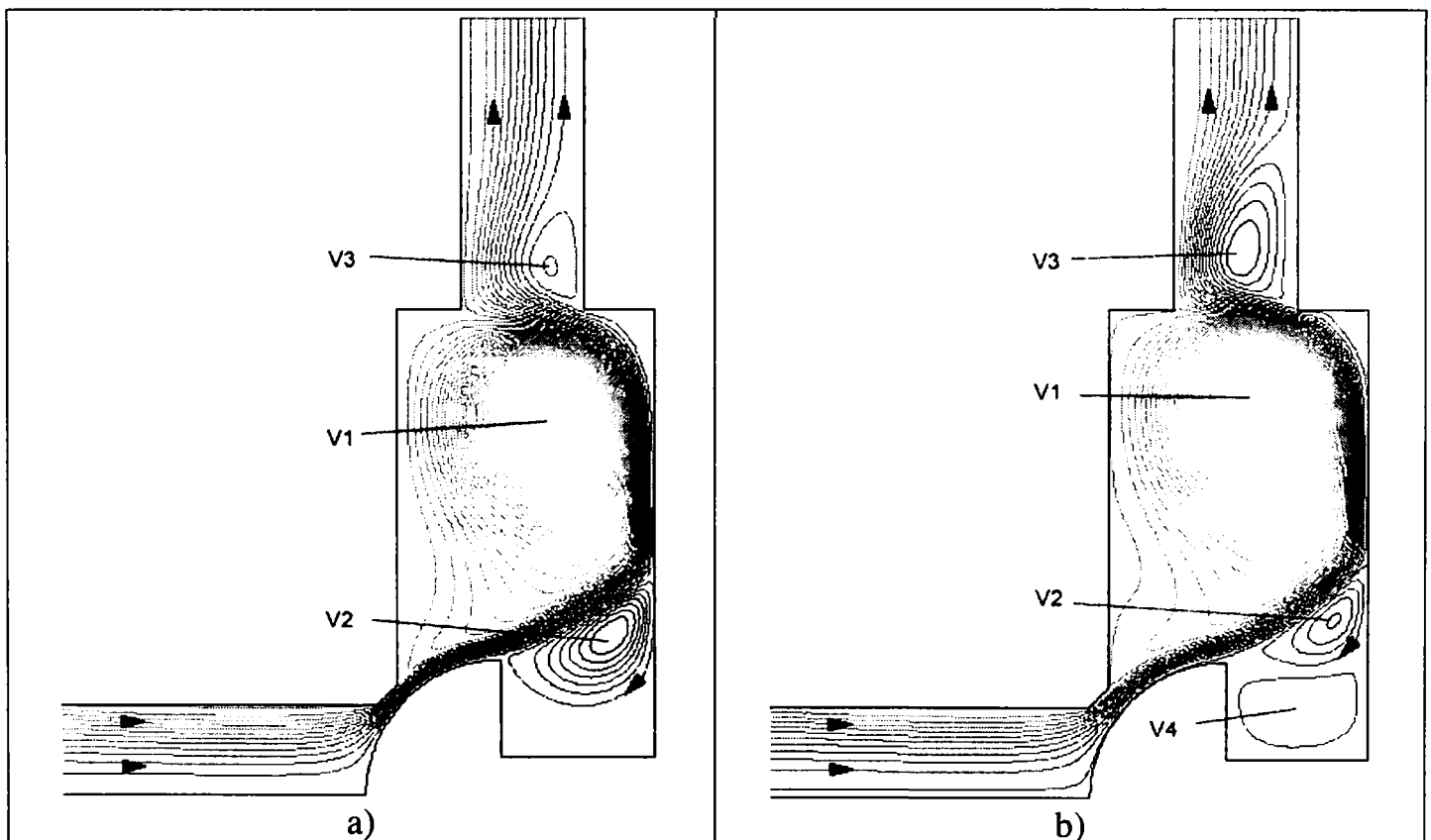


Fig. 8.10 Câmpul liniilor de curent asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță cu cap semisferic și scaun teșit a) $x=3.6$ mm b) $x=5.6$ mm ($d_n=28$ mm, $d_s=42$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Astfel se constată următoarele aspecte ale modului de curgere:

- prezența teșiturii pe scaunul supapei induce o mai bună conducere a vânei principale de fluid prin zona de strangulare a supapei, prin lipsa detașării bruște a vânei de pe scaunul supapei (figura 8.10 și 8.11);

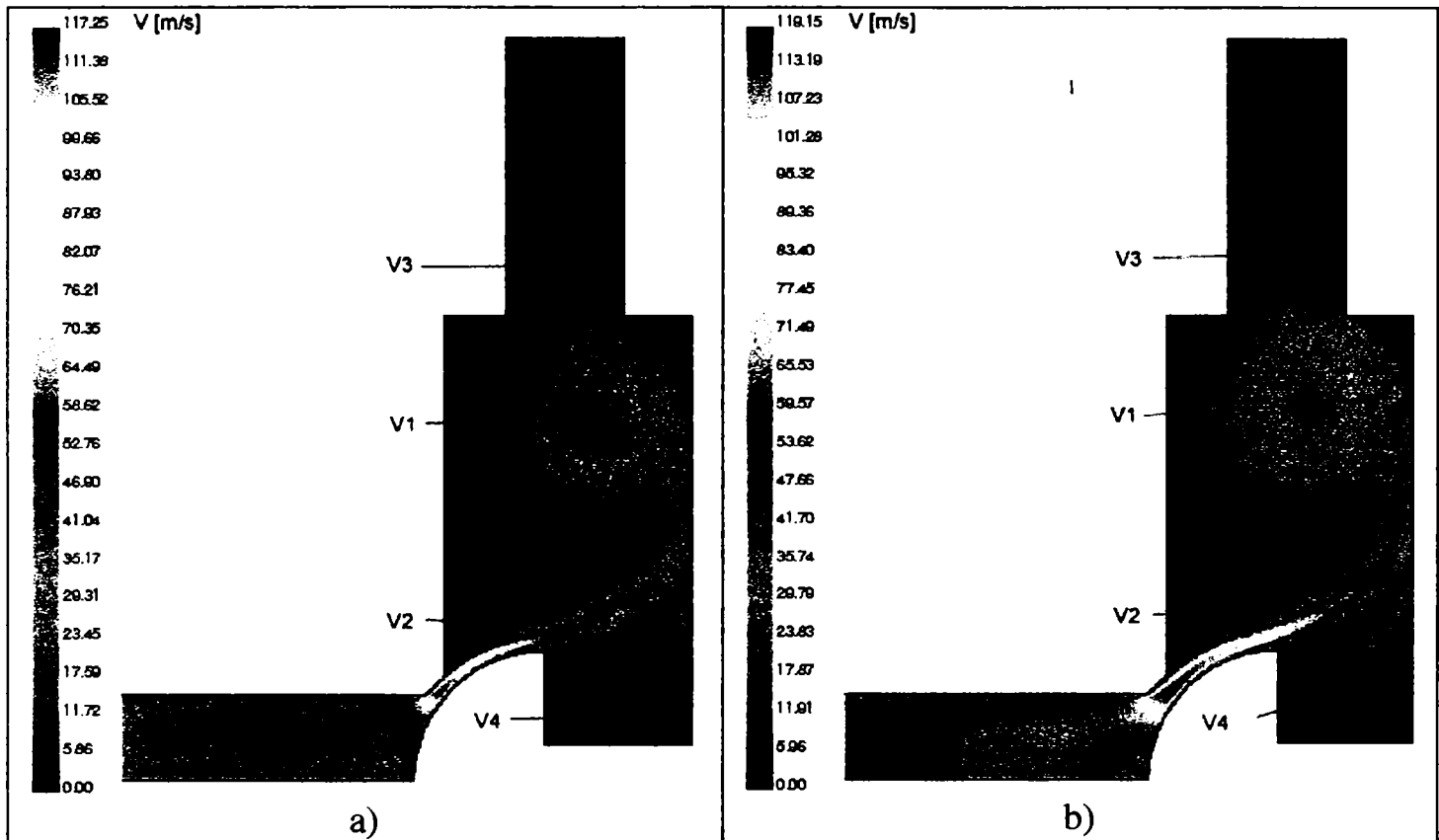


Fig. 8.12 Câmpul de viteză asociat curgerii fluidului prin supapa de siguranță de tip emisferă cu scaun teșit: a) $x=3.6$ mm; b) $x=5.6$ mm ($d_s=42$ mm, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

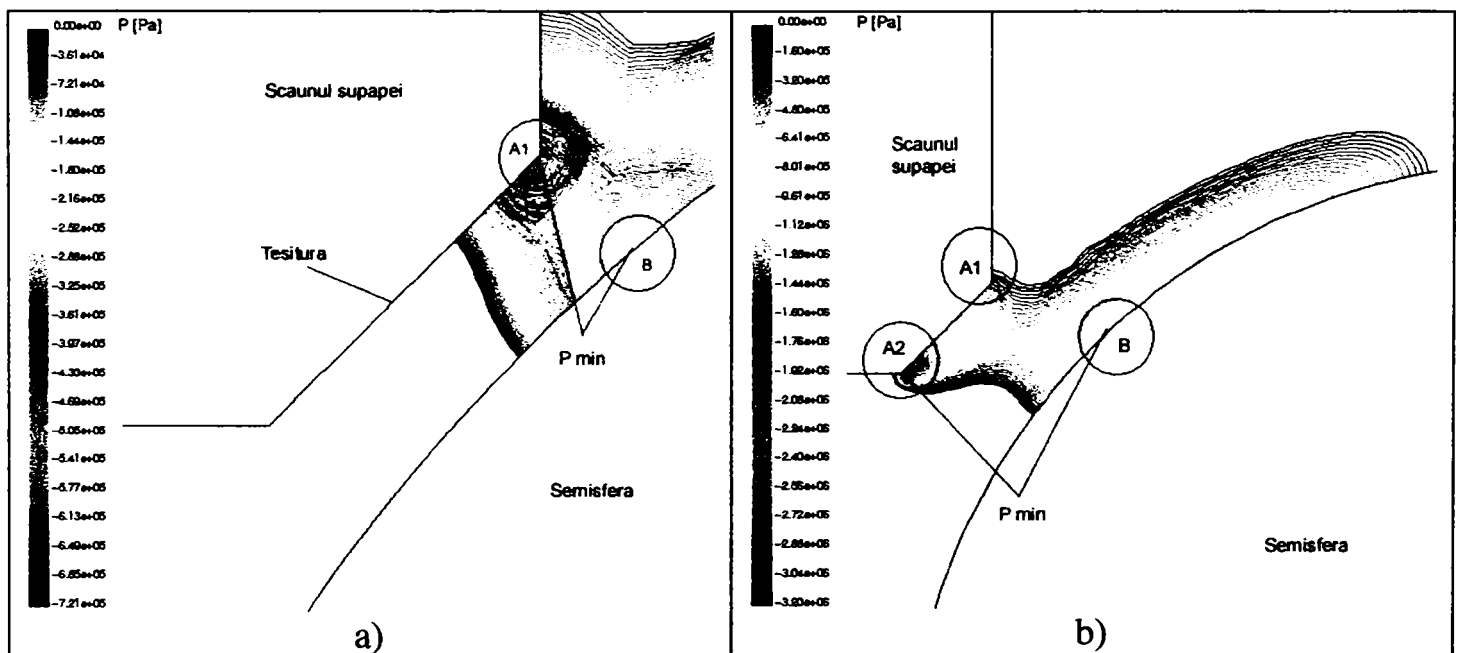


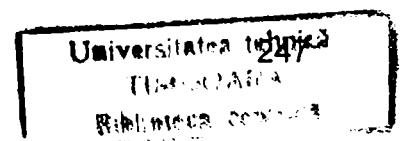
Fig. 8.13 Câmpul de presiune corespunzător curgerii fluidului prin supapa de siguranță de tip emisferă cu scaun teșit, reprezentată pentru intervalul de presiune $p_{min} < p < 0$, cu: a) $x=2.1$ mm; b) $x=5.6$ mm ($d_s=42$ mm, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

- forma geometrică de tip emisferă, utilizată pentru realizarea elementului de închidere a supapei favorizează formarea unui vârtej secundar în spatele acestuia (figura 8.11b, 8.12); Practic, acest vârtej este rezultatul antrenării în mișcare a fluidului aflat în această zonă de către vârtejul secundar V2 (figura 8.12);
 - se observă că, utilizarea unei tije subțiri pentru supapă, favorizează apariția și dezvoltarea vârtejurii secundar V2, începând cu deschiderea $x=1.6$ mm (figura 8.10). Se remarcă că, vârtejul secundar V2 se dezvoltă în întreaga regiune aflată din spatele semisferei (figura 8.10.b);
 - mărirea deschiderii supapei, determină migrarea vârtejurilor formate în interiorul camerei supapei. Ca urmare, în zona aflată în spatele semisferei supapei se crează condiții favorabile formării vârtejurii secundar V4 (figura 8.11, 8.12);
- prezența colțurilor ascuțite ale teșiturii scaunului supapei în zona de strangulare face posibilă apariția unor zone de presiune scăzută. Astfel, se constată că, odată cu creșterea deschiderii supapei, are loc o migrare a zonei de presiune scăzută de-a lungul teșiturii scaunului supapei, dinspre zona A1 spre zona A2 (figura 8.13). Odată cu migrarea zonei de presiune scăzută se observă că, această zonă tinde să ocupe întreaga secțiune de strangulare, pentru deschideri mai mari decât $x>4.1$ mm.

8.2 Analiza vârtejurilor formate în camera supapei

Analiza vârtejurii principale V1 formată în camera supapei, pentru cele trei variante geometrice studiate arată că:

- deși din analiza câmpului liniilor de curent rezultă că extinderea vârtejurii V1 pentru varianta cu diametrul sferei de $d_s=63$ mm este mai mare decât în cazul variantei cu diametrul sferei $d_s=42$ mm, reprezentarea razei caracteristice a vârtejurii V1 funcție de deschiderea supapei arată că, valorile corespunzătoare acestei mărimi caracteristice a vârtejurii sunt aproximativ egale pentru cele două variante (figura 8.14); Se constată că, raza caracteristică a vârtejurii se menține aproximativ constantă în jurul valorii de $r_v=7.8$ mm, pe întregul interval de deschideri ale supapei în care este pusă în evidență;
- pentru varianta cu scaun teșit se constată că, pentru prima jumătate a intervalului de deschideri studiate, raza caracteristică a vârtejurii V1 are valori mai scăzute decât pentru variantele cu scaun ascuțit, ca pentru a doua jumătate a intervalului de deschideri valoarea acestuia să fie aproximativ egală cu celelalte două variante (figura 8.14);
- analiza câmpului hidrodinamic a curgerii fluidului a arătat că în cazul variantei geometrice cu scaun teșit are loc formarea vârtejurii secundar V2. Raza caracteristică a acestui vârtej variază între 4÷6 mm (figura 8.15);
- figura 8.16 scoate în evidență faptul că, vârtejul secundar V3 format în canalul de evacuare a supapei, ocupă mai mult de jumătate din lățimea canalului de evacuare. De asemenea se observă că varianta cu $d_s=63$ mm favorizează evoluția vârtejurii V3 pentru un interval mai mare de deschideri decât varianta cu $d_s=42$ mm.



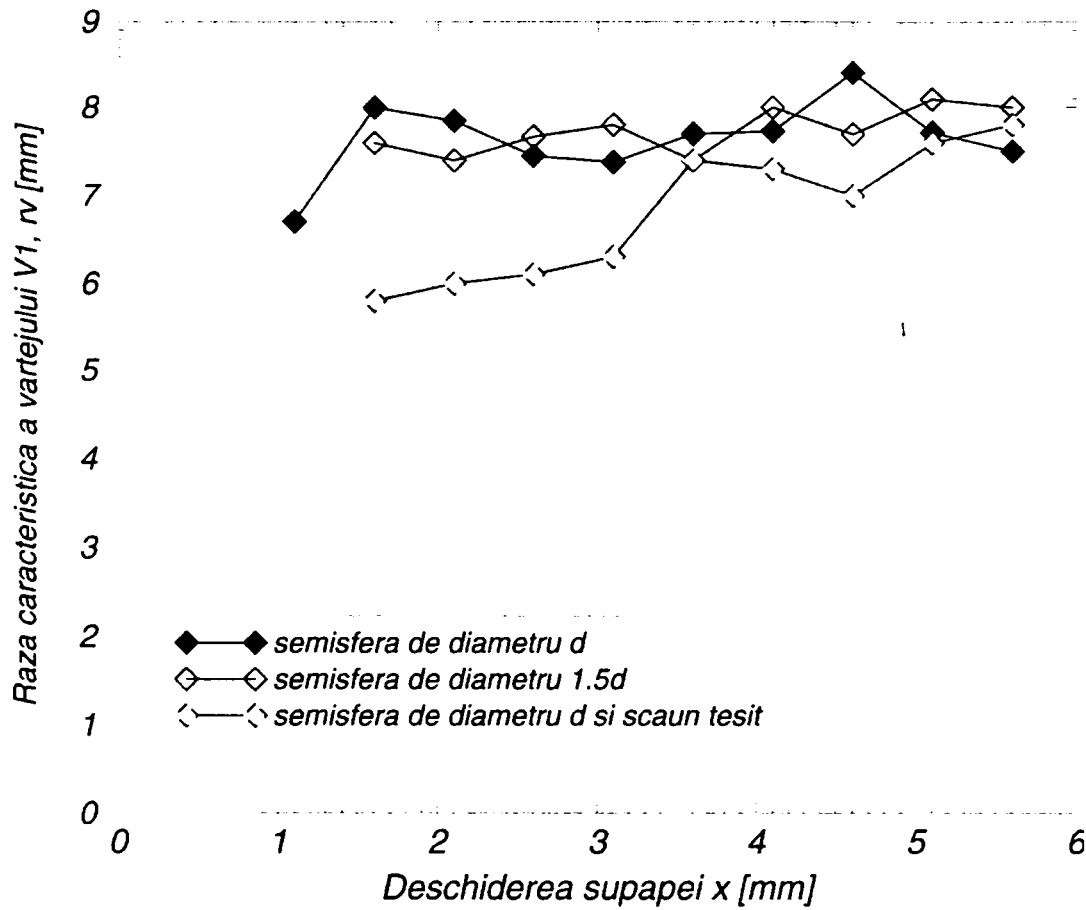


Fig. 8.14 Variația razei caracteristice a vârtejului V1, pentru supapa de tip emisferă: $d_s=42$ mm; $d_s=63$ mm; $d_s=42$ mm și scaun tesit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

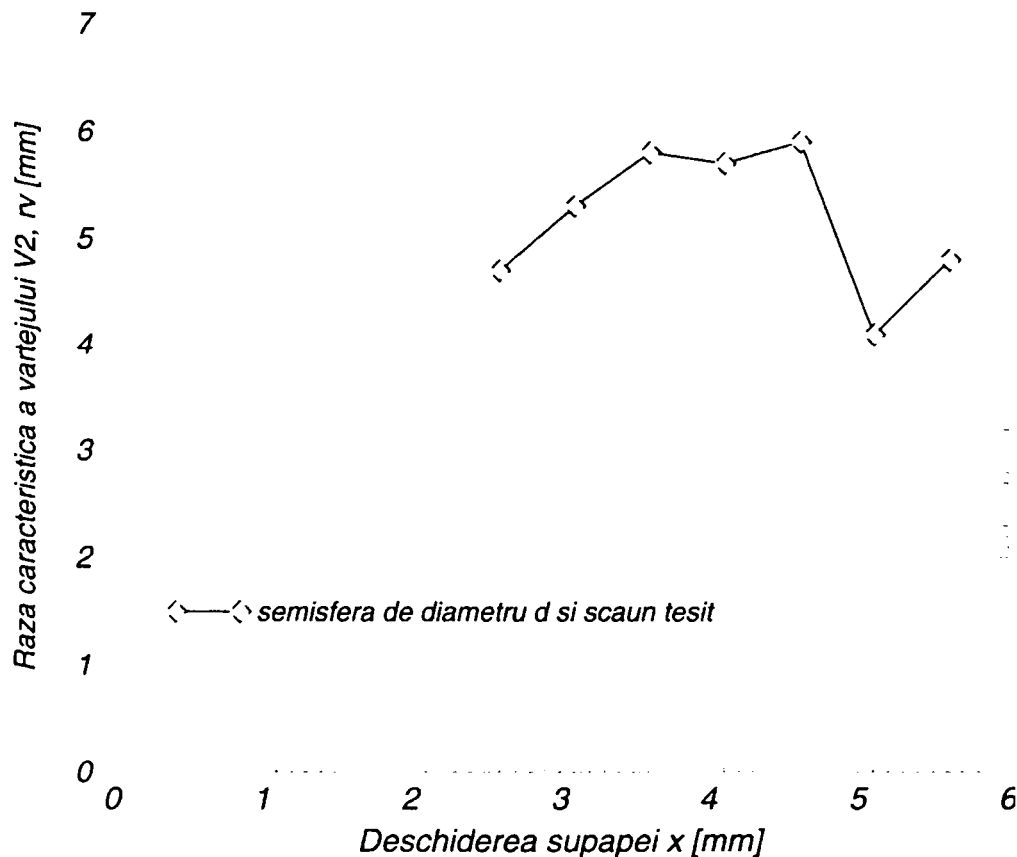


Fig. 8.15 Variația razei caracteristice a vârtejului V2, pentru supapa de tip emisferă: $d_s=42$ mm și scaun tesit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

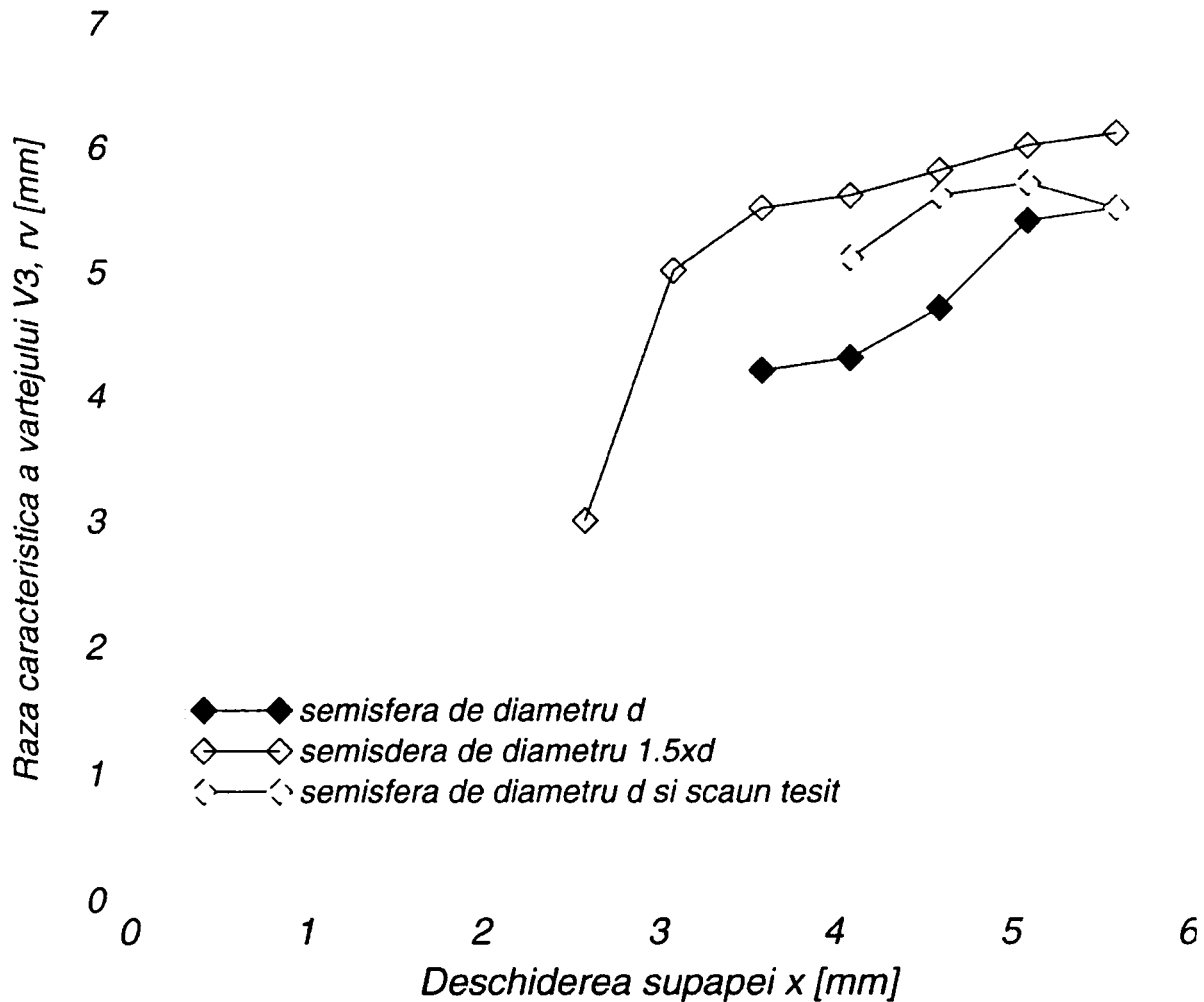


Fig. 8.16 Variația razei caracteristice a vârtejului V3, pentru supapa de tip emisferă: $d_s=42$ mm; $d_s=63$ mm; $d_s=42$ mm și scaun tesit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

- reprezentarea variației intensității vârtejului V1 arată că, evoluția vârtejului este aproape identică pentru toate cele trei variante geometrice, prezentând o creștere aproximativ liniară odată cu creșterea deschiderii de lucru a supapei. De asemenea, la formare vârtejul V1 prezintă o intensitate mică, pentru ca la deschiderea maximă valoarea intensității să crească substanțial stabilindu-se în jurul valorii de 5900 s^{-1} (figura 8.17);
- vârtejul secundar V2, format în cazul variantei cu scaun teșit, prezintă intensitatea cea mai mare atât la formare, cât și pentru valoarea maximă a deschiderii (figura 8.18);
- vârtejul V3 prezintă cele mai mici valori ale intensității. Se constată că în cazul variantelor cu $d_s=42$ mm cu scaun ascuțit respectiv teșit, avem cea mai mică variație a intensității vârtejului cuprinsă între 1000 și 1500 s^{-1} . Pentru vârtejul V3, varianta cu $d_s=63$ mm prezintă intensitatea cea mai mare (figura 8.19).

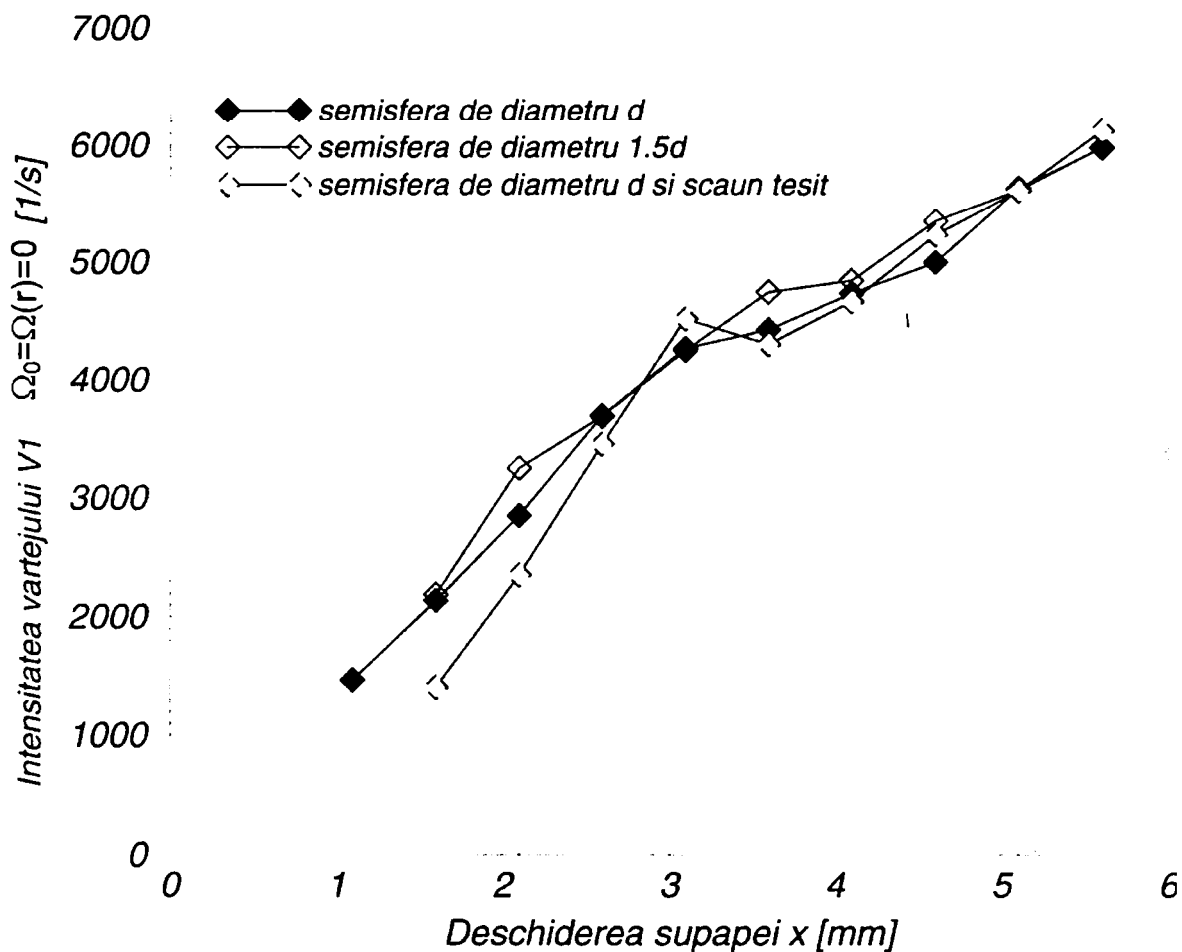


Fig. 8.17 Variația intensității vârtejului V1, pentru supapa de tip emisferă: $d_s=42$ mm; $d_s=63$ mm; $d_s=42$ mm și scaun teșit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

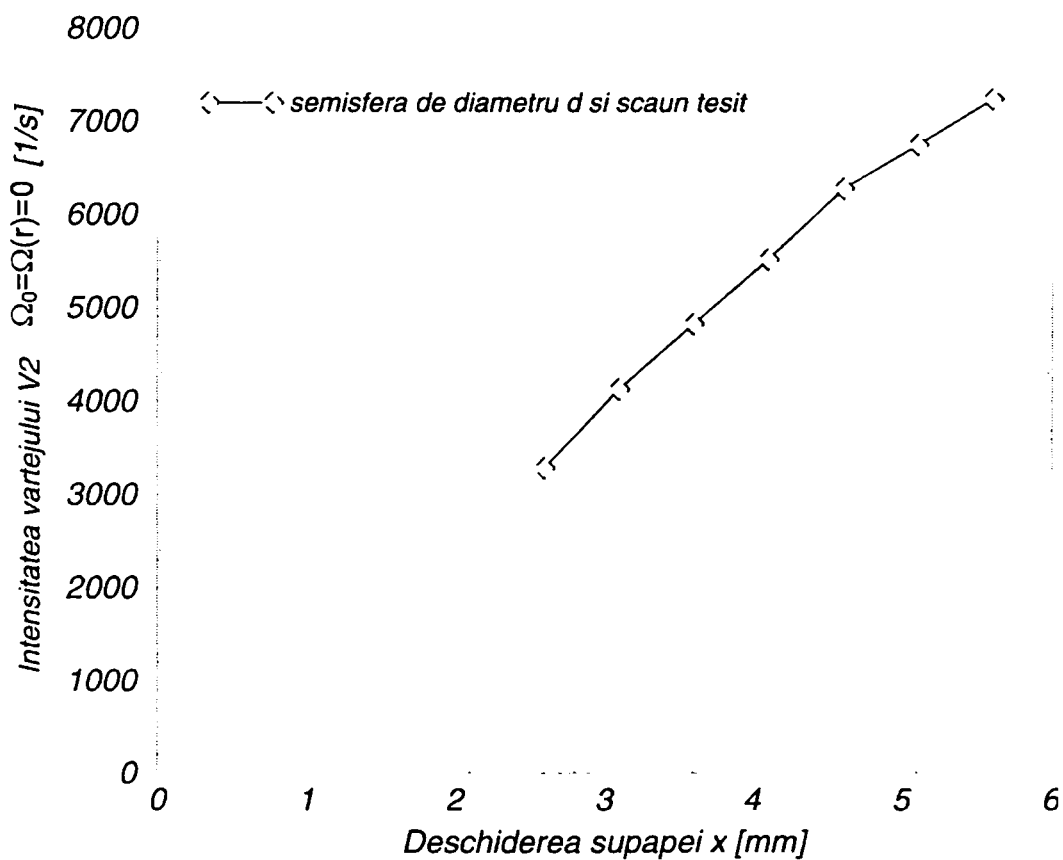


Fig. 8.18 Variația intensității vârtejului V2, pentru supapa de tip emisferă: $d_s=42$ mm și scaun teșit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

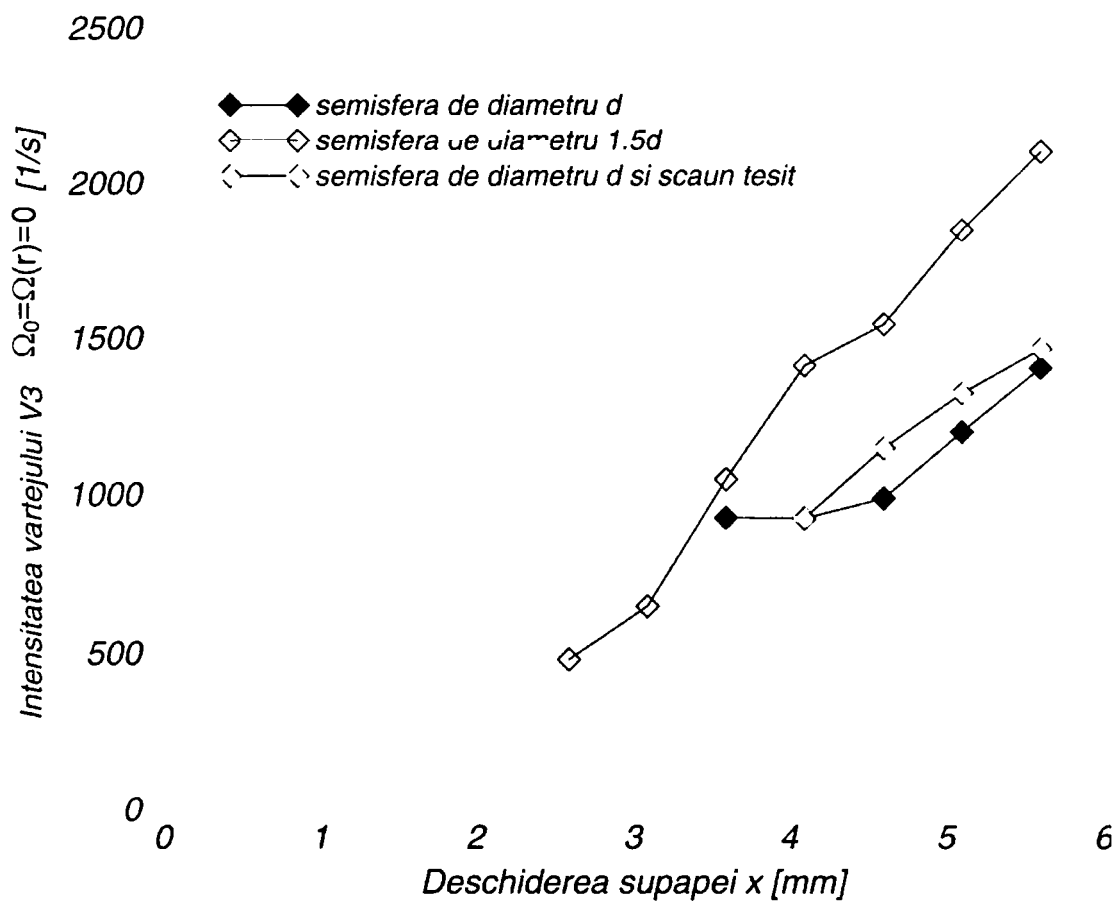


Fig. 8.19 Variația intensității vârtejului V3, pentru supapa de tip emisferă: $d_s=42$ mm; $d_s=63$ mm; $d_s=42$ mm și scaun teșit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

- este de remarcat faptul că, evoluția presiunii în centrul vârtejului V1 este aproape identică, pentru variantele geometrice cu $d_s=42$ mm și $d_s=63$ mm, prezentând o descreștere pronunțată a valorii presiunii odată cu creșterea deschiderii de lucru a supapei (figura 8.20). Varianta cu scaun teșit, prezintă aceeași descreștere pronunțată a valorii presiunii în centrul vârtejului V1, dar se poate observa că valorile presiunii în acest caz sunt mai mari decât pentru celelalte variante;
- pentru vârtejul secundar V2 se constată că pe toată durata evoluției sale în centrul său se formează o suprapresiune, atingând la deschiderea maximă valoarea de 3.1 bar (figura 8.21);
- pentru vârtejul secundar V3 se constată că în cazul variantei cu $d_s=42$ mm cu scaun ascuțit respectiv scaun teșit, există o variație mică a valorii presiunii din centrul vârtejului cuprinsă între $0.5 \div 0.77$ bar, pe când în cazul variantei cu $d_s=63$ mm există o variație a presiunii cuprinsă între $0.2 \div 0.98$ bar (figura 8.22).

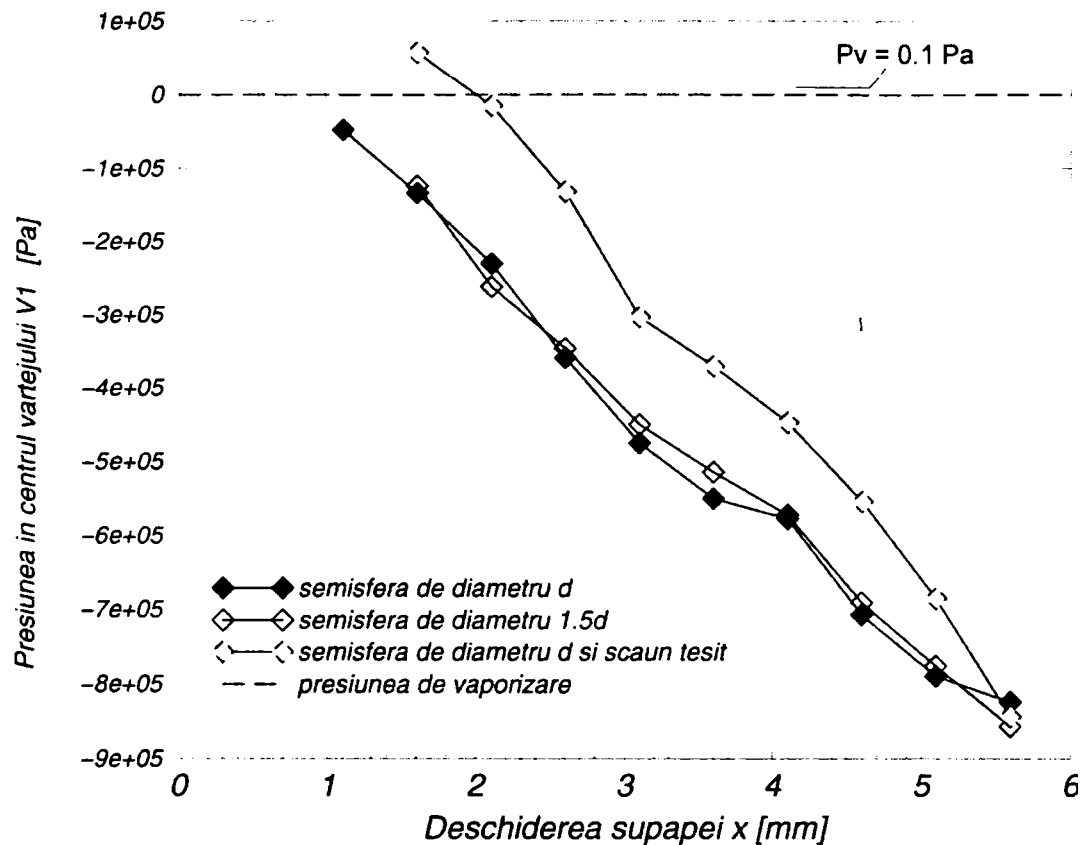


Fig. 8.20 Variația presiunii în centrul vârtejului V1, pentru supapa de tip emisferă: $d_s=42 \text{ mm}$; $d_s=63 \text{ mm}$; $d_s=42 \text{ mm}$ și scaun teșit ($d_n=28\text{mm}$, $\Delta P=60\text{bar}$).

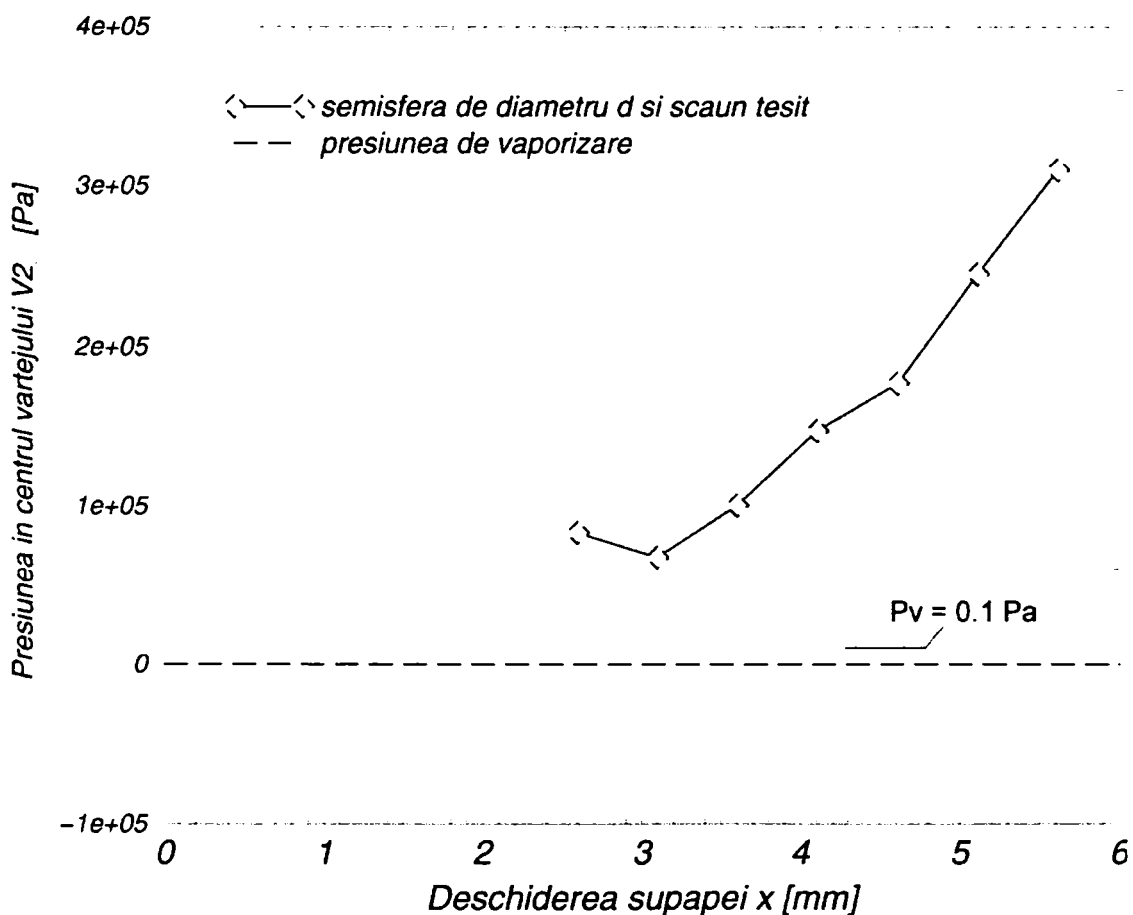


Fig. 8.21 Variația presiunii în centrul vârtejului V2, pentru supapa de tip emisferă: $d_s=42 \text{ mm}$ și scaun teșit ($d_n=28 \text{ mm}$, $\Delta P=60 \text{ bar}$).

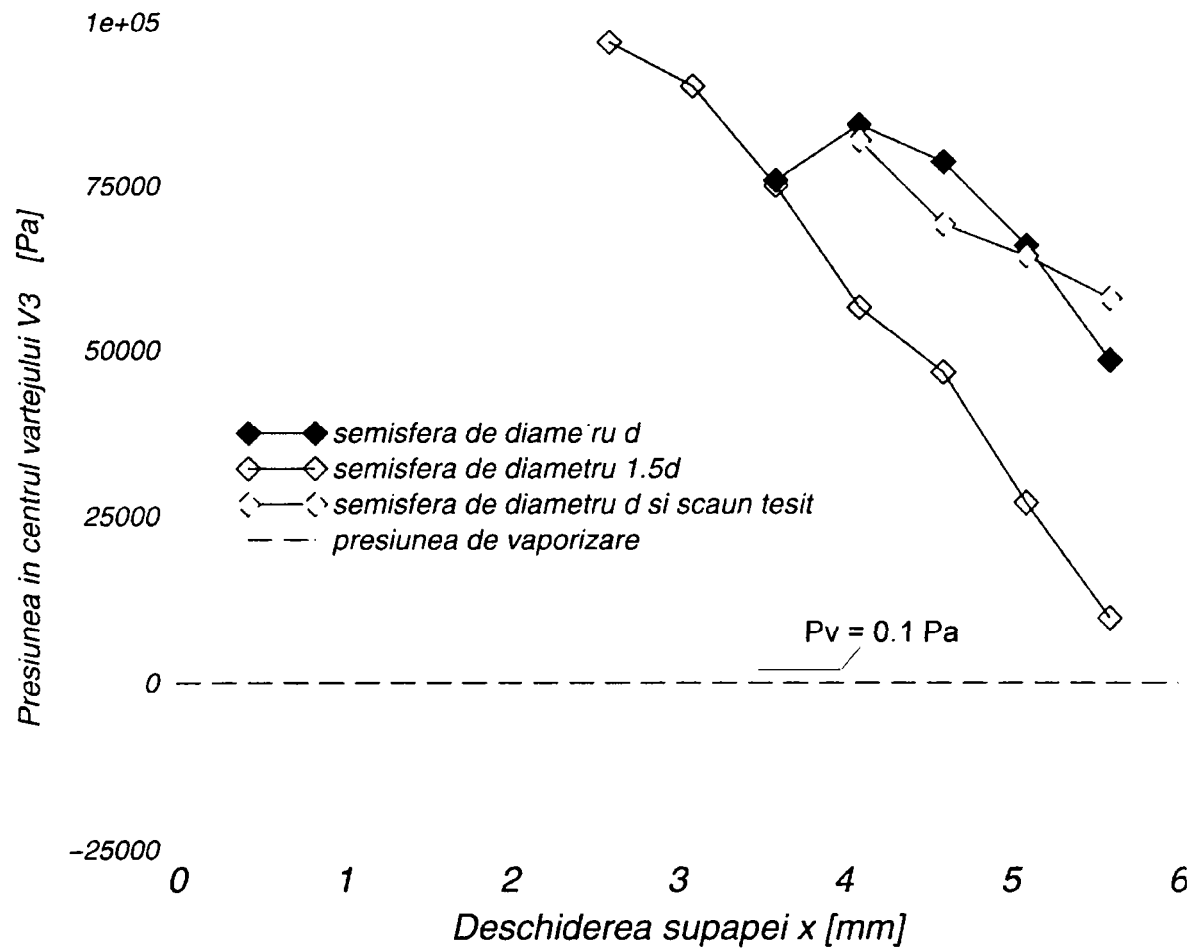


Fig. 8.22 Variația presiunii în centrul vârtejului V3, pentru supapa de tip emisferă: $d_s=42$ mm; $d_s=63$ mm; $d_s=42$ mm și scaun teșit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Reprezentarea evoluției pozițiilor centrelor momentane corespunzătoare vârtejului V1, prezintă o evoluție similară pentru cele trei variante geometrice studiate. Se constată că, pentru varianta geometrică cu diametrul $d_s=63$ mm evoluția centrelor momentane are loc aproximativ după un semicerc dispus aproximativ la mijlocul camerei supapei, pe când evoluția centrelor pentru varianta cu diametrul $d_s=42$ mm, are loc aproximativ după o dreaptă situată la jumătatea lățimii camerei supapei (figurile 8.23, 8.24). Pentru varianta cu scaun teșit evoluția centrelor vârtejului V1 este aproximativ identică cu cea corespunzătoare variantei cu $d_s=42$ mm cu scaun ascuțit, constatându-se o mică deplasare a pozițiilor centrelor spre peretele superior a camerei supapei. De asemenea, este concludentă faptul că formarea vârtejului V1 în cazul variantei cu scaun teșit are loc cu o rază mai mică decât în cazul variantei cu scaun ascuțit (figura 8.25).

De remarcant este faptul că pentru toate cele trei variante geometrice studiate, evoluția vârtejului secundar V3 are loc aproximativ în aceeași zonă din canalul de evacuare a supapei. Trebuie subliniat faptul că formarea vârtejului secundar V3 în canalul de evacuare se datorează desprinderii bruște a vânei principale de fluid de pe muchia ascuțită a camerei supapei situată la intrarea în canal.

Evoluția vârtejului principal V1				
Nr.	x [mm]	rv [mm]	Coord. Centrului vârtejului	
			Z [mm]	R [mm]
1-1	1.1	6.7	73.4935	41.7284
2-1	1.6	8	76.4135	50.9390
3-1	2.1	7.85	75.8184	53.2506
4-1	2.6	7.45	76.0539	54.1020
5-1	3.1	7.38	76.2067	55.7713
6-1	3.6	7.7	76.0642	57.7335
7-1	4.1	7.73	75.0181	61.5103
8-1	4.6	8.4	75.2950	61.0287
9-1	5.1	7.72	74.6199	61.6699
10-1	5.6	7.5	74.2349	62.5340

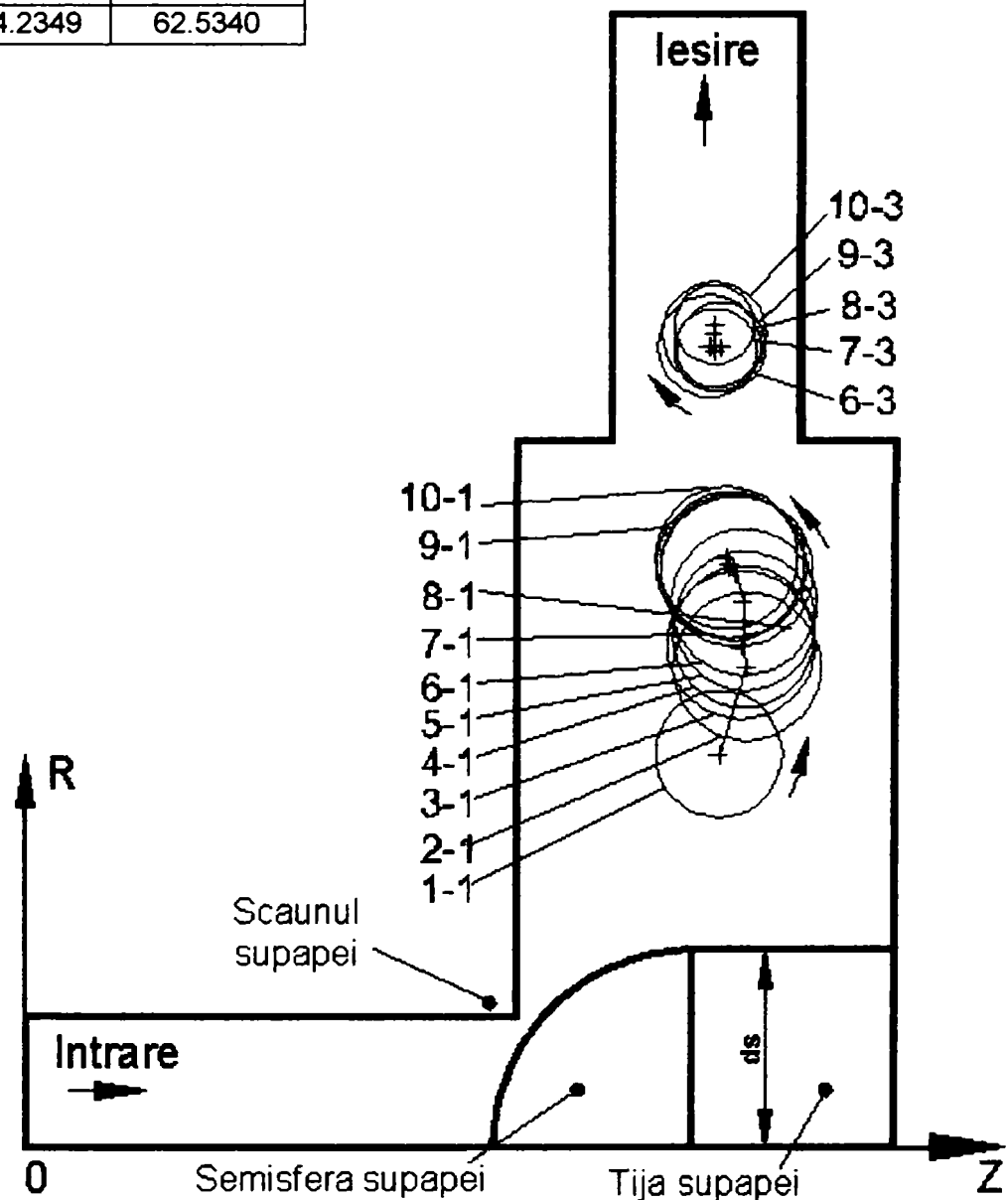
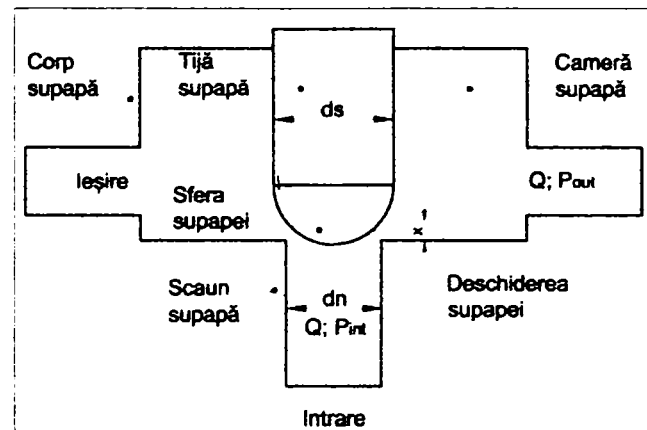


Fig. 8.23 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejurilor V1 și V3 formate în camera supapei de siguranță semisferice, pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului V1, $d_n=28$ mm, $d_s=42$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Evoluția vârtejului principal V1				
Nr.	x [mm]	rv [mm]	Coord. centrului vârtejului Z [mm]	R [mm]
1-1	1.6	7.6	71.2014	51.0578
2-1	2.1	7.4	74.8200	53.0312
3-1	2.6	7.67	76.9391	58.6423
4-1	3.1	7.8	75.6089	61.0783
5-1	3.6	7.4	74.1565	62.4587
6-1	4.1	8	72.6790	63.1530
7-1	4.6	7.7	72.5844	63.2120
8-1	5.1	8.1	72.1150	63.4786
9-1	5.6	8	71.3089	63.6704

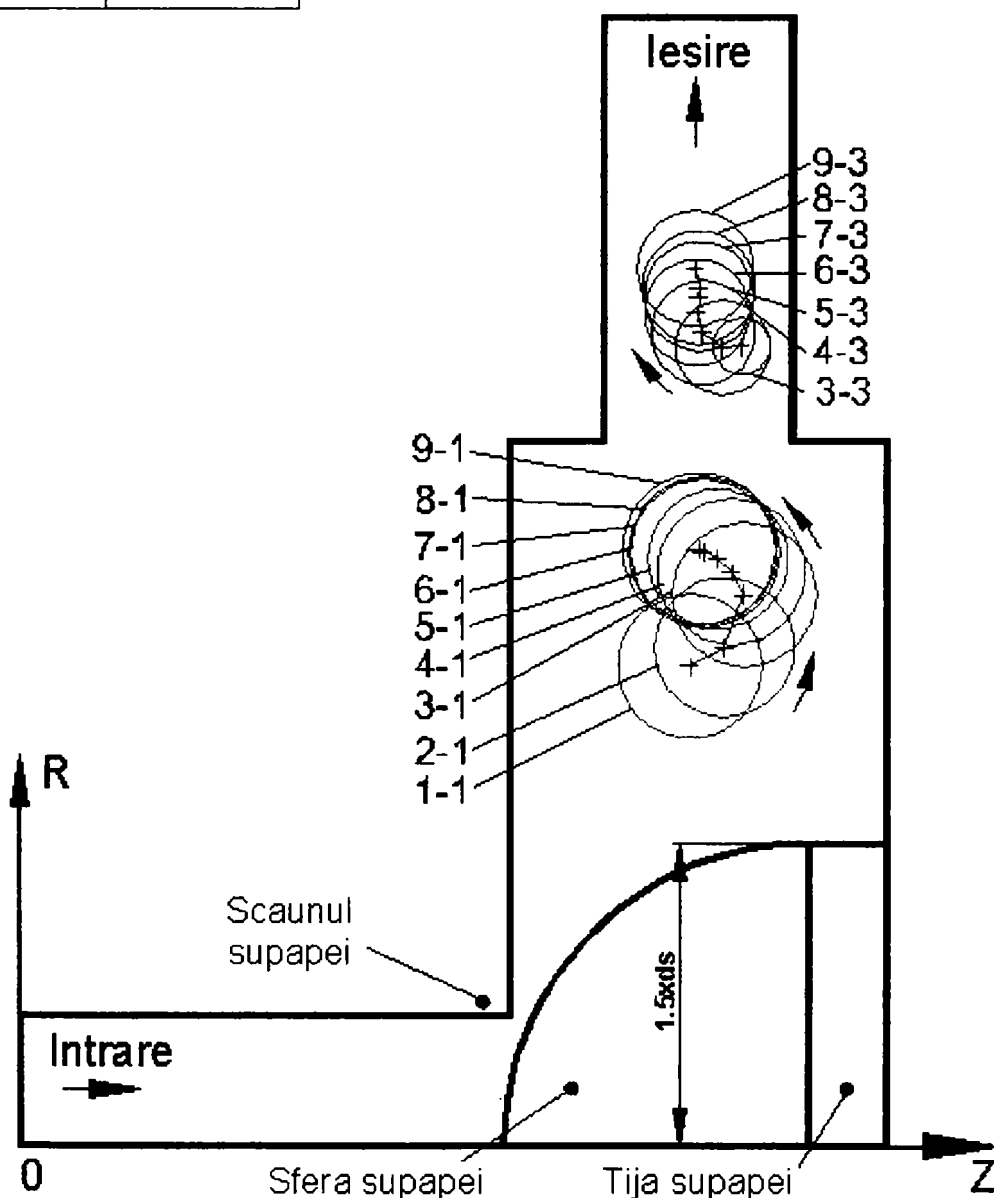
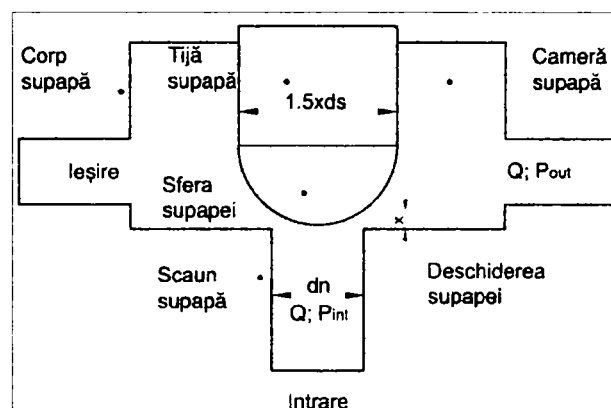


Fig. 8.24 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejurilor V1 și V3 formate în camera supapei de siguranță semisferice, pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului V1, pentru: $d_n=28$ mm, $d_s=63$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Evoluția vârtejului principal V1				
Nr.	x [mm]	rv [mm]	Coord. centrului vârtejului Z [mm]	R [mm]
1-1	1.6	5.8	74.5086	41.7617
2-1	2.1	6	76.7712	53.0285
3-1	2.6	6.1	76.5365	55.2973
4-1	3.1	6.3	76.5694	55.5794
5-1	3.6	7.4	75.7871	59.0218
6-1	4.1	7.3	75.6097	59.8353
7-1	4.6	7	75.1074	60.9615
8-1	5.1	7.6	75.1074	61.1180
9-1	5.6	7.8	74.9509	61.0398

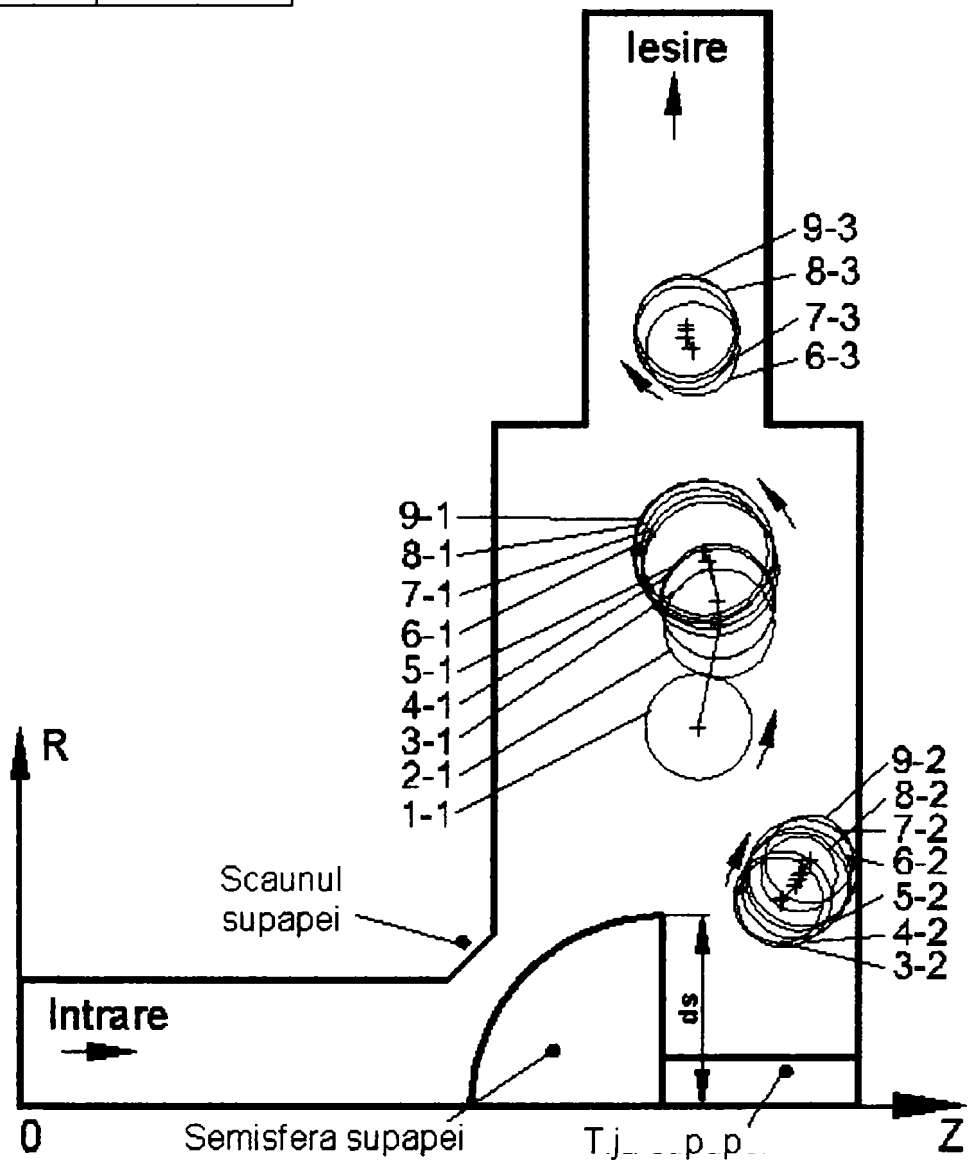
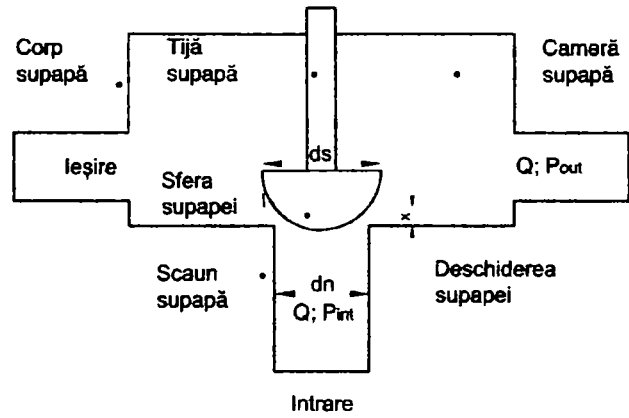


Fig. 8.25 Poziția centrelor momentane, corespunzătoare vârtejurilor V1, V2 și V3 formate în camera supapei de siguranță emisferică cu scaun teșit, pentru diferite valori ale deschiderii supapei. (Sensul de rotație, coordonatele centrelor și raza caracteristică corespunzătoare evoluției vârtejului V1, pentru: $d_n=28$ mm, $d_s=42$ mm, $\Delta P=60$ bar).

8.3 Parametrii caracteristici ale curgerii fluidului prin supapa de tip emisferică

Caracterizarea funcționării supapei de siguranță de tip emisferă, pentru cele trei variante geometrice studiate se realizează prin determinarea caracteristicilor generali ce definesc curgerea fluidului prin supapă.

Astfel, reprezentarea dependenței coeficientului de debit în funcție de deschiderea supapei arată că, evoluția acestei mărimi prezintă diferențe pentru cele trei cazuri studiate. Se constată că pentru variantele cu $d_s=42$ mm și $d_s=63$ mm evoluția coeficientului de debit prezintă aceeași alură, dar se desfășoară la valori diferite. De asemenea se constată că pentru varianta cu scaun teșit valorile obținute pentru coeficientul de debit se apropie mai mult de valorile obținute în cazul variantelor conice, constatându-se că coeficientul de debit tinde spre valoarea de $C_d=0.69$ (figura 8.26).

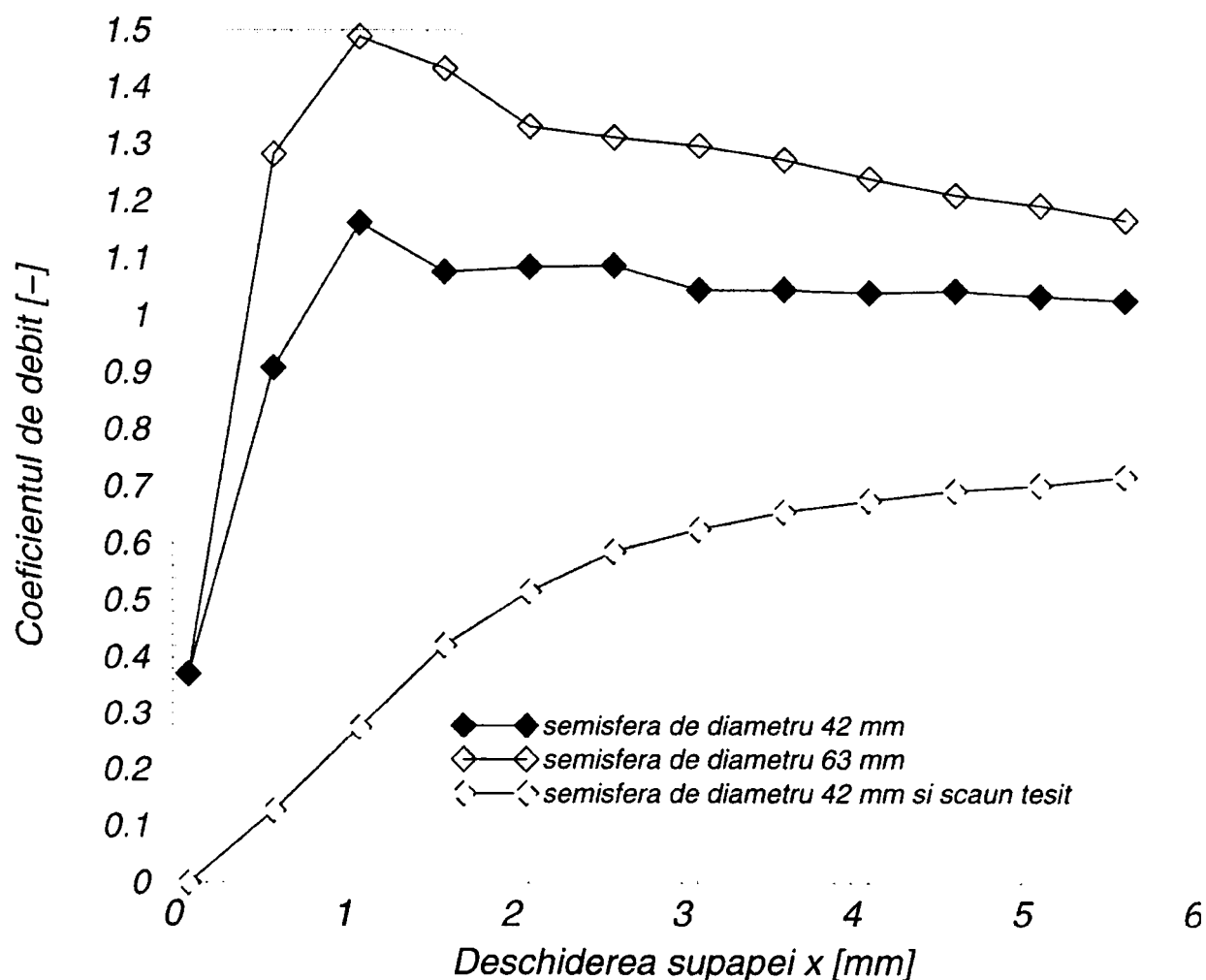


Fig. 8.26 Variația coeficientului de debit cu deschiderea supapei pentru supapa de siguranță de tip emisferă având, $d_s=42$ mm și $d_s=63$ mm ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Pentru varianta geometrică cu diametrul $d_s=42$ mm, coeficientul de debit prezintă o variație lină stabilindu-se aproximativ în jurul valori de $C_d=1.08$, în timp ce pentru varianta cu diametrul $d_s=63$ mm, coeficientul de debit tinde spre valoarea de $C_d=1.2$ (figura 8.26).

De remarcat este faptul că valorile coeficientului de debit obținute pentru varianta cu obturator de tip emisferă cu $d_s=63$ mm, sunt aproape de 2 ori mai mari decât valorile obținute în cazul variantei cu $d_s=42$ mm și scaun teșit (figura 8.26).

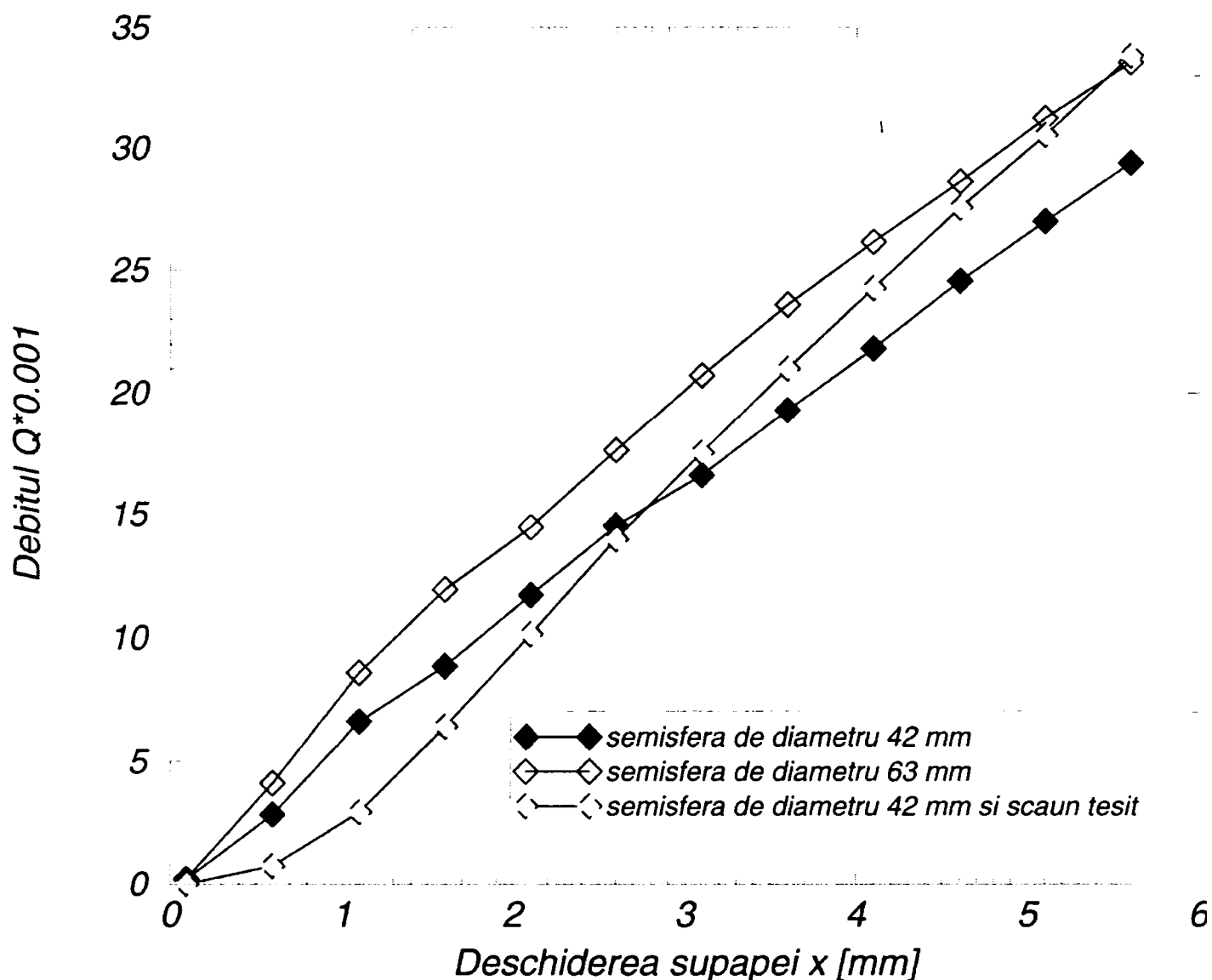


Fig. 8.27 Variația debitului de fluid vehiculat pentru supapa de siguranță de tip emisferă având, $d_s=42$ mm și $d_s=63$ mm ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Analizând variația debitului de fluid vehiculat în cazul variantelor studiate se observă că această mărime prezintă o variație aproximativ liniară cu creșterea deschiderii de lucru a supapei. Se poate observa că debitul de fluid vehiculat în cazul variantei cu scaun teșit este mai mic la deschideri de până la $x < 1.6$ mm, decât pentru celelalte variante. Acest lucru se datorează teșirii scaunului supapei ce determină realizarea unei secțiuni de strangulare mai mică decât în cazul variantelor cu scaun ascuțit (figura 8.27).

Reprezentarea caracteristicii intrinseci a supapei pentru cele trei variante studiate arată că supapa prezintă o caracteristică intrinsecă de tip liniară (figura 8.28).

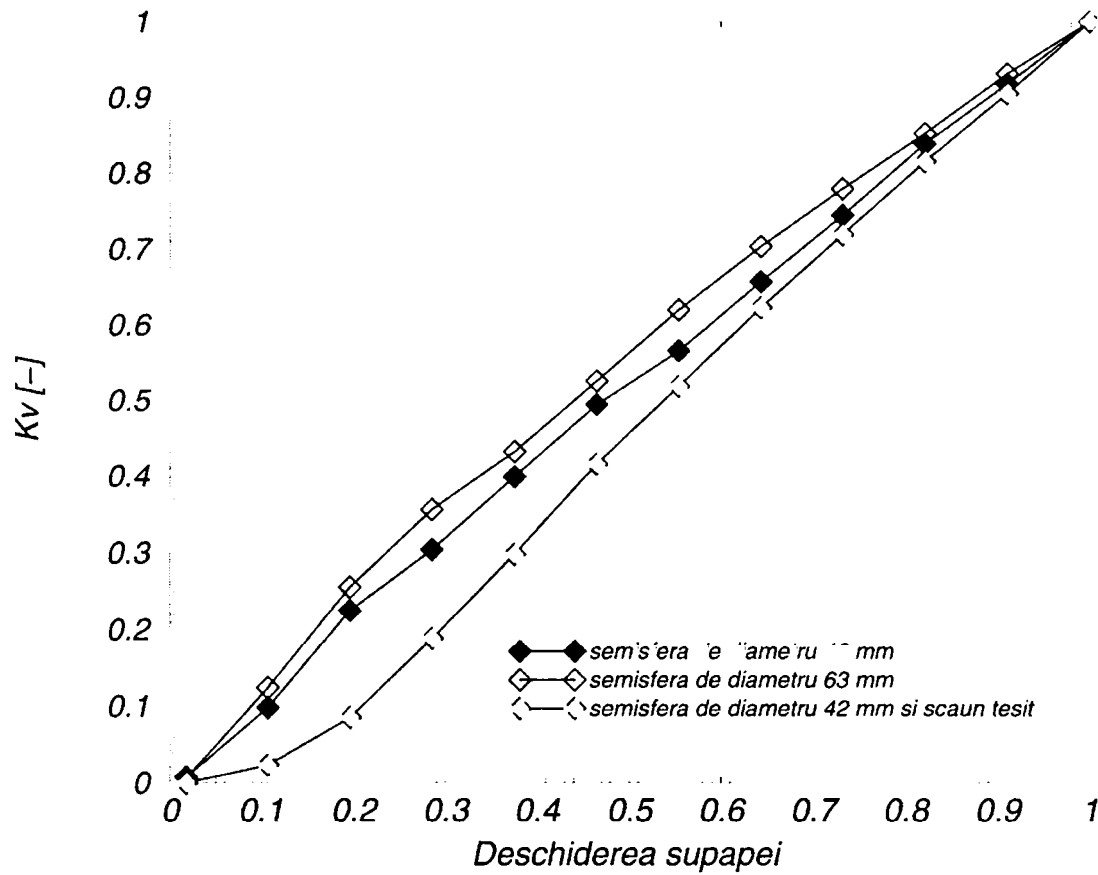


Fig. 8.28 Caracteristica intrinsecă pentru supapa de siguranță de tip emisferă având, $ds=42$ mm și $ds=63$ mm ($dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

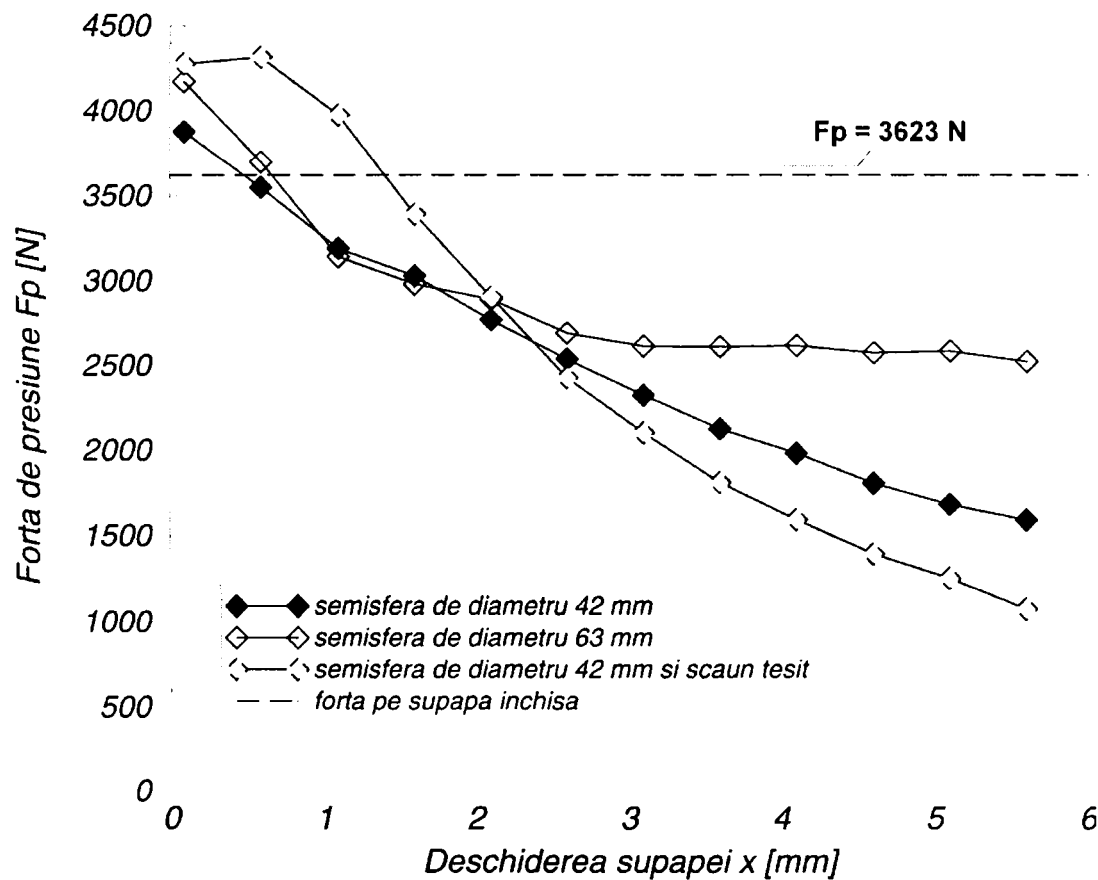


Fig. 8.29 Variația forței de presiune pentru supapa de siguranță de tip emisferă având, $ds=42$ mm și $ds=63$ mm ($dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Din figura 8.29 se observă că folosirea unui diametru mare pentru realizarea emisferei supapei (cazul nostru $d_s=63$ mm) are o influență favorabilă asupra evoluției forței de presiune ce acționează pe elementul de închidere a supapei. Efectul unui diametru mare se poate compara cu prezența deflectorului în cazul variantelor cu element de închidere de tip con.

8.4 Cavitația în supapele hidraulice de presiune emisferice

Analiza cavitațională a vârtejului principal V1 format în camera supapei în cazul celor trei variante geometrice ale obturatorului de tip emisferă arată că, curba cavitațională corespunzătoare celor trei variante este aproape identică. Din figura 8.28 se poate observa că cele trei variante geometrice nu prezintă o comportare cavitațională favorabilă. Astfel, pentru varianta cu diametrul sferei de $d_s=63$ mm, fenomenul de cavitație în vârtej apare pe toată durata evoluției vârtejului, pentru varianta cu diametrul sferei $d_s=42$ mm, cavitația nu apare pentru un interval foarte mic ale deschiderii supapei cuprinse între $1.1 < x < 1.4$ mm, iar în cazul variantei cu scaun teșit cavitația apare doar în intervalul $1.6 < x < 2$ mm (figura 8.30).

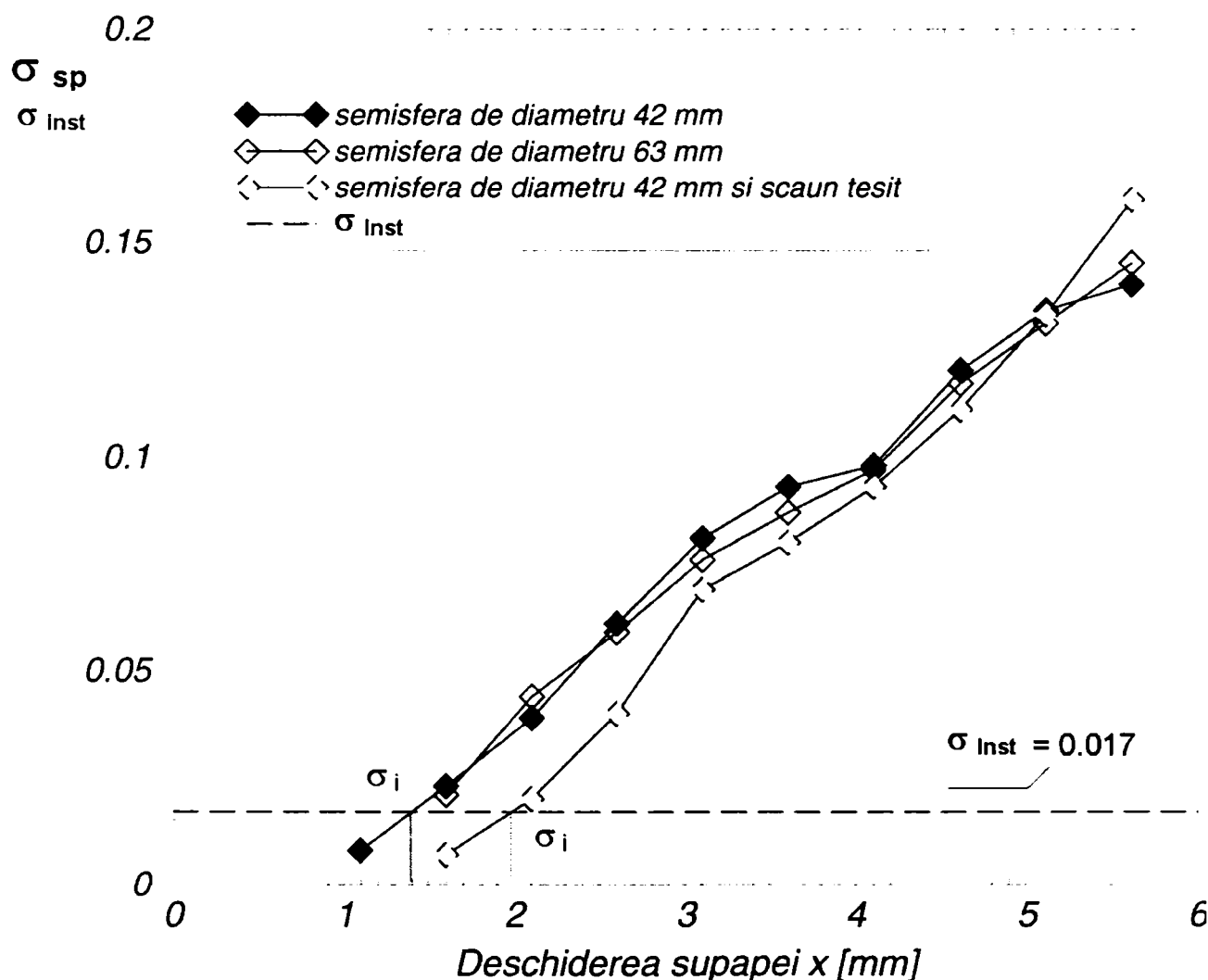


Fig. 8.30 Caracteristica cavitațională a vârtejului V1, pentru supapa de tip emisferă având, $d_s=42$ mm; $d_s=63$ mm; $d_s=42$ mm și scaun teșit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

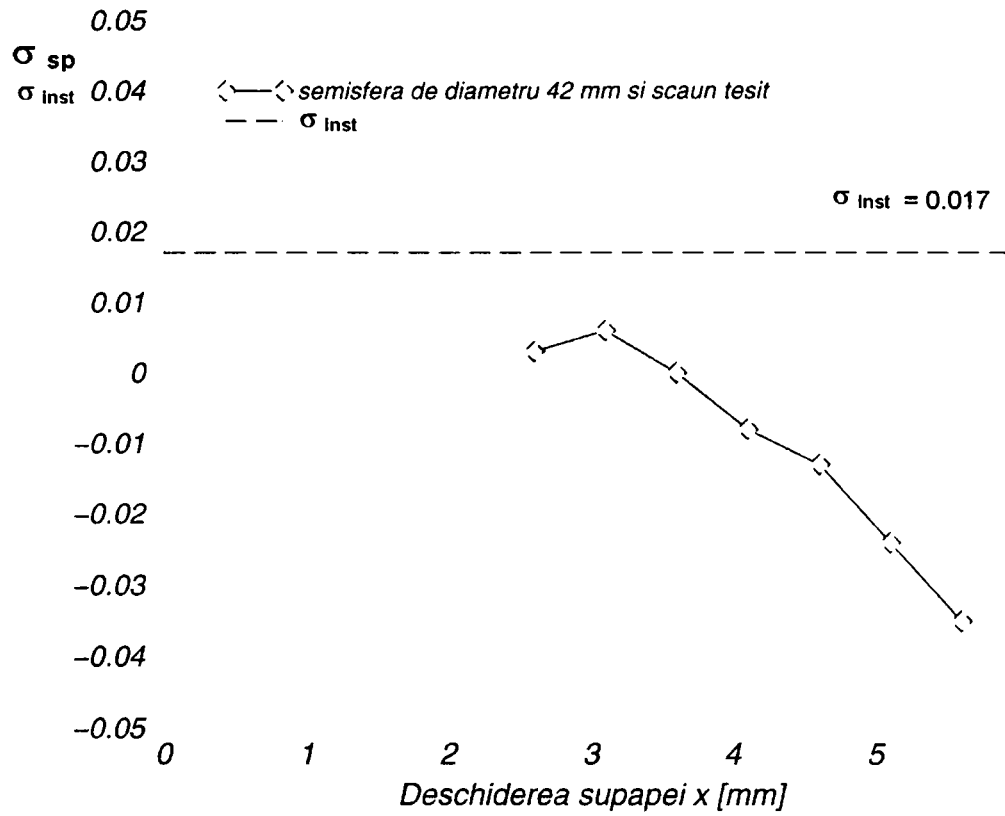


Fig. 8.31 Caracteristica cavitațională a vârtejului V2, pentru supapa de tip emisferă având, ds=42 mm și scaun țesit (dn=28 mm, ΔP=60 bar).

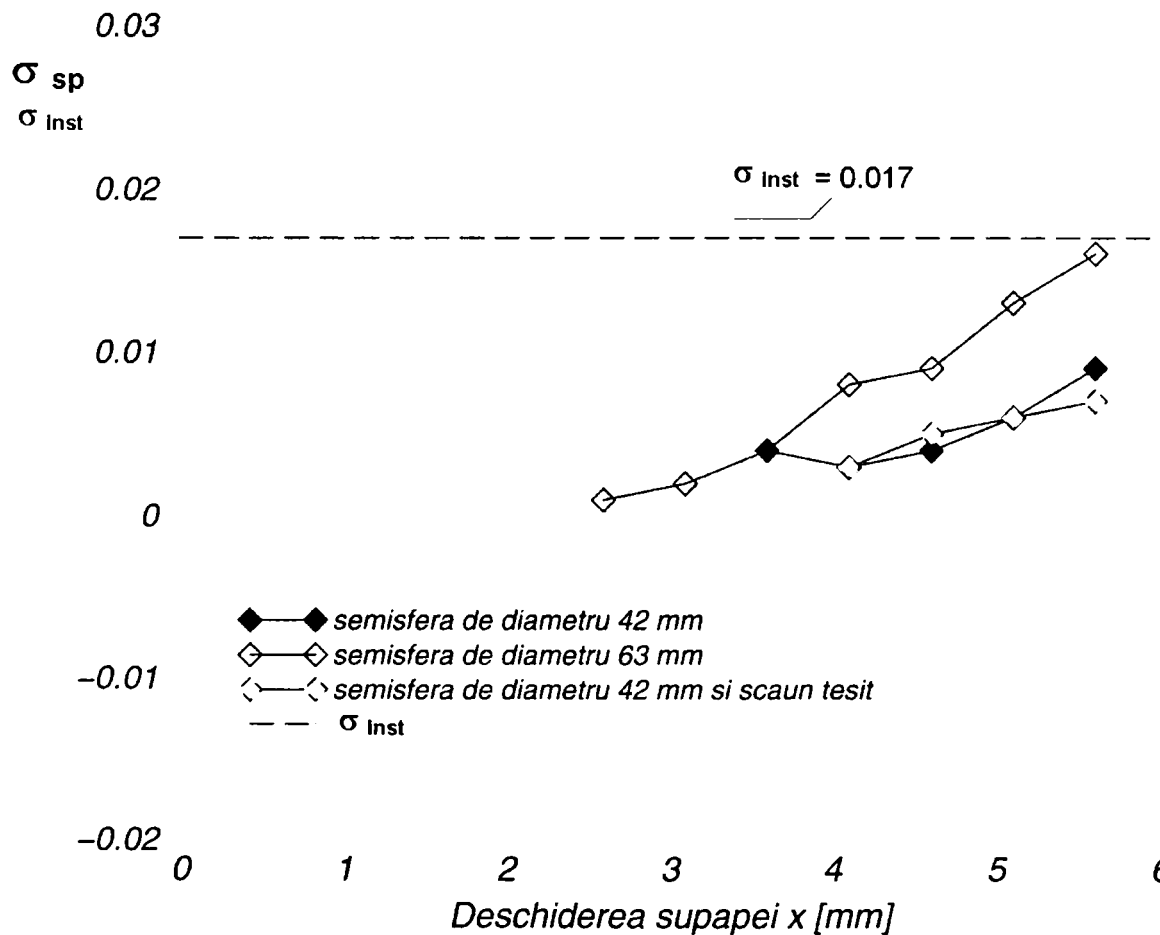


Fig. 8.32 Caracteristica cavitațională a vârtejului V3, pentru supapa de tip emisferă având, ds=42 mm; ds=63 mm; ds=42 mm și scaun țesit (dn=28 mm, ΔP=60 bar).

Deși în cazul variantei geometrice cu scaun teșit, intensitatea vârtejului secundar V2 este mare, curba cavitațională a acestuia arată că, în centrul vârtejului secundar V2 nu apare fenomenul de cavitație (figura 8.31).

Este de remarcat faptul că în cazul vârtejului secundar V3, format în canalul de evacuare a supapei, pentru toate cele trei variante studiate evoluția vârtejului are loc fără apariția fenomenului de cavitație în vârtej (figura 8.32).

Analiza numerică a curgerii fluidului prin zona de strângere a supapei a arătat că și în cazul acestor tipuri de supape, în această zonă apar valori scăzute ale presiunii care pot favoriza apariția fenomenului de cavitație.

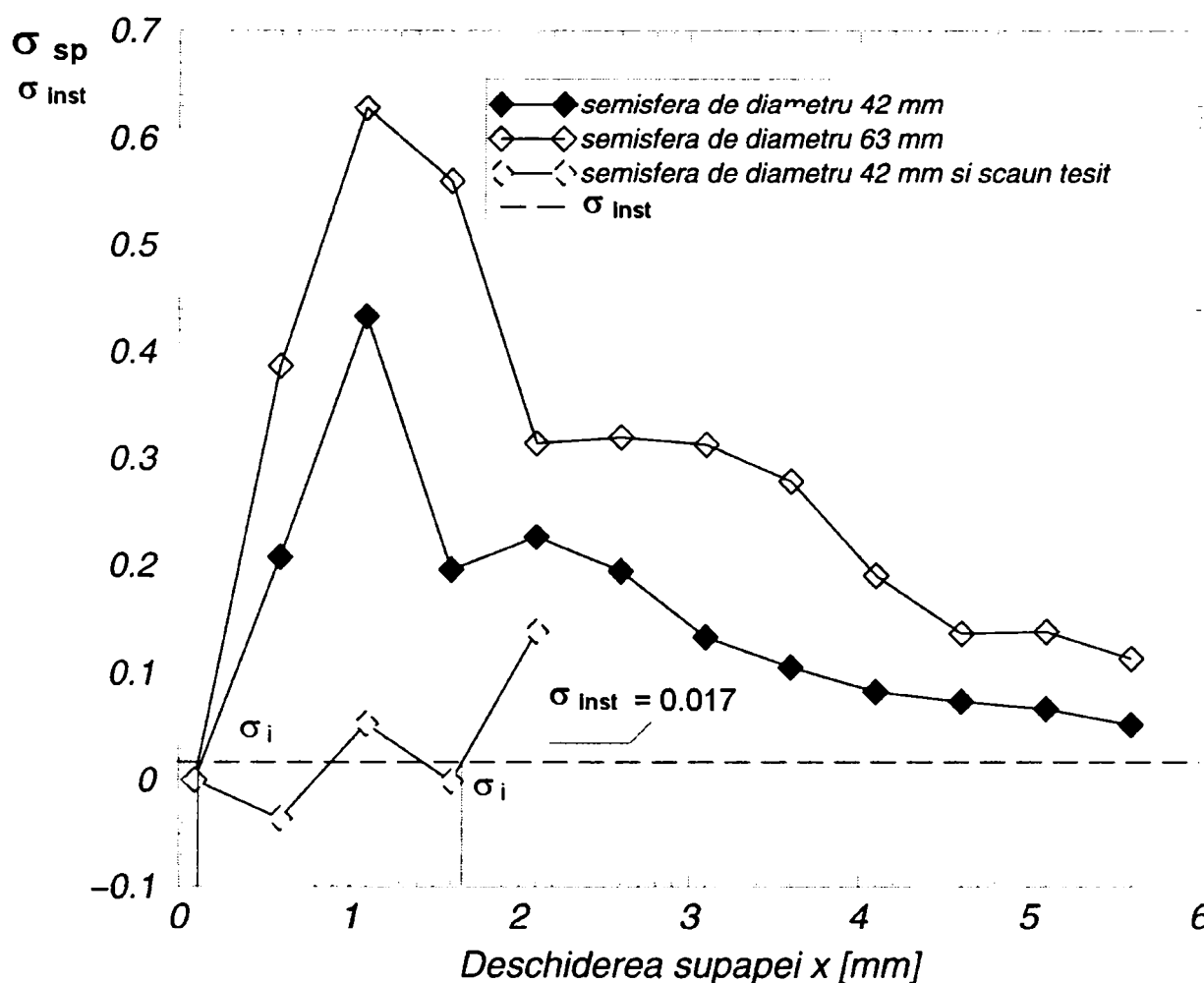


Fig. 8.33 Caracteristica cavitațională a zonei A1, pentru supapa de tip emisferă având, $d_s=42$ mm; $d_s=63$ mm; $d_s=42$ mm și scaun teșit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Analiza cavitațională a celor trei zone unde are loc apariția valorilor scăzute ale presiunii arată că:

- în zona A1 pentru fiecare variantă geometrică se formează fenomenul de cavitație (figura 8.33). Se constată că doar pentru deschideri foarte mici cuprinse între $0 < x < 0.1$ mm în această zonă nu apare cavitație;
- zona A2 apare doar pentru varianta cu scaun teșit și este situat în jurul muchiei ascuțite a teșiturii scaunului supapei la intrarea în zona de strângere (figura 8.13). Se constată că are loc o migrare a zonei de presiune scăzută dinspre zona A1 spre zona A2. De remarcat este că în această zonă pentru deschideri mai

mari de $x > 2.1$ mm întodeuna se formează condiții prielnice apariției fenomenului de cavitație (figura 8.34);

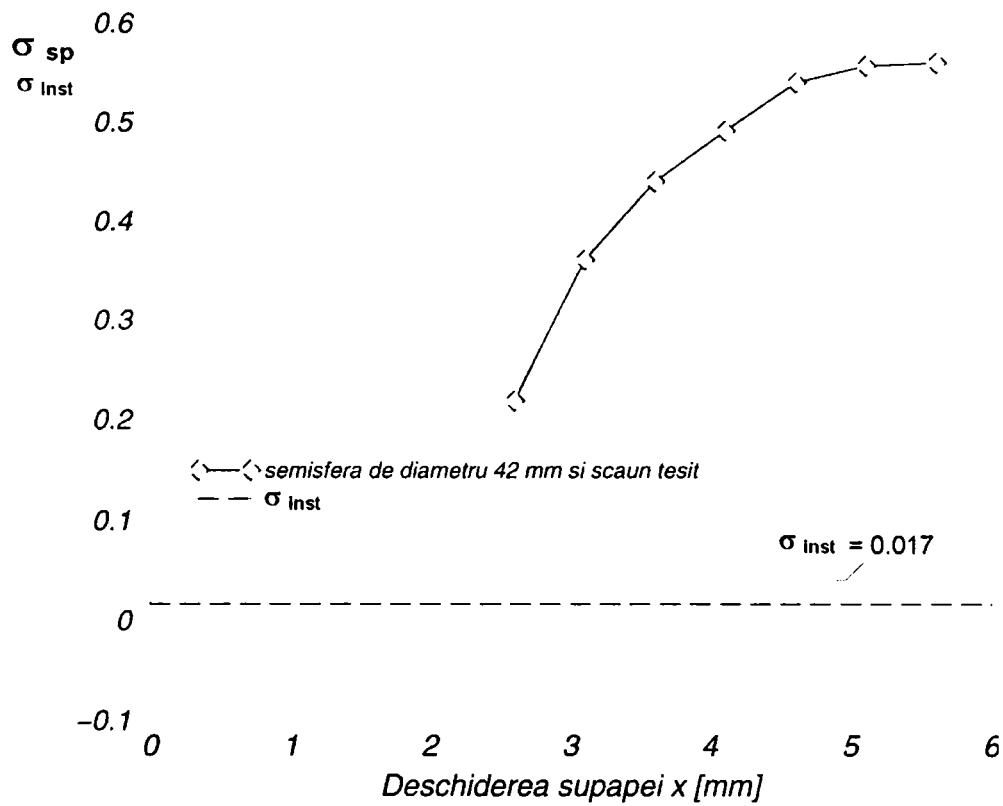


Fig. 8.34 Caracteristica cavitațională a zonei A2, pentru supapa de tip emisferă având, $d_s=42$ mm și scaun teșit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

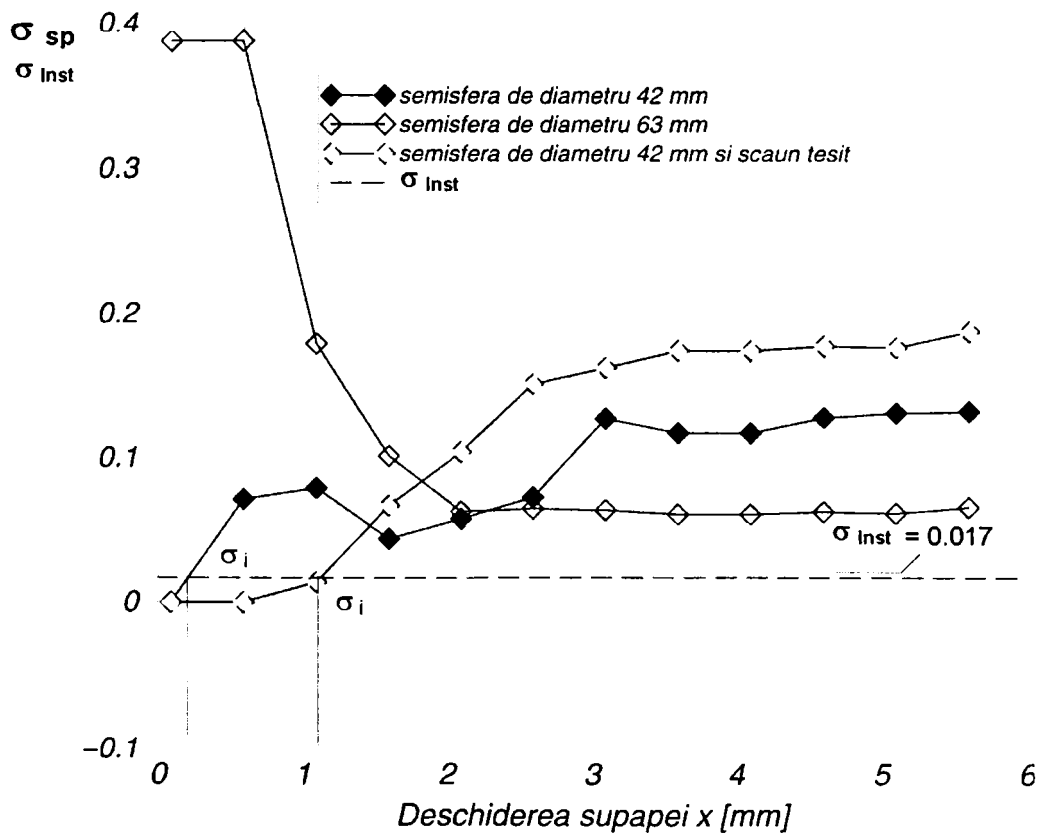


Fig. 8.35 Caracteristica cavitațională a vârtejului V1, pentru supapa de tip emisferă având, $d_s=42$ mm; $d_s=63$ mm; $d_s=42$ mm și scaun teșit ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

- în zona B situată pe emisfera supapei se constată că pentru fiecare variantă geometrică apare fenomenul de cavitație. Astfel, se observă că pentru varianta cu $ds=63$ mm curgerea fluidului în această zonă determină apariția cavitației pentru toate deschiderile de lucru. În această zonă, varianta cu $ds=42$ mm funcționează fără cavitație pentru intervalul de deschideri $0.1 < x < 0.2$ mm. Cea mai bună comportare cavitațională în această zonă o are varianta geometrică cu scaun teșit, pentru care se constată că în intervalul de deschideri cuprinsă între $0.1 < x < 1.1$ mm nu apare cavitație (figura 8.35).

8.5 Concluzii

Analiza numerică efectuată pentru curgerea fluidului prin traseul intern a supapei hidraulice de siguranță având obturator de tip emisferă, scoate în evidență următoarele aspecte:

- obturatorul de tip emisferă realizează o bună conducere și menținere a jetului de fluid de-a lungul suprafeței acesteia. Conducerea jetului se realizează cu atât mai bine cu cât diametrul obturatorului emisferic este mai mare;
- forma emisferică a obturatorului supapei favorizează formarea unui singur vârtej semnificativ în interiorul camerei supapei, dar a cărei rază caracteristică prezintă valori mari pe tot parcursul evoluției vârtejului;
- valoarea critică pentru coeficientul de debit se obține pentru deschiderea de $x=1.1$ mm pentru variantele cu $ds=42$ mm și $ds=63$ mm. Pentru varianta cu $ds=42$ mm și scaun teșit se constată că valoarea critică a coeficientului de debit se obține pentru o deschidere de aproximativ 3 ori mai mare, la deschiderea de $x=3.1$ mm.
- din punct de vedere a forței de presiune exercitată pe elementul de închidere se constată că o comportare favorabilă se obține pentru varianta cu $ds=42$ mm și scaun teșit unde se poate constata o compensare a forței hidrodinamice. Pentru celelalte două variante se constată o scădere a valorii forței de presiune odată cu creșterea deschiderii de lucru a supapei;
- obturatorul emisferic prezintă o comportare cavitațională slabă. Se constată că în centrul vârtejului principal V1 fiecare variantă funcționează cu cavitație. Zona de strangulare a supapei este generatoare de presiunii scăzute care determină apariția cavitației în cazul fiecărei variante studiate. Mai mult pentru varianta cu $ds=42$ mm și scaun teșit se constată că pentru deschideri mari de lucru ale supapei, în întreaga zonă de strangulare a supapei apar condiții prielnice formării fenomenului de cavitație.

Ținându-se cont de cele prezentate mai sus, respectiv de faptul că obturatoarele de tip emisferă își pierd în timp din capacitatea de etanșare, datorită deteriorării suprafeței de contact, este justificată renunțarea folosirii acestuia tip de obturator ca element de închidere a supapelor de siguranță și folosirea lor cu preponderență în construcția supapelor de sens [9, 24, 73, 76].

Capitolul 9

ANALIZA VIBRAȚIILOR PROPRII GENERATE DE CAVITĂȚILE INDUSE DE VÂRTEJURILE DIN CAMERA SUPAPEI HIDRAULICE DE SIGURANȚĂ

9.1 Evaluarea caracteristicilor geometrice ale cavităților toroidale umplute cu vapori de ulei

După cum am prezentat în capitolul 5, domeniul circular în care se realizează investigarea structurii vârtejurii principale, în sistemul de coordonate cilindrice atașat domeniului de studiu, prezintă o formă toroidală (figura 9.1). Cu ajutorul teoriei dezvoltate pentru analiza vârtejurilor formate în camera supapei, am văzut că se poate determina o rază caracteristică a vârtejurii r_v , rază ce descrie extinderea radială a acestuia.

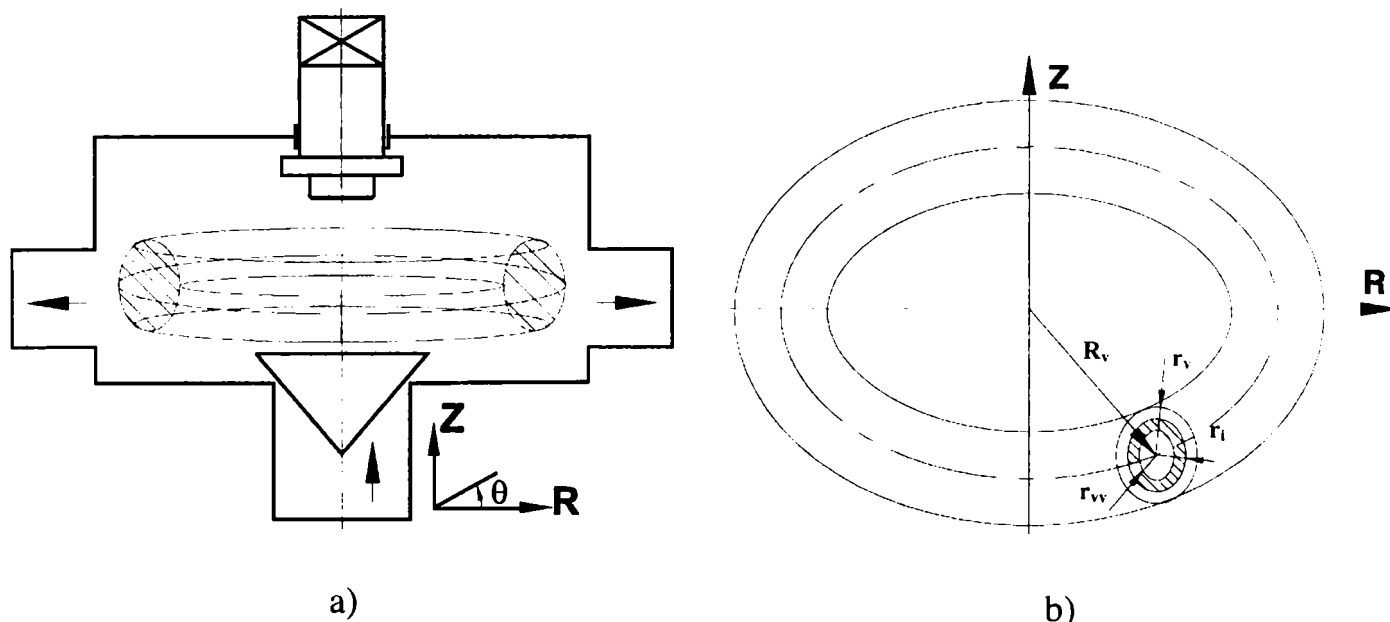


Fig. 9.1 a) forma toroidală a domeniului de investigare pentru vârtejurii principale V1; b) definirea razei caracteristice a vârtejurii r_v , a razei vânei de vapori r_{vv} , respectiv a razei de incipiență cavitațională r_i (rază până unde putem considera că avem vapori de ulei).

Am arătat în capitolul 5 că, determinarea razei caracteristice a vârtejurii format în camera supapei se realizează prin investigarea numerică a unui domeniu de analiză limitat la un disc cu o rază determinată după caz, până unde liniile de curent ale vârtejurii sunt aproximativ circulare. Această rază se alege astfel încât, valoarea ei să reprezinte raza maximă până unde domeniul de investigație poate fi considerat circular.

Reprezentarea variației radiale a presiunii în vârtejurii principale V1, pentru varianta geometrică cu $\alpha=45^\circ$, la o deschidere de $x=5.6$ mm este prezentată în figura 9.2.

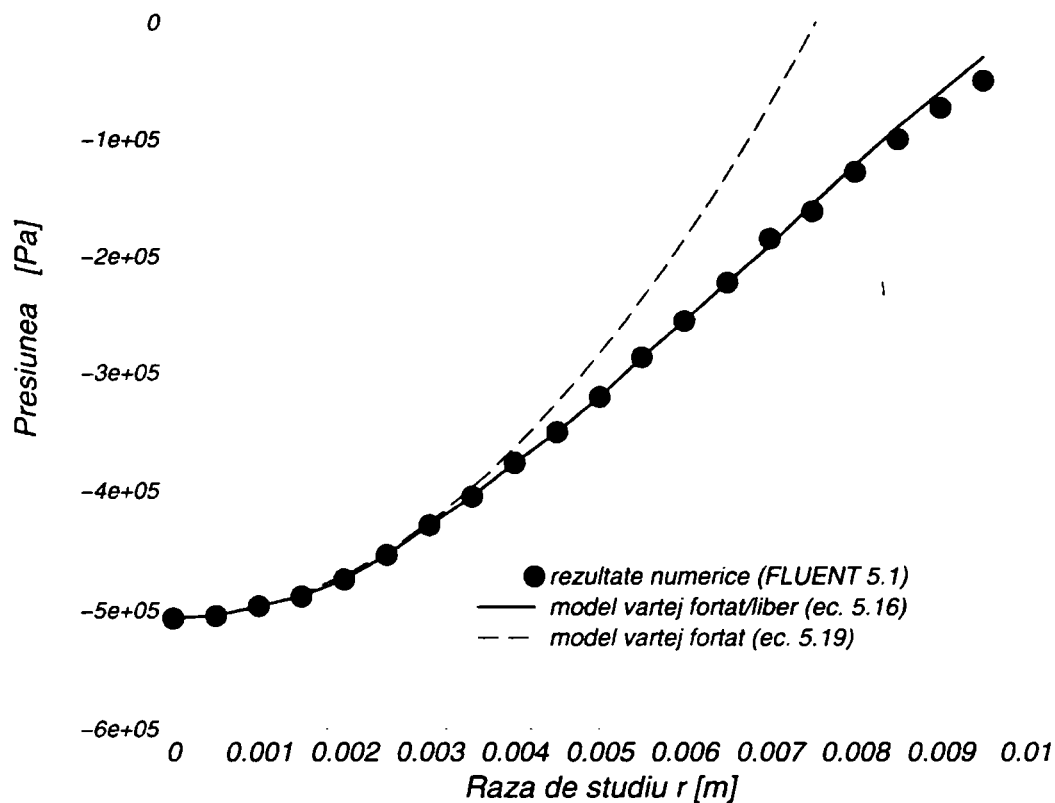


Fig. 9.2 Distribuția radială a presiunii în vârtejul principal V1 (supapă conică, $x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

Teoria dezvoltată pentru studiul vârtejurilor formate în camera supapei hidraulice de siguranță, permite determinarea atât a valorii presiunii în centrul vârtejului cât și a valorii razei caracteristice a acestuia.

Analiza cavitațională a vârtejurilor formate în camera supapei a arătat faptul că, în timpul funcționării supapei în centrul vârtejurilor formate apare fenomenul de cavitație în vârtej. Fenomenul în sine constă în vaporizarea gazelor conținute în masa de fluid vehiculat la o presiune mai mică decât presiunea de vaporizare a lichidului utilizat, urmat de surparea acestor cavități gazoase în momentul în care acestea, prin intermediul curentului de lichid ajung în zone cu presiune mai ridicată.

Astfel, este interesant de aflat raza până la care în interiorul fiecărui vârtej format, se extinde zona ocupată de gazul vaporizat din fluid. Datorită faptului că, modelul de curgere utilizat nu permite folosirea unui mediu bifazic ca și mediu de lucru, determinarea razei extinderii zonei cu vapori se va face cu relația propusă de Anton [1, 2]. Astfel, raza vânei de vapori r_{vv} este dată de relația:

$$r_{vv} = 0.75 \cdot r_i \quad (9.1)$$

unde: r_{vv} - raza vânei de vapori; r_i - raza de incipiență cavitațională.

Raza de incipiență cavitațională este determinată în punctul de intersecție a curbei valorilor presiunii (determinate din analiza numerică) cu nivelul presiunii de vaporizare (figura 9.4 și 9.5).

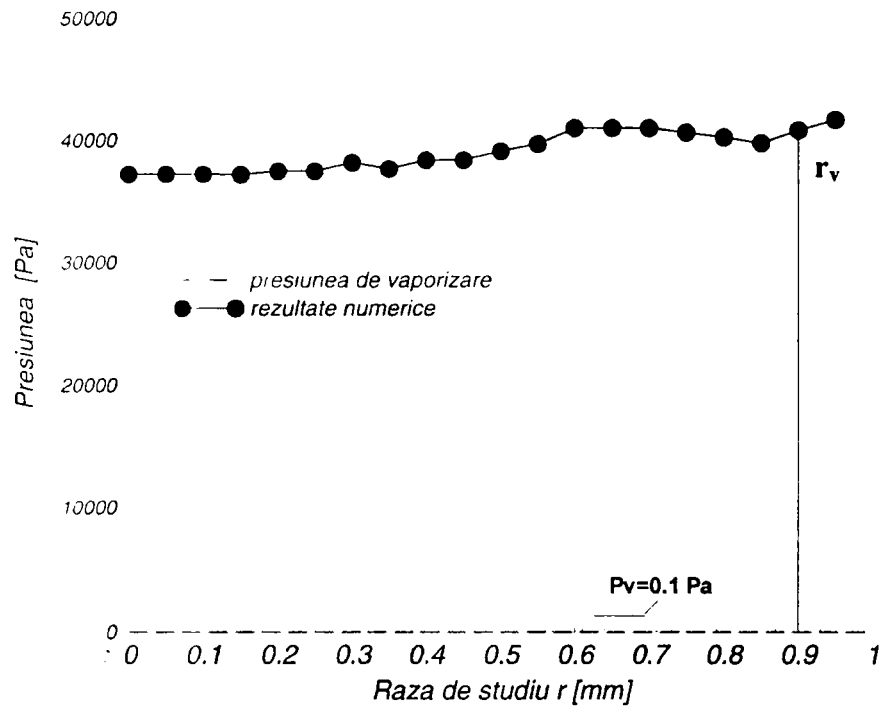


Fig. 9.3 Distribuția radială a presiunii în vârtejul principal V1. La această deschidere nu este prezentă cavitația de vârtej (supapă conică, $x=0.9$ mm, $\alpha=45^\circ$, $\Delta P=60$ bar).

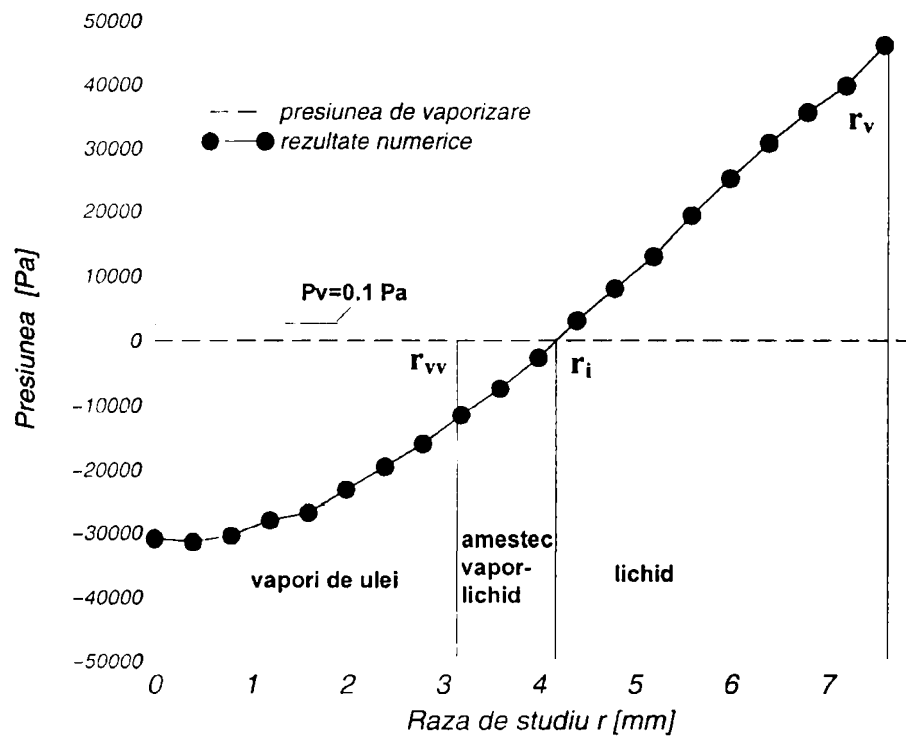


Fig. 9.4 Distribuția radială a presiunii în vârtejul principal V1. Valoarea razei incipienței cavitaționale, valoarea razei vânei de vapori din interiorul vârtejului V1, respectiv valoarea razei caracteristice a vârtejului (supapă conică, $x=1.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Din figura 9.3 se observă că, presiunea în vârtejul V1, la deschiderea de $x=0.9$ mm prezintă doar valori pozitive mai mari decât valoarea presiunii de vaporizare a uleiului. Ca urmare, pentru această deschidere a supapei, în vârtejul principal V1 nu are loc vaporizarea gazelor din masa de fluid aflat în mișcare, deci în interiorul vârtejului avem numai lichid.

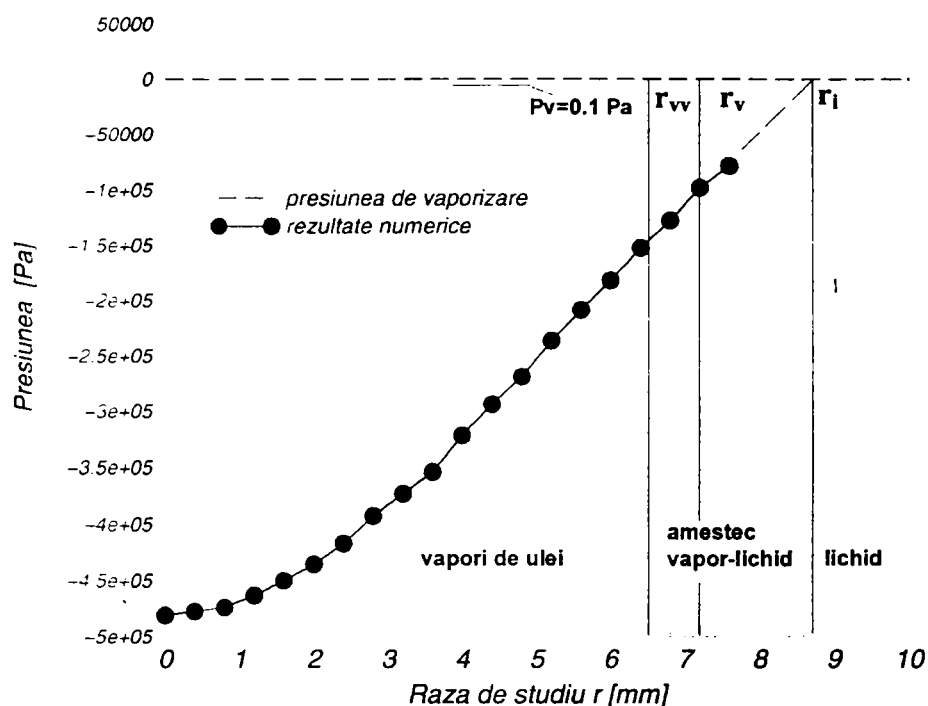


Fig. 9.5 Distribuția radială a presiunii în vârtejul principal V1. Valoarea razei incipienței cavitaționale, valoarea razei vânei de vapori din interiorul vârtejului V1, respectiv valoarea razei caracteristice a vârtejului (supapă conică, $x=5.6$ mm, $\alpha=45^\circ$, $dn=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Din figura 9.4 se poate observa că, începând de la deschiderea supapei de $x=1.6$ mm în interiorul vârtejului principal V1 se disting trei regiuni și anume: până la raza de $r_{vv}=6.5$ mm în vârtej se găsesc vapori de ulei, în intervalul de raze $6.5 < r < 8.7=r_i$ mm avem amestec de vapori de ulei-lichid, iar pentru valori ale razei mai mari decât raza de incipiență cavitațională, avem lichid.

Analizând figura 9.5 se constată că, pentru deschiderea supapei de $x=5.6$ mm raza de incipiență cavitațională r_i este mai mare decât raza caracteristică a vârtejului r_v , $r_i > r_v$ (în conformitate cu metodologia de determinare a razei de incipiență cavitațională conform căreia: raza de incipiență cavitațională r_i este determinată în punctul de intersecție a curbei valorilor presiunii cu nivelul presiunii de vaporizare). Din figură se observă că, raza vânei de vapori r_{vv} este mai mică decât raza caracteristică a vârtejului r_v , ceea ce arată faptul că, regiunea de vapori format în vârtejul V1 ca urmare a prezenței cavitației de vârtej este situată în jurul centrului vârtejului. Prezența celor trei zone (zona de vapori, zona de amestec vapor-lichid și zona de lichid), precum și extinderea lor, pentru deschiderea supapei de $x=5.6$ mm, este prezentată în figura 9.5.

În continuare, pe baza relației (9.1) vom determina raza vânei de vapori pentru fiecare variantă geometrică studiată, pentru întreg intervalul de deschideri în care evoluează fiecare dintre aceste vârtejuri.

Tabelele 9.1, 9.2 și 9.3, prezintă razele caracteristice ale vârtejurilor din camera supapei pentru elementul de închidere conic, în varianta fără sau cu

deflector. Rezultatele sunt prezentate pentru vârtejurile V1 și V2, cu observația că vârtejul V3 nu prezintă cavitație de vârtej.

Valorile razei caracteristice r_v , sunt prezentate pentru toate deschiderile analizate, în timp ce raza de incipiență cavitațională r_i și raza vânei de vapori r_{vv} sunt prezentate doar începând cu deschiderile la care este prezentă cavitația de vârtej.

Se observă că, în general $r_i < r_v$ la supapele fără deflector, în timp ce $r_i > r_v$ la supapele cu deflector. Corespunzător, putem concluda că în general, prezența deflectorului mărește aria secțiunii transversale a cavității toroidale umplută cu vapori.

Tabelul 9.1

Supapă conică fără deflector						Supapă conică cu deflector						
$\alpha=20^0$						x mm	$\alpha=20^0$					
Vârtej V1			Vârtej V2				Vârtej V1			Vârtej V2		
r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]	r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]		r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]	r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]
3.7						1.1	2.1					
5.3						1.6	2.5					
5.8						2.1	4.8	3	2.25			
5.8						2.6	4.2	3.5	2.62			
6.5	2.8	2.1				3.1	4.4	4	3			
6.3	4.7	3.52				3.6	5.8	5	3.75			
6.16	6	4.5				4.1	6.1	5.2	3.9			
6	7.2	5.4				4.6	5.6	5.5	4.1			
6.16	8.2	6.15				5.1	5.7	6	4.5			
6.1	8.4	6.3				5.6	6.1	6.5	4.87			

Tabelul 9.2

Supapă conică fără deflector						Supapă conică cu deflector						
$\alpha=45^0$						x mm	$\alpha=45^0$					
Vârtej V1			Vârtej V2				Vârtej V1			Vârtej V2		
r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]	r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]		r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]	r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]
1.4	1.9	1.42				1.1	0.89	2	1.5	5.4		
8	4.2	3.15				1.6	0.96	2.6	1.95	5.3		
7.8	7	5.25				2.1	0.95	1.9	1.42	6	1.3	0.97
8.1	7.3	5.47				2.6	0.94	1.7	1.2	6.8	4.4	3.3
8.9	9	6.75				3.1	1.5	2.5	1.87	7.7	6	4.5
9.3	9.1	6.82	0.3			3.6	1.8	2.5	1.87	8.2	6.2	4.65
8.2	9.3	9.97	4			4.1	1.86	2.8	2.1	8.7	8.1	6.07
8.1	8.8	6.6	5.3	4.3	3.22	4.6	1.95	3	2.25	8.4	8.9	6.67
8.2	8.7	6.6	7.2	4.8	3.6	5.1	1.99	2.8	2.1	8.9	9.4	7.05
8.4	8.2	6.15	6.9	5.3	4.2	5.6	1.93	2.7	2.02	8.6	9.6	7.2

Tabelul 9.3

Supapă conică fără deflector						Supapă conică cu deflector						
$\alpha=60^0$						x mm	$\alpha=60^0$					
Vârtej V1			Vârtej V2				Vârtej V1			Vârtej V2		
r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]	r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]		r_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]	R_v [mm]	r_i [mm]	r_{vv} [mm]
0.91						1.1				4.8		
1.75	2.9	2.1	6.4			1.6	0.65	3	2.25	6.1		
3.2	4	3	7.9			2.1	0.66	4.4	3.3	7.7	4.6	3.45
3.3	5	3.75	8.06	1.5	1.12	2.6	0.65	4.5	3.37	7.6	6.5	4.87
4.3	6	4.5	8.05	1.4	1.05	3.1	0.85	5.2	3.9	7.7	8	6
4.8	7	5.2	8.6	-	-	3.6	0.9	6.5	4.8	8.2	8.8	6.6
6	7.2	5.4	7.3	-	-	4.1	0.9	8.2	6.1	8.6	9.2	6.9
8.3	9.1	6.82	5.5	5.2	3.9	4.6	0.9	9	6.7	8.9	9.6	7.2
9.1	7.8	5.85	5.2	7	5.25	5.1	0.9	7.8	5.85	9	9.8	7.35
8.6	8.2	6.15	5.5	7.1	5.3	5.6	0.9	8.2	6.15	9.1	11.5	8.6

Pe lângă raza vânei de vapori r_{vv} , care descrie mărimea secțiunii transversale a torului, în evaluarea frecvențelor proprii de oscilație ale cavității toroidale un rol esențial îl joacă raza torului R_v . Valoarea ei poate fi determinată cu ușurință, prin identificarea poziției centrului de vârtej într-un semiplan meridian (punctul de viteză nulă).

9.2 Frecvențele proprii de oscilație ale cavității toroidale umplută cu vapori de ulei

Estimarea frecvențelor proprii de oscilație ale cavităților toroidale umplute cu vapori, poate fi efectuată pornind de la diverse tipuri de considerații privind tipul oscilației.

Atfel, cea mai simplă variantă pornește de la ipoteza că oscilațiile mențin caracterul axial-simetric al mișcării. Pentru o cavitate sferică, de rază R_0 , umplută cu vapori de lichid, frecvența proprie de oscilație în jurul razei de echilibru este prezentată în [1, vol 1, p:90]:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot R_0} \sqrt{\frac{3 \cdot \gamma \cdot (p_{ies} - p_v)}{\rho_l}} \quad (9.2)$$

În relația de mai sus γ este exponentul adiabatic al gazului din cavitate, iar p_v este presiunea de vaporizare. În cazul de față, presiunea la distanță suficient de mare de cavitate este practic presiunea de ieșire p_{ies} . Raza R_0 o putem determina ca fiind raza unei sfere de volum egal cu volumul cavității toroidale:

$$\frac{4 \cdot \pi \cdot R_0^3}{3} = 2 \cdot \pi \cdot R_v \cdot \pi \cdot r_{vv}^2 \tag{9.3}$$

Tabelul 9.4 Prezintă valorile razelor torului R_v , a razei vânei de vapori r_{vv} , respectiv a razei cavității sferei echivalente R_0 în cazul supapei conice cu unghi $\alpha=45^\circ$, fără deflector.

Frecvențele proprii sunt calculate pentru cele două vârtejuri principale din camera supapei. Se observă că, la deschideri mici se atinge valoarea maximă a frecvenței proprii, de aproximativ 500 Hz. Odată cu creșterea deschiderii, frecvența scade sub valori de 200 Hz. Urmărind tabelul 9.5, aceeași concluzie se desprinde și pentru celelalte tipuri de elemente de închidere considerate.

Tabelul 9.4

Supapă conică fără deflector cu $\alpha=45^\circ$								
Vârtej V1				X Mm	Vârtej V2			
r_{vv} [mm]	R_v [mm]	R_0 [mm]	f [Hz]		r_{vv} [mm]	R_v [mm]	R_0 [mm]	f [Hz]
1.42	27.6	6.4	543	1.1				
3.15	44.1	12.72	273	1.6				
5.25	52.7	19.98	183	2.1				
5.47	54	19.67	176	2.6				
6.75	54.1	22.64	153	3.1				
6.82	55.8	23.03	151	3.6				
6.97	59.6	23.89	145	4.1				
6.6	61.7	23.30	149	4.6	3.22	29.2	11.25	309
6.6	61.3	23.30	149	5.1	3.6	29.9	12.22	284
6.15	63.3	22.42	155	5.6	4.2	31.3	13.75	253

Tabelul 9.5

Supapă conică fără deflector cu $\alpha=20^\circ$					Supapă conică cu deflector cu $\alpha=20^\circ$			
Vârtej V1				X Mm	Vârtej V1			
r_{vv} [mm]	R_v [mm]	R_0 [mm]	f [Hz]		r_{vv} [mm]	R_v [mm]	R_0 [mm]	f [Hz]
				1.1				
				1.6				
				2.1	2.25	24.78	9.05	384
				2.6	2.62	26.32	9.47	367
2.1	46.28	9.87	352	3.1	3	27.32	10.5	331
3.52	47.63	14.06	247	3.6	3.75	28.53	12.36	281
4.5	48.75	16.69	208	4.1	3.9	29.45	12.82	271
5.4	49.13	18.89	184	4.6	4.1	31.75	13.59	256
6.15	49.66	20.68	168	5.1	4.5	35.03	14.95	232
6.3	49.94	21.05	165	5.6	4.87	37.93	16.18	215

Renunțând la ipoteza oscilațiilor axial-simetrice, putem analiza trenurile de unde ce se propagă de-a lungul circumferinței cavității toroidale. Astfel, torul este asimilat cu o conductă de secțiune medie constantă, cu viteza medie corespunzătoare mișcării de oscilație $v(s, t)$ și densitatea gazului $\rho(s, t)$, unde s este coordonata curbilinie de-a lungul circumferinței torului.

În aceste condiții ecuația de continuitate se poate scrie [51]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial s} = 0 \quad (9.4)$$

proiecția pe direcția s , a ecuației de mișcare se poate scrie:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial s} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} \quad (9.5)$$

Având în vedere că efectele termice pentru tor nu sunt semnificative, ecuația energiei nu este de interes pentru cazul nostru. În schimb, putem utiliza ecuația de stare a fluidului sub forma:

$$\frac{dp}{d\rho} = c^2 \quad (9.6)$$

unde c este viteza sunetului în fluid. Aceasta poate să depindă de temperatură (cazul gazului ideal) sau de proprietățile elastice ale mediului. În cele ce urmează pentru cazul nostru vom considera c practic constantă.

O formă mai convenabilă a ecuațiilor de continuitate și de mișcare poate fi obținută prin introducerea mărimii $D = \rho v$. Semnificația fizică a lui D este de debit masic prin unitatea de suprafață în ecuația de continuitate, respectiv de impuls raportat la unitatea de volum de fluid în ecuația de mișcare. Cu aceasta, ecuația 9.4 se poate scrie [51]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + c^2 \frac{\partial D}{\partial s} = 0 \quad (9.7)$$

Derivata temporală a lui D este:

$$\frac{\partial D}{\partial t} = \rho \frac{dv}{dt} - \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial s} \quad (9.8)$$

și cum în cazul de față $\rho v^2 \ll p \approx \rho c v$, ecuația 9.8 devine:

$$\frac{\partial D}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial s} = 0 \quad (9.9)$$

Ecuatiile 9.7 și 9.9 descriu evoluția parametrilor D și p . Dacă derivăm ecuația 9.7 în raport cu s și ecuația 9.9 în raport cu t obținem în urma scăderii:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial s^2} = 0 \quad (9.10)$$

Ecuția 9.10 reprezintă ecuația care guvernează perturbațiile de presiune din interiorul cavității toroidale.

Soluția acestei ecuații trebuie să fie o soluție periodică în coordonata spațială s , de forma:

$$p = A(t) \cdot e^{i\left(2\pi \frac{s}{2\pi R_v}\right)n} \quad (9.11)$$

unde:

- $A(t)$ reprezintă amplitudinea pulsației de presiune;
- R_v este raza torului;
- $n=1, 2, \dots$ este un întreg corespunzător armonicilor fundamentale $n=1$ și armonicilor superioare.

Înlocuind ecuația 9.11 în ecuația 9.10, după efectuarea calculelor obține [51]:

$$\frac{d^2 A}{dt^2} + \overbrace{\left(c \cdot 2\pi \cdot \frac{1}{2\pi R_v} n\right)^2}^{\omega^2} \cdot A = 0 \quad (9.12)$$

dar:

$$\omega = 2\pi \cdot \frac{c}{2\pi R_v} n = 2\pi \cdot f \quad (9.13)$$

unde f - este frecvența în Hz.

Din ecuația 9.13 rezultă că, frecvențele de oscilație în cavitatea toroidală umplută cu vapori de ulei sunt:

$$f = n \cdot \frac{c}{2 \cdot \pi \cdot R_v} \quad (9.14)$$

unde $n = 1, 2, \dots$

Ecuția (9.14) reprezintă practic condiția ca de-a lungul periferiei torului să avem un număr întreg de lungimi de undă.

Utilizarea ecuației (9.14) presupune estimarea vitezei sunetului în norul de bule cavitațional, format în jurul centrelor vârtejurilor.

Având în vedere că, în industrie în majoritatea cazurilor se folosesc lichide parafinice [39, 66], cu formula chimică $C_n H_{2n+2}$, ($n = 5 - 15$), în anumite condiții de funcționare din aceste lichide parafinice se pot degaja prin vaporizare în masă următoarele tipuri de gaze: pentan, hexan, heptan, octan, decan, nonan [77, p:160]. Masa molară la temperatura de 0^0 C și presiunea de 1 bar, ale acestor gaze sunt prezentate în tabelul 9.6.

Tabel 9.6

Numele gazului	Formula chimică	Masa molară M [kg/kmol]	Temperatura de vaporizare la 760 mmHg
n-pentan	C ₅ H ₁₂	72.146	36.07 °C
i-pentan	C ₅ H ₁₂	72.146	27.85 °C
n-hexan	C ₆ H ₁₄	89.172	68.74 °C
n-heptan	C ₇ H ₁₆	100.198	98.43 °C
n-octan	C ₈ H ₁₈	114.224	125.6 °C
n-decan	C ₁₀ H ₂₂	142.276	174.12 °C
n-nonan	C ₉ H ₂₀	128.250	150.79 °C
n-undecan	C ₁₁ H ₂₄	156.302	195.98 °C

Scăderea valorii presiunii în centrul vârtejurii, atrage după sine scăderea temperaturii de vaporizare a fluidului în această zonă. Ca urmare, în conformitate cu tabelul 9.6, prima oară din masa de fluid se degajă izo-pentanul, care practic are temperatura de vaporizare la temperatura mediului ambiant. Deci, în primă fază, se degajă gazele cu mase molare mici ca: pentanul, hexanul, după care, dacă presiunea scade în continuare se degajă fracțiunile grele (cu masă molară mare) ca: heptanul, octanul, decanul, etc.

Trebuie să remarcăm faptul că, la producerea fenomenului de cavitației în vârtejurile formate în camera supapei, în centrul acestora presiunea are valori scăzute ceea ce determină vaporizarea gazelor din masa de fluid vehiculat. După cum am arătat, în prima fază se eliberează gazele cu masă molară mică.

Corelând această observație cu concluzia prezentată de Urata [66] referitoare la faptul că, **formarea bulelor cavitaționale are loc în masa de fluid și nu în apropierea frontierelor solide ale supapei**, se poate afirma că, fenomenul de spumare a fluidului de lucru, respectiv deteriorarea proprietăților acestuia sunt o consecință a apariției fenomenului de cavitație.

Astfel, pentru determinarea frecvențelor proprii de oscilație ale cavității toroidale umplută cu vapori de ulei, vom calcula viteza sunetului în următoarele tipuri de gaze (cele cu masă molară mică): hexan și heptan.

Ecuția de calcul a vitezei sunetului în gaze este [77]:

$$c = \sqrt{\gamma \frac{\mathfrak{R}}{M} T} = \sqrt{\gamma RT} \quad (9.15)$$

unde:

- c - viteza sunetului [m/s];
- γ - coeficientul de dilatare volumică - 1.4;
- \mathfrak{R} - constanta universală a gazelor - 8314 [kg/kmol];
- $R = \mathfrak{R}/M$
- M - masa molară [J/kmol];
- T - temperatura absolută 300⁰ K la 27⁰ C

În continuare, pe baza teoriei expuse mai sus, vom determina frecvențele proprii de oscilație ale cavităților toroidale umplute cu vapori de ulei, pentru vârtejurile V1, V2 formate în urma curgerii fluidului de lucru prin camera supapei de siguranță. Frecvențele proprii de oscilație le vom determina pentru varianta geometrică cu scaun ascuțit și element de închidere de tip con, care are valoarea semiunghiului la vârf a conului de $\alpha=45^0$.

Tabelul 9.7

Supapă conică cu scaun ascuțit, $\alpha=45^0$							
Hexan - C_6H_{14}				Heptan - C_7H_{16}			
Masa molară M [kg/kmol]		Viteza sunetului c [m/s]		Masa molară M [kg/kmol]		Viteza sunetului c [m/s]	
89		193.33		100		205	
Vârtej V1		Vârtej V2		Vârtej V1		Vârtej V2	
R_{V1} [m]	f_{V1} [Hz]	R_{V2} [m]	f_{V2} [Hz]	R_{V1} [m]	f_{V1} [Hz]	R_{V2} [m]	f_{V2} [Hz]
0.0218	1411			0.0218	1496		
0.0276	1114			0.0276	1182		
0.0407	756			0.0407	801		
0.0423	727			0.0423	771		
0.0441	697			0.0441	739		
0.0527	583			0.0527	619		
0.054	569			0.054	604		
0.0541	568			0.0541	603		
0.0558	551	0.0269	1143	0.0558	584	0.0269	1212
0.0596	516	0.0274	1122	0.0596	547	0.0274	1190
0.0617	498	0.0292	1053	0.0617	528	0.0292	1117
0.0613	501	0.0299	1029	0.0613	532	0.0299	1091
0.0633	486	0.0313	983	0.0633	515	0.0313	1042

Tabelul 9.6 arată că, frecvențele proprii ale cavităților toroidale umplute cu vapori de ulei scad pe măsură ce deschiderea de lucru a supapei crește. Se observă că pentru varianta cu $\alpha=45^0$, vârtejul secundar V2 pe întreaga perioadă a evoluției sale prezintă frecvențele de oscilație proprii cele mai mari.

Tabelul 9.8

Tipul supapei $\alpha [^0]$	Supapă conică fără deflector, vârtejul V1					
	$\alpha=20^0$	$\alpha=45^0$	$\alpha=60^0$	$\alpha=20^0$	$\alpha=45^0$	$\alpha=60^0$
Substanța	Hexan - C_6H_{14}			Heptan - C_7H_{16}		
Masa molară M [kg/kmol]	89			100		
Viteza sunetului c [m/s]	193.33			205		
Raza torului la x=1.1 mm, [m]	0.02169	0.0276	0.02409	0.02169	0.02186	0.02409
Frecvența la X=1.1 mm, [Hz]	1418	1114	1277	1504	1492	1354
Raza torului la x=5.6 mm, [m]	0.04994	0.06339	0.06389	0.04994	0.06339	0.06389
Frecvența la X=5.6 mm, [Hz]	616	485	481	653	514	510

Tabelul 9.9

Tipul supapei	Supapă conică cu deflector					
Nr. Vârtej	Vârtej principal V1					
α [°]	$\alpha=20^0$	$\alpha=45^0$	$\alpha=60^0$	$\alpha=20^0$	$\alpha=45^0$	$\alpha=60^0$
Substanța	Hexan			Heptan		
Formula chimică	C_6H_{14}			C_7H_{16}		
Masa molară M [kg/kmol]	89			100		
Viteza sunetului c [m/s]	193.33			205		
Raza torului la x=1.1 mm, [m]	0.01872	0.01935	0.01923	0.01872	0.01935	0.01923
Frecvența la x=1.1 mm, [Hz]	1643	1590	1600	1742	1686	1696
Raza torului la x=5.6 mm, [m]	0.03793	0.03126	0.02906	0.03793	0.03126	0.02906
Frecvența la x=5.6 mm, [Hz]	811	984	1058	860	1043	1122

Tabelul 9.10

Tipul supapei	Supapă semisferică					
Nr. Vârtej	Vârtej principal V1					
Ds	ds=42 mm	ds=63 mm	ds=42 mm, scaun teșit	Ds=42 mm	ds=63 mm	ds=42 mm, scaun teșit
Substanța	Hexan			Heptan		
Formula chimică	C_6H_{14}			C_7H_{16}		
Masa molară M [kg/kmol]	89			100		
Viteza sunetului c [m/s]	193.33			205		
Raza torului la x=1.1 mm, [m]	0.04172	0.05105	0.04176	0.04172	0.05105	0.04176
Frecvența la x=1.1 mm, [Hz]	737	602	736	782	639	781
Raza torului la x=5.6 mm, [m]	0.06253	0.06367	0.06103	0.06253	0.06367	0.06103
Frecvența la x=5.6 mm, [Hz]	492	483	504	521	512	534

Din analiza valorilor obținute pentru frecvențele de oscilație proprie ale cavității toroidale umplută cu vapori de ulei se observă că la razele torului analizate, frecvențele proprii de oscilație sunt apropiate pentru cele trei variante ale unghiului α . De asemenea, se poate observa că odată cu creșterea deschiderii de lucru a supapei, are loc scăderea frecvenței de oscilație proprie a cavității toroidale pentru fiecare variantă geometrică analizată. De remarcat este faptul că, prezența deflectorului la supapele conice de siguranță produce doar o creștere mică a frecvenței proprii de oscilație, situându-se în intervalul 1.6..1.7 KHz, comparativ cu intervalul 1.4...1.5 KHz corespunzător supapelor fără deflector.

Analizând tabelele 9.8, 9.9 și 9.10 se constată că pentru supapele de siguranță semisferice, valoarea frecvenței de oscilație proprie a cavității toroidale este aproape de 2 ori mai mică, decât valoarea frecvenței de oscilație obținută pentru varianta cu element de închidere conic, pentru ambele tipuri de gaze vaporizate din masa de fluid.

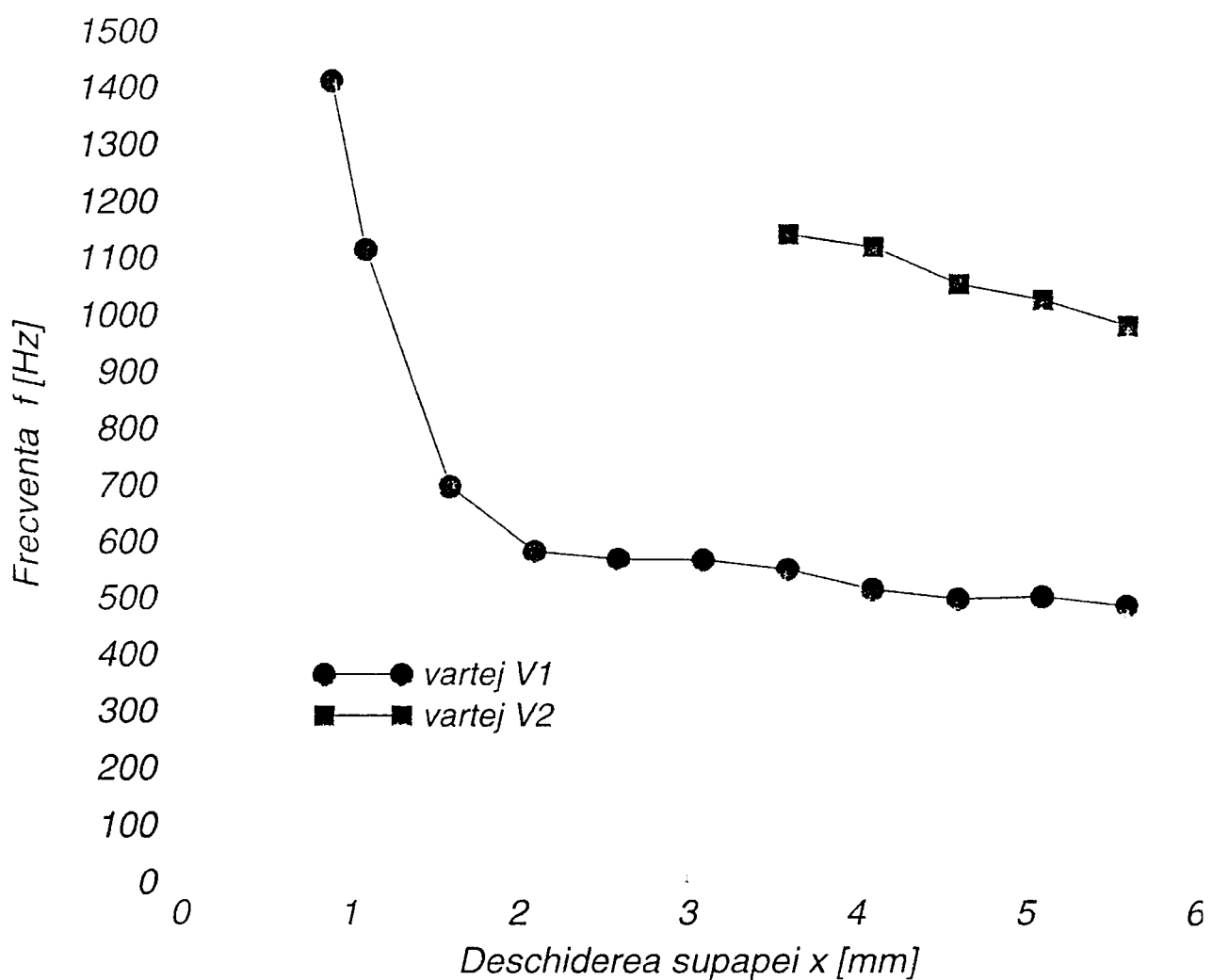


Fig. 9.6 Frecvența proprie de oscilație a vârtejurii V1 și V2 pentru supapa de siguranță conică ($\alpha=45^\circ$, $d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Figura 9.6 prezintă frecvențele de oscilație ale cavităților produse de vârtejurile V1 și V2 pentru supapa de siguranță conică cu $\alpha=45^\circ$. Se observă că frecvența proprie a cavității generată de vârtejul V1 atinge valori de 1400 Hz la deschideri mici, scăzând rapid la jumătate pentru deschiderea $x=1.5$ mm, pentru ca apoi să

rămână în domeniul 500...600 Hz, până la deschiderea maximă. Cavitatea produsă de vârtejul secundar V2 apare doar la deschideri mari și are o frecvență proprie în jur de 1 kHz.

În continuare vom reprezenta comparativ pentru fiecare vârtej generator de vavitație format în camera supapei, frecvențele proprii de oscilație pentru toate variantele geometrice studiate.

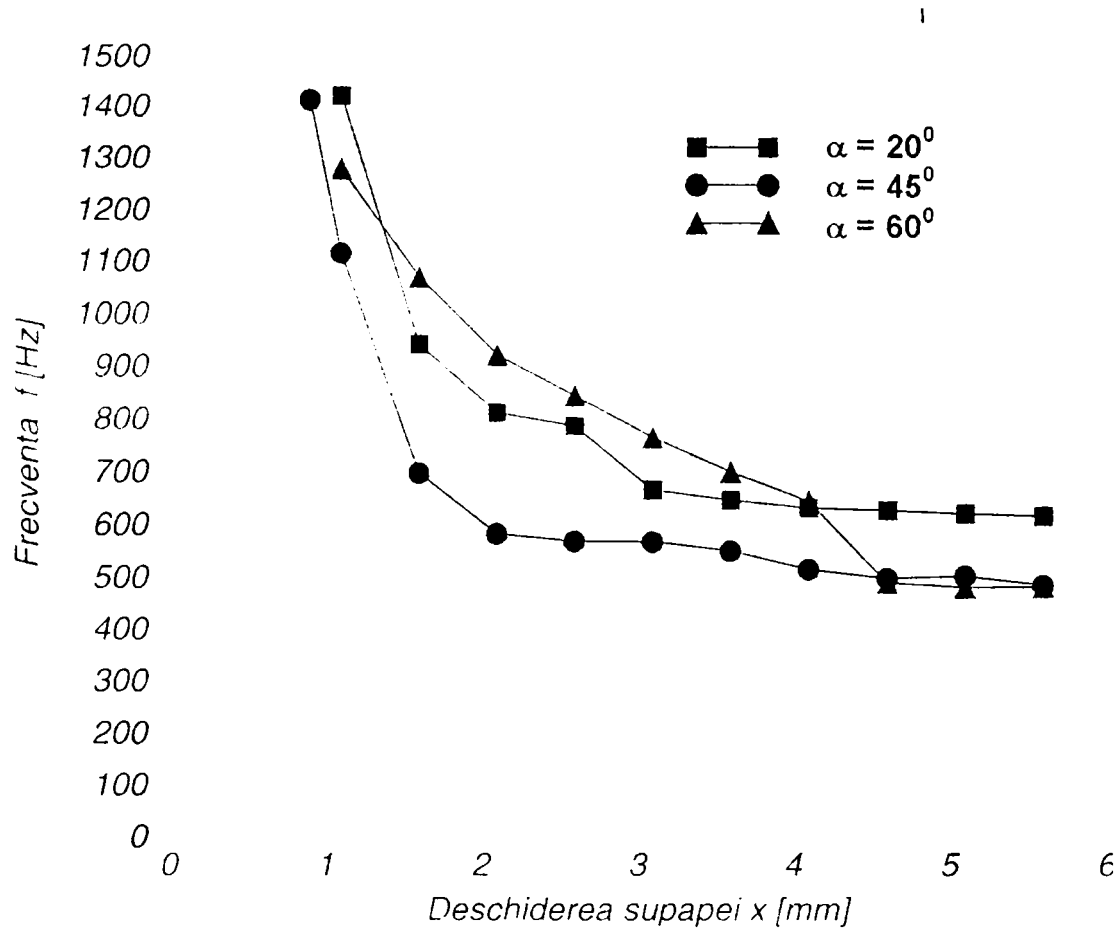


Fig. 9.7 Frecvența proprie de oscilație a vârtejului V1, pentru supapa de siguranță conică cu $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$ ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Figura 9.7 prezintă influența unghiului conului supapei asupra frecvenței proprii a cavității toroidale generate de vârtejul principal V1. Se observă că, odată cu creșterea deschiderii, pentru toate variantele geometrice fără deflector, frecvența proprie scade. În general conul cu $\alpha=45^\circ$ prezintă frecvențele de oscilație cele mai reduse. Așa cum se poate observa și din tabelul 9.7, la deschideri mici de $x=1.1$ mm, supapa conică cu $\alpha=45^\circ$ are frecvența de $f=1114$ Hz, față de $f=1418$ Hz pentru supapa cu $\alpha=20^\circ$ și $f=1277$ Hz pentru supapa cu $\alpha=60^\circ$.

Cavitatea produsă de vârtejul V2 apare doar pentru supapa conică cu unghiurile $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$, având frecvențele proprii prezentate în figura 9.8.

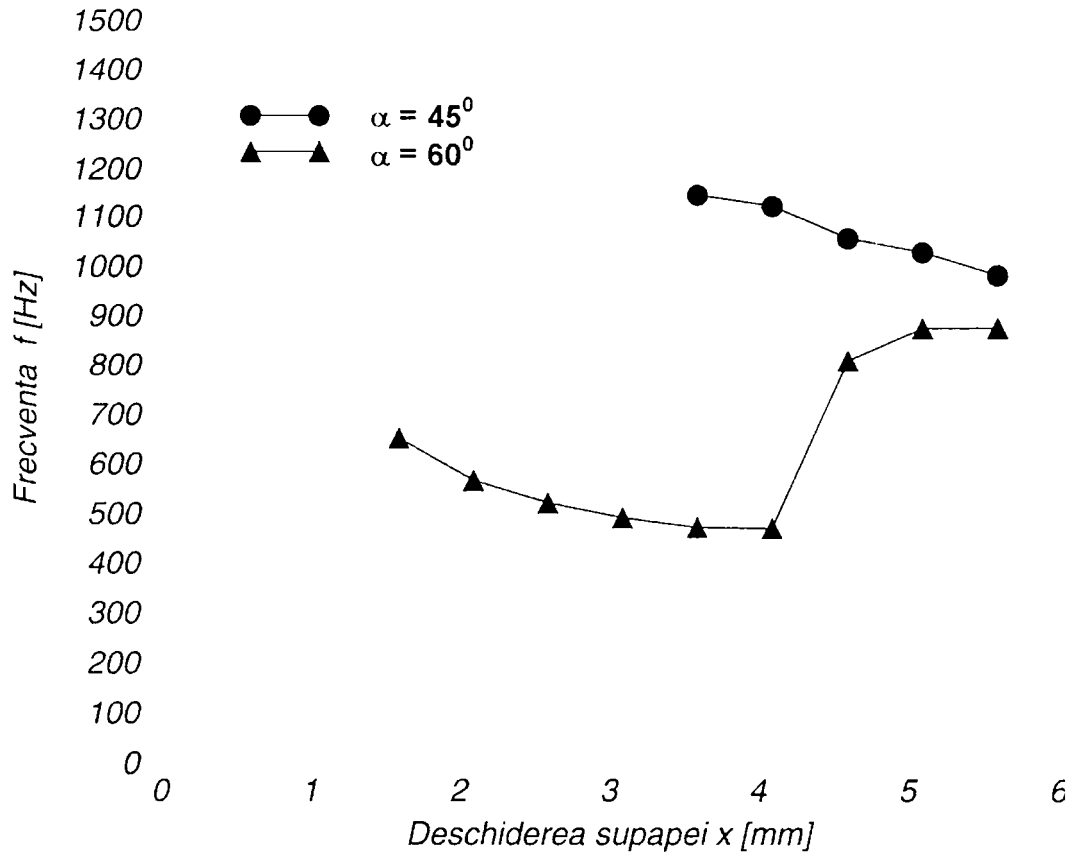


Fig. 9.8 Frecvența proprie de oscilație a vârtejurii V2, pentru supapa de siguranță conică cu $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar).

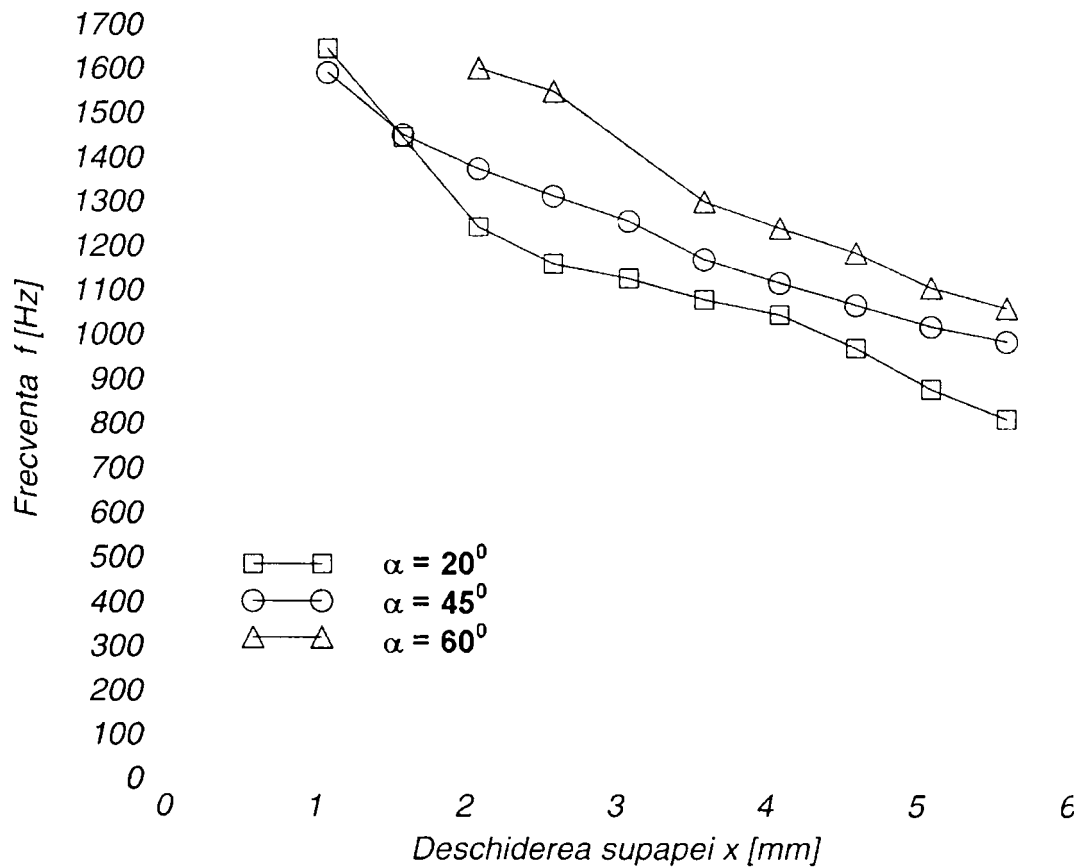


Fig. 9.9 Frecvența proprie de oscilație a vârtejurii V1, pentru supapa de siguranță conică cu deflector având $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar).

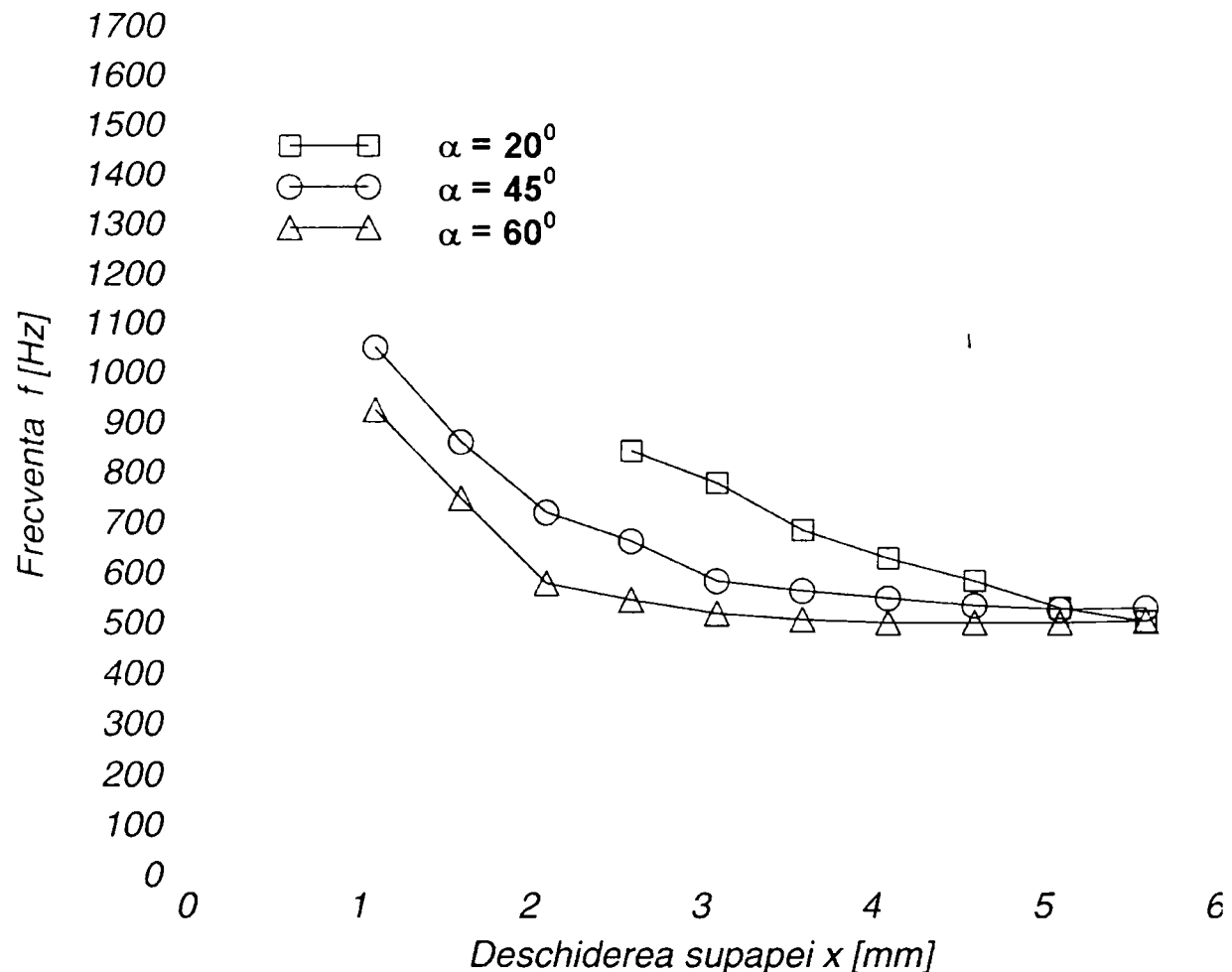


Fig. 9.10 Frecvența proprie de oscilație a vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu deflector având $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$ ($d_n=28$ mm, $\Delta P=60$ bar).

Prezența deflectorului conduce la creșterea nivelului frecvențelor proprii pentru cavitatea produsă de vârtejul principal V1, așa cum se poate observa și în figura 9.9. La deschideri mici se atinge o frecvență de 1.6 ... 1.7 kHz, frecvența scăzând monoton până în jurul valorii de $f=1$ kHz pentru deschideri mari. Pe de altă parte, deflectorul conduce la apariția cavității V2 pentru toate variantele de supape conice, care oscilează cu frecvențe începând de la 1 kHz la deschideri mici până la 0.5 kHz la deschideri mari.

Analiza comparativă a variantelor geometrice studiate prezentată în capitolul 6 arată că, folosirea în practică a variantei de supapă conică cu $\alpha=45^\circ$, asigură obținerea performanțelor optime în timpul funcționării supapei hidraulice de siguranță atât în cazul utilizării acestuia ca și supapă de siguranță monoetajată, cât și în cazul în care aceasta constituie etajul de forță al unei supape de siguranță bietajate.

Ca urmare, în figura 9.11 se realizează o comparație a frecvențelor proprii pentru cavitățile toroidale din camera generate de vârtejul V1 și V2, pentru supapa de siguranță conică cu și fără deflector.

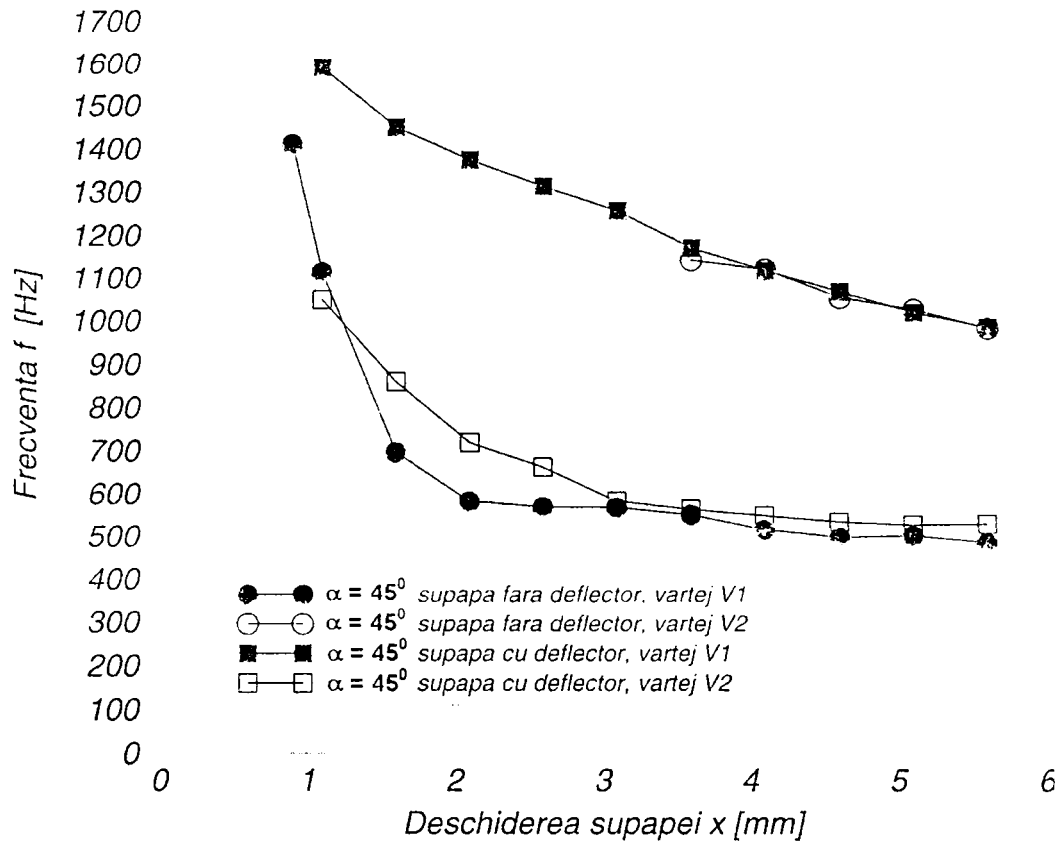


Fig. 9.11 Frecvența proprie de oscilație a vârtejului V2, pentru supapa de siguranță conică cu deflector având $\alpha=20^\circ$, $\alpha=45^\circ$ și $\alpha=60^\circ$ (dn=28 mm, $\Delta P=60$ bar).

Din figura 9.11 se observă că, frecvențele proprii ale cavității toroidale generate de vârtejul V1 pentru supapa fără deflector, sunt aproximativ egale cu frecvențele proprii ale cavității V2 din supapa cu deflector. O concluzie similară se poate enunța și pentru cavitatea V2 a supapei fără deflector, a cărei frecvență proprie de oscilație este identică cu frecvența de oscilație a cavității V1 din supapa cu deflector, cu observația că evoluția cavității toroidale pentru vârtejul secundar V2 din supapa fără deflector are loc doar pentru deschideri mari ale supapei.

Am prezentat în capitolul 6 și 7 că prezența muchiilor ascuțite pe traseul intern al supapei (colțul ascuțit al scaunului supapei, colțul ascuțit al conului respectiv al deflectorului supapei), generează în imediata vecinătate a acestora, formarea unor zone de presiune scăzută, zonă în care apare fenomenul de cavitație. Ținându-se seamă de faptul că geometria supapei se poate considera o geometrie axial-simetrică, și în jurul acestor zone se va forma un tor de cavitate umplută cu vapori de ulei de formă toroidală.

Calculul frecvențelor proprii de oscilație a cavităților toroidale generate de vârtejurile prezente în camera supapei a arătat că între valorile obținute pentru cele două fracțiuni de gaz care se degajă în prima fază în masa de ulei diferențele nu sunt semnificative. Astfel, pentru determinarea frecvențelor proprii de oscilație a cavităților umplute cu vapori din jurul zonelor de presiune minimă amintite, vom efectua calculele doar pentru gazul hexan.

Tabelul 9.11

Supapă conică fără deflector											
$\alpha=20^0$				$\alpha=45^0$				$\alpha=60^0$			
Zona A		Zona B		Zona A		Zona B		Zona A		Zona B	
R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]
14.3	2151	21	1465	14.15	2174	21	1465	14.4	2136	21	1465

Tabelul 9.12

Supapă conică cu deflector											
$\alpha=20^0$				$\alpha=45^0$				$\alpha=60^0$			
Zona A		Zona C		Zona A		Zona C		Zona A		Zona C	
R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]	R_v [mm]	f_v [Hz]
14.2	2166	21	1465	14.23	2162	21	1465	14.18	2169	21	1465

Tabelul 9.11 prezintă frecvențele de oscilație ale cavităților umplute cu vapori de ulei formate în zona A și B a supapei de siguranță fără deflector. Trebuie menționat faptul că, formarea și evoluția acestor zone are loc aproximativ în aceeași zonă (după cum se observă și din tabelul 9.11). Ca urmare, frecvențele de oscilații obținute pentru toate variantele de supapă se situează în jurul valorii de 2100 Hz (pentru zona A) și 1460 Hz (pentru zona B).

Din tabelul 9.11 se observă că, frecvența de oscilație a cavității formate în zona B se suprapune cu frecvența de oscilație a cavității toroidale generate de vârtejul principal V1, pe când frecvența de oscilație a zonei A este de 2 ori mai mare decât frecvențele obținute pentru cavitățile toroidale din camera supapei.

Combinarea frecvenței de oscilație proprie a zonei B cu frecvența de oscilație proprie a cavității generate de vârtejul V1, poate duce la amplificarea acestor oscilații, având ca rezultat producerea vibrației laterale a conului supapei.

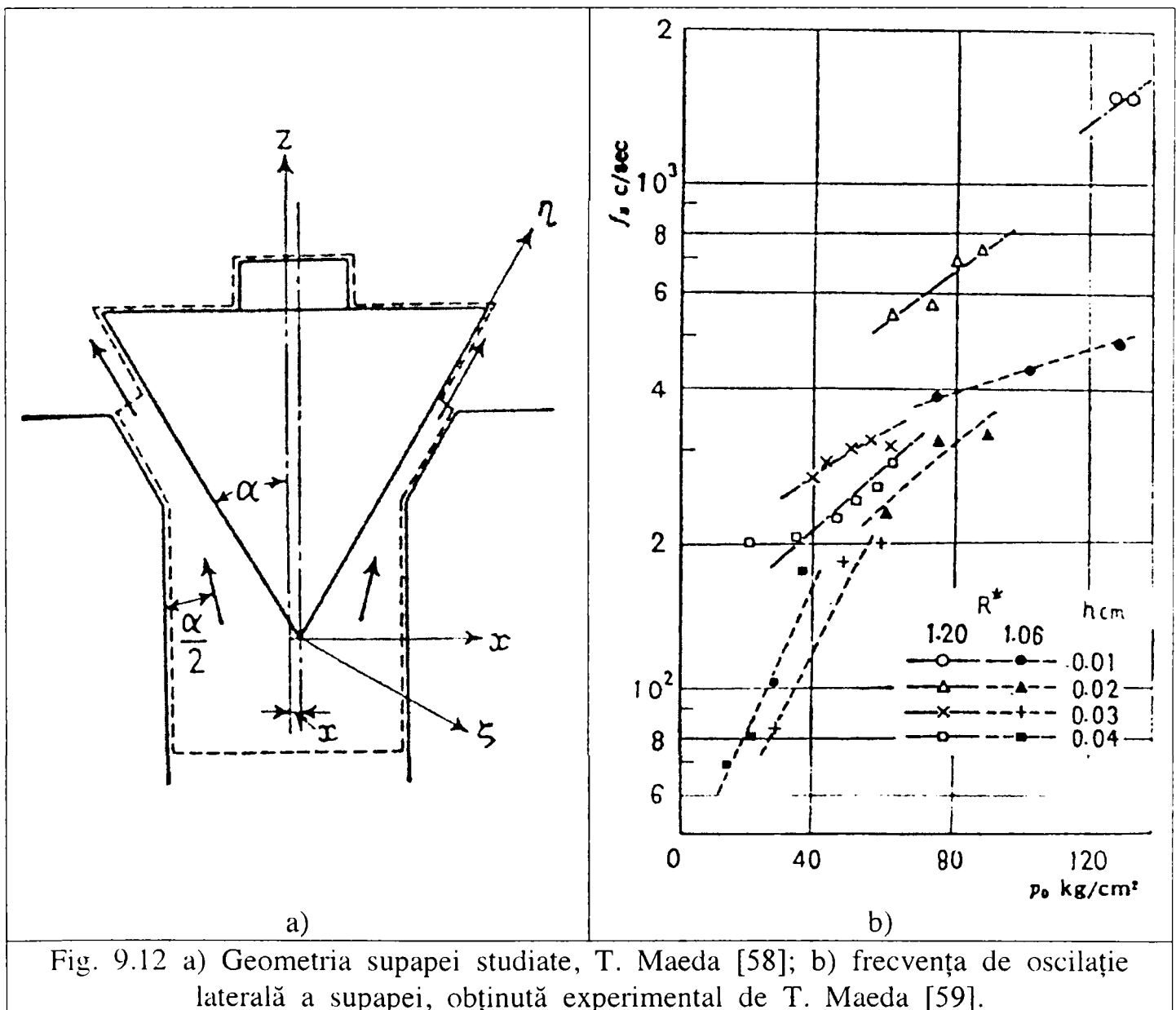
Având în vedere construcția geometrică a supapelor cu deflector prezentată în subcapitolul 6.2 din capitolul 6, diametrul deflectorului este egal cu diametrul conului supapei pentru varianta fără deflector. Astfel, pentru varianta cu deflector formarea zonelor de presiune minimă are loc în imediata vecinătate a colțului scaunului supapei (notat zona A), respectiv în jurul colțului ascuțit al deflectorului (notat cu zona C). Analiza frecvențelor proprii ale cavităților toroidale umplute cu vapori de ulei formate în jurul acestor zone arată că valorile ce se obțin pentru frecvențele de oscilație sunt identice pentru zona C a supapei cu deflector cu cele din zona B a supapei fără deflector, în timp ce frecvențele obținute în zona A pentru ambele variante geometrice, practic putem să le considerăm identice (tabelul 9.12).

Putem concluziona că, pentru supapele fără deflector unghiul de $\alpha=45^0$ conduce la valorile minime ale frecvențelor proprii. Pe de altă parte, prezența deflectorului nu este favorabilă din punct de vedere al comportării cavitaționale și a vibrațiilor asociate cavităților umplute cu vapori.

9.3 Investigații experimentale ale vibrațiilor elementului de închidere a supapelor hidraulice de siguranță

Investigațiile experimentale ale lui Maeda [59] evidențiază frecvențele proprii de oscilație laterală ale elementului de închidere a supapei hidraulice de presiune.

Figura 9.11 arată că la deschideri mici ale supapei frecvențele proprii ating 1.5 kHz la $x=0.01$ cm, scăzând repede odată cu creșterea deschiderii la 600...800 Hz (pentru $x=0.02$ cm) 250...300 Hz (pentru $x=0.03$ cm) și 200...300 Hz (pentru $x=0.04$ cm). Această evoluție a frecvenței este similară cu cea obținută din analiza oscilațiilor cavităților toroidale umplute cu vapori de ulei generate de vârtejurile formate în camera supapei. Mai mult, domeniul de frecvență obținut prin măsurători experimentale de către Maeda [59] (figura 9.12), practic se suprapune peste rezultatele calculului din paragraful precedent.



Totuși, pentru confirmarea predicțiilor teoretice cu privire la frecvențele vibrațiilor proprii ale supapelor hidraulice de siguranță, sunt necesare investigații experimentale mai detaliate. În acest sens, autorul propune instalația experimentală prezentată în figura 9.13. După cum se observă din figura 9.13, instalația prezentată permite determinarea căderii de presiune pe supapă, a deschiderii supapei (printr-o reglare precisă a acestuia cu ajutorul șurubului de reglare) și determinarea oscilațiilor laterale ale conului supapei cu ajutorul unui accelerometru. În vederea determinării oscilațiilor laterale ale conului supapei, tija acestuia este realizată cu ajutorul unei articulații sferice care să permită deplasarea laterală a conului supapei.

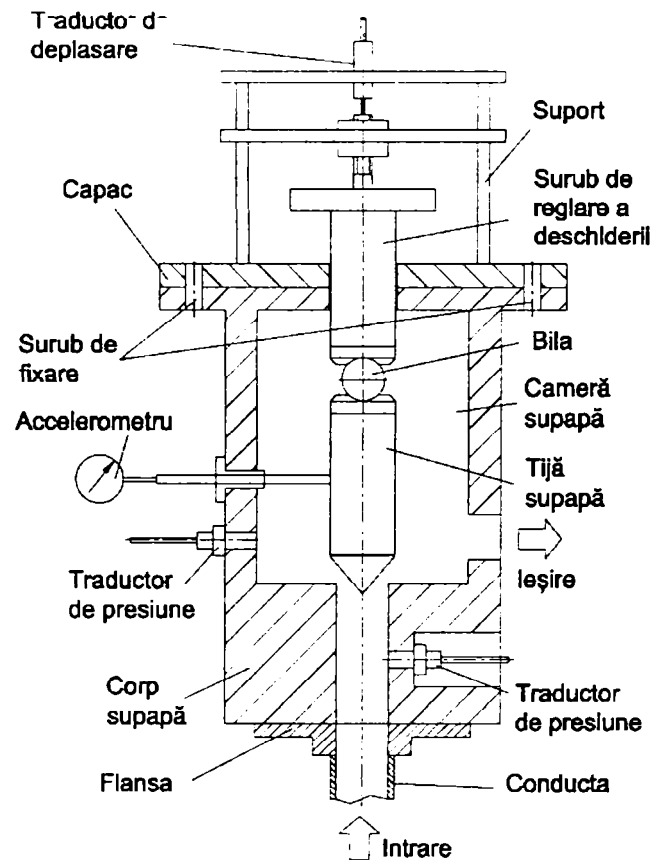


Fig. 9.13 Instalație experimentală pentru determinarea frecvenței de oscilație laterală a conului supapei.

Analiza Fourier a semnalului electric furnizat de accelerometru va permite identificarea frecvențelor din spectrul general al zgomotului care corespund cavităților de vapori.

Capitolul 10

CONCLUZII

10.1 Concluzii generale

1. Realizarea unei geometrii interne pentru supapele hidraulice de presiune care să permită obținerea unor caracteristici optime de funcționare, necesită, o analiză amănunțită a câmpului de viteză și presiune rezultat la trecerea fluidului prin supapă.
2. Geometria relativ simplă a supapelor hidraulice de presiune (în particular a supapelor de siguranță), produce un câmp hidrodinamic relativ complicat, care realmente poate fi investigat doar, utilizând metodele moderne de soluționare numerică a ecuațiilor ce guvernează curgerea fluidului prin interiorul echipamentelor hidraulice.
3. Folosirea unui model numeric care permite luarea în considerare a vâscozității fluidului, permite evidențierea fenomenului de desprindere a curentului de fluid de pe scaunul supapei și atașarea acestuia de elementul de reglare a supapei.
4. Simularea numerică a curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță, realizată cu un număr suficient de mare de puncte de discretizare evidențiază fenomenul de basculare a vânei de fluid din camera supapei.
5. Simularea numerică a curgerii fluidului prin supapa de siguranță arată că, curgerea fluidului prin supapă are loc cu generarea unor vârtejuri forțate.
6. Modelul teoretic original dezvoltat pentru analiza vârtejurilor formate în interiorul camerei supapei, reduce numărul mare de mărimi care descriu câmpul de viteză și presiune atașat câmpului hidrodinamic corespunzător curgerii, la trei parametrii caracteristici, ce permit o descriere concisă a vârtejurilor formate (raza caracteristică a vârtejului, intensitatea vârtejului și presiunea din centrul vârtejului).
7. Analiza curgerii fluidului prin supapa de siguranță cu ajutorul teoriei dezvoltate arată că pentru valori ale unghiului α de 20^0 , 45^0 și 60^0 , cea mai convenabilă structură a câmpului hidrodinamic se obține pentru varianta cu $\alpha=20^0$, urmată de varianta cu $\alpha=45^0$ și în fine de varianta cu $\alpha=60^0$. Aceeași concluzie se obține și în situația atașării unui deflector elementului d închidere a supapei.
8. Considerentul conform căruia pentru supapele de siguranță conice, coeficientului de debit are o valoare constantă ($C_d=0.67$) pentru toate deschiderile de lucru nu este corectă, constatându-se din analiza numerică a curgerii că aceasta variază pentru deschideri mici și se poate considera constantă doar de la o anumită valoare a deschiderii supapei numită deschidere critică.

9. Caracteristica intrinsecă determinată pentru variantele geometrice studiate arată că în fiecare caz aceasta este de tip liniară.
10. Influența majoră benefică a prezenței deflectorului la supapele conice de siguranță se manifestă în compensarea componentei statice a forței hidrodinamice ce acționează asupra elementului de închidere a supapei.
11. Analiza cavitațională a vârtejurilor formate în camera supapei, scoate în evidență faptul că pentru toate variantele geometrice studiate, în centrul vârtejurilor formate în camera supapei, apare fenomenul de cavitație în vârtej. Prezența deflectorului la geometriile studiate aduce o îmbunătățire a caracteristicii forței de presiune, în schimb conduce la o caracteristică cavitațională mult mai defavorabilă decât cea obținută pentru variantele geometrice fără deflector.
12. Prezența muchiilor ascuțite pe traseul intern al supapei, determină în imediata vecinătate a lor, apariția unor zone cu presiuni scăzute. Investigarea câmpului de presiune atașat acestor zone arată că în condițiile în care presiunea de refulare din supapă este presiunea atmosferică, în aceste zone apare fenomenul de cavitație.
13. Pornind de la analiza geometriei cavităților toroidale induse de prezența vârtejurilor în camera supapei, este dezvoltată o metodă teoretică pentru estimarea vibrațiilor proprii ale acestor cavități umplute cu vapori de ulei. Valorile obținute teoretic pentru frecvențele de oscilație concordă bine cu datele experimentale prezentate în literatura de specialitate.

10.2 Contribuții personale

Până în prezent, aplicarea metodelor de studiu bazate pe simularea numerică a curgerii fluidului real prin supapa de presiune, de către diverși autori a permis punerea în evidență a următoarelor aspecte:

- prezența zonelor de recirculare ce iau naștere în interiorul camerei supapei;
- fenomenul de desprindere și reatașare a jetului de fluid pe elementele interne ale supapei [11,12,13,34,35,54,61,67,68];
- influența geometriei scaunului supapei asupra modului de evoluție a jetului de fluid la ieșirea din zona de strangulare [11,12,13,20,34,35,39,54,67];
- determinarea evoluției presiunii pe elementul de reglare [8,11,20,34,35,36], respectiv pe scaunul supapei de presiune [54,59,67,68];
- modificarea câmpului hidrodinamic asociat curgerii fluidului prin traseul intern a supapei, odată cu modificarea variantei geometrice a elementului de reglare [11,12,13,20,34,35,54,67].

Analiza numerică realizată în cadrul prezentei teze a permis investigarea amănunțită a câmpului hidrodinamic atașat curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță, având ca și rezultat punerea în evidență a unor noi aspecte legate de modul de curgere. Acest lucru a permis posibilitatea indicării unei variante

geometrice care să genereze o structură a câmpului hidrodinamic cât mai favorabil obținerii unor performanțe funcționale ridicate ale supapei.

Astfel, elementele de noutate aduse de teză în cadrul analizei curgerii fluidului prin supapa hidraulică de siguranță sunt următoarele:

1. Indicarea prezenței fenomenului de basculare a vânei de fluid de pe scaunul supapei pe pereții superior a camerei supapei, pentru variantele geometrice cu element de închidere de tip con, având semiunghiul la vârf a conului supapei de $\alpha=45^0$ și $\alpha=60^0$.
2. Dezvoltarea unui model teoretic original care să permită investigarea cantitativă a vârtejurilor formate la trecerea fluidului de lucru prin supapa de siguranță. Relațiile de calcul deduse pentru descrierea distribuției radiale a vorticității, vitezei și presiunii în vârtejul principal sunt validate cu date numerice obținute cu programul FLUENT 5.1. Se constată o excelentă concordanță între predicțiile ecuațiilor determinate și datele numerice obținute, în întreg domeniul adoptat pentru raza de studiu. Principalul avantaj al modelului teoretic dezvoltat constă în faptul că, permite descrierea CANTITATIVĂ a vârtejurilor formate în camera supapei hidraulice de siguranță, utilizând trei parametri sintetici:
 - Ω_0 - descrie intensitatea vârtejului;
 - r_v - descrie extinderea radială a vârtejului (raza caracteristică a vârtejului);
 - p_0 - precizează valoarea presiunii în centrul vârtejului.
3. Determinarea poziției centrelor momentane, respectiv a razei caracteristice corespunzătoare vârtejurilor formate în camera supapei hidraulice de siguranță pentru diferite valori ale deschiderii supapei, ce permite obținerea unei imagini de ansamblu asupra modului de evoluției a vârtejurilor din camera supapei în funcție de deschiderea de lucru a acestuia.
4. Determinarea forței ce acționează pe elementul de închidere din distribuția reală de presiune pe aceasta, respectiv punerea în evidență a compensării forței hidrodinamice, în cazul variantelor geometrice cu deflector.
5. Realizarea unei analize cavitaționale și determinarea coeficienților de cavitație pentru vârtejurile formate în camera supapei, respectiv pentru zonele de presiune minimă generate de prezența colțurilor ascuțite pe traseul intern al supapei.
6. Determinarea razei de incipientă cavitațională, respectiv a razei vânei de vapori de ulei, pentru vârtejurile formate în camera supapei de siguranță.
7. Dezvoltarea unui model teoretic pentru estimarea vibrațiilor proprii ale cavităților toroidale umplute cu vapori de ulei, generate de formarea vârtejurilor forțate în camera supapei hidraulice de siguranță.

10.3 Perspective de cercetare

Tendința continuă de perfecționare a caracteristicilor de funcționare a supapei, respectiv dorința de reducere continuă a dimensiunilor de gabarit a echipamentelor hidraulice, măbind însă presiunea și viteza de lucru, impune elucidarea în continuare a problemelor legate de fenomenul de curgere prin echipamentele hidraulice și în particular în supapele hidraulice de presiune.

Pe plan mondial tendința actuală este de amplificare a eforturilor de simulare numerică a curgerii fluidelor, în vederea diminuării considerabile a efortului de cercetare experimentală. În acest fel se reduc semnificativ atât resursele materiale cât și timpul afectat proiectării și optimizării mașinilor și echipamentelor hidraulice.

Astfel, elemente noi despre modul de curgere prin supapa hidraulică de siguranță s-ar putea obține prin luarea în considerare a următoarelor aspecte:

- o analiză cavitațională mai profundă a curgerii fluidului prin supapa de siguranță se poate realiza folosind un model de fluid bifazic. În aceste condiții rezultatele ce se obțin în urma analizei numerice a curgerii fluidului, permit o delimitare clară a zonelor umplute cu gaz și a zonelor cu lichid;
- folosirea unui model matematic care să permită soluționarea unei curgeri turbulente (metoda $k-\epsilon$), ar putea prezenta aspecte mai detaliate a formării și evoluției vârtejurilor în camera supapei;
- realizarea unei simulări numerice dependente de timp, permite urmărirea reală a evoluției în timp a curgerii fluidului prin supapă, respectiv permite determinarea și optimizarea caracteristicilor de funcționare în regim dinamic a supapei hidraulice de siguranță.;
- folosirea unui model de analiză tridimensională ar permite realizarea unui studiu numeric, a fenomenul real de curgere prin traseul intern a supapei.

BIBLIOGRAFIE GENERALĂ

- [1] **Anton I.**, *Cavitația*, Editura R.S.R., București, România, Vol. I + II, 1985.
- [2] **Arne J.**, *Fluid Power System Design. A simulation Approach*, Ph.D., Thesis, of Fluid Power Technology, Dept. of Mechanical Engineering, Linkoping University, Sweden, 1994.
- [3] **Arndt R.E.A.**, *Cavitation in Vortical Flows*, Proceedings of the International Symposium on Aerospace and Fluid Science, November 14-16, 1993, Sendai, Japan, p: 313-346.
- [4] **Balatka K., Mochizuki S.**, *Numerical Analysis of the Flow in an Annular-Conical Passage*, Journal of FLuids Engineering, Vol. 120, September 1998, p:513-519.
- [5] **Batchelor G.K.**, *An Introduction to Fluid Dynamics*, Cambridge at the University Press, 1967.
- [6] **Bălășoiu V.**, *Aționări Hidraulice și Pneumatice*, (Litografiat) Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1982.
- [7] **Bernad S.I., Resiga R.F., Anton I.**, *Poppet Angle and Displacement Influence on the Vortices Behavior in Hydraulic Poppet Valves*, Proceedings of the Fifth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 18-20 October, 2000, Timișoara, Romania, vol 1, p:15-22.
- [8] **Brătianu C.**, *Metode cu elemente finite în dinamica fluidelor*, E.Academiei R.S.R., București 1983.
- [9] **Bullough W.A., Chin S.B.**, *A Numerical Study of The Effects of Poppet Valve Geometry on its Flow Characteristics*, The Ninth International Symposium on Transport Phenomena in Thermal-Fluids Engineering, Singapore, June 25-28, 1996, p: 579-584.
- [10] **Bullough W.A.**, *Poppet Valve Studies*, The Ninth International Symposium on Transport Phenomena in Thermal-Fluids Engineering, Singapore, June 25-28, 1996.
- [11] **Currie I.G.**, *Fundamental Mechanics of Fluids*, second Edition, McGraw-Hill International Editions, 1996.
- [12] **Deacu L., Banabic D., Rădulescu M., Rațiu C.**, *Tehnica Hidraulicii Proporționale*, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1989.
- [13] **Dietze M.**, *Messung und Berechnung der Innenströmung in hydraulischen Sitzventilen*, Ph.D. Thesis, Düsseldorf, Germany, 1996.
- [14] **Dietze M., Stoffel B.**, *Numerische Berechnungen und experimentelle Untersuchungen zur Innenstromung in Sitzventilen"*, O+P Nr. 1, 1997.
- [15] **Domagala Z., Sradomski W., Prokopowicz J.**, *The Simulation Examinations of the Two-Stage Overflow Valve Controlled Proportionally*, The 16th International Conference, Hydraulics and Pneumatics, 30.09 - 2.10.1998, Brno, Czech Republic, p: 151-157.
- [16] **Edge K.A., Brett P.N.**, *The Pumping Dynamics of a Positive Displacement Pump Employing Self-Acting Valves*, Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, December 1990.
- [17] **Fletcher C.A.J.**, *Computational Techniques for Fluid Dynamics*, Second Edition, volume I+II, Springer-Verlang, 1991.
- [18] **FLUENT 5.0**, GAMBIT User's Guide, Vol 1, Fluent Inc., May-1998
- [19] **FLUENT 5.0**, FLUENT User's Guide, Vol 2, Fluent Inc., May-1998
- [20] **FLUENT 5.0**, FLUENT User's Guide, Vol 3, Fluent Inc., May-1998

- [21] **Grätz U.**, Berechnung des Volumenstromes unter Berücksichtigung des Kavitationseinflusses, O+P, 39 (1995), Nr. 4, p: 335-359.
- [22] **Geißler G.**, *Flow-Force Coefficient - A Basis for Valve Analysis*, Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control, 9-11 September 1998 University of Bath UK
- [23] **Green W.L., Wood G.D.**, *Some Causes of 'Chatter' in Direct Acting Spring Loaded Poppet Valves*, 3rd International Fluid Power Symposium, 9-11 May, 1973, BHRA 1973.
- [24] **Guillon M.**, *L'asservissement hydraulique et electrohydrauliques*, Dumond, Paris, 1970, G.D.
- [25] **Handroos H.M., Vilenius M.J.**, *The utilization of experimental data in modelling hydraulic single stage pressure control valves*, Jurnal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol 112, 1990.
- [26] **Handroos H.M., Vilenius M.J.**, *Flexible Semi-Empirical Models for Hydraulic Flow Control Valves*, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol 113, September 1991, p: 232-238.
- [27] **Handroos H.**, *Mathematical Methods for Combining a Theoretical and an Empirical Approach in Modelling of Fluid Power Components*, Second Bath Internatioanal Fluid Power Workshop, 21-22 Sept. 1989, pag. 290-313, University of Bath, England.
- [28] **Hayase T., Ping C., Hayashi S.**, *Numerical Analysis of Transient Flow Through a Pipe Orifice Starting From Initial Steady Flow*, Proceedings of the Third JSME-KSME Fluids Engineering Conference, July 25-27, 1994, Sendai, Japan, p: 277-282.
- [29] **Hayase T., Ping C., Hayashi S.**, *Numerical Analysis of Transient Flow through a Pipe Orifice (Time Constant for Settling Flow)*, JSME International Journal, Series B, Vol. 38, No. 2, 1995, p: 157-163.
- [30] **Hayase T., Ping C., Hayashi S.**, *Numerical Analysis of Transient Flow through a Spool Valve*, The Reports of the institute of Fluid Science Tohoku University, Sendai, Japan, Vol. 7, 1995.
- [31] **Hayase T., Xia Y., Hayashi S.**, *Numerical Analysis of Transient Flow through a Spool Valve (Modelling of Transient Characteristic in High Reynolds Number FLOW)*, Fifth Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, September 1-4, 1997, Hayama, Japan, p: 379-384.
- [32] **Hirsch C.**, *Numerical Computation of Internal and External Flows*, vol. I + II, John Wiley & Sons Ltd., Chichester·New York·Brisbane·Toronto·Singapore, 1988.
- [33] **Iamandi C. ș.a.**, *Hidraulica Instalațiilor*, volumul 1, E.T. București, 1994.
- [34] **Isacsson C.**, *Dynamic Valve Characteristics. Analysis and Measurement Methods*, Licentiate Thesis, Linkoping University Sweden, 1996.
- [35] **Iudicello F., Baseley S.**, *CFD Modelling of the Flow Control Valve in a Hydraulic Pump*, Bath Workshop on Pover Transmission & Motion Control, University of Bath, U.K., 8-10 September, 1999.
- [36] **Johnston D.N.**, *Numerical modelling of reciprocating pumps with self-acting valves*, C413/079 IMechE 1991, p: 87-96.
- [37] **Johnston D.N., Edge K.A., Vaughan N.D.**, *Experimental Investigation and Force Characteristics of Hydraulic Poppet and Disc Valves*, C413/079 IMechE 1991, p: 161-171.
- [38] **Kipping M.**, *Experimentelle Untersuchungen und numerische Berechnungen zur Innenströmung in Schieberventilen der Ölhydraulik*, Ph.D. Dissertation, Darmstadt, Germany, 1997.

- [39] **Koivula T., Ellman A., Vilenius M.**, *The Effect of Oil Type on Flow and Cavitation Properties in Orifices and Annular Clearances*, Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, University of Bath, U.K., 8-10 September, 1999.
- [40] **Latour C.**, *Entwicklung und Untersuchung strömungskraftreduzierender Maßnahmen in 2-Wege-Einbauventilen*, O+P, 38 (1994), Nr. 1-2, p: 54-58.
- [41] **Ma C.Y.**, *The Analysis and Design of Hydraulic Pressure-Reducing Valves*, Journal of Engineering for Industry, May 1967, p: 301-308.
- [42] **Mannesman Rexroth**, *Mit kel tudni a hidraulikarol*, Trainer 1981.
- [43] **Mannesman Rexroth**, *Hydraulische Trainer*, 1990.
- [44] **Marinoiu V.**, *Robinete de Reglare, Îndreptar de alegere și calcul*, E.T. București, 1972.
- [45] **Olariu V., Brătianu C.**, *Modelarea Numerică cu Elemente Finite*, E.T. București, România, 1986.
- [46] **Opruță D.**, *Optimizarea Constructivă a Comportării Statice și Dinamice a Aparatelor de Comandă a Energiei Hidraulice*, Teză de doctorat, Cluj-Napoca, 1998.
- [47] **Peric M.**, *Finite Volume Method for Computation of Fluid Flow in Complex Geometries*, Ph.D. Thesis, University of London, UK, 1985.
- [48] **Peyret R., Taylor Th. D.**, *Computational Methods for Fluid Flow Problems*, Springer-Verlag, New York, Heidelberg, Berlin 1985.
- [49] **Pott H.**, *Mikropneumatik: Pneumatische Kennwerte und Systemverhalten*, O+P 39 (1195) Nr. 2, p: 114-122.
- [50] **Press W.H, Teukolsky S.A., Vetterling W.T., Flannery B.P.**, *Numerical Recipes in C, The Art of Scientific Computing*, Second Edition, Cambridge University Press, 1992.
- [51] **Resiga R.**, *Complemente de Mecanica Fluidelor și Tehnici de Soluționare Numerică*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 1999.
- [52] **Resiga R.F., Bernad S.I., Anton I.**, *A Theoretical Model for the Vortex Flow in Hydraulic Poppet Valve*, Proceedings of the Fifth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 18-20 October, 2000, Timișoara, Romania, vol 1; p:167-174.
- [53] **Schmidt D.P., Corradini M.L.**, *One-Dimensional Analysis of Cavitating Orifices*, Engine Research Center, University of Wisconsin Madison, WI 53706.
- [54] **Shin Y.C.**, *Static and Dynamic Characteristics of a Two Stage Pilot relief Valve*, Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, June 1991, Vol 113, p: 280-287.
- [55] **Soni B.K.**, *THRUST AREA: Grid Generation*, Mississippi State University/National Science Foundation, Grid Technology Thrust, USA, 1995.
http://WWW.ERC.MsState.Edu/reports/nsf_annual95/html/grid95.html.
- [56] **Sorensen H.L.**, *Numerical and experimental analyses of flow and flow force characteristics for hydraulic seat valves with difference in shape*, Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, University of Bath, U.K., 8-10 September, 1999.
- [57] **Stone J.A.**, *Discharge Coefficients and Steady-State Flow forces for hydraulic Poppet Valves*, Journal of Basic Engineering, March 1960.
- [58] **Teruyuki M.**, *Studies on the Dynamic Characteristic of a Poppet Valve (1st Report), Theoretical Analysis*, Bulletin of JSME, Vol. 13, No. 56, 1970.
- [59] **Teruyuki M.**, *Studies on the Dynamic Characteristic of a Poppet Valve (2st Report), Experimental Analysis*, Bulletin of JSME, Vol. 13, No. 56, 1970.

- [60] **Teruyuki M., Hayashi K., Oouchi M., Miyake M., Nakane M.**, A New Type of Poppet Valve with Two Degrees of Freedom, 10th Bath international Fluid Power Workshop, 10-12 September, 1997.
- [61] **Tesar V., Watton J.**, *Hydrodynamics of an Idealised Poppet Valve*, 2nd International Symposium on Fluid-Control, Measurement, Mechanics-And Flow Visualisation, 5-9 September 1988, Sheffield, U.K.
- [62] **Tikkanen S., Herranen M., Vilenius M.**, *Valve Performance in a Reciprocating Pump*, Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, 9-11 September, 1998, University of Bath, U.K.
- [63] **Tsukiji T., Suzuki Y.**, *A computer Simulation of Flow in an Axisymmetric Poppet Valve Using the Vortex Method*, FED-Vol. 218, Experimental and Numerical Flow Visualization, ASME 1995, p: 103-108.
- [64] **Uehigashi A., Sugiura S., Morinishi K., Satofuka N.**, *Numerical Investigation Using Compressible Navier-Stokes Equations for Low-Speed Flow in Pipes with Varying Cross Sections*, JSME International Journal, series II, Vol. 35, No. 4, 1992.
- [65] **Urata E.**, *Thrust of Poppet Valve*, Buletin of JSME, Vol.12, Nr.53, 1969.
- [66] **Urata E.**, *Cavitation Erosion in Various Fluids*, Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, University of Bath, U.K., 8-10 September, 1999.
- [67] **Vasiliu D., Vasiliu N., Catană I.**, *Dinamica supapelor normal-închise compensate*, Conferința Internațională de Sisteme Hidropneumatice de Acționare vol. II, 19-20 Octombrie 1995, Timișoara, România, p: 232-254;
- [68] **Vasiliu D.**, *Cercetări teoretice și experimentale asupra fenomenelor tranzitorii din servopompele și servomotoarele transmisiilor hidrostatice*, Teză de doctorat, București, 1997.
- [69] **Vasiliu N., Vasiliu D., Kalisz E.**, *Proiectarea Asistată de Calculator a Sistemelor de Acționare Hidraulice și Pneumatice, Vol I - Simularea numerică a dinamicii sistemelor de acționare hidraulică*, (Litografiat), Universitatea "Politehnica" din București, 1993.
- [70] **Vaughan N.D., Johnston D.N, Edge K.A.**, *Numerical simulation of fluid flow in poppet valve*, C413/079 IMechE 1991, p: 119-127.
- [71] **Vaughan N.D., Johnston D.N, Burnell L.R.**, *The use of Computational Fluid Dynamics in Hydraulic Valve Design*, International Fluid Power Workshop, 16-18 September, 1992, U.K.
- [72] **Wiklund P.E., Svedberg G.C.**, *3D-CFD, a possibility to analyse piston pump flow dynamics*, Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, University of Bath, U.K., 8-10 September, 1999.
- [73] **Wobben G.D.**, *Statisches und dynamisches Verhalten vorgesteuerter Druckbegrenzungsventile unter besonderer Berücksichtigung der Strömungskräfte*, Teză de doctorat, Aachen, 1978.
- [74] **Yao D., Bitner D., Burton R., Ukrainetz P., Nikiforuk P.**, *Some Static and Dynamic Consideration in the Design of a Direct Sensing Pressure Relief Valve*, Tenth Bath International Fluid Power Workshop, 10-12 September, 1997, U.K.
- [75] **Zehner F.**, *Verbesserung des Statischen und Dynamischen Verhaltens Vorgesteuerter Druckventile*, O+P 29, (1985), Nr. 6.
- [76] **Zimmermann H.L.**, *Untersuchung des statischen und dynamischen Verhaltens vorgesteuerter Druckminderventile*, Teză de doctorat, Aachen, 1984.
- [77] ***** Manualul Inginerului Termotehnician**, Editura Tehnică, București, 1986.
- [78] **Mazilu I., Marin V.**, *Sisteme Hidraulice Automate*, Editura Academiei R.S.R., București, 1982.