

# CAPITOLUL 4 – MOTOARE PNEUMATICE – OSCILANTE

## Motoare pneumatice oscilante

### *Caracterizare*

Aceste motoare au drept organ de ieșire un arbore ce are o mișcare de rotație, care are loc între două poziții unghiulare limită, stabilite constructiv sau funcțional, ce definesc cursa unghiulară a motorului.

### *Clasificare*

Există două mari familii de motoare pneumatice oscilante ce se diferențiază prin modul în care se obține mișcarea de rotație alternativă, și anume:

- motoare cu cilindru și mecanism de transformare a mișcării de translație alternative în mișcare de rotație alternativă;
- motoare cu palete.

### *Construcții*

Motoarele din prima familie pot avea drept mecanism de transformare un mecanism de tip cremalieră – pinion, un mecanism șurub – piuliță sau un mecanism cu camă spațială;

În figura 39 este prezentat principial un motor din această familie.

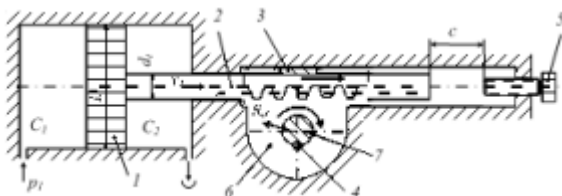


Figura 39

Valoarea maximă a acestui moment depinde de presiunea de lucru, de diametrul cilindrului și diametrul tijei și de raza de divizare a pinionului.

Preluarea forțelor radiale care apar în angrenaj, forțe ce pot deforma tija, se realizează cu ajutorul patinei 3.

Există și variante de motoare de acest tip care dezvoltă același moment pe cele două sensuri de mișcare. În figura 40 este prezentată principial o asemenea soluție.

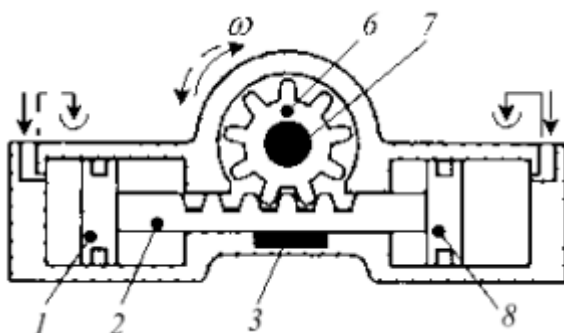


Figura 40

Aici, există două pistoane identice 1 și 8, ceea ce permite instalarea presiunii de lucru pe suprafețe egale, și deci dezvoltarea unor momente egale, în condițiile în care cele două sensuri de mișcare sunt alimentate la aceeași presiune. Pentru a dubla valoarea momentului dezvoltat de motor se poate opta pentru o variantă de motor oscilant cu cremalieră dublă (figura 41).

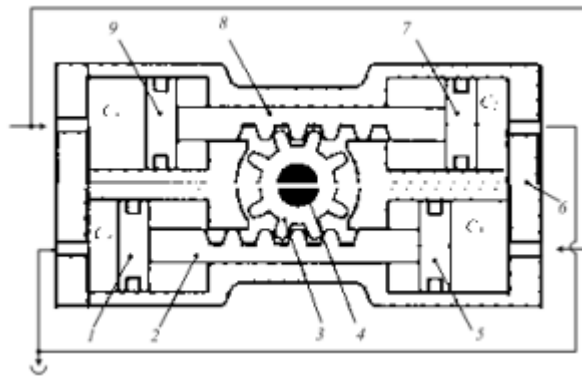


Figura 41

În figura 42 este prezentat principial un motor oscilant cu o paletă, iar în figura 43 unul cu două paletă.

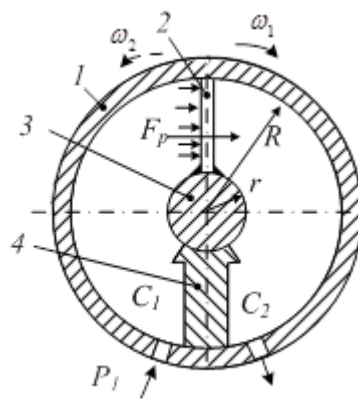


Figura 42

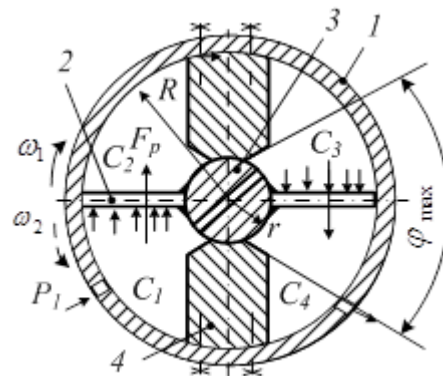


Figura 43

Din punct de vedere constructiv aceste motoare sunt simple, dar etanșarea camerelor active este dificil de realizat. Paleta este prevăzută pe exterior cu o garnitură din cauciuc sau o manșetă din elastomer. O problemă dificil de rezolvat o reprezintă și etanșarea frontală a camerelor active.

În cazul motoarelor cu o paletă, unghiul maxim de rotație al arborelui motor 3 se poate modifica intervenind asupra

geometriei piesei 4, solidară cu corpul 1. Uzual, acest unghi are valoarea de  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  sau  $270^\circ$ . Ansamblul mobil format din paleta 2 și arborele 3 se rotește în sensul vitezei  $w_1$  atunci când este alimentată cu presiune camera  $C_1$  și în sensul vitezei  $w_2$  când este alimentată camera  $C_2$ .

În cazul celei de-a doua variante, presiunea de lucru se instalează simultan în două camere,  $C_1$  și  $C_3$  pentru mișcarea în sensul vitezei  $w_1$ , respectiv  $C_4$  și  $C_2$  (printr-un orificiu radial nefigurat) pentru mișcarea în sensul vitezei  $w_2$ . La aceste motoare unghiul maxim de lucru este:

$$\varphi \leq 90^\circ \dots 100^\circ.$$

Momentul dezvoltat de motor are expresia:

$$M = i \cdot \frac{R^2 - r^2}{2} \cdot b \cdot (P_1 - P_2) \quad (11)$$

unde  $i$  reprezintă numărul de palete,  $b$  lățimea paletelor,  $P_1$  și  $P_2$  presiunile instalate în camerele  $C_1$  și  $C_2$ .

### **Simbolizare**

În figura 44 este prezentat modul de simbolizare al acestor motoare, după cum urmează:

- figura 44a – motor oscilant cu simplă acțiune;
- figura 44b – motor oscilant cu dublă acțiune.

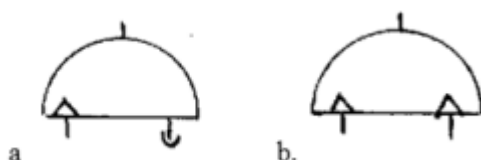


Figura 44

### **Parametrii tehnico-funcționali**

Parametrii tehnico-funcționali sunt identici cu cei de la motoarele pneumatice liniare, făcând însă analogia:

$$F \rightarrow M, v \rightarrow \omega \text{ si } c \rightarrow \varphi$$

Acești parametri sunt tipizați și pe baza lor se poate alege din cataloagele firmelor producătoare motorul dorit.

Prof. Dr. Ing. Mihai Avram

---

# CAPITOLUL 4 – MOTOARE PNEUMATICE – LINIARE

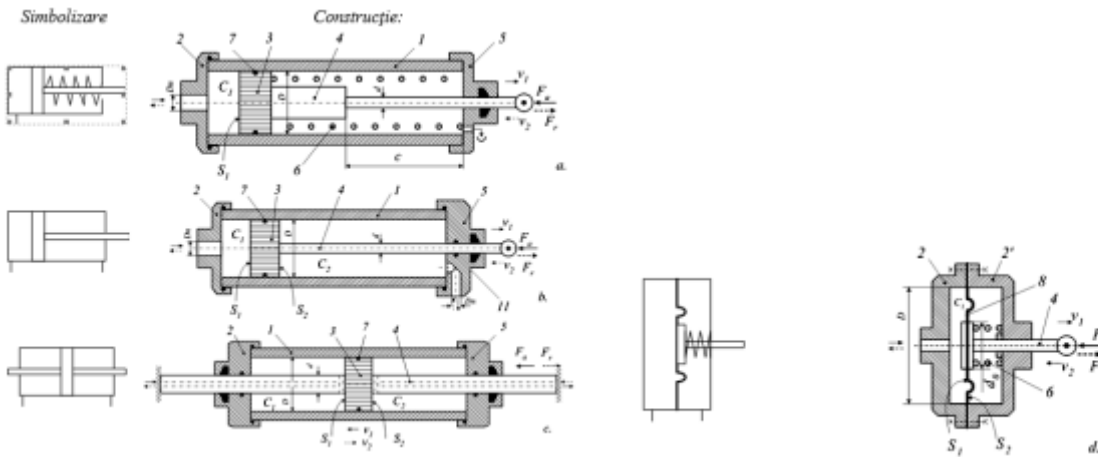
**Motoare pneumatice liniare**

## *Caracterizare*

În structura sistemelor pneumatice pot fi întâlnite motoare pneumatice liniare de construcție clasică, sau motoare de construcție specială.

În cazul motoarelor pneumatice liniare clasice (figurile 27a, b, c) cele două subansambluri sunt constituite în principal din:

- subansamblul I – pistonul 3 și tija 4;
- subansamblul II – cămașa 1 și capacele 2 și 5.



Figura

27

## Clasificare

- După modul în care sunt delimitate cele două camere active aceste motoare pot fi:

- *cilindri* (figura 27a, b și c): la aceste motoare camerele  $C_1$  și  $C_2$  sunt separate prin intermediul unui piston 3; etanșarea lor se realizează cu ajutorul unor garnituri nemetalice;
- *camere cu membrană* (figura 27d): la aceste motoare pistonul este înlocuit de o membrană nemetalică 8, care realizează și etanșarea celor două camere.

- În funcție de subansamblul ce se deplasează, motoarele pneumatice liniare se pot clasifica în:

- motoare cu subansamblul I mobil (figura 27a și b), denumite și motoare cu tijă mobilă;
- motoare cu subansamblul II mobil, denumite și motoare cu carcasă mobilă (figura 27c).

Este de dorit ca orificiile de alimentare să se prelucreze în subansamblul fix al motorului.

- După modul în care se realizează mișcarea subansamblului mobil:

- motoare cu dublă acțiune (figura 27b și c); în acest caz

deplasarea în ambele sensuri se obține sub efectul presiunii aerului;

– motoare cu simplă acțiune; în acest caz deplasarea într-un sens se realizează sub efectul aerului sub presiune, iar în celălalt sens:

– sub acțiunea unui arc (figura 27a și d);

– sub efectul greutatei proprii a ansamblului mobil; în această situație motorul trebuie să lucreze în poziție verticală;

– sub acțiunea mecanismului antrenat;

- În cazul motoarelor cu dublă acțiune se pot întâlni două situații:

– când cele două suprafețe active  $S_1$  și  $S_2$  sunt egale (figura 27c); este cazul motoarelor cu tijă bilaterală; aceste motoare au o comportare similară pe cele două sensuri de mișcare atunci când cele două camere active sunt alimentate în aceleași condiții (același debit și aceeași presiune); în această situație vitezele  $v_1$  și  $v_2$  și forțele dezvoltate  $F_a$  și  $F_r$  sunt egale;

– când cele două suprafețe active  $S_1$  și  $S_2$  sunt diferite (figura 27b); este cazul motoarelor cu tijă unilaterală; aceste motoare au o comportare diferită pe cele două sensuri de mișcare; în acest caz  $v_1 < v_2$  și  $F_a > F_r$  atunci când alimentarea celor două camere se face în aceleași condiții.

### ***Condiții funcționale***

O funcționare corectă a motoarelor pneumatice liniare presupune o etanșare perfectă a celor două camere active  $C_1$  și  $C_2$ . Acest lucru se poate realiza numai prin folosirea unor

elemente de etanșare nemetalice:

- inele „0”;
- manșete de diferite profile.

În construcția unui motor pneumatic liniar (figura 27b): sunt întâlnite două tipuri etanșări:

- statice: între cămașa 1 și capacele 2 și 5, elementele 8 și respectiv 9;
- dinamice: între pistonul 3 și cămașa 1 elementul 7, precum și între tija 4 și capacul 5, elementul 11.

### ***Limitări funcționale***

Pe baza celor prezentate deja se pot identifica o serie de probleme specifice motoarelor pneumatice liniare de construcție clasică, și anume:

- în momentul opririi ansamblului mobil apar șocuri mecanice importante care solicită dinamic elementele constructive ale motorului;
- transmiterea mișcării de la pistonul 1 (figura 28) la sarcina antrenată 2 se face prin intermediul unei tije 3, ceea ce conduce la un gabarit axial mare și la existența unei legături fizice cu exteriorul; dimensiunea axială maximă a motorului se obține atunci când camera activă  $C_1$  este alimentată și este  $l_0 + 2c$ , unde  $l_0$  reprezintă o mărime constructivă ce diferă de la o soluție la alta, iar  $c$  cursa de lucru a motorului;



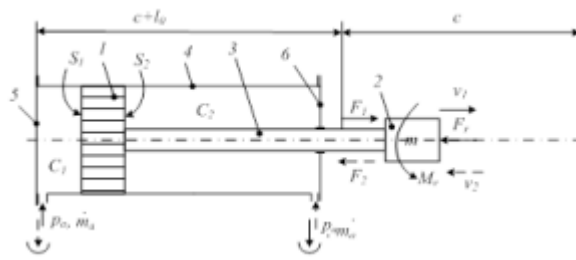


Figura 28

- necesitatea etanșării tijei pentru a împiedica comunicarea camerei active  $C_2$  cu exteriorul; această etanșare introduce forțe de frecare însemnate și uzură în timp;
- motorul are o comportare diferențială pe cele două sensuri de mișcare; în aceleași condiții de alimentare (aceeași presiune și același debit) forțele și vitezele dezvoltate pe cele două sensuri de mișcare sunt diferite;
- ansamblul mobil (piston – tijă – sarcină) se poate roti în jurul axei longitudinale sub acțiunea sarcinii antrenate; acest lucru se întâmplă atunci când momentul  $M_r$  este superior momentului de frecare;
- masa ansamblului mobil este mare, deoarece la masa sarcinii și a pistonului se mai adaugă și masa tijei; cu cât cursa este mai mare, cu atât valoarea masei tijei este mai importantă; totodată rigiditatea ansamblului piston – tijă – sarcină este mică;

### **Frânarea la cap de cursă**

Cursa maximă de lucru a unui motor pneumatic liniar este delimitată fie de capacele motorului, fie cu ajutorul unor opritoare mecanice a căror poziție poate fi stabilită de utilizator.

În momentul opririi apar solicitări dinamice deosebite generate în urma impactului dintre ansamblul mobil și partea fixă. În practică sunt întâlnite mai multe soluții pentru a rezolva această problemă, și anume:

- oprirea pe inele sau arcuri din cauciuc;
- frânarea pe pernă de aer;
- folosirea unor cilindri hidraulici de amortizare;
- utilizarea unor amortizoare industriale de șoc;

În funcție de soluția adoptată forța de frânare are o anumită variație pe cursa de frânare, așa cum se observă în figura 29.[3]

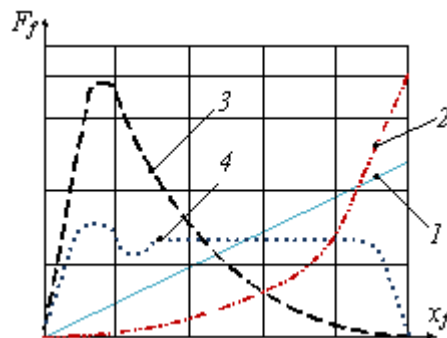


Figura 29

Primele două soluții sunt posibile în cazul în care oprirea se realizează în urma impactului cu cele două capace.

Atunci când viteza de deplasare și sarcina nu sunt foarte mari se poate apela la prima soluție, la care pentru amortizarea impactului se apelează la inelele nemetalice 3, montate pe pistonul 4, sau în capace așa cum este arătat în figura 30.

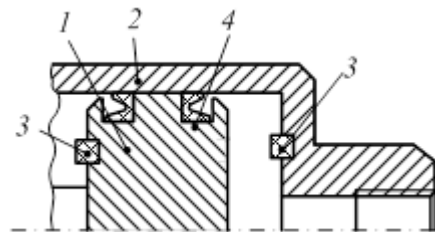


Figura 30

În acest caz forța de frânare are o variație liniară (figura 29, caracteristica 1), cu o pantă abruptă și cu o tendință de a înmagazina mai multă energie decât absoarbe, aceasta conducând la efecte de recul și la generarea unor șocuri considerabile.

În figura 31 este prezentat principiul frânării pe pernă de aer; practic, în apropierea capului de cursă se întrerupe evacuarea pe traseul obișnuit de secțiune nominală  $S_n$  și aerul din volumul  $V$  este evacuat prin secțiunea de frânare  $S_f$  reglată la valoarea dorită cu ajutorul droselului  $Dr_{f,1}$  sau  $Dr_{f,2}$ . Frânarea se poate realiza la un singur capăt sau la ambele capete și poate fi fixă sau reglabilă.

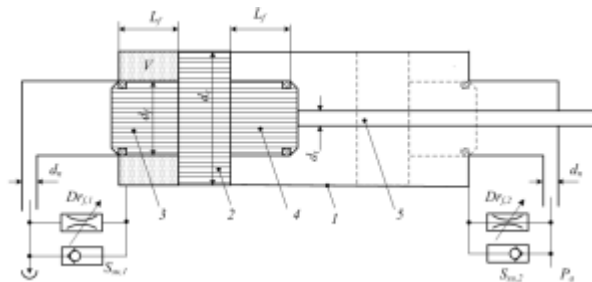


Figura 31

În figura 32 este prezentat modul de simbolizare al motoarelor pneumatice liniare în cele trei cazuri amintite.

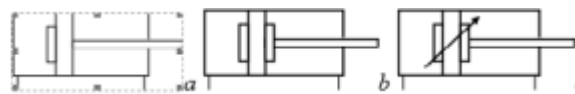


Figura 32

Supapele de sens unic  $S_{su,1}$  și  $S_{su,2}$  montate în paralel cu [drosелеle](#)  $Dr_{f,1}$  și  $Dr_{f,2}$  au rolul de a nu diminua forța dezvoltată de presiune în faza de pornire. În figura 33 este prezentată o secțiune printr-un motor pneumatic liniar cu frânare la ambele capete de cursă.

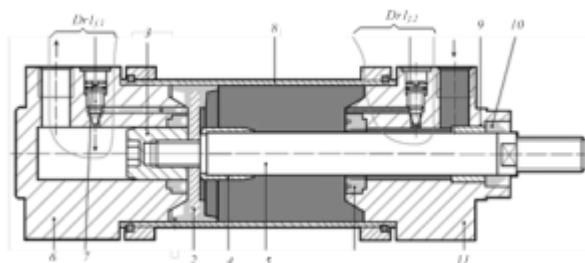


Figura 33

În cazul frânării pe pernă de aer caracteristica (figura 29, caracteristica 2) asigură o forță maximă de frânare la sfârșitul cursei de frânare, ceea ce înseamnă că o mare parte din energia cinetică este absorbită în acest punct. În

consecință, la sfârșitul cursei de frânare apar solicitări însemnate care depind de masa și viteza sarcinii antrenate.

În cazul în care cursa de lucru  $c_l$  trebuie modificată (figura 34) se poate apela la opritoarele mecanice  $OM_1$  și  $OM_2$  care pot fi reglate în prealabil în punctele în care se dorește oprirea.

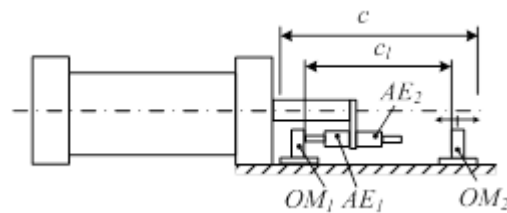


Figura 34

Când energia care trebuie amortizată este prea mare, se recurge la amortizoare externe de tip hidraulic (figura 34 –  $AE_1$  și  $AE_2$ ). Aceasta este cea mai simplă metodă de frânare. În acest caz forța de frânare (figura 31, caracteristica 3) are un maxim în imediata vecinătate a demarării procesului de frânare, după care aceasta se reduce semnificativ. Cea mai mare parte a energiei este absorbită în faza inițială. Acest lucru conduce la generarea unor forțe de frânare mai mari decât ar fi necesar.

În figura 35 este prezentată schema funcțională a unui [amortizor industrial de șoc](#). În acest caz forța de frânare (figura 29, caracteristica 4) este aproximativ constantă. Energia cinetică a ansamblului mobil este înmagazinată cu o rată constantă, fără șocuri și fără recul. Din acest motiv elementele constructive ale motorului sunt mai puțin solicitate din punct de vedere dinamic.

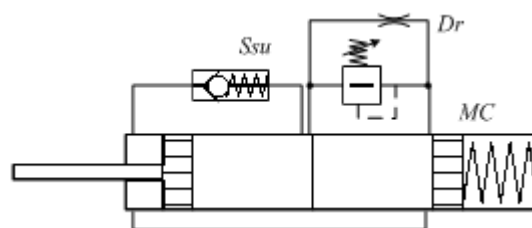


Figura 35

## Prinderea motorului

Motorul poate fi montat în structura mecanică pe care o deservește în mai multe moduri. În figura 36 sunt evidențiate diferitele variante de montaj posibile, după cum urmează:



Figura

36

## 2. Determinarea cursei maxime $c_{max}$

Motoarele pneumatice liniare pot avea curse de lucru mari, de până la  $10\text{ m}$ , valoarea maximă fiind limitată numai de posibilitățile tehnologice de realizare și de rezistența la flambaj. Pentru construcțiile standardizate sunt definite serii de curse standard, dar realizarea unor motoare cu alte valori pentru cursa de lucru nu ridică probleme deosebite.

Cursa maximă de lucru  $c_{max}$  se determină din condiția de rezistență la flambaj a motorului. Pentru aceasta se echivalează motorul cu o tijă cilindrică de diametru  $d_t$  și lungime  $l_f$  (figura 38).

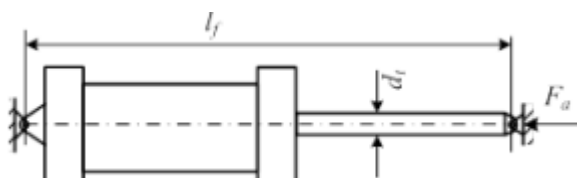


Figura 38

---

# CAPITOLUL 4 – MOTOARE PNEUMATICE – INTRODUCERE

## Introducere

### *Rol funcțional*

Motoarele pneumatice au rolul de a transforma energia aerului comprimat în energie mecanică pe care o transmit prin organele de ieșire (arbori, tije) mecanismelor acționate (figura 26).

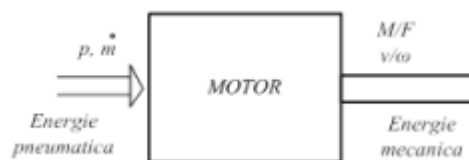


Figura 26

### *Clasificare*

După modul de transformare a energiei pneumatice în energie mecanică motoarele pneumatice pot fi volumice sau pneumodinamice.

Motoarele volumice sunt cele folosite cu precădere în sistemele de acționare pneumatice. În cazul lor procesul de transformare are loc prin modificarea permanentă a volumelor camerelor active, delimitate de părțile mobile și părțile fixe ce delimitează aceste camere.

În cazul motoarelor pneumodinamice, denumite și turbine pneumatice energia pneumostatică a mediului de lucru este transformată mai întâi în energie cinetică, apoi aceasta la rândul ei transformată în energie mecanică.

Din punct de vedere constructiv un motor pneumatic are două subansambluri principale, unul fix (în care, de regulă, sunt practicate orificiile motorului) și unul mobil.

Mișcarea subansamblului mobil poate fi:

– de translație alternativă; din această familie fac parte *cilindrii pneumatici* și *camerele pneumatice*;

– de rotație alternativă pe un unghi limitat; în acest caz motorul se numește *motor oscilant*;

– de rotație continuă; în acest caz motorul se numește *motor rotativ*.

După modul în care se realizează mișcarea subansamblului mobil motoarele pneumatice pot fi:

– *cu mișcare continuă*;

– *cu mișcare pas cu pas*.

Există și construcții la care mișcarea subansamblului mobil este controlată prin intermediul unui circuit hidraulic auxiliar. Motoarele de acest tip se numesc *pneumo – hidraulice*.

Prof. Dr. Ing. Mihai Avram

---

## **CAPITOLUL 3 – GRUPUL DE PREGATIRE AL AERULUI –**

# ALIMENTARE PROGRESIVA

Dispozitivul de alimentare progresivă se montează în partea finală a unui grup de pregătire a aerului și are rolul pe de o parte de a proteja sistemul alimentat de grup și pe de alta personalul ce deservește acest sistem.

În timpul funcționării există situații în care la un moment dat este posibil să se întrerupă accidental alimentarea cu presiune. Într-o asemenea situație organele mobile ale motoarelor se pot opri în poziții necontrolate. Punerea sub presiune a sistemului poate cauza mișcări rapide și imprevizibile ale organelor mobile ale motoarelor. Acest lucru poate fi evitat dacă sistemul este alimentat mai întâi cu un debit mic care să determine creșterea lentă a presiunilor în camerele active ale motoarelor; în aceste condiții organele active ale acestora se vor deplasa din pozițiile intermediare în pozițiile de referință cu viteze mici. Din acest moment alimentarea sistemului se poate face cu un debit la valoarea nominală.

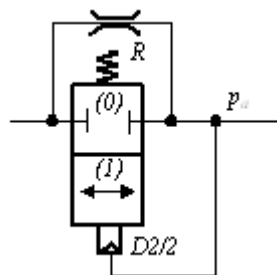


Fig. 25

Dispozitivele de alimentare progresivă au fost special concepute pentru a rezolva această problemă. În figura 25 este prezentată schema funcțională a unui asemenea dispozitiv. În această schemă pot fi identificate două componente montate în paralel: un distribuitor  $D2/2$ , cu poziție preferențială, comandat pneumatic, și o rezistență fixă  $R$ .

În situația în care sistemul deservit, aflat în aval de dispozitiv, este oprit (pus în legătură cu atmosfera),



distribuitorul va materializa poziția preferențială ( $\theta$ ), poziție în care secțiunea de curgere prin distribuitor este blocată.

Pentru a conecta sistemul, se deschide robinetul grupului de pregătire a aerului (fig.19), situație în care la intrarea în dispozitiv există presiune; într-o primă etapă aerul trece către sistemul deservit de grup prin rezistența fixă  $R$  a dispozitivului; în aceste condiții alimentarea sistemului și deci creșterea presiunii în sistem se va face progresiv, până la valoarea nominală. În acest moment distribuitorul comută în poziția (1) și sistemul este alimentat printr-o secțiune egală cu secțiunea nominală de curgere.

Prof. Dr. Ing. Mihai Avram

---

## **CAPITOLUL 3 – GRUPUL DE PREGATIRE AL AERULUI – REGULATOARE DE PRESIUNE**

În figura 22 este reprezentat principial un asemenea echipament. El realizează următoarele două funcții:

- reglează presiunea de la ieșirea echipamentului  $p_e$  la valoarea dorită; din acest motiv este cunoscut sub denumirea de regulator de presiune;
- menține presiunea reglată constantă, în anumite limite, atunci când în timpul funcționării variază presiunea de intrare și/sau se modifică consumul de debit din aval de echipament; din acest motiv este cunoscut și sub denumirea de stabilizator de presiune.

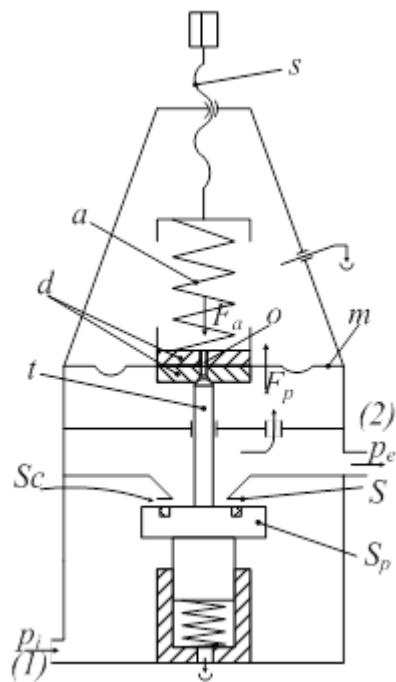


Fig. 22

Presiunea de ieșire este reglată prin intermediul membranei  $m$ ; pe suprafața de jos a membranei acționează forța de presiune  $F_p$ , în timp ce pe cealaltă suprafață acționează forța  $F_a$  dezvoltată de arcul  $a$ . Forța de pretensionare a acestui element elastic este reglabilă prin intermediul șurubului  $s$ .

Atunci când forța de pretensionare este zero, membrana  $m$  se află în poziția de referință, iar supapa plană  $S_p$  este în contact cu scaunul său  $S$ ; în aceste condiții presiunea de ieșire  $p_e$  este zero.

Presiunea  $p_e$  este reglată acționând asupra șurubului  $s$  care tensionează arcul de reglare  $a$ . Pentru o anumită forță de pretensionare ansamblul mobil al echipamentului, format din supapa plană  $S_p$ , tija  $t$ , membrana  $m$  și centrul rigid al acesteia  $d$ , se va deplasa în jos față de poziția de referință. În acest fel între supapa plană  $S_p$  și scaunul său  $S$  se va forma o secțiune de curgere prin care aerul de la orificiul de intrare (1) trece către consumatorul (2). Acest lucru va determina creșterea presiunii  $p_e$  până la valoarea:

unde:

$k_{arc}$  – reprezintă rigiditatea arcului  $a$ , iar  $f_0$  săgeata de pretensionare acestuia

$S_m$  – suprafața membranei pe care se instalează presiunea  $p_e$

$Dp$  – pierderea de presiune pe supapă.

Când consumatorul ajunge la presiunea dorită, etapa de reglare manuală se încheie; cele două forțe ce acționează asupra membranei, forța dezvoltată de arc  $F_{arc}$  și forța de presiune  $F_p$  sunt în echilibru.

În timpul funcționării, presiunea de intrare în echipament  $p_i$  nu este constantă, iar debitul de aer prin echipament se poate modifica în funcție de consumul sistemului deservit. Chiar și în aceste condiții echipamentul menține, în anumite limite, presiunea  $p_e$  în jurul valorii reglate.

Dacă în timpul funcționării presiunea de intrare  $p_i$  variază – scade/crește, într-o primă etapă presiunea de ieșire  $p_e$  va tinde să scadă/crească. În aceste condiții membrana își modifică poziția de echilibru deplasându-se în jos/sus; odată cu membrana se va deplasa și supapa plană  $S_p$ , ceea ce va determina o scădere/creștere a pierderii de presiune pe secțiunea  $S_c$ . În acest fel efectul perturbației este anulat și presiunea de ieșire rămâne constantă, la valoarea reglată.

Dacă după un anumit timp consumul de debit din aval de echipament scade/crește, într-o primă etapă există tendința creșterii/scăderii presiunii de ieșire. Acest lucru determină deplasarea membranei, și odată cu ea și a supapei în sus/jos, și în consecință micșorarea/creșterea secțiunii de curgere prin echipament, și deci adaptarea debitului de ieșire la valoarea celui cerut de sistemul deservit de echipament.

În cazul în care consumul de debit devine zero, secțiunea de

curgere prin echipament devine nulă. Dacă într-o asemenea situație trebuie reglată presiunea la o nouă valoare inferioară valorii reglate anterior, sau apare tendința de creștere a presiunii reglate, membrana  $m$  se deplasează în sus, și cum deplasarea supapei  $S_p$  nu mai este posibilă (este împiedicată mecanic), tija  $t$  pierde contactul cu membrana, realizându-se în acest fel (prin orificiul  $o$ ) punerea în legătură cu atmosfera a circuitului din aval de echipament și deci eliminarea surplusului de aer și menținerea constantă, la valoarea reglată, a presiunii de ieșire. Practic, între capătul tijei, prelucrat sferic și centrul rigid în care există un scaun conic se formează o supapă, denumită supapă de descărcare la atmosferă.

Prof. Dr. Ing. Mihai Avram