

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA".
TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

ing. Iosif Pitser

VIBRATOR CU FRECVENTE SI AMPLITUDINI
VARIABLE CONSTRUIT DIN ELEMENTE
LOGICE PNEUMATICE.-

Teza de doctorat

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMISOARA

BIBLIOTECA

440.197

336 Lit. G

Conducător științific:

Prof. ea. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAS

Timișoara 1978. E×.4

C U P R I N S

INTRODUCERE	pag. 8
1.- VIBRAȚIARE FOLOSITE ÎN CONSTRUCȚII PENTRU COMPACTAREA BETOANELOR, CAUTAREA UNOR NOI SOLUȚII.	pag. 9
1.1.- Date referitoare la compactarea be- toanelor prin vibrație	pag. 9
1.2.- Condiții pentru noua soluție	pag. 14
2.- ALEGEREA UNOR ELEMENTE NECESARE UNOR SOLUȚII DIN ELEMENTELE LOGICE PNEUMATICE	pag. 15
2.1.- Condiții și domenii în care funcțio- nează ELP-urile.	pag. 15
2.2.- Terminologie, simboluri, mărimi.	pag. 17
2.2.1.- Terminologia elementelor dinamice active	pag. 18
2.2.2.- Elemente pasive	pag. 19
2.2.3.- Terminologie, continuare.	pag. 20
2.2.4.- Simboluri frecvente	pag. 21
2.2.5.- Notarea mărimilor dinan- sionale și dimensionale.	pag. 22
2.3.- Criterii generale pentru câte orisi- rea ELP-urilor.	pag. 23
2.3.1.- Elemente statice și ovasistatice.	pag. 26
2.3.2.- Elemente dinamice cu funcții logice.	pag. 28
2.3.2.1.- Fenomene fizice care stau la baza constru- irii și funcționării ELP-urilor dinamice.	pag. 28
2.3.2.2.- Elemente dinamice strict digitale.	pag. 29

2.3.2.2.1.- Elementul bistabil	pag. 30
2.3.2.2.2.- Elementul NOR.	pag. 31
2.3.2.3.- Alte elemente care pot realiza funcții digitale.	pag. 31
2.3.2.3.1.- Elementul SI (conjunc- ția).	pag. 32
2.3.2.3.2.- Elementul EXCLUSIV SAU (antivalența)	pag. 32
2.3.2.3.3.- Elementul cu funcția de echivalență	pag. 32
2.3.2.3.4.- Elementul cu funcția NOR pe baza ef- fectului transformă- rii curgerii laminare în curgere tur- bulentă.	pag. 32
2.3.2.4.- Compararea elementelor statice și dinamice în privința realizării funcțiilor logice.	pag. 33
2.3.2.5.- Elemente dinamice spe- ciale noi, apărute în ultimul timp.	pag. 34
2.3.2.6.- Stadiul fabricării ELP-urilor dinamice pe plan mondial.	pag. 39

2.4.- Alegerea elementelor pentru funcții de oscilatoare, amplificatoare și pentru demultiplicarea frecvenței (în vederea experimentării).	pag. 40
2.4.1.- Oscilatoare posibile din LLP-uri dinamice.	pag. 40
2.4.2.- Demultiplicatoare de frecvență posibile din LLP-uri dinamice și alte elemente nestabile. . .	pag. 48
2.4.2.1.- Dispozitivul de numărare în circuit închis.	pag. 49
2.4.2.2.- Registrul cu semnal deplasabil.	pag. 51
2.4.2.3.- Elementul de numărare binară.	pag. 54
2.4.2.4.- Dispozitive cu rezistențe și capacități intercalate în circuitele de reacție inversă.	pag. 58
2.4.2.5.- Demultiplicarea frecvenței oscilatorului prin varierea lungimii conductelor de reacție inversă.	pag. 63
2.4.2.6.- Compararea dispozitivelor de demultiplicare a frecvenței.	pag. 64
2.4.3.- Amplificatoare de presiune.	pag. 67
2.4.3.1.- Amplificatoare statice	pag. 67
2.4.3.2.- Amplificatoare dinamice	pag. 68
2.4.3.3.- Compararea dispozitivelor de amplificare a semnalului de comandă	pag. 69
2.4.4.- Alegerea elementelor pentru experimentare.	pag. 70
2.4.4.1.- Oscilatoare	pag. 70

2.4.4.2.- Demultiplicatoare de frecvență	pag. 71
2.4.4.3.- Amplificatoare.	pag. 72
3.- DATE SI REZULTATE PRIVIND PREZENTAREA DISPOZITIVELOR.	pag. 72
3.1.- Considerații teoretice și practice ge- nerale referitoare la elementul bista- bil cu efect Coandă.	pag. 73
3.1.1.- Fenomenul de curgere, zona de separție.	pag. 73
3.1.2.- Influența numărului lui Reynolds.	pag. 76
3.1.3.- Caracteristici, numărul fan-out.	pag. 76
3.1.4.- Stabilitatea jetului în sarcină.	pag. 80
3.1.5.- Amplificarea semnalului de co- mandă și recuperarea presiunii	pag. 81
3.1.6.- Timpul de comutare.	pag. 82
3.1.7.- Problema miniaturizării elemen- tului.	pag. 84
3.1.8.- Influența parametrilor geome- trici și a altor factori de execuție asupra funcționării elementului.	pag. 84
3.1.9.- Elementul superconic.	pag. 87
3.2.- Date obținute în urma cercetării experi- mentale în vederea proiectării (optimiză- rii) elementului bistabil cu efect Coandă	pag. 88
3.2.1.- Descrierea instalațiilor de în- cercare și a schemelor de montaj pentru parametrii ce se măsoară.	pag. 89
3.2.2.- Rezultatele măsurărilor.	pag. 90
3.2.2.1.- Coeficienții de recu- perare a presiunii.	pag. 90
3.2.2.2.- Tărea de stabilitate a jetului în sarcină	pag. 91

3.2.2.3.- Factorii de amplificarea a semnalelor de comandă.	pag. 91
3.2.2.4.- Caracteristici de ieşire.	pag. 92
3.2.2.5.- Calcularea numărului fac-out pentru elementul A şi B ₁	pag. 93
3.2.3.- Incercarea găsirii unui element optimizat pe baza datelor obţinute.	pag. 94
3.2.4.- Compararea rezultatelor obţinute cu datele din literatura de specialitate. Interpretarea lor.	pag. 95
3.3.- Aspecte calitative şi cantitative la cercetarea experimentală a unor dispozitive pentru demultiplicarea frecvenţei.	pag. 97
3.3.1.- Realizarea şi încercarea unor dispozitive de numărare binară	pag. 97
3.3.2.- Incercarea intercalării unor capacităţi în circuitul de reacţie inversă.	pag. 102
3.4.- Aspecte calitative şi cantitative la cercetarea experimentală a unor dispozitive de amplificare şi recuperarea presiunii.	pag. 104
3.4.1.- Realizarea şi încercarea unor dispozitive pentru recuperarea presiunilor joase.	pag. 104
3.5.- Realizarea şi încercarea unor elemente bistabile cu efect Coandă la presiuni înalte.	pag. 106
3.6.- Aspecte calitative şi cantitative la cercetarea experimentală a unor oscilatoare alcătuite din elemente bistabile cu efect Coandă.	pag. 109

3.6.1.- Oscilatorul de înaltă frecvență (la presiuni mici)	pag.109
3.6.2.- Oscilatorul de joasă frecvență	pag.110
3.6.3.- Oscilatorul de înaltă presiune	pag.110
3.6.3.1.- prezentarea oscilogramelor.	pag.110
3.6.3.2.- problema frecvenței.	pag.114
3.6.3.3.- problema amplitudinii	pag.116
3.6.3.4.- Numărul lui Strouhal (λ) și timpul de calculare.	pag.117
3.7.- Procedeele de proiectare a oscilatorului supersonic constituit din elementul bistabil cu efect Coandă.	pag.124
4.- CAPELE GENERATOARE DE FORȚE PERTURBATOARE	
ACȚIONARE DE Răzmeri.	pag.127
4.1.- Condiții și parametri	pag.127
4.2.- Variante constructive	pag.129
4.3.- Problema mărimii capului vibrator	pag.132
4.4.- Forța perturbatoare.	pag.137
4.4.1.- Varianta constructivă cu jet nedirijat.	pag.138
4.4.2.- Varianta constructivă cu jet radial.	pag.139
4.5.- Date privind experimentarea unor capete vibratoare.	pag.139
4.5.1.- Problema amplitudinii și frecvenței la vibratorul cu invelis elastic.	pag.139
4.5.2.- Vibrogramele capului vibrator cu greutate oscilante.	pag.141
4.5.3.- Efectul de compactare a capetelor experimentate.	pag.144

5.- PROBLEME ENERGETICE.	pag.150
5.1.- Considerații generale.	pag.150
5.2.- Partea experimentală	pag.152
5.2.1.- Consumul de aer.	pag.152
5.2.2.- Puterea preluată și consumul de energie.	pag.156
6.- CIRCUITE COMPLETE DE VIBRARE DIN ELP-uri	pag.160
6.1.- Variante de circuite posibile.	pag.160
6.1.1.- Varianta 1	pag.160
6.1.2.- Varianta 2	pag.161
6.1.3.- Varianta 3	pag.163
6.1.4.- Varianta 4	pag.163
6.1.5.- Varianta 5	pag.165
6.1.6.- Varianta 6	pag.163
6.1.7.- Varianta 7 și 8	pag.164
6.2.- Domenii de utilizare a variantei expe- rimentate.	pag.165
6.3.- Tehnologia de execuție a ELP-urilor. . .	pag.166
6.4.- Perspect.ve de utilizare practică a vi- bratoarelor din ELP-uri (dinamice) . . .	pag.170
6.5.- Eficiența economică estimată.	pag.173
7.- SINTEZA CONTRIBUTIILOR ORIGINALE.	pag.175
BIBLIOGRAFIE	pag.177

INTRODUCERE

Operația de vibrare este astăzi foarte larg utilizată în execuția lucrărilor de construcții. Pentru compactarea betoanelor se utilizează vibratoare care se scufundă în masa acestora. Aceste vibratoare, chiar cele de performanță, au dificultăți în funcționare, de manipulare, de întreținere și achiziție. Astfel vibratoarele electrice de frecvențe mai înalte (150 și 200 Hz) necesită un convertizor (pentru transformarea frecvenței și tensiunii) și au un preț ridicat de achiziție. Motorul electric este cu răcire forțată și nu funcționează decât un timp limitat în aer. Un număr mare de piese mecanice în mișcare este supus uzurii și limitează ciclul de funcționare al ansamblului. Capul vibratorului cu o masă proprie de câteva zeci de kg. este destul de greu de manipulat. Frecvența, fiind limitată de procesul de vibrare, nu poate fi crescută pentru a micșora masa excentrică rotativă a vibratorului. Frecvențe și amplitudini variabile nu se pot realiza cu vibratoarele cunoscute astăzi fără a complica construcția acestora, cu toate că ar fi necesare pentru mai multe scopuri practice. De asemenea diametrul capetelor, având un motor electric înglobat, nu se poate coborî decât pînă la cea. 35 mm.-

În prezenta lucrare se analizează posibilitățile de realizare a unui nou tip de vibrator cu eliminarea aproape completă a pieselor în mișcare, cu frecvențe și amplitudini variabile, care exclude dificultățile descrise mai sus (răcire, greutate în manipulare, dimensiune mare, costuri ridicate de întreținere și achiziție, etc) și care se realizează și se experimentează cu elemente logice pneumatice.-

**1. - VIBRAȚIILE FOLOSITE ÎN CONSTRUCȚII PENTRU
COMPACTAREA BETOANELOR, CALITATEA ULOR
ȘI SOLURII**

Operația de vibrare este foarte larg utilizată în lucrările de construcții, mai ales la compactarea betoanelor. Dar este aplicată și la alte lucrări, de la ciuruirea și sortarea balastului până la trecerea maselor viscoase, mortar - vopsele, prin site. Deci această operație determină într-o anumită măsură gradul de mecanizare a lucrărilor, hotărăște asupra unor factori importanți strâns legați de noțiunile de productivitate și calitatea muncii. Aceste considerente, în mod evident, depășesc cadrul prezentei lucrări și nu vor fi tratate, decît unele aspecte privind compactarea betonului prin vibrare, din care rezultă anumite condiții în vederea realizării unui nou tip de vibrator.-

1.1. - Date referitoare la compactarea betoanelor prin vibrare. Betonul vibrat este un corp eterogen ce conține elemente diverse, de dimensiuni variabile. Mediul viscos este compus din apă, nisip (balast) și ciment. Ultimul component joacă rolul principal în posibilitățile de curgere a betonului. O astfel de pastă nu curge în mod obișnuit ca uleiul sau apa [57]. După cum viteza de curgere în funcție de forță este mai mare sau mai mică corpul este mai mult sau mai puțin fluid, sau mai puțin sau mai mult viscos. Dacă se consideră două suprafețe (de 1 cm^2 distanțate la 1 cm), forța care permite deplasarea relativă a celor două suprafețe, cu o viteză v , este proporțională cu această viteză [57]:

$$F = Uv \quad (1)$$

Dacă cele două suprafețe considerate au fiecare valoarea $s \text{ cm}^2$ și distanța $e \text{ cm}$, relația devine:

$$F = U \frac{s}{e} v, \quad (2)$$

în care U - este coeficientul de vâscozitate.-

Este de observat faptul că nu toate lichidele urmează această lege. Pentru lichide plastice (sau ale lui Bingham)

deplasarea unui strat față de altul nu începe decât dacă forța a atins o valoare minimă [57] care se numește "prag de forfecare". Formula 2 devine (fig.1):

$$F = f + U \frac{s}{c} v. \quad (3)$$

De aici rezultă prima condiție care trebuie să îndeplinească un vibrator: dimensionarea suficient de mare a forței perturbatoare pentru a învinge acest prag de forfecare.-

x

rolul vibratorilor în vibrarea betoanelor respectiv compactarea lor constă în a imprima unui ansamblu material o mișcare oscilatorie periodică; această mișcare netrebuind să fie în mod necesar armonică [57]. Forțele alternative dezvoltate în masa de beton provoacă compactarea agregatelor. Fenomenul de compactare variază tot timpul, de la începutul vibrației până în momentul când toate elementele betonului, inclusiv apa, se află în contact intim. Factorii esențiali care determină fenomenul sînt: compoziția betonului, frecvența vibrațiilor, direcția și amplitudinea lor.-

În general, transmiterea undelor vibrante se face de la un element la altul printr-o serie de deformații elastice însoțite de o creștere a energiei potențiale care se transformă în energie cinetică. Astfel exprimat: particulele se ciocnesc și se aplatizează ușor, apoi își revin forma făcînd un salt; în cazul apei: bulele de lichid se contractă și se dilată succesiv formînd unda longitudinală; fluidele nu transmit decât vibrații longitudinale [57].

Fenomenul de compactare se poate împărți în două faze [57]:

- prima fază a vibrației face să apară o tasare a agregatelor și formarea vinelor de beton viscos;

- în a doua fază, partea de beton viscos crește și se tasează în timp ce agregatele se infundă în pastă compactînd-o și mai mult. Dacă pasta este prea fluidă, pietrele coboară și

se grupează în fundul tiparului. Fenomenul se numește segregare. Dacă pasta este suficient de viscoasă, ea câștigă după un timp oarecare de vibrație o stare de stabilitate care corespunde echilibrului, pe de o parte al forțelor de viscozitate (și al frecării interne), iar pe de altă parte al forțelor dezvoltate prin vibrarea masei.-

În general, se știe că vibrațiile de frecvență joasă acționează asupra granulelor mari și vibrațiile de frecvență înaltă asupra granulelor fine. Această afirmație însă este insuficient de exactă și ar fi perfect valabilă numai pentru condiția de vibrație a unei granule luate izolat în spațiu. În realitate, granula este înconjurată de un înveliș de mortar, care joacă rol și de amortizor (fig.2).



fig.2

Depind și de coeficientul de amortizare C . Dacă C este mic, corpul revine la echilibru după o serie de oscilații de amplitudine descrescândă. Valoarea lui C pentru care însă au loc oscilații

se numește coeficient de rezistență (amortizare) critică:

$$C_c = 2m\omega_n, \quad (4)$$

în care: ω_n - pulsația proprie. Se poate arăta [72] că atunci când f este mai mic decât f_n (- pulsația proprie), amplitudinile cresc cu f și ating maximum lor pentru $f/f_n = 1$. Ele scad când f crește în continuare (fig.3).-

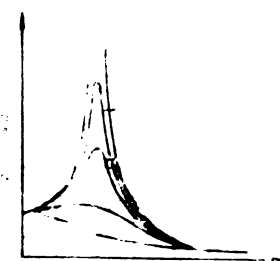


fig.3

Un punct de vedere fizic, fenomenul are următoarea explicație: la frecvențele mai joase (decît cele de rezonanță) masa urmărește mișcarea forțată, amplitudinile devin foarte mari la rezonanță, iar la frecvențe mari inerția masei face

ca aceasta să se deplaseze puțin și amplitudinile scad repede spre zero.-

Pentru sistemul considerat compus din masă, (granula) legătura elastică și amortizor, amplitudinile maxime vor avea loc la o rezonanță, adică atunci când frecvența vibratorului corespunde cu frecvența proprie a masei [57]:

$$\eta = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m} (1 - \alpha^2)}, \quad (5)$$

unde: $\alpha = \frac{l}{l_c} \leq 1$, l și l_c sînt constante pentru acelaș beton, m depinde de densitatea și diametrul granulelor, K de caracteristicile elastice ale canalelor (lungimea canalelor, fluiditatea pastei, starea suprafeței granulelor). Studiile matematice în acest sens întreprinse de A. Freyssinet și R. L'Hermite nu au primit încă aplicații practice [57].-

În această direcție, pentru a aprecia gama frecvențelor necesare la compactarea betonului, P.Rebut [57] ajunge - prin raționamentul expus mai jos - la următoarele concluzii, pornind de la mărirea amplitudinii:

Fie un ansamblu de agregate supus unei amplitudini de 0,5 mm; o piatră de 10 mm. diametru este deplasată cu a douăscesea parte din diametrul său și o granulă de 0,1 mm de cinci ori diametrul său, astfel mișcările variază de la o ușoară oscilație periodică pînă la turbulența completă a celor fine. Deci pentru părțile fine se cer amplitudini mici pentru a evita deordonarea canalelor elastice. Totuși, ca undele să se transmită, accelerațiile trebuie să fie suficient de mari pentru a învinge amortizările.-

Deci, compactarea granulelor fine este favorizată de alegerea amplitudinilor mai mici decît diametrul lor, frecvența aleasă trebuie să fie corespunzătoare unor accelerații suficient de mari. Experiența confirmă această concluzie [57] în sensul că utilizarea frecvențelor înalte favorizează compactarea betoanelor, se pare că fluiditatea lor crește și că pragul de viscozitate scade cînd frecvența crește [57].-

Din cele de mai sus rezultă încă două condiții pentru optimizarea soluției unui nou tip de vibrator:

- o gamă mai mare de frecvențe, eventual frecvențe mai înalte pentru a cuprinde particulele de mase diferite într-un mediu elastic și de amortizare viscoasă diferite.-

- posibilitați de menținere a mărimii amplitudinii sub diametrul granulelor (și compensarea forței prin creșterea accelerației respectiv creșterea frecvenței).-

x

Direcția de vibrație influențează compactarea betonului. Acțiunile orizontale ale betonului se exercită deci întotdeauna perpendicular pe direcția gravitației, care singură provoacă compactarea agregatelor [57]. Deci a patra condiție: vibrațiile să se propage (orizontal) perpendicular pe direcția gravitației. -

Se disting, ca procedee tehnologice de compactare, vibrația externă (mese vibrante, vibratoare de cofraj) și vibrația internă (vibratorul scufundat în masa de beton). În ultimul caz, acțiunea unui vibrator intern este limitată de o masă de beton menținută într-o zonă cilindrică. Interesul este să se micșoreze greutatea proprie a vibratorului pentru a-i ușura manipularea. Tehnica modernă conduce la folosirea în acest scop a frecvențelor din ce în ce mai mari care, pentru forțe centrifuge (perturbatoare) egale, necesită folosirea unor mase rotitoare din ce în ce mai mici. Pentru a mări zona de acțiune, cercetările sînt orientate către obținerea unor amplitudini din ce în ce mai mari cu ajutorul capetelor de vibrație de greutate mică [57]. Rezultă încă o condiție esențială pentru noul tip de vibrator:

- raportul : $\frac{\text{amplitudinea}}{\text{greutatea capului de vibrație}}$ să fie mare în comparație cu vibratoarele existente. -

x

Vibratoarele de interior, chiar cele de performanțe, au dificultăți în funcționare, de manipulare, de întreținere, de achiziție. Astfel vibratorul de interior de înaltă frecvență (150 resp. 200 Hz) necesită un convertizor și un motor electric încorporat, fiind eficient (cel mai eficient) în funcționare și exploatare, are un preț relativ mare de achiziție. Motorul electric al vibratorului este cu răcire forțată și nu funcționează decît un timp limitat în aer. Un număr mare de piese mecanice în mișcare este supus uzurii și limitează ciclul de funcționare al ansamblului, îi reduce fiabilitatea, crează probleme de întreținere și reparații legate de imobili-

sări și costuri. De asemenea este de dorit ca consumul de energie în funcționare să fie mic, la fel consumul de metal și manopera de fabricație a vibratorului.-

1.2.- Condiții pentru noua soluție. Recapitulând se ajunge la concluzia că un nou tip de vibrator, care să înlocuiască tipurile actuale în tot domeniul de utilizare sau cel puțin parțial, trebuie să aibe următoarele caracteristici:

- forța perturbatoare suficient de mare pentru a învinge pragul de forfecare;

- frecvența variabilă;

- posibilități de variare a amplitudinii;

- posibilități de variare a accelerației (prin varierea frecvenței);

- propagarea vibrațiilor perpendicular pe direcția gravitației;

- raportul amplitudinea
greutatea capului de vibrație să aibe valori mari;

- preț redus de achiziție;

- posibilitatea funcționării în condiții de șantier (variații de temperatură, intemperii, etc);

- un număr cât mai mic de piese mecanice în mișcare și de uzură;

- reducerea volumului de lucrări de întreținere și reparații;

- fiabilitate ridicată;

- consum redus de energie în exploatare;

- consum redus de metal și manoperă de fabricație.-

Multe din problemele de mai sus nu sînt rezolvate în prezent, ca: frecvența variabilă, greutatea proprie redusă, micșorarea respectiv eliminarea pieselor mecanice în mișcare, reducerea cheltuielilor de achiziție. În cele ce urmează se va căuta rezolvarea acestora în mod integral sau parțial cu mijloacele tehnicii noi și moderne combinate cu soluții originale.-

2.- ALGERIA UNOR ELEMENTE NECESARE SOLUȚII DIN ELEMENTE LOGICE PNEUMATICE

Cercetând literatura de specialitate s-a ajuns la concluzia că pentru rezolvarea problemelor inventariate la punctul 1.2., deci pentru a trece la faza experimentală a noului tip de vibrator, merită să fie abordată o ramură relativ nouă a științei care se ocupă de elemente logice pneumatice (prezentate mai jos în lipsă de terminologie standardizată sub simbolul de $3L$), care oferă mijloacele cele mai profunde și adecvate pentru scopul urmărit.-

Pentru a avea o privire de ansamblu și pentru a face posibilă o alegere judicioasă dintr-un număr mare de posibilități ce ne oferă această tehnologie, ne vom ocupa, în prealabil, de condițiile în care funcționează aceste elemente, de terminologie, simboluri, mărimi (pentru a păstra același limbaj în lipsă de standarde) și de împărțirea (clasificarea) lor.-

2.1.- Condiții și domenii în care funcționează sistemele. Încă în anul 1967 unul dintre cercetătorii cu renume [35] a întrevăzut domeniul de utilizare a $3L$ -urilor, mai ales al celor dinamice, după un apogeu de optimism și entuziasm din anii precedenți, destul de limitat. Limitele pe care le sesizează sînt în special: viteza jetului (limitată de viteza sunetului) în duze, timpii de comutare și dimensiunile de gabarit. În această situație el acordă o importanță la fel de mare elementelor statice. Această tehnologie nouă, după șapte ani în urma primei publicări în S.U.A. s-a aflat (la nivelul anului 1967) încă în stadiul cercetării fundamentale [35]. Totuși, același autor scrie că domeniile în care această tehnologie va avea un viitor:

- domenii cu raze radioactive (tehnica nucleară);
- domenii în care au loc temperaturi ridicate;
- domenii cu pericol de explozii (ex.industria chimică)
- domenii în care efecte electromagnetice influențează funcționarea comensilor instalațiilor și mașinilor;
- domenii unde se produc accelerații mari;
- domenii unde contează în mod deosebit fiabilitatea și eventual depositarea specială.-

Condiții deosebite de utilizare a SLP-urilor oferă acestea prin faptul că:

- nu necesită transformări de energii (comenzi-execuție);

- energia de alimentare este prezentă (sufiante, compresoare) la o serie de instalații unde își găsesc aplicații (avioane, rachete);

- acolo unde nu s-a instaurat încă o tehnologie matură, SLP-urile pot umple un gol;

- o industrie cu forțe reintroduse în electrotehnică și electronică poate cuprinsă cu eforturi mai mici această nouă tehnologie.-

Contrar acestor păreri de început, nu a trecut decât un an (1968) până a început experimentarea unor elemente bistabile dinamice (cu jet aderent) de presiuni înalte [4, 79] folosite încăși pentru acționarea directă a organelor de execuție cu viteze supersonice în dușe, dar cu frecvență maximă de numai 40 Hz.-

Același autor de mai sus, un an mai târziu, privind critic domeniul de utilizare a SLP-urilor [32] arată că din punct de vedere economic, evoluția acestei tehnologii cade într-o perioadă de timp foarte nefavorabilă prin faptul că există o situație de concurență cu tehnologii mai evoluate și maturate, la care se adaugă încă necunoașterea suficientă și profunză a comportării fizice a fluidelor. Aspectele tehnice dificile care rezultă de aici nu se cuprind decât treptat și destul de lent. Deci nu poate fi vorba de un domeniu tehnic ce revoluționează (- înlocuiește) alte tehnologii evoluate (cu sisteme deja integrate), ci care va coexista prin aplicații raționale în concordanță cu condițiile specifice respective.-

De către alți autori [76] domeniile de utilizare a SLP-urilor se definesc după cum urmează:

- domeniile în care condițiile mediului periclitează funcționarea elementelor electronice și de prelucrare automată a datelor, ca la acționări din aeronautică și cosmonautică;

- acolo unde transformarea semnalelor electrice nu este necesară, adică unde comenzile și organele de execuție

lucrează cu acelaș fel de energie (ex.comenzi la mașini-unelte) și unde acest lucru este justificat din punct de vedere economic.-

Mai complet domeniul de folosire al ELP-urilor se arată într-o altă lucrare [93]:

a.- acolo unde timpii de comutare (conectare), de de-clanșare nu trebuie să fie necondiționat de ordinul nanosecundelor;

b.- unde se cere siguranță în funcționare la temperaturi extreme sau variații de temperatură, la pericolul de explozii, la influența nefavorabilă a șocurilor și vibrațiilor, la influența câmpurilor electrice și magnetice și radiații.-

Pentru a evidenția domeniul de utilizare a ELP-urilor în comparație cu elementele tradiționale, în funcție de timpul

de conectare (comutare) și puteri, s-a reprodus alăturat diagrama după Einsele - Bahr (fig 4).-

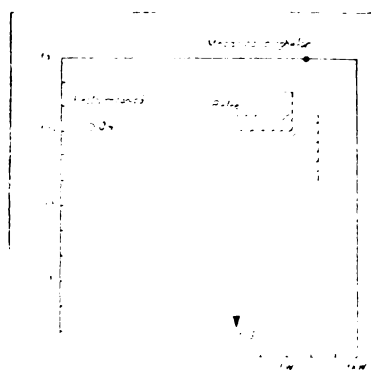


fig.4

de conectare (comutare) și puteri, s-a reprodus alăturat diagrama după Einsele - Bahr (fig 4).-

În concluzie, se poate arăta că funcționarea unui vibrator cere unele din condițiile speciale arătate mai sus în care pot lucra ELP-urile (variații de temperatură, vibrații, șocuri, etc), iar din diagrama Einsele - Bahr rezultă că s-ar încadra în limita extremă ca putere (până la 1 kW). Dar totodată este de subliniat faptul că literatura nu prevede (ca domeniu) utilizarea unui ELP dinamic ca vibrator pentru dezvoltarea forțelor de seci sau sute kgf. și frecvența de sute de Hz. Deci soluția unui astfel de vibrator este nouă, netratată în literatura de specialitate, necesită în continuare un volum însemnat de muncă de cercetare teoretică și experimentală pentru atingerea scopului propus.-

2.2.- Terminologie, simboluri, mărimi. Pentru a menține în continuare un limbaj unic - în lipsa standardelor corespunzătoare -, așa cum s-a mai arătat, ne vom ocupa în cele ce urmează, pe un spațiu restrâns, de terminologie, simboluri și mărimi, folosind literatura de specialitate mai recentă [2].

43, 46, 47, 88, 56). In ce privește elementele, urmează să fie succint descrise în cadrul unui subcapitol referitor la clasificarea lor; în prealabil, s-a considerat să se stabilească denumirea lor cât mai corespunzătoare. Deoarece numărul elementelor logice pneumatice, incluzând și cele statice și evasistatice, este foarte mare și lucrarea de față, pentru scopul urmărit, va folosi un număr restrâns de elemente dinamice, ne vom ocupa numai de terminologia acestora. Elementul trecut în tabelul cu terminologia va fi prevasat cu o singură denumire în cele de mai jos (la punctul 2.2.1.), și nu cu toate denumirile derivate din cea de bază pentru întreaga gamă de funcții logice ce se obțin din elementul de bază (Exemplu: elementul bistabil cu efect Coandă poate funcționa printr-o mică modificare ca element logic TAO. Sub această formă, pentru economii de spațiu nu va figura în "terminologie").-

2.2.1. Terminologia elementelor dinamice active.

lit. e t.	Engleză	Germană	Română (în literatură până 1970) [98]	Termenul propus (pentru prezenta teză)
1.	Turbulente amplifier	Turbulent-verstärker	Element cu jet cu turbulență	Amplificator laminar-turbulent.-
2.	Jet deflection amplifier	Strahlableit-verstärker		Amplificator cu jet liber
3.	Air foil-element	IAT-Element	Element cu derivăția jetului de-a lungul unui perete.	Element profil aripă
4.	Wall attachment element	wandstrahl-element	Element cu derivăția jetului de-a lungul unui perete.	Element bistabil cu efect Coandă
5.	Induction-element	Induktions-element	Element cu derivăția jetului prin frecare viscoasă	Element cu inducție

nr. ort.	Engleză	Germană	Română (în literatură pînă 1970) [98]	Termenul propus (pt. prezentarea) teasă
6.	Bertin-element	Bertin-Element	-	Element Bertin
7.	Cavity-element	Martin-Marie-tta Element I	-	Element cu turbion de sprijin
8.	Diverting-valve	ARI-Element	-	Element bistabil cu blendă
9.	Vortex amplifier	Wirbelkammer-verstärker	Element cu efect turbionar	Element cu efect turbionar
10.	Momentum amplifier	Imperial Eastman-Element	Element tip "efect de moment."	Amplificator de impulsuri
11.	Double leg elbow element	Strahlblö-sung Element	-	Element cu variația zonei de separație
12.	Impact modulator	Gegenstrahl-verstärker	Element cu ciocnirea jeturilor	Element cu contrajeturi
13.	Opposed jet-element	Martin-Marie-tta Element II	-	Element convex cu contrajeturi

Principii de funcționare [88, 89]:

- efect de impulsuri: elementele 2, 10, 14, 15;
- schimbarea regimului de curgere: elementul 1;
- efect Coandă: elementele 3, 4, 6, 7, 8;
- efect Coandă și inducție: elementul 5;
- devierea jetului datorită forțelor centrifuge: elementul 9;
- Variația zonei de separație a jetului: elementul 11;
- întâlnire de contrajeturi: element 12, 13;

2.2.2. Elemente pasive

14.		UND-Glied	-	Element de conjuncție
-----	--	-----------	---	-----------------------

15. Exclusiv- Element de
 oder-Element antivalență

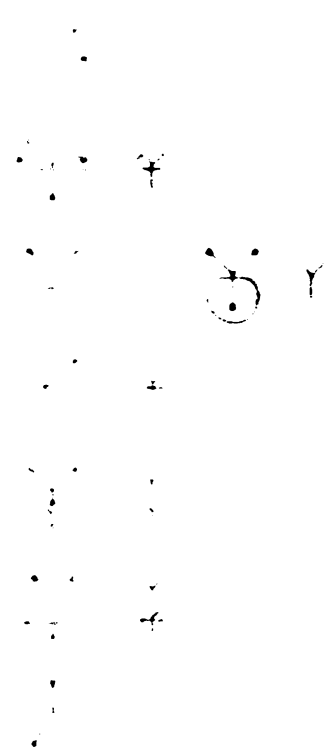
2.2.3.- Terminologia, continuare

- | | | |
|--|---------------------------------------|---|
| 1. HPLP-oscilator
engl.(High
Pressure-Low
Flow)
HPLP-Schwinger,
germ. | Oscilator cu
contrajeturi | Oscilator. Funcționează
pe bază descărcării
unui volum, pres.3,2
kgf.și frecvența max.
12 Hz. |
| 2. Fan-out, engl. | Număr fan-out | Numărul maxim de ele-
mente care pot fi coman-
date prin semnalul de
ieșire al unui element
de bază.- |
| 3. Feed-back, engl. | Circuit de re-
acție inversă | Circuitul care leagă
semnalul de ieșire de
cel de comandă.- |
| 4. Strouhal-Zahl,
germ. | Numărul lui
Strouhal | Raportul între timpul
de comutare și timpul
de transport al masei
de fluid de la duză
la receptor.- |
| 5. Schieberegister
germ. | Registru cu sem-
nal deplasabil | Circuitul cu ELP-uri
în care un semnal este
impins din etaj în
etaj (pentru temporiza-
re, respectiv demulti-
plicarea frecvenței
unui oscilator) |
| 6. Ringschlierstufe
germ. | Staj de numărare
în circuit închis | Circuit cu ELP-uri în
care semnalul circulă
într-un cerc închis
(pentru numărarea
impulsurilor) |

7. Warren-element, engl. Binärteiler resp. Binärzähler, germ.	Element de numără- rare binară	-
8. Flip-Flop, engl.	Element bistabil cu efect Coandă	-
9. Fan-in, engl.	Număr fan-in	Numărul comenzilor (canalele de intrare)
10. Fluidics, engl.	Elemente logice pneumatice (sta- tice, ovasista- tice și dinamice)	Inițial (1966 - 69) s-au inclus în noțiunea de Fluidics numai elemen- tele dinamice [47], ulterior (1972) se cu- prind și cele statice și ovasistatice.-
11. Vent(s), engl.	Canale de aeri- sire	Canalele de eliberarea debitului suplimentar la elemente dinamice - care printre altele - asigură și stabilitatea elementelor în sarcină.
12. Aspect ratio, engl.	raport între a- dâncimea și lă- țimea duzei.	
13. Response time, engl.	Timp de comuta- re	

2.2.4. - Simboluri frecvente. În fig. 5 s-au schițat simbolurile unor elemente care se vor folosi în cadrul experi-
mentărilor; pentru a fi mai sugestive și simple, ele s-au modi-
ficat puțin față de cele străine propuse pentru standardizare
[2]. Astfel:

- fig.5.a. : element bistabil cu efect Coandă;
- fig.5.b. : element bistabil cu efect Coandă cu câte
două canale de ieșire; elementul de bază pentru experimentare,
din care rezultă o serie de dispozitive logice;
- fig.5.c. : Oscilator din elementul bistabil cu
efect Coandă realizat prin conduite de reacție inversă;



- fig.5.c₁: element de numărare binară (warren)
- fig.5.d. : element monostabil cu efect scandă cu funcție de disjuncție;
- fig.5.e. : element de numărare binară realizat din două elemente cu efect scandă;
- fig.5.f. : dispozitiv recuperator de presiune;
- fig.5.g. : element pasiv cu funcție de disjuncție;
- fig.5.h. : rezistența pe conductă;
- fig.5.i. : rezistența și capacitatea.-

2.2.5.- Notarea mărimilor dimensionale și adimensionale:

- Re = numărul lui Reynolds;
- Ma = numărul lui Mach;
- a_0 = viteza sunetului;

Fig 5

- c = viteza jetului în duză;
- λ = numărul lui Strouhal;
- γ = greutatea specifică;
- ρ = densitatea;
- f, ω = frecvența;
- R = constanta generală a gazelor;
- T = temperatura absolută, perioada;
- ν = viscozitatea cinematică;
- y, x = amplitudinea;
- 2θ = unghiul între axele canalelor de ieșire;
- dv }
- a }
- dN }
- tN }
- b_y } = parametrii geometrice ai elementului bistabil
- b_v }
- e }
-

- μ = factor de amplificare;
- K = coeficient de recuperare a presiunii;
- p_s = presiunea de alimentare;
- p_x = presiunea de comandă;
- p_y = presiunea de ieșire;
- Q_s = debit de alimentare;
- Q_x = debit de comandă
- Q_y = debit de ieșire
- A = secțiunea duzei;
- n_f = numărul "fan-out";
- t_c = timpul de comutare.-

2.3.- Criterii generale pentru categorisirea ELP-urilor.

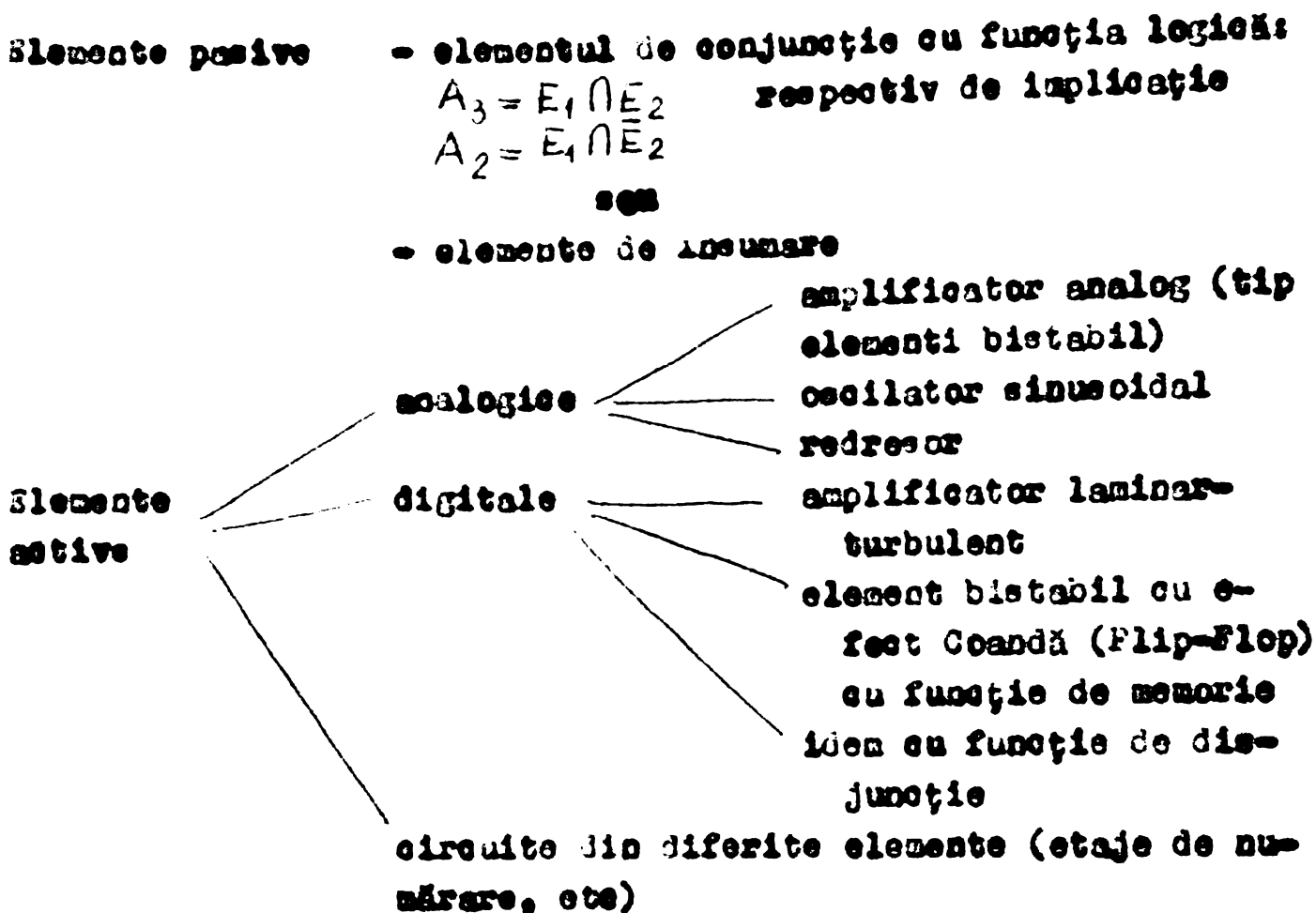
Incepând din anul 1966 se încearcă [92] împărțirea ELP-urilor pe categorii în funcție de principiile de funcționare și variante constructive:

		Presiuni de lucru $k\text{gf/cm}^2$	
- elemente statice	- cu sertărașe convenționale	10	
	- cu pistonage	10	
	- cu membrane duble	1	
	- cu farfurii și membrane	1,5	
- elemente svasistatice	- cu bile	10	
	- cu folii	1	
- elemente dinamice	- cu jet liber	0,001...0,01	} Lățimea duzei; $d_N \leq 0,5\text{mm}$
	- cu jet bista- bil (efect Coandă).	0,01...0,1	

Ar fi de adăugat că presiunile de lucru, așa cum se va demonstra mai jos (în cadrul lucrărilor experimentale) și lățimea duzelor la elementele dinamice, nu au păstrat limitele indicate de autor [92].-

În anii următori (1967 - 1968) apar o serie de dispozitive [77] analogice și digitale derivate din elementele dinamice ca: amplificatoare, oscilatoare, redresoare, dispozitive memorii, dispozitive de numărare, etc.-

Sub denumirea de "elemente logice hidromecanice" (Fluidice)" s-a încercat următoarea sistematizare [77]:



Bahr [2] face următoarele propuneri de standarde:

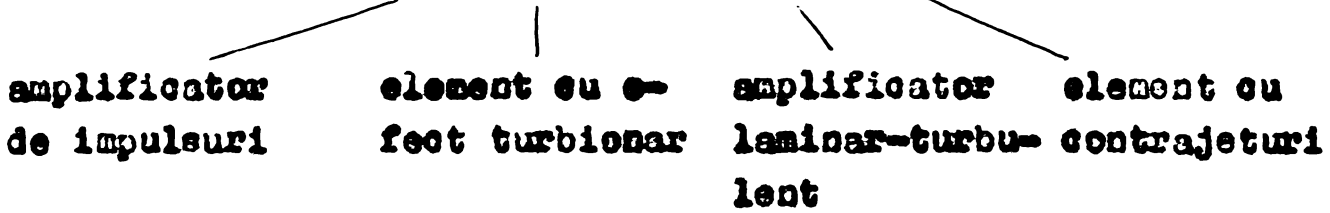
- elemente statice. Definiția: elemente logice pneumatice care funcționează fără curgere permanentă a fluidului pentru toate pozițiile de conectare.-
- elemente evasistatice. Definiția: la utilizarea elementelor, într-una din pozițiile de conectare, nu este necesară curgera fluidului.-
- elemente dinamice. Definiția: funcționarea elementelor necesită o curgere continuă a fluidului în tot timpul funcționării.-

Ca desosebiri funcțional - constructive [2]:

- elemente statice
 - cu pistonaje
 - cu membrane duble
- elemente evasistatice
 - cu bile
 - cu folii
 - cu arc
- elemente dinamice
 - elementul bistabil cu efect Coandă (necesitatea unor pereți fixe pentru aderența jetului)

- elementul cu jet liber (peretele fix nu este necesar dar poate exista pentru conducerea jetului).-

Elementul cu jet liber



C categorisire a elementelor care se menține și astăzi apare în 1972 [40] sub forma:

Elemente logice pneumatice (Fluidics)

ELP

cu piese în mișcare

fără piese în mișcare

stative

evastative

dinamice

Nu necesită o alimentare continuă, factor determinant: presiunea statică

Necesită o alimentare continuă, semnalele de intrare-ieșire: presiunea statică

Alimentarea continuă, determinantă comportarea dinamică

active

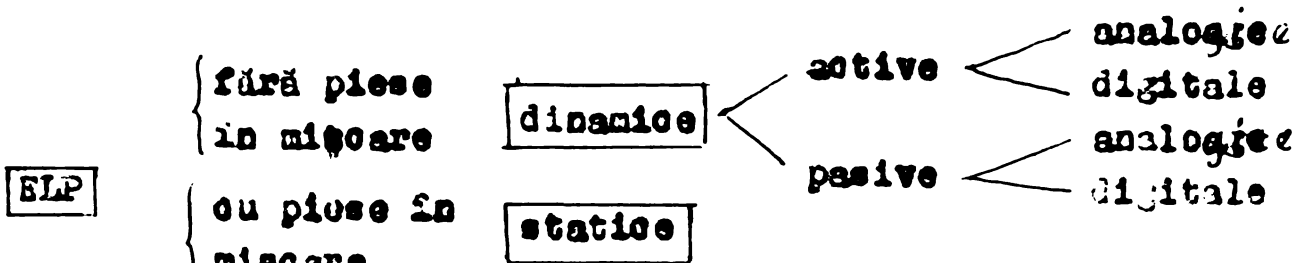
- transmiterea semnalelor cu alimentare cu energie din rețea

pasive

- transmiterea semnalelor fără legarea directă la rețea.-

Se observă că definițiile, mai ales în cazul elementelor evastative, diferă de definițiile lui Bahr 2 și sînt mai puțin exacte.-

În concluzie se va reține, ca clasificare și terminologie pentru cele ce urmează următoarea schemă din 1973, simplificată și bine sistematizată [83] :



Elementele dinamice active au anumite caracteristici constructive comune [82] care (fig. 6) vor sta în atenția

tratării problemei în continuare :

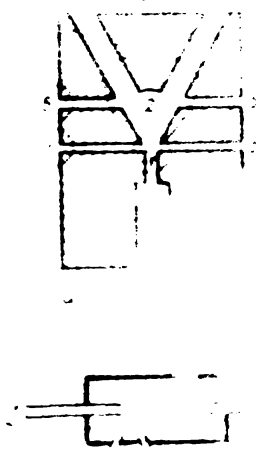


Fig. 6

**Elemente logice
activ-dinamice**

1	2	3	4	5
Dusa de alimentare	Zona de influență a suprafuncționării	Canale de comandă	Canalele semnalelor de ieșire	Canale de aerisire (vent s)

S-au adăugat, față de [82], ca o caracteristică (resp. zonă) în plus: canalele de aerisire.-

2.3.1.1. - Elemente statice și quasistatice. Prin combinarea acestor elemente se poate realiza o serie de funcții logice și nu exclude nici posibilitatea de a construi oscilatoare, dar nu fără piese în mișcare, așa cum se-am propus în cele de mai sus.-

În mod succint, acestea făcând parte din tehnologia nouă a elementelor logice pneumatice, le vom prezenta în cele ce urmează. În general cele statice [40] se împart în elemente cu membrane și cu pistonaje.-

Aspectul constructiv și modul de funcționare al unui element logic denumit "microîntrerupător" (cu membră) sînt prezentate în fig.7 [66].-

De altfel, așa cum s-a mai menționat, se va compara în cele ce mai jos acest tip de elemente statice cu cele dinamice.-

Ca elemente universale (fig.8) se utilizează elementele cu membrane duble [81]. Acestea fiind fiabile, s-a ajuns la un număr mai mare decât 10^9 cicluri (schimbări de poziții de conectare) fără defecțiuni, iar sub apă au funcționat la un număr mai mare de 10^6 cicluri.-

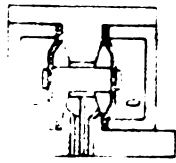


Fig. 8

Glaettli [33] a conceput chiar un sistem de circuite cu elemente din pistonaje pentru a realiza un dispozitiv de memorii (fig.9)

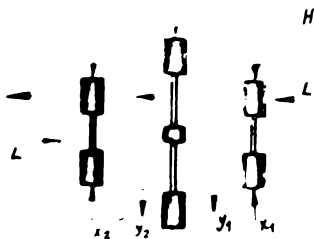


Fig. 9

L : intrarea aerului de acționare,

H : intrarea aerului ajutător

X_1, X_2 : semnale de comandă

Y_1, Y_2 : semnale de ieșire

Presiunea aerului ajutător H, care joacă un rol de element static (arc) este mereu inferioară presiunii aerului de acționare L. Cu aceste elemente (pistonaje) se poate ajunge la gabarite destul de reduse.-

Este interesant de menționat că, chiar cu elemente statice cu mai multe membrane [60] s-au obținut circuite cu așa numitele "elemente universale" (fig.10) Cu aceste elemente s-a

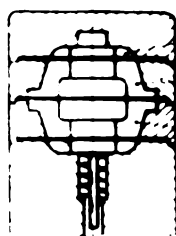


Fig. 10

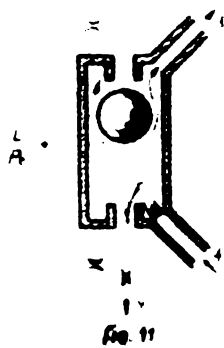
ajuns la un număr mare de cicluri (10^8), dar s-a înregistrat și dezavantajul [67] vitezelor mici de comutarea semnalelor care corespund cu frecvențe maxime de numai 20 Hz. În afară de elementele statice schițate mai sus există și alte

variante constructive, care funcționează prin încălcări și descărcări ale unor arcuri spirale (prin forța de presiune a aerului) [16], elemente de construcție simplă care pot realiza funcțiile logice de conjuncție, disjuncție, etc.-

Elementele c v a s i s t a t i c e față de cele statice au anumite avantaje care rezidă în renunțarea la precizia de execuție, deoarece etanșarea nu reprezintă o condiție de funcționare și pot avea gabarite foarte reduse. Jasele mici care le mai au în funcționare permit frecvențe mari, deci timpi mici de comutare a semnalelor. Din ele se pot alcătui circuite destul de complexe și probabil și oscilatoare de putere mică (dacă se preferă frecvențe mari).-

In cele ce urmează se vor examina succint două exemple: elementul cu bilă și elementul cu folie.-

Elementul cu bilă [64] funcționează conform fig.11 :



Dacă se încerează canalul 3 cu o presiune de nivel p_2 - sau se obturează orificiul canalului 3 - bila se va deplasa în jos obturându-se orificiul 2 și semnalul de ieșire y dispăre; fenomenul se inversează când același lucru se întâmplă la canalul 4.-

S-au construit asemenea elemente cu bile de \varnothing 5 mm. cu curse de 0,2 mm. având timpi de comutare de numai $50 \mu s$.

Elementul cu folie [1] realizează

funcția logică de negație. In poziția din fig.12 semnalul de comandă $X=0$, iar semnalul de ieșire $y \neq 0$. Dacă se aplică elementului un semnal de comandă X , semnalul de ieșire y dispăre.-

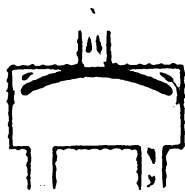


Fig. 12

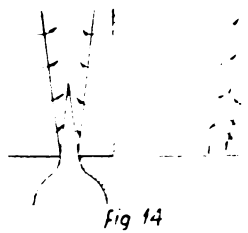
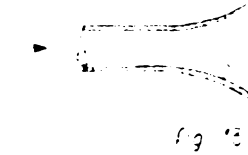
X	y
0	1
1	0

La un element cu diametrul foliei de 8 mm. și grosimea de 0,05 mm. cursa de 0,7 mm, diametrul canalelor de 2 mm. se realizează, la presiuni de 0,1... 0,2 $kgf.cm^{-2}$, timpi de comutare de $100 \mu s$. Se vede că la legarea canalelor X și Y în scurtcircuit (reacție inversă) se poate realiza un oscilator de înaltă frecvență de putere redusă.-

2.3.2.- Elemente dinamice cu funcții logice. Deoarece noul tip de vibrator se bazează pe un număr redus de piese mecanice în mișcare, se va acorda o atenție deosebită elementelor logice pneumatice respective adică celor dinamice, pentru a putea face comparații cu cele statice și a alege cele necesare.-

2.3.2.1.- Fenomene fizice care stau la baza construirii și funcționării elementelor dinamice. Spre deosebire de aparatele de comandă obișnuite, care la conectare respectiv deconectare, execută mișcări și sînt cu atare supuse uzurii, elementele luate în studiu, dirijează jeturi de aer conform unor principii și fenomene fizice și pot efectua anumite funcții de comandă sau pot transmite puteri. Aceste elemente funcționează în regim dinamic și necesită un consum permanent de aer. Realizarea și

evoluția lor are la bază mai multe lucrări tehnico-științifice, din care se consideră demne de a fi menționate în cele ce urmează [94]:



- aerodinamicianul Prandtl a descoperit (1904) că un jet de aer poate fi deviat printr-un difuzor (fig.13).-

- inginerul român Henry Coandă a descoperit că un jet de aer aderă la un perete apropiat și poate rămâne "lipit" de el în anumite condiții [7, 48] . (Fig.14).

- americanii Moore și Klein au descoperit (1950) că un jet de aer transmis printr-un difuzor cu un unghi mare de deschidere poate fi dirijat în trei poziții stabile (fig.15).-

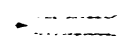
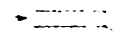
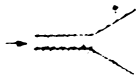


Fig 15

"Efectul Coandă" (Fig.14) se explică după cum urmează: un jet de fluid care iese dintr-un tub (duză) și este turbulent preia în permanență particule de aer din împrejurimi. Lățimea jetului crește permanent,

iar viteza medie a jetului scade proporțional cu îndepărtarea lui de la duză. Particulele preluate de jet se înlocuiesc permanent, ceea ce face ca să se nască un curent secundar în jurul jetului. La jetul liber acest curent secundar este însă dispus simetric în jurul jetului. Dacă se află însă un perete în imediata vecinătate a jetului se perturbază simetria curentului secundar și jetul este deviat, se "lipește" de perete [7].-

Pe aceste fenomene fizice americanii Bowles, Morten și Warren [12] au construit baza SLM-urilor cu regim dinamic în cadrul cercetărilor efectuate în laboratoarele Mary Diamond coordonate de U.S. - Army (1950 - 1960). În același timp s-au efectuat o serie de cercetări și aplicații în diferitele centre europene, în 1956, T.H.Stuttgart, IAB - Zürich, Birmingham, etc.

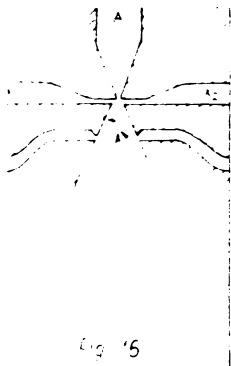
2.3.2.2.- Elemente dinamice strict digitale. În funcție de dependența semnal/intrare - ieșire se deosebesc elemente analogice și digitale. În continuarea lucrării elementele analogice nu se tratează, deoarece cad în afara preocupărilor pentru scopul

urmărit și de altfel porțiunea liniară a caracteristicilor lor fiind relativ redusă. La elementele digitale semnalul de ieșire are loc numai după ce cel de intrare a atins o anumită intensitate. Aceste elemente au doar două stări de semnal.-

Toate conexiunile și circuitele logice, în practică necesare, se pot realiza cu un număr restrâns de elemente. În principiu se poate realiza majoritatea funcțiilor chiar printr-un singur element, denumit elementul funcției NOR (= nici) constituit din două funcții (de conjuncție și disjuncție) [94, 44].-

Pe baza efectului Coandă se poate realiza o serie de astfel de elemente: elementul bistabil, denumit și "flip-flop" sau "memorie", elementul cu funcție NOR, etc.-

2.3.2.2.1.- Elementul bistabil (fig. 16). Acest element



are o formă perfect simetrică, un canal de conectare la rețea "A" care sfârșește cu două în intersecția canalelor de comandă X_1, X_2 și de ieșire Y_1, Y_2 ; în afară de aceste canale are două fante de "respirație" a_1 și a_2 (pentru eliminarea fluidului în plus).-

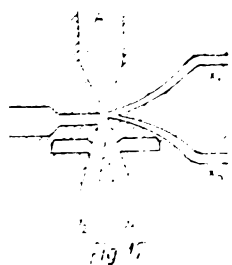
Funcționarea elementului: admitem că inițial un jet de aer parcurge canalul Y_2 . Datorită depresiunii create la intrarea canalului X_2 , jetul Y_2 rămâne aderenț la peretele canalului Y_2 . Dacă această depresiune se perturbă printr-un semnal (presiune) de la X_2 , jetul de aer, la atingerea unei valori critice de presiune, este deviat și își schimbă direcția trecând la Y_1 , unde rămâne aderenț și după încetarea semnalului X_2 . Se observă și funcția de memorie a elementului. Timpul de comutare, adică timpul de schimbare a poziției jetului Y_1 la Y_2 sau Y_2 la Y_1 , poate fi mai mic decât 0,5 ms [94, 44], deci frecvența poate fi mai mare decât 10^3 Hz.

În afară de această funcție, elementul bistabil are și un rol de amplificator al semnalelor de comandă: debitul și presiunea pot fi amplificate de 10 pînă la 25 ori (a se vedea rezultatul experimental la cap. 3).-

Elementul devine stabil (insensibil la variații de presiuni în sarcină) mai mult prin cele două orificii de aerisire

și (vezi capitolul 3). Astfel se elimină autoexcitările, adică schimbarea canalelor de ieșire y_1 și y_2 fără semnalele de comandă x_1 și x_2 .-

2.3.2.2.2.- Elementul NOR. Așa cum s-a mai arătat acest element (fig.17) poate avea mai multe funcții. Este un element simetric, derivat din elementul bistabil, are la fel un canal de conectare la rețeaua "A" și mai multe canale de comandă $x_1 \dots x_n$, care se află într-o



singură parte a elementului, două ieșiri

y_1, y_2 . Elementul are o singură stare de stabilitate, atunci când semnalele de comandă sînt inexistente (corespunzătoare cu semnalul de ieșire y_1). În cazul când există un singur semnal de intrare x_1 semnalul de ieșire devine y_2 , dar după încetarea semnalului elementul revine în poziția sa de stabilitate y_1 .-

Cu elementul NOR se poate realiza o serie de funcții logice. Astfel:

- funcția de disjuncție (SAU) dacă există un semnal $x_1 \cup x_2 \cup \dots \cup x_n = y_2$,

- funcția de negație (NU), care este îndeplinită cu condiția apariției semnalului de ieșire y_1 la semnalul de intrare $x_1 \cup \dots \cup x_n$ egal cu zero;

- funcția NOR (nici) prezentată mai sus: $y_1 = \overline{x_1 \cup x_2}$

Elementul NOR este ca și elementul bistabil un element activ și lucrează ca stare și ca amplificator. Numărul "fan-out" al elementului poate fi în mod obișnuit egal cu 4 [44, 45] ceea ce înseamnă că, cu semnalul de ieșire al elementului se pot conecta alte 4 elemente în condiții normale de funcționare.-

2.3.2.3.- Alte elemente care pot realiza funcții digitale. Pe lângă efectul comandă se poate utiliza efectul impulsului [94] a două jeturi care deviază un jet rezultat în obținerea de funcții logice. Aceste elemente se mai numesc și amplificatoare de impulsuri și în sens restrîns nu au deci un caracter strict digital, deoarece intensitatea jetului de ieșire depinde de semnalul de intrare. Cu forme geometrice adecvate totuși aceste elemente pot îndeplini funcții digitale.-

Funcțiile logice cele mai importante pe care le pot realiza aceste elemente sînt:

- conjuncția (funcția ȘI)
- antivalența (funcții exclusiv SAU)
- echivalența.-

2.3.2.3.1. - Elementul ȘI (Conjuncția). Acest element

(fig.18) are două intrări X_1 și X_2 și o singură ieșire Y . Semnalul de ieșire Y are loc numai cu condiția existenței semnalelor de intrare $X_1 \cap X_2$ simultan. Pentru execuția elementului este important de reținut că funcționează și

în regim laminar și turbulent, iar presiunea de ieșire poate fi 80 % din cea de intrare [94]. Elementul este din categoria celor **p a s i v e**.-

2.3.2.3.2. - Elementul EXCLUSIV SAU (antivalența). Modul

de funcționare al acestui element p a s i v rezultă din fig.19: numai dacă există un semnal de intrare $X_1 \cup X_2$ există și un semnal de ieșire Y . Dacă există ambele simultan $X_1 \cap X_2$ jetul iese în atmosferă.-

2.3.2.3.3. - Elementul cu funcția de echivalență (fig.

20). Element pasiv, funcționează după cum urmează: semnalul Y are loc numai dacă semnalele de intrare X_1 și X_2 sînt de aceeași intensitate. Din punct de vedere constructiv este asemănător cu elementul bistabil, iar unghiul celor două canale

spre atmosferă este așa de mare încît nu poate avea loc efectul Coandă.-

2.3.2.3.4. - Elementul cu funcția NOR pe baza efectului

transferenței curentului laminar în cursare turbulentă. Convențional,

în terminologia de mai sus, elementul a fost denumit "amplificator laminar - turbulent". Tubul de alimentare A (fig.21)

Fig. 21

și tubul de captare y sunt astfel dimensionate încât curgerea fluidului să aibe un regim laminar. În aceste condiții va exista un semnal y la ieșire. Dacă intervine un semnal $X_1 \cup X_2 \cup \dots \cup X_n$ și $X_1 \cap X_2 \dots X_n$, curgerea devine turbulentă și semnalul dispare. Elementul face parte din cele **a c t i v e** și lucrează și ca amplificator (se consideră că semnalele slabe $X_1 \dots X_n$ dirijează presiuni și debite mai mari ale semnalului de ieșire).-

Interesante pentru acest element (nu numai pentru cazul particular al funcției ICR prezentată mai sus) sînt două lucruri demne de reținut pentru o eventuală folosire în practică:

- există o analogie perfectă cu elementul electronic (fig. 22);

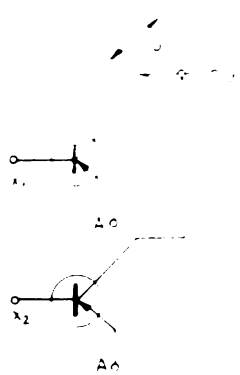


fig. 22

- cu ajutorul amplificatorului laminar-turbulent se pot constitui toate funcțiile logice ca și cele ce se realizează cu elementele cu efect scandă și cu efectul impulsului, chiar mai multe. Funcțiile de inhibiție, implicație și sheffer nu se pot realiza în mod obișnuit cu elemente cu efect scandă și impuls, dar acestea sînt realizabile cu amplificatorul laminar-turbulent [94].-

2.3.2.4.- Compararea elementelor statice și dinamice în privința realizării funcțiilor logice. în tabela 1 [94] s-a

№	Funcție	Elemente	Realizare
1	AND	Elemente cu efect scandă	...
2	OR	Elemente cu efect scandă	...
3	NOT	Elemente cu efect scandă	...
4	Elemente cu efect impuls
5	Elemente cu efect impuls
6	Elemente cu efect impuls
7	Amplificator
8	Elemente cu efect impuls
9	Elemente cu efect impuls
10	Elemente cu efect impuls
11	Elemente cu efect impuls

tre-
out -
in
urma
anali-
telor
de mai
sus -
o se-
rie de
date
compe-
rative

privind realizarea funcțiilor logice cu elemente statice și dinamice, observându-se că majoritatea funcțiilor logice sînt realizabile cu elemente dinamice, deci cu elemente care nu au piese mecanice în mișcare. Rămîne ca în cele de mai jos să se analizeze dacă aceste elemente dinamice într-adevăr satisfac condițiile impuse pentru a realiza un nou tip de vibrator de compactare, inclusiv aparatul de varierea frecvenței și funcțiile de amplificare.

2.3.2.5. - Elemente dinamice speciale noi, apărute în ultimul timp. În afară de elementele dinamice de forma cunoscută în cele precedente, au apărut, în ultimul timp, o serie de elemente dinamice, majoritatea derivate din elementul bistabil cu efect Coandă; au formă constructivă specială care modifică și parametri funcționali obișnuiți. Principalele elemente le vom

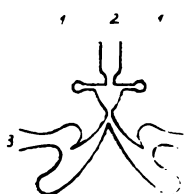


Fig. 23

descrie pe scurt în cele ce urmează în vederea cunoașterii particularităților acestora. - Elementul cu funcția de memorie cu p l i n i e (fig. 23) în prelungirea duzei, are nevoie de o presiune de comandă de numai 1,5 % din presiunea de aliniere, ceea ce corespunde cu o

amplificare μ de cea de 60 ori (1) și are un număr fan-out de 20 (1 loc de 4 cit s-a cunoscut pînă atunci) [20]. Mai tîrziu acest element a apărut sub denumirea de element Bertin [19].

Dacă se aplică o înclinare ușoară duzei, acest element bistabil se transformă într-unul monostabil cu funcția OR - NOR.-

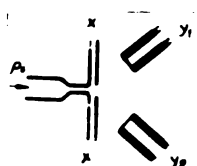


Fig. 24

Alte elemente noi, de exemplu amplificatorul [50, 86] cu jet liber (fig. 24), au la bază principii mai de mult cunoscute (din 1931)

[74]: efectul impulsurilor jeturilor în element.

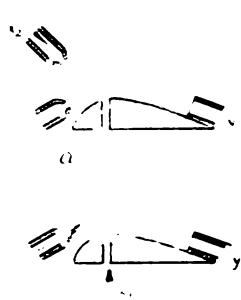


Fig. 25

Din fig. 25 rezultă modul de funcționare a elementului cu profil de aripă [97]. Sub acțiunea semnalului X_1 elementul este deconectat, iar la semnalul X_2 jetul va urmări din nou profilul aripei.-

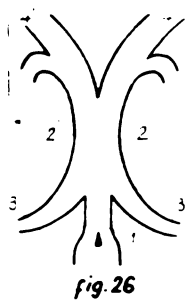


Fig. 26

Elementul cu inducție (fig. 26) funcționează după cum urmează: în lipsă de jet de comandă, jetul principal nu este aderent la nici unul din pereți 2, 2'. Un fluid ce iese din canalul de comandă 3 va fi aderent la peretele 2 pe baza efectului Coandă. Prin forțele de vâscozitate care interacționează între jetul de comandă și jetul principal, acestea se atrag ("inducție"). Jetul principal este astfel deviat pe canalul de ieșire 4 [61].-

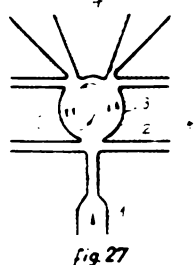


Fig. 27

Elementul cu turbion de sprijin din fig. 27 se caracterizează printr-o mare stabilitate a jetului în sarcină [63]. Jetul turbulent aspiră de-a lungul peretelui 2 din mediul fluid 3 și creează o depresiune în această zonă. În același timp, prin forma curbată a penei 5, deviază o parte din jet și se formează o circulație inversă a fluidului (5), care împreună cu depresiunea (3) dă o stabilitate mare jetului.-

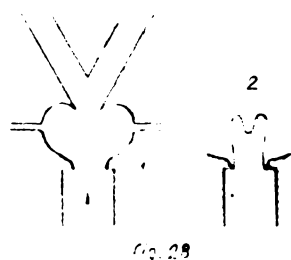


Fig. 28

În locul duzei se poate realiza o blendă în cazul elementului bistabil (fig. 28), ceea ce determină un alt profil în repartizarea vitezelor (fig. 28 - 2). Jetul principal este deviat direct de la muchia blendei în cazul unui semnal de comandă. Față de elementele convenționale, elementul cu blendă are gabarite reduse datorită eliminării lunginii duzei. Problema este importantă în tendințele de miniaturizare. Elementul a fost folosit cu succes în cazul utilizării lichidelor [3].-

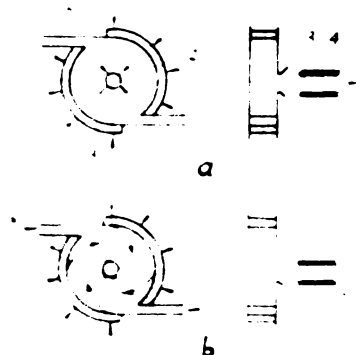
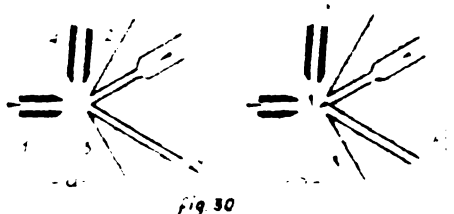


Fig. 29

Elementul cu efect turbionar (fig. 29) are în multe cazuri un perete poros (1) prin care intră fluidul în camera (2), prin duza (3) este captat ca semnal de ieșire în tubul (4). Dacă se aplică un semnal canalelor tangențiale (5) semnalul γ tinde spre zero. (Fig. 29 - b).-

Acest lucru se întâmplă datorită faptului că particulele de fluid, în urma aplicării jetului de comandă, sînt forțate să circule pe traiectorii spirale. În consecință particulele, pe lîngă componenta de viteză în direcția axului tubului (4) obțin datorită forței centrifuge și o componentă perpendiculară pe acest ax și își schimbă direcția de ieșire din duza (3) (fig. 29.b), formînd un aspect de pilnie. Este interesant de menționat că există un volum însemnat de literatură de specialitate care tratează principiile de funcționare și variante constructive ale acestui element [13, 38, 78].-

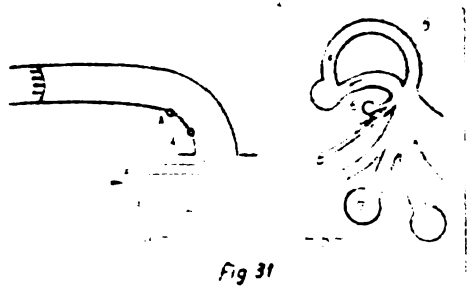
Amplificatorul de impulsuri face parte din categoria elementelor cu două duze de alimentare



[26, 78]. Modul de funcționare a elementului rezultă din fig. 30. Jeturile din duzele 1 și 2 se întîlnesc și produc semnalul de ieșire y . Dacă se introduce în canalul 4 un semnal x ,

semnalul de ieșire y dispare (fig. 30.b.) iar în canalul 5 apare o depresiune datorită efectului de aspirație a jeturilor. Acest element se caracterizează mai ales printr-o amplificare mare a presiunii de comandă p_x .-

Elementul cu variația zonei de separație (fig. 31)



este unul din elementele construite mai recent (1967) și se bazează pe varierea lungimii zonei de separație care are ca efect devierea jetului

într-unul din canalele de ieșire y, y_1 . Această variație a lungimii de separație [90] are loc într-un tub curbat (fig. 31 a).-

Fenomenul fizic care determină funcționarea elementului constă în următoarele: la curgerea fluidului prin canalul curbat se nasc forțe centrifuge de mărimi diferite care acționează asupra particulelor la peretele interior și exterior. Astfel în absența unui semnal de comandă prin canalul 3 se obține profilul de repartiție a vitezelor 2 corespunzător punctului de separare A' .

Aplicându-se un semnal de comandă (3) punctul de separare a jetului se deplasează din A' în A , iar jetul capătă un alt profil de repartizare a vitezelor și este deviat spre peretele exterior al canalului (fig.31.a). Aceasta înseamnă că un jet separat în punctul A' are un impuls mai mic decât jetul deviat în punctul A , deoarece în ambele cazuri masa de fluid este aceeași.-

Pe acest principiu se bazează și funcționarea elementului (fig.31.b.). Orificiul 3 reprezintă locul alimentării. De aici jetul se bifurcă și circulă prin canalul 4 și 5, are semnalul corespunzător de ieșire în 7. Sub acțiunea semnalului de comandă X prin canalul 6 jetul se comută în canalul corespunzător 7.- Caracteristica principală a elementului rezidă în factorul mare de amplificarea debitului |98|.-

Un element construit tot în anii din urmă, dar mai recent (1964) este elementul cu contrajecturi |6, 87, 40|. Modul de funcționare: jeturile libere axiale, care ies din duzele 1 și 2, cu diametre de 0,62 mm |87| se întâlnesc între bleندا 3 și camera 4, producând un jet radial.

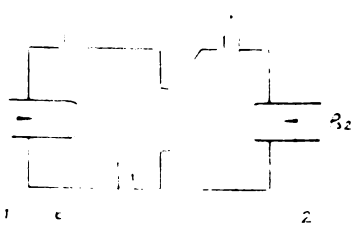


Fig. 32

În această situație are loc un semnal de ieșire Y . Dacă se aplică canalului 5 un semnal X (canalul 5 are diametrul de 0,27 mm |87|), se diminuează efectul jetului ce iese din duza 1 și ca

urmare jetul radial se deplasează din camera 4 în camera 6 și presiunea are legătură cu atmosfera, semnalul Y dispare. (fig.32).-

În fig.33 sînt prezentate caracteristicile unui astfel de element cu numele "fan - out" aferente după |87|, la o presiune de alimentare de $p_s = 700$ mm col apă.

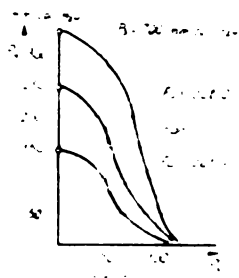


Fig. 33

Împulsul de comutare foarte redus de numai $300 \mu s$ reprezintă caracteristica principală a elementului.-

In fig. 34 este prezentat un element apărut în anul



1969 denumit (în traducere, a se vedea "terminologia") "E l e m e n - t u l c o n v e x c u c o n - t r a j e t u r i". Aici, jetul radial produs de cele două contra-

jeturi 1, 1' nu este stabil datorită pereților convecși 2, 2' și la un semnal de comandă 4 jeturile se separă și aderă la pereții 2 și 2' și produs semnalele de ieșire y . La schimbarea semnalelor (prin canalele 4') de comandă, semnalele de ieșire se comută în y_1 [73].-

Cu prezentarea elementelor noi de mai sus nu s-a epuizat numărul celor mai recent apărute. În cele ce urmează se va schița una dintre tendințele mai noi în domeniul ELP-urilor și anume elementele cu funcții combinate sau m u l t i f u n c - ț i o n a l e .-

O sinteză a tendințelor noi (1974) o face un centru (vest) european de cercetare [17] ocupându-se în mod special de posibilități și de ultimele realizări în crearea unor elemente tipisate universale și multifuncționale. Perspective în aplicații practice se întrevăd în realizarea unor module de elemente standardizate care oferă prin producerea unor conexiuni de disjuncție elemente universale cu mai multe funcții [80]

Un exemplu de element universal și multifuncțional



Fig 35

se arată în fig. 35.- Așa cum este el schițat în siluetă îndeplinește următoarele funcții logice:

$$X_1 \cup X_2 = y_1$$

$$X_3 \cap X_4 = y_2$$

Principiul acționării comensilor este diferit de cel cunoscut la elementul bistabil. Aici, prin prezența unui semnal X_1 sau X_2 se crează o depresiune în canalul a și jetul de ieșire este deviat spre y_1 . În mod analog, dar nu identic, se întâmplă cu comensile X_3 și X_4 ; numai dacă acționează ambele în același timp (X_3 și X_4) se crează depresiunea necesară în canalul b pentru a trece jetul în poziția y_2 [95].-

2.3.2.6. - Stadiul fabricării MLP-urilor dinamice pe plan mondial. Din numeroasele elemente descrise mai sus nu se poate cunoaște exact care din ele a ajuns în stadiul de fabricație industrială, totuși există în unele cazuri însemnări în literatura de specialitate [88, 87] și în prospectele unor firme producătoare europene se oferă un număr mare de elemente cu diverse funcții logice [44, 46, 45], sub formă de elemente sau dispozitive sau chiar circuite integrate. În cele ce urmează se vor indica elementele și producătorii respectivi, deoarece se considera că, elementele logice care au ajuns să se producă au un grad mai mare de maturizare pentru a fi utilizate la noul tip de vibrator. Astfel se realizează:

- Amplificator laminar-turbulent : Bailey Motor Comp. SUA, Howie Corp. SUA, Martonair Druskluftsteuerungen Alpen RFG, Maxam Power Ltd. Anglia, Maxam Pneumatic G.m.b.H. Düsseldorf, RFG, Automatic Switch Comp. SUA, Controlasco N.V. - Olanda, Pitney - Bowes SUA.-
- Amplificator cu jet liber: Aviation Electric Ltd - Canada, Parker Hannifin Corp. SUA, Waircom, Düsseldorf RFG, General Electric Co. SUA, Inova - RSC.-
- Element bistabil cu efect Coandă: Aviation Electric Canada, Bekaert Engineering N.V. Belgia, Robert Bosch Stuttgart RFG, Bowles Fluidics Corp. SUA, British Aircraft Corp. Anglia, British Fluidics and Controls Ltd. Anglia, Contraves A.G. Elveția, Hoerbiger Pneumatic G.m.b.H. Schonau RFG, Corning Glass Works. SUA, General Electric Co. SUA, Imperial RIV S.r.l. Italia, Inova RSC, Knorr Bremse München RFG, C.A. Norgren Co. SUA, De Limon Fluhme Co. Düsseldorf RFG.-
- Element Bertin: Société Bertin et Co. Franța.-
- Element cu turbion de sprijin: C.A. Norgren Co. SUA De Limon Fluhme Co, RFG.

- Element cu efect turbionar: General Electric Co. SUA
- Amplificator de impulsuri: Imperial Eastman Corp. SUA.-
- Element cu contrajeturi: Johnson Service Co. SUA.-
- Oscilator cu contrajeturi: Fluidonics Division (I.T.S. Imperial Corporation) SUA.-

2.4.- Alegerea elementelor pentru funcții de oscila-
toare, amplificatoare și pentru demultiplicarea frecvenței
(în vederea experimentării). Pentru realizarea vibratorului de compactare de tipul nou se pot utiliza din numeroasele elemente prezentate în cele precedente numai cele ce pot îndeplini funcțiile care fac parte din funcțiile vibratorului, adică elementele care pot funcționa ca oscilatoare, amplificatoare și ca variatoare de frecvență. De asemenea - conform condițiilor impuse la capitolul 1 - elementele ce se vor construi pentru a fi experimentate, în vederea obținerii unor soluții optime, vor fi analizate după următoarele criterii:

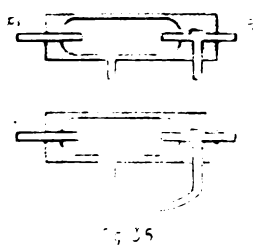
- să permită funcționarea de la câteva zeci până la sute de Hz, deci să aibe o bandă mai largă de frecvențe;
- să funcționeze într-un regim de presiune cât mai ridicată pentru a obține forțe perturbatoare corespunzătoare;
- să se caracterizeze printr-o simplitate constructivă;
- să fie universale, deci adaptabile la mai multe funcții (de oscilatoare, amplificatoare și variatoare de frecvență) prin mici modificări;
- să nu aibe piese mecanice în mișcare;
- elementul să se afle în fabricație, deci să fie pe cât posibil maturizat tehnic pentru aplicații.-

Pentru o examinare atentă se va studia mai jos pe cele trei funcții (oscilatoare, amplificatoare, demultiplicarea frecvenței) posibilitățile de realizare a funcțiilor din diferite elemente, aplicându-le condițiile de mai sus.-

2.4.1.- Oscilatoare posibile din ELP-uri dinamice. Se exclud aici elementele statice și quasistatice, deoarece acestea

toate conțin piese în mișcare. În principiu, dintr-o serie de elemente dinamice mai sus prezentate se pot constitui oscilatoare. Excluzând elementele care nu pot, în condiții normale, sau printr-un minima de modificare, să funcționeze ca oscilatoare, totuși variantele constructive posibile sînt de un număr relativ mare.-

Oscilatorul constituit din elementul clasic l a m i -



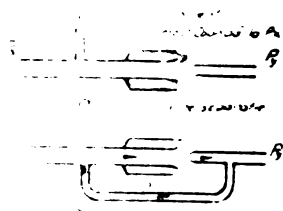
s a r - t u r b u l e n t (fig. 36) funcționează pe baza principiului cunoscut de a transforma un jet laminar într-unul turbulent (2.3.2.3.4.). Anulînd comensile externe

(P_X) și introducînd în locul lor un circuit de reacție X_T se realizează un oscilator (fig. 36.b) care va furniza pulsații într-un singur sens.-

Caracteristicile funcționale ale unui astfel de oscilator rezultă din proprietățile elementului laminar - turbulent |76, 91, 28, 24, 87|.-

Din punct de vedere constructiv oscilatorul este ușor realizabil, dar presiunea de alimentare trebuie menținută foarte joasă pentru întreținerea regimului laminar de curgere a fluidului și din această cauză complică partea de amplificare care trebuie să se realizeze cu alte elemente. Deci rezultă un circuit cu mai multe tipuri de ELP-uri contrar condițiilor de mai sus.-

Oscilatorul pe baza elementului descoperit și utilizat de Roland |65| este în fond un element laminar - turbulent, iar la acționarea comensilor (P_X), jetul devine turbu-



lulent și aderent la țeava exterioară prin efectul coanda (fig.37). Se pare că elementul devine astfel mai stabil (față de variația sarcinii exterioare). Prin intercalarea unei reacții inverse poate de-

veni oscilator ca și elementul laminar - turbulent, avînd aceleași avantaje și dezavantaje.-

Din elementul de **i n d u c ȳ i e** (2.3.2.5.) 61 a cȳrui funcȳionare s-a descris mai sus, se poate obȳine, prin intercalarea circuitelor de reacȳie inversȳ și un oscilator (fig.38).



Fig. 38

Elementul încă nu este în fabricaȳie de serie și se poate presupune cȳ nu este maturizat tehnic sau existȳ reȳineri din cauza formei mai complicate care atrage dupȳ sine și complicaȳii tehnologice de fabricaȳie.

Oscilatorul constituit dintr-un element cu **t u r - b i e n ȳ e s p r i j i n** (fig. 39) 63 este în fond un element bistabil cu efect Coandȳ;

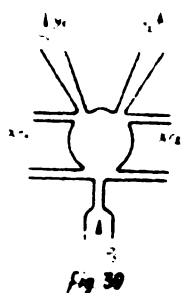


Fig. 39

oscilatorul se obȳine ușor prin introducerea celor douȳ reacȳii inverse

. Deoarece se poate obȳine o stabilitate suficientȳ a jetului în sarcinȳ și în cazul elementelor

bistabile obișnuite pentru scopul urmȳrit, efortul de a construi un astfel de element special nu este justificat,-

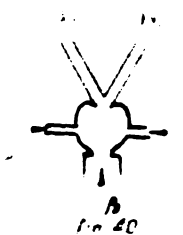


Fig. 40

Aceleași considerente sȳnt valabile și pentru oscilatorul cu **b l e n - ȳ ȳ** (fig.40) 3 . Utilitatea lui ar fi justificatȳ numai atunci cȳnd intervine problema de miniaturizare (2.3.2.5.).-

Din elementul cu **v a r i a ȳ i a z o n e i d e s e p a r a ȳ i e** (fig.41) 98 se poate realiza un element

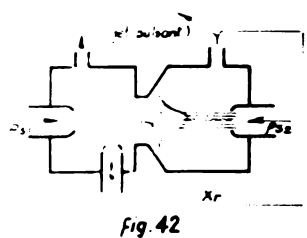


Fig. 41

pulsatoriu prin intercalarea circuitului . Semnalul va fi cel pulsant. Configuraȳia geometricȳ a elementului este complexȳ și nici literatura de specialitate nu prevede producȳtori. Presiuni mai mari de ali-

mentare ar putea sȳ constitui probleme, eventual sȳ periclitese funcȳionarea elementului.-

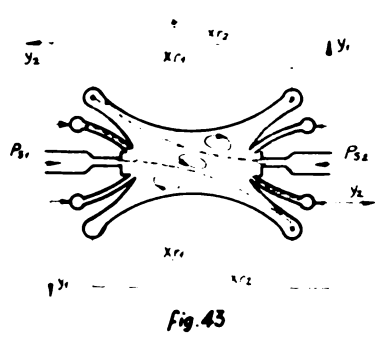
Configurația geometrică a unui element ^{pulsatoriu} rezultă din elementul cu c o n t r a j e t u r i reproducă în fig.42 |6, 87, 40|.



Funcționarea elementului este interpretată în (2.3.2.5.) fig.32. Din caracteristicile fig.33 rezultă că la

presiunea de alimentare de 700 mm col apă pentru semnalele de nivel mai mari decât 100 mm col apă numărul "fan - out" (pentru presiuni de ieșire mai mari) devine zero, ceea ce ar produce greutăți în amplificarea presiunii de ieșire. La aceste dificultăți se adaugă faptul că pentru aplicare să se utilizeze alte elemente, eventual statice.-

Oscilatorul construit pe baza elementului c o n t r a j e t u r i

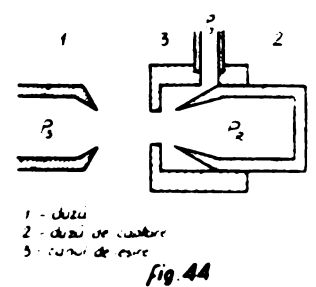


are o formă geometrică complicată (fig.43). Funcționarea elementului este descrisă la (2.3.2.5.) fig.34. Pentru a deveni oscilator, sînt necesare în plus reacțiile inverse X_{r1} și X_{r2} .

doi perechi.-

În cele de mai jos se va vedea că nu este necesară o astfel de complicație pentru a obține oscilatoare din elemente dinamice.-

Oscilatorul cu c o n t r a j e t u r i (fig.44) nu este construit dintr-un element din cele parcurse mai înainte, ci a apărut ca oscilator de la început (1959) |87|.



Din duza 1iese un jet de mare viteză ($P_s = 2,4 \dots 3 \text{ Kg.f.cm}^{-2}$) și intră în duza de captare 2, continuat de un volum. În momen-

tul cînd presiunea P_R atinge o valoare critică are loc descărcarea volumului, ceea ce duce la un jet în sens contrar. Se naște o undă de presiune ridicată care se propagă spre duza de captare și face să crească presiunea de ieșire P_y . După aceea urmează schimbarea sensului jetului și presiunea P_y scade la o valoare minimă. Fenomenul se

se repetă periodic. Frecvența oscilatorului depinde de mărimea volumului legat de duza de captare, iar frecvența maximă poate atinge o valoare de 12 Hz [87].-

Frecvența este foarte instabilă și variază cu timpul, abaterile față de frecvența nominală pot fi - în anumite condiții - de câtevazeci de procente [5].-

Frecvența relativ mică este cauza principală de fapt pentru care oscilatorul cu contrajeturi nu poate fi utilizat la acționarea capetelor de vibratoare pentru compactări, cu toate că presiunea mare cu care lucrează ar simplifica amplificarea semnalelor de ieșire.-

Un element cu jet oscilatoriu se poate realiza și dintr-un element bistabil cu două mușchii (fig.45 - a, 7) la începutul canalelor de ieșire [56]. Acest element este



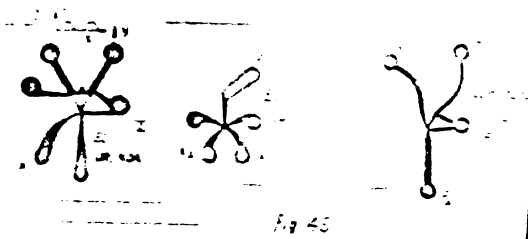
format din canalul de alimentare 1, canalele de comandă 2 și 3, canalele de ieșire 4 și 5, muchia mediană 6, muchia laterală 7 și camera de interacțiune 8. În regim staționar jetul principal oscilează între muchia 6 și muchia 7. Semnalele de comandă (2, 3) pot, în plus, să comute jetul bistabil în alt canal de ieșire. După încetarea semnalului de comandă jetul devine din nou oscilatoriu, așa cum s-a arătat mai înainte.-

În regim staționar jetul principal oscilează între muchia 6 și muchia 7. Semnalele de comandă (2, 3) pot, în plus, să comute jetul bistabil în alt canal de ieșire. După încetarea semnalului de comandă jetul devine din nou oscilatoriu, așa cum s-a arătat mai înainte.-

X

Din elementele mono și bistabile cu efect Coandă se pot construi o serie de oscilatoare care depășesc cu mult posibilitățile celor prezentate mai înainte, ca largire a bandei de frecvență, presiune și simplitatea construcției.-

În lipsa preciziei de execuție (asimetrui) se pot construi oscilatoare din elemente monostabile cu efect Coandă. Primul oscilator (construit de autor) a fost compus dintr-un circuit de elemente pasive și active monostabile cu câmpuri largi de toleranțe de execuție.



Pentru exemplificare îl descriu succint în cele ce urmează (fig.46).-

Elementele au fost reconstruite pentru încercare după datele constructive prevăzute în |46|.-

Se vede din fig. 46 că oscilatorul este un circuit compus din 3 elemente : comutator (I), element S_1 (II), element de disjuncție - negație (III), toate descrise la (2.5.2.). Comutatorul (I) este alimentat de rețea ρ_s , are un canal de ieșire y și unul spre atmosferă 0 . În situația neacționată, semnalul de ieșire este dirijat spre 0 , semnalul y dispare, circuitul oscilatorului nu este acționat. Dacă orificiul F se închide (prin apăsare cu degetul ~~pe~~ exemplu) apare semnalul la comutator (I) și circuitul este alimentat.-

Elementul II este un element pasiv alimentat de elementul I cu funcția logică de conjuncție: $X_1 \cap X_2 = y$ sau exprimată sub formă de tabel :

y	0	0	0	L
X ₁	0	L	0	L
X ₂	0	0	L	L

Elementul III poate îndeplini funcția logică de disjuncție și de negație. Dacă ar exista în loc de comanda X două canale de comandă X_1 și X_2 , elementul ar realiza funcțiile:

$$X_1 \cup X_2 = y_1$$

$$\bar{X}_1 \cap \bar{X}_2 = \bar{y}$$

în cazul de față funcționarea elementului:

\bar{y}	L	0
y	0	L
x	0	L

Deci oscilatorul funcționează după cum urmează: se obturează orificiul F , la elementul I apare semnalul y și comanda X_1 la elementul II. Elementul III, în lipsa de semnal X , emite semnalul de ieșire \bar{y} care comandă - prin X_2 - elementul II, la care apare semnalul y . În acest moment apare comanda X la elementul III și jetul \bar{y} se comută la

y . Acum dispare comanda X la elementul III monostabil și jetul se schimbă din y în \bar{y} . Ciclul se repetă și circuitul va lucra pulsatoriu (jetul y) cât timp comutatorul I emite semnalul y .-

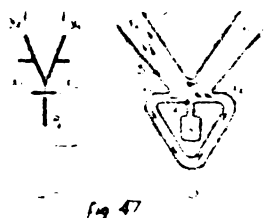
Așa cum s-a menționat mai sus, acest oscilator se poate realiza ușor cu un minim efort tehnologic, dar implică legarea unui număr de cel puțin două tipuri diferite de elemente în circuit (elementul II și III).-

S-a redat exemplul de mai sus pentru a se putea face o comparație cu utilizarea elementelor bistabile, care simplifică în mod radical construcția oscilatoarelor, desigur în schimbul unui efort tehnologic de fabricație mai ridicat.-

Oscilatoarele din elemente bistabile cu efect Coandă se pot realiza în două variante:

- prin scurtcircuitarea comenzilor și
- prin intercalarea unor circuite de reacții inverse.

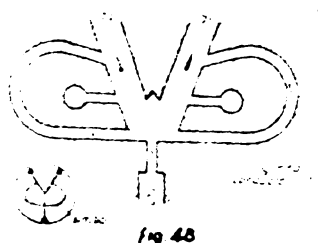
Cel mai simplu oscilator se poate realiza prin scurtcircuitarea comenzilor $X_1 - X_2$ (fig.47.a). După [60, 40] frecvența oscilatorului ^{depinde de lungimea} și secțiunea



conductelor $X_1 - X_2$, de presiunea și temperatura fluidului. Un astfel de dispozitiv s-a încercat la măsurarea temperaturilor [60] în care scop

a și fost construit. Modul de funcționare se bazează pe circulația fluidului în element. (fig.47.b.). Adică, datorită efectului Coandă, se produce o zonă de separație a jetului y_2 de perete între punctele A și B și se creează o depresiune care absoarbe particule de fluid din canalul X_1 , circulația fluidului corespunde cu săgețile din fig. 47 b. La o dimensionare (deficientă) a conductelor de comandă, la un moment dat zona de separație se umple și jetul va fi comutat de la y_2 la y_1 , atunci circulația mediului își inversează sensul ($X_1 \rightarrow X_2$) până la o nouă comutare a jetului ($y_1 \rightarrow y_2$). Dacă se intercalează o rezistență în conductele $X_1 - X_2$ scurtcircuitate, masa de fluid transportată devine insuficientă pentru comutarea jetului și elementul nu mai funcționează ca oscilator. Această proprietate se va folosi în cadrul unei alte părți a tezei pentru variația (demultiplicarea) frecvenței.-

Celălalt tip de oscilator din elementul bistabil cu efect Coandă se obține - așa cum s-a arătat - prin intercalarea unor reacții inverse (fig.48) [91, 60]. La o aplicație



la un motor pas cu pas acționat de către un astfel de oscilator, frecvența oscilatorului a fost reglată prin intercalarea unor rezistențe în circuitele de reacții inverse [25]

Tafel [77] cupleşă la un astfel de oscilator încă un element bistabil (amplificator de separație) pentru a proteja oscilatorul de influența eroinei (fig.49). Frecvența



Fig. 49

depinde de lungimea conductelor de reacție, iar în diagrama (fig. 49) se observă că ea depinde și de presiunea de alimentare a oscilatorului. Prin varierea lungimii conductelor de reacție se

obțin frecvențe de la câteva seci până la câteva mii de Hz.-

Reilly [62] utilizează un oscilator cu reacție inversă construit dintr-un element bistabil cu efect Coandă în cadrul unei scheme de reglare a unui motor cu reacție, pentru reglarea temperaturii.

Timul de transport al semnalului, după [62], în conductele de reacție depinde de lungimea acestora (l) și de viteza sunetului în acestea. Influența presiunii de alimentare se poate reduce la un minim printr-o construcție adecvată a elementului. Deci la o lungime constantă a reacțiilor inverse, frecvența va fi numai o funcție a vitezei sunetului (a_s). Se ajunge de fapt la relația finală [62]:

$$f = k\sqrt{T}, \quad (6)$$

în care: f - frecvența în Hz; T - temperatură absolută; K - factorul de calibrare a dispozitivului.-

La această formulă, prin care autorul [62] susține că frecvența depinde numai de variația temperaturii, se ajunge prin următorul raționament: într-un mediu compresibil perturbațiile de presiune se propagă cu o anumită viteză ce se numește viteza sunetului [69]. Expresia generală a acestei viteze:

$$a_s = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}. \quad (7)$$

În cazul transformării adiabatică avem:

$$a_s = \sqrt{g\chi pv}, \quad 8$$

iar $pv = RT$ deci: $a_s = \sqrt{g\chi RT}$, în care:

$$g = 9,85 \text{ m.s}^{-2}, \quad \chi = 1,4 \text{ (air)}, \quad R = 29,27 \text{ m Kg / Kg.grad.}$$

Pentru aer și $t = 20^{\circ}\text{C}$, $T = 293^{\circ}\text{K}$ se obține:

$$a_s = 343 \text{ m.s}^{-1}$$

Deși frecvența oscilatorului se poate exprima prin relația următoare (9), știind că $f = \frac{a_s}{2l}$:

$$f = \sqrt{\frac{g_2 R T}{2l}} \quad (9)$$

sau în condițiile de mai sus (aer 20°C):

$$f = \frac{343}{2l} \quad (10)$$

în care: l - lungimea conductei de reacție inversă (fig.48)

În relația (9), avînd în vedere că g_2 , R și T sînt constante care depind de fluidul utilizat respectiv de construcția oscilatorului, rezultă relația (6) scrisă mai sus.

După [62], la temperatura constantă frecvența este aproximativ independentă de presiunea de alimentare (contrar fig. 49), cu excepția domeniului de cuprindere presiunile joase și unde frecvențele variază cu 0,2 %.-

Această relație (cu aparente contradicții) se va interpreta mai jos în tratarea separată a elementului bistabil cu efect joasă - timpul de comutare și frecvența funcției de presiune de alimentare se vor măsura în cadrul experimentării oscilatoarelor.-

2.4.2.- Demultiplicarea de frecvență posibilă din MLP-uri dinamice și din alte elemente nestatice. Amintim că în cadrul capitulului 1 s-a arătat că pentru compactarea butoanelor este necesară o bandă mai largă de frecvențe din motivele descrise, precum și posibilitatea de a varia frecvențele în funcție de necesități (de materialul ce se compactează). Deoarece elementul bistabil lucrează cu frecvențe mai mari ca și oscilatorul constituit din acest element, preocuparea noastră trebuie să se manifeste în jurul problemei de reducerea (demultiplicarea) frecvenței.-

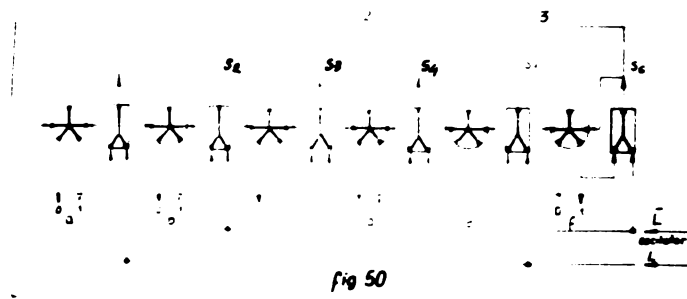
Analizăm, în cele ce urmează, posibilitățile respectiv soluțiile care le oferă tehnica MLP-urilor dinamice și eventual alte elemente nestatice (fără piese în mișcare).-

Asemenea dispozitive se utilizează de fapt pentru întârzierea semnalelor de ieşire în schemele de comandă din S&P-uri la maşinile-unelte. Cele mai utilizate le vom schiţa şi le vom explica modul de funcţionare, iar la sfârşitul analizei se alege soluţia corespunzătoare pentru experimentare.-

2.4.2.1.- Dispozitivul de numărare în circuit închis.

Aceste dispozitive, de fapt, se pot utiliza şi ca numărătoare de impulsuri şi au o frecvenţă maximă limitată ; de exemplu după cercetările [77] dispozitivul de numărare în circuit închis poate număra cu o frecvenţă maximă de câteva sute de Hz. După alţi autori frecvenţa maximă a unui astfel de dispozitiv este de 250 Hz [24].-

Din punct de vedere constructiv dispozitivul este alcătuit din elemente active şi pasive, din elemente bistabile



cu efect de andă şi elemente cu funcţie de conjuncţie. În fig. 50 s-a prezentat schema unui dispozitiv de numărare în circuit în-

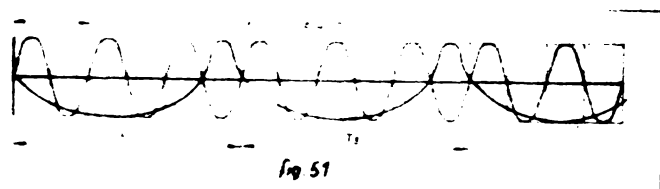
chis cu 3 etaje.-

Dispozitivul funcţionează în modul următor: iniţial oscilatorul emite un semnal de ieşire \bar{L} , toate elementele bistabile se află în stare de emiteră a semnalului 0, cu excepţia primului element a de la etajul 1, care emite semnalul 1. În momentul când oscilatorul trece la starea L elementul pasiv S_1 emite un semnal şi face ca elementul bistabil a să revină la semnalul 0, iar elementul bistabil b să treacă la emiteră a semnalului 1. În modul acesta continuă să funcţioneze dispozitivul până ce semnalul 1 ajunge în etajul 3 (f) şi atunci, parcurgându-se circuitul închis va sosi din nou în etajul 1, continuându-şi circuitul. Funcţionarea se poate urmări mai bine în tabelul de mai jos:

Oscilatorul	elementele bistabile					
	a	b	c	d	e	f
\bar{L}	1	0	0	0	0	0
L	0	1	0	0	0	0
\bar{L}	0	0	1	0	0	0
L	0	0	0	1	0	0
\bar{L}	0	0	0	0	1	0
L	0	0	0	0	0	1
\bar{L}	1	0	0	0	0	0
L	0	1	0	0	0	0

} reluarea
ciclului

Dacă oscilatorul sinusoidal oscilează cu perioada T_0



se pot schița grafic (fig.51) oscilațiile elementului bistabil f din etajul 3 după cum

urmează:

Se vede (fig.51) că oscilatorul face 3 perioade (T_0) complete până ce elementul f din etajul 3 execută una singură (T_3) de formă schițată, sau: în timpul când oscilatorul execută un număr de 3 pulsații în ambele sensuri, elementul bistabil realizează două de durată inegală. Se poate scrie:

$$T_3 = 3T_0 \quad (11)$$

sau

$$f_3 = \frac{1}{T_3} = \frac{1}{T_0} \quad (12)$$

pentru un număr de n etaje cu $2n$ elemente bistabile (active) și $2n$ elemente de conjuncție (pasive) deci pentru un număr de $4n$ elemente în total:

$$T_n = nT_0, \quad (13)$$

în care T_n = perioada oscilațiilor ieșite din dispozitiv; sau: dispozitivul are un efect demultiplicator de frecvență

$$f_n = \frac{f_0}{n}, \quad (14)$$

în care: f_n - frecvența oscilațiilor ieșite din dispozitiv
 f_0 - frecvența oscilatorului.-

2.4.2.2. - Registrul cu semnal deplasabil. Un alt dispozitiv prin care se reduce frecvența este registrul

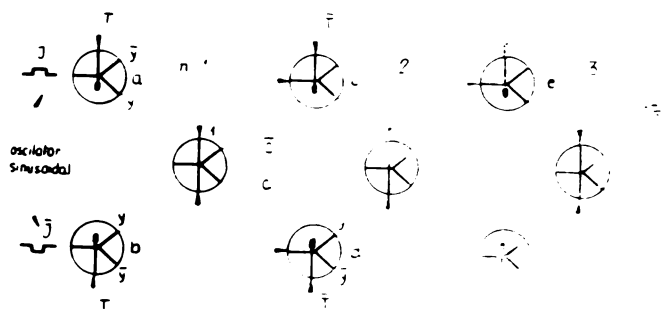


fig.52

cu semnal deplasabil [53]. Pentru deducerea modului de funcționare s-a prezentat în fig.52 schema unui dispozitiv în 3 etaje.-

Se vede că dispozitivul este compus din elemente monostabile (câte două în fiecare etaj) și bistabile (câte unul în fiecare etaj), deci numai din elemente active. Elementele monostabile fiind alimentate de cele bistabile, joacă însă un rol pasiv. Un oscilator emite două semnale J și \bar{J} , în opoziție de fază cu 180° . Semnalele T și \bar{T} care comandă elementele monostabile (cu funcție de disjuncție) sunt obținute prin reacțiile inverse ale dispozitivului respectiv direct de la oscilator: T este în aceeași fază cu J și \bar{T} cu \bar{J} . Inițial, când oscilatorul nu este alimentat, ci numai elementele bistabile (1, 2, și 3), în dispozitiv nu există nici un semnal J , \bar{J} , T , \bar{T} , doar elementele bistabile (1, 2, 3) emit semnale C . Dacă începe oscilatorul să funcționeze și emite semnalul J , acesta se introduce în elementul bistabil a . În același moment apare semnalul, de aceeași fază, T și comută jetul elementului a din poziția \bar{y} în y . Elementul bistabil 1 comută semnalul C în C și îl introduce în primul element monostabil d din al doilea etaj. Acesta emite semnalul \bar{y} . Acum oscilatorul trece de la starea J în \bar{J} și alimentează elementul bistabil b . Totodată semnalul de comandă T trece în \bar{T} . Elementul b va emite semnalul \bar{y} , deci în primul etaj, inclusiv în elementul bistabil 1 nu se schimbă nimic, acesta continuă să emită semnalul C alimentând elementul d ; iar la elementul d apare semnalul de comandă \bar{T}

și acesta trece de la semnalul \bar{y} la semnalul y și face ca elementul bistabil 2 să comute jetul de la \bar{c} la c , alimentându-se primul element din etajul 3 (e). C trecere din nou a oscilatorului la semnalul \bar{J} face ca și elementul bistabil 3 să emită un semnal c prin reacția inversă X_r , elementele monoetabile b și f sunt și rămân comandate cu semnalul T până la apariția primului semnal \bar{J} respectiv \bar{T} . La un nou semnal \bar{J} de la oscilator este alimentat elementul b , care încă având comanda T prin reacția inversă X_r și emite semnalul y și comută elementul 1 la starea \bar{c} . Amintim că totodată există și semnalul \bar{T} , de aceeași fază cu \bar{J} . Elementul c fiind alimentat prin \bar{c} al elementului 1 și având și comanda \bar{T} comută jetul elementului b-stabil 2 de la c la semnalul \bar{c} . Semnalul \bar{c} alimentează elementul monoetabil f , care sub comanda semnalului T (prin reacția inversă X_r), comută jetul c al elementului 3 în \bar{c} . Astfel registrul a revenit la starea sa inițială. Această funcționare se poate urmări în următorul tabel:

Oscilator	Comanda (elemente mono- etabile)	Elemente bistabile		
		1	2	3
c	c	\bar{c}	\bar{c}	\bar{c}
\bar{J}	T	c	\bar{c}	\bar{c}
\bar{J}	\bar{T}	c	c	\bar{c}
\bar{J}	\bar{T}	c	c	c
\bar{J}	\bar{T}, T	\bar{c}	\bar{c}	\bar{c}
\bar{J}	T	c	\bar{c}	\bar{c}
\bar{J}	\bar{T}	c	c	\bar{c}
\bar{J}	T	c	c	c

} prin reacție
inversă

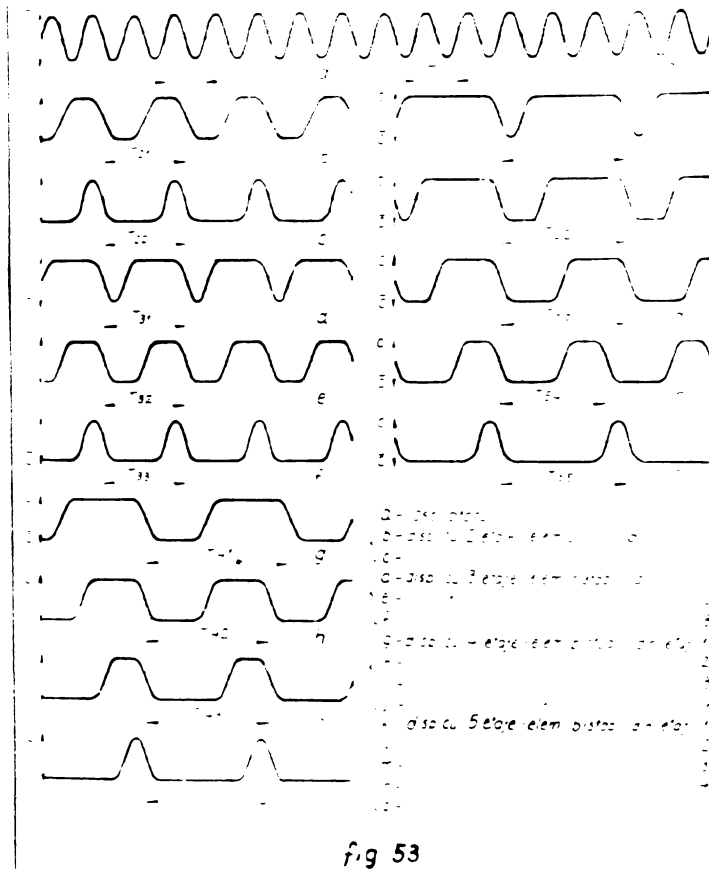


fig 53

$$f_n = \frac{f_0}{m}$$

iar $m = f(n)$ conform tabelului de mai jos:

n	T_n	m	Semiperioade egale ale elementului bistabil din etajul
2	$2 T_0$	n	1
3	$2 T_0$	$n-1$	2
4	$3 T_0$	$n-1$	2
5	$3 T_0$	$n-2$	3
6	$4 T_0$	$n-2$	3
7	$4 T_0$	$n-3$	4
8	$5 T_0$	$n-3$	4
9	$5 T_0$	$n-4$	5

De asemenea, din punctul de vedere al aspectului oscilațiilor este avantajos să se extragă din dispozitiv oscilațiile

Din figura 53 reiese că perioada multiplicată în dispozitiv este aceeași pentru același număr de etaje, independentă de etajul din care se extrage semnalul, iar semiperioadele variază de la etaj la etaj din cadrul aceluiași dispozitiv. Frecvența demultiplicată depinde de numărul de etaje (n):

$$T_n = m T_0,$$

$$T_0 = \frac{T_n}{m} \quad (16)$$

$$(17)$$

Mai rezultă că este avantajos dispozitivul cu un număr par de etaje (etajul următor este de prisos, nu reduce în plus frecvența); de exemplu pentru a reduce a frecvenței oscilatorului de 3 ori este suficient un dispozitiv de 4 etaje.-

cu semiperioade egale (mai ales pentru scopuri de vibrare meca-
nică) după următoarea regulă:

- pentru dispozitive cu un număr par de etaje, oscila-
țiile cu semiperioade egale se obțin prin împărțirea cu 2 a nu-
mărului total de etaje, deci fiecare al $\frac{n}{2}$ -lea etaj furnizează
să astfel de oscilații;

- pentru dispozitive cu un număr impar de etaje se a-
lege etajul din mijloc adică al $\frac{n+1}{2}$ -lea

Comparând cele două dispozitive se pot reține următoarea
rele descrieri:

La dispozitivul cu numărare în circuit închis numărul
total al elementelor este egal cu de 4 ori numărul etajelor,
din care o jumătate elemente active. Exprimat matematic:

$$N = 4n \tag{18}$$

sau $N = 2(n_a + n_p) \tag{19}$

în care: N - numărul total al elementelor; n_a - numărul
total al elementelor active; n_p - numărul total al elemente-
lor pasive; n - numărul etajelor.-

În cazul registrului cu semnal deplasabil fiecare
etaj conține 3 elemente, din care 2 pasive (de fapt active ca
tip constructiv, dar alimentate direct prin elemente active
bistabile sau de la oscilator). Deci numărul total de elemente:

$$N = 3n \tag{20}$$

și $N = n_a + 2n_p, \tag{21}$

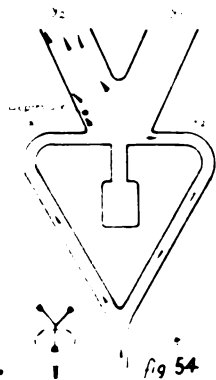
iar efectul de reducere a frecvenței în funcția de numărul eta-
jelor se poate vedea comparând relația 14 cu 17.-

2.4.2.3. - Elementul de numărare binară. Al treilea
dispozitiv, cel mai eficient și economic în privința numărului
necesar de elemente, este cel inventat de Warren [85, 75]
și pe care am convenit, în terminologie, să-l denumim e l e -
m e n t d e n u m ă r a r e b i n a r ă .-

S-a văzut (la 2.4.1.) că prin scurtcircuitarea comen-
zilor elementului bistabil cu efect Coandă se obține un oscilator,

În anumite condiții constructive când conductele de reacție, în cazul scurtcircuitării lor, au și o secțiune redusă, debitul de fluid ce circulă în ele nu mai ajunge pentru a comuta jetul, ci este nevoie de un impuls din afară. Acest principiu se bazează elementul de numărare binară.-

Modul de funcționare se deduce din fig. 54 [85, 53]



Mediul absorbit datorită depresiunii jetului în zona de separație (spre X_1) circulă în sensul acelor de ceasornic de la X_2 spre X_1 și este preluat de jet, fără însă a-l comuta spre Y_1 . În schimb dacă se aplică elementului un semnal exterior X , jetul va fi comutat spre Y_1 . La

încetarea semnalului X , mediul își schimbă sensul de circulație în conductele de comandă și jetul rămâne aderent, datorită efectului Coandă, de perete și emite semnalul Y_1 . Următorul impuls de comandă X comută din nou jetul spre Y_2 . Acest element funcționează până la 1000 Hz [85, 53].-

Din punct de vedere logic [53], fiecare impuls de comandă produce câte o comutare a jetului. Prin legarea în serie a acestor elemente se obțin dispozitive de numărare binară sau demultiplicatoare de frecvență [53].-

Din punct de vedere constructiv se întâmpină greutăți serioase în execuția elementului [24]. Dificultățile constau în forma și dimensiunea canalelor de comandă (scurtcircuitate), dimensionarea impulsului (debit și presiune în comparație cu cele de la alimentare) și mai ales asimetriile inevitabile în zona duzei. Totuși, acestea se pot realiza în practică, așa cum se va arăta mai jos la capitolele respective de experimentări, prin cuplarea a două elemente bistabile cu efect Coandă, care pot îndeplini aceeași funcție, dar solicitând câte un element în plus la fiecare etaj.-

În decursul anilor s-au construit o serie de astfel de dispozitive, dar în cursul experimentării lor s-au obținut rezultate diferite. După [30], un etaj de numărare binară a funcționat în curent continuu la 875 Hz. În [31] se prezintă

de alimentare de 200 mm col apă, elementele avind lățimea duzei de 0,5 mm, dar ca demultiplicator de frecvență a funcționat pînă la 2500 Hz. Alte dispozitive au funcționat numai pînă la 150 Hz [15].-

În fața de aceste contradicții în literatura de specialitate în privința limitei de frecvență la care lucrează acest element Warren, în practică va fi necesară verificarea etajelor cuplate mai ales cînd este vorba de frecvențe care depășesc 1000 Hz.-

Un lucru interesant de remarcat este posibilitatea de a determina timpul de comutare a unui element bistabil care funcționează ca oscilator prin măsurarea frecvenței de ieșire din demultiplicator conectat după oscilator, ceea ce s-a și făcut de multe ori, de exemplu [30] găsindu-se astfel pentru elementul bistabil cu lățimea duzei de 0,5 mm un timp de comutare de 1 ns.-

Mai înainte s-a văzut principiul de funcționare a unui singur element. În fig. 55 s-a prezentat un dispozitiv întreg de demultiplicare de frecvență în 3 etaje, constituit din elemente de numărare binară (tip Warren).



Fig. 55

Admitem, înainte de a începe să funcționeze oscilatorul, că fiecare etaj emite semnale 0. Cînd apare semnalul y_1 la oscilator, toate etajele rămîn la semnalul 0 în lipsă de impuls.

Oscilatorul emite semnalul y_2 , etajul 1 își schimbă poziția jetului și emite semnalul 1, celelalte rămîn pe 0.

Dacă oscilatorul se comută din nou la y_1 , etajul 1 emite semnalul 1, celelalte etaje semnalul 0. La y_2 , etajul 1 trece la semnalul 0 și etajul 2 se comută la 1, etajul

3 rămîne să emită semnalul 0, etc. Funcționarea dispozitivului se poate urmări mai bine în următorul tabel:

Oscilator	Etaj		
	1	2	3
y ₁	0	0	0
y ₂	1	0	0
y ₁	1	0	0
y ₂	0	1	0
y ₁	0	1	0
y ₂	1	1	0
y ₁	1	1	0
y ₂	0	0	1
y ₁	0	0	1
y ₂	1	0	1
y ₁	1	0	1
y ₂	0	1	1
y ₁	0	1	1
y ₂	1	1	1
y ₁	1	1	1
y ₂	0	0	0

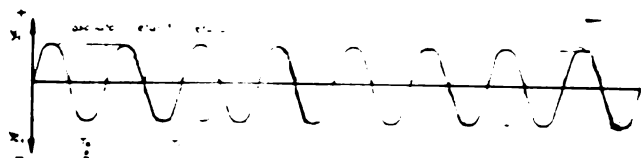


fig 56

Reprezentind grafic rezultatele din tabel se obține aspectul din fig.56.

Din fig. 56 avem succesiv: $\frac{T_3}{2} = \frac{8T_0}{2}$, $T_3 = 2^3 T_0$, (22)

$T_n = 2^n T_0$, (22)
 $f_3 = \frac{f_0}{2^3}$ (23)

sau in general

$f_n = \frac{f_0}{2^n}$ (24)

cu aceleasi notatii ca in cele precedente.-

In fiecare etaj avem numai un singur element:

$N = n$ (25)

cazul cel mai economic din cele analizate pînă acum.-

Efectul de reducere este în schimb cu mult mai mare, deoarece cele N elemente nu reduc frecvența oscilatorului numai cu n (= numărul etajelor) ci cu 2^n . Alte avantaje: din fiecare etaj se poate extrage o altă frecvență cu semiperioade egale.-

x

2.4.2.4. - Dispozitive cu rezistențe și capacități intercaltate în circuitele de reacție inversă. Prin analogie cu mărimile electrice, $Q \rightarrow i$, $p \rightarrow u$ [27], s-au stabilit relații cu care se pot determina rezistența, inductivitatea și capacitatea circuitelor pneumatice. Literatura de specialitate tratează aceste probleme într-un cadru mai larg și stabilește aplicarea lor [77, 51, 2, 83, 27, 56, 64].-

În esență, pe scurt, se reține că după [77]:

$$R \sim \frac{p}{Q} \quad (25)$$

R - rezistență; p - presiune; Q - debit.-

Nu numai în cazuri speciale există curgeri laminare, la unele curgeri este turbulentă și ca atare intervin o serie de alți factori în relația de mai sus, ca forma secțiunii, numărul lui Reynolds și frecvența semnalelor, etc.-

$$L \sim \rho \frac{l}{A} \quad (26)$$

L - inductivitate; ρ - densitate; l - lungimea conductei; A - secțiunea conductei.-

Inductivitatea L se manifestă ca o conservare de energie cinetică (inerție).-

$$C \sim \frac{Al}{\rho} = \frac{V}{\rho} \quad (27)$$

C - capacitate; V - volum; ρ - densitate.-

Frecvența unui oscilator constituit dintr-un element bistabil cu reacții inverse este în general mai mare decât frecvența utilă pentru lucrările de compactare a unor mase viscoase și poate fi redusă foarte simplu și prin intercalarea unor rezistențe și capacități în circuitele de reacție inversă, de exemplu de la câteva sute de Hz până la 1 - 2 Hz (fig.57).



Fig. 57

Capacitatea C și rezistența R produc de fapt o întârziere a semnalului de comandă. Fluidul intră în camera de capacitatea C cu presiunea $p_y \approx p_i$.

În momentul cînd atinge în camera C presiunea p de comutare, jetul este comutat ($y_2 \rightarrow y_1$). Aici se pune problema stabilirii timpului în care p atinge această valoare critică.-

Admițînd o ipoteză simplificatoare valabilă mai ales

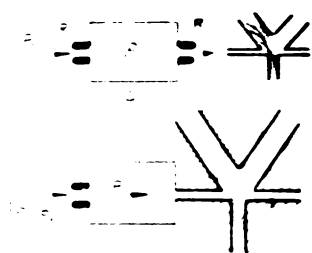


Fig. 58

în domeniul frecvenței joase, se poate trece de la schema fig. 58 a la schema b, considerînd dispozitivul de demultiplicare o cameră pneumatică infundată (fig. 58.b), neglijînd lungimea conductelor și

rezistența R de la cameră pînă la duza oscilatorului.

Acest lucru este posibil, deoarece variația presiunii prin conductele reacției inverse (de la cameră pînă la canalul de comandă) se propagă cu viteza sunetului. Frecvența fiind relativ joasă și lungimea conductelor mică, acest timp de propagare a semnalului de la capacitate la oscilator în conductă l_1 este mic în comparație cu timpul de umplere t .-

Ecuația diferențială care determină caracteristicile camerei infundate la umplerea sa și la presiunea constantă a mediului exterior, se poate deduce după [56]:

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha(p - p_i) \quad (29)$$

α - constanta debitului.-

Dacă se consideră că procesul de variație a presiunii în cameră este izotermic, utilizîndu-se ecuația de stare se obține:

$$Q = \frac{pV}{RT} \quad \text{și} \quad \frac{dQ}{dt} = \frac{V}{RT} \frac{dp}{dt} \quad (30)$$

Introducîndu-se relația (29) în (30), rezultă:

$$\frac{V}{RT} \frac{dp}{dt} = \alpha(p - p_i) \quad \text{notînd:} \quad \frac{V}{RT} = \zeta, \quad \zeta \frac{dp}{dt} = \alpha(p - p_i) \quad \text{și}$$

$$\zeta \frac{dp}{dt} - \alpha p = -\alpha p_i, \quad \text{iar} \quad \alpha p_i = \text{const} = k_1, \quad p = f(t)$$

sau: $\frac{dp}{dt} - \frac{\alpha}{\tau} p = -\frac{k_1}{\tau}$ dacă se notează $\frac{\alpha}{\tau} = B$ și

$\frac{k_1}{\tau} = K$, se obține: $\frac{dp}{dt} - Bp = -K$

ecuația omogenă: $\frac{dp}{dt} - Bp = 0$, prin înlocuirea: $p = e^{rt}$

și $\frac{dp}{dt} = r e^{rt}$ se obține: $r = B$ și soluția $p = C e^{Bt}$.

Luând cont și de termenul K se obține soluția generală a ecuației diferențiale:

$$p = C e^{Bt} + \frac{K}{B}, \quad (31)$$

sau: $\ln p = \ln(C e^{Bt}) + \ln \frac{K}{B}$,

deci $\ln p = Bt + \ln C + \ln \frac{K}{B}$ (32)

La $t=0$, presiunea camerei este conectată la presiunea atmosferei, deci $p = p_a$. Introducând aceste valori în (32) rezultă: $\ln p = \ln C + \ln \frac{K}{B}$, de unde:

$$C = \frac{B p_a}{K} \quad (33)$$

relația (31) devine: $p = \frac{B p_a}{K} e^{Bt} + \frac{K}{B}$. Rezultă expresia umplerii camerei în timpul t în condițiile date:

$$t = \frac{\tau}{\alpha} \ln \frac{p}{p_a} \text{ sau în final } t = \frac{V}{\alpha RT} \ln \frac{p}{p_a} \quad (34)$$

În lipsă de date rămânea să se determine valoarea constantei α în mod experimental, ceea ce s-a și făcut în cadrul lucrării (pentru un element bistabil A) la regimul de $p_s = 8800$ mm col H_2O , $p_y = 1000$ mm col H_2O , $C_y = 125$ m.s⁻¹, $d_y = 4$ mm și s-a găsit pentru $Re = 3,4 \cdot 10^3$, $\alpha = 2 \cdot 10^{-8}$ m².s⁻¹.

Frecvența și perioada oscilatorului, cu aceste dispozitive intercalate în circuitele de reacție inversă, au expresia:

$$\text{- perioada } T = 2t, \text{ deci } T = \frac{2V}{\alpha RT} \ln \frac{p}{p_a}$$

$$\text{și } f = \frac{\alpha RT}{2V} \cdot \frac{1}{\ln \frac{p}{p_a}} \quad (35)$$

Se observă că timpul de întârziere a semnalului este direct proporțional cu volumul V și nivelul presiunii necesare pentru comutarea jetului și scadește cu creșterea temperaturii (relația 34).-

Notațiile de mai sus: p_y presiunea de ieșire din oscilator, C_y - viteza aferentă și d_y - diametrul interior al conductei de ieșire.-

Constanta α este aceeași pentru același număr al lui Reynolds și variază cu acest număr, care în expresia lui - după cum se știe - depinde de viteza jetului C_y și de diametrul hidraulic al conductei.-

Pe calea experimentală, într-o altă ipoteză simplificatoare, aceea a temperaturii constante a fluidului în domeniul oscilațiilor de frecvență joasă, se poate deduce o altă relație, diferită de (34), ținând seama de faptul că timpul de încărcare și cel de descărcare a camerei (condensatorului) sînt nesuprapuși și considerînd că timpul de golire a condensatorului coincide cu timpul de comutarea jetului, deoarece jetul nu este lipsit de inerție.-

Pentru a urmări în detaliu concepția problemei se va recapitula, în cele ce urmează, mai întîi fenomenul și în continuare aspectul cantitativ, iar în cadrul experimentărilor urmează să se verifice relațiile de calcul stabilite.-

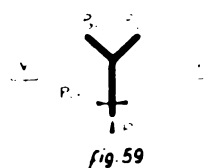


Fig. 59

2.- Fenomenul: din presiunea de alimentare p_s se recuperează p_y 1,2. Pentru comutarea jetului ($y_1 \rightarrow y_2$) este necesară o presiunea (fig.59).-

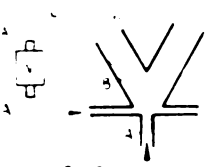


Fig. 60

Inițial se formează, datorită efectului Coandă un spațiu de separație (fig.60), între punctele A și B, de depresiune. Aerul este astfel aspirat din volumul V , în care la fel se creează o depresiune. Deci viteza C a semnalului y_1 este foarte mare în acest moment. În continuare se umple acest spațiu cu aer (viteza C scade și concomitent crește presiunea p) (fig. 60 și 61).-

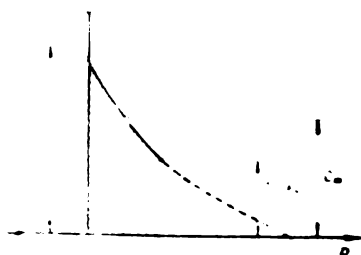


Fig. 61

Pînă aici fenomenul este similar cu curgerea unui fluid dintr-un rezervor sub presiune constantă p_y , care alimentează un alt rezervor de volum V cu

presiunea inițială de valoare $-p_i'$ și finală: $+p_c$

Debitul de umplere descrește cu c și devine zero în momentul comutării jetului.-

În a doua perioadă, după atingerea presiunii p_c în rezervor, are loc procesul de descărcare a volumului V . Aici

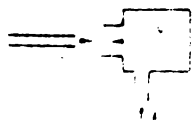


Fig. 62

fenomenul se poate asimila cu descărcarea volumului V (fig. 62) al oscilatorului cu contrajeturi [87]. Frecvența oscilațiilor respectiv timpul de descărcare depinde de volumul V .

Depinde de volumul V .

După comutarea jetului volumul este conectat la atmosferă, iar procesul de încărcare și descărcare se repetă la fel, în două etape, în cealaltă ramură a circuitului (V').

h. Aspectul cantitativ. Semiperioada $\frac{T}{2}$ în ipoteza de mai sus, se compune din următorii timpi:

t_1 - timpul de umplere a rezervorului de volum V cu un volum de aer pentru a-și crește presiunea de la valoarea p_i' la valoarea p_c ;

t_2 - timpul de descărcare a camerei de volumul V ;

t_3 - timpul de comutare a jetului, compus din timpul necesar umplerii spațiului de separație și cel necesar învingerii inerției jetului spre a-l comuta.-

Timpul t_3 fiind foarte mic (în cazul frecvențelor joase), în comparație cu t_1 și t_2 se consideră suprapus cu t_2 :

$$\text{Deci: } T = 2(t_1 + t_2) \quad (36)$$

Secțiunea de intrare și ieșire a aerului în rezervorul fiind constantă și egală cu A (fig. 60) și presiunea p_y aceeași, considerând viteza c_m de descărcare constantă pentru un interval Δp mic: $t_1 \cong t_2$ relația (36) devine, considerând că timpii t_1 și t_2 sunt egali dar nesuprapuși :

$$T = 4t \quad (37)$$

Inițial, subpresiunea în rezervor fiind foarte mică, se ia egală cu presiunea atmosferică:

$p_i' \cong p_a$ (când totuși este mare în anumite cazuri se ia $p_a' = p_a - p_i'$):

Viteza inițială de curgere [69]:

$$C_i = \sqrt{585734 \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_y} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (38)$$

cea finală (critică):

$$C_r = \sqrt{585734 \left[1 - \left(\frac{p_{cr}}{p_y} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (39)$$

2 pentru aer = 1,4

Pentru motivul că p critic (fig.61) nu este prea mare, porțiunea curbei respective se considera liniară, se poate considera o viteză medie constantă, de expresia următoare, pentru intervalul p critic (fig.61):

$$C_m = \frac{C_i + C_r}{2} \quad (40)$$

p_y se descarcă în V , furnizându-i un volum de aer în timpul t de :

$$V_q = A c_m t \quad (41)$$

iar presiunea din V crește în acest timp de la valoarea p_a (resp. p_a') la : $p_{cr} = \frac{(V+V_q)}{V} p_a$ și volumul aferent:

$$V_q = \left(\frac{p_{cr}}{p_a} - 1 \right) V \quad (42)$$

Ținând relațiile (41) și (42), rezultă:

$$t = \frac{\left(\frac{p_{cr}}{p_a} - 1 \right) V}{A c_m} \quad (43)$$

Perioada oscilatorului:

$$T = 4 \left(\frac{p_{cr}}{p_a} - 1 \right) \frac{V}{A c_m} \quad (44)$$

Iar frecvența : $f = \frac{A c_m}{4 \left(\frac{p_{cr}}{p_a} - 1 \right) V} \quad (45)$

Așa cum s-a arătat mai sus, urmează ca aceste relații (35 și 45) să fie verificate la circuitul respectiv privind experimentarea unor oscilatoare de frecvență joasă cu capacități intercalate în circuitele de reacție inversă.-

Este de menționat că aceste dispozitive (rezistențe și capacități) se pot intercala și în conductele scurtcircuitate ale comenzilor.-

2.4.2.5. - Demultiplicarea frecvenței oscilatorului prin varierea lungimii conductelor de reacție inversă. La punctul 2.4.1. în cadrul prezentării tipurilor de oscilatoare din

ELP-uri dinamice cu elemente bistabile s-a arătat, după 62, că frecvența depinde de lungimea conductelor de reacție inversă. La fel se vor face în cele ce urmează măsurători pentru a determina și explica influența presiunii de alimentare și se vor definitiva relațiile respective (capit. 3).-

2.4.2.6.- Compararea dispozitivelor de demultiplificare a frecvenței. În urma analizelor de mai sus asupra celor 5 tipuri de dispozitive (sau posibilități) de varierea frecvenței unui oscilator, în scopul alegerii uneia dintre soluțiile prezentate pentru experimentare, se prezintă concentrat mai jos datele respective comparative:

Variante de demultiplificare de frecvență	Efectul de reducere a frecvenței	Numărul elementelor necesare pt. efectul de reducere a frecvenței	Posibilități tehnice de realizarea dispozitivelor	Avantaje, dezavantaje
1	2	3	4	5
1. Dispozitivul de numărare în circuit închis	<p>etaje reduse</p> <p>frecvența oscilatorului cu n</p> <p>Eficiența reducerii: efectul de reducere a frecvenței nr. total elemente $= \frac{n}{4n}$ pentru toate etajele: $\frac{1}{4}$</p>	<p>entru reducerea n sunt necesare un număr de elemente: $N = 4n$, din care $2n$ active (consumatoare de aer, energie) și $2n$ pasive</p>	<p>Elemente comune elementul bistabil cu efect de coborâre</p>	<p>conține elemente speciale pasive de joncție, nu funcționează la presiuni de comandă diferite, construcțiv de</p> <p>Avantaje: permite extragerea frecvențelor diferite din fiecare etaj: pentru etajele n_1, n_2, n_3, \dots frecvențele f_1, f_2, f_3, \dots, dacă se conectează câte o reacție inversă suplimentară.</p> <p>Dezavantaje:</p> <ul style="list-style-type: none"> - număr mare de elemente - număr mare de elemente active - semiperioade inegale la fiecare etaj

1	2	3	4	5
			elementul de bază bistabil	- două categorii de elemente constructiv diferite
2. Regi- strul cu semnal deple- tabil	n etaje reduc frecvența oscilato- rului cu: - n pt. 2 etaje - n-1 pt. 3 și 4 etaje - n-2 pt. 5 și 6 etaje - n-3 pt. 7 și 8 etaje Eficiența reducerii $\frac{1}{3}$ pt- 2 etaje (mai mare decât la disp. 1) $\frac{1}{4,5}$ pt 3 eta- je mai mică de- cit la disp. 1)	$N = 3n,$ n_{active} + $2n_{pasive}$	conține ca ele- ment diferit elementul mono- stabil derivat din elementul bistabil, si- guranța în funcționare, diferență mică între elemente din punct de vede- re construc- tiv.	<u>Avantajele:</u> - număr mic de elemente active. <u>Dezavantajele:</u> - număr relativ mare de elemente (total) - semiperioade inegale la toate etajele în afară de unul
3. Dispo- sitiv cu elemente de numă- rare bi- nară.	n etaje reduc frecvența cu 2^n Eficiența reducerii: $\frac{1}{n} 2^n$	$N = n$ n_{active}	elementul foar- te greu de re- alizat, iar prin combina- rea a două ele- mente bistabile	<u>Avantajele:</u> - efect mare de re- ducere a frecven- ței cu un număr mic de elemente - număr mic de

1	2	3	4	5
---	---	---	---	---

(Warren)

- 2 pt. etajul 2
- 4 pt. etajul ~~2~~ 4
- 4 pt. etajul 4 etc.

se ajunge la o soluție ideală în detrimentul numărului de elemente necesar, care devine: $N = 2n$,
 $N = n_a + n_p$

~~extragerea a frecvențelor cu un număr mic de elemente~~

- posibilități de extragere a frecvențelor diferite pe etaje
- semiperioade egale la fiecare etaj.

Dezavantajele:

- dificultăți tehnice în execuție (al elementului Warren)

<p>4. Dispozitiv cu capacitate și rezistență (în ță și ca-fiecare pasivități ramura a reacției citate una) se obține o siguranță frecvența $n = const.$</p>	<p>$N = 2n$ (nici un element cu consum de aer)</p>	<p>Capacitatea sub formă de rezervor este foarte ușor de realizat</p>	<p><u>Avantajele</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - element simplu de executat - fără consum în plus de aer - efect mare de reducere a frecvenței cu un număr mic de elemente. <p><u>Dezavantajele:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - nu se pot extrage frecvențe diferite, la schimbarea frecvenței necesită schimbarea dispozitivului
--	---	---	--

1	2	3	4	5
5. Demultiplicarea frecvenței prin varierea lungimii conductelor de reacție inversă	$f \sim \frac{as}{2l}$	Varierea lungimii l	limitat de lungimea maximă a conductelor, fără dificultăți de execuție	<p><u>Avantajei</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - realizabil fără dificultăți de execuție.- <p><u>Dezavantajei</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - conductele, ca lungime, fiind limitate, nu se poate obține mult frecvența (sute sau zeci de Hz); - nu se poate avea decât o singură frecvență pe tru fiecare lungime, schimbarea frecvenței necesită și schimbarea lungimii conductelor

2.4.2.- Amplificatoare de presiune. Pentru a obține forțe perturbatoare suficient de mari este necesară amplificarea semnalului de ieșire din oscilator. Această amplificare se poate realiza în două moduri: prin elemente statice și dinamice.-

2.4.3.- Amplificatoare statice. Astfel de dispozitive se construiesc și se utilizează în cadrul circuitelor de comandă și acționare cu ELA-uri pe scară largă. Principiul de funcționare se poate deduce din fig.63 după lucrările [52, 90.

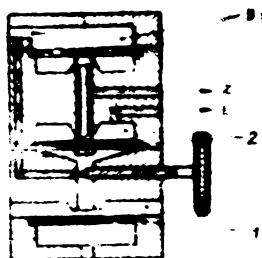


Fig 63

37], în care L - presiunea de alimentare, Z - presiunea (amplificată) de ieșire, E - presiunea de aspirație, A - presiunea de comandă.

În col, aerul L de alimentare intră în camera 3 și umple spațiul 3 și prin orificiile membranei 3 - și camera 3, neavând acces în canalul central, prin spațiul 1 iese spre atmosferă, deci dispozitivul este un element consumator permanent de aer (energie).

Când apare semnalul A de comandă, membrana 1 închide ieșirea aerului spre atmosferă și totodată canalul central al elementului (prin diferență de forță pe membrana 1). Membrana 2 se ridică și acționează prin axul central (formă de știft) membrana 3, astfel încât L să fie conectat în Z și totodată la E (pentru eliminarea surplusului de aer).-

După literatura de specialitate [90, 37], acest amplificator transformă semnalul de comandă cu $p_x = 20 \dots 1000 \text{ gm}$ col apă în semnale de ieșire de $9 \dots 10 \text{ kgf.cm}^{-2}$, iar frecvența este de 15 ... 20 Hz.-

2.4.3.2.- Amplificatoare dinamice. În general toate elementele mono-și bistabile cu efect Coandă lucrează și ca amplificatoare. Presiunea semnalului de comandă p_x poate să comute un jet cu o presiune de alimentare până la de 25 ori ($\mu = 25$) mai mare, iar presiunea de ieșire p_y ce se poate recupera din presiunea de alimentare atinge un procent maxim de 30 ... 35 % [91].-

Se poate nota:

$$\mu = \frac{p_s}{p_x} \quad (46)$$

și $K = \frac{p_y}{p_s}$ (47)

eliminand p_s , rezultă: $p_y = K \mu p_x$ (48)

Dacă $K_{max} = 0,35$ și $\mu_{max} = 25$,

$$p_y = 8,8 p_x \quad (49)$$

deci semnalul de comandă poate fi amplificat maxim de 0,8 ori
 În realitate acest coeficient este cu mult mai mic, deoarece
 la acelaș element nu se obțin valorile maxime pentru μ și k
 simultan.-

Față de această situație, se ajunge - pentru a crește
 P_y - la o presiune de alimentare mare (3... 6 kgf/cm²),
 ceea ce ne conduce spre utilizarea unor elemente cu viteze
 supersonice în dușă [4, 29]. Acestea s-au veri-
 ficat experimental în cadrul lucrării utilizându-le direct cu
 funcție combinată de oscilator și amplificator și vor fi des-
 crișe mai jos.-

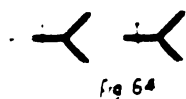
La legarea unor elemente de numărare binară în serie
 pentru reducerea frecvenței oscilatorului, presiunea de ieșire
 P_y scade de la etaj la etaj. Pentru a preîntâmpina această
 deficiență s-a alcătuit din două elemente bistabile un dis-
 pozitiv de recuperare a presiunii, care de acumenea se va utiliza în cadrul experimen-
 tării circuitelor (capitolul 3).-

2.4.3.3. - Compararea dispozitivelor de amplificarea a
semnalului de comandă. Recapitulând se ajunge la următoarea
 concluzie:

Variante de dispozitive	Nivelul presiunii (max) la care funcționează	Factor de amplificare	Frecvența maximă
1	2	3	4
Amplificator			
static cu membrană	10 kgf.cm ⁻²	100...8000	15...20 Hz.
Element bistabil cu efect C. de presiune joasă			
	3000 mm. col H ₂ O	$\mu k = 3,5, 4$ (2, 3) (experimental)	300... max. 10.000 Hz.

1	2	3	4
element bistabil cu efect Coandă supersonic	4 kgf.cm ⁻² (experimental până la 6 kgf.cm ⁻²)	$\mu K \approx 3,5, 4$ (și valori mai mari) (experimental)	120....140... 500 Hz. la elementul supersonic experimentat cu $d_N = 2\text{mm}$ și $Re > 70 \cdot 10^3$
Dispositiv de recuperare a presiunii (a se vedea cap. 3)	de la 250C (până la 7500 mm. col H ₂ O) (experimental)	$\mu = 6, 12$ $K_{max} = 0,95$ (și mai mare pt. în stăb) $\mu K_{max} = 11,4$	$f > 100\text{Hz}$ (limita superioară nu s-a stabilit experimental)

Pentru înțelegerea notațiilor la dispozitivul de recuperare a presiunii, care se descrie în cele ce urmează (la experimentari), se redă schema de montaj (fig.64). Notațiile din



tabel au următorul înțeles: $\mu = \frac{p_{s1}}{p_x}$ și $K = \frac{p_y}{p_{s1}}$, ceea ce înseamnă că din presiunea de alimentare p_{s1} se recu-

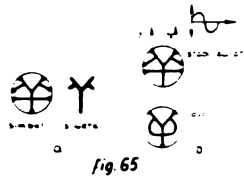
peresează aproape 95% (pentru anumite valori mari ale raportului $\frac{p_{s1}}{p_x}$).

2.4.4.- Alacarea elementelor pentru experimentare. Este ideală posibilitatea de utilizare a unui singur element universal care prin schimbarea conexiunilor în circuite poate avea mai multe funcții sau în care, prin combinarea unui număr mai mare de elemente având aceeași soluție constructivă, se pot alcătui dispozitivele necesare unor generatoare de vibrații: oscilatoare, demultiplicatoare de frecvență și amplificatoare. Un astfel de element este elementul bistabil cu efect Coandă.-

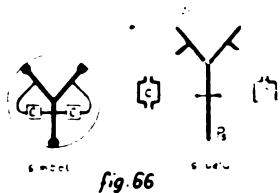
2.4.4.1.- Oscilatoarea. Din cele analizate rezultă că soluția cea mai eficientă este oscilatorul din elemente bistabile

cu efect Coandă, care satisface cerințele scopului propus. Seau întreprins (pe aceste elemente) cercetări experimentale cantitative și calitative pe următoarele variante:

- oscilatorul de joasa presiune și de frecvență înaltă compus din două elemente : fig.65 b, oscilator și stabilizator, amândouă constituite din elemente bistabile cu efect Coandă cu câte două canale de ieșire (din care câte unul rezervat reacției inverse pentru folosirea elementului ca oscilator), fig.65.a.-



- oscilatorul de joasă presiune de frecvență joasă (fig.66). In mod experimental se verifică efectul de reducere a frecvenței și posibilitățile de stabilirea ei prin calcul,



comparativ cu relațiile stabilite la 2.4.2.4.-

- se execută un element cu debit mai mare și cu presiuni mai mari, cu viteze supersonice în duză, pentru numărul lui Reynolds $Re > 70 \cdot 10^3$ care (simbol fig.65 - A) să funcționeze și ca amplificator, iar prin variația lungimii conductelor din circuitele de reacție inversă se verifică atât influența acestora asupra variației frecvenței cât și formula lui Reilly
|62|-

2.4.4.2. - Multiplicatoare de frecvență. Din analiza datelor comparative la 2.4.2.6. privind mijloacele tehnice de care dispunem în prezent pentru reducerea frecvenței, sub aspectul eficienței (număr minim de elemente pentru efect maxim de reducere) rezultă că este util, pentru scopul urmărit - să se aleagă pentru experimentare trei variante: dispozitivul de numărare binară, intercalarea unor capacități și rezistențe în circuitul de reacție inversă, varierea lungimii conductelor din reacțiile inverse. Deci :

- referitor la dispozitivul de numărare binară: se execută un element (tip Warren) care se încearcă calitativ.

În cazul nefuncționării elementului (ceea ce se poate aștepta în urma greutăților de execuție realizate în literatura de specialitate), se trece la realizarea unui dispozitiv constituit



Fig. 67

din două elemente bistabile (fig. 67), care se încercă experimental.-

- intercalarea unor capacități (și rezistențe) în circuitul de reacție inversă se experimentează direct pe oscilator de joasă frecvență, așa cum s-a arătat mai înainte (2.4.4.1.-)

- idem varierea lungimii conductelor de reacție inversă.-

2.4.4.3.- Amplificatoare. Amplificatorul static, conform concluziilor la 2.4.3.3. se exclude din cauza frecvenței joase la care funcționează, rămânând experimentări cu :

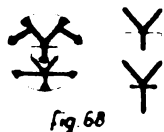


Fig. 68

- recuperatorul de presiune (fig. 64 și 68);

- elementul bistabil cu efect Coandă supersonic.-

Prin compararea figurilor 67 și 68 se poate vedea diferența între dispozitivul de numărare binară și recuperatorul de presiune, care amândouă de fapt sînt constituite din același element.-

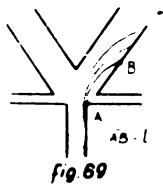
3.- DAȚA ȘI REZULTATELE PRIVIND EXPERIMENTAREA DISPOZITIVELOR.-

În urma concluziilor din cele de mai sus s-a construit un singur tip de element, ca celălă universală de bază cu care se pot alcătui oscilatoare și celelelalte variante de dispozitive: elementul bistabil cu efect Coandă cu cîte două ieșiri obținute prin bifurcarea capalelor de ieșire. Deci, anterior confecționării și experimentării acestui tip de element este necesar să-l studiem mai atent și profund pe baza literaturii tehnice universale; dar pentru că nu acesta este scopul lucrării, se vor aprofunda mai tîrziu problemele legate strict de temă, adică

amplificarea semnalului de comandă μ , recuperarea presiunii K , stabilitatea în sarcină și timpul de comutare.-

3.1.- Considerații teoretice și practice generale referitoare la elementul bistabil cu efect Coandă. Așa cum s-a arătat mai sus se vor trata cu mai multă profunzime aspectele legate de scopul final al lucrării referitoare la realizarea unui nou tip de vibrator.-

3.1.1.- Fenomenul de curbură, zona de separație. Vizualizarea curgerii [9] într-un element bistabil cu efect Coandă a arătat că jetul laminar în duză se separă de perete și aderă din nou la perete la parcurgerea unei distanțe l (fig.69.) Acest fenomen a fost comunicat de Coandă cu mulți ani în urmă [41]. După un alt autor [54] lungimea zonei de separație depinde de numărul lui Reynolds astfel:



$$\text{- pentru } Re < 500, \frac{l}{\delta} \sim 10^4 \quad (50)$$

(δ - grosimea zonei de separație)

$$\text{- pentru } Re > 500, \frac{l}{\delta} \sim 10^2 \quad (51)$$

Fenomenul de separare a jetului la o muchie ascuțită (ieșirea din duză) este cunoscut din mecanica fluidelor, însă un mare interes se pare că prezintă explicația mecanismului de aderare din nou a jetului de perete (punctul B din fig.69). Stratul exterior al jetului, la ieșirea din duză, devine turbulent și obține astfel proprietatea de a smulge din jurul lui particule din mediu printr-un efect de torfecare. Aceste aspecte se

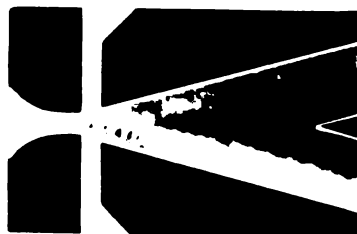
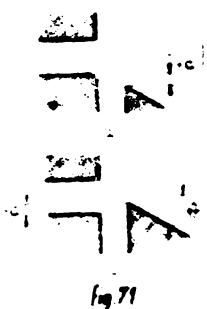


fig. 70

vede în fig.70 la un element care funcționează cu viteza sunetului. Mediul astfel antrenat trebuie transportat de-a lungul peretelui în sensul unei circulații inverse. Această recirculație a fluidului produce în zona de separație o depresiune care are ca efect dirijarea jetului spre perete. Deci este necesar ca jetul să devină turbulent pentru a avea loc aderarea de perete (punctul B din fig.69). Așa cum s-a arătat mai sus, lungimea zonei de separație l atinge un

anumit minima la creșterea Re . Jetul o dată aderat la perete, chiar când scade debitul și Re nu se desface de perete (efectul de histeresis). În cazul când debitul crește (Re), lungimea zonei l poate să atingă un minim critic în care bistabilitatea elementului nu mai are loc [9].-

Printr-o geometrie adecvată [9] a elementului, existența zonei de separație, deci și funcționarea elementului s-a menținut și pentru $Re=200$. Acest lucru se poate obține printr-o valoare negativă a deplasării a (fig.71.b) care face ca jetul să devină turbulent.-



Distanța punctelor A și B, adică lungimea zonei de separație, care determină (așa cum se va vedea în cele de mai jos) stabilitatea jetului sub sarcină, se poate calcula în funcție de unele elemente geometrice ale elementului: deplasarea

a și acclinarea peretelui cu unghiul θ (fig.71 b.) după metoda [11]. Dineințeles că, așa cum s-a văzut mai sus influențarea și Re . Deci: $l=f(a, \theta, Re)$ pentru o anumită sarcină (încărcare) de presiune p_y . De asemenea s-a dovedit că de fapt cantitatea de mediu aspirat (antrenat) de jet nu depinde de raza jetului [11]. Mai ales în domeniul Re mic (calculat în duză) raza jetului depinde mult de presiunea de alimentare [49].-

Lungimea zonei de separație depinde și de presiunea statică la ieșirea elementului (încărcarea). O creștere sau micșorare a acestei lungimi, ce are loc la acțiunea unui semnal de comandă, conduce în ambele cazuri la comutarea jetului [22].-

S-a încercat de mai mulți autori să se deducă din punct de vedere teoretic aspectele cantitative ale fenomenului de curgere a fluidului în elementele bistabile, tratând în mod special efectul Coandă și fenomenele zonei de separație [55], dar este de remarcat că cunoștințele dobândite pe baza experimentării au progresat cu mult mai repede [60].-

O ultimă observație referitoare la influența "deplasării a " constă în următoarele [40]: aderarea jetului la perete se poate accentua prin creșterea dimensiunii a , efect

ce se adaugă la depresiunea zonei de separație, dar acest lucru are două consecințe importante:

- pentru comutarea jetului va fi necesară o presiune mai mare în canalele de comandă [40].

- presiunea de alimentare trebuie să crească la valori mai mari pentru a menține efectul Coandă [40].-

Aspectul cantitativ al problemei referitoare la zona de separație, respectiv găsirea unor relații care să exprime lungimea zonei și raza (unghiul) de curbură a jetului în această zonă sînt tratate în lucrarea [56]. Autorii, pe baza modelului lui Sher și admitînd profilul unui jet liber turbulent după Kirshner [41] ajung la concluzia că lungimea zonei de separație este proporțională cu dimensiunea a a elementului distabil și cu lățimea duzei dN , fără a ține cont de numărul lui Reynolds.

Pentru a determina expresia razei de curbură a jetului [56] se deduce din ecuațiile Navier - Stokes pentru un jet bidimensional compresibil pentru direcția perpendiculară pe direcția propagării jetului, următoarea relație:

$$\frac{1}{R} V^2 = \frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta y} \quad (52)$$

în care: R - raza de curbură, V - componenta vitezei pe linia mediană și din :

$$R = dN \frac{\delta Ma^2}{1 - \frac{p_i}{p_1}} \quad (53)$$

în care: dN - lățimea duzei, p_i - presiunea statică în zona de separație, p_1 - presiunea statică pe granița zonei jetului liber, Ma - numărul lui Mach la ieșirea din duză ($= \frac{c}{a_s}$).

În concluzie după cele relatate mai sus [56], se poate stabili că raza de curbură a jetului, care de altfel este și proporțională cu lungimea zonei de separație, crește cu lățimea duzei, cu viteza de ieșire a fluidului din duză ($Ma = \frac{c}{a_s}$, c - viteza de ieșire, a_s - viteza sunetului) și cu depresiunea în zona de separație (p_i).-

Creșterea razei de curbură a jetului și implicit a lungimii zonei de separație după relația [53] este în contradicție cu concluziile lucrărilor [9] și [54], care prevăd o descreștere a lungimii zonei cu creșterea numărului lui

Reynolds. În rest, aceste relații exprimă rezultatul cercetărilor cu aspect calitativ descris în cursul capitolului.-

3.1.2.- Influența numărului lui Reynolds. Pentru un jet având numărul lui Reynolds sub o valoare limită minimă elementul bistabil nu mai funcționează, deoarece dispare efectul Coandă; acest lucru este important pentru miniaturizarea elementului, deoarece cu micșorarea dimensiunilor elementului trebuie crescută presiunea încât Re să atingă o anumită limită minimă [31].-

Pentru a compara parametrii funcționali ai unor elemente cu caracteristici geometrice diferite s-a introdus ca mărime unică Re , determinat de elementele geometrice ale duzei și viteza de scurgere a fluidului în duză [29, 71].-

Pentru acest motiv, caracteristicile ce se ridică experimental în cele ce urmează conțin ca mărime de referință numărul lui Reynolds.-

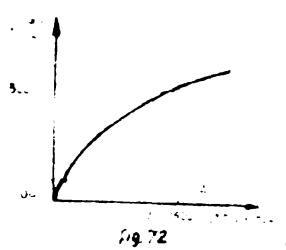
3.1.3.- Caracteristici numărul "fan-out". În general au importanță caracteristicile de ieșire, care se exprimă în funcție de numărul lui Reynolds pentru motivele arătate la 3.1.2.- Se obișnuiește întocmirea diagramelor experimentale:

$\frac{p_x}{p_s} = f(Re)$ [96] sau $\frac{p_s}{p_x} = f(Re)$ și $\frac{p_y}{p_s} = f(Re)$
sau $\frac{p_y}{p_s} = f(Q_y)$ [21], în care p_s, p_x, p_y și Q_s, Q_x, Q_y au semnificațiile cunoscute, se reține factorul de amplificarea $\mu = \frac{p_s}{p_x}$ și coeficientul de recuperare a presiunii $k = \frac{p_y}{p_s}$.-

Pentru a determina numărul "fan-out" s'iesnar recomandă [16, 89] folosirea următoarelor caracteristici:

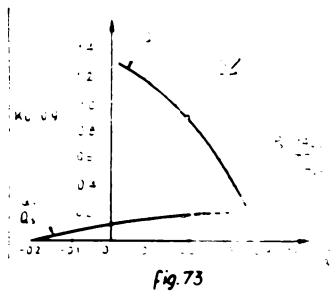
- de intrare $Q_s = f(p_s)$
- de ieșire $\frac{Q_y}{Q_s} = f\left(\frac{p_y}{p_s}\right)$ și $\frac{Q_x}{Q_s} = f\left(\frac{p_x}{p_s}\right)$

Caracteristica de intrare (fig. 72) arată relația cunoscută de ieșirea fluidului dintr-un recipient cu presiunea crescîndă p_s și cu presiunea constantă din exterior [69]:



$$Q = C \cdot A = A \sqrt{2 \frac{\alpha}{2-1} \frac{p_s}{\rho_s} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{2-1}{2}} \right]}, \quad (54)$$

în care: A - secțiunea duzei, $\alpha = 1,4$ (pentru aer), p_s - presiunea în interiorul recipientului, ρ_s - densitatea fluidului.-



În fig.73 s-au prezentat caracteristicile de ieșire, din care se vede imediat - în cazul exemplului dat - că presiunea maximă ce se poate recupera este de $0,55 = 0,4$ adică: $k_{max} \approx 0,4$.

Se observă că la încărcarea mică a elementului, debitul de ieșire Q_y este mai mare decât cel de alimentare $\frac{Q_y}{Q_s} > 1$. Acest fenomen se explică prin faptul că elementul nelăncărat aspiră aer din canalele de comandă, din canalele de aerisire și chiar dintr-unul din canalele de ieșire (observat în timpul experimentării) și antrenează astfel mase de fluid în plus. La încărcări mai mari (când $\frac{p_y}{p_s}$ crește): $\frac{Q_y}{Q_s} < 1$.

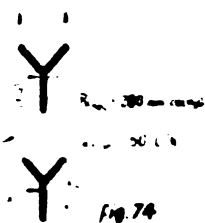
În reprezentarea caracteristicii de comutare: $\frac{p_x}{p_s} = f\left(\frac{Q_x}{Q_s}\right)$ se observă o depresiune, care se poate calcula după cum urmează (fig. 73).-

Dacă caracteristicile de ieșire s-au ridicat la o presiune de alimentare (în duză) de $p_s = 1400$ mm col H_2O , această depresiune este de $-0,2$ adică $\frac{p_x}{p_s} = -0,2$, deci: $p_x = -0,2 p_s$; $p_x = -0,2 \cdot 1400 = -280$ mm col H_2O

Comutarea elementului (pe curba $\frac{Q_x}{Q_s}$, fig.73) are loc în punctul U , adică la $\frac{p_x}{p_s} = 0,2$ sau la $p_x = 0,2 p_s = 0,2 \cdot 1400 = 280$ mm col H_2O .

Din fig.72 rezultă pentru această presiune un debit $Q_s = 60$ l.l⁻¹ pentru comandă (cu altă notație): $Q_x = 60$ l.l⁻¹

Dacă se conectează un alt element (cu aceleași caracteristici) după elementul pentru care s-au ridicat caracteristicile de ieșire, acesta - din urmă - se va comuta la



la aceeași presiune (U) de 280 mm col
 H_2O solicitând tot un debit în canalul
 de comandă de 60 l. h^{-1} (fig.74) iar
 elementul încercat la presiunea de ni-
 velul U , adică cu $\frac{p_y}{p_s} = 0,2$, va

furniza un debit corespunzător (fig.63. curba $\frac{Q_y}{Q_s}$) de $\frac{Q_y}{Q_s} \approx 0,9$,
 $0,9 \cdot 300 \approx 280 \text{ l. h}^{-1}$

Q_s s-a determinat pentru $p_s = 1400 \text{ mm col } H_2O$ din
 fig.72.-

Deci cu 280 l. h^{-1} elementul 1 poate comanda un număr
 de $\frac{280}{60} \approx 4$ elemente conectate după primul, deci numărul "fan-
 out" este egal cu 4.-

Se mai observă ca un lucru esențial (fig.73) că punc-
 tul de comutare pentru cel de al doilea element trebuie să se
 afle în interiorul caracteristicii de ieșire a primului element
 pentru a fi comandat (comutat) de acesta.-

Pentru un număr mic de încercări și stabilirea numărului
 lui "fan-out" nu este necesară și întocmirea diagramei complete
 din fig.72.-

În acest caz numărul "fan - out" poate fi determinat
 pentru o presiune constantă de alimentare $p_s = \text{const}$, după cum
 urmează, având cîncințele cele două caracteristici construite
 (fig.73):

1. Presiunea punctu- lui de comutare U	Pe diagramă se citește $\frac{p_{xU}}{p_s} = m$	Se calculează $p_{xU} = m \cdot p_s$ (p_s - presiunea de alimentare)
2. Debitul necesar de comutare Q_{xU}	-	Se calculează: $Q_{xU} = A \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_{xU}}{\rho_{xU}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{xU}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$ (55)
3. Debitul de ali- mentare Q_s corespunzător presiunii de alimentare	-	Se calculează $Q_s = A \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_s}{\rho_s} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$ (56)

<p>4. Debitul de ieșire Q_{yu} corespunzător presiunii de comutare p_{xu}</p>	<p>Se ia din diagrama $\frac{Q_{yu}}{Q_s} = f(m)$ $\frac{Q_{yu}}{Q_s} = k$</p>	<p>Se calculează $Q_{yu} = k \cdot Q_s$, (57) sau $Q_{yu} = k \cdot A \sqrt{2 \frac{\alpha}{\alpha-1} \frac{p_s}{\rho_s} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]}$ (58)</p>
<p>5. numărul "fan-out" n_f</p>	<p>-</p>	<p>Se calculează: $n_f = \frac{Q_{yu}}{Q_{xu}}$ (59) sau direct (a se vedea mai jos)</p>

În urma celor de mai sus se ajunge la concluzia că numărul fan-out se poate determina și analitic, luând din caracteristicile (pentru $p_s = \text{const}$) de ieșire și comutare doar coeficienții k_u respectiv m .

Se poate scrie (urmare la tabelul de mai sus):

$$n_f = \frac{Q_{yu}}{Q_{xu}} = \frac{k_u Q_s}{Q_{xu}} = \frac{k_u \cdot A \sqrt{2 \frac{\alpha}{\alpha-1} \frac{p_s}{\rho_s} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]}}{A \sqrt{2 \frac{\alpha}{\alpha-1} \frac{p_{xu}}{\rho_{xu}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{xu}} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]}}$$

iar: $p_{xu} = m p_s$ rezultă:

$$n_f = \frac{k_u \sqrt{2 \frac{\alpha}{\alpha-1} \frac{p_s}{\rho_s} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]}}{\sqrt{2 \frac{\alpha}{\alpha-1} \frac{m p_s}{\rho_{xu}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{xu}} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]}}$$
 , deci:

$$n_f = \frac{k_u}{\sqrt{m}} \sqrt{\frac{\rho_{xu}}{\rho_s} \frac{\left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]}{\left[1 - \left(\frac{p}{p_{xu}} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]}}$$
 (60)

Din relația (60) se pot desprinde următoarele:

- numărul fan-out este mare pentru $k_u = \frac{Q_{yu}}{Q_s}$ mare (coeficient mare de recuperare)
- n_f scadește cu $m = \frac{p_{xu}}{p_s}$, deci cu presiunea necesară de comutare, $p_s = \text{const}$.
- cu creșterea presiunii de alimentare nivelul presiunii de comutare p_{xu} crește, deci n_f scade cu p_s .

Referitor la interpretarea caracteristicilor de ieşire merită să subliniem constatarea că elementele prevăzute cu canale de aerisire ("vents") preiau valori ale caracteristicilor ce se obţin prin extrapolarea curbelor de la elemente fără canale de aerisire [56]. Mai jos acest lucru a fost demonstrat experimental în cazul unui element.-

3.1.4.7 Stabilitatea jetului în sarcină. Odată aderat la perete, jetul se menţine în această poziţie şi la închiderea canalului de ieşire (la P_{ymax} , $Q_y \approx 0$), dacă elementul bistabil este bine dimensionat. Condiţia care trebuie îndeplinită pentru a menţine jetul în poziţia sa şi sub sarcină constă în: punctul de deslipire A şi punctul de aderare B să nu se supra-



pună (fig.75) adică să se menţină zona de separație. Acest lucru se poate obține prin anumiți parametri geometrici ai elementului, care fac ca distanța între cele două puncte să

crească în timpul funcționării elementului. O influență puternică în acest sens o are alegerea constructivă a dimensiunii e (între două și până) și astfel punctul B își va muta poziția sa spre ieșirea elementului, prin acest fapt coboară mult limita minimă a debitului de ieșire (Q_{ymin}) pentru care jetul se menține în poziția sa independent de sarcină [9], cu toate că unii autori sânt de păreri contrarii [9] susținând că micșorarea dimensiunii e duce la o stabilitate mai mare.-

3-a ajuns de asemenea la concluzia că stabilitatea jetului în sarcină depinde și de forma penei. Dacă aceasta nu este ascuțită, ci rotunjită se formează în zona sa un turbion de sprijin care întărește stabilitatea jetului [59].-

Un rol hotărâtor în stabilirea jetului îl au canalele de aerisire [59]. Dacă se pune problema de a încălca canalul (cu jetul respectiv) de ieșire, prin legarea la un alt element sau chiar la un spațiu închis (cazul capetelor de vibrație), debitul necesar Q_y devine prea mic față de debitul de alimentare Q_s . În lipsă de canale de aerisire (vents)

debitul prea mare ar comuta jetul în altă poziție. Poziția acestora și mărimile lor la fel sînt importante.-

La 3.1.1. s-a văzut că distanța între cele două puncte de deslipire și aderare (fig.75) depinde și de alți factori ca dimensiunea a , unghiul θ , numărul Reynolds, lățimea duzei dN și, prin numărul lui Mach, de viteza jetului în duză.-

Pentru motivul că nu se cunoaște intensitatea comparativă a influenței acestor parametri asupra stabilității elementului în sarcină și există chiar în literatura de specialitate unele contradicții, așa cum s-a arătat, se naște necesitatea cercetării experimentale a elementului bistabil cu efect Coandă în vederea utilizării lui în circuitul unor SPP-uri care vor alcătui vibratorul de tip nou pentru compactare. Aceste lucrări s-au efectuat la o serie de elemente și rezultatele obținute se vor prezenta la subcapitolul respectiv.-

3.1.5.- Amplificarea semnalului de comandă și recuperarea presiunii. Amintim că în cele de mai sus și în capitolele precedente s-au notat:

$\mu = \frac{p_s}{p_x}$, în care: μ - amplificarea semnalului de comandă, p_s - presiunea de alimentare, p_x - presiunea semnalului de comandă,

$K = \frac{p_y}{p_s}$, în care: K - coeficientul de recuperare a presiunii, p_y - presiunea semnalului de ieșire.-

Unii autori [9] au optat pentru introducerea noțiunilor de "amplificarea presiunii", care se compune din "amplificarea internă" și "recuperarea presiunii de ieșire". În înțelesul notațiilor de mai sus, aceste noțiuni se pot exprima astfel:

- amplificarea internă: $\mu = \frac{p_s}{p_x}$
- recuperarea presiunii de ieșire: $K = \frac{p_y}{p_s}$
- amplificarea presiunii: $\frac{p_s}{p_x} \cdot \frac{p_y}{p_s} = \frac{p_y}{p_x}$ sau μK

Deoarece se consideră că $K_{max} = 0,5$ (pană în prezent s-au obținut valori cu mult mai mici: $K = 0,3, 0,4$), pentru a recupera presiunea de comandă p_x în întregime, μ trebuie să fie cel puțin egal cu 2, deci:

$$\mu K = 2 \cdot 0,5 = 1 \quad (61)$$

Amplificarea semnalului de comandă (μ), precum și recuperarea presiunii (K) sunt influențate de numărul lui Reynolds și de o serie de factori, dintre care, în primul rând, de parametrii geometrici și elementului. Aceste aspecte se vor trata la 3.1.8 și la 3.2.-

3.1.8. - Timpul de comutare. Experimental s-a constatat că mărimile principale ce influențează asupra timpului de comutare (t_c) a jetului [9] sunt: lungimea elementului (L) măsurată de la duză până la extremitatea canalului de ieșire și viteza fluidului în duză (c). Timpul de comutare se exprimă astfel

$$|9| \quad t_c = \lambda \frac{L}{c}$$

62

în care: λ - constanta lui Strouhal (7...10), $\frac{L}{c}$ - timpul de transport.-

La același element s-au făcut încercări cu apă și aer și s-a susținut că densitatea mediului nu influențează [9], dar totodată s-a descoperit că un alt factor joacă un rol esențial: nivelul presiunii de comandă (p_x) .-

Variația constantei λ în funcție de $\frac{p_x}{p_s}$ are aspectul din fig. 76 B. Deci λ scade pe măsura creșterii raportului $\frac{p_x}{p_s}$.

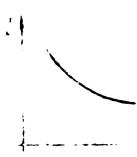
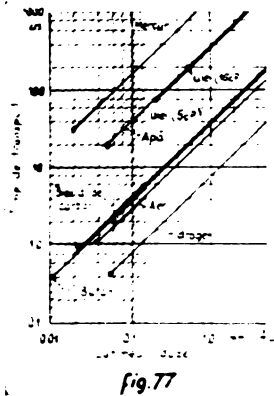


Fig 76

Acest lucru s-a observat de altfel

la experimentarea oscilatorului, fenomenul se va analiza la subcapitolul respectiv (3.6.3.4.)-.

Alți autori [18] cu câțiva ani mai târziu, bazându-se pe [8] definesc timpul de comutare la fel ca [9], atribuindu-se denumirea constantei λ "numărul lui Strouhal" (denumire găsită impropriu de I. Bahr în propunerile de standard [2]), ridicându-se și o diagramă: timpul de transport funcție de



de lățimea duzei " dN " și funcție de densitatea mediului. Se observă că timpul de transport de, inde de mediu fluid cu care lucrează elementul [18] (fig.77) contrav afirmațiilor [9]. Pentru numărul lui Strouhal se găsesc alte valori cuprinse între 10....15 la un element cu distanța duză - până: $e = 14 dN$.

Un alt cercetător, cu ocazia miniaturizării elementului bistabil, găsește valori minime (pentru aer): $t_c = 11 \mu s$.

Experimental [29] s-a mai stabilit timpul de comutare ("response time of the element") dat de următoarele relații:

$$t_c = 6 \frac{L}{c}, \quad (61)$$

pentru: $\frac{p_x}{p_s} = 0,45, \quad Z = 6,$

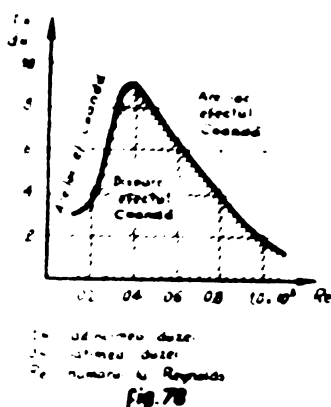
$$t_c = 11 \frac{L}{c}, \quad (62)$$

pentru $\frac{p_x}{p_s} = 0,25, \quad Z = 11$

Aceste rezultate se apropie mai mult de cele obținute experimental în prezenta lucrare (urmează comentarea lor la 3.6.3.4.) Dar trebuie reținut faptul că aceste încercări s-au efectuat la elemente cu viteze (în duză) subsonice, dar în lucrarea de față - la subcapitolul respectiv - se vor stabili experimental valori pentru Z în cazul elementului supersonic după metoda utilizată de Glaettli. Aceasta constă în măsurarea frecvenței unui oscilator și calcularea timpului din frecvența [30]. Acest cercetător [30] a găsit la un element subsonic cu lățimea duzei $dN = 0,5 \text{ mm}$ un timp de comutare $t_c = 1 \text{ ms}$.

Față de cele de mai sus, rezultate și contradicții așa cum de altfel s-a și menționat, s-a calculat timpul de comutare și variația numărului lui Strouhal în funcție de $\frac{p_x}{p_s}$ pentru frecvențe diferite. Variația Z s-a găsit că este, în principiu, în concordanță cu fig.76 (a se vedea 3.6.3.4.).

3.1.7. - Problema miniaturizării elementului.



Din diagrama fig. 77 rezultă limitele miniaturizării elementului bistabil. Se considera [18] că lățimea minimă a duzei tehnice realizabilă $d_N = 0,15 \text{ mm}$ (a se compara cu 6.3.). La un număr $Re = 1000$ timpul minim de comutare se obține pentru hidrogen $t_c = 11 \mu\text{s}$ dacă se consideră $\lambda = 10$.

Pentru a menține un număr Reynolds suficient de mare ca elementul să mai funcționeze (prin efectul Coanda), e necesar să crească cu mult presiunea de alimentare p_s , ceea ce duce la un consum mare de energie de acționare [31]. În vederea preîntâmpinării acestui fenomen s-a ajuns la concluzia că elementul poate funcționa și în regim laminar ($Re < 2300$) dacă raportul t_N/d_N este mare [56]. Acest raport este cunoscut sub denumirea de "aspect ratio". (Diagrama experimentală se vede în fig. 78 [21].-

3.1.8. - Influența parametrilor geometrici și a altor factori de echilibru asupra funcționării elementului.

Acestea sînt de o importanță covârșitoare, fără cunoașterea acestor influențe nu se poate proiecta elementul, nu se poate să-l optimizeze pentru scopul dorit. Variația parametrilor geometrici determină și modifică caracteristicile de ieșire. Unii dintre acești parametri s-au întâlnit în cele precedente și nu îi vom repeta. Este de remarcat faptul că cercetările experimentale din literatură nu au ajuns la concluzii unanime, deci pentru a realiza un oscilator din element bistabil, se naște, și din acest motiv, necesitatea unor cercetări experimentale, dar în prealabil vom arăta unele concluzii din literatura de specialitate.-



După una dintre lucrări [9] recuperarea presiunii de ieșire (P_y) depinde de deplasarea a (fig.79) și se recomandă

o valoare maximă pentru $a = 0,1 \cdot 0,5 \text{ mm}$, experimental s-a aflat
) că se obține un factor maxim de amplificare $\mu = \frac{p_s}{p_x} = 20$
 la $Re = 9000$ pentru $a = 0$. Încercările s-au făcut [9] cu un
 element (acr) cu următorii parametrii geometrici:

- $b_x = 5 \text{ mm}$,
- $t_N/d_N = 0,6$,
- $d_N = 5 \text{ mm}$,
- $e = 60 \text{ mm}$ ($e = 12 d_N$).
- $2\theta = 30^\circ$

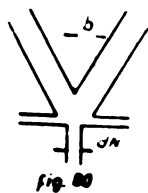
Put această diagramă [9] pentru diferite valori a
 indică un μ_{min} pentru $a = 1,5 \text{ mm}$.-

În cele precedente (la alte subcapitole) s-au arătat
 influența și necesitatea canalelor de ieșire, dar încercările
 de a determina analitic poziția și mărimea orificiilor (fig.
 77) de aerisire (dV) nu au dat decât rezultate foarte aproxi-
 mative [36].-

S-a constatat de asemenea pe calea experimentală că
 în domeniul Re mic (în duză) raza jetului (în element) depinde
 mult de presiunea de alimentare p_c , ceea ce nu este de inte-
 res deosebit pentru prezenta lucrare (pentru viteze supersonice
 și Re mare) [49].-

În schimb pentru mecanismul de comutarea jetului este
 importantă geometria în spațiul duzei [50], incluzând aici toți
 parametrii din zona respectivă, inclusiv unghiul (fig.79) care
 are o valoare optimă la cea. 30° .-

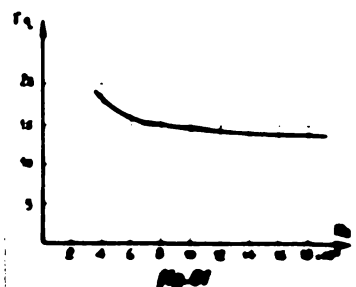
Unii dintre cercetători consideră că cel mai important
 parametru "Offset"-ul (deplasarea a canalului de ieșire față
 de duză) și îl definesc drept raport (nu ca simplă dimen-
 siune influență!) (fig.80).



$$\frac{b}{\frac{d_N}{2}} = \frac{a + \frac{d_N}{2}}{\frac{d_N}{2}} = 1 + \frac{2a}{d_N} \quad (63)$$

ceea ce înseamnă că factorul (parametrul)
 de influență nu este a singur ci mări-

rea lui raportată la lățimea duzei.-



Te arată că anulate caracteristici
 rămân constante cu creșterea lui

$$Re \text{ De exemplu } r_q = \frac{Q_s}{Q_x} =$$

const. începând de la $Re \cong 8 \cdot 10^3$ [50] fig.81.-

Unii dintre cercetători nu căutată să găsească influența parametrilor geometrice (dx, bx, e, a, θ fig.79) la elemente fără canale de aerisire [23], ceea ce a condus la concluzii neadecvate pentru elementele folosite astăzi, toate prevăzute cu canale de aerisire. Pentru acest motiv s-au continuat cercetările pentru elementele cu "vents", variind "aspectul ratio" în jurul lui 1 [10]. De asemenea s-a aprofundat teoria și experimental problema marșii canalelor de comandă [70], ajungându-se la părerea că secțiunea acestora nu trebuie luată mai mare decât secțiunea duzei de alimentare pentru motivul că debitul necesar comutării jetului este inferior debitului de alimentare ($Q_x < Q_s$) .-

După lucrarea [91] s-ar putea ca abaterile prin prelucrarea elementului să influențeze cei puțin tot atât de puternic ca unii parametri geometrice funcționarea elementului, mai ales simetriile în zona duzei sau o mică cavură la ieșirea duzei obținută în urma prelucrării.-

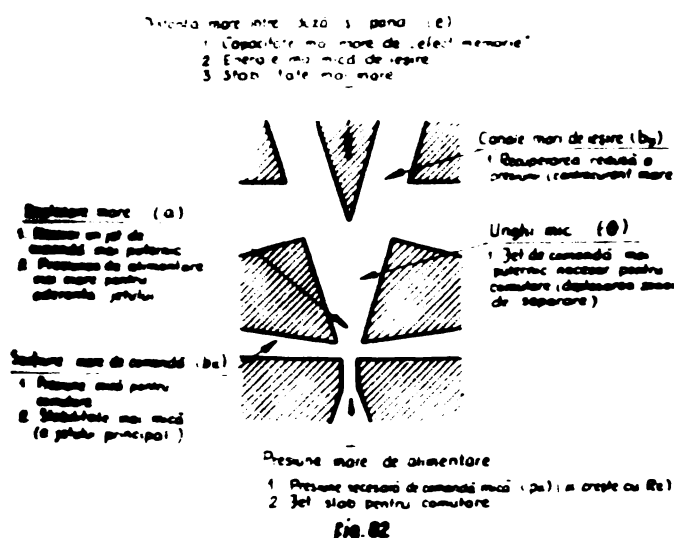
Duza așa cum este prezentată în lucrarea [34] determină două aspecte de funcționare:

- lățimea duzei dN : puterea și consumul de fluid;
- forma, în primul rând "aspectul ratio" : comutarea jetului, ea ușoară pentru t_h/dN mare [22, 40]-

De asemenea cu creșterea dimensiunii a crește presiunea necesară pentru comutarea jetului (p_x) .-

Influența parametrului e s-a tratat la subcapitolul respectiv privind "stabilitatea jetului în sarcină" (3.1.4.).

S.Karg [40] a făcut o sinteză care coincide cu majoritatea altorilor de mai sus, redată mai jos în mod grafic



(Fig.82.)

Aceste influențe se verifică prin experimentarea unor elemente (la 3.2.) variind parametrii geometrice

3.1.9.- Elementul supersonic, supersonicitatea,

dacă vorbim despre ea, se referă la viteza fluidului în duză $c > a_s$, în care: c - viteza jetului în duză, a_s - viteza sunetului pentru aer la o temperatură constantă și $Ma > 1$, Ma - numărul lui Mach.-

Începând din anul 1968 (de la "Third Cranfield Fluidics Conference - mai 1968 - Torino) se găsesc date în literatura de specialitate cu privire la experimentarea unor elemente bistabile cu efect Coandă cu presiuni de alimentare ridicată, ceea ce duce la utilizarea vitezelor supersonice în duză. Aceste elemente au unele avantaje față de altele:

- nu necesită amplificatoare;
- pot fi utilizate să acționeze direct organe de execuție îndeplinind totodată și funcții logice.-

După concluziile lui E.Karg [40] o serie de parametri funcționali, ca factorul de amplificare μ se îmbunătățesc cu creșterea presiunii de alimentare p_s . În cele ce urmează se vor verifica aceste afirmații experimentale, precum și variația coeficientului de recuperare a presiunii K și frecvența maximă posibilă în regiile de oscilație.-

Autorii au prevăzut o largă perspectivă de utilizare a elementelor supersonice în acționari de mașini unelte [4, 79] ca experimentările efectuate s-a obținut, la presiune de alimentare de 2 kgf. cm^{-2} , timp de comutare de 6 ms [4] ceea ce ar corespunde cu o frecvență maximă de ca. 100 Hz .-

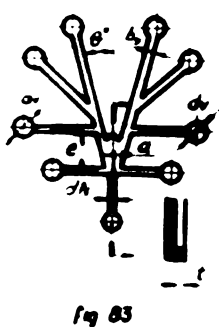
La acțiunea directă a unui cilindru cu 15 kgf. cm^{-2} de către un element supersonic s-a înregistrat o frecvență maximă de 40 Hz [79].-

Subliniem faptul că în literatura de specialitate nu s-au găsit date sau referiri la realizarea unui oscilator din elemente bistabile supersonice, deci domeniul este lipsit de date de referință și în vederea construirii unui astfel de oscilator trebuiau întreprinse o serie de cercetări experimentale (care se vor prezenta în cele ce urmează) așa cum s-a menționat mai sus.-

De asemenea este nou faptul că timpii de comutare sunt cu mult mai mici (la modelul construit de autor) și se

atate frecvențele cu mult mai mari decât cele indicate de literatură.-

3.2. - Date obținute în urma cercetării experimentale în vederea proiectării (optimizării) elementului bistabil cu efect coandă. Amintim încă o dată că scopul lucrării constă în a găsi soluții de vibrațoare fără sau cu un număr redus de piese mecanice în așoare pentru compactarea unor mase mai mult sau mai puțin viscoase care conțin particule de mărimi diferite în suspensia lor. Pentru deplasarea (= compactarea) particulelor mai se cer frecvențe mari, iar pentru particule cu mase mai mari, frecvențe mai reduse, deci oscilatorul - din acest punct de vedere - va fi mai eficient dacă acoperă o gamă mai mare de frecvențe. În vederea măririi razei de acțiune, implicit a productivității, se prezintă forțe perturbatoare de la câteva zeci până la sute de kgf. deci presiuni cât mai mari. Vibratorul, de asemenea, să aibe un preț de achiziție cât mai redus, deci trebuie să fie simplu și să nu impună fabricantului probleme tehnologice dificile de execuție. Din toate tipurile de oscilatoare amintite mai sus numai un element îndeplinește toate aceste condiții : elementul bistabil cu efect coandă cu reacții inverse ("feed - back"). Prin combinarea unor elemen-



te de acest tip (fig. 83 și 84) având aceeași formă constructivă, se pot executa:

- oscilatoare (sinusoidale) demultiplicatoare de frecvență, amplificatoare și recuperatoare de presiuni.

Din acest motiv vom analiza mai atent caracteristicile unor serii de astfel de elemente în cadrul lucrărilor de experimentare, variind parametrii lor constructivi.-

-am considerat ca parametrii de interes, în cadrul lucrării:

- coeficientul de recuperare a presiunii: $K = \frac{p_y}{p_s}$,

în care:

p_y - presiunea de ieșire, p_s - presiunea de alimentare, exprimate în mm col apă;

- $\mu = \frac{p_s}{p_x}$ în care: p_x - presiunea sensului de comandă în ora cel apă;

- starea de stabilitate respectiv instabilitatea jetului în sarcină;

- caracteristica de legire $\frac{p_y}{p_s} = f(Q_y)$, în care:
 Q_y - debitul aerului în l. min⁻¹.

Ca mărime generală de referință [20] s-a luat valoarea numărului Reynolds Re - presiunile de alimentare se mențin constante în trepte din 500 în 500 până la 3500 mm cel H₂O.

S-au confecționat și încercat următoarele elemente cu parametrii geometrice respectivi (Fig. 81):

denumiri/ element	A	B	C	D	D ₁	E	F	G
d_N [mm]	1	0,2	1,6	0,9	0,5	1	1	0,7
t/d_N	3,5	4,3	6	3,9	7	3	3	4,20
a [mm]	1	1,2	0,5	0,9	1,3	2,5	2	1,5
e/d_N	9	14,3	6,6	17	30	5	6	10
2θ [grade]	36	35	35	36	36	30	30	30
b_y [mm]	3	2	2	3	3	3	3	2,5
b_r [mm]	3	2	2	3	3	2	3	2,5
d_v [mm]	8,5	7	8	6 6,5	6	6	6	6
$2a/d_N$	2	3,4	0,83	2	3,6	5	4	4,3

3.2.1. - Descrierea instalațiilor de măsurare și a sistemelor de montaj pentru parametrii ce se alegoră. În fig. 85 se vede ansamblul instalațiilor compus din recipientii cu

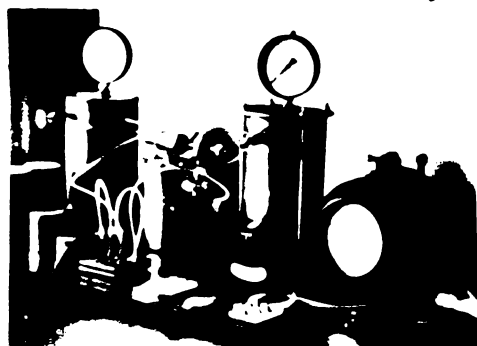
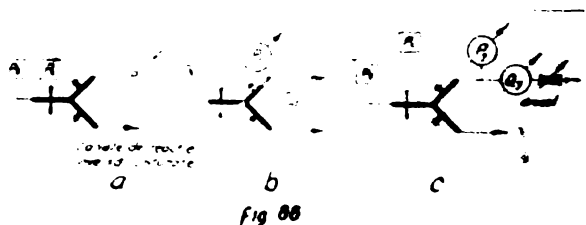


Fig. 85

presiuni constante, dispozitive de relaxare presiunii, manometre, debitmetru, -
 schemele de montaj:

- după conexiunea din fig. 86 - a s-a determinat coef-

icientul de recuperare presiunii și stabilitatea jetului în sarcină;



- măsurătorile din schema fig. 86 - b determină și factorii de amplificare (μ) a semnalului de comandă;

- caracteristicile de ieșire s-au măsurat la două elemente (A și B₁) - schema fig. 86.c. - cu coeficienți de recuperare (K) diferiți.-

3.2.2. - Rezultatele măsurătorilor. Mărimea parametrilor geometrici în zona duzei este hotărâtoare în obținerea parametrilor funcționali.-

3.2.2.1. - Coeficientii de recuperare a presiunii. În diagrama 1 se arată $K = f(Re)$ pentru elementele A, B, C, D, D₁ și G. Din reprezentarea grafică mai rezultă:

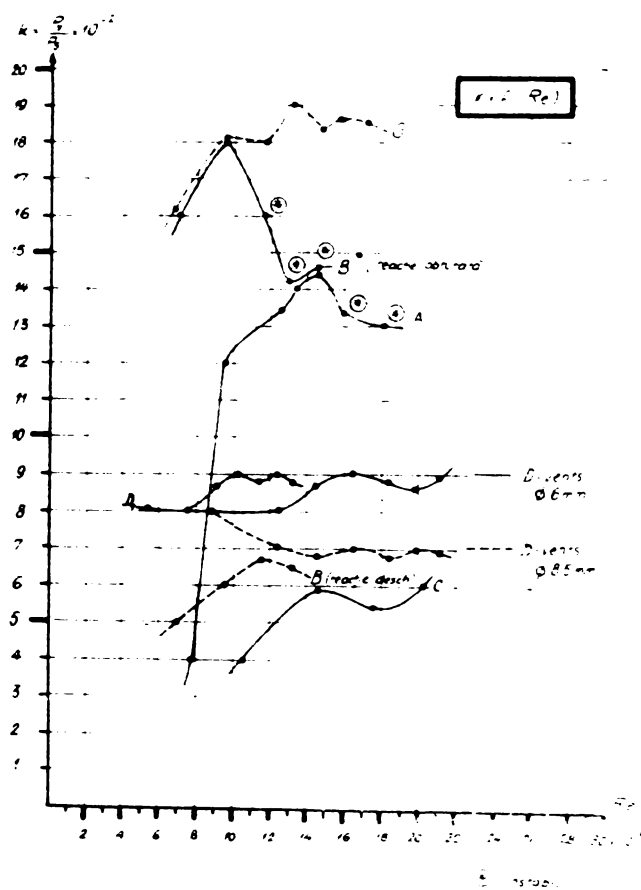


diagrama 1

și G. Din reprezentarea grafică mai rezultă:

- influența mării orificiilor de aerisire: cazul elementului D;
- influența obturării canalelor de reacție inverse: cazul elementului B;
- influența (favorabilă) a creșterii Re ;
- influența parametrilor geometrici comparând diagrama 1 cu datele de la punctul 3.2.-

o influență nefavorabilă o are lățimea mare a canalelor de ieșire (b_y). În cazul elementului G se vede influența pozitivă a unor canale mai înguste.-

Se poate deduce ușor că cu creșterea raportului e/dN se înrăutățește K . O valoare optimă pentru raportul e/dN se

află între 9 și 14,3 .-

Raportul t/dN al elementelor cu un coeficient mare de recuperare este cuprins între 3,5 4,3. Cu ocazia încercării altor elemente (exemplu: H₂) s-a demonstrat însă că acest raport (punctul 6,2,) nu influențează asupra coeficientului K , cum nu s-a observat nici o influență a deplasării a .-

In concluzie, se poate afirma că au influențe în mod cert:

- canalele de aerisire, numărul lui Re (respectiv presiunea de alimentare), canalele de ieșire, diametrul orificiilor de aerisire.-

3.2.2.2.- Starea de stabilitate a jetului în sarcină. In general defavorizează stabilitatea jetului în sarcină (diagrama 1):

- creșterea Re (mai ales pentru raportul a/dN mic)
- creșterea K (când a/dN este insuficient de mare)

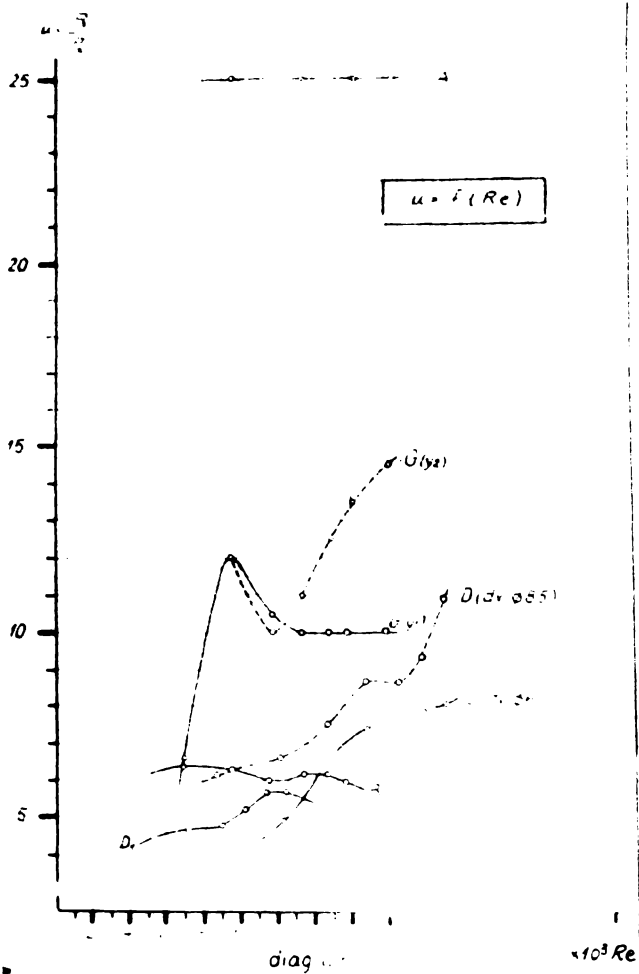
Influență favorabilă asupra stabilității o au raportul $a/dN \geq 9$, lățimea canalelor receptoare (de ieșire) $b_y > 2\text{mm}$ lățimea canalelor de aerisire $b_v > 2\text{mm}$ și diametrul orificiilor de aerisire d_v .-

Elementul B, cu toate că are $a/dN > 10$, are canalele de b_y și b_v sub 2 mm și totuși devine instabil la obturarea canalelor de reacție inversă (la creșterea lui K).-

Elementul 3, cu $a/dN = 5$ devine inutilizabil (instabil) la orice presiunea (și la Re mic), iar elementul F cu raportul puțin mărit $a/dN = 6$ începe să funcționeze la Re mic pentru presiuni (până la 500 mm col a₂₀).-

3.2.2.3.- Factorul de amplificarea semnalelor de comandă. In diagrama 2 se vede variația $\mu = f(Re)$

In general: μ crește cu numărul Reynolds, excepție face elementul A cu $\mu = \text{const.}$ (și foarte mare) și elementul G care rămâne cu $\mu = \text{const.}$ pentru semnalul de ieșire y_1 la $Re > 9000$ s-a prezentat - în mod excepțional - și



y_2 , care demonstrează o asimetrie a elementului chiar la un element mai reușit în execuție, mai aproape de caracteristicile optime.-

Rezultă următorii factori de influențe:

- creșterea lui μ cu mărirea orificiilor de aerisire (elementul D);
- influența raportului t/dN pentru $Re > 14,10^3$

Elementul	t/dN	a/dN	Locul elementului în ordinea mării μ
A	3,5	1	1
G	4,28	2,15	2
D, $d_{v_0} = 8,5$	3,9	2	3
D, $d_{v_0} = 6$	3,9	3,4	4
E,	4,3	3,4	5
D ₁₀	7	3,2	

- factorul μ descrește cu creșterea raportului a/dN ;
- e/dN m.c. ușurează comutarea (cu excepția elementului E) deci favorabil;

3.2.2.4. Caracteristici de ieșire (diagrama 3).
Se vede proporționalitatea curbelor celor două elemente,

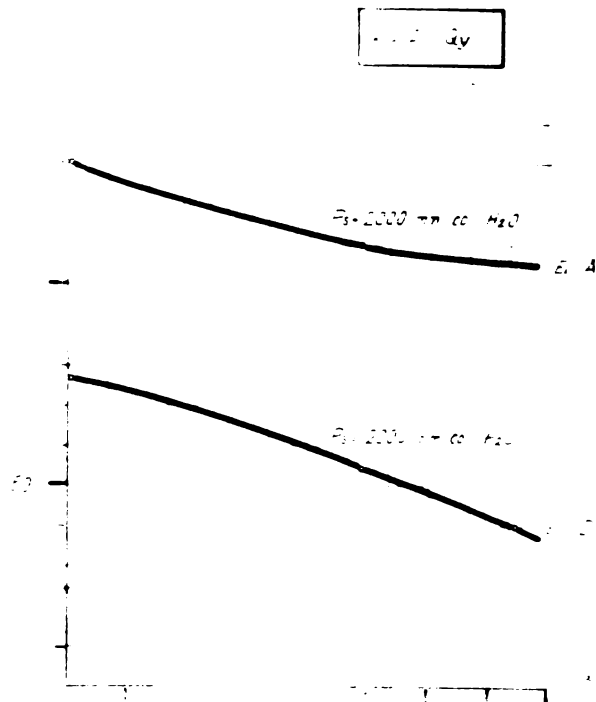


diagrama 1

dealtfel arătate și în diagrama 1. Dacă se cunosc și caracteristicile semnalelor de comandă se poate determina numărul "fan - out" [89], care este mai mare pentru elementul A și mai mic pentru D₁.

3.2.2.5.- Calcularea numărului "fan - out" pentru

elementul A și D₁. - Din datele care ne stau la dispoziție în urma experimentării, prin aplicarea relațiilor de la 3.1.3. se poate calcula numărul "fan - out":

$$n_f = \frac{K_v}{\sqrt{m}} \sqrt{\frac{p_{xu} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right]}{p_s \left[1 - \left(\frac{p}{p_{xu}} \right)^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right]}}$$

a.- Elementul A, cu presiunea de alimentare $p_s = 1000 \text{ mm col H}_2\text{O}$ ($Re = 13335$),

$$K_v = \frac{Q_{yv}}{Q_s} = 0,14,$$

$$m = \frac{p_{xu}}{p_s} = \frac{40}{1000} = 0,04,$$

$$p_{xu} = \frac{\delta_{xu}}{g} = \frac{p_{xu}}{RT} = 0,11998, \quad t = 20^\circ\text{C}, \quad T = 293^\circ\text{K}, \quad R = 29,3 \left| \frac{\text{m Kg}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} \right|,$$

$$p = 10^4 \text{ mm col H}_2\text{O},$$

$$p_s = \frac{p_s}{83676,3} = \frac{1000}{83676,3} = 0,13145,$$

$$\gamma = 1,4 \text{ (air)}$$

Rezultă $nf = 3,24$, adică $nf \approx 3$, ceea ce înseamnă că un element poate comanda maximum un număr de 3 bucle A elemente.-

b. Elementul A, cu $p_s = 2000$ mm col H_2O ($Re = 18293$),

$K_v = 0,13$; $m = 0,04$; $p_{xv} = 80$ mm col H_2O ,

$\rho_{xv} = 0,120$; $\rho_s = 0,143$;

rezultă un număr "fan-out" mai mic, cauza principală fiind descreșterea coeficientului K_v , $nf \approx 2$.

c. Elementul D_1 , $p_s = 1000$ mm col H_2O , $K_v = 0,08$,
 $m = 0,18$, $p_{xv} = 180$ mm col H_2O , $\rho_{xv} = 0,121$; $\rho_s = 0,131$,

ajunge doar la $nf = 0,4$, ceea ce înseamnă că elementul D_1 nu poate comanda aici un alt element D_1 , deoarece coeficientul de recuperare a debitului $K_v = \frac{Q_{xv}}{Q_s}$ este foarte mic.-

d.- Repetind calculul pentru același element D_1 ,

$p_s = 2000$ mm col H_2O , rezultă aproximativ același "fan-out",
 $K_v = 0,08$; $m = 0,19$, $nf = 0,04$.

3.2.3.- Încercarea schimbării unui element optimizat pe baza datelor obținute. Pentru optimizarea unui element trebuie avută în vedere funcția elementului în circuitul respectiv. De exemplu: într-un circuit de comandă contează mai mult sensibilitatea elementului decât coeficientul de recuperare, iar în cazul vibratoarelor pentru compactare joacă un rol hotărâtor presiunea recuperată și factorul de amplificarea a semnalelor de comandă.-

acțiunea presiunea recuperată din comenzile de reacție inversă este inferioară celei necesare pentru comutarea jetului, elementul nu funcționează ca oscilator și dacă presiunea de ieșire p_y este mică, devine problematică amplificarea pentru a obține o forță perturbatoare necesară.-

Problema de a se obține printr-un singur element toți parametrii optimi de funcționare este dificilă, deoarece o anumită mărime respectiv micșorarea unui parametru geometric poate influența pozitiv una dintre calitățile elementului și negativ un alt parametru.-

TABEL

Influența asupra parametrilor funcționali

Parametrii geometrici	Influența asupra parametrilor funcționali						
	Stabilitatea jetului	Amplitudinea oscilațiilor	Formarea de lașuri	Funcția de oscilații	Demulțarea	Coeficientul de eficiență	Coeficientul de pierdere
$\alpha = \frac{B}{P_1}$	$\mu = \frac{P_2}{P_1}$	$\mu = \frac{P_2}{P_1}$	$\mu = \frac{P_2}{P_1}$	Ψ	ξ		
0	●	●	—	—	—	—	—
0,1	●	—	—	●	—	—	—
0,2	●	●	●	●	●	●	●
0,3	●	●	●	●	●	●	●
0,4	●	●	●	●	●	●	●
0,5	●	●	●	●	●	●	●
0,6	●	●	●	●	●	●	●
0,7	●	●	●	●	●	●	●
0,8	●	●	●	●	●	●	●
0,9	●	●	●	●	●	●	●
1,0	●	●	●	●	●	●	●

In mod recapitulativ s-au trecut in tabelul alăturat aceste influențe, fără să se uite însă o chestiune primordială: precizia de execuție, care influențează odată mai puternic decât oricare parametru geometric, mai ales asimetriile (elementul inserat fiind de o cons-

truție simetrică) în spațiul limitat de Juză, canalele de comandă și de ieșire.-

3.2.4.- Compararea rezultatelor obținute cu datele din literatura de specialitate. Interpretarea lor.

La creșterea numărului lui Reynolds lungimea zonei de separație scadește [41], elementul devine instabil. Fenomenul s-a confirmat în cazul elementelor A și B (diagrama 1). Influența deplasării $a = 0,5mm$ [31] ca mărime optimă pentru coeficientul de amplificarea nu s-a putut confirma experimental decât sub forma relativă a/dN (cu valori pozitive mici). Pentru obținerea unei stabilități corespunzătoare

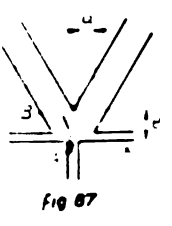


Fig 87

a jetului în sarcină este important ca punctele de separație A și B (fig.87) să nu se suprapună; acest lucru se obține la deplasarea punctului B spre ieșire prin

creșterea dimensiunii e [31], situație demonstrată și în cadrul experiențelor efectuate.-

Imprecisiile de execuție [91], se manifestă mai mult (la elemente reușite) ca devieri de la simetria geometrică, fapt arătat mai sus în cadrul lucrărilor experimentale.-

Un jet lat și subțire ($t/dN < 1$) s-ar comuta mai greu decât unul îngust și înalt ($t/dN > 1$) [34], ceea ce ar însemna că amplificarea μ ar trebui să crească cu t/dN , nu coincide cu rezultatele experimentale: elementele C și D₁ cu $t/dN = 6$ respectiv 7, realizează factori mai mici de amplificare decât elementele A și G având $t/dN = 3,5$ respectiv 4,28.-

Efectul turbionului de sprijin care are loc la construcțiile cu pană rotunjită [59], s-a putut verifica experimental prin suflare de aer cald în canalele reci ale elementului. Acest efect ajută la stabilizarea jetului de ieșire.-

Influența măririi diametrului canalelor de aerisire (d_v) asupra stabilității jetului de ieșire în sarcină [91], s-a confirmat la toate măsurătorile efectuate. În schimb nu s-a observat că cu creșterea dimensiunii a s-ar înrăutăți factorul de amplificare a semnalului de comandă, așa cum prevede literatura [91], decât sub aspectul raportului a/dN .-

S-a observat influența numărului Re în ușurarea comutării respectiv îmbunătățirii factorului μ la creșterea acestui număr (cu excepția elementului A).-

S-a confirmat prin rezultatele experimentale în cazul elementelor A, G, D și D₁ că coeficienții de recuperare a presiunii nu variază cu creșterea Re (excepție făcând presiunile joase de alimentare), ca și factorii de amplificare ai elementelor A, G (γ_1), B și D₁ ceea ce concordă cu concluziile din literatura de specialitate [50].-

Este demn de remarcat faptul că practica obișnuită de a aprecia influența parametrilor geometrici individuali (a, e, \dots) asupra caracteristicilor de funcționare poate deveni foarte inexactă când se variază dimensiunile elementelor. O aproximare mai bună se poate obține luând în locul parametrilor geometrici individuali valoarea acestora raportată la o altă dimensiune, de exemplu la lățimea duzei dN . Astfel s-a reușit, în lucrarea de față, să se obțină coeficienți,

valori limite pentru proiectarea elementului discului cu efect Coandă pentru anumite regimuri de funcționare.-

3.3.- Aspecte calitative și cantitative la corectarea experimentală a unor dispozitive pentru demultiplicarea frecvenței. Pornind de la oscilator, prin intercalarea unor elemente, se poate ajunge la frecvențe diferite, în general prin dispozitive de demultiplicare. Dispozitivele pot fi diferite, în cele de mai jos se vor referi numai la cele experimentate.-

3.3.1.- Realizarea și însușirea unor dispozitive de numărare binară. Dispozitivul de numărare binară funcționează pe baza principiului descoperit de Warren [75, 85],



adică depresiunea creată în zona de separație de către jetul $\frac{1}{2}$ (fig. 65) determină o circulație a aerului în sensul săgeții. În creșterea prea mare a presiunii p_i (respectiv Q_i) jetul devine instabil datorită perturbării zonei de separație și elementul va lucra ca vibrator, dar dacă p_i (Q_i) este prea mică, elementul nu funcționează [30, 85, 75], cum de altfel s-a menționat la 2.4.2.3.- Deci este necesară dimensionarea dispozitivului încât p_i și Q_i să fie optime ca să funcționeze ca element de numărare binară, ceea ce pare a fi un lucru simplu, dar este deosebit de greu realizabil în practică [53].-

Elementele confecționate (după fig. 65) nici nu au putut funcționa în condițiile corespunzătoare la presiuni variabile în vederea experimentării.-

În această situație s-a găsit o nouă soluție realizând dispozitivele de numărare binară compuse din elemente bistabile. Aceste etaje demultiplicatoare de frecvență au funcționat normal ca și un element "Warren". Cele două dispozitive au fost compuse după schemele de montaj din

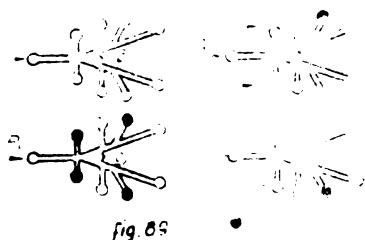


fig. 89 (a și b). În tabelul logic de mai jos se remarcă faptul că la fiecare al doilea impuls p_i corespunde câte un singur semnal de ieșire y :

p_i	p_j
1	1
0	1
1	0
0	0
1	1
0	1
1	0
0	0

Efectul reducerii frecvenței $f_y = \frac{f_{p_i}}{2^1}$ sau în cazul unui număr de n etaje (cu câte 2 elemente bistabile):

$$F_{yn} = \frac{f_{p_i}}{2^n} \quad (64)$$

Dispozitivul (fig.89) este insensibil la variații de presiuni și debite într-un domeniu relativ mare, spre deosebire de dispozitivul Warren (fig.88).

Dacă la dispozitivul Warren jetul de impuls (p_i) are tendința de bifurcare în prima parte a dispozitivului, la dispozitivul celălalt (fig.89), fiind alcătuit din două elemente bistabile cu efect Coandă, jetul de impuls este dirijat spre un singur canal de ieșire (în primul element) și anume spre cel în care se află o depresiune creiată de zona de separație din cel de al doilea element al dispozitivului. Deci jetul de impuls va deranja astfel de fiecare dată zona de separație a jetului (din cel de al doilea element) și îl va comuta.

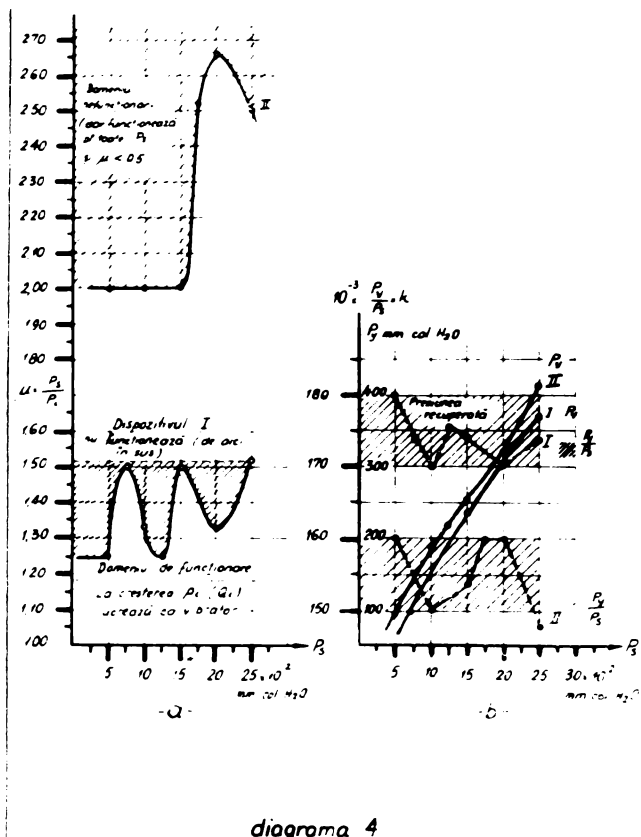


diagrama 4

In diagrama 4 (a și b) s-au trecut rezultatele încercărilor. Cele două dispozitive sînt ambele formate din aceleași elemente (C și A). Al doilea dispozitiv (fig. 39 b) se deosebește de primul prin obturarea canalelor de comandă și de ^{reactie} arivire la primul element. Cel de al doilea element din schema de montaj

lucrează și ca amplificator. Din diagrama 4.a., se vede că primul dispozitiv (I) nu lucrează decît la o amplificare $\mu = \frac{p_s}{p_c} = 1,25 \dots 1,50$, iar al doilea între $\mu = 2 \dots 2,65$, aici se remarcă o menținere constantă a amplificării pînă la $p_s = 1500$ mm col H_2O și se atinge un maxim la 2000 mm col H_2O .

In diagrama 4.b., s-au figurat coeficienții de recuperare a presiunii $k = \frac{p_y}{p_s}$ și presiunea recuperată p_y în valori absolute, pentru ambele dispozitive (I și II). Dispozitivul I recuperează 15 16 % din presiunea de alimentare (p_s), iar dispozitivul II 17 18 %. In ambele cazuri presiunea recuperată (p_y) în valori absolute crește și-niar cu presiunea de alimentare p_s . Se constată suplimentar că elementul A (al doilea în dispozitiv) are în acest circuit o recuperare cu mult mai mare decît în funcționarea individuală (diagrama 1).

Fiecare din aceste dispozitive reprezintă un singur etaj demultiplicator de frecvență. Întrebarea ce se pune este următoarea: cîte etaje de astfel de demultiplicatoare se

pot lega în serie pentru a reduce în mod substanțial frecvența oscilatorului ? Acest număr de etaje este în funcție de produsul coeficienților μ și k .- pentru dispozitivul I de exemplu (luând μ_{max} și k_{max}).-

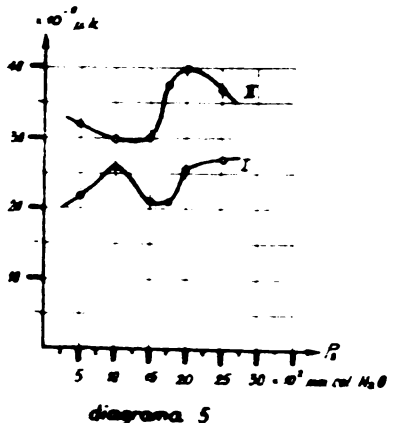
Etaje	p_c^i	p_s	p_y
1	1000	1500	270
2	270	405	73
3.	72	109	20

iar pentru dispozitivul II

Etaje	p_c^i	p_s	p_y
1.	1000	2670	392
2.	392	1040	166
3.	166	440	70
4.	70	186	30

Pentru a mai obține un semnal de ieșire y de valoare minimă, dispozitivul I permite legarea în serie a unui număr maxim de 3 etaje, iar dispozitivul II un număr de 4 etaje, ceea ce corespunde cu o reducere a frecvenței de $2^3 = 8$ ori respectiv $2^4 = 16$ ori.-

După acest număr de etaje este necesar de a intercala în circuit, în continuare, un dispozitiv care mărește produsul coeficienților μ, k . sub denumirea de "recuperator de presiune" această problemă va fi tratată în cele de mai jos.-

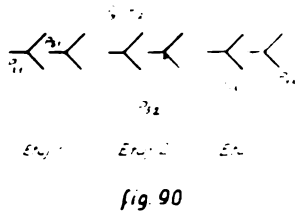


În diagrama 5 s-a evidențiat variația coeficientului $\mu k = f(p_s)$ deci în funcție de presiunea de alimentare pentru dispozitivul I și II ; valorile maxime se ating la $p_s =$

2000 mm col H₂O pentru dispozitivul II și la p_s = 2500 mm. col H₂O pentru dispozitivul I.-

Prin calcul se poate determina numărul n de etaje demultiplicare necesare, cunoscând: f_0 - frecvența oscilatorului, f_n - frecvența semnalului de ieșire (redușă prin n etaje), p_{i1} - presiunea inițială a impulsului (de ieșire din oscilator), p_{yn} - presiunea semnalului de ieșire a frecvenței reduse, μK - produsul coeficienților de amplificare - recuperare.-

Pornind de la un număr de 3 (fig. 90) etaje (pentru etajul i):



$$\mu_i = \frac{p_{si}}{p_{i1}}, \quad K_i = \frac{p_{yi}}{p_{si}}$$

pentru: $\mu_1 \neq \mu_2 \neq \mu_3$ și $K_1 \neq K_2 \neq K_3$,

$$p_{y3} = \mu_3 \cdot \mu_2 \cdot \mu_1 \cdot K_3 \cdot K_2 \cdot p_{i1},$$

iar pentru cazul practic lucrând

cu același p_i și p_s , $\mu = \text{const.}$ și $K = \text{const.}$ se obține:

$$p_{yn} = (\mu K)^n p_i \quad (65)$$

sau

$$\mu K = \left(\frac{p_{yn}}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (66)$$

Frecvența finală demultiplicată: $f_n = \frac{f_0}{2^n}$ sau

$$n = \frac{\lg \frac{f_0}{f_n}}{\lg 2} \quad (67)$$

introducând această expresie în (66), rezultă μK necesar:

$$\mu K = \exp \frac{\lg 2}{\lg \frac{f_0}{f_n}} \left(\frac{p_{yn}}{p_i} \right) \quad (68)$$

valoarea p_{yn} trebuie să îndeplinească două condiții:

- să aibe valori pozitive;
- să fie suficient de mare pentru a putea comanda

un amplificator (p_{ycr}) .-

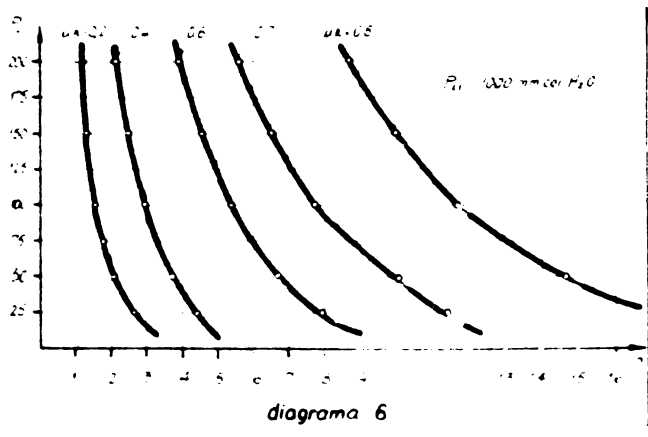
Dacă

- p_{yn} calculat $> p_{ycr}$, se poate trece la realizarea circuitului,

- p_{yn} calculat $< p_{ycr}$, numărul de etaje n trebuie redus respectiv intercalat un recuperator de presiune.

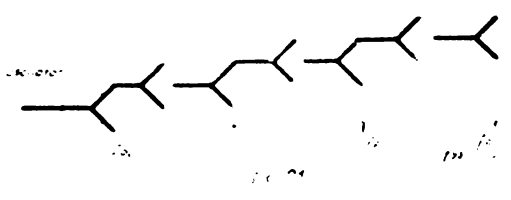
Din relația (67) reiese numărul maxim (critic) de etaje realizabil:

$$n_{cr} = \frac{\lg \frac{\mu^2}{\mu K}}{\lg \mu K} \quad (69)$$



În diagrama 6 se poate determina direct numărul maxim (critic) de etaje posibile în funcție de μK și μK . Deci calitatea acestui tip de dispozitiv demul-

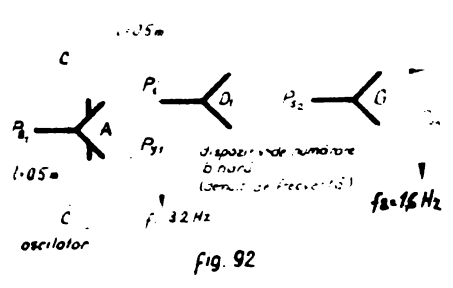
tiplicator de frecvență este determinată de valoarea μK . Acest dispozitiv, ca variator (demultiplicator) de



frecvență este de neînlocuit prin faptul că de la un singur oscilator se pot obține frecvențe diferite,

care se pot extrage din fiecare etaj al dispozitivului (fig. 91).-

3.3.2. - Intercașarea intercalării unor capacități în circuitul de reacție inversă. Un mijloc foarte eficient pentru reducerea frecvenței oscilatorului îl constituie intercașarea în circuitele de reacție inversă a unor capacități (= volume); dezavantajul constă în mod evident - față de dispozitivul de numărare binară - în imposibilitatea extragerii de frecvențe diferite din același oscilator.-



Unul din circuitele realizate se arată în fig. 92. Oscilatorul este constituit din elementul A bistabil cu reacție inversă, în cadrul circuitelor de reacție s-a intercalat

te o capacitate C cu un volum echivalent de cea 0,8 dm³.

Cu un etaj al unui demultiplicator (dispozitiv de numărare binară) s-a redus frecvența în continuare.-

Elementul A, după R.I. Reilly [62], ca oscilator - în condițiile fig.92 - funcționează cu o frecvență de $f_A = \frac{a_s}{2L} \approx 340 \text{ Hz}$. f_A este frecvența maximă, deoarece relația nu ține cont de timpul de comutare a jetului, deci efectul maxim de reducere a frecvenței datorită capacităților intercalate este $\frac{3,2}{2,2} \approx 1,5$ ori (vezi fig.92). Frecvența finală $f_2 = 1,6 \text{ Hz}$ se obține prin etajul demultiplicator.-

Prin utilizarea celor două relații de la 2.4.2.4. (relația 35 și 45) se poate calcula frecvența demultiplicată. Acest lucru se va face mai jos, în paralel pentru 3 capacități diferite, dintre care prima se poate compara cu rezultatul de mai sus (în domeniul frecvenței foarte joase).-

Date: $\alpha = 2 \cdot 10^{-2}$, $R = 29,3 \left[\frac{\text{m} \cdot \text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}^2} \right]$, $T = 293^\circ \text{K}$;
 $p_a = 10000 \text{ mm cml H}_2\text{O}$, $p = 10000 + 350 = 10350 \text{ mm cml H}_2\text{O}$.
 $(p_{xu} = 350 \text{ mm cml H}_2\text{O}$ - presiunea critică de comutarea jetului pentru elementul A (fig.92), $p_y \approx 1000 \text{ mm cml H}_2\text{O}$, $p_s = 8800 \text{ mm cml H}_2\text{O}$,
 secțiunea rezistenței: $A = 3,14 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$; $c_i = 126 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; $c_m = 113 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Capacitatea intercalată	relația aplicată		Rezultate		lit. experimental
	1 Relația 35	2 Relația 45	1 (35)	2 (45)	
$0,785 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$	$f = \frac{\alpha RT}{2V} \frac{1}{\ln \frac{p}{p_a}} =$ $= \frac{2 \cdot 10^{-2} \cdot 29,3 \cdot 293}{1,57 \cdot 10^{-3} \ln \frac{10350}{10000}}$	$f = \frac{A \cdot c_m}{4 \left(\frac{p_{cr}}{p_a} - 1 \right) V} =$ $= \frac{3,14 \cdot 10^6 \cdot 113}{0,14 \cdot 0,785 \cdot 10^{-3}}$	3,179	3,20	3,2
$0,392 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$	$\frac{\alpha RT}{2V} \frac{1}{\ln \frac{p}{p_a}}$	$\frac{A \cdot c_m}{4 \left(\frac{p_{cr}}{p_a} - 1 \right) V}$	6,366	6,50	-
$0,196 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$	-	-	12,732	12,8	-

3.4. - As. este calitativa si cantitativa la cercetarea experimentală a unor dispozitive de amplificarea si recuperarea presiunii. - Pentru a obtine forte perturbatoare mai mari este necesar ca semnalele de iesire să fie purtătoare de presiuni mai mari. Se arată mai jos circuitele și dispozitivele încercate, toate amplificatoare dinamice spre deosebire de amplificatoarele statice cu frecvență limitată la numai 40 Hz [90, 37, 45].-

3.4.1. - Realizarea si încercarea unor dispozitive pentru recuperarea presiunilor joase. Din punct de vedere constructiv, un dispozitiv de recuperare a presiunii nu se deosebește de dispozitivul de măsurare binară, diferă doar legarea lui in circuit. (fig. 93).-

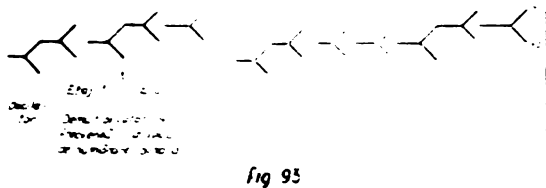
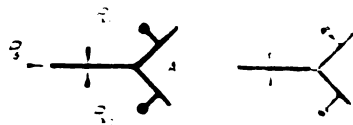


Fig 93

constructiv, un dispozitiv de recuperare a presiunii nu se deosebește de dispozitivul de măsurare binară, diferă

doar legarea lui in circuit. (fig. 93).-

Un astfel de dispozitiv de recuperare cu o eficiență așa de mare (din presiunea semnalului de intrare se recuperează aproape 60% la semnalul de iesire și la încărcarea simetrică [$\gamma_1 = \gamma_2$] - acest procentaj se apropie de 100%!) nu se găsește in literatură, eficienții maxime atinși ai elementelor bistabile fiind de 35% (- 40%) [4].-



Din seria de încercări de dispozitive de recuperare se descrie în continuare

de montaj din fig.94.-

In diagrama 7 s-a prezentat variația coeficientului de recuperare $K = \frac{p_Y}{p_{S1}} = f\left(\frac{p_{S2}}{p_{S1}}\right)$ și factorul de amplificarea a semnalelor de comandă $\mu = \frac{p_{S1}}{p_X} = f\left(\frac{p_{S2}}{p_{S1}}\right)$ pentru presiunile $p_{S1} = 500, 1000, 1500, 2000$ și 2500 mm col H₂O. Se observă:

- independent de presiunea p_{S1} coeficientul de recuperare K crește liniar; K_{max} pentru semnale de iesire stabile este aproape de 0,6 ;

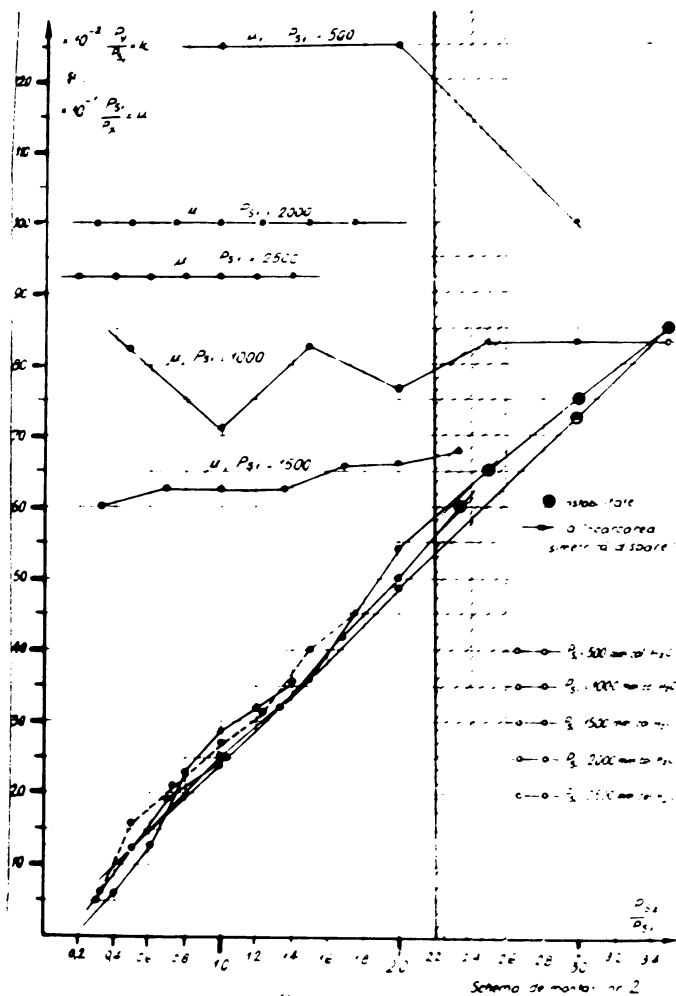


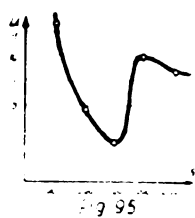
diagrama 7

- instabilitatea
semnalului de ie-
șire (la încălța-
rea asimetrică)
apare la $\frac{p_{s2}}{p_{s1}} > 2,2$
la încălțarea si-
metrică a semna-
lelor de ieșire,
acestea rămân
stabile și K tin-
de spre 1;

- în aceeași dia-
grama s-au figu-
rat și coeficien-
ții de amplifică-
re a semnalelor
de comandă $\mu = \frac{p_{s1}}{p_x}$.
Excluzând $\mu_{p_{s1}} = 500$,
ceilalți devin a-

proape constanți pentru toate valorile $\frac{p_{s2}}{p_{s1}}$, unde: $\mu_{2000} = 10$,
 $\mu_{2500} = 9,25$, $\mu_{1000} = 7,14 \dots 8,3$, $\mu_{1500} = 6 \dots 6,8$.

Este de remarcat că cu creșterea p_{s1} coeficientul μ
devine constant, iar valorile medii ale
lui μ în funcție de p_s se arată în
fig. 95, cea mai favorabilă fiind pentru
 $p_{s1} = 2000$ și cea mai mică pentru $p_{s1} =$
 $= 1500$ mm col. a₂₀.



Se poate vedea că coeficientul de recuperare al dis-
pozitivului alcătuit din elementele A și B, este mai mare de-
cît oricare coeficient pentru fiecare element în parte (pentru
presiunile respective p_s), cîmar un mare decît suma coeficien-
ților individuali ai elementelor. Căutăm ce relații există
se ajunge la următoarea concluzie:

- într-un tabel ajutor s-a văzut că raportul pre-
siunilor (pentru oricare pereche de elemente compuse din dis-
pozitiv) $\frac{p_y}{p_{s2}} = \text{const}$ pentru $\frac{p_{s2}}{p_{s1}} \geq 1$, deci $\frac{p_y}{p_{s2}}$ este o constan-
tă a dispozitivului.-

Cunoscând această constantă a dispozitivului se poate determina coeficientul presiunii recuperate pentru orice valoare p_{s2} :

$$K = K \frac{p_y}{p_{s1}} = K \frac{p_y}{p_{s2}} \cdot \frac{p_{s2}}{p_{s1}} \quad (70)$$

sau

$$p_y = K \frac{p_y}{p_{s2}} \cdot p_{s2} \quad 71$$

Din ultima relație rezultă că p_y nu depinde de p_{s1} (pentru $\frac{p_{s2}}{p_{s1}} > 1$). Mai rezultă că este suficient să se cunoască constanta dispozitivului $K \frac{p_y}{p_{s2}}$ (care se măsoară o singură dată, de exemplu pentru $p_{s2} = 1000$ mm col H_2O) pentru a proiecta dispozitivul, presiunile de lucru, etc, pentru scopul respectiv de utilizare.-

Pentru verificarea relațiilor de mai sus s-au făcut măsurători și calcule pe alte dispozitive alcătuite din alte perechi de elemente, care demonstrează aplicabilitatea celor două relații.-

Căutând un răspuns la întrebarea, de ce elementele legate astfel își sporesc coeficientul de recuperare a presiunii se pot afirma - conform celor de mai sus - următoarele:

- sporirea coeficientului nu depinde de primul element, mai precis: fenomenul se petrece în cel de al doilea;
- fenomenul de sporire a coeficientului de recuperare se bazează probabil pe un alt mod de circulație a aerului diferit de cel ce se petrece în elementul individual bistabil și dispozitivul de numărare binară.-

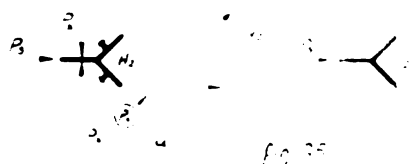
3.2. - Realizarea și încercarea unor elemente bistabile cu efect coandă la presiuni înalte. În literatura de specialitate [4, 79], se găsesc elemente bistabile care lucrează la presiuni de alimentare înalte (câteva atmosfere), denumite elemente "supercandice" care pot fi folosite pentru a realiza funcții logice și pot acționa direct elemente de execuție ale mașinilor.-

Așa cum s-a mai arătat, pentru a obține forța perturbatoare mare este nevoie de presiuni de ieșire (p_y) mai mari. Aceste presiuni mari se pot obține cu așa numitele

elemente bistabile cu efect Coandă cu viteze supersonice în duză.-

Printr-o insercare pe baza datelor din tabelul pentru optimizarea constructivă a parametrilor geometrici s-a realizat un astfel de element în 3 etape. În prima etapă s-a executat elementul cu raportul $a/dN = 7$. Acest element nu a funcționat nici la presiuni joase și nici la cele înalte. În etapa a doua s-a modificat constructiv $a/dN = 8$, elementul a început să funcționeze în regiunea normală bistabilă până la o presiune de alimentare maximă $p_s = 1500$ mm col. H_2O . În a treia etapă, la $a/dN = 9$, elementul a funcționat și a rămas stabil, chiar în "urcină", până la $p_s = 4 \cdot 10^3$ mm col. H_2O . În tabelul de mai jos s-au trecut caracteristicile constructive:

Parametrii / Elemente geometrici	H	H ₁	H ₂
Diametrul orificiilor de aerisire mm	6	6	6
Obturarea canalelor de reacție	da	da	da
a/dN	7	8	9
e/dN	7	8	9
t/dN	1,5	1,5	1,5
2θ	36°	36°	36°
dN (mm)	2	2	2
Lățimea canalelor de ieșire mm	3	3	3
Lățimea canalelor de aerisire mm	2...4	2...4	2...4



S-au folosit următoarele scheme de montaj în experimentare:
După fig. 96 a, s-au

măsurat parametrii funcționali:

$$K = \frac{p_y}{p_s} = f(p_s) \quad \text{și} \quad \mu = \frac{p_s}{p_x} = f(p_s)$$

Se observă că în schema de montaj factorul de amplificare μ înregistrat se referă la comutarea jetului de la y_1

la y_2 (adică spre sarcină); la funcționarea în gol, respectiv la comutarea jetului de la y_2 spre y_1 , factorul de amplificarea crește la valoarea dublă (refigurată în diagrama 8).-

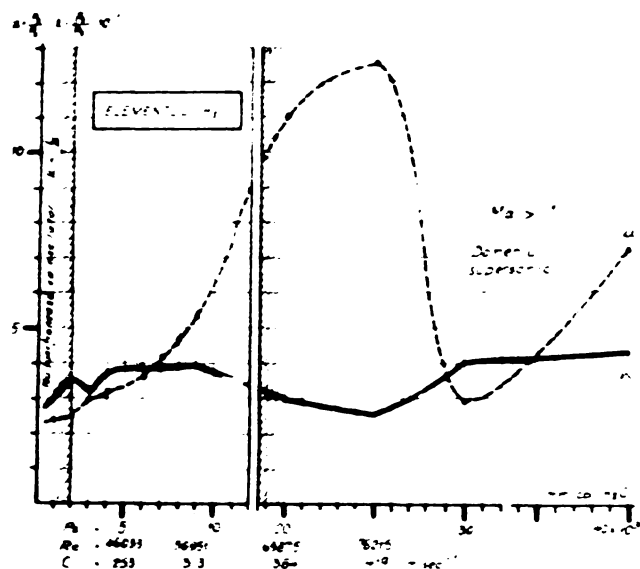


diagrama 8

În diagrama 8 sînt trecute caracteristicile funcționale K și μ . Coeficientul de recuperare a presiunii atinge o performanță (30 % - 40 %); în domeniul supersonic scade de la 0,30 și în continuare la 0,25, ca să revină la

valori mai mari peste 0,40. În schimb factorul de amplificarea semnalului de comandă crește până la $\mu = 12,9$, scade și apoi începînd cu $ps = 3at$ crește din nou.-

Caracteristica de ieșire se vede în diagrama 9

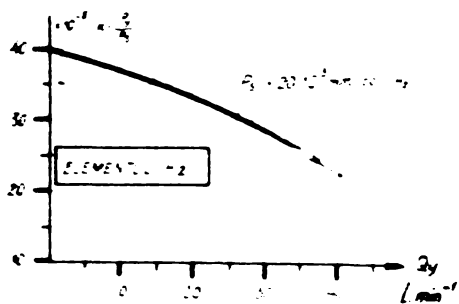


diagrama 9

$K = f(Qy)$ avînd schema de funcționare și montaj conform fig. 96 b.-

Luza avînd o lățime mare consumul de aer este relativ mare și de aceeași puterea elementului.-

Elementul este stabil și funcționează în regim bistabil la toate presiunile de alimentare aplicate.-

Condiția ca un element bistabil să funcționeze și ca oscilator (punctul 3.2.2.), $K > \frac{1}{\mu}$, se poate verifica pentru toate presiunile de alimentare aplicate în timpul experimentării:

p_s mm ca H_2O	k	u	$\frac{1}{u}$	Funcționarea a oscilator
1000	0,300	0,30	0,42	} $\frac{1}{u} > k$ nu
2000	0,350	2,5	0,42	
3000	0,330	3,0	0,33	} $\frac{1}{u} = k$ Regia netajii
4000	0,370	3,20	0,31	
5000	0,300	3,52	0,30	} $\frac{1}{u} < k$ Da
6000	0,333	3,74	0,28	
7000	0,386	4,12	0,24	
8000	0,387	4,70	0,21	
9000	0,389	5,30	0,19	
20000	0,500	11	0,09	
25000	0,260	12,5	0,08	
30000	0,400	3,00	0,33	
40000	0,425	7,25	0,13	

3.6. - Aspecte calitative și cantitative la cercetarea experimentală a unor oscilatoare alcătuite din elemente bistabile cu efect coadă. Din elementele și circuitele realizate și experimentate s-a compus și încercat un număr de 3 tipuri de oscilatoare. Legimi acestea de cașete vibratoare și introducându-le în apă se pot distinge frecvențele care diferă prin variația lungimii conductelor de reacție înverși respectiv prin intercalarea de capacități.

3.6.1. - Oscilatorul de înaltă frecvență (la presiuni mici.) Circuitele din fig. 97 au fost supuse unui șir de experimentări variind presiunile.

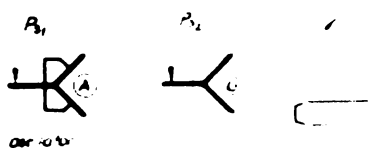


Fig 97

La valorile $p_{s1} = 520$ mm. col H_2O și $p_{s2} = 250$ mm col H_2O s-au obținut amplitudinile maxime la vibrator scufundat într-un recipient



Fig. 98

conținând 1 kg. de apă. (recep-
tului cu apă a început să se depla-
seze pe masă, la o presiune de
ieșire de numai $p_y = 440$ mm.
col. H_2O) (fig. 98).-

3.0.2.- Oscilatorul de joasă
frecvență. Obținut prin interca-

larea unor capacități în circuitul de reacție inversă (fig.
92), vibratorul scufundat în apă (1 kg) a avut un nivel ener-
getic destul de redus, fiind ineficient datorită frecvenței
foarte joase (1,6 Hz).-

3.0.3.- Oscilatorul de înaltă presiune. Elementul

de funcționare ca oscilator la presiuni de alimentare $P_g >$
3000 mm col. H_2O (fig. 99).-



Fig. 99

La tendința de a se
obține forțe perturbatoa-
re mari (cîteva zeci de
kgf), acest vibrator a
fost inițial încercat
calitativ în două regi-
muri de funcționare
(fig. 100):

a.- $P_g = 20000$ mm col.
 H_2O ; $P_y = 8000$ mm.
col. H_2O ; $Q_y = 43$ l.
 min^{-1} .

b.- $P_g = 28000$ mm col. H_2O
 $P_y = 11000$ mm col. H_2O

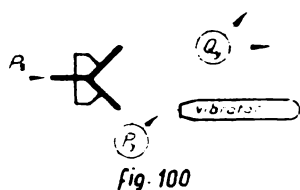
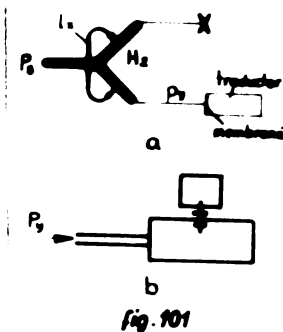


Fig. 100

$Q_y = 43$ l. min^{-1} .-

Este interesant de remarcat faptul că oscilato-
rul realizează coeficiența K mai mari decît elementul
încercat individual. -

3.0.3.1.- Prezentarea oscilatorului, 3-în ridicat



oscilogramme pentru montajul oscilatorului supersonic fig.101 pentru următoarele lungimi de reacție inversă: $l_x = 2, 1, 0,5$ și $0,25$ m. Presiunea de alimentare: $p_0 = 2, 3$ și 4 kgf.cm^{-2} .

La frecvențe corespunde pe oscilo-

grame:

- 300 mm $\hat{=}$ 1 secundă (scara 1)
- 1000 mm $\hat{=}$ 1 secundă (scara 2)

La amplitudini:

- $y = \frac{1}{2} (0,0058 A_m) (\text{mm})$ pentru scara 0,32
- $y = \frac{1}{2} (0,01870 A_m) (\text{mm})$ pentru scara 1.

Dacă se determină grafic (în mm) A_m (= dubla amplitudine) și se introduce în formulele de mai sus rezultă y (valoarea reală a amplitudinii).-

În cele ce urmează vom prezenta oscilogrammele:

Fig.102

- presiunea de alimentare $p_0 = 2 \text{ kgf.cm}^{-2}$
- lungimea conductei de reacție inversă: $l_x = 2 \text{ m}$
- frecvența: 71 Hz
- amplitudinea medie:

$$y_m = 0,327 \text{ mm}$$

(pentru f : scara 1,
pentru y_m : scara 0,32)

Fig.103

- $p_0 = 3 \text{ kgf.cm}^{-2}$
- $l_x = 2 \text{ m}$
- $f = 73,5 \text{ Hz}$
- $y_m = 0,490 \text{ mm}$
- (f - scara 1, y_m - scara 1)

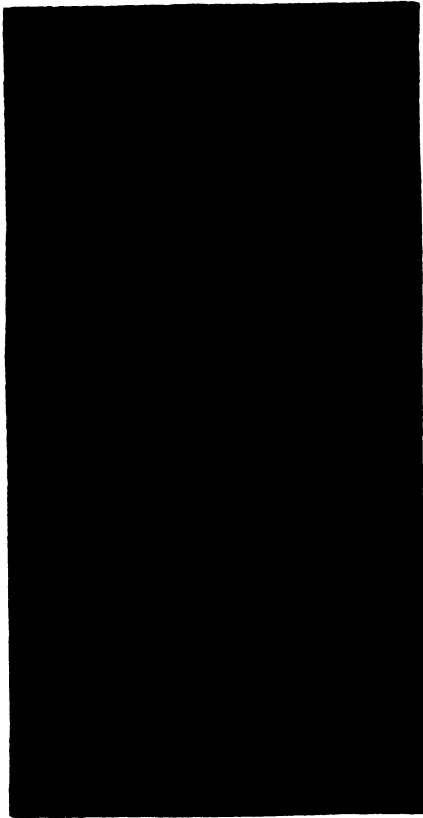


Fig.104

- $p_s = 4 \text{ kgf.cm}^{-2}$
 - $l_x = 2 \text{ m.}$
 - $f = 72 \text{ Hz.}$
 - $y_m = 0,705 \text{ mm.}$
- (scărire : 1)



Fig.105

- $p_s = 2 \text{ kgf.cm}^{-2}$
 - $l_x = 1 \text{ m.}$
 - $f = 128 \text{ Hz}$
 - $y_m = 0,400 \text{ mm.}$
- (scărire : 1)



Fig.106

- $p_s = 3 \text{ kgf.cm}^{-2}$
 - $l_x = 1 \text{ m.}$
 - $f = 129 \text{ Hz}$
 - $y_m = 0,563 \text{ mm}$
- (scărire : 1)

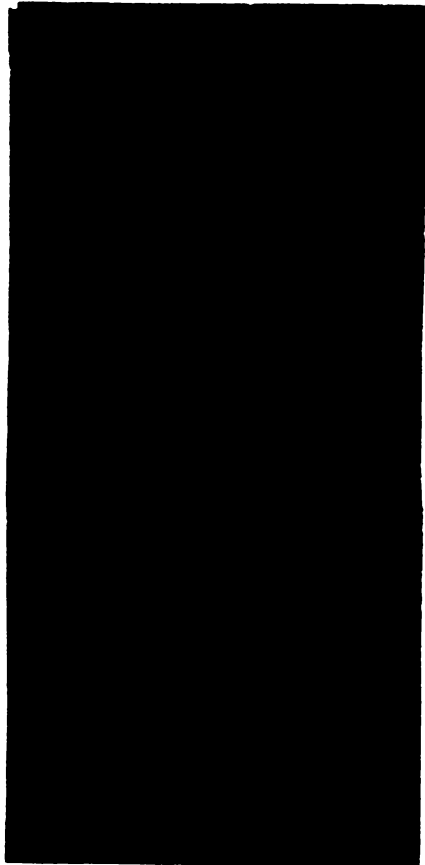


Fig.107

- $p_s = 4 \text{ kgf.cm}^{-2}$
- $l_x = 1 \text{ m}$
- $f = 129 \text{ Hz}$
- $y_m = 0,079 \text{ mm}$
- (scara : 1)

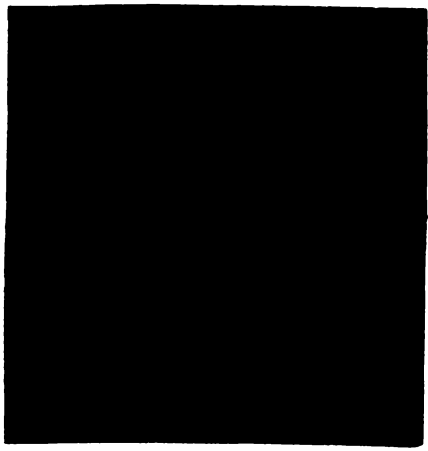
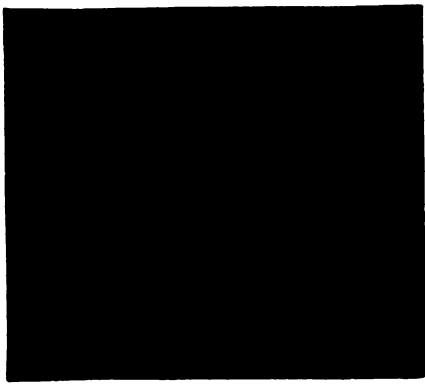


Fig.108

- $p_s = 2 \text{ kgf.cm}^{-2}$
- $l_x = 0,5 \text{ m}$
- $f = 210 \text{ Hz}$
- $y_m = 0,061 \text{ mm}$
- (pentru f : scara 2,
pentru y_m : scara 0,2)

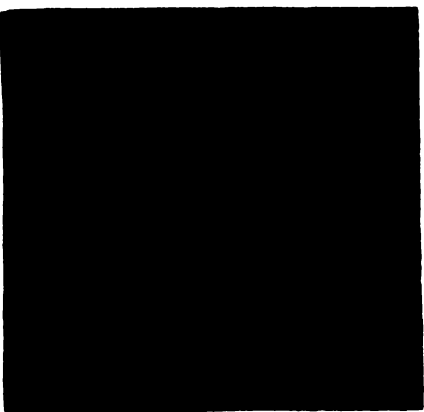


Fig.109

- $p_s = 5 \text{ kgf.cm}^{-2}$
- $l_x = 0,5 \text{ m}$
- $f = 225 \text{ Hz}$
- $y_m = 0,00 \text{ mm}$
- (pentru f : scara 2
pentru y_m : scara 0,2)

Fig.110

- $p_s = 4 \text{ kgf.cm}^{-2}$
- $l_x = 0,5 \text{ m}$
- $f = 225 \text{ Hz}$
- $y_m = 0,036 \text{ mm}$
- (scara : scara Fig.108)



Fig. 111

- $p_s = 2 \text{ kgf.cm}^{-2}$
 - $l_x = 0,25 \text{ m.}$
 - $f = 300 \text{ Hz}$
 - $y_m = 0,024 \text{ mm.}$
- (scările idem fig. 108)



Fig. 112

- $p_s = 3 \text{ kgf.cm}^{-2}$
 - $l_x = 0,25 \text{ m.}$
 - $f = 310 \text{ Hz}$
 - $y_m = 0,035 \text{ mm.}$
- (scările idem fig. 108)

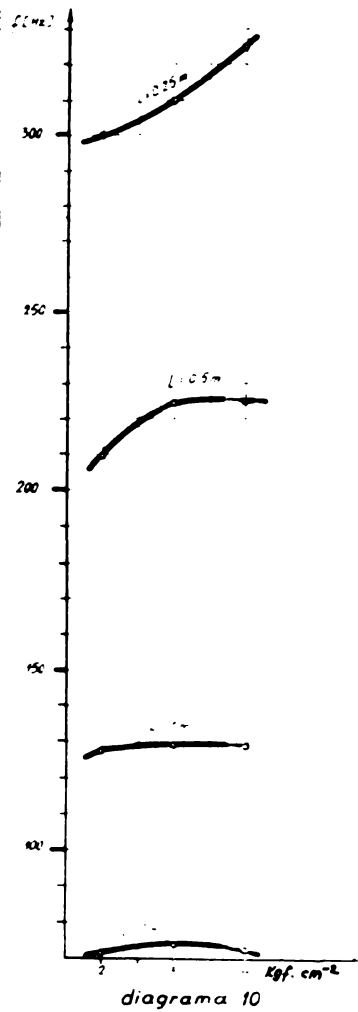


Fig. 113

- $p_s = 4 \text{ kgf.cm}^{-2}$
 - $l_x = 0,25 \text{ m.}$
 - $f = 325 \text{ Hz}$
 - $y_m = 0,043 \text{ mm.}$
- (scările idem fig. 108)

Se observă că oscilațiile au un caracter pronunțat armonic și amplitudinile sunt cu atât mai uniforme (constante) cu cât presiunea de alimentare (p_s) este mai mică și cu cât lungimea conductelor de reacție (l_x) este mai mare (la frecvența mai joasă). Amplitudinile cresc, în general, cu presiunea de alimentare (p_s), iar instabilitatea jetului crește cu frecvența.-

3.6.3.2. - Problema frecvenței. În diagrama Nr. 10 s-a prezentat variația frecvenței în funcție de presiunea de alimentare: $f = f(p_s)$. Se vede că pentru conductele de reacție de lungimi mai mari ($l_x = 2, l_x = 1 \text{ m}$), frecvența crește cu p_s și în continuare rămâne aproximativ constantă. Influența presiunii devine mai puternică la conductele



de reacții cu lungimi mai mici. Dacă se consultă figurile III III de mai sus se observă fluctuații mai mari a marimilor amplitudinii. Aceasta înseamnă că semnalul de comandă (lungimi l_x prea scurte) scesește prea rapid la jet executându-l înainte de a se fi stabilizat în poziția sa anterioară, neavînd timp suficient să-și formeze zona de separație. Fenomenul devine și mai accentuat la creșterea presiunii de alimentare [56a] Deci se poate afirma, spre lămurirea unor contradicții din

literatura de specialitate [77, 42], că în domeniul jetului stabilizat nu influențează în mod pronunțat presiunea de alimentare asupra frecvenței (numărul lui Strouhal descrește cu creșterea raportului $\frac{P_x}{P_s}$ cum se va vedea mai jos).

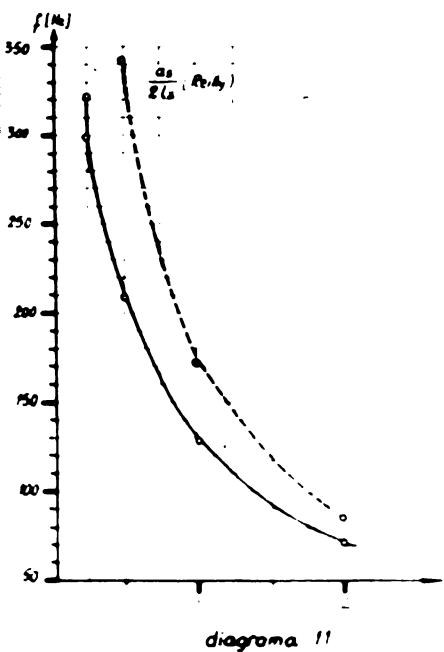


Diagrama 11 demonstrează că formula lui Rayleigh [62], pentru calcularea frecvenței oscilatorului cu reacții inverse (din elementul bistabil cu efect Compton):

$$f = \frac{0.5}{2l_x} = \frac{\sqrt{2gRT}}{2l_x}$$

are un domeniu limitat de utilizare. Frecvențele calculate cu această

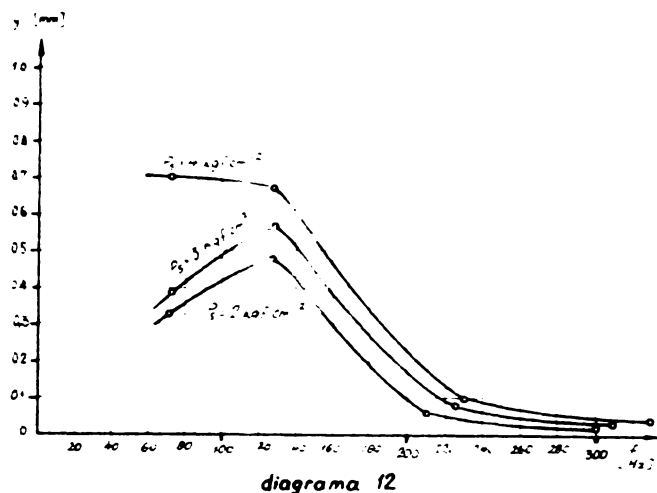
relație, în cazul oscilatorului experimentat, sînt cu mult mai mari decît cele reale. Aceasta se explică foarte ușor prin faptul că formula nu ține cont de timpul de comutare (t_c) propriu zis al jetului și ia în considerare doar timpul de parcurgere a semnalului în conductele de reacție inversă. Formula este totuși utilizabilă dar condiționat de raportul:

$\frac{\text{timpul de comutare}}{\text{timpul în care semnalul parcurge în } L}$ foarte mic, cînd eroarea se poate neglija. Cu alte cuvinte, pentru scopuri pur practice, relația se poate aplica:

- la oscilație foarte rapide (eventual miniaturizate cu t_c mic) și frecvențe relativ joase;
- în cadrul unor circuite de reglare, în care o mărime variază în funcție de diferența frecvențelor: de exemplu la măsurarea temperaturii, unde: $f = k \sqrt{\Delta T}$ sau $T \sim f(\Delta f)$ în urma etalonării oscilatorului.-

La 3.6.3.4. rezultă analitic această afirmație.-

3.6.3.3.- Problema amplitudinii



Se observă în diagrama nr.12 că maximum se atinge - pentru toate presiunile de alimentare - la o frecvență de 125 - 130 Hz. Desigur acest maxim se poate deplasa

și în alte domenii de frecvență în funcție de masa de osciloasă (în cazul de față masa transductorului) și coeficientul K al mediului elastic, probleme ce se vor trata la capitolul următor privind capetele vibratoare [56a].-

A doua observație: amplitudinea crește cu presiunea de alimentare, atîngînd valori maxime pentru p_s max. = 4 kgf.cm⁻².-

In diagrama nr.13 se vede, pe lângă influența

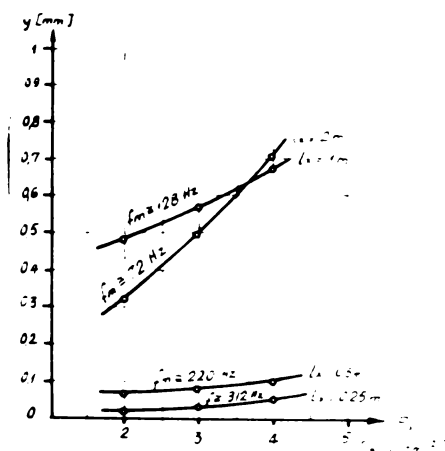


diagrama 13

presiunilor de alimenta-re, și influența lunginii conductelor de reacție in-versă și se constată că cu scurtarea acestora am-plitudinile descresc în mod foarte accentuat (cu excepția $L_x = 1$ m).-

Rezultă posibilități largi de a varia frecvența și amplitudinile în funcție de cerințele de exploatare (mărimea particulelor, viscozitatea, etc).-

3.6.3.4.- Numărul lui Strouhal (χ) și timpul de comutare. Se poate scrie expresia perioadei după cum urmează:

$$T = 2(t_c + t_{ex}) \quad (72)$$

în care: T = perioada, t_c = timpul de comutare a jetului, t_{ex} = timpul în care semnalul de comandă parcurge conduc-ta de reacție inversă cu lungimea l_x .-

Din cele precedente (3.1.6.) [9] se știe că: $t_c = \chi \frac{L}{c}$ în care: χ = numărul lui Strouhal, L = lungi-mea elementului (măsurat de la duză până la ieșire), c = viteza fluidului în duză .-

Relația lui Reilly [62], scrisă sub altă formă, cu considerentul că variația presiunii în conductele de reacție inversă se propagă cu viteza sunetului:

$$t_{ex} = \frac{l_x}{a_s} = \frac{l_x}{\sqrt{\chi g R T}} \quad (73)$$

în care: l_x = lungimea conductei de reacție inversă (m), a_s = viteza sunetului într-un mediu compresibil (aer) ($m \cdot sec^{-1}$), $\chi = 1,4$ - pentru aer (considerând procesul adiabatic), $g = 9,85 m \cdot sec^{-2}$, T = temperatura absolută (grad.K), $R = 29,3 \left(\frac{m \cdot kg}{kg \cdot grad} \right)$

Deci
$$T = 2 \left(\chi \frac{L}{c} + \frac{l_x}{\sqrt{\chi g R T}} \right) \quad (74)$$

sau
$$f = \frac{1}{2 \left(\frac{L}{c} + \frac{L_k}{2gRT} \right)} \quad (75)$$

Intrucit frecvențele se cunosc, se poate aplica metoda lui Besseli (arbitrată la 3.1.6.) calculind timpii de comutare [30] și chiar numărul lui Strouhal pentru diferite condiții de funcționare a acestui oscilator supersonic. Pornim cu ultima problemă amintind pe scurt că:

- cu raportul $\frac{p_r}{p_s}$ descrește valoarea λ [19], schițat în fig.76 ;

- pentru un element [16] cu $e = 14 \text{ dN}$, $\lambda = 10$ [15]
- pentru $\frac{p_r}{p_s} = 0.45$, $\lambda = 6$ [29]
- pentru $\frac{p_r}{p_s} = 0.25$, $\lambda = 4$ [29]
- pentru un element cu $dN = 0,5 \text{ mm}$, $t_c = 1 \mu\text{s}$ [37]

Din relația [75] se deduce:

$$\lambda = \frac{c}{L} \left(\frac{1}{2f} - \frac{L_k}{2g} \right) \quad (76)$$

Pentru efectuarea calculului numeric este necesară, în prealabil, determinarea vitezelor aerului în duză (c) pentru presiunile de alimentare de $p_s = 2,3, 4 \text{ at}$ și viteza sunetului în aer la o temperatură constantă de 20°C (resp. 293°K)

După [69]:

$$c = \sqrt{2 \frac{\lambda}{\lambda - 1} \frac{p_s}{\rho_s} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{\lambda - 1}{\lambda}} \right]} \quad (77)$$

în care: $\lambda = 1,4$ (pentru aer), p_s = presiunea aerului în rezervorul de alimentare, ρ_s = densitatea aerului.

Aceasta se calculează din relația (γ - greutatea specifică)

deci:
$$\rho_s = \frac{p_s}{g} = \frac{p_s}{g} = \frac{p_s}{g R T} = \frac{p_s}{33696}$$

$$c = \sqrt{585,734 \left(1 - \frac{1389}{p_s^{0,285}} \right)} \quad (78)$$

Din această relație rezultă următoarele valori pentru presiunile de alimentare respective:

$$c_{2at} \approx 376, \quad c_{3at} = 627, \quad c_{4at} = 681 \text{ m s}^{-1}$$

Viteza sunetului pentru condițiile arătate:

$$a_s = \sqrt{\chi g R T} \cong 344 \text{ m s}^{-1} \quad (79)$$

Din relația (74) respectiv (75) se obține expresia timpului de comutare:

$$t_c = \frac{1}{2f} - \frac{l_x}{\sqrt{\chi g R T}} \quad (75 a)$$

Prin măsurarea frecvenței, după metoda amintită [30], se poate stabili timpul de comutare.-

Introducând valorile numerice în relația (76) și după aceea în (75 a), se determină valorile efective pentru numărul lui Strouhal (χ) și timpul de comutare a oscilatorului supersonic. Aceste valori le arătam în tabelul de mai jos:

$f, \chi,$ $l_x \backslash t_c$	f, χ						t_c [μs]	
	$p_s = 2 \text{ at}$		$p_s = 3 \text{ at}$		$p_s = 4 \text{ at}$			
2 m.	71	4,20	73,5	5,65	72	7,01	2 at. 1,22 3 at. 0,19 4 at. 1,13	
	1 m.	126	3,43	129	5,56	129	6,03	2 at. 0,32 3 at. 0,97 4 at. 0,97
		0,5 m.	210	3,17	225	4,40	225	4,77
0,25 m.			300 ^x	3,21 ^x	310 ^x	5,05 ^x	325 ^x	5,02 ^x

x .- (valorile x nu puțin concluzente datorită strangulării conductelor din reacțiile inverse.)

x

În diagrama nr. 14 se vede variația numărului Strouhal în funcție de $\frac{p_c}{p_s}$. Este în prealabil de men-

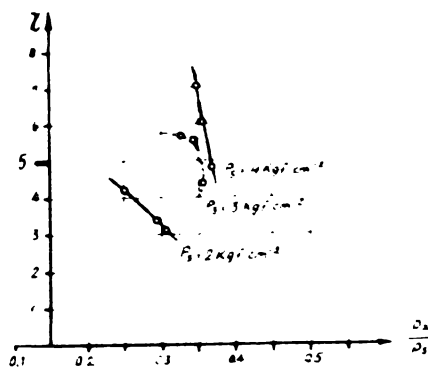


diagrama 14

ționat că presiunea de comandă (p_x) din reacțiile inverse descrește cu lungimea conductelor de reacție. Aceste rezultate obținute prin măsurarea efectivă după schema de montaj din fig. 114 au

foast trecute în tabelul de mai jos, ceea ce demonstrează



Fig. 114

afirmația anterioară, fapt important care duce la variația χ în funcție de lungimea conductelor de reacție.

l_r [m]	p_s [mm col H ₂ O]	$20 \cdot 10^3$	$30 \cdot 10^3$	$40 \cdot 10^3$
2	$p_x, \frac{p_x}{p_s}$ (mm. col H ₂ O)	5000; 0,25	10000; 0,33	13000; 0,345
1	$p_x, \frac{p_x}{p_s}$ (mm. col H ₂ O)	5800; 0,29	10400; 0,346	14100; 0,352
0,5	$p_x, \frac{p_x}{p_s}$ (mm. col H ₂ O)	6300; 0,315	10700; 0,356	14500; 0,362

Deci se poate observa (diagrama 14) că χ descrește cu $\frac{p_x}{p_s}$ pentru toate cele 3 presiuni de alimentare, în plină concordanță cu literatura de specialitate [9], arătat la 3.1.6. (fig. 76). Descreșterea este mai accentuată pentru presiunile mari și mai puțin accentuată pentru presiunile (p_s) mai mici.

Căutând valorile corespunzătoare pentru $\frac{p_x}{p_s} = 0,45$ după [29] se găsește printr-o ușoară extrapolare a curbei cu $p_s = 40$ at valori cu mult mai mici pentru χ decât cele indicate în [29]

Din tabelul de mai sus, precum și din diagrama Nr.

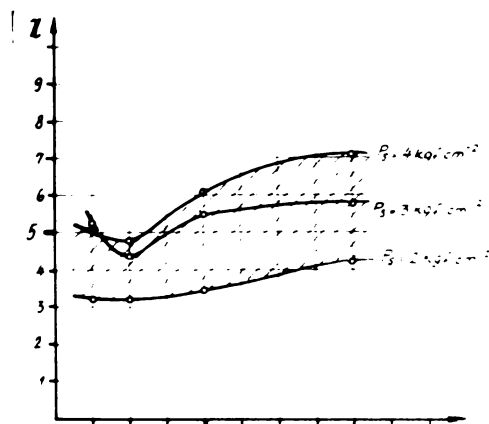


diagrama 15

15 reiese că numărul lui Strouhal crește cu lungimea conductelor de reacție, ceea ce de fapt rezultă din explicația de mai sus (descrește cu $\frac{p_x}{p_s}$). Creșterile sînt mai accentuate pentru presiunile mai mari (p_s): [56b].-

p_s	λ pentru $l_{in} - l_{max}$	% creștere
2 at	3,17 ... 4,20	31
3 at.	4,40 ... 5,65	26
4 at.	4,77 ... 7,01	46

În diagrama Nr.16 s-a prezentat variația lui λ

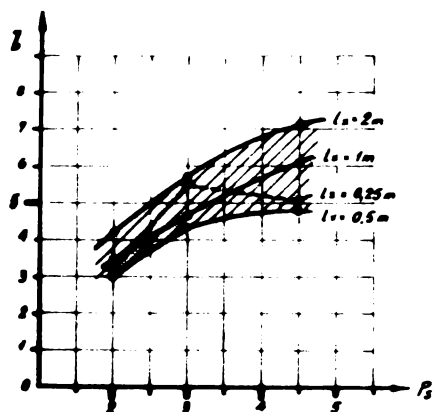


diagrama 16

în funcție de presiunea de alimentare p_s . Rezultă că pentru fiecare l_x , λ crește cu p_s , cu excepția valorilor pentru $l_x = 0,25$; aceasta se explică prin strângutarea conductelor de reacție inversă (la această lungime): p_x des-

crește și ridică valorile lui λ fenomen mai pronunțat la $p_s = 3 \text{ kgf.cm}^{-2}$.-

În concluzie se poate arăta că:

crește cu	descrește cu
l_x, p_s	$\frac{p_x}{p_s}$

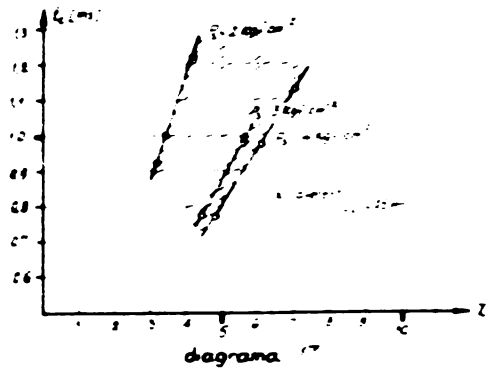
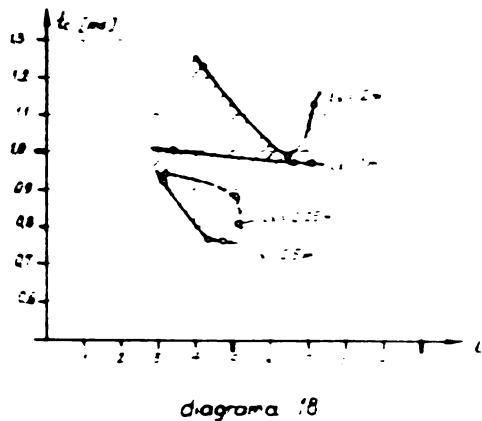


Diagrama Nr.17 arată, ceea ce rezultă de fapt și din relația cunoscută, că timpul de comutare crește cu numărul lui Strouhal χ , pentru fiecare nivel de presi-

une de alimentare. Influența vitezei în duș asupra t_c este foarte puternică, se vede în diagrama 17 că pentru același χ timpul de comutare este cu mult mai mare pentru presiuni joase de alimentare p_s .



În diagrama 18 se vede influența lungimii conductelor de reacție inversă (l_x) prin intermediul numărului lui Strouhal (χ). Timpul de comutare este mic pentru lungimi mici (l_x), cu excepția $l_x = 0,25$

m. pentru care s-a dat o explicație mai sus (strangulare). -Înălțimea la care atinge curba $l_x = 2$ m. corespunde cu presiunea de alimentare $p_s = 3 \text{ kgf.cm}^2$, deci fenomenul ce se reflectă rezidă în efectul creșterii presiunii de alimentare și a raportului $\frac{p_x}{p_s}$.

În concluzie:

.....	
t_c	
crește cu	descrește cu
χ, l_x	$p_s, \frac{p_x}{p_s}, c$
.....	

Se pune, în sfârșit, problema de optimizarea oscilatorului, cum trebuie să funcționeze un oscilator de construcție optimizată? Similar, ca la elementul bistabil de presiune joasă, optimizarea trebuie făcută pentru scopul urmărit, în cazul de față contează mai mult 3 parametri:

- domeniul larg de frecvență, deci oscilatorul să lucreze de la frecvențe mici pînă la frecvențe cit mai mari, dar pentru că s-a văzut, cu ocazia experimentării, că

frevențele mici nu constituie probleme, oscilatorul trebuie proiectat pentru **frevențe mari** (f_{max});

- forța perturbatoare (F) să fie cât mai mare încât să nu necesite și un amplificator în plus care constituie un consumator suplimentar;

- amplitudinile să fie variabile între limite mai mari.-

Semiperioda conform celor de mai înainte, se exprimă:

$$t = t_c + t_{ex}, \quad (20)$$

$$t = \chi \frac{L}{c} + \frac{l_x}{\sqrt{\chi g RT}} \quad (21)$$

iar forța perturbatoare crește cu presiunea de alimentare .-

Cele vizate în diagramele prezentate referitoare la frevențe, amplitudini, numărul lui Strouhal și timpul de comutare, sînt prezentate într-un tabel sintetic care poate servi la proiectarea oscilatorului

Frevența	χ	○	$\frac{p_x}{p_s}$	●	limitat de lungimea minimă $l_x, l_x > L$
			p_s	○	-
			l_x	○	-
L	○	e	e	○	$e \geq 9dN$ limitat de stabilitatea jetului și lățimea duzei dN
			l_{dN}	○	limitat constructiv (probleme de miniaturizare)
			l_y	○	
e	●	p_s	●	limitat de mărimea necesară a forței perturbatoare și consum de aer	
l_x	-	L			condiționat de dN, e ale elementului (l_{dN}, l_y)
T^{101}	●	t^o	●		Limitat de temperatura mediului și fluidului

Forța perturbatoare	●	P_s	●	M_c	> 1	- limitat de nivelul presiunii de alimentare (p_s) - limitat de consumul de aer
	●	P_s	●	-	-	idem
Amplitudinea	○	f_{rez}	f_{max}	$< f_{rez} < f_{max}$	-	-
	○	p_s	○	-	-	limitat de mărimea forței min. part.
	○	f	●	-	-	limitat de $t_c, \lambda, c, L, T^{loc}$

● mare, majorare, creștere, maxim
○ mic, micșorare, descreștere, minim
 χ numărul lui Strouhal, L - lungimea elementului, c - viteza fluidului, f_{rez} - frecvența de rezonanță, celelalte notații fiind cunoscute.-

3.2.- Procedul de proiectare a oscilatorului supersonic constituit din elementul bistabil cu efect deșază. În urma experimentărilor efectuate și a concluziilor obținute se pot prezenta etapele și mijloacele (datele) pentru realizarea (proiectarea) oscilatorului supersonic.-

a.- Din mărimea forței perturbatoare (parametru al capului vibrator) se determină nivelul presiunii de alimentare

P_s

b.- Tot din elementul capului vibrator, respectiv a dispozitivului ce se acționează se determină debitul necesar.

Q_s

c.- In funcție de elementele de mai sus (Q_s, Q_s) se stabilește lățimea duzei

d.- Se alege frecvența maximă de funcționare (știind că orice exagerare scumpește și complica execuția oscilatorului)

e.- Se calculează viteza aerului în duză:

(relația ??)

f.- Se determină lungimea maximă a elementului bi-stabil

g.- Se stabilesc: K, μ în funcție de parametrii geometrici și regimul de funcționare

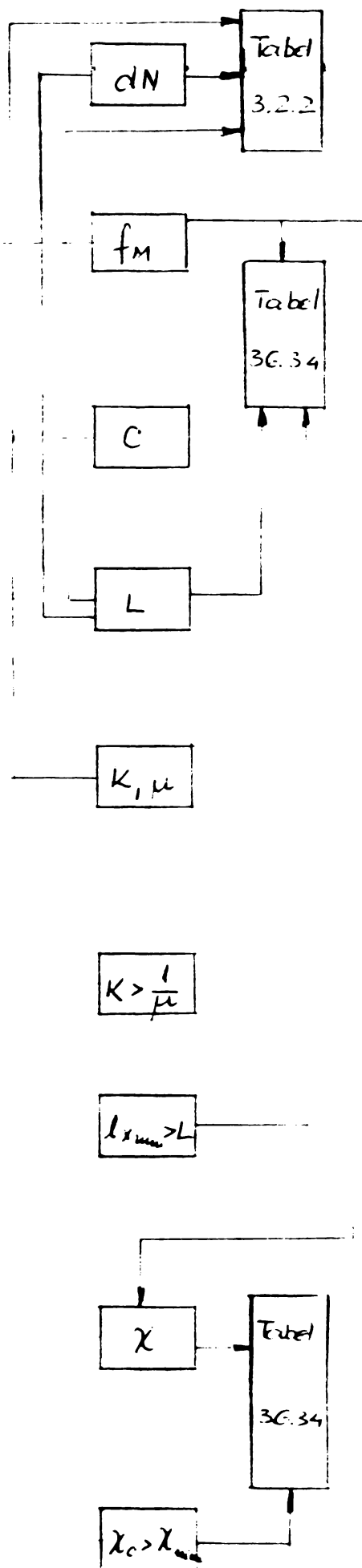
h.- Se verifică dacă elementul realizează funcția de oscilator.-

i.- Se stabilește lungimea minimă a conductelor de reacție inversă

j.- Se calculează numărul lui Strouhal

(relația u2)

k.- Se verifică:
($\chi_{max} = 4 \dots 5$)



1.- Modelul executat se poate verifica prin oscilograf și dacă vor exista - la un montaj cu - de- peste de instabilitate a jetului, înseamnă că comanda prin reacții inverse ajunge prea repede să acționeze asupra jetului principal fără ca acesta să se fi stabilizat în poziția respectivă, ceea ce înseamnă că frecvența măsurată se apropie de frecvența maximă la care lucrează oscilatorul. În acest caz, prin modificări constructive conform tabelului 3.6.3.4. se poate mări frecvența.-

4.- CAPETE GENERATOARE DE FORTE PERTURBATOARE ACIUNARE DE SUP-LI

4.1.- Conditii si parametri. S-a văzut in cele precedente că pe baza elementului bistabil cu efect Coandă este posibil a se construi un oscilator care produce oscilații armonice de o anumită frecvență care se poate modifica prin varierea lungimii conductelor de reacție inversă. Amplitudinile capului vibratorului sînt în funcție de mărimea forței, adică de presiune și de raportul frecvențelor, al oscilatorului și frecvenței proprii. Se pune întrebarea, cum să fie transmise aceste oscilații mediului în care să acționeze și să producă efectul respectiv (în speță, cel de compactare). Aici intervine avantajul mare al oscilatorului supersonic care exclude elementele necesare amplificării și multiplicării frecvenței; însăși oscilatorul, elementul bistabil cu reacții inverse, joacă rolul de amplificator - s-a văzut în capitolul precedent că oscilatorul a funcționat în bune condițiuni până la presiuni de 4 kgf.cm^{-2} , și această presiune mai poate fi urcată - la fel varierea frecvenței se realizează cu un element al oscilatorului (reacții inverse). Dar cu toate aceste realizări în privința producerii oscilațiilor mai e nevoie de un element important în cadrul ansamblului vibratorului de tip nou și care al voi denumi (convențional) **capul generator de forțe perturbatoare** (sau cap vibrator). Această piesă joacă rolul de transmitere a oscilațiilor mediului care se vibrează (pentru compactare, și alte scopuri prin lărgirea domeniului de utilizare). Aceste capete trebuie să îndeplinească anumite condiții constructive și funcționale care să se încadreze în concepția temei. În general, condițiile pentru ansamblul noului tip de vibrator, s-au impus la capitolul 1, în cadrul acestora, capul generator trebuind să îndeplinească următoarele:

- să aibe un număr minim de piese mecanice în mișcare;

- să aibe un diametru mic pentru a pătrunde în interiorul armăturilor de beton; experimental s-au confecționat astfel de capete cu diametre de 10, 15, 20 și 30 mm;

- greutatea proprie redusă (consum minim de metal și tehnologia simplă de realizare), de la 40 400 grame, în funcție de diametrul și lungimea capului;

- amplitudinile pentru compactarea betoanelor, după Rebut [57], să fie variabile:

- până la 0,5 mm (pentru granule de 10 mm) și mai mici pentru granule mai fine;
- mai mari decît 0,5 mm. pentru granule peste 10 mm.-

- frecvența [57] :

- pentru granule mici frecvențe mari și amplitudini mici; frecvențe mari pentru a realiza accelerații [57] suficient de mari pentru deplasarea particulelor;
- pentru granule mari frecvențe mai reduse; se consideră ideal [57] :
- a utiliza vibratoare putînd lucra cu două frecvențe, de 60 Hz și 120 Hz; prima să fie utilizată pentru o umplere rapidă și o primă compactare, a doua pentru a termina compactarea prin construcția betonului fluid (mortarului)

Este de menționat că baza documentară pentru astfel de capete (de vibrator) nu există, literatura de specialitate nu tratează problemele aferente construcției și funcționării, nici nu furnizează astfel de date. Rezultă de aici necesitatea confecționării, așa cum de altfel s-a arătat, și cercetării experimentale a cîtorva variante de astfel de capete.-

În cele ce urmează se vor prezenta rezultatele experimentării sub diferite aspecte, ca parametri funcționali: frecvențe și amplitudini, fenomene care însoțesc funcționarea, precum și eficiență comparativă a variantelor de capete la unele operații de compactare.-

4.2.- Variante constructiva. Deoarece oscilațiile se produc de către oscilator, rămâne doar - așa cum s-a mai arătat - rolul capului ca să le transmită. Pentru această transmitere este nevoie de cel puțin un element elastic în cadrul capului. Știind acest lucru, precum și cerința ca vibrațiile să se propage perpendicular pe axa capului de vibrator, rezultă - aproape de la sine - soluțiile constructive.-

Orice tub cilindric îmbrăcat cu o folie elastică (cilindrică) constituie un cap vibrator, oscilațiile fiindu-i transmise prin jetul vibrant de aer care vine de la oscilator. Unul din parametrii funcționali, în speță amplitudinea, este variabilă și rezultă din construcția capului de vibrator. Frecvența depinde numai de oscilator: de lungimea conductelor de reacție inversă și de timpul de comutare a elementului bistabil (ce constituie oscilatorul) Frecvența calculată ținând cont numai de lungimea conductelor de reacție inversă (relația lui Reilly), este mai mare decât cea reală cu o eroare deloc neglijabilă de 40..43 % (diagrama 11); această afirmație este valabilă pentru un domeniu de 70 - 350 Hz și pentru timpul de comutare a elementului supersonic în jur de 1 msec. În privința amplitudinii, așa cum s-a arătat, situația se schimbă în sensul că aceasta depinde și de construcția capului. Amplitudinea crește cu creșterea presiunii. La unele capete mici (fără greutate oscilante), această creștere este foarte pronunțată, de exemplu: la creșterea presiunii de alimentare a oscilatorului (P_s) de la 2 la 4 kgf.cm^{-2} , amplitudinile cresc la frecvența de 72 Hz cu 114 %, la frecvența de 128 Hz cu 39 %, la frecvența de 225 Hz cu 50 %, la frecvența de 325 Hz cu 100 %.-

În cazul altor variante constructive, influența presiunii este mai mică (cca 20 % la creșterea presiunii de la 2 la 4 kgf.cm^{-2}).-

Asupra amplitudinii influențează puternic caracteristicile capului vibrator, elementul elastic (K) și masa elementului care oscilează (m), cu alte cuvinte, frecvența

proprie a acestor piese de pe capul vibratorului. La conceperea variantelor constructive s-a avut în vedere aceste particularități pentru a satisface condițiile enunțate la 4.1.-

Pentru experimentare s-au construit următoarele variante de capete generatoare de forțe:

- cu înveliș elastic {
 - cu jet dirijat radial
 - cu jet nedirijat
- cu greutate oscilante.-

Toate aceste variante se caracterizează prin construcții extrem de simple. În fig.115 s-a realizat varianta cu înveliș elastic cu jet nedirijat.

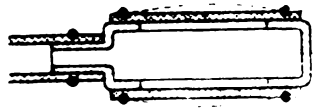


Fig. 115

Un astfel de cap de presiune joasă se vede în timpul funcționării în fotografia nr.98.-

În fig.99 (fotografie) se poate vedea funcționarea capului acționat de către un oscilator supersonic cu cap vibrator cu jet dirijat radial.-

Varianta cu jetul nedirijat, fig.98, este și de presiune joasă $p_3 = 2500 \text{ mm.col.H}_2\text{O}$, viteza relativ mică a jetului nu influențează mult asupra amplitudinii chiar dacă jetul se dirijează radial pe învelișul elastic. În schimb



Fig. 116

efectul devine mult mai pronunțat când viteza jetului este mare (supersonică în duza oscilatorului). Soluția constructivă a

unui cap cu înveliș elastic și cu jet dirijat radial s-a prezentat în fig.116.-

Caracteristicile constructive ale capetelor confecționate și experimentate sunt trecute în următorul tabel:

Soluția constructivă	Dirijarea jetului	Diametrul capului (mm)	Lungimea capului (mm)	Numărul greutăților oscilante	Grautatea proprie a capului	Grautatea unei greutăți oscilante
- - - - - 2 - - - - -	- - - - - 3 - - - - -	- - - - - 4 - - - - -	- - - - - 5 - - - - -	- - - - - 6 - - - - -	- - - - - 7 - - - - -	- - - - - 8 - - - - -
Cu înveliș elastic	Axial (nendirijat)	15	20	-	40	-
		20	50	-	25	-

	1	2	3	4	5	6	7
elastic	axial	20	100	-	140	-	
			150	-	205	-	
	radial	30	120	-	150	-	
Cu greutate	axial	30	100	4	400	60	
oscilante							

Capetele cu jet dirijat radial (cu viteze supersonice în duza oscilatorului) se pretează mai bine, (sau rezolvă mai bine) funcționarea capetelor cu diametre și lungimi mai mari, la care amplitudinile scad cu mult datorită efectului pronunțat de volum prea mare la aceste tipuri. Se va vedea în cele ce urmează că, în practică, volumul capetelor (diametrul, respectiv lungimea) este limitat pentru anumite debite și presiuni și valoarea amplitudinilor scade chiar și la creșterea frecvenței. Iarna la o anumită limită de volum dirijarea jetului radial nu este justificată, deoarece complică forma constructivă și scumpește prețul capului în mod nejustificat. Mai puțin justificată, cum de altfel s-a mai arătat, este dirijarea jetului radial în cazul capetelor mici care lucrează cu presiuni joase, deoarece vitezele sunt relativ mici și efectul de acționare a presiunii dinamice asupra elementului elastic este relativ redus.-

În cazul soluției cu înveliș elastic cu jet axial

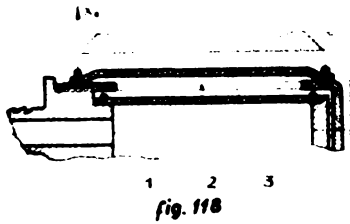


(nedirijat) precum și cu jet radial, s-ar putea să constituie un inconvenient modul în care amplitudinile variază de-a lungul gene-

ratoarei capului (fig.117 a,b). De aici se observă că neuniformitatea repartizării amplitudinii este mai mare la jetul radial decât la cel nedirijat, ceea ce suprasolicitează învelișul elastic și face ca această variantă să fie mai puțin fiabilă.-

INSTITUTUL POLITEHNIC
T. BUCURĂRI
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Deoarece produs ivitatea capului este mai mare la amplitudinile egal repartizate de-a lungul generatoarei (volum



compactat in timp) s-a căutat încă o soluție constructivă, care satisface și adesea cerințele capului cu greutateți oscilante (fig.118). Acest cap se compune din:

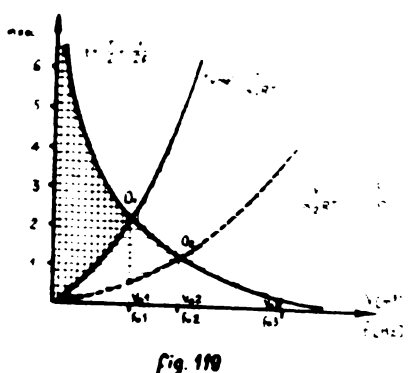
- tub elastic interior (1), greutatea oscilantă (2), inveliș elastic exterior (3).-

Variația amplitudinii prezintă un aspect cu mult mai uniform, determinat însăși de sistemul constructiv. Întrucât partea elastică este cu mult mai rigidă, frecvența proprie a capului este cu mult mai mare decât la celelalte variante constructive; K_1 și K_2 se însumează. Pentru reducerea frecvenței proprii, $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$, s-a majorat masa proprie a celor patru greutateți oscilante pentru a se obține amplitudini mai mari la frecvențe mai joase (în domeniul de 60 - 120 Hz, recomandat pentru compactarea betoanelor) [57]. În acest scop greutatețile oscilante au fost prevăzute cu canale în care s-a turnat plumb. Acest lucru complică și scumpește soluția constructivă. Rezultă de aici că soluția capului fără plumb se pretează la frecvențe mai mari, deci acolo unde se cere o uniformitate mai mare a amplitudinii de-a lungul generatoarei capului și la compactarea (sau la alte scopuri) particulelor mai mărunte.-

De asemenea se observă că jetul radial dirijat este necesar numai la diametre mai mari.-

4.3.- Problema măririi dimensiunilor capului vibrator

Se poate întâi situația, în care indiferent de frecven-



ță, chiar dacă este înaltă, debitul aferent unei semiperioade t a oscilatorului nu mai ajunge să umple capul vibratorului, dacă volumul acestuia este mare, deoarece diferența,

Δt între timpul necesar umplerii t_{umpl} și semiperioada oscilatorului este mare. Deci dimensiunile capului devin prea mari (critic) pentru oscilatorul respectiv, dacă:

$$\Delta t = \frac{1}{2f} - \frac{V}{\kappa RT} \ln \frac{p}{p_0} \quad (83)$$

este mare în valori negative (atinge o anumită limită).

Această limită, pentru o anumită construcție a oscilatorului, a vibratorului și un regim de funcționare dat, se poate determina experimental. La creșterea volumului capului amplitudinea lui tinde spre zero.-

Din examinarea diagramei fig.119 rezultă câteva concluzii interesante. Ordonata exprimă timpai (semiperioada t respectiv timpul de umplere a volumului capului vibrator t_{umpl}). Pe abscisa s-au trecut două scări: frecvența aferentă lui t și volumul aferent lui t_{umpl} . În punctul O_1 timpul de umplere corespunde valoric cu o semiperioadă a oscilatorului, ceea ce înseamnă că într-o semiperioadă volumul capului este umplut cu aer sub presiunea p (de la p_0) și ea atare poate funcționa. În partea din stînga punctului O_1 (hașurat) semiperioada rămîne mereu mai mare decît timpul necesar umplerii, deci pentru orice volum $V \leq V_{c1}$ și pentru orice frecvență $f \leq f_{c1}$ capul va funcționa ca vibrator, termenul Δt rămîne pozitiv.-

Fenomenul și limitele constructive expuse aici se referă numai, așa cum se vede, la variantele de capete cu utilizarea jetului nedirijat (folosind presiunea statică) și la lungimi nu prea mari față de diametru ($\frac{L}{d} \leq 5 \dots 6$).-

În dreapta punctului O_2 (fig.119) valoarea negativă Δt crește permanent, amplitudinile capului (capul nealimentat suficient - nu mai atinge presiunea p) scad și devin ineficiente (f.mici) în punctul O_2 . Deci capul vibrator atinge un volum critic (maxim) V_{c2} la o frecvență (n_{max}) f_{c2} și pentru un oscilator cu coeficientul de debit α_1 și pentru presiunea p de funcționarea capului.-

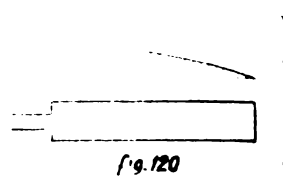
Dacă se majorează debitul (dusa) oscilatorului, respectiv presiunea de alimentare a oscilatorului, cu alte cuvinte coeficientul de debit α , punînd $\alpha_2 > \alpha_1$ valoarea

negativă Δt decât este și are ca consecință funcționarea capului vibrator la volume și frecvențe și mai mari (partea hașurată orizontal în fig.119).-

Deci în general dimensiunile maxime ale capului vibrator depind numai de coeficientul de debit al oscilatorului (sau amplificatorului conectat la cap vibrator) și nu sunt limitate decât de sursa de energie (generatorul de aer comprimat) (Aspectul energetic se analizează în capitolul următor).-

În acest sens se poate imagina un cap vibrator cilindric cu pereți concentrice cu un volum cu mult mai redus; și în acest caz se poate reduce cu mult debitul necesar în avantajul dimensiunilor mari ale acestuia.-

S-a observat în timpul experimentării că cu creșterea lungimii capului de vibrator față de diametru, în cazul jetului neridajat amplitudinea maximă se deplasează spre zona



de alimentare (fig.120). Fenomenul este mai accentuat la frecvențe mai mari. Aerul neavînd timp să iasă în cadrul semiperioadei respective

datorită inerției, produce o acumulare de presiune în fundul capului de vibrator echivalent cu un efect de "rigidizare" a învelișului elastic și reduce amplitudinea în acest loc. Deci aceste capete (cu jet neridajat) sînt limitate ca lungime în raport cu diametrul; experimental s-a observat că acest raport limită este aproximativ: $\frac{L}{d} \approx 4 \dots 6$. Dar acest inconvenient se poate elimina prin dirijarea radială a jetului și raportul poate fi mărit cu mult, în așa fel încît să satisfacă toate cerințele din practică.-

În privința dimensiunilor mici, acestea pot fi coborîte foarte mult, pînă la dimensiunile unor microvibratoare bineînțelese de nivel energetic redus, totuși utilizabile, mai ales la presiuni mari de alimentare (elemente supersonice), se pot imagina, de exemplu, capete sferice cu

diametre de 4 până la 6 mm, care eventual introduse în interiorul unor mase viscoase (alimentarea pompelor de beton și mortar), le pot menține permanent fluide, evitându-se fenomenul de segregare și infundarea conductelor, accident neplăcut în exploatarea și factor determinant în stagnări respectiv diminuare de productivitate a acestor utilaje și mașini.-

Soluția cea mai simplă a acestor microvibratoare (care pot oricând în condiții mult mai bune să înlocuiască vechile "lânci" montate pe vibratoare mecanice de adâncime) constă în construcția tubulară (aciculară) cu înveliș elastic.-

Se menționează că cercetarea experimentală a capetelor a fost începută cu un cap tubular cu înveliș elastic cu diametrul de 10 mm și lungimea de 100 mm., obținând imediat amplitudini de câteva zecimi de mm la presiuni joase de la 2500 4000 mm. col. H₂O (în recipient cu apă).

Variația presiunii în capul vibratorului, deci și a amplitudinii, este limitată de presiunea minimă care nu poate fi mai mică decât cea atmosferică ($p_a = 10000$ mm col. H₂O) și de o presiune maximă care nu poate fi mai mare decât presiunea de ieșire din oscilator (p_y) respectiv amplificator. Creșterea presiunii de la p_a în capul vibrator la valoarea p_y are loc în timp și depinde de seniperioda - (frecvența) - așa cum s-a arătat și de coeficientul de debit. Coeficientul de debit α depinde de presiunea de alimentare a oscilatorului (p_s) respectiv al amplificatorului (la elementul considerat ulterior capului), de secțiunea duzei (A) și de coeficientul de recuperare a presiunii K . Cunoscând aceste date, se poate pune întrebarea care este volumul maxim al unui cap vibrator alimentat de un element (oscilator, amplificator) cu coeficient de debit α cu condiția creșterii - într-o seniperiodă - a presiunii de la p_a la p_y .-

Din cele precedente se știe că timpul de umplere este dat de expresia:

$$t = \frac{V}{\alpha RT} \ln \frac{p_y}{p_a}$$

și seniperioda

$$t = \frac{1}{2f}$$

notând: p_v = presiunea în capul vibratorului și p_a = presiunea atmosferică, $\Delta p = \frac{p_v}{p_a}$ rezultă:

$$\Delta p = e^{\frac{\alpha RT}{2vf}}$$

și
$$V = \frac{\alpha RT}{2f} \cdot \frac{1}{\ln \Delta p} \quad (84)$$

deci V = volumul maxim al capului pentru care se obține, la frecvența f , o creștere a presiunii Δp în capul vibratorului.-

Dacă se pune $\Delta p = \frac{p_v}{p_a}$, se obține volumul maxim pentru care presiunea în capul vibratorului și atinge valoarea sa maxim posibilă. Deci acest volum maxim este o mărime optimă pentru capul vibratorului.-

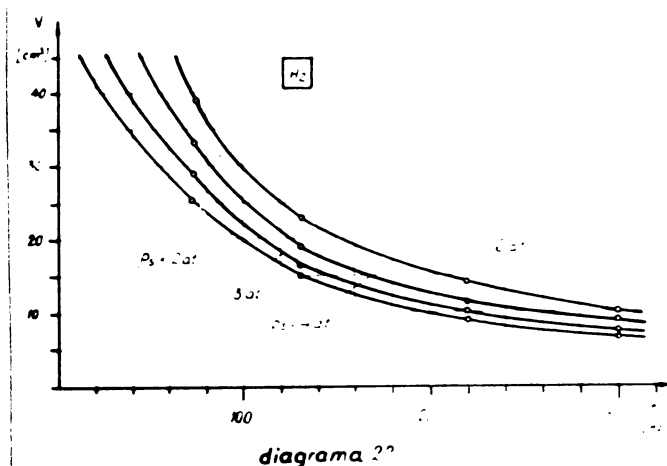
S-a determinat din frecvența unui oscilator în cele precedente având cîte o capacitate egală intercalată în circuitele de reacție inversă, pe cale experimentală $\alpha = 2 \cdot 10^{-8}$ pentru presiunea de alimentare $p_s = 8000$ mm. col. H_2O și presiunea de ieșire $p_y = 1000$ mm. col. H_2O , $K = 0,12$ și pentru o secțiune a duzei de $A = 3,5$ mm² (elementul A). Extrapolind această valoare găsită pentru un alt element, de exemplu, H_2 (din care s-a constituit oscilatorul supersonic), pentru alte presiuni p_s și p_y și parametri K și A , se pot stabili mărimile optime (valoarea maximă) pentru capacitățile respective. Datele respective s-au trecut în tabelul de mai jos:

El/ date	p_s	$A =$ cm ²	$K = \frac{p_y}{p_s}$	α_A	Coeficienti				
					$\frac{p_s'}{p_s}$	$\frac{A'}{A}$	$\frac{K'}{K}$	C	α_{H_2}
A	8000	3,5	0,12	$2 \cdot 10^{-8}$	1	1	1	1	$2 \cdot 10^{-8}$
H ₂	20000	6	0,40	"	2,27	1,71	3,33	13	$2 \cdot 6 \cdot 10^{-7}$
H ₂	30000	6	0,42	"	3,40	1,71	3,50	20	$4 \cdot 10^{-7}$
H ₂	40000	6	0,43	"	4,54	1,71	3,58	28	$5 \cdot 6 \cdot 10^{-7}$
H ₂	60000	6	0,43	"	6,81	1,71	3,58	41,6	$8 \cdot 3 \cdot 10^{-7}$

Calculând pentru elementul (oscilatorul) A volumul optim pe cap de vibrator (presiuni joase), rezultă pentru o frecvență de 130 Hz. $V_A = \frac{2 \cdot 10^{-8} \cdot 293 \cdot 293}{2 \cdot 130 \cdot 0,09} \approx 16 \text{ cm}^3$ iar pentru oscilatorul din elementul H₂ pentru datele respective rezultă:

Presiuni de alimentat (at)	Volumul optim al capului vibrator (cm ³)			
	75 Hz	130 Hz	220 Hz	300 Hz
2	25,6	15	9	6,5
3	28,2	16	10	7
4	33,1	19	11	8
6	38,6	23	13	10

Aceste date, din tabelul de mai sus, s-au prezentat grafic în diagrama nr.22.



Se observă că cu cât este presiunea de alimentare mai mare și frecvența mai mică cu atât se obțin volume mai mari de capete. Deci (pentru $\alpha = \text{const}$)

nivelul presiunii de alimentare și frecvența determină mărimea optimă a capului vibrator (pentru parametri dați: A, K, α)

Pentru parametrii A, K, α mai mari se pot construi capete cu volume mai mari, deci ceea ce s-a arătat mai sus că mărimea (volumul) capetelor vibratoare este limitată numai de sursa de energie, dacă se păstrează anumite proporții între diametru și lungime.-

Prin efectul compactării s-au verificat cele afirmate mai sus cu privire la mărimea optimă a capului vibrator, comparând aceste efecte cu mărimea reală a capului experimentat (V_v) și mărimea optimă calculată (V_{opt}). Aceste date și rezultatele se vor prezenta la pct. 4.5.3.-

4.4.- Forța perturbatoare.- Această problemă trebuie împărțită în două: determinarea acestei forțe în cazul utilizării capetelor cu jet nedirijat (axial), fiind

calcululele pe baza acționării presiunii statice în interior și cazul variantei cu jet dirijat radial cu acționarea presiunii dinamice.-

4.4.1.2 - Varianta constructivă cu jet radializat . Presiunea statică se repartizează în mod uniform pe pereții din



Fig. 121

interiorul tubului, starea de echilibru a jumătății din semisecțiunea tubului (fig.121) se obține prin relația:

$$2F_n = F_p'; \quad F_p' = 2bp \frac{D}{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \alpha d\alpha, \text{ deci:}$$

$$F_p' = bpD \quad (85)$$

dar nu toată suprafața este activă, deoarece invelișul elastic este strins pe suprafața cilindrică a capului vibrator și aerul atacă invelișul în două locuri, prin canalele practicate în pereții cilindrului, pe un arc având $\alpha = 2 \frac{\pi}{4} = \frac{\pi}{2}$. Deci forța ce acționează asupra acestora va fi egală cu $\frac{F_p'}{2}$. Dar pentru că tubul are două fante de lungimea b și în partea opusă, forța radială ce acționează în total are valoarea $F_p = bpD$ cu condiția ca fantele să fie deschise pe unghi total de $4 \frac{\pi}{4} = \pi$. Dacă sînt mai late, F_p va fi (proporțional) mai mare.-

În cazul capului cu inveliș elastic, avînd $D = 15$ mm și $b = 20$ mm iar presiunea $p_y \approx 1 \text{ kgf} \cdot \text{cm}^{-2}$ (de la oscilator), forța $F_p = 3 \text{ kgf}$.-

În fig.122 s-a schițat o semisecțiune a capului cu



Fig. 122

greutăți oscilante. Forța pe o singură greutate oscilantă este dată de expresia: $f_p = s \cdot b \cdot p$, iar pentru un număr de n greutăți: $F_p = n s b p$,

în care: s - lățimea feței active a greutății oscilante,
 b - lungimea greutății oscilante.-

Pentru capul vibrator experimental această forță are valoarea:

$$F_p = 4 \cdot 0,8 \cdot 5 \cdot 1 \approx 25 \text{ kgf}$$

in cazul variantei constructive fără greutate oscilante (cu înveliș elastic) în condițiile relațiilor precedente, această forță ar fi (pentru $\phi = 20 \text{ mm}$):

$$F_p = 8 \cdot 1 \cdot 2 = 16 \text{ kgf}$$

Sporul de forță pentru greutate oscilante s-a obținut prin majorarea suprafeței active S ca. mare decât suma arcelor luate în calcul pentru capul cu înveliș elastic.-

4.4.2.- Varianta constructivă cu jet radial. După [69] forța dezvoltată de jet (radial pe peretele exterior al capului) :

$$F = \frac{c \rho Q}{g} , \tag{86}$$

în care: c - viteza și Q - debitul fluidului (aerului).-

Se vede din această relație că forța poate fi de efect numai la viteze și debite foarte mari.-

4.5.- Date privind experimentarea unor capete vibratoare. Pentru confirmarea unor ipoteze puse și formularea unor concluzii în vederea construirii și utilizării capetelor vibratoare (generatoare de forțe perturbatoare) acționate de la oscilatoare bistabile, s-au înregistrat frecvențele și amplitudinile acestora. Comparând oscilogrammele obținute la frecvențe, presiuni și variante constructive diferite se ajunge la o serie de date pentru construcția capetelor.-

4.5.1.- Problema amplitudinii și frecvenței la vibratorul cu înveliș elastic. Construcția și dimensiunile

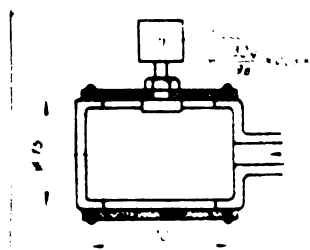


fig. 123

principale ale capului sunt arătate în fig.123. Capul nefiind introdus în beton, cazul este similar - prin simplificare cu vibrarea forțată neamortizată cu un singur grad de libertate [72, 14]

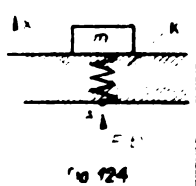


fig.124, cu r - amplitudinea vibrației armonice, X_0 - deformația maximă a elementului elastic. Ecuația diferențială a mișcării:

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \sin \omega t, \quad (87)$$

soluția particulară $x_f = X_0 \sin \omega t$, introdusă în ecuație (87)

$$-m\omega^2 X_0 + kX_0 = F_0, \quad X_0 = \frac{F_0}{k - m\omega^2}, \quad (88)$$

deci amplitudinea crește cu F_0 , deci cu creșterea presiunii ceea ce se confirmă prin diagrama r.12.-

Dacă $F_0 = m r \omega^2$ și se introduce în (88), rezultă relația cunoscută

$$\frac{X_0}{r} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}, \quad \text{sau prezentată grafic sub}$$

forma

$$\frac{|X_0|}{r} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right|} \quad (89)$$

Văzind în oscilogramă că la toate forțele perturbatoare (adică la aceleași presiuni de alimentare) se obțin amplitudini maxime la o frecvență de 128 - 129 Hz și admițând această frecvență egală cu frecvența proprie ω_n , a inveliului elastic, va fi posibilă ridicarea diagramei conform expresiei (89) pe baza datelor din tabelul de mai jos:

	I			II			III			IV		
P_s [at]	2	3	4	2	3	4	2	3	4	2	3	4
ω	71	73,5	72	128	129	129	210	225	225	300	310	325
ω_n	128	128	128	128	128	128	128	128	128	128	128	128
$\frac{\omega}{\omega_n}$	0,55	0,57	0,56	1	1	1	1,64	1,75	1,75	2,54	2,42	2,54
X_0 [mm]	0,32	0,49	0,70	0,48	0,56	0,67	0,06	0,08	0,09	0,02	0,03	0,04

$$\text{I} \quad \frac{|X_0|}{r} = \frac{0,57^2}{|1 - 0,57^2|} = 0,48$$

$$\text{III} \quad \frac{|X_0|}{r} = \frac{1,75^2}{|1 - 1,75^2|} = 1,48$$

$$\text{II} \quad \frac{|X_0|}{r} = \infty$$

$$\text{IV} \quad \frac{|X_0|}{r} = \frac{2,42^2}{|1 - 2,42^2|} = 1,21$$

Aspectul acestor curbe se vede in diagrama 19.

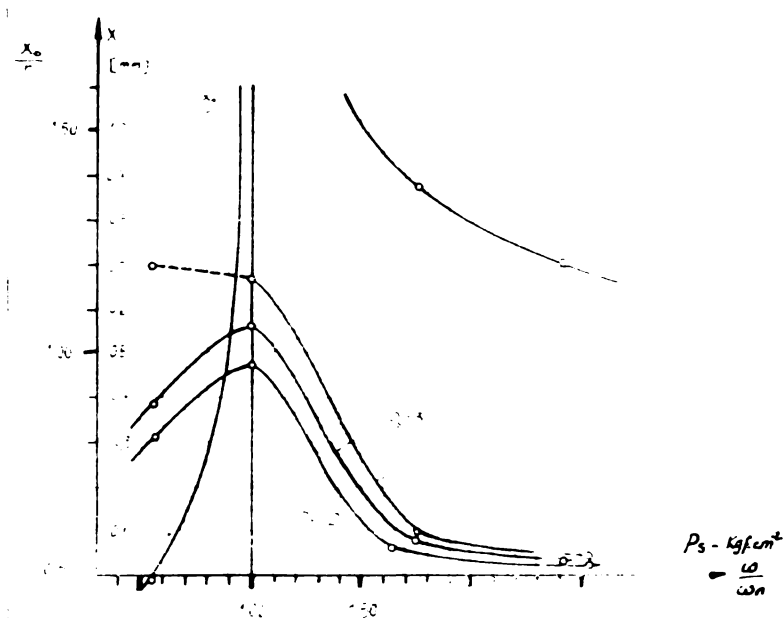


diagrama 19

Pentru regiulul de funcționare - conform condițiilor puse la punctul 4.1.- se poate alege de exemplu un număr de două trepte de frecvență:
- treapta I cu 71 - 73,5 Hz și vibrarea

alternativă cu 128 - 129 Hz având și amplitudini maxime, sau

- treapta II cu 128 - 129 Hz și ulterior treapta III cu 210 - 225 Hz dacă accelerațiile treptei II sînt prea mici pentru deplasarea particulelor.-

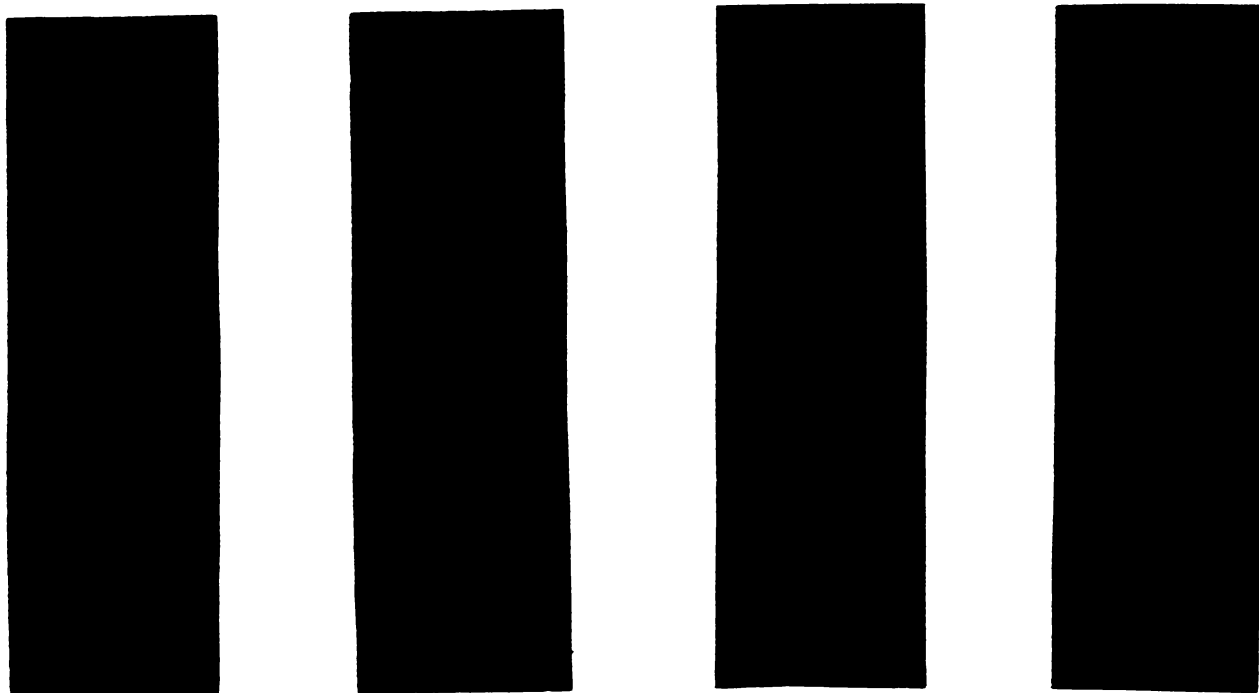
4.5.2.- Vibrogramele capului vibrator cu cretăți oscilante.

S-au măsurat parametrii acestui cap cu soluția constructivă schițată în fig.118, cu jet nedirijat, avînd diametrul de 30 mm. și lungime de 60 mm.

În fig.125 s-au prezentat patru vibrograme la diferite frecvențe și presiuni. Deoarece toate vibrogramele sînt reproduse la aceeași scară se pot observa diferențele între amplitudini și în general aspectul acestora.-

În privința amplitudinii, se înregistrează o creștere odată cu mărirea presiunii, iar variația ei cu frecvența este minimă, pentru presiunile date, în jur de o zonă de milimetri. .-

Frecvența proprie (ω_n) la care se obține amplitudinea maximă se află probabil în afara domeniului de frecvențe



$f = 75 \text{ Hz}$	$f = 75 \text{ Hz}$	$f = 133 \text{ Hz}$	$f = 210 \text{ Hz}$
$x = 0,21 \text{ mm}$	$x = 0,25 \text{ mm}$	$x = 0,34 \text{ mm}$	$x = 0,30 \text{ mm}$
$P_3 = 3 \text{ kgf.cm}^{-2}$	$P_3 = 4 \text{ kgf.cm}^{-2}$	$P_3 = 4 \text{ kgf.cm}^{-2}$	$P_3 = 2 \text{ kgf.cm}^{-2}$

Fig. 125

în care s-au făcut măsurătorile. Prin montarea traductorului pe una din greutateile oscilante, masa proprie a acestuia crește cu o treime (de la 60 gr la 90 gr), ceea ce influențează puternic asupra amplitudinii reducând-o. Valoarea maximă se obține așa cum se vede în fig. 125 la presiunea de 4 at. și la frecvența de 133 Hz.-

În privire la aspectul acestor patru vibrograme, se observă că primele trei reproduc aproape exact oscilațiile armonice ale oscilatorului, iar în ultima intervin alte fenomene care urmează a le explica în cele de mai jos.-

În fig. 126 se vede prezentată vibrograma (ultima din fig. 125) în o altă scară ($P_3 = 2 \text{ at.}$, $f = 210 \text{ Hz}$). Oscilațiile greutății oscilante sînt dispuse pe o altă sinusoidă de joasă frecvență (cea la Hz) cu amplitudini cu mult mai mari (cea 0,7 - 0,8 mm). Această frecvență joasă aparține



fig. 126

probabil descreștii periodică a tubului de vibrator ce constituie o capacitate pneumatică. Dacă se cunoaște (determinat experimental) coeficientul de debit α se poate calcula frecvența descreștii volumului cu una dintre relațiile deduse la 2.4.2.4.-

Utilizarea vibratorului, adică aplicarea unor amplitudini de variație și frecvențe

diferite trebuie să aibe un efect și mai eficient asupra compactării unor particule de cărămi și mase diferite, așa cum ele se găsesc în betoane și mortare de compoziție diferită.-

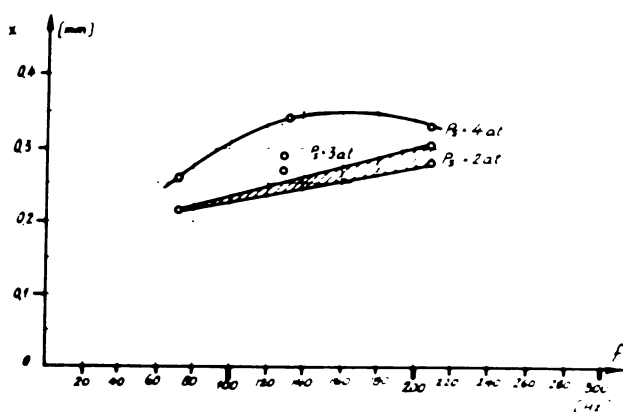


diagrama 20

În general se poate spune că amplitudinea crește cu frecvența pentru fiecare presiune de alimentare (p_s) așa cum se vede în diagrama 20.

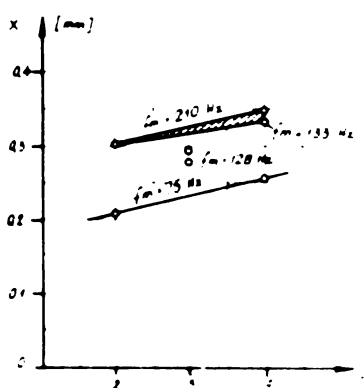


diagrama 21

De asemenea, se vede în diagrama nr. 21 că amplitudinea crește cu presiunea (p_s) de alimentare a oscilatorului pentru fiecare frecvență încercată. Deci amplitudinile cresc cu frecvența și cu presiunea de alimentare. Frecvența maximă cu care funcționează oscilatorul depinde

de timpul de comutare și s-a tratat la capitolul precedent.-

4.5.3.- Efectul de compactare a betonelor experimentate. Se înțelege că în practică capetele vibratoare, ca să-și atingă scopul, trebuie să fie eficiente, adică să realizeze un anumit nivel de productivitate la execuția de lucrări la care vor fi utilizate. Având mai multe variante constructive executate s-a cercetat, la scară de laborator, eficiența acestora la operația de compactare a unui beton cu aceleași proprietăți fizice; s-a păstrat constantă proporția componentelor (agregate, apă, ciment) și structura granulometrică, în concluzie eficiența de compactare sau nivelul productivității (cantitatea de beton vibrat în unitate de timp). Aceasta, cum se știe, depinde de cantitatea de energie transmisă mediului ce se compactează, de frecvența și amplitudinea vibrațiilor în raport cu structura granulometrică a masei de compactat. Nivelul energetic transmis depinde și de construcția capului vibrator și atinge un maximum la dimensiuni optime ale vibratorului, așa cum s-a arătat (vom reveni la această legătură în urma descrierii experimentarilor).-

Pentru măsurarea efectului de compactare s-a creat

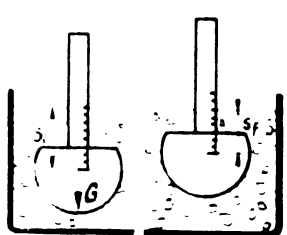


Fig. 127

o metodă proprie, simplă și rapidă, schițată în fig. 127. Inițial masa de formă sferică $G = 6,5 \text{ kg}$ pătrunde mai adânc în masa de beton nevibrat; măsurarea compactării masa G pătrunde mai puțin. Această "nepătrundere" s-a

măsurat pe scara tijei, astfel: s-a notat numărul de gradații la pătrunderea inițială "si" și în urma compactării cu "sf". Deci gradul de "nepătrundere" sau gradul de compactare se poate exprima prin:

$$\Delta s = s_i - s_f \quad (90)$$

Eficiența de compactare are două aspecte, aspectul calitativ exprimat în mărimea gradului de "nepătrundere" ceea ce arată gradul (calitatea) compactării, și

aspectul cantitativ, care corespunde cu volumul compactat în unitate de timp sau mai bine zis cu viteza medie a compactării:

$$v_c = \frac{\Delta S}{\Delta t} \quad (91)$$

Δt fiind intervalul de timp după care ΔS rămâne constant.

Revenind la experimentările efectuate, se menționează că, masa preparată constă în

- agregate	11 kg.
- ciment	3,3 kg.
- apă	<u>1,7 kg.</u>
Total	16,0 kg.

Analiza granulometrică (diagrama 24)

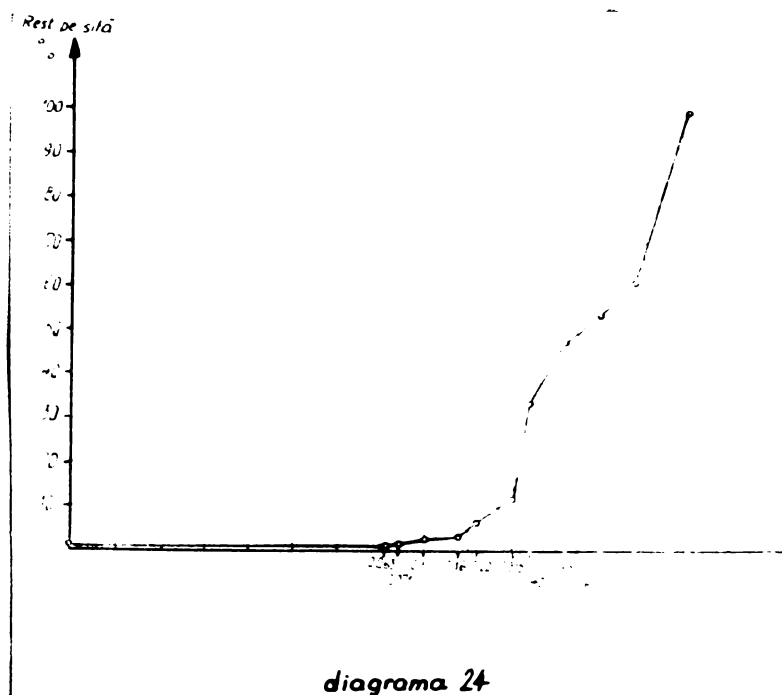


diagrama 24

a.- Determinarea componentei levi-gabile (clasa)

$N = 1,2\%$
nisip cuarțos III cu $N = 1,5$

b.- Determinarea granulației medii (grupa)

$M_{50} = 0,76$

nisip foarte mare cu (M_{50}) 1

c.- Determinarea gradului de uniformitate (G_u) (sub-grupa):

$$\left. \begin{aligned} \frac{4}{3} M_{50} &= \frac{4}{3} 0,76 = 1,01 \text{ mm} \\ \frac{2}{3} M_{50} &= \frac{2}{3} 0,76 = 0,51 \text{ mm} \end{aligned} \right\} G_u = 1,01 - 0,51 \rightarrow 50\%$$

(G_u)₅₀, uniformitate redusă

d.- Determinarea forței granulelor (categoria):
cu muchii și colțuri ascuțite

3.- Determinarea tipului granulei:

2 → rugosă

Notarea nisipurii analizate

N 1,5 (M 50) 1 (G U) 50 C 2,

adică un nisip cuarțos III, cu granulația medie cuprinsă între 1,0 - 0,61 mm. cu gradul de uniformitate cuprins între 50 ... 41 % cu muchiile și colțurile ascuțite și suprafața rugoasă.-

S-au utilizat un număr de 5 caze vibratoare de dimensiuni și variante trecute în tabelul de mai jos, obținând următoarele rezultate la o frecvență de 130 Hz. :

Compas-Vibrator tare (mi-nute), Δt , ΔS , V_v , V_{opt}	Vibrator cu greutatea ciliate $P_s = 6at$	Vibrator cu jet radial ϕ 30-120 mm $P_s = 4at$	Vibrator cu jet radial ϕ 20 = 100 mm $P_s = 4at$	Vibrator cu jet radial ϕ 20 = 150 mm $P_s = 3at$	Vibrator cu jet radial ϕ 20 = 50 mm $P_s = 4at$
---	---	---	---	---	--

----- negătrunderea (gradatii) -----

	1	2	3	4	5
0	0	0	0	0	0
2	3	2	2	1	2
4	7	5 ^x	4	4 ^x	4,5
6	7	5	4,5	4	5,5
8	7	5	5	4	5,5
10	7	5	5	4	5,5
Δt	4	4	8	4	6
ΔS	7	5	5	4	5,5
$\Delta S / \Delta t$	1,75	1,25	0,625	1,00	1,09
$V_v [cm^3]$	25,6	86	32	48	16
$V_{opt} [cm^3]$	23	20	17	16	17
$R = \frac{V_v}{V_{opt}}$	1,11	4,3	1,88	3	1

x) spargerea inveligului elastic (presiunea prea mare)

În tabel rezultă că din punct de vedere calitativ, cantitativ și a durabilității se obține următoarea ordine:

- calitativ (ΔS) : vibratorul 1, vibratorul 5 și pe al treilea loc vibratoarele 2 și 3, urmat de 4.-

1	5	2,3	4
---	---	-----	---

- cantitativ :

1	2	5	4	3
---	---	---	---	---

- durabil :

1, 5, 3	Necoresp. 2 și 4
---------	------------------

In ce măsură eficiența compactării depinde de dimensiunea optimă a capului vibrator se poate vedea din:

	C O N C L U Z I I							
	I	II		III		IV	V	
Calitatea	1	5	2	3		[4 ^x]		
Cantitatea (productivitatea)	1	2 ^x			5	[4 ^x]	3	
$R = \frac{V_v}{V_{opt}}$	1,11	1,00	4,3 ^x	4,3 ^x	1,88	1,0	3 ^x	1,88

Capetele 2 și 4 devin ineficiente datorită nivelului elastic care nu rezistă la aceste presiuni.-

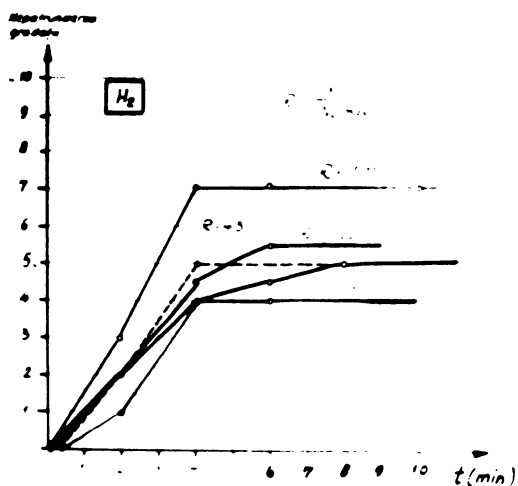


diagrama 23

In diagrama nr. 23 s-au prezentat grafic datele comentate mai sus.-

In special capul 3 este supradimensionat (cu mult prea mare față de volumul optim) și obține gradul de compactare cel mai slab, iar capetele 1 și 5 au dimensiunile optime și

ating gradele cele mai mari de compactare.-

Deci se confirmă concluziile punctului anterior cu privire la optimizarea mărimii capetelor vibratoare, precum și superiorității soluției constructive a variantei cu greutate oscilante conform celor arătate la cele de mai înainte.

In continuare, cu aceeași compoziție și granulație de beton s-a cercetat influența frecvențelor pentru un număr de

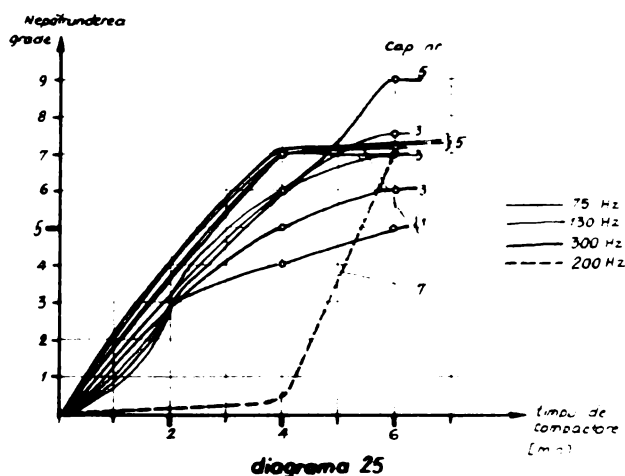


diagrama 25

4 capete vibratoare de construcție diferită, incluzând și vibratorul electric cu motor încorporat ($\varnothing 58$), care realizează amplitudini mari (0,8 - 0,9 mm) la o frecvență de 200 Hz. cu productivități care până la

5,5, m³. Capetele au fost utilizate la vibrarea unor cuburi

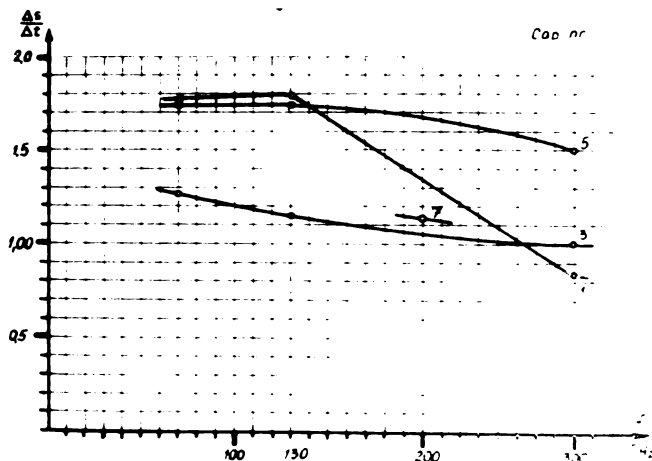


diagrama 26

egale de beton = 20 x 20 x 15 cm. La granulația relativ fină și la volumul redus de compactare vibratorul electric a rămas inefficient (cu toate că are raza de acțiune : 220 ... 250 mm). Datele cule-

se au fost trecute în tabelul de mai jos și reprezentate în diagrama 25 și 26.-

Frecvența (Hz)	Tipuri de capete vibratoare, timpul și gradul de compactare ("nepătrunderea")											
	Vibrator cu nivel elastic cu iet nedirijat (cap. nr. 3)			Vibrator cu greutatea cilantă (cap. nr. 1)			Vibrator cu motor electric $\varnothing 58$ (cap. nr. 7)					
	Timpul în minute și grade de nepătrundere			Timpul în minute și grade de nepătrundere			Timpul în minute și grade de nepătrundere					
	2	4	6	2	4	6	2	4	6	2	4	6
75	0	6	7.5	0	7	7	0	7	7	-	-	-
150	0	6	7	0	7	7	0	7	7	-	-	-
200	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	7
300	3	5	6	3	6	(9)	3	4	5	-	-	-

Vitezele de compactare (= productivitatea) sînt favorabile pînă la 130 Hz pentru capetele 1 și 5, cu cea mai mică viteză merge cașul 3, este tot din cauza volumului prea mare, așa cum s-a mai arătat.-

Ineficiența vibratorului electric față de celelalte variante se explică prin faptul că raza de acțiune a lui este redusă (la cca. 50%) din cauza dimensiunii cutiei de cofraj și datorită amplitudinilor prea mari față de structura granulometrică a masei; amplitudinea fiind mai mare decît diametrul mediu al grăunțelii ($X_0 = 0,8 \cdot A > 0,70 \text{ mm}$) frecvența (accelerațiile) în fel este prea mare.-

In figurile nr.129 și nr.130 se văd în secțiune com-



Fig.129

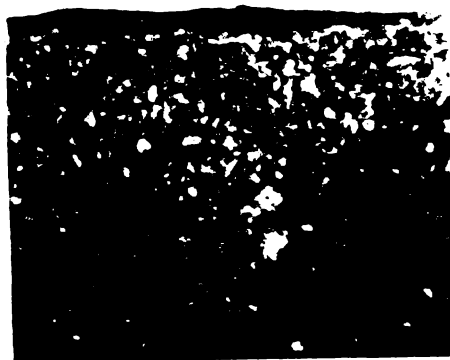


Fig.130

postată de către un vibrator din SLP și vibratorul electric δ 50 structura respectiv reartizarea grăunțelor în masa betonului (volumul specific de $6 \cdot 10^{-3} \text{ mc.}$). Se observă că structura în urma compactării, realizată prin vibratorul din SLP-uri este mai omogenă (Fig.130) decît cea realizată de către vibratorul electric (Fig.129).-

5. - PRINCIPUL A BARRIERII

5.1. - Considerații generale. Bahr [2] în propunerile sale de standardizare exprimă puterea preluată de un ELP prin

$$m \text{ bar} \times \frac{cm^3}{s} = 10^{-9} \text{ mW}, \quad (92)$$

pe baza relației generale: $P \sim p_s \cdot Q_s$, (93)

$$1 \text{ mbar} = 10,19 \text{ mm col H}_2\text{O}$$

Glaetli [3] determină puterea preluată de un element acționat cu aer la presiunea de 3,5 at., $Re = 1000$, $t_N/dN = 0,6$, $dN = 0,03 \text{ mm}$, $t_c = 1,1 \mu s$, și ajunge la 47 mW, în cadrul tendințelor de miniaturizare. Ajunge totodată la conclu-

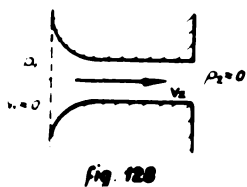


Fig. 128

sia că puterea preluată crește cu Re^3 și p_s cu Re^2 . Explicația constă în următoarele:

$$p_1 + K_1 v_1^2 = p_2 + K_2 v_2^2,$$

$v_1 \approx 0$, $p_2 \approx 0$, în duză presiunea sta-

ționă se transformă aproape în întregime în presiune dinamică. Atunci

$$p_1 = K_2 v_2^2; \quad Re = \frac{v_2 dN}{\nu}, \quad v_2 = \frac{Re \nu}{dN},$$

$$p_s = p_{s1} = K_2 \left(\frac{Re \nu}{dN} \right)^2, \quad (94 \text{ a.})$$

deci presiunea de alimentare crește cu pătratul numărului lui Reynolds.

$$P \sim p_s Q_s = p_s C A = p_1 v_2 A = K_2 \left(\frac{Re \nu}{dN} \right)^2 \left(\frac{Re \nu}{dN} \right) = K_2 A \left(\frac{Re \nu}{dN} \right)^3 \quad (94)$$

Puterea preluată crește cu Re^3 .

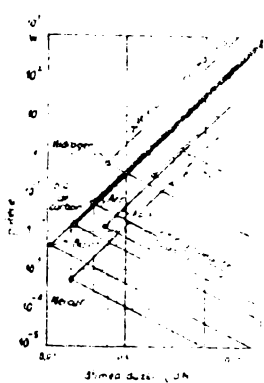


Fig. 131

Din fig. 131 se vede deosebit de clar dependența puterii preluate în funcție de lățimea duzei, cu neglijarea efectului de compatibilitate și frecare [8].

Una din cele două trepte reprezintă puterea minimă la $Re = 1000$, iar cealaltă puterea maximă la viteza sunetului în duză (a_s).

În lucrarea [24] se compară consumurile de aer pentru circuite logice cu elemente diferite:

Numărul și felul elementului în circuit	Stadiul	Consum de aer Nm^3/h^{-1}	Presiune de alimentare (în col. H_2O)	Presiune maximă de ieșire (în col. H_2O)
Cu trei elemente bistabile cu efect Coandă și 4 elemente pasive de conjuncție.	în trecut	1,02	3500	1400
	în prezent	0,51	2100	840
	în viitor	0,289	700	100
12 amplificatoare laminar-turbulente (pentru aceeași funcție logică ca mai sus)	în prezent	0,512	245	119

Rezultă, din punct de vedere al consumului de aer și al presiunii recuperate, supercrititatea elementului bistabil cu efect Coandă.-

În fig.132 se prezintă după [24] consumul de aer pentru amplificatorul laminar-turbulent și elementul bistabil cu efect Coandă în funcție de viteza surselor și presiunea de alimentare. Limitile arătate pentru Re_{min} și $Ma=1$

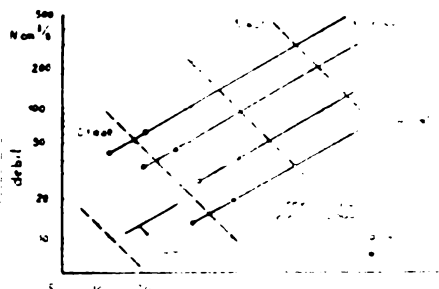


fig. 132

au fost depășite [24], ceea ce a rezultat și din prezenta teză prin realizarea elementului supersonic.-

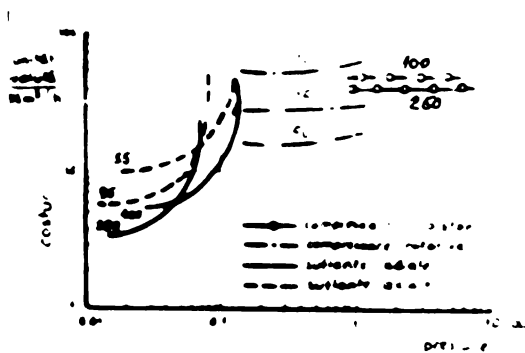


fig. 133

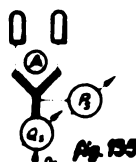
În fig.133 [24] rezultă domeniile de utilizare a generatoarelor de aer comprimat pentru acționarea motorilor precum și costurile în unități de valut. străină a aerului consumat

rului consumat

Presiunea de alimentare (mm.col.H ₂ O)	Generator de aer necesar	Costuri în uni- tăți de valută
până 1000	sufiante	sub 10
până 1 at.	sufiante	până 100
până 10 at	compresor cu piston	până 250

5.2. - Partea experimentală. Pentru a determina con-
sumul real de aer s-au efectuat, pe lângă calculul teoretic,
o serie de măsurători și experimentări.-

5.2.1. - Consumul de aer. Măsurătorile efectuate
s-au făcut în domeniul presiunilor joase (până la 1 at),



la două elemente care au funcționat
ca oscilatoare (A și H₂), în regimu-
rile gol și sarcină și la două
frecvențe diferite (fig. 134, 135,
136).-

Rezultatele acestor măsură-
tori au fost trecute în tabelele
care se prezintă în cele ce urmea-
ză. Este de menționat că în sarcină
s-au legat câte două capete vibratoa-
re de volume diferite dar de aceeași

variantă constructivă (cu înveliș elastic și jet nedirijat).

Prin măsurarea debitului la elementul H₂ (funcționând
ca oscilator) s-au obținut următoarele date:

(mm.col. H ₂ O)	Q _s (l.min ⁻¹)		Situația capului de vi- brator	C (m.s ⁻¹)	Q _c (l.min ⁻¹)	β = $\frac{Q_c}{Q_s}$
	Cap vi- brator Ø20-100	Cap vi- brator Ø20-150				
10000	54	54	vibrază	324	116	2,16

Elementul A funcționând ca oscilator

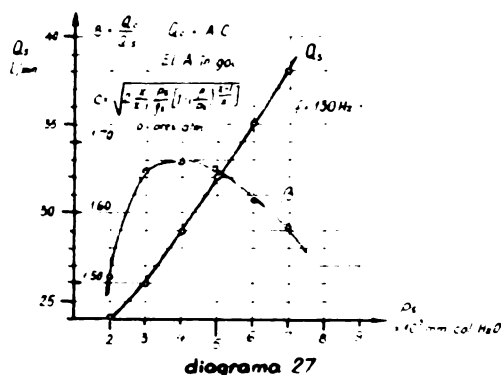
In gol (zona de montaj la sarcină (schema de montaj fig. 13))

Pres. de alim. (MPa)	Viteza de lucru (mm/min)	Debit (l/min)	$\beta = \frac{Q_c}{Q_s}$	Aditivul		Q_s		β		Schema de montaj					
				a	b	a	b	a	b						
2000	173	24	36	1,91	V1- breașă	21,5	21,7	1,68	1,68	24	24	1,50	1,50	19,5	1,56
					șabla										
3000	209	26	43	1,66	Idem	25	25,4	1,66	1,66	24,9	24,9	1,72	1,72	24,9	1,85
4000	232	29	49	1,67	bine	29	29	1,73	1,73	28	28	1,74	1,74	24	2,02
5000	255	32	53	1,68	bine	31	31	1,71	1,71	30	30	1,76	1,76	26	1,90
6000	276	35	57	1,62	bine	34,5	34,5	1,70	1,68	33	33	1,72	1,72	30	1,80
7000	287	38	60	1,60						35	34	1,71	1,71		

a. - cap vibrator cu invelis elastic
 Ø 20-100 mm
 b. - Idem
 Ø 20-150 mm

Rezultatele experimentărilor s-au prezentat în diagramele nr.27, 28, 29 și 30.-

Diagrama nr.27 (și datele de mai sus) arată că nu există deosebiri de debite (Q_s) măsurate pentru acționarea celor două capete vibratoare ($\varnothing 20 - 100$ și $\varnothing 20 - 150$),

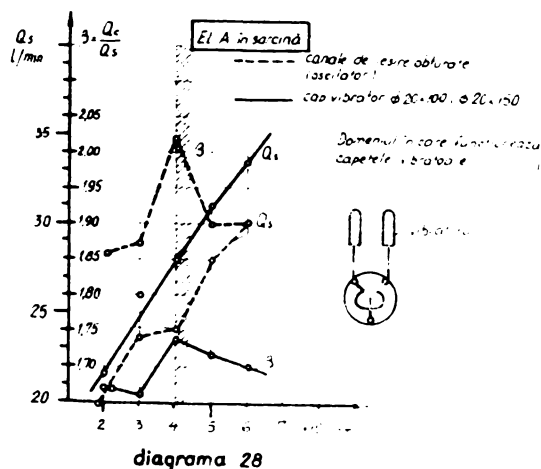


dar există deosebiri mari între debitele calculate și cele reale, exprimate prin coeficientul β . Explicația este următoarea: debitul s-a calculat din formula :

$$Q_c = c \cdot A = A \sqrt{2 \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_s}{p_s} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right]} \quad (77 a)$$

Aici s-a considerat că presiunea p este egală cu presiunea atmosferică ceea ce nu poate corespunde cu realitatea, deoarece această presiune este mai mare, chiar la funcționarea în gol a oscilatorului, datorită formării unei contrapresiuni în element: $p_{contrap} > p$. Acest lucru este mai accentuat cu cât capul vibratorului lucrează în sarcină mai mare.-

În diagrama 27 se observă că $\beta = \frac{Q_c}{Q_s}$ atinge un maxim și în continuare scade. Acest maxim are loc pentru $p_s - p$ cu valori mai mici.-



Interesant este faptul că acest maxim se menține și atunci când oscilatorul se află în sarcină (acționând două capete vibratoare sau este cu ieșirile complet obturate) tot la presiunea de alimentare de $p_s =$

4000 mm c.c. H_2O , - presiunea de alimentare care coincide cu începerea funcționării capetelor vibratoare (diagrama 28).

Din diagrama Nr.29 se vede că debitul măsurat crește cu volumul capului vibrator și rămâne în continuare

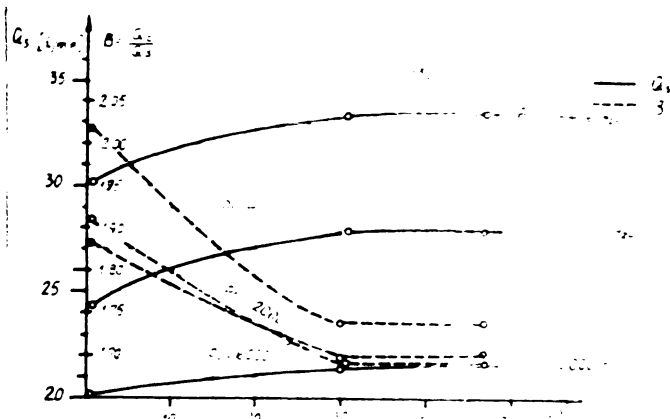
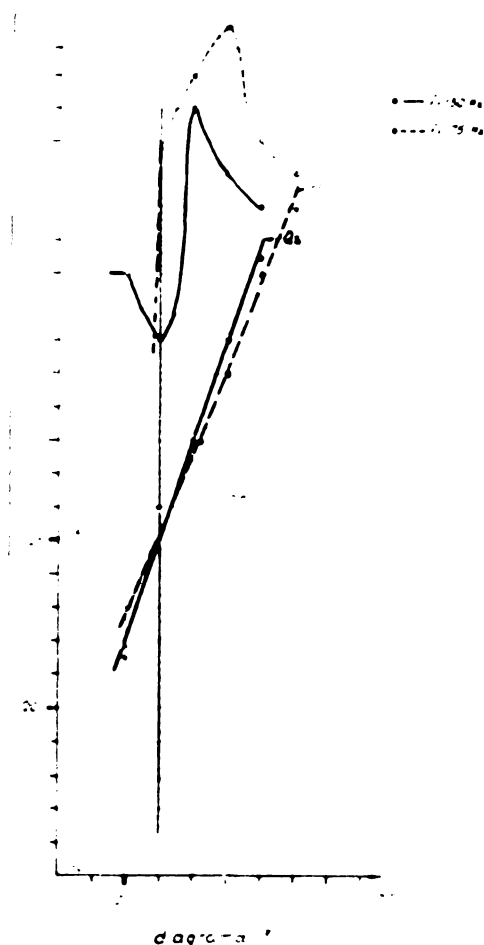


diagrama Nr. 29

constant, iar coeficientul scade și rămâne la fel aproximativ constant.

Pentru elementul H₂, la o măsurare a debitului, la presiune mai

ridicată s-a obținut un coeficient β cu mult mai mare; creșterea coeficientului cu presiunea de alimentare s-a observat, de altfel și în diagrama 29; acest lucru se datorează formării unei contrapresiuni mai mari în oscilatorii respectivi capul vibratorului.-



o influență asupra debitului o are și frecvența. Cu cât aceasta este mai mică, semiperioda este mai mare (timpul de umplere) și presiunea va crește la o valoare mai mare în capul vibratorului, deși diferența $P_s - P$ crește și debitul scade (diagrama Nr. 30).-

În concluzie:

parametri/ factori de influență	p_s	V_v	f
Q_s	⊙	⊙	⊙
β	⊙		

p_s = presiunea de alimentare

V_v = volumul capului vibrator

f = frecvența oscilatorului

⊙ Q_s crește cu p_s, V_v, f

⊙ β crește cu p_s

β scade cu creșterea $f, V_v \rightarrow$ contrapresiunea în vibrator respectiv cap. scade.

5.2.2. - Puterea preluată și consumul de energie.

Așa cum s-a văzut înainte, puterea preluată de către oscilator, inclusiv cap vibrator este proporțională cu debitul Q_s și presiunea p_s :

$$P \sim p_s Q_s$$

Dacă se exprimă presiunea de alimentare în kgf.cm^{-2} și debitul de alimentare în l.min^{-1} , relația devine:

$$P = 1,63 p_s Q_s \text{ [Watt]} \quad (95)$$

S-a văzut că debitul efectiv Q_s este mai mic decât cel calculat (Q_c up = pres. atm.) din cauza formării unei contrapresiuni în oscilator și capul vibratorului. Cu cât contrapresiunea este mai ridicată (frecvența mică și volum mic al capului vibrator, presiunea alimentare mare) cu atât amplitudinile vibratorului sînt mai mari. Deci:

$$Q_s = \frac{Q_c}{\beta}, \quad (96)$$

dacă β este mare vibratorul funcționează mai bine. Din măsurătorile efectuate $\beta = 1,65 \dots 2,16$, valori mici pentru presiuni (p_s) mici și valori mari pentru presiuni mari.

Cu datele obținute în cele precedente se poate calcula puterea preluată de către întregul sistem vibrator (oscilator și cele două capete) raportată la volumul compactat în unitate de timp.-

În cele de mai jos se vor face calculele respective pentru vibratorul nr.1, 3 și 5 la o frecvență de 130 Hz în comparație cu vibratorul electric, la compactarea unor cuburi de beton de 20 x 20 x 15 cm, având o granulatie medie de 0,76 mm.-

a.- Vibratorul 1, compus din oscilator (element Π_2) și cap vibrator cu greutate oscilante, $p_s = 5 \text{ kgf.cm}^{-2}$.-

$$Q_c = A \cdot c, \quad A = 6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2,$$

$$c = \sqrt{585734 \left(1 - \frac{13,89}{p_{ox} \cdot 9,215}\right)} \approx 478 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$p_s = 5 \text{ at}$$

$$Q_c = 36 \cdot 10^{-3} \cdot 478 = 172 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Acesta ar fi debitul de alimentare dacă n-ar exista o contrapresiune în oscilator și capul vibrator. Unde $\beta = 2$, se află debitul real:

$$Q_s = \frac{Q_c}{\beta} = 86 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Puterea preluată pentru două capete (se conectează câte două capete la fiecare oscilator):

b.- Vibratorul 3, compus din oscilator (Π_2) și cap vibrator cu înveliș elastic (jet nedirijat) $\varnothing 20 \times 100 \text{ mm}$, $p_s = 4 \text{ kgf.cm}^{-2}$.-

$$c = \sqrt{585734 \left(1 - \frac{13,89}{21,8}\right)} = 461 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad Q_s = 83 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1},$$

$$Q_c = 360 \cdot 461 \cdot 10^{-3} = 166 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}, \quad P = 1,63 \cdot 4 \cdot 83 = 541 \text{ W}$$

c.- Vibratorul 5, cu oscilator (Π_2) și cap vibrator cu înveliș elastic (jet nedirijat) $\varnothing 20 \times 50 \text{ mm}$,

$p_s = 4 \text{ kgf.cm}^{-2}$; $P = 1,63 \cdot 4 \cdot 83 = 541 \text{ W}$ pentru 2 capete vibratoare.

Cap vibrator	P Puterea preluată (W)	M Volumul vibrat (m ³) de către un vibrator	n Nr. de vibratoare ce se conectează (la puterea preluată)	t _v Timpul de compactare (până la "nepătrunderea de volum max (cap. vibrat în unitate de timp)	P _c Puterea consumată pentru unitatea de volum vibrat în unitate de timp $P_c = \frac{P \cdot t_v}{n \cdot M \cdot 60}$
Nr.1 cu greutate oscilante	700	6.10 ⁻³	2	4	3688
Nr.3 cu inveliş elastic Ø 20 x 100	461	6.10 ⁻³	2	6	3841
Nr.5 cu inveliş elastic Ø 20 x 50	461	6.10 ⁻³	2	4	2561
Nr.7 electric Ø 58	650	6.10 ⁻³	1	6	10833

Se poate trage concluzia că vibratorul cel mai avantajos din punct de vedere al consumului specific de energie este vibratorul Nr.5 (cu dimensiunile cele mai mici, apropiate de volumul optim calculat la capitolul 4) și cel mai dezavantajos este vibratorul electric, care în aceste condiții (secțiunea redusă a cofrajului) "nu are spațiu" să-și realizeze productivitatea sa maximă.

Productivitatea realizată pentru consumul respectiv de energie (într-un astfel de spațiu mic de vibrare) pentru fiecare vibrator este următoarea:

- vibratorul 1 - 0,180 m³/h
 - vibratorul 3 - 0,120 m³/h
 - vibratorul 5 - 0,180 m³/h
 - vibratorul 7 - 0,06 m³/h
- lucrând simultan cu 2 capete (pentru care există energie prin oscilator), cu excepția vibratorului 7

Comparând productivitatea și consumul specific de energie, alegerea utilizării caide desigur asupra vibratorului 5 pentru spații înguste respectiv volume reduse de compactare (cu regim de 130 Hz) și pentru granulația fină.-

În privința puterii efectiv preluate de capul vibratorului, mai ales a variantelor cu înveliș elastic, se poate vedea că în mare în gol această este foarte redusă. La momentul t lucrul mecanic al tuturor forțelor ce acționează asupra sistemului (forțe elastice, forțe de amortizare, forțe perturbatoare) [72] este:

$$d\mathcal{L} = d\bar{E}c \quad (97)$$

În pozițiile extreme ale elementului ce vibrează energia cinetică maximă este egală cu energia potențială maximă:

$$E_{c \max} = E_{p \max}, \text{ la } v=0, \text{ sau:} \\ \frac{1}{2} m x_0^2 \omega_n^2 = \frac{1}{2} k x_0^2 \quad (98)$$

Maximul amplitudinii este exprimat prin x_0 , iar maximul vitezei $x_0 \omega_n$.-

Deoarece masele ce vibrează, chiar în cazul capului vibrator cu greutate oscilante, sînt relativ scăzute, lucrul mecanic dezvoltat de vibrator în gol este mic, așa cum s-a menționat, dar scufundat în masa de compactat crește utilizînd drept masă ce oscilează mediul înconjurător în contact cu învelișul elastic al vibratorului și determină o productivitate relativ mare în limita unor volume specifice reduse de compactat (prezentate în capitolul precedent). Deci un cap vibrator cu greutate proprie foarte mică (de numai cca. 80 grame) și de dimensiuni foarte reduse ($\varnothing 20,1 = 50$ mm) dezvoltă o productivitate corespunzătoare și îl face practic utilizabil în cadrul unor volume specifice de compactat, așa cum se va arăta în capitolul următor.-

6.- CIRCUITUL COMPLET DE VIBRAȚIE DIN ELP-URI

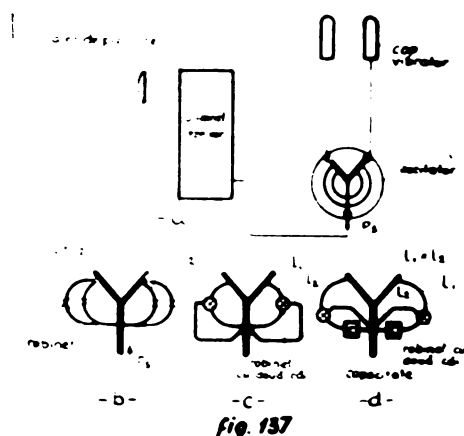
Un circuit complet din ELP-uri care constituie un vibrator se compune din: oscilator, demultiplicator de frecvență, amplificator sau recuperator de presiune, cap vibrator (care de fapt nu este un ELP).-

Din aceste patru dispozitive (sau elemente) se necesită cel puțin două ca circuitul să funcționeze ca vibrator: oscilatorul și capul vibrator. Din toate circuitele trebuie să facă parte un dispozitiv de filtrarea aerului [48]

6.1.- Variante de circuite posibile. Din combinația elementelor rezulta o serie de variante și posibilități, care, cele de interes, se vor schița în cele ce urmează:

Variante de circuite/Parametri funcționali	Frecvența variabilă cu demultiplicare în max 2 trepte	Amplitudinea mare- Variabilă în peste 2 trepte	Comanda Variabilă frecvenței manuală	Automată
1	○	○	○	
2	○	○		○
3	○		○	○
4	○		○	○
5		○	○	○
6		○	○	○
7		○	○	○
8		○	○	○

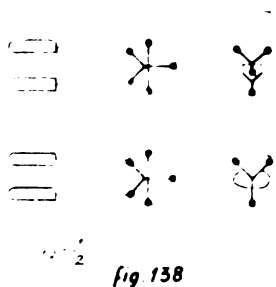
6.1.1.- Varianta 1. Acest circuit este foarte ușor de realizat: cele două trepte de frecvență se obțin prin diferențierea lungimii conductelor de reacție inversă fig.137 a soluțiile "b" sau "c" respectiv prin intercalarea unor capacități într-una din ramurile reacției. Prin robineti se



alege reacția inversă corespunzătoare frecvenței dorite. Pentru ca amplitudinea în cursul vibrației să rămână constantă este necesară menținerea unei presiuni constante în rezervorul de alimentare.-

Dacă osc. lateral funcționează cu presiuni mari (viteza supersonică în duză) și duza are o lățime corespunzătoare circuitul nu necesită un amplificator (așa cum s-a demonstrat în cele precedente). Consumul de aer este mic și vibratorul, pentru anumite volume specifice de compactare, lucrează în condiții de economicitate sporită.-

6.2.1.- Varianta 2. Pentru această variantă există două soluții, dintre care una pentru a vibra simultan cu două frecvențe (fig.138) și cealaltă pentru funcționarea



alternativă cu două frecvențe diferite (fig.139). Pentru amândouă soluțiile este nevoie de câte două rezervoare cu presiuni constante diferite pentru a menține amplitudinea constantă. Deoarece circuitul

este compus din patru elemente active (consumatoare de aer (fig.138) două din ele sînt alimentate la presiuni joase (p_{s1}) și două la presiuni înalte (p_{s2}) pentru a economisi aerul comprimat.-

A doua soluție care funcționează alternativ cu frecvențe joase și frecvențe înalte ($f_2 = \frac{1}{2} f_1$) constituie un circuit cu un număr mare de elemente active. În scopul micșorării consumului de aer se alimentează toate elementele cu presiuni joase cu excepția ultimelor două elemente bistabile legate de capetele vibratoare (fig.139).-

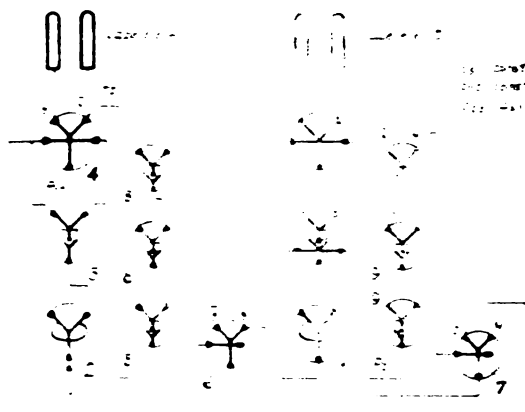


Fig. 139

Acest circuit funcționează după cum urmează: Oscilatorul 2 trimite semnalele de joasă presiune de multiplicatorului 3 (element de numărare binară), care reduce frecvența oscilatorului la jumătatea

valorii inițiale și comandă - prin elementul bistabil 4, - cele două capete vibratoare A, ($f_2 = \frac{1}{2} f_1$). De aici este alimentat și grupul 8, constituit din elemente de numărare binară, care face să întârzie semnalul de ieșire. Această întârziere este în funcție de numărul elementelor din grupă. Dacă perioada corespunzătoare frecvenței f_2 se notează cu T_2 și n este numărul elementelor, timpul care curge de la intrarea semnalului în grup până la ieșirea lui (egal cu durata programată de vibrare a capetelor A până la începerea vibrației capetelor B) este egal cu : $T_n = 2^n T_2$.

Semnalul y ce iese din grupul 8 comandă elementul activ de disjuncție 6, care trece de la semnalului de ieșire \bar{y} la y . Acest semnal face două lucruri în paralel: alimentează elementul pasiv de disjuncție 7, care prin semnalul \bar{y} blochează funcționarea elementului bistabil 4 și a capetelor vibratoare A (pe timpul funcționării capetelor B), simultan alimentează oscilatorul 1, care, prin recuperatorul 10, comandă elementul bistabil 5 și capetele vibratoare B. După un alt timp T_n grupul 9 (cu n elemente de numărare binară) comandă elementul de disjuncție 7. Acesta emite semnalul y și deblochează elementul bistabil 4; capetele A funcționează din nou împreună cu capetele B până va dispărea semnalul y de la grupul 8 și elementul de disjuncție 6 trece în starea \bar{y} întrerupând alimentarea oscilatorului 1. Modul de funcționare se poate urmări și în tabelul de mai jos:

Time/ element	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	A	B
O	O	F	F	F	O	\bar{Y}	O	\bar{Y}	\bar{Y}	O	F	O
T_D	F	F	F	O	F	Y	\bar{Y}	Y	\bar{Y}	F	O	F
T_D	F	F	F	F	F	Y	Y	Y	Y	F	F	F
T_D	O	F	F	F	O	\bar{Y}	O	\bar{Y}	\bar{Y}	O	F	O
T_D	F	F	F	O	F	Y	\bar{Y}	Y	\bar{Y}	F	O	F
T_D	F	F	F	F	F	Y	Y	Y	Y	F	F	F

F = funcționează
 Y, \bar{Y} = emite un semnal
 O = nu funcționează

6.1.3.- Varianta 3. Coincide cu varianta 1, dar nu are nevoie de un rezervor de presiune constantă, ci rezervorul umplut la o presiune maximă se golește în timpul funcționării, ceea ce face să scadă presiunile de alimentare și amplitudinile la nou treptat.-

6.1.4.- Varianta 4. Are același circuit cu varianta 2-a (soluția 1 sau 2) iar rezervorul de presiune constantă este necesar pentru comenzile (p_{s1}), celălalt recipient se încarcă cu o presiune maximă, iar nealimentându-l în cursul funcționării, face ca amplitudinile să scadă pe măsura descreșterii presiunii de alimentare.-

6.1.5.- Varianta 5.- Cu mai multe trepte de decu-
 ti, licarea frecvenței se poate construi din una din cele
 precedente, intercalând recuperatoarele de presiune nece-
 sare.-

6.1.6.- Varianta 6. Se poate, ca și varianta 2,
 construi în două soluții: cu funcționare simultană a celor
 3 frecvențe diferite sau alternativă. Prima soluție este

schitată în fig.140. Circuitul este compus dintr-un oscilator (1), două elemente de numărare binară (2, 3) legate în serie, două elemente bistabile (4, 5) și un recuperator de presiune (6) intercalat în ultimul etaj de demultiplificare.

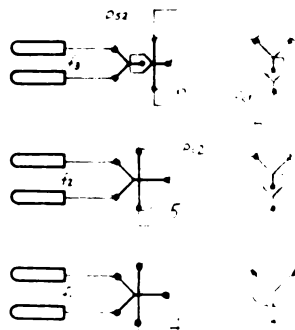


fig. 140

Pentru a menține un consum rațional de aer comprimat elementele sînt alimentate cu două presiuni constante ($p_{s2} > p_{s1}$) .

frecvențele la care funcționează simultan:

$$f_3 = \frac{1}{4} f_1 ; f_2 = \frac{1}{2} f_1$$

În fig.141 s-a prezentat soluția a 2-a la funcționarea alternativă a

frecvențelor diferite după program automat. -

Dacă se urmărește schema fig.141 rezultă următorul mod de funcționare automată:

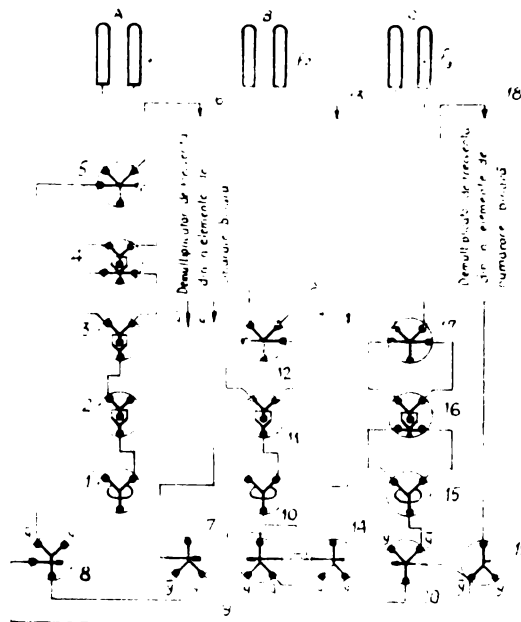


fig. 141

Etape/vibratoare	A	B	C
0	F	-	-
1	-	F	-
2	-	-	F
3	F	-	-
4	-	F	-

Se presupune introducerea simultană în beton a celor 6 capete sau așa cum rezultă din tabelul funcțional, cele 3 perechi de ieșiri pot fi conectate la o singură pereche de capete vibratoare (sau chiar la unul) obținându-se cele 3 frecvențe în acestea (conform tabelului de mai sus).

6.1.7. Varianta 2 și 5. Ambele rezultă din cele precedente, avînd în plus oite un recipient de înaltă presiune care se descarcă în timpul vibrării, deci vibrarea

făcându-se cu presiune de alimentare (a ultimelor elemente anterior capetelor vibratoare) descreșcând, ceea ce determină o scădere de amplitudine pe măsura creșterii frecvențelor.-

6.2.- Domenii de utilizare a variantei experimentale.- Se amintește că varianta de circuit experimental este conforma cu fig.142. Din datele obținute experimental

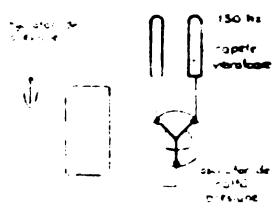


fig. 142

și prezentate la capitolele precedente se poate deduce domeniul de utilizare a vibratorului constituit din circuitul prezentat în fig.142 punând două

condiții esențiale:

- nivelul productivității de compactare, și
- consumul de energie.-

În plus este nevoie de a se introduce o noțiune suplimentară : **v o l u m u l s p e c i f i c d e c o m p a c t a r e . -**

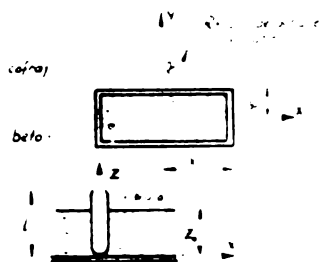


fig. 143

Acum se admite că volumul specific este volumul ce se compactează printr-o singură introducere a vibratorului, după fig.143 va fi exprimat astfel :

λ_0	Y_0	Z_0	V_{sp}
R	R	l	$\pi R^2 l$
$< R$	$< R$	$< l$	$4 \times 0,4 \times 20$
$> R$	$> R$	$> l$	$\pi R^2 l$
$< R$	$> R$	$> l$	$4 \times 0,4 \times l$
$> R$	$< R$	$> l$	$4 R \times 0,4 \times l$
$> R$	$> R$	$< l$	$\pi R^2 \times 20$

Cum se vede raportul $C = \frac{V_{sp}}{V_{spmax}}$ nu poate fi mai mare ca 1. (V_{spmax} = raza de secțiune înmulțită cu lungimea capului vibrator).-

Productivitatea maximă a vibratorului se poate realiza numai în anumite condiții, din care două esențiale:

- dacă volumul specific este cel maxim ($C = 1$) și
- dacă amplitudinea și frecvența sînt corelate cu

granulația medie de compactat.-

S-a văzut la capitolul precedent că vibratorul electric ($\phi = 50$, $l = 400$ mm, $X_0 \approx 0,3$ mm, $f = 20$ Hz) cu o productivitate maximă de $5,5$ m³/h. realizează o productivitate cu mult mai mică, deoarece a fost experimentat la volume specifice cu mult mai mici decît volumul său maxim de compactare și amplitudinea a fost mult prea mare față de granulația medie a masei de compactat. Deci productivitatea maximă a fost diminuată odată cu coeficientul C, rezultat din următoarele:

- volumul specific de compactat a fost: $V_{sp} = 4 \times 0,4 \times 20 = 4 \cdot 10 \cdot 10 \cdot 15 = 6000$ cm³, iar volumul specific maxim al vibratorului ($R = 25$ cm., $l = 40$ cm): $V_{spmax} = \pi R^2 l = 78539$ cm³, de unde rezultă: $C = \frac{6000}{78539} = 0,0763$, iar productivitatea aferentă: $P_{vc} = C \cdot P_{vmax} = 0,0763 \cdot 5,5 = 0,42$ m³. h⁻¹; în realitate, datorită unei amplitudini prea mari:

$$\delta = \frac{P_{vmax}}{P_{vc}} = \frac{0,06}{0,420} = 0,143 \quad (\text{pentru granulația medie de } 0,76 \text{ mm})$$

Luînd, după Rebut, amplitudinea optimă ($X < d$) mai mică decît diametrul grăuntelui, și cunoscînd că aceasta ar fi $X_{optim} = \frac{1}{10}$ din granulația medie, se poate, prin extrapolare să se stabilească pentru vibratorul electric următorii coeficienți δ în funcție de granulația medie:

Granulația medie (g)	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,5	2	3	4	8
$\frac{X_0}{g}$	1,6	1,33	1,14	1	0,8	0,53	0,4	0,26	0,2	0,10
δ	0,110	0,120	0,130	0,143	0,18	0,25	0,40	0,50	0,60	1

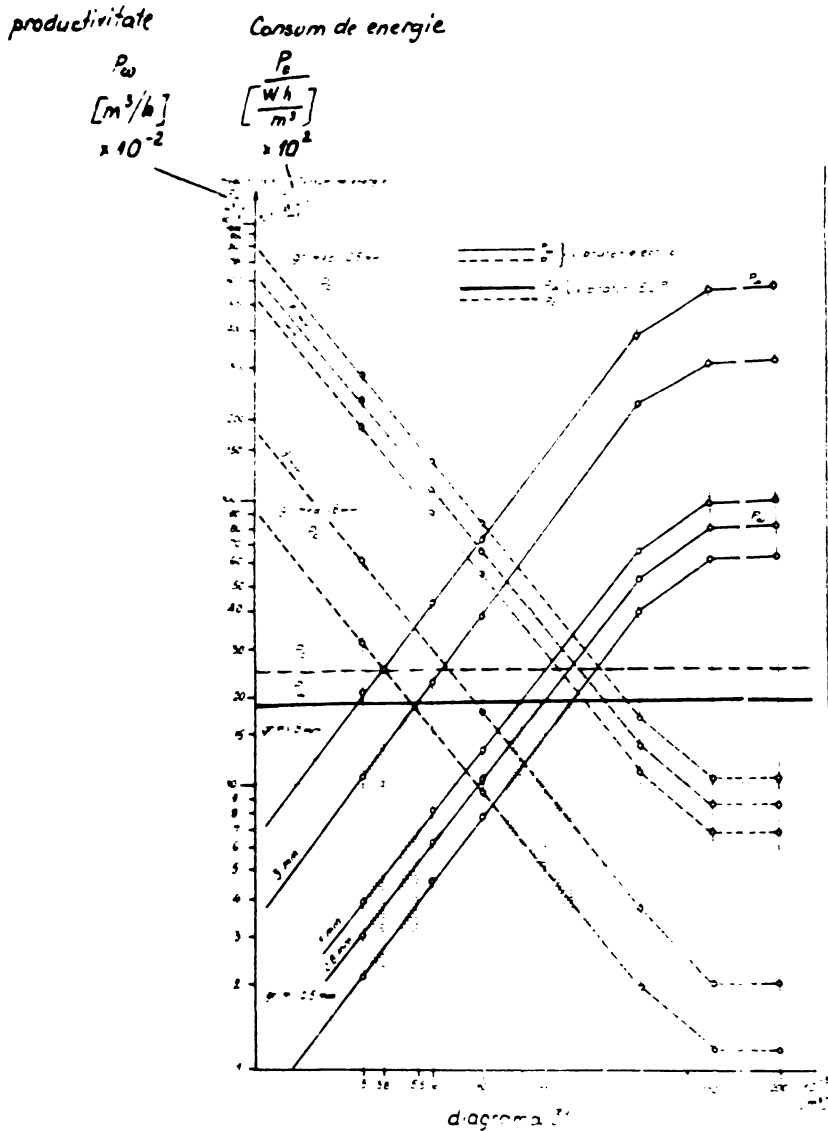
x) experimental

pe baza acestor date se poate calcula productivitatea $P_w [m^3/h]$ și consumul de energie $P_c [Wh/m^3]$ în funcție de volumul specific de compactare, în cazul vibratorului electric.

$V_{sp} [m^3]$		$3 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$	$50 \cdot 10^{-3}$	$100 \cdot 10^{-3}$	$200 \cdot 10^{-3}$
$V_{sp_{max}} [m^3]$		$78 \cdot 10^{-3}$	$78 \cdot 10^{-3}$	$78 \cdot 10^{-3}$	$78 \cdot 10^{-3}$	$78 \cdot 10^{-3}$	$78 \cdot 10^{-3}$
C		0,036	0,076	0,128	0,641	1,000	1,000
$P_w = c \cdot P_{w_{max}} [m^3 \cdot h^{-1}]$	0,5	0,0229	0,0459	0,0774	0,307	0,605	0,605
	0,8	0,0228	0,0597	0,100	0,503	0,706	0,706
	1	0,0376	0,0752	0,126	0,633	0,990	0,990
	3	0,1045	0,209	0,352	1,702	2,75	2,75
	6	0,209	0,418	0,704	3,52	5,5	5,5
	$P_c [Wh \cdot m^{-3}]$	0,5	28384	14161	8397	1679	1074
0,8	21012	10507	6500	1292	826	826	
1	17287	8643	5156	1026	656	656	
3	6220	3110	1446	350	236	236	
6	3110	1555	723	174	118	118	

Revenind la vibratorul din 11 (fig.142) cu cap vibrator cu nivel elastic și considerând volum specific $V_{sp_{max}} = 6 \cdot 10^{-3} m^3$ (raza de acțiune $R \approx 10$ cm), iar amplitudinea variabilă și corelată cu granulația medie (până la $X_{0_{max}} = 0,2 \dots 0,8$ mm) pri variația presiunii de alimentare, rezultă o productivitate și un consum de energie constante ($c=1, \delta=1$). Prin aceste date transpuse grafic în diagrama 31 (cu scări logaritmice) se poate determina domeniul de utilizare a vibratorului din 11 în funcție de volumul specific de vibrat.-

Domeniul de utilizare a vibratorului 11 experimentat în funcție de volumul specific de compactat cu condiția ca :



- consumul de energie să fie mai mic decât la cel electric:

$$P_{CELP} < P_{electr.} \text{ și}$$

- productivitatea mai mare decât la cel electric:

$P_{WELP} > P_{W_{electr.}}$,
rezultă din diagrama 31:

Granula- ția me- die (mm)	Volu- mul specific [m³]
0,5	$25 \cdot 10^{-3}$
0,8	$20 \cdot 10^{-3}$
1	$15 \cdot 10^{-3}$
3	$5,5 \cdot 10^{-3}$
8	$3,8 \cdot 10^{-3}$

Domeniul de utilizare (diagrama 31) se referă la capetele nr.1 resp.5 experimentate (de formă tubulară). In cazul unor soluții constructive cu țevi concentrice productivitatea se va mări cu mult, prin creșterea volumului specific de compactat și consumul de energie va scădea, deci domeniul de utilizare justificat economic se va lărgi.-

6.2.- Tehnologia de execuție a FFP-urilor (dinamică). In general, tehnologia de execuție este condiționată de precizia de execuție a elementelor; aceasta devine cu atât mai pretențioasă cu cât gabaritul elementului este mai redus. Acest gabarit, la rândul lui, este determinat (la limita sa inferioară) de lățimea minimă a duzei (dN). După părerile unor autori [18] această dimensiune minimă este de 0,15 mm. Iar după alte lucrări [40] $dN = 0,1 \dots 0,5 \text{ mm}$, limitat de posibilitățile tehnice de execuție. Această

dimensiune minimă este și determinată funcțional pentru elementele bistabile cu efect Coandă, deoarece la lățimi mai mici ale duzei presiunea de alimentare trebuie ridicată prea mult pentru a obține un număr lui Reynolds minim necesar unei curgeri turbulente în vederea producerii efectului Coandă. Se știe totodată că mijloacele tehnice de astăzi pot realiza lățimi cu mult mai mici, de exemplu cu o mașină de electroeroziune cu fir se pot executa canale cu dimensiuni minime de 0,05 mm.-

Cu toate aceste pretenții de precizie de execuție se arată că tehnologiile utilizate sînt de "turnare, stropire și presare" [40], iar pentru serii mici procedeul fotochimic.-

Tehnologia aplicată cu succes, prin care s-au obținut elemente de calitate superioară, a constat din pre-

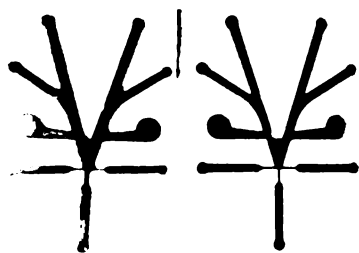


fig.144

lucrarea la o mașină de electroeroziune cu program numeric (silueta elementului din fig.144). În cele de mai jos se redau caracteristicile mașinii și programul respec-

tiv (pentru elementul bistabil A).-

Caracteristicile mașinii:

- mașină de electroeroziune cu fir AGIBOUT-DEM 25
- grosimea firului, cu care s-a lucrat: 0,2 mm;
- grosimea firului cu care lucrează mașina: 0,05
- 0,3 mm.
- viteza de deplasare maximă : 0,6 m/min.
- gabaritul maxim al piesei: $l = 250$ mm
 $b = 250$ mm
 $g = 00$ mm

În cazul de față s-a prelucrat un pachet de 6 elemente cu o grosime de 3 mm. Se vede că s-ar fi putut prelucra un pachet cu mult mai gros, cu un număr maxim de $\frac{20}{3} \approx 26$ elemente dintr-odată.-

Durata prelucrării pachetului de 6 elemente a fost de 1 oră.-

Etapele de realizare a pachetului de piese:

a.- s-a transpus desenul de execuție (scara 10 : 1) pe cele două coordonate x, y ;

b.- s-au determinat punctele pentru programarea mașinii în funcție de coordonatele x și y , adică $P(x; y)$ pentru valorile numerice respective de la P_1 până la P_6 ;

c.- s-au determinat proiecțiile $(\Delta x, \Delta y)$ punctelor prin diferențele respective, pe axele x și y , astfel:

- diferențele: $P_n - P_{n+1}$ sau numeric:

Δx	Δy
$1,5 - 0 = 1,5$	$1,3228 - (-2) = 3,323$
$1,5 - 1,5 = 0$	$18,00 - 1,3228 = 16,677$
$0,5 - 1,5 = 1,0$	$18,5 - 18 = 0,5$
.....

d.- datele de la c ($\Delta x, \Delta y$) s-au transpus pe fișele de programare.-

e.- pe baza fișelor de programare s-a executat perforarea benzii respective pentru programul numeric;

f.- s-a executat un contur de probă pe mașina de electroeroziune cu fir utilizând banda perforată cu programul respectiv, s-a corectat și s-a optimizat programul.

g.- s-a realizat pachetul de 6 piese.-

Abaterile prelucrării la elementul A, realizat conform tehnologiei de mai sus sînt de ordinul cîțeva microni și nu influențează funcționarea.-

Elementele vibratorului, mai ales oscilatorul, care este supus intemperțiilor pe șantiere, este bine să fie confecționat dintr-un oțel inoxidabil.-

6.4.- Perspectivă de utilizare practică a vibra-
toarelor din BIP-uri (dinamică). În general vibrațiile

din ELP-uri, într-o primă etapă vor fi utilizate la compactarea betoanelor cu volum specific redus și granulație medie nu prea mare, dar simultan cu aceste utilizări ele se pot utiliza și la volume specifice mari, tot acolo unde spațiul dintre armătură nu permite introducerea unui alt vibrator. De asemenea, folosirea este indicată la compactarea maselor cu grosime mică, unde vibratorului electric nu i se mai asigură răciră (vibratorul electric este cu răcire forțată și se arde la funcționarea în aer liber). O altă categorie de lucrări ar fi: compactări de cuburi și executarea altor lucrări de laborator unde se pretind anumite calități care se obțin prin frecvențe sau amplitudini variabile (ex. omogenitate). Deci sub formă tubulară, utilizarea - în perspectivă - a noului vibrator poate fi prezentată după cum urmează:

Volum specific (conf. de finitiei date)	Domeniul	Argumente pentru utilizarea noului vibrator (din EL)
1	2	3
mici	toate domeniile	1. Productivitate relativ mare. 2. Consum de energie relativ mic (a se vedea exemplul experimental la 6.3.)
mari	1. Grosimea redusă a stratului de compactat: - planșe subțiri, - prefabricate (perspectivă de eliminarea meselor vibrante) - paroceli, etc.	1. Vibratorul electric lucrează fără răcire forțată (se arde în aer) 2. Vibratorul EL asigură compactarea, obținerea omogenității și la dimensiuni foarte mici, deci face realizabilă executarea unor forme de plăci omogene, rezistente, de grosime mică, și pătrunde și prin plase sau armături dese.

1	2	3
	2. Arzături dese: - îndărări de elemente, etc	1. Nu se pot introduce vi- brateare cu diametre mai mari. 2. Nu există alt vibrator cu diametru mai mic, mai simplu și mai fiabil de- cât vibratorul I.P.
	3. Lucrări de labo- rator și altele care cer o cali- tate deosebită (cuvuri de probă, lucrări de artă, unplatur., etc.)	4. Prin variația regională de vibrație, a frecvenței și amplitudinii, prin vi- bratorul I.P. există posi- bilități de a se obține omogenități, rezistențe, etc. deosebite.-

În perspectivă se poate arăta că noul tip de vibra-
tor, mai ales varianta cu tuburi concentrice, va găsi un domi-
niu de utilizare cu mult mai larg decât cel schițat în tabelul
de mai sus. În plus, după o altă soluție constructivă, se pos-
te construi și un nou tip de masă vibrată simplă care exclude
mecanismele complicate utilizate în prezent în stabilirea
de prefabricate. De asemenea vibratorul poate fi introdus în
toate lucrările unde există pericolul de explozie, de exemplu
la betonarea galeriilor miniere.-

La nivelul economiei naționale [39] s-a determinat
necesarul de vibratoare pentru actualul plan cincinal stabilin-
du-se un număr necesar anual total între 5400 - 7100 de capa-
te de vibratoare, din care de diametru până la $\Phi 3000$: 1450-
1850 buc/an. Se poate deduce de aici că vibratorul de diametrul
mic ($\Phi 3000$) se pretează la o parte din lucrările prezentate în
tabelul de mai sus, dar nu la toate. Totuși noul vibrator I.P.,
datorită calităților deosebite pe care le are, va fi utilizat
(vibrat șantierelelor) chiar în primul an de fabricație într-o
cantitate de cel puțin 1500 bucăți și dacă s-ar introduce mai

tirziu și la compactarea prefabricatelor, această cantitate se va spori cu multipli întregi în anii ce urmează.-

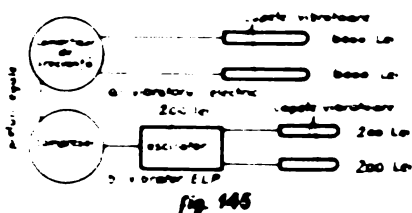
6.5.- Eficiența economică estimativă. Această eficiență este de 3 categorii:

a.- noul vibrator cuprinde domenii noi. Elementele de construcție care nu s-au putut compacta până în prezent pot fi compactate, ceea ce poate duce la o creștere de rezistență respectiv din mărirea dimensiunilor.-

b.- prin regimurile de lucru corespunzătoare (variația de amplitudini și frecvențe) se pot obține calități deosebite;

c.- economii. Viora orul (oscilatorul și capetele vibratoare) nu conține aproape de loc piese mecanice în mișcare (de uzură) este de o construcție simplă și foarte fiabilă. Cheltuielile de întreținere și reparații dispar aproape complet.-

Diferența între prețurile de vânzare a unui vibrator electric și unul din Le-uri (variantea cea mai simplă) se poate prezenta în următoarea schemă simplificată (fig.145).



Calculând economiile pentru primul an de fabricație

(la nivelul economiei naționale) rezultă (1500 buc):
 $(6000 + 6000) - (200 + 200 + 200) \cdot \frac{1500}{2} = 8.550.000$ lei/ an.-

Este necesar să se sublinieze încă odată că economia este justificată numai prin utilizarea noului vibrator la lucrările din domeniul arătat unde folosirea lui este indicată pentru o calitate mai bună, o productivitate mai mare și un consum mai redus de energie.-

2.- SINTEZA CONTRIBUTIILOR ORIGINALE

În esență, întreaga teză reprezintă o extindere a domeniului de utilizare industrială a efectului Coandă. În literatura de specialitate, până astăzi, nu se cunosc cazuri de producere de vibrații pentru realizarea unor forțe perturbatoare suficient de mari pentru scopuri industriale cu ajutorul elementelor logice pneumatice, desiderat atins în prezenta teză.-

Pentru a atinge țelul final (propus) al lucrării a fost necesar să se rezolve un număr ridicat de probleme legate de teză sub aspect teoretic și experimental care s-au constituit drept contribuții. Cele mai importante sînt:

- a.- cele 13 soluții de variante de oscilatoare pe baza elementelor logice pneumatice;
- b.- utilizarea celor 5 dispozitive drept demultiplicatoare de frecvență inclusiv caracteristicile lor, interpretarea și calcularea lor, aspectul teoretic al oscilogramelor referitoare la semnalele produse prin acestea;
- c.- stabilirea numărului "fan-out";
- d.- criteriile pentru optimizarea constructivă a elementului bistabil cu efect Coandă, în special cu privire la factorul de amplificare a semnalului de comandă (μ), coeficientul de recuperare a presiunii (K) și condițiile de funcționare în regiile de oscilator;
- * e.- realizarea constructivă și experimentală a unui nou dispozitiv de numărare binară, inclusiv calcularea numărului critic de etaje;
- * f.- realizarea constructivă și experimentală a unui nou dispozitiv de recuperare a presiunii, inclusiv bazele de calcul;
- g.- realizarea constructivă și experimentală a elementului bistabil cu efect Coandă cu viteze supersonice în duză;

- * h.- realizarea constructivă și experimentală a oscilatorului supersonic, inclusiv relațiile de calcul pentru frecvența, numărul lui Strouhal și timpul de sonutare; interpretarea funcționării în condiții de variație a frecvenței și amplitudinii;
- i.- elaborarea metodelor pentru proiectarea oscilatorului supersonic;
- * j.- realizarea constructivă și experimentală a unor variante de capete vibratoare alimentate de oscilatoare din EMP-uri, inclusiv stabilirea relațiilor de dimensionare;
- k.- realizarea principiilor de construcție și funcționare de variante de vibratoare cu circuite și reglaje diferite de funcționare.-

* S-a cerut protejarea soluțiilor prin OSM pentru producția R.S.R.

B I B L I O G R A F I E

1. Bahr, J.: Das Folienelement, ein neues flüssigkeitslogisches Schaltelement. Elektron Rechenanlagen, Heft 2/1965.-
2. Bahr, J.: Vorschläge zur Normung bei strömungsmechanischen Elementen und Schaltungen, strömungsmechanische Logikelemente und Schaltungen (Fluidik). Vorträge des Instituts für Nachrichtengeräte und Datenverarbeitung der TH - Aachen gemeinsam mit dem Haus der Technik, Essen 1967, VDI - Verlag G.m.b.H., Düsseldorf, 1968 pag. 83 - 93.-
3. Bahrton, S.: (Aeronautics - Institut Bromma, Suedia) A New Type of Fluidic Diverting Valve. Proceedings 4 th. Cranfield Fluidics Conference (1970), Paper A 4 (1968).-
4. Bavagnoli, F.G.(Italia): Experimental study on supersonic fluid amplifier. Paper F 8, Third Cranfield Fluidic - Conference, Torino 1968.-
5. Belomestni, V.A.: Experimentalnoe issledovanie nestabilnosti aerodinamiceschih generatorov kolebanii, Pnevmatika i gidravlika Privedä i sistemä upravlenika, Vypusk I. Pod redakciei dr. tehn. nauk. S.V. Gert Moskva. Mashinostroenie 1973, pag.242 - 244.-
6. Bjornsen, B.J.: The impact Modulator. Proc. Fluid Amplification Symposium 1964, II, pag.5.-
7. Coanda, H.: Procédé et dispositif pour faire dévier une veine de fluide pénétrant dans un autre fluide (Patent frances 792754, oct.1934).-
8. Compario, R.A. et al.: On the Limitations and Special Effects in Fluid Jet Amplifiers. AFMS Symposium on Fluid Jet Control Devices 1962, pag.65 - 73.-

9. Comparin, R.A., Mitchell, A.E., Müller, H.R., (Adliswil, Internationales Business Machines Corporation - Forschungslaboratorium): Qualitative und quantitative Aspekte des Grenzschichtverstärkers - ZAMP, Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik, Birkhäuser - Verlag, Basel și Stuttgart vol.XIII. Réunion de printemps de la Société suisse de Physique à Lucerne le 5 mai 1962. Compte rendu des communications de physique et de mathématiques appliquées, pag.502 - 510.-
10. Boucher, R.F. și Markland, E.: Experiments on symmetrical wall reattachment amplifiers, Cranfield 1965.-
11. Boucher, R.F. (Marea Britanie): Incompressible jet reattachment analysis a good free jet model. Paper F 1. Third Cranfield Fluidics Conference, Torino 1968.-
12. Bowles, R.S. Warren, R.M.: Patent S.U.A. 3396619, noev. 1959.-
13. Bowles, R.S., Horton, B.M.: Vortex - Verstärker. Deutsche Offenlegungsschrift 1523443.-
14. Buzdugan, I.: Măsurarea vibrațiilor mecanice. Ed. Tehnică București 1964.-
15. Deason, W.S.(Marea Britanie): A fluidic batching counter and a fluidic counter with visual decimal read - out unit. Paper B 1. Third Cranfield Fluidics Conference, Torino, 1968.-
16. De Brunyne, H.A.: Pneumatic NOR blocks. "Fluid Logic and Amplification", conferință internațională Cranfield 9 și 10 sept.1965.-
17. Ernst, A.: Konzeption multifunktionaler Strömungselemente, comunicare a Institutului pentru tehnica producției și automatizare a Universității din Stuttgart (IDA). Werkstattstechnik Heft 6/1974, pag. 319 - 322.-

18. Ernst, A. et Wiedmann, P.: Neue pneumatische Bauelemente für logische Operationen in der Steuerungs- und Regeltechnik. Werkstattstechnik, Heft 10/1967, pag. 496 - 503.-
19. Facon, J.: Elements logiques et analogiques fluide. Hydraulique, Pneumatique et Asservissements Nr.42 dec.1967.-
20. Facon, J. (France): Fluidic logic devices; elementary circuits and applications, Paper K 7, Third Cranfield Fluidics Conference, Torino, 1966.-
21. x x x : Fortschritte auf dem Gebiet der Fluidiktechnologie, comunicare de la "Third Cranfield Fluidics Conference", Torino, 8 - 10 mai 1966. Werkstattstechnik, Heft 10/1966 pag.491 - 497.-
22. Foster, K. et al. (Marea Britanie): A note of the effect of a downstream pressure rise on a reattachment jet, Paper F 6, Third Cranfield Fluidic Conference Torino 1966.-
23. Foster, K. et Jones, B.J.: An examination of the effect of geometry on the characteristics of a turbulent reattachment device, Cranfield 1965.-
24. Foster, K. et Parker, G.A. (Birmingham): Die Anwendung strömungsmechanischer Logikelemente bei der Steuerung von Werkzeugmaschinen. Strömungsmechanische Logikelemente und -Schaltungen (Fluidik). Vorträge des Instituts für Messwertengeräte und Datenverarbeitung der TH - Aachen gemeinsam mit dem ^{der} neuen Technik Sosen 1967 VDI - Verlag G.m.b.H. Düsseldorf 1966 pag.23 - 40.-
25. Foster, K. et Misra, A.K.: The turbulent reattachment amplifier in a conventional pneumatic circuit, Cranfield 1965.-

26. Fox, H.L.: Progress Toward Commercial Applications. Fluidics Quarterly, I. (1967). pag.38.-
27. Găburici, V. Catani, I.: Metode de analiză a circuitelor de corecție pneumatică. Buletinul Institutului Politehnic "Gheorghe Gheorghiu Dej" Lucurești, tomul XXVIII, numărul 1/1966.-
28. Gauger, H.H.: Turbulence Amplifier Design and Application. Proceedings of the DFL Fluid Amplifications Symposium, oct.1962.-
29. Glaettli, H.H.: Basic properties of fluid mechanic elements, Cranfield 1965.-
30. Glaettli, H.H.: Circuits using fluid dynamic components, Cranfield 1965.-
31. Glaettli, H.H.(Adliswil ZH, Internationales Business Machines Corporation, Forschungslaboratorium): Grundsätzliches und Grenzabschätzungen betreffend hydrodynamische Verstärker. ZAMP, Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik, Birkhäuser Verlag, Basel și Stuttgart, vol.XIII. Réunion de printemps de la société suisse de physique à Lucerne le 5 mai 1962. Comptes rendus des communications de physique et de mathématiques appliquées, pag.500 - 502.-
32. Glaettli, H.H.: Kritische Betrachtungen der Anwendungsmöglichkeiten von flüssigkeitsmechanischen Elementen. Stützungsmechanische Logikelemente - und Schaltungen VDI Verlag G.m.b.H. Düsseldorf 1968.-
33. Glaettli, H.H.: Neue Untersuchungen auf dem Gebiet digitaler mechanischer Steuerungen - und Rechenelemente Elektron. Rundschau Nr.2/1961.-
34. Glaettli, H.H., și Müller, H.H. ZINGG: Remarks on the Limitations of Pure Fluid Elements. Proceedings of the Second Fluid Amplifications - Symposium HDL - 1964.-

35. Glettl, H.M.: Stand und Entwicklungstendenzen flüssigkeitsmechanischer Schaltelemente. VII Tagung Stuttgart, 09.10.1967.-
36. Karada, M.et.al.(Japania): Output characteristics of wall attachment elements, Paper F 2, Third Cranfield Fluidics - Conference, Torino, 1968.-
37. Hoge, J. și Hutchinson, J.S.: Turbulence amplifier - principals and applications, Cranfield 1965.-
38. Humphrey, B.F., Tarumoto, H.S.: Fluidics (1966), pag.106
39. x x x : INCUBO - București, secția ma. lei, scule și dispozitive (1974) Gama de vibratoare de interior cu motor anglobat. Studiu tehnic-economic și tomă de proiectare.-
40. Karg, E.: Fluidik, Vogel-Verlag, Würzburg 1972.-
41. Kirshner, J.M.: Some topics in fluid circuit theory. Conferința internați nați "Fluid Logic and Amplifications", 9 - 10 sept.1965 Cranfield Paper 23.-
42. König, G.R. (R.D.G.): switch difusers: characteristics and applications in module equipment, Paper K 11, Third Cranfield Fluidics Conference, Torino, 1968.-
43. x.x x : Knorr - München (1967-68): Allgemeine Einführung in die Fluidics - Technik, Konstruktionsblatt Fl col.-
44. x x x : Knorr - Fluidics - Knorr - Bresse G.m.b.H. München. Broșura cu elemente și exemple de circuite (1967 / 1968).-
45. x x x : Knorr - München: Knorr - Fluidics, Technischer Katalog 1977.-
46. x x x : Knorr München (1967/68) Konstruktionsblatt Fl 101, Fl 102, Fl 103, Fl 111, Fl 112, Fl 113, Fl 201, Fl 211, Fl 221, Fl 251, Fl 501.-

47. x x x : Knorr München (1967/68) Terminologie zur Technik der Fluidics, Konstruktionsblatt Fl 002.-
48. Metral, A.: Sur un phénomène de déviation des veines fluides et ses applications (Effet Coandă). Proc. Fifth Int. Congr. Appl. Mechanics. pag.456 (1938).-
49. Mihalovics, S.K.(Polonia): The influence of supply pressure and of resistance of input channels of the radius of jet curvature in a wall attachment device. Paper 3 4, Third Cranfield Fluidic Conference, Torino 1965.-
50. Müller, K.R. et Mitchell A.E. (International Business Machines Corporations, Zürich Research Laboratory, Rüschlikon, Zürich): Comparison of a Momentum Device with a Turbulent Reattachment Device. ZAMP, vol.XIV pag.756 - 763.-
51. Nickel, G.(Aachen): Statische und dynamische Strömungstechnik. Strömungsmechanische Logikelemente und Schaltungen (fluidik). Vorträge des Instituts für Nachrichtengeräte und Datenverarbeitung der TH - Aachen gemeinsam mit dem Haus der Technik, Essen 1967 VDI - Verlag G.m.b.H. Düsseldorf 1968, pag.11 - 16.-
52. Oels, R.A. Boucher, R.F. et Markland, E.: Experiments of turbulence amplifiers Cranfield 1965.-
53. Opitz, H. et Pahl, K.H. (Aachen): Vergleich der Einsatzmöglichkeiten elektrischer und pneumatischer Werkzeugmaschinensteuerungen - Strömungsmechanische Logikelemente und - Schaltungen (fluidik) Vorträge des Instituts für Nachrichtengeräte und Datenverarbeitung der TH Aachen gemeinsam mit dem Haus der Technik, Essen 1967 VDI - Verlag G.m.b.H. Düsseldorf pag. 55 - 57.-

54. Owen, P.M. și Klanfer, L.: Report of the Laminar Boundary Layer Separations from the Leading Edge of a thin Aerofoil, Royal Aircraft Establishment, Farnborough.
55. Roberts, L.W.O.: The flow of turbulent incompressible two-dimensional jets over ventilated cavities, Cranfield 1965.-
56. Potcu D, Niță, C., Boiangiu, T.: pneumo-automatica, Ed. Tehnică, București 1970.-
- 56.a. Pitzer, J.: Frequenz und Amplitude eines aus einem Wandstrahlelement mit Coandă Effekt bestehenden Sinus-Oszillators. Buletinul Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, tomul 22(36), febr. 2, 1977.-
- 56.b. Pitzer, J.: Experimentelles Ermitteln der Halbwertszeit eines aus einem Wandstrahlelement mit Coandă Effekt bestehenden Sinus - Oszillators. Buletinul Institutului Politehnic, "Traian Vuia" Timișoara, tomul 23(37), febr. 1, 1978
57. Acuș, I.: Ghid practic pentru vibrarea betoanelor (tracșoare din linia Franceză) Ed. tehnică București 1967.-
58. Acuș, I. și Zăckler Th, (R.F.G.): New aspects of miniaturisations of fluid logic elements. Paper F 5, The Third Cranfield Fluidic - Conference, Torino. 1968.
59. Lechten, A.: Stabilität und Belastbarkeit bistabiler Fluid - Elemente. Vordrucke des IFAC/IFIP - Symposiums. München.-
60. Reeves, Inglis, Airey: The fluid oscillator as a temperature sensor. Werkstattstechnik Heft 3/1966 pag. 103 și pag. 146 - 150: Neue Wege in der Steuerungstechnik, communicate de la conferința internațională despre "Fluid Logic and Application, 9 - 10 sept. 1969, Cranfield.-

61. Reilly, D.J.: Induction Fluid Amplifier. Patent S.U.A. 3030979, nov.1960.-
62. Reilly, R.J. (St.Paul Minnesota): Regelung eines Strahltriebwerkes mit Fluidikelementen. Strömungsmechanische Logik-elemente und -Schaltungen (Fluidik), Verträge des Instituts für Nachrichtengeräte und Datenverarbeitung der ZU - Aachen gemeinsam mit dem Haus der Technik, Aachen 1967 VDI - Verlag G.m.b.H. Düsseldorf 1968, pag. 105 - 100.-
63. Richards, E.F., Depperman, W.S.: Improvements in Fluidic Elements. Patent englez 1190541, mai 1966.-
64. Riordan, H.E. : High Speed Pneumatic Digital Operations with Moving Elements. Proceedings of the DOEL Fluid Amplifications Symposium, oct.1962.-
65. Roland, J.M.(Franța): Digital step-pipe amplifier applications in gas distribution control, Paper b 7, Third Cranfield Fluidics Conference, Torino, 1968.-
66. x x x Samson: Firmenprospekt Über pneumatische Microschalter 736 F für Logikschaltungen.-
67. Saville, F.E. : The philosophy behind A31 Airlog and its application. "Fluid Logic and Amplifications; conferința internațională, Cranfield, 9 și 10 sept. 1965.
68. Sarpkayazlı și Kirchner C..(S.U.A.): The comparative performance characteristics of vented and unvented, coupled, and straight and curved - walled bistable amplifiers. Paper . 3, Third Cranfield Fluidic Conference Torino, 1968.-
69. Sass, F. Bouché, Ch. Leitner, A.: Doppels Taschenbuch für den Maschinenbau vol.1.Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 1966.-

70. Schaedel, H. (U.S.A.): A theoretical investigation of fluidic transmission lines with rectangular cross section. Paper K 3, Third Cranfield Fluidics Conference, Torino, 1968.-
71. Schlichting, H.: Grenzschichttheorie, Karlsruhe, Verlag C. Braun 1950.-
72. Silag, S.: Mecanica. Vibrații mecanice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1968.-
73. Strouffer, F.B., Gerber, J.F.: Opposed Jet Pure Fluid Amplifier. Patent U.S.A. 3446228, oct. 1966.-
74. x x x : Strahlregler, Deutsche Patentschrift 503579 (Boemer - Wynn) iunie 1951.-
75. x x x . SUA Patent Nr. 3001690 sept. 1961.-
76. Tafel, H.J. (Aachen): Einführung - Strömungsmechanische Logikelemente und - Schaltungen (Fluidik) Vorträge des Instituts für Nachrichtengeräte und Datenverarbeitung der RW - Aachen gemeinsam mit dem Haus der Technik, Essen 1967 VDI Verlag G.m.b.H. Düsseldorf, pag. 1 - 2.
77. Tafel, H.J. (Aachen): Übersicht über strömungsmechanische Logikelemente und Systeme. Strömungsmechanische Logikelemente und - Schaltungen (Fluidik). Vorträge des Instituts für Nachrichtengeräte und Datenverarbeitung der RW - Aachen gemeinsam mit dem Haus der Technik Essen 1967. VDI - Verlag G.m.b.H. Düsseldorf 1968 pag. 3 - 10.-
78. Thoma, H.: Vorrichtung zur Behinderung des Rückstroms. Deutsche Patentschrift 507713 iunie 1928.-
79. Thompson, R.O. (U.S.A.): Experiments relating to pressure recovery in supersonic bistable switches. Paper P.10. Third Cranfield Fluidic Conference. Torino 1968.-

80. Tüpfel, H.: Entwicklungsstand - und Tendenzen in der pneumatischen Informationsbearbeitung. Vortrag zur Tagung "Pneumatische Informationsverarbeitung", 27 - 29.11.1972, Lelmsdorf, M.D.R.-
81. Tüpfel, H. Schrepel, D, Schwarz A, : Universelles Baukastensystem für pneumatische Steuerungen in "messen, steuern, regeln", Heft 2/1964.-
82. Tüpfel, H. König, I.: Verhalten des Systems "Strahlfließ - Bangfließ", messen, steuern, regeln" (1961) pag.305 - 333.-
83. Trendelenburg, F.: Akustik, Springer-Verlag, Berlin 1961.-
84. Tumarkin, M.: Charakteristiki gidravlicheskogo strui-nogo elementa, osnovannogo na effekte Abanda. Pneumatika i gidravlika Privoda i sistemy upravleniya. Vypusk I. Pod redakciei dr. tehn. nauk. E.V. Gert; Moskva. Masino-stroenie, 1973, pag. 303 - 309.-
85. Warren, R.W. : Fluid Flip - flops and a counter Technical report 1061 Diamond Ordnance Fuze Labs din 25 aug. 1962.-
86. Wehinger, V.: Darstellung der logischen Grundfunktion mit Hilfe pneumatischer und pneumatischer Grundelemente Zeitschrift für angewandte Drucklufttechnik der Firma Martonair Heft 3/1964.-
87. Wiedmann, F. (Iowa City, S.O.A.): Der Entwicklungsstand der Fluidik - Elemente in den U.S.A. Bericht von der ersten Fluidikausstellung, Chicago, 21 - 22 nov. 1968 Werkstattstechnik, Heft 4/1969, pag.174 - 177.-
88. Wiedmann, F.: Systematik aktiver Fluidikelemente ohne bewegte Teile (Strömungselemente), comunicare a Institutului pentru tehnica producției și automatizare (IPA) a Universității din Stuttgart. Werkstattstechnik, Heft Nr.1/1973, pag.33 - 36.-

- 89.- Wiesner, H.: Das Wandstrahlelement. VDI. Tagung Stuttgart 09.10.1967.-
90. Wiesner H. și Rüdle M.: Fluid devices for machine controls Cranfield 1965.-
91. Wiesner, H.: Luftstrahlelemente mit Wandeffekt. Werkstattstechnik, Heft 10/1966, pag. 488 - 491.-
92. Wiesner, H.: Pneumatische Logikelemente. Werkstattstechnik, Heft 2/1966, pag. 63 - 65.-
93. Hydra, K. : Grundsätzliche Betrachtungen zur Anwendung pneumatischer Logik - Elemente, Sonderdruck aus "pneumatik digest", Heft 3 și 4/1967.-
94. Hydra, K.: Was ist Logik ? Sonderdruck aus "Fluid" Zeitschrift für Hydraulik und Pneumatik, Heft 2/1968.
95. Yoshida, R. (Japania) Pure Fluidic Device by Aspiration and Application. Proceedings of the Fourth Cranfield Fluidics Conference 1970, Paper A 5.-
96. Zalmazon, L.A., Ivanov, N.N., Joffe, A.G., Limonova M. E.: O faktorah vlianiusia na statičeskie harakteristiki struinih elementov. Pnevmativieskie sredstva i sistemă upravlenia. Edit. Izdatelstvo "Nauka", Moskva 1970.-
97. Zalmazon, L.A.: Patent USSR 124719, Moscova, aprilie 1959.-
98. Zisfein, M.B., Curtiss, M.A.: A High Gain Proportional Fluid State Flow Amplifier, Proc. Fluid Amplification Symposium 1964 I. pag. 375 (1967).-

- 99.- Brindeu, L., Cioară T., Silag Gh., Pitzer I și alții : Studiul experimental al vibratoarelor de adâncime cu motor încorporat. I.P. "Traian Vuia" Timișoara. Sesiunea de comunicări, 1977.
100. Brindeu, L., Cioară T., Silag Gh., Pitzer I : Studiul dinamic al unui perforator percutant. I.P. "Traian Vuia" Timișoara. Sesiunea de comunicări, 1977.
101. Carnley, C.J.: Fluidics in Production Engineering, Machinery and Production Engineering, March 1978.
102. Dumitrache, I: Analiza regimului staționar și tranzitoriu a elementelor fluidice numerice, AMC Nr.19/1975.
103. Dumitrache, I: Proiectarea asistată de calculator a sistemelor fluidice numerice, Automatica și Electronica, Nr.3/1976.
104. Dumitrache, I: An algorithm for optimum design of digital fluidic systems, V-th International Fluidics Conference, Budapest, 1974.
105. Dumitrache, I, Florea, S: The methods for the synthesis of the fluidic logic circuits realized by using threshold elements. The Proc. of the VI-th. Jablona Fluidic Conference, Moscova, 1976.
106. Drzewiecki, T.N: The design of fluidic, turbulent wall attachment flip-flops, Fluidics, quart 8/1976.
107. Florea, S., Dumitrache, I: Technological protection system achieved by fluidic elements. The Proceeding of the VI-th. Jablona Fluidic Conference, Moscova, 1976.
108. Foss, J.F: Flow characteristics of the defined region geometry for high-gain proportional amplifiers, Advan. Fluidics, 1976.
109. Kirsner, J.M., Katz S.: Design theory of fluidic components Mc Graw-Hill Book Company, 1976.
110. Silag, Gh., Brindeu, L., Groșanu, I, Cioară, T, Pitzer, I, Lazorka, B : Studiul comportării dinamice a unui vibrator de adâncime pentru lucrări de construcții. Comunicările Conferinței "Vibrații în Construcții de mașini", Timișoara 1975.
111. Kopolowicz, N: The proposal of the fluidic elements design process, 14-th Fluidics Symp., NICE, NOKIA, 1977.