

NECESITATEA ÎN EFICIENȚA A SUPRAALIMENTĂRII. PARTICULARITĂȚI CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE ALE PROCEDEELOR DE SUPRAALIMENTARE

1. NECESITATEA SUPRAALIMENTĂRII

Puterea unui anumit motor este cu atât mai mare, cu cât lucrul mecanic realizat într-un ciclu este mai mare și cu cât ciclul motor s-a efectuat într-un interval de timp mai scurt. Dar lucrul mecanic realizat într-un ciclu se obține prin arderea unei anumite cantități de combustibil, care necesită o anumită cantitate de aer. Prin urmare, puterea unui motor va crește cu creșterea cantității de combustibil ars într-un ciclu, ceea ce necesită creșterea masei de aer existentă în cilindru la sfârșitul procesului de umplere. Masa de încărcătură proaspătă existentă în cilindru la sfârșitul umplerii este

$$M_a = \frac{120 \cdot V_s \cdot i \cdot \rho_a \cdot n}{\tau} \text{ [kg/h]}, \quad (9.1)$$

în care: V_s [m³] reprezintă cilindrul unitară; i – numărul de cilindri; ρ_a [kg/m³] – densitatea aerului; n [rot/min] – tura la τ – numărul de timpi.

Sporirea masei de aer în decursul umplerii cilindrului, prin creșterea densității ρ_a , în scopul creșterii puterii motorului, se numește **supraalimentare**.

Mărirea puterii motorului cu ardere internă poate fi obținută și prin creșterea dimensiunilor cilindrului, precum și prin creșterea turației. Dimensiunile cilindrului la m.a.i. (este cazul motoarelor navale) au ajuns la mărimi maxime ($D > 1000$ mm și $S/D > 2,5$), care probabil nu mai pot fi dezvoltate în viitor, datorită forțelor de inerție ridicate. Numărul de cilindri a ajuns, de asemenea, la valori maxime datorită vibrațiilor torsionale și de încovoiere ale liniilor de arbori: 12 la motoarele în linie, 18 la motoarele în V și 56 la motoarele în stea sau în X. Și în ceea ce privește turația, creșterea acesteia implică reducerea dimensiunilor constructive, pentru limitarea forțelor de inerție create. Ca urmare, cel mai extins și mai eficient procedeu de mărire a puterii este creșterea masei de aer prin supraalimentare.

2. CLASIFICAREA SISTEMELOR DE SUPRAALIMENTARE

Sistemele de supraalimentare ale m.a.i. se clasifică după două criterii:

- a) presiunea aerului;
- b) modul de acționare a agregatului de supraalimentare.

După primul criteriu, se disting sisteme de supraalimentare:

- a) cu presiune redusă (1,2...1,5 bar);
- b) cu presiune medie (1,5...2,0 bar);
- c) cu presiune ridicată (2,0...3,5 bar);
- d) cu presiune foarte mare ($p_s > 3,5$ bar).

După modul de acționare a suflantei, sunt cunoscute următoarele tipuri:

- a) cu acționare mecanică (fig.9.1.a);
- b) cu acționare electrică (fig.9.1.b);
- c) cu acționare cu turbină cu gaze (fig.9.1.c);
- d) cu acționare mixtă (fig.9.1.d).

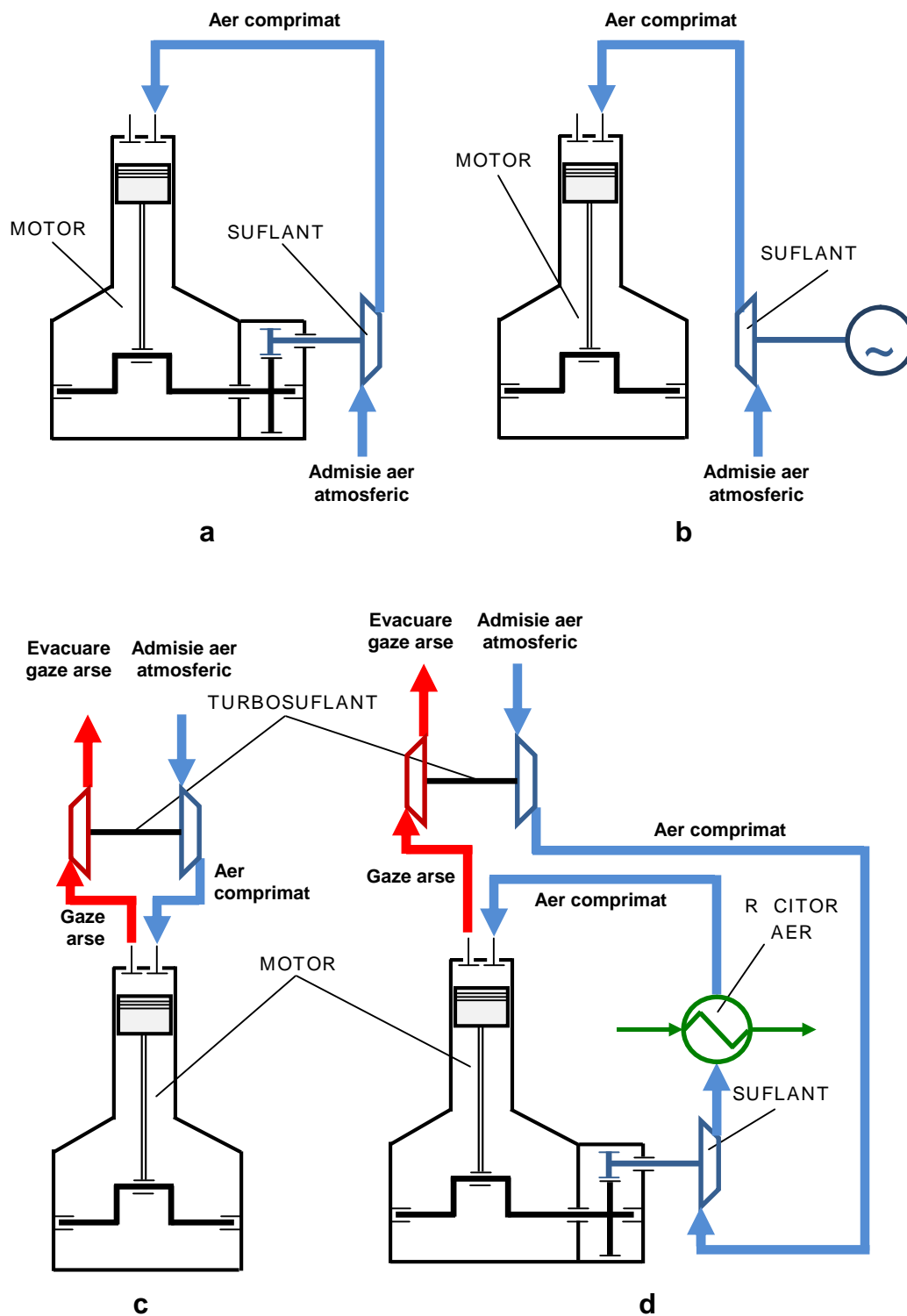


Fig.9.1

a – supraalimentare mecanic ; b – supraalimentare electric ;
c – supraalimentare cu turbosufiant ; d – supraalimentare mixt .

Antrenarea mecanică asigură o supraalimentare joasă, presiunea de supraalimentare fiind limitată la $p_s = 1,5 \dots 1,6$ bar. La presiuni mai mari, puterea consumată pentru antrenarea agregatului de supraalimentare devine extrem de mare, ceea ce reduce economicitatea motorului. Acest sistem asigură concordanța dintre debitul de aer și turație, fără a sesiza, însă, variația de sarcină. Aceste dezavantaje sunt înlăturate parțial prin utilizarea unui sistem de ambreiaj centrifugal, care permite cuplarea suflantei numai la regimuri de sarcină și de turație ridicate.

În cazul **ac ionării electrice**, suflanta trimite în cilindru o cantitate constantă de aer, fără a o pune în corelație cu tura sa sau cu sarcina motorului. De aceea, utilizarea acestui sistem nu este specific motoarelor de autovehicule rutiere, fiind limitată la:

- motorul cu regimuri de sarcină și de turaie constante;
- funcționarea la regimurile reduse de sarcină și turaie ale motoarelor supraalimentate cu turbosuflantă;
- funcționarea în caz de avarie a sistemului propriu-zis de supraalimentare.

Suflanta acționată de o turbină cu gaze reprezintă soluția cea mai des întâlnită, datorită consumului relativ redus de putere și a autoreglării la orice regim de sarcină sau de turaie. Suflanta este montată pe același arbore cu rotorul turbinei cu gaze, ansamblul fiind denumit **turbosuflantă**. Turbina valorifică o parte din energia gazelor arse evacuate din motor, astfel că pentru acționarea suflantei nu este consumat lucru mecanic de la motor.

Supraalimentarea de presiune mare și foarte mare se realizează prin **procedeele mixte**. Acesta constă în comprimarea aerului în două trepte, cu răcirea intermediară a acestuia. Prima treaptă de comprimare se realizează cu o turbosuflantă, iar a doua treaptă de comprimare se realizează, de regulă, cu o suflantă antrenată mecanic.

3. PARTICULARITĂȚILE UMLERII LA MOTOARELE SUPRAALIMENTATE

Analizând diagrama indicată de pompaj a unui motor în 4 timpi, supraalimentat (fig.9.2), se observă că, datorită pierderilor gazodinamice, presiunea în cilindru p_a , atât în decursul, cât și la sfârșitul umplerii, este mai mică decât presiunea aerului de supraalimentare p_s .

Pentru ca aerul să pătrundă în cilindrul motorului este necesar ca presiunea din colectorul de umplere să fie mai mare decât presiunea gazelor din cilindri. Realizarea acestei condiții impune ca, la motoarele supraalimentate, avansul la deschiderea supapelor de evacuare să fie mărit. Prin această măsură se îmbunătățește evacuarea gazelor, inclusiv funcționarea turbinei cu gaze, care va dispune de o cantitate sporită de energie, ceea ce va avea ca efect creșterea sensibilă a presiunii de supraalimentare. Momentul închiderii supapei de evacuare trebuie corelat cu cel al deschiderii supapei de admisie, înăd seama de necesitatea realizării unui baleiaj corespunzător, prin care să se asigure evacuarea forată a gazelor arse și răcirea pereților cilindrilor, a capului pistonului, a chiulasei și a supapei de evacuare, cerință impusă de solicitările termice mai ridicate ale acestor piese. La m.a.c.-urile în 4 timpi, supraalimentate, suprapunerea deschiderii supapelor se află între limitele $90^\circ \dots 150^\circ \text{RAC}$, comparativ cu $40^\circ \dots 60^\circ \text{RAC}$, cât se folosește la m.a.c.-urile cu admisie naturală (fig.9.3).

Pentru a folosi cât mai rațional fenomenul de umplere inerțială, întârzierea la închiderea supapei de admisie trebuie să fie mai mare față de întârzierea la închidere a acesteia și supape la motoarele cu admisie naturală.

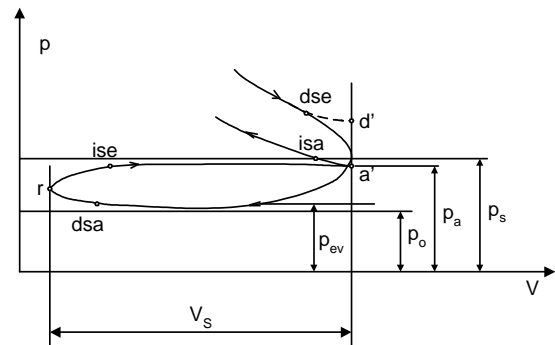


Fig.9.2

Prin această măsură se îmbunătățește evacuarea gazelor, inclusiv funcționarea turbinei cu gaze, care va dispune de o cantitate sporită de energie, ceea ce va avea ca efect creșterea sensibilă a presiunii de supraalimentare.

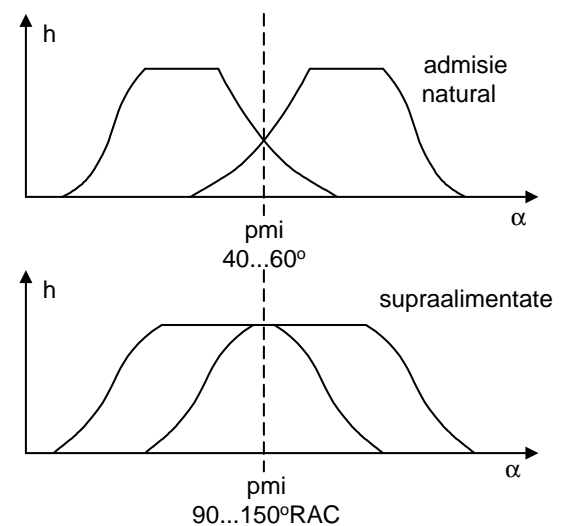
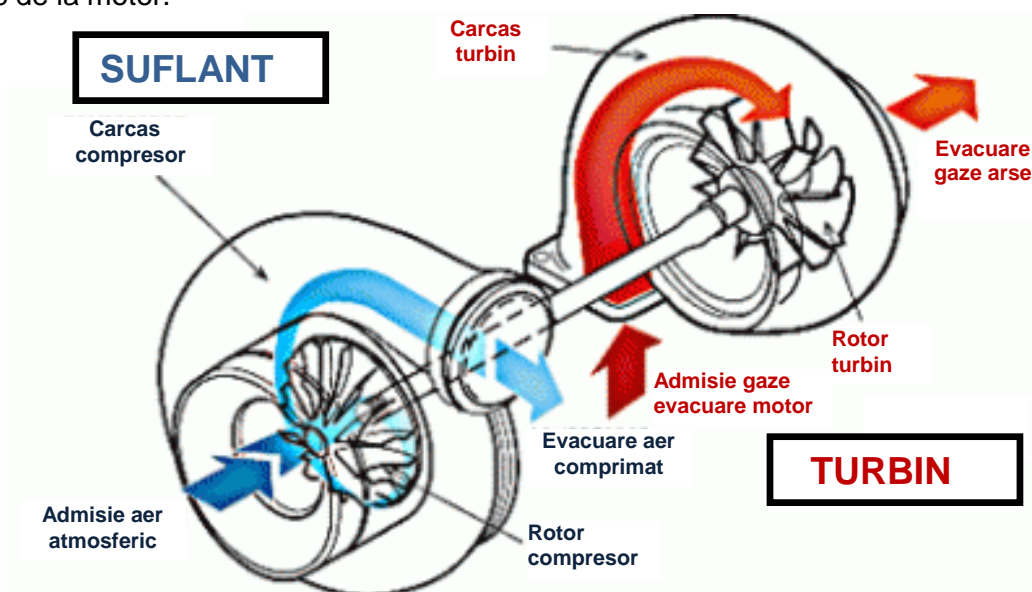


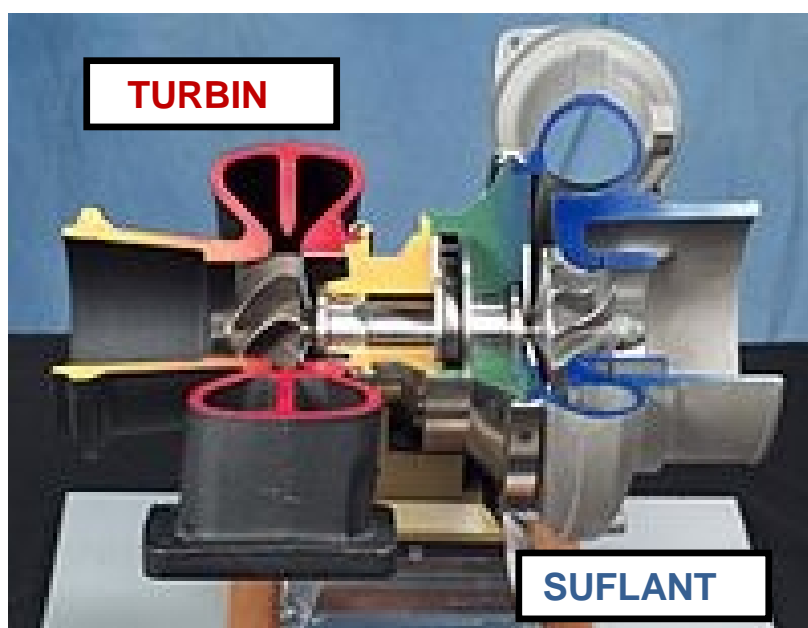
Fig.9.3

4. CONSTRUCȚIA AGREGATULUI DE SUPRAALIMENTARE

Turbosuflanta (denumit și grup sau agregat de supraalimentare) este un agregat (fig.9.4) compus dintr-o turbină cu gaze și un compresor de aer (suflanta), montate pe un ax comun. Gazele de ardere evacuate din motor sunt dirijate spre turbină, asigurând antrenarea acesteia în mișcare de rotație la turații de ordinul zecilor sau al sutelor de mii de rotații pe minut. Suflanta (antrenată de turbină în mișcare de rotație) asigură astfel aspirația aerului atmosferic, comprimarea acestuia și trimiterea sa sub presiune spre cilindrii motorului. Turbina valorifică o parte din energia gazelor arse evacuate din motor, astfel că pentru acționarea suflantei nu este consumat lucru mecanic de la motor.



a



b

Fig.9.4

a – schema constructiv-funcțional ; b – turbosuflant secționat .

Pentru a se măări eficiența supraalimentării, este necesară răcirea aerului între suflantă și motor (fig.9.5). De asemenea, deschiderea supapelor de evacuare se face cu un avans mai mare, pentru a se crea posibilitatea unei destinderi mai mari a gazelor de evacuare în paletelile turbinei. O altă măsură de creștere a eficienței supraalimentării o reprezintă împărțirea galeriei de evacuare în ramificații separate, pentru o mai bună folosire a energiei cinetice a gazelor de evacuare.

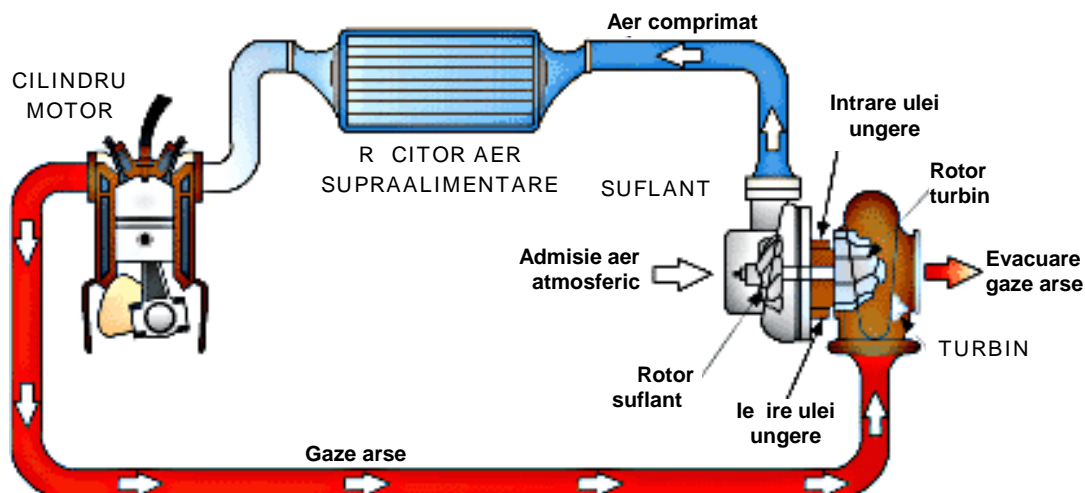


Fig.9.5

În construcția agregatului de supraalimentare se utilizează două tipuri de suflante: de dislocare sau cu palete. **Suflantele de dislocare** pot fi:

- a) cu piston;
- b) cu plăci rotitoare;
- c) cu rotoare profilate (tip Roots);
- d) elicoidale (cu urub),

iar **suflantele cu palete** pot fi realizate, la rândul lor, în următoarele variante constructive:

- a) centrifugale;
- b) axiale;
- c) axial-centrifuge.

Cea mai mare răspândire o au suflantele centrifugale (fig.9.6), caracterizate prin dimensiuni reduse și randamente ridicate. Valorile reduse ale dimensiunilor se datorează turațiilor mari de funcționare (20000...100000 rot/min). Compresoarele folosite au intrarea axială și ieșirea radială, viteza periferică a paletelor putând atinge 520 m/s.

Din punct de vedere constructiv, turbinele cu gaze utilizate în agregatele de supraalimentare pot fi axiale sau radiale, cea mai largă utilizare având-o cele axiale, caracterizate prin randamente mari la gabarite și greutate reduse.

După modul în care este folosită energia cinetică de gazele de evacuare se disting:

- a) turbină de presiune constantă;
- b) turbină de presiune variabilă (numite și turbine de impuls).

La **turbina de presiune constantă**, evacuarea gazelor este dirijată într-un colector comun pentru toți cilindrii, colector al cărui volum este suficient de mare în raport cu volumul unui cilindru. La **turbina de impuls** sistemul de evacuare se împarte în mai multe colectoare separate, care au un volum redus. Fiecare din aceste colectoare se cuplează cu un grup de doi, trei sau patru cilindri. În cazul supraalimentării înalte și foarte înalte, se utilizează sistemul combinat cu prima turbină de impuls și cea de-a doua de presiune constantă.

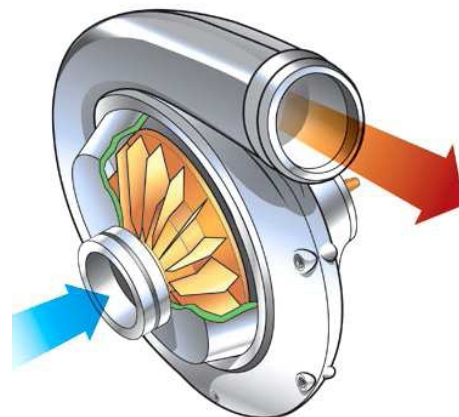


Fig.9.6

După modul de rezemare a arborelui turbosuflantei, se deosebesc următoarele soluții:

- arborele rezemat la extremități (fig.9.7.a); soluția permite montarea simplă, vizitarea lagărelor, protejarea lagărelor de temperatura ridicată a galeriilor de evacuare și simplificarea sistemelor de etanșare, dar mărește lungimea agregatului;
- arborele cu rotorii în consolă la extremități (fig.9.7.b); rezultă reducerea lungimii, dar lagărele nu pot fi vizitate și sistemele trebuie protejate la încălzire;
- soluția combinată (fig.9.7.c), care protejează lagărul turbinei cu gaze împotriva încălzirii și asigură pierderi minime la intrarea aerului în compresor;
- arborii cu rotorii în consolă la o singură extremitate (fig.9.7.d); asigură compactitate și rigiditate ridicată, dar determină încălzirea aerului în suflantă.

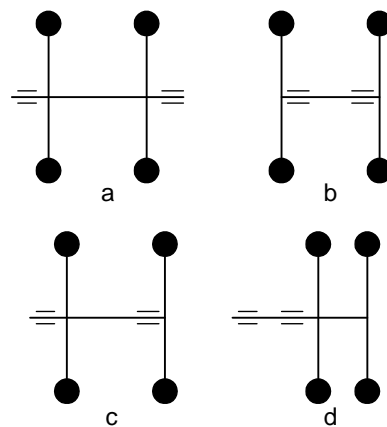


Fig.9.7

Ca lagăre de reazem, se utilizează atât lagărele de alunecare, cât și lagărele de rostogolire. Lagărele au rolul de a susține și unge arborele turbosuflantei, arborele se poate roti cu turații până la 20.000 rot/min.

Aceste lagăre pot fi de tipul inelelor sau de tip semicuzineți. În cazul lagărelor de tip inel (bucă), acestea se rotesc cu jumătate din turația arborelui turbosuflantei. Între inel și arbore, precum și între carcasă și inel, există în permanență ulei sub presiune din sistemul de ungere al motorului. În cazul lagărelor tip semicuzineți, acestea sunt asigurați contra rotirii și beneficiază de ungere sub presiune, similar arborelui cotit. În cazul ungerii insuficiente, lagărele se distrug rapid, debitul de ulei necesar fiind de 8...10 litri/min, iar presiunea de circa 4 bar. Tendința actuală este de utilizare a lagărelor având la bază rulmenții cu ace.

5. MĂSURI CONSTRUCTIVE APLICATE LA M.A.I. SUPRAALIMENTATE

Pentru a mări secțiunea de trecere a canalelor de evacuare și admisie, la m.a.c.-urile în 4 timpi, supraalimentate se prevăd, la fiecare cilindru câte 2 supape de admisie și câte 2 supape de evacuare.

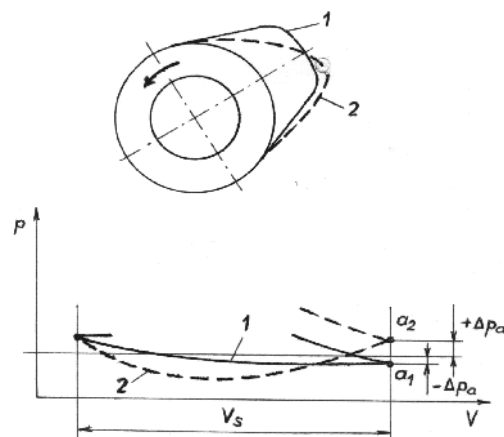


Fig.9.8

Pentru a mări coeficientul de umplere, se intervine asupra profilului camelor de acționare a supapelor de distribuție, în sensul obținerii unui timp-seciune mai mare. În acest fel, se poate asigura umplerea suplimentară a cilindrului, pe baza inerției coloanei de aer, realizându-se o suprapresiune de 0,1...0,2 bar (fig.9.8).

Lungimea colectorului de evacuare trebuie stabilită din condiția ca undele de presiune care se formează în acest colector să favorizeze umplerea cilindrului.

Colectorul de evacuare trebuie astfel construit, încât variațiile de presiune care apar în cilindru și în acest colector să influențeze favorabil procesul de baleiaj. Pentru a înlătura suprapunerea în timp a perioadelor de baleiaj, uneori este necesar să se folosească mai multe colectoare de evacuare. Dacă α_{ciclu} este unghiul de rotație al arborelui cotit aferent unui ciclu

motor; i – numărul de cilindri și α_{sp} – unghiul de rotație corespunzător suprapunerii deschiderii supapelor, decalajul între procesele care se realizează în doi cilindri trebuie să fie

$$\alpha_{sp} \leq \frac{\alpha_{ciclu}}{i} \text{ [}^\circ\text{RAC]}. \quad (9.2)$$

Dacă i_c este numărul de cilindri care, în decursul duratei α_{ciclu} , evacuează în fiecare colector și n_c – numărul de colectoare ale motorului, atunci:

$$\alpha_{sp} \leq \frac{\alpha_{ciclu}}{i_c n_c} [^\circ \text{RAC}]. \quad (9.3)$$

Admiând, în funcție de tipul motorului, mărimea α_{sp} și numărul de cilindri i_c , se obține numărul necesar de colectoare n_c . Gruparea pe colectoare a cilindrilor depinde de numărul de cilindri și de ordinea de aprindere. În figura 9.9 sunt prezentate câteva exemple de grupări ale cilindrilor pe colectoare de evacuare.

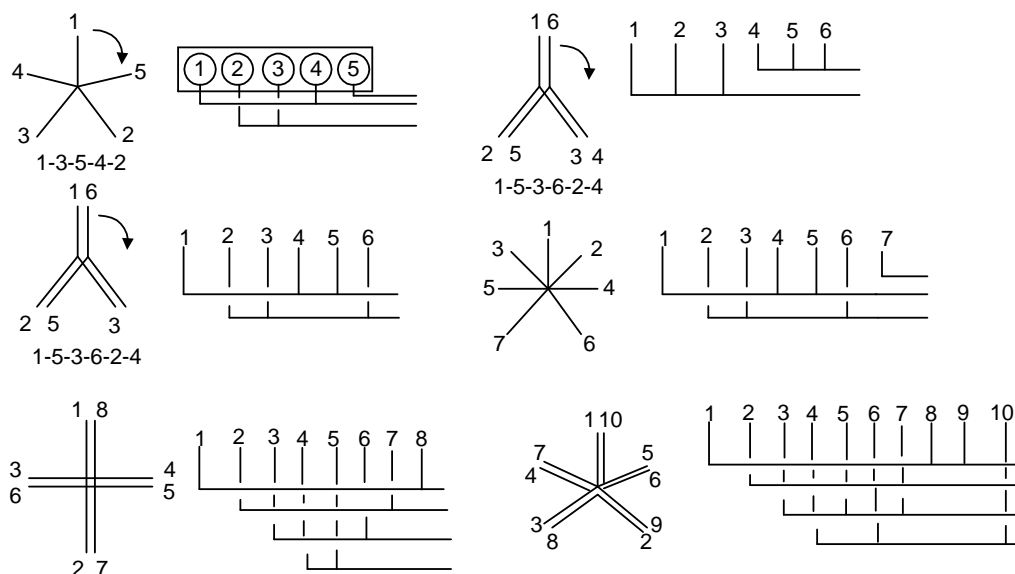


Fig.9.9

Un alt factor de influență a baleiajului și a umplerii cilindrului îl constituie raportul dintre volumul colectorului de evacuare și volumul unui cilindru (V_{col}/V_s). S-a constatat că, prin reducerea acestui raport, impulsurile de presiune în colectorul de evacuare cresc (curba I din figura 9.10), ceea ce conduce la creșterea presiunii aerului p_s și la mărirea diferenței de presiune Δp_i , cu efectele favorabile asupra procesului de baleiaj. Dacă acest raport crește, impulsurile de presiune se reduc, de asemenea, se reduce și diferența de presiune $\Delta p_{II} < \Delta p_i$.

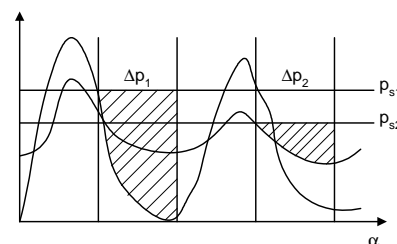


Fig.9.10

Dacă turbosufianta ar fi proiectată să producă maximum de putere la turația maximă a motorului, aceasta ar avea dimensiuni sporite și o greutate apreciabilă a pieselor în mișcare de rotație, ceea ce ar afecta timpul de răspuns în cazul turațiilor reduse de funcționare. Micșorarea dimensiunilor agregatului este de dorit, dar acest lucru se face astfel încât el să producă un nivel acceptabil de putere în cazul turațiilor reduse și să răspundă prompt la accelerare.

Utilizarea unui turbocompresor de dimensiuni reduse (turație ridicată de funcționare) creează riscul producerii unei suprapresiuni. În această situație, trebuie redusă turația de funcționare a turbinei, lucru realizabil prin intermediul unei supape ce limitează debitul de gaze. Această supapă, denumită în mod curent „wastegate” este acționată prin intermediul unei tije ce face legătura cu o capsulă vacuumatică.

6. PARAMETRII CICLULUI DE FUNCȚIONARE AL MOTOARELOR SUPRAALIMENTATE

Deoarece presiunea de supraalimentare p_s se află într-o dependență complexă de mai mulți factori ai ciclului de funcționare, stabilirea mărimii ei, pentru diferite tipuri de motoare

prevăzute cu diverse scheme de supraalimentare, este dificilă. Pentru calculele aproximative, această presiune poate fi obținută din expresia consumului efectiv de combustibil:

$$p_s = \frac{\mathfrak{R} \alpha L T_s p_e c_e}{3600 \lambda_v} \text{ [Pa]}, \quad (9.4)$$

unde: $\mathfrak{R}=8,31434 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{grd}$ este constanta universală a gazelor; α – coeficientul de exces de aer; L – cantitatea molară de aer, în kmol; T_s – temperatura de supraalimentare, în K; p_e – presiunea medie efectivă, în Pa; c_e – consumul specific efectiv de combustibil, în kg/kW·h și λ_v – coeficientul de umplere.

Pe baza datelor experimentale, s-a stabilit că între p_s și p_e există o dependență de forma

$$p_s = \frac{p_e}{C} \text{ [bar]}, \quad (9.5)$$

în care $C = 6,85 \dots 8,33$ pentru m.a.c. în 4 timpi și $C = 4,55 \dots 5,55$ pentru m.a.c. în 2 timpi. Mărimile mai reduse ale acestui raport la motoarele în 2 timpi se explică prin consumul specific de aer de baleiaj mai mare ($b_a = 9,5 \dots 11 \text{ kg/kW} \cdot \text{h}$) față de cel necesar la motorul în 4 timpi ($5,4 \dots 8,1 \text{ kg/kW} \cdot \text{h}$).

Una din condițiile de bază menită să asigure creșterea eficienței supraalimentării o constituie necesitatea reducerii temperaturii aerului. Conform relației

$$T_s = T_o \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{n_s - 1}{n_s}} \text{ [K]}, \quad (9.6)$$

temperatura T_s la ieșirea din suflantă depinde de temperatura mediului ambiant T_o , de raportul presiunilor (p_s/p_o) și de exponentul politropic n_s . În figura 9.10 este prezentată variația temperaturii și a densității aerului de supraalimentare, în funcție de p_s , pentru diferite mărimi ale exponentului n_s .

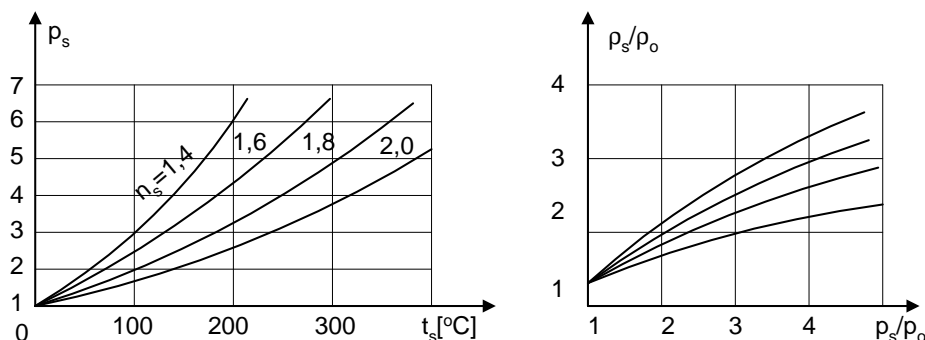


Fig.9.10

Se remarcă faptul că, pentru orice valori ale lui n_s , creșterea presiunii p_s determină în primul rând creșterea temperaturii și, mai puțin, a densității.

Răcitorul de aer este apreciat după:

- efectul de răcire produs;
- reducerea presiunii aerului, datorită rezistențelor gazodinamice proprii.

Prin **efect de răcire** se înțelege raportul

$$E_{rac} = \frac{T_s - T_s'}{T_s - T_o} = 0,6 \dots 0,9, \quad (9.7)$$

unde T_s și T_s' reprezintă temperaturile aerului la intrarea și, respectiv, la ieșirea din răcitor.

Reducerea presiunii aerului la trecerea prin răcitor este apreciată prin raportul dintre presiunea la ieșirea și, respectiv, intrarea în răcitor:

$$\delta_{rac} = \frac{p_s'}{p_s}. \quad (9.8)$$

Deci, în funcție de δ_{rac} , rezistența gazodinamică la trecerea aerului va fi $\Delta p_{rac} = p_s - p'_s = (1 - \delta_{rac})p_s$. În cazul răcitoarelor motoarelor navale, în condiții normale de exploatare, $\Delta p_{rac} = 0,006 \dots 0,015 \text{ bar}$.

Pentru a evita creșterea excesivă a presiunii de ardere p_z , la motoarele supraalimentate se limitează raportul de compresie la $\varepsilon = 11 \dots 12$. De asemenea, raportul de creștere a presiunii este limitat la $\lambda_p \leq 1,34 \dots 1,54$. Cu toate aceste reduceri, presiunea maximă de ardere atinge valori ridicate (110...130 bar). S-a constatat că o funcționare corespunzătoare a motorului, cu o economicitate maximă, se realizează pentru rapoarte

$$\frac{p_z}{p_s} = 40 \dots 60.$$

În figura 9.11 este prezentat domeniul de variație a presiunii p_z în funcție de p_s .

Experimental, s-a constatat că, odată cu creșterea puterii specifice a motorului prin supraalimentare, cresc și pierderile mecanice. Astfel, la motoarele în 2 timpi, prin creșterea p_e de la 8 la 12 bar, presiunea medie a pierderilor mecanice a crescut de la circa 0,9 la circa 1,4 bar. La motoarele în 4 timpi, la creșterea p_e de la 15 la 22 bar, presiunea medie a pierderilor mecanice s-a mărit de la 1,9 la 2,2 bar.

Raportul dintre p_s și p_{ev} (presiunea gazelor din coloana de evacuare) caracterizează perfecțiunea procesului de schimbare de gaze la motorul supraalimentat. Conform datelor experimentale, $p_s/p_{ev} = 1,15 \dots 1,5$ la motoarele lente și $p_s/p_{ev} = 1,35 \dots 1,5$ la motoarele rapide.

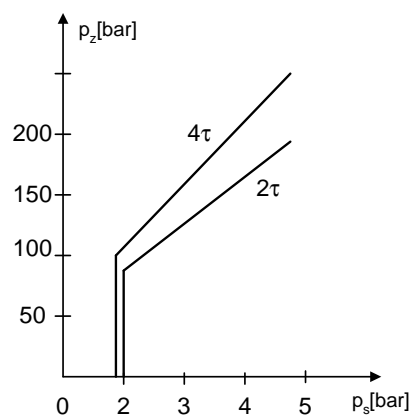


Fig.9.11

INFORMAȚII SUPLIMENTARE¹

I.1. TURBOSUFLANTA CU GEOMETRIE VARIABIL

Turbosuflanta cu geometrie variabil (fig.I.1) se utilizează în vederea menținerii unor performanțe ridicate ale motorului, în special cuplul acestuia, atât în regimurile de turații și sarcini joase, cât și în cele înalte.

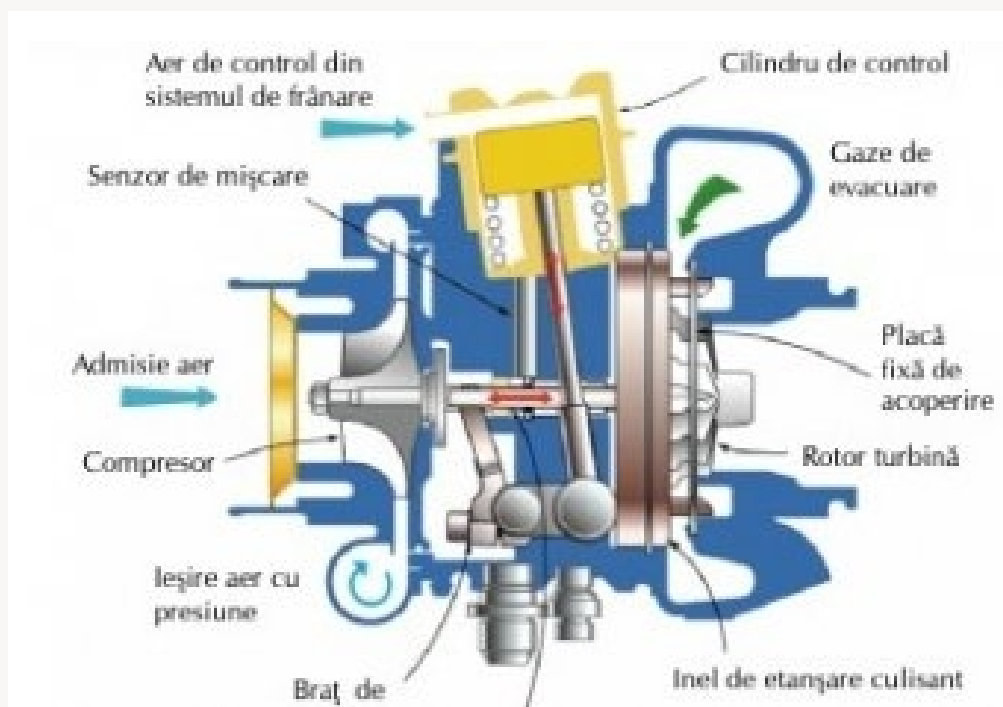


Fig.I.1

În acest scop, se practică controlul secțiunii de intrare a gazelor arse în rotorul turbinei cu ajutorul unor clapete mobile, montate pe circumferința turbinei (fig.I.2). Astfel, la regimurile joase, când debitul și viteza gazelor este redus, secțiunea de trecere se micșorează, accelerând astfel curgerea gazelor și, implicit, presiunea lor dinamică care acționează asupra paletelor rotorului turbinei. Se obține în acest mod o turație ridicată a turbinei și, în consecință, a compresorului, parametrii aerului refumat fiind apropiați de cei obținuți în regimurile înalte de lucru ale motorului. Contrar, la turații și sarcini mari ale motorului, debitul gazelor de ardere, viteza de curgere și presiunea lor dinamică sunt crescute, astfel încât turația turbinei și compresorului sunt ridicate. Pentru a nu crește excesiv valoarea parametrilor de lucru și, în același timp, pentru a proteja turbina, secțiunea de trecere se mărește, astfel încât rezistența gazodinamică a jetului de gaze arse să fie minim.

Utilizarea unei turbine cu geometrie variabil reduce timpul de răspuns la accelerare a turbosuflantei, iar creșterea secțiunii de curgere a gazelor de evacuare scade contrapresiunea din sistemul de evacuare. Acest fapt duce la o îmbunătățire a umplerii cilindrilor cu amestec proaspăt și, deci, la o creștere globală a performanțelor energetice ale motorului supraalimentat.

¹ Elementele prezentate în următoarele pagini au un caracter informativ, pentru completarea cunoștințelor referitoare la echipamentul de injecție.

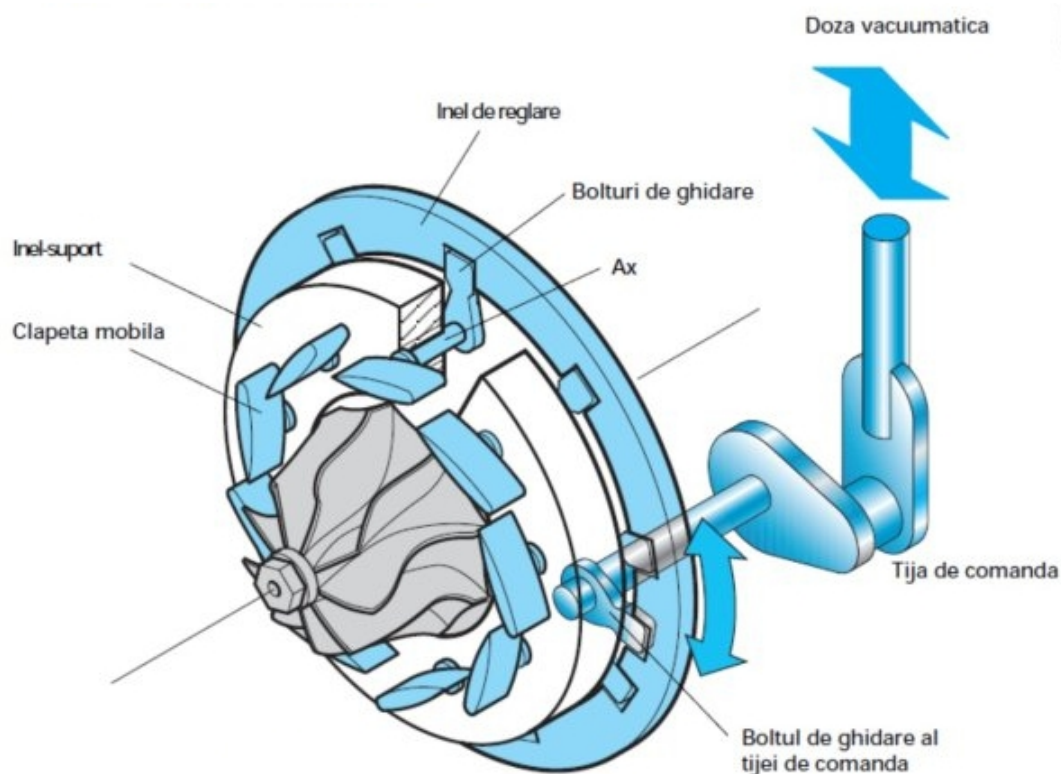


Fig.I.2

I.2. COMPRESORUL CU UNDE DE PRESIUNE

Dezvoltat inițial de firma Brown Boveri Co., acest agregat de supraalimentare mai este cunoscut și sub denumirea comercială de **Comprex**. Principala componentă a acestui compresor este rotorul cilindric străbătut pe toată lungimea sa de numeroase canale axiale (fig.I.3). În aceste canale are loc comprimarea aerului proaspăt de către gazele de evacuare.

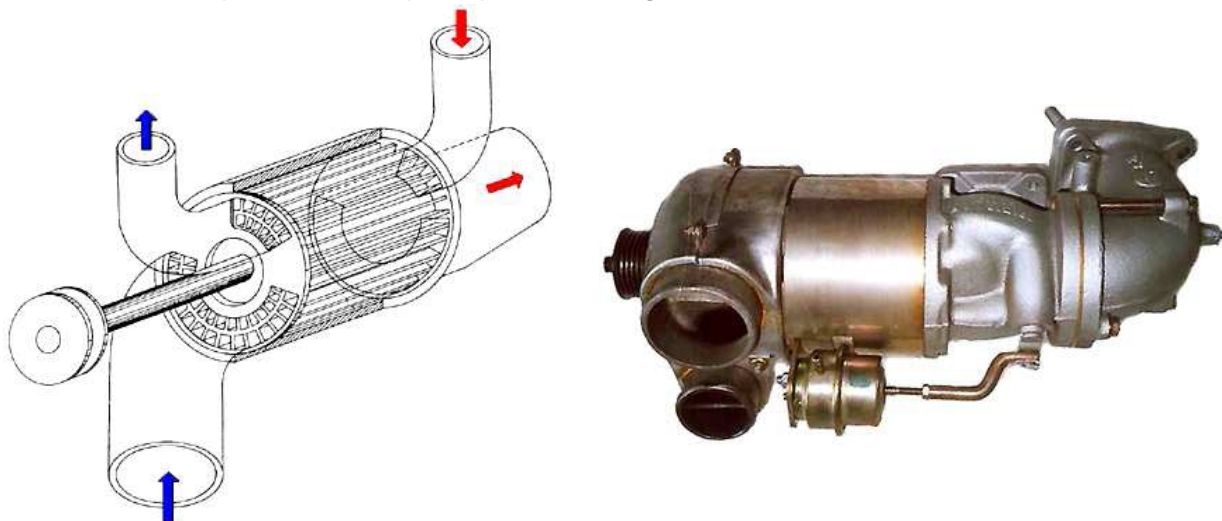


Fig.I.3

Deși rotorul agregatului este antrenat mecanic, comprimarea este realizată exclusiv de către gazele de evacuare, prin intermediul undelor de presiune care iau naștere la punerea în contact direct cu aerul admis în rotor. Puterea consumată pentru antrenare este minimă, această

antrenare având rolul de a alinia periodic canalele rotorului cu ferestrele de admisie și de evacuare a aerului comprimat, respectiv, a gazelor arse.

Curgerea fluidului de lucru într-un compresor cu unde de presiune este guvernat de fenomene oscilatorii asemănătoare celor întâlnite la supraalimentarea acustică, însă undele au amplitudini mai mari și produc presiuni mai ridicate. În realitate, acest agregat de supraalimentare este un schimbător de presiune, care realizează un transfer direct de energie, fără intermediul unui sistem mecanic între gazele arse care pot răscăla motorul și aerul de admisie.

Ca urmare a vitezelor de ordin sonic al undelor de presiune, compresia are loc într-un timp foarte scurt, rezultând astfel o reacție rapidă a sistemului de supraalimentare în timpul reprizelor de accelerație.

I.2.1. Scurt istoric și aplicații

Principiul de funcționare a agregatelor cu unde de presiune este cunoscut încă de la începutul secolului XX, grație cercetărilor teoretice și experimentale făcute în acest domeniu de către Knauff (1906), Burghard (1913) și Lebre (1928). El poate fi rezumat prin următorul enunț: „când două fluide cu presiuni diferite sunt puse în contact direct, amestecul lor are loc numai după egalizarea presiunilor”. Acest lucru oferă posibilitatea ca energia să poată fi transferată de la un fluid la altul, fără ca ele să se amestece, obținând astfel un schimbător de presiune extrem de eficient.

Prima aplicație industrială care a exploatat acest principiu a fost realizată în anul 1942 de Claude Seippel de la firma Brown Boveri Co. (astăzi ABB). Agregatul era folosit ca treaptă superioară de comprimare la o locomotivă cu turbină cu gaze în vederea creșterii randamentului motorului.

Cercetările în domeniul utilizării agregatelor cu unde de presiune pentru îmbunătățirea randamentului turbinelor cu gaze au fost continuate mai apoi de firme și organizații prestigioase, ca NASA., Rolls Royce Allison sau General Electrics.

O aplicație foarte interesantă este în prezent dezvoltată la Michigan State University, în vederea realizării unor ultra-microturbină care încorporează un rotor cu unde de presiune cu canale radiale (fig. I.4). Aceste agregate au un gabarit de ordinul centimetrilor și puteri cuprinse între 1 și 100 W, ele putând fi utilizate ca micro-generatoare în industria aviatică.

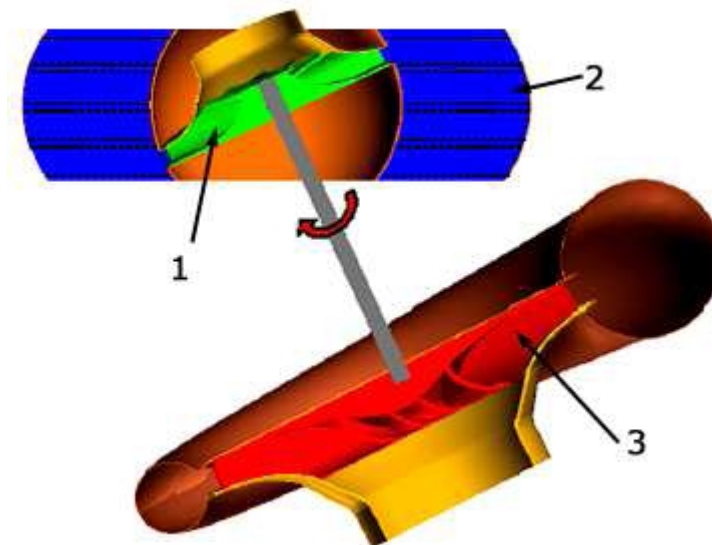


Fig. I.4

1 - compresor; 2 - rotor cu unde de presiune; 3 - turbină.

În paralel cu cercetările pentru îmbunătățirea randamentului turbinelor cu gaze, firma Brown Boveri Co. lucrează la adaptarea acestui nou tip de compresor în vederea aplicării lui la supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Deși experimentele cu acest agregat de supraalimentare, cunoscut sub denumirea de Compresor, au fost începute în anii '50, primele

autovehicule echipate cu un compresor cu unde de presiune sunt testate abia după două decenii. Inițial, Comprex-ul a fost folosit la camioane grele și la mașini agricole, debutul pe autoturisme fiind cându-se în anul 1985, când firma Opel lansează pe piață modelul Senator A2, cu motorizare Diesel. Până în prezent, cea mai importantă aplicație a supraalimentării cu unde de presiune aparține firmei Mazda, care a produs între anii 1993 și 1997 un număr de 150.000 de autoturisme Mazda 626 2.0 D RF-CX, echipate cu Comprex. Acest agregat este folosit în continuare la supraalimentarea motoarelor de pe utilajele grele, firma Caterpillar utilizându-l cu precizie la buldozerele de mare putere.

Datorită particularităților sale, supraalimentarea m.a.s.-urilor cu compresor cu unde de presiune a întâmpinat o serie de dificultăți, până la apariția sistemelor de management electronic al motorului. Performanțele acestui agregat de supraalimentare au fost remarcate și în domeniul sportului cu motor, astfel că în anii '80 firma Ferrari a luat în considerare folosirea lui la prototipurile care concureau în campionatul de Formula 1.

La începutul anilor 2000, în cadrul unui proiect de cercetare desfășurat la Institutul Tehnic din Zürich (ETH) în parteneriat cu firma Swissauto Wenko AG, este dezvoltat o nouă variantă a compresorului cu unde de presiune, denumit **Hyprex** (fig.1.5), acesta fiind special conceput pentru supraalimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie. În prezent, firmele AMG și Swissauto continuă cercetările cu acest agregat în vederea îmbunătățirii performanțelor energetice și economice a m.a.s.-urilor cu cilindree redusă.

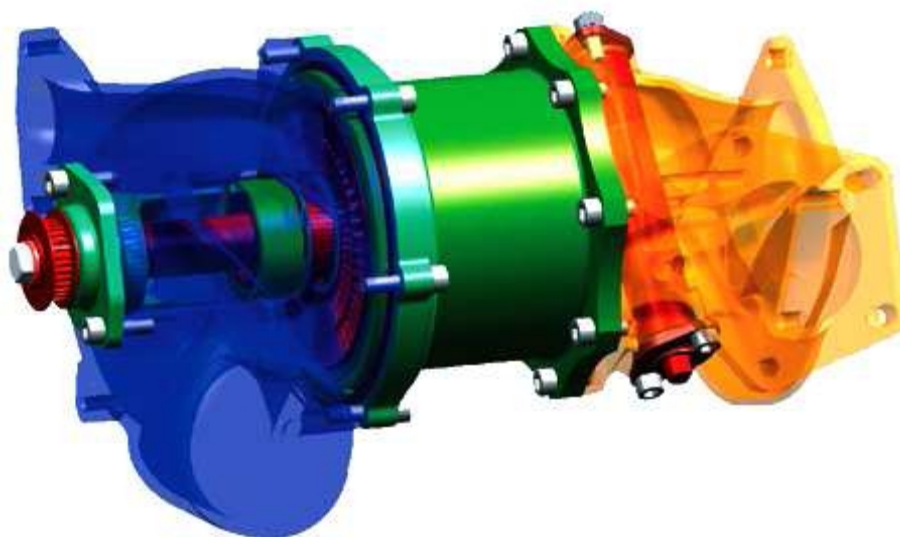


Fig.1.5

1.2.2. Principiul de funcționare al compresorului cu unde de presiune

Elementul principal al unui Comprex este rotorul, aici realizându-se atât comprimarea aerului, cât și destinderea gazelor de evacuare. Corpul rotorului este străbătut de un număr mare de canale drepte, deschise la ambele capete. În aceste canale, gazele în expansiune se află în contact direct cu aerul care urmează să fie comprimat. Pentru ca procesele de compresie / destindere să aibă continuitate, canalele rotorului trebuie aliniate periodic cu ferestrele de admisie și evacuare din stator. Din acest motiv, rotorul trebuie antrenat cu o turație optimă, pentru a se evita prunderea gazelor arse în admisia motorului. Antrenarea rotorului are rol doar de distribuție și nu contribuie la comprimarea amestecului proaspăt, ca în cazul compresorului mecanic.

Statorul unui Comprex este compus din două părți: una „caldă”, în care se află ferestrele de admisie și evacuare a gazelor arse, și una „rece”, care conține ferestrele de admisie și evacuare a aerului (fig.1.6.a). Statorul nu se află în contact cu rotorul, iar distanța dintre acestea trebuie să fie cât mai mică, pentru a se reduce pierderile de presiune datorate neetanșității.

Pentru o mai bună înțelegere a modului de funcționare a unui compresor cu unde de presiune, se va descrie evoluția proceselor care au loc într-un singur canal al rotorului, pe durata unui ciclu complet. La începutul ciclului, în canalul considerat se află aer în repaus, la presiune

atmosferic. De asemenea, ambele capete ale canalului sunt închise de către pereții statorului. Prin deplasarea rotorului, canalul este aliniat cu fereastra de admisie a gazelor arse. Datorită diferenței de presiune dintre aerul proaspăt și gazele de evacuare, se formează o undă de compresie care traversează canalul cu viteza sunetului și comprimă aerul din canal. În zona prin care trece frontul de undă, presiunea crește, iar fluidul începe să se deplaseze. Aerul comprimat va ocupa un volum mai mic, locul său fiind luat de gazele arse care intră în canal. În spatele undei, aerul va avea aceeași viteză și presiune ca și cea a gazelor arse. Interfața aer / gaze arse se deplasează în spatele frontului de undă și are o viteză mult mai redusă decât acesta (fig.1.6.b).

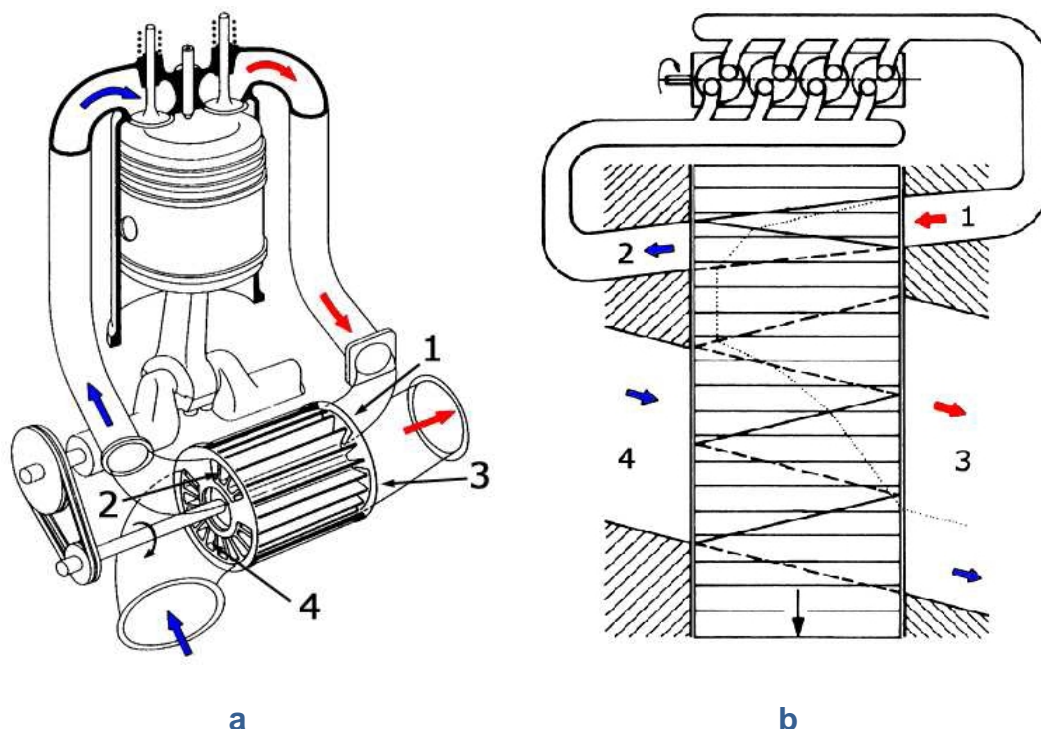


Fig.1.6

1 - fereastră admisie gaze arse; 2 - fereastră evacuare aer comprimat;
3 - fereastră evacuare gaze arse; 4 - fereastră admisie aer proaspăt.

Poziția ferestrei de evacuare a aerului comprimat și turația de antrenare este aleasă în așa fel încât unda primară de compresie să ajungă la capătul „rece” înaintea deschiderii acesteia. În aceste condiții, unda se va reflecta de peretele statorului ca undă de compresie secundară. Acest nou undă va traversa rotorul din partea „rece” spre partea „caldă”, comprimând a doua oară aerul din canal. Datorită acestui fapt, aerul comprimat care iese din rotor poate avea o presiune mai mare decât cea a gazelor arse care intră în el. Condiția principală pentru stabilirea turației optime de antrenare a Compresorului, este ca unda secundară de compresie să ajungă în capătul „cald” după închiderea ferestrei de admisie a gazelor arse, pentru a nu provoca o creștere a contrapresiunii în evacuarea motorului.

Închiderea bruscă a ferestrei de admisie a gazelor arse duce la apariția unei unde de expansiune care traversează canalul dinspre partea „caldă” spre partea „rece”. În condiții optime de funcționare, această undă va ajunge în capătul „rece” după închiderea ferestrei 2, evitându-se în acest fel curgerea inversă a aerului din colectorul de admisie a motorului spre compresor. În momentul închiderii ferestrei de evacuare a aerului, procesul de comprimare se consideră încheiat.

În canalul luat inițial în considerare se găsesc acum gaze arse și o parte din aerul care nu a apucat să prindă rotorul. Acest amestec are o presiune mai mare decât cea atmosferică, astfel încât, la alinierea rotorului cu fereastra de evacuare a gazelor arse, diferența de presiune va genera o undă de expansiune care va traversa canalul cu viteza sunetului dinspre partea „caldă” spre partea „rece” și va declanșa evacuarea gazelor rămase în canal. Poziția relativă a ferestrei de admisie a aerului proaspăt față de cea de evacuare a gazelor arse este aleasă în așa fel încât această undă de expansiune să ajungă la capătul „rece” înaintea deschiderii ferestrei 4. Acest

lucru este necesar pentru ca unda să se reflecte de peretele statorului tot ca undă de expansiune, inițind astfel admisia aerului proaspăt în canal.

În lipsa pierderilor gazodinamice, procesele de admisie aer / evacuare gaze arse ar putea continua la nesfârșit, însă, în realitate, ele se opresc după o anumită perioadă sau chiar se inversează. Pentru ca rotorul să fie golit de gazele arse cât mai eficient, fereastra 3 rămâne deschisă mai mult timp decât este necesar, astfel că o parte a aerului admis iese direct în evacuare. De asemenea, fereastra de admisie a aerului proaspăt este închisă înaintea celei de evacuare a gazelor, producându-se astfel o ușoară depresiune în canal. Datorită acesteia, diferența de presiune dintre aer și gazele arse de la începutul ciclului va fi mai mare, rezultând un proces de comprimare mai eficient. Prin închiderea ferestrei 3, procesul de golire a gazelor arse din rotor este încheiat, odată cu el, întregul ciclu de comprimare / destindere al Compresorului. În continuare, rotorul se aliniază din nou cu fereastra de admisie a gazelor arse, iar procesul este reluat de la început.

Modul de lucru descris anterior are loc doar în condiții de funcționare ideală, fenomenele reale fiind însă mult mai complexe și mai greu de controlat. Spre exemplu, deschiderea și închiderea ferestrelor din stator nu se produce instantaneu. Din acest motiv, frontul de undă nu este foarte clar definit, iar amplitudinea sa scade, fapt ce afectează valoarea presiunii de supraalimentare.

Un alt fenomen nedorit este amestecul fluidelor aflate în contact la interfața aer / gaze arse, astfel că o parte din gazele de evacuare sunt reintroduse în motor, ceea ce duce la scăderea coeficientului de umplere, iar în condiții extreme poate provoca oprirea motorului.

I.2.3. Descrierea elementelor și a caracteristicilor constructive ale unui compresor cu unde de presiune

Principalele componente ale unui Compresor utilizat la supraalimentarea motoarelor cu ardere internă pot fi vizualizate în figura I.7.

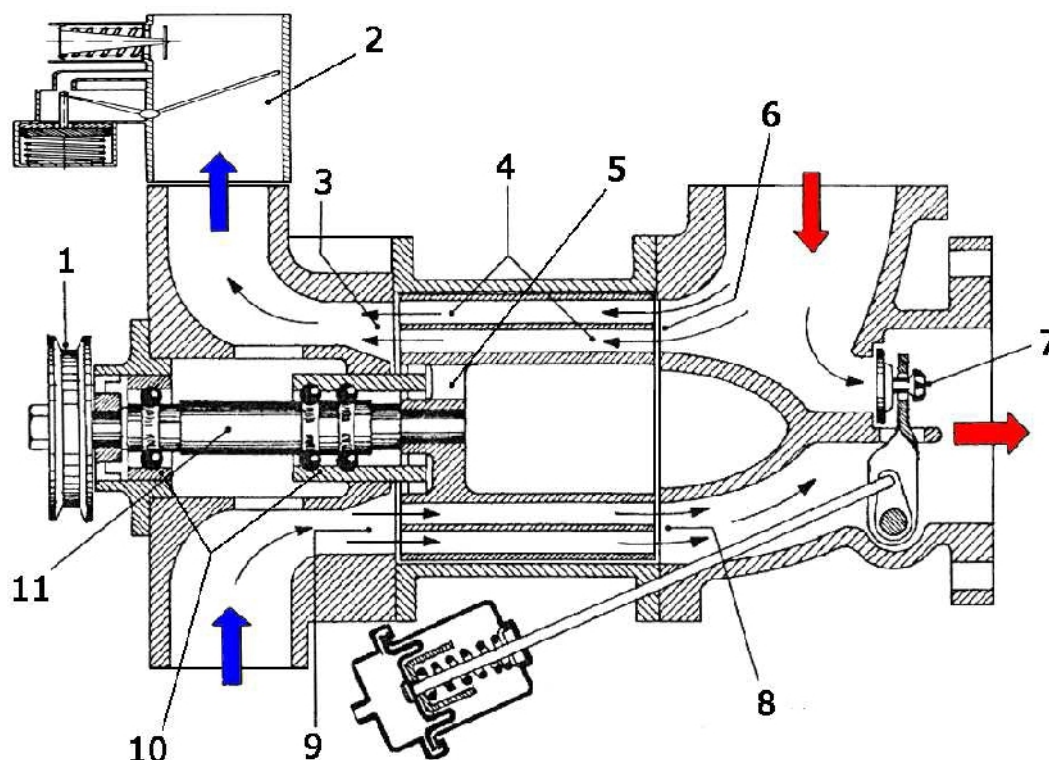


Fig.I.7

1 – fulie de antrenare; 2 – supapă de pornire; 3 – fereastră de evacuare aer comprimat; 4 – canale rotor; 5 – rotor; 6 – fereastră de admisie gaze arse; 7 – supapă de tip wastegate; 8 – fereastră de evacuare gaze arse; 9 – fereastră de admisie aer proaspăt; 10 – lagăre arbore de antrenare; 11 – arbore de antrenare.

Rotorul este piesa principală a agregatului, aici având loc fenomenele de comprimare și destindere a aerului și a gazelor de evacuare. Rotorul are o formă cilindrică și este străbătut de la un capăt la altul de un număr mare de canale axiale. Aceste canale pot fi grupate pe unul, două sau trei rânduri concentrice, care sunt defazate unghiular unul față de celălalt, pentru a reduce zgomotul produs de undele de presiune. Numărul mare de canale oferă o arie satisfăcătoare pentru admiterea și evacuarea fluidelor din rotor și asigură o bună continuitate a debitului de aer comprimat în colectorul de admitere a motorului.

Aerul proaspăt admis în compresor contribuie la răcirea naturală a rotorului, astfel că temperatura maximă nu va depăși limita de 650°C, fapt ce va permite utilizarea unor materiale mai puțin costisitoare la fabricarea rotorului, comparativ cu materialele utilizate la turbosuflante.



Fig.I.8

În figura I.8 sunt prezentate trei soluții constructive ale acestui tip de rotor. Canalele axiale ale variantei din figura I.8.a sunt realizate prin inserarea unor palete drepte în niște șanțuri prelucrate în butucul și în învelișul rotorului. Acest metodă a fost folosită pentru varianta prototip a compresorului cu unde de presiune produs de firma BBC. La varianta de serie, (fig.I.8.b), rotorul a fost realizat prin turnare dintr-un aliaj de nichel. S-a ales acest aliaj deoarece are un coeficient de dilatare redus, o bună rezistență mecanică și proprietăți anticorozive ridicate. La construcția rotoarelor de Compresor s-au utilizat și materialele ceramice. Aceste rotoare au calități mecanice și termice superioare celor din metal, însă sunt mai scumpe. Un astfel de rotor, realizat din nitrură de siliciu (Si_3N_4) prin procedeul de extrudare, este prezentat în figura I.8.c.

De asemenea, este necesar ca materialul din care se fabrică carcasa rotorului să aibă o inerție termică foarte apropiată de cea a rotorului, pentru a nu modifica distanța dintre acesta și stator în timpul funcționării. Nerespectarea acestei condiții poate duce la creșterea pierderilor de presiune datorită neetaneității lor.

Statorul este format din două părți: una „rece” și alta „caldă”. Fiecare parte conține câte patru ferestre: două de admitere și două de evacuare (fig.I.9). Această soluție constructivă a fost adoptată în vederea realizării unei distribuții simetrice a solicitărilor termice, obținându-se totodată un agregat mai compact, care, la o rotație completă a rotorului, produce două cicluri de comprimare a aerului de admitere. Partea „caldă” a statorului este realizată din font maleabil, care rezistă foarte bine la temperaturile înalte ale gazelor de evacuare (cca. 850°C), iar cea „rece” din aliaj de aluminiu. Ambele părți sunt executate prin procedeul de turnare în forme.

Pe lângă ferestrele de admitere și evacuare a gazelor arse, respectiv a aerului, statorul mai include canalizația aferentă niște „buzunare” care au rolul de a îmbunătăți procesele de comprimare / destindere din compresor, atunci când turația de antrenare a acestuia nu este sincronizată cu fenomenele dinamice care au loc în canalele rotorului. Conductele din stator sunt orientate în așa fel încât să dea un moment pozitiv rotorului, reducând astfel puterea consumată pentru antrenarea acestuia. În partea „rece” a statorului se găsește buzunarul de compresiune (BC)

îi buzunarul de expansiune (BE), iar în cea „cald” se află buzunarul de gaze arse (BG). Buzunarele din stator sunt necesare atunci când antrenarea compresorului cu unde de presiune este realizat într-un mod asemănător cu cea de la supraalimentarea mecanică, unde turația agregatului depinde direct proporțional cu turația motorului.

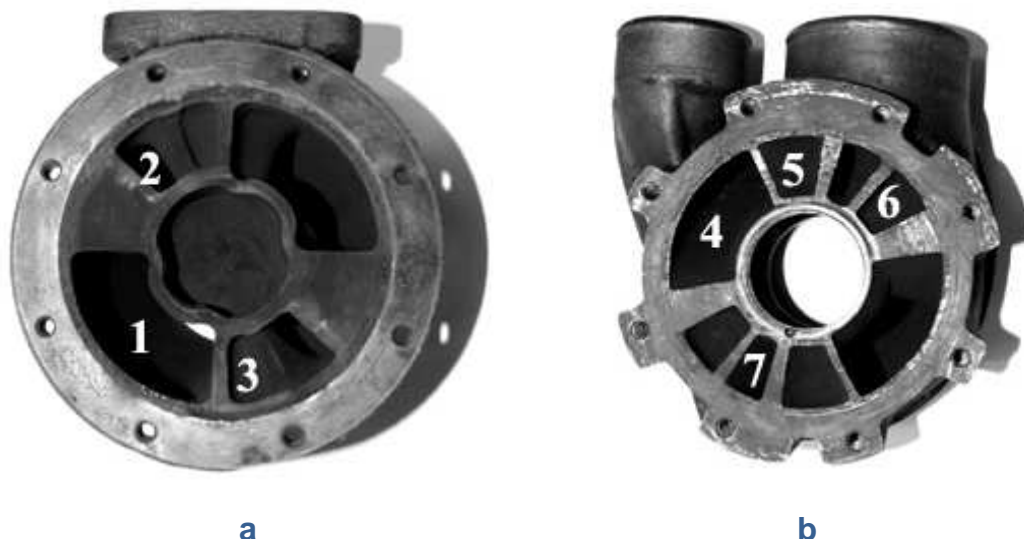


Fig.I.9

a – partea „cald”; b – partea „rece”;

1 – fereastră evacuare gaze arse; 2 – fereastră admisie gaze arse; 3 – buzunar gaze arse (BG); 4 – fereastră admisie aer proaspăt; 5 – buzunar expansiune aer (BE); 6 – buzunar compresie aer (BC); 7 – fereastră evacuare aer comprimat.

Performanțele compresorului cu unde de presiune depind foarte mult de sincronizarea turației de antrenare cu deplasarea undelor de presiune din interiorul canalelor rotorului. Din această cauză, este necesară folosirea unor sisteme auxiliare care să ajute la asigurarea unei funcționări optime a acestui agregat de supraalimentare:

- supapa de pornire;
- supapa de tip wastegate.

La pornire și în timpul mersului în gol al motorului, presiunea gazelor de evacuare este foarte apropiată de cea atmosferică. Pentru a evita oprirea motorului prin introducerea unei cantități mari de gaze arse în admisie se utilizează un dispozitiv care constă dintr-o clapetă obturatoare și o supapă de by-pass a aerului (fig.I.10). Dispozitivul este poziționat pe colectorul de admisie între Compresor și motor, iar atunci când presiunea gazelor arse este prea mică, clapeta obturatoare se închide, blocând astfel printrunderea lor în motor. Concomitent cu închiderea clapetei, se deschide supapa de by-pass, motorul funcționând acum în regim de aspirație naturală.

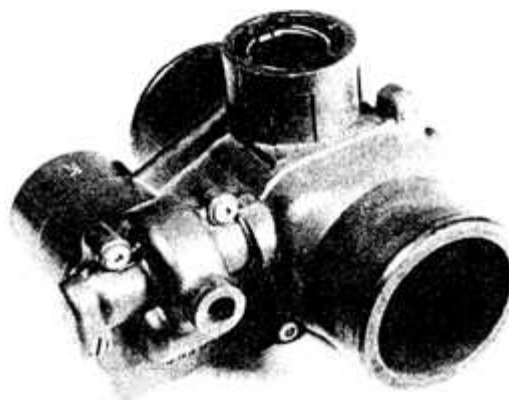
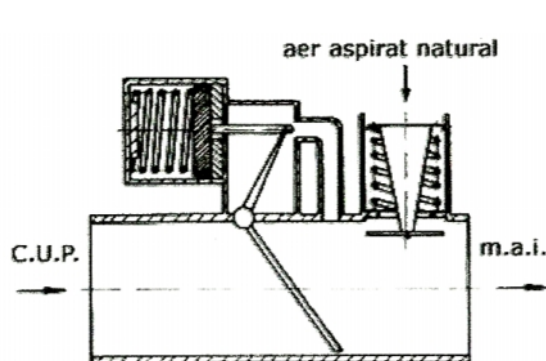


Fig.I.10

Cel alt element auxiliar – supapa tip wastegate – este prezentat în figura I.11. Având în vedere că un compresor cu unde de presiune poate realiza presiuni de admisie ridicate (mai mari de 2,5 bar), după cum se poate vedea și în figura I.12, este necesară utilizarea unei supape de tip wastegate, pentru a nu suprasolicita mecanismul motor. Acest supap se găsește în partea „caldă” a statorului, ea având rolul de a controla debitul de gaze arse care intră în rotor în mod indirect, mărimea presiunii de supraalimentare.

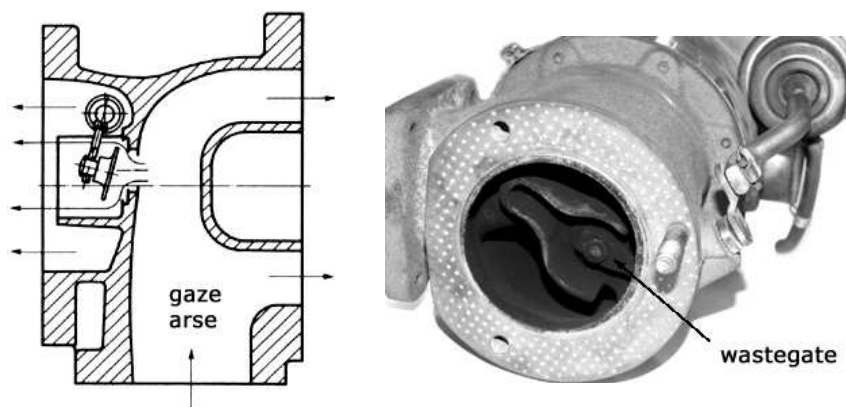


Fig.I.11

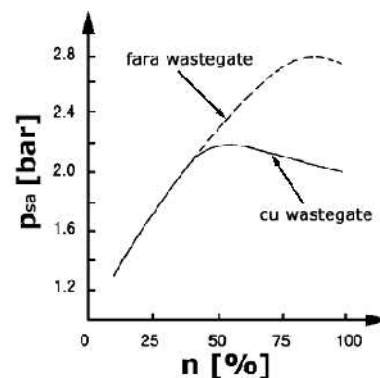


Fig.I.12

La Hyprex (fig.I.13), o parte din gazele care scap prin wastegate sunt reintroduse în rotor după terminarea procesului de comprimare, pentru a îmbunătăți spălarea rotorului de gazele arse. Această variantă modernă a compresorului cu unde de presiune se remarcă printr-o serie de îmbunătățiri menite să asigure o acordare optimă pentru toate regimurile de funcționare ale motorului.

Astfel, antrenarea compresorului cu unde de presiune este realizată cu ajutorul unui motor electric (fig.I.14), a cărui turație nu mai variază liniar cu turația motorului, ca în cazul Comprex-ului. De asemenea, poziția ferestrei de evacuare a aerului comprimat poate fi schimbată în timpul funcționării agregatului de supraalimentare, în așa fel încât procesul de comprimare a aerului din canalele rotorului să fie cât mai eficient.

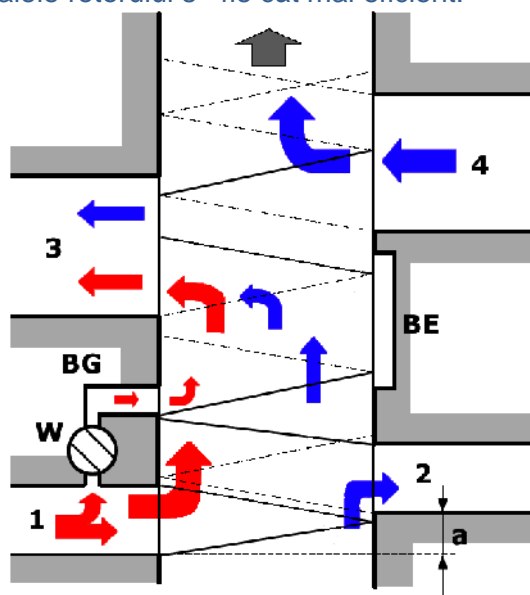


Fig.I.13

1 – fereastră admisie gaze arse; 2 – fereastră evacuare aer comprimat; 3 – fereastră evacuare gaze arse; 4 – fereastră admisie aer; W – supapă tip wastegate; BG – buzunar gaze arse; BE – buzunar expansiune aer comprimat.

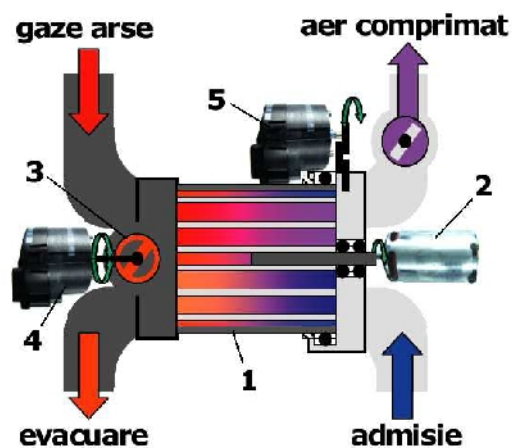


Fig.I.14

1 – rotor; 2 – motor electric; 3 – wastegate; 4 – actuator wastegate; 5 – actuator carcasă stator.

Datorită presiunii de supraalimentare ridicate și a contactului direct cu gazele arse, are loc o încălzire suplimentară a aerului admis în motor, astfel că se recomandă utilizarea unui răcolector intermediar (intercooler) pentru a evita suprasolicitarea mecanismului motor.

I.2.4. Antrenarea compresorului cu unde de presiune

După cum s-a văzut, antrenarea compresorului nu contribuie la comprimarea aerului, ea fiind necesară pentru a putea alinia la momentul oportun canalele rotorului cu ferestrele din stator. Pentru obținerea unei turații optime de antrenare a agregatului, este necesară îndeplinirea a două condiții (fig. I.6.b.):

- inițial, unda primară de compresie trebuie să ajungă la capătul „rece” al statorului, înaintea deschiderii ferestrei de evacuare a aerului comprimat, pentru a se putea reflecta tot ca undă de compresie, realizându-se astfel o dublă comprimare a aerului din canal;
- în continuare, unda secundară de compresie reflectată de peretele statorului se va deplasa către partea „caldă” a statorului. Pentru a se evita o creștere a contrapresiunii în colectorul de evacuare, această undă trebuie să ajungă la capătul rotorului după închiderea ferestrei de admisie a gazelor.

Prima condiție stabilește limita superioară, iar cea de-a doua condiție limita inferioară a turației optime de antrenare a compresorului.

Există trei moduri de antrenare a compresoarelor cu unde de presiune:

- direct de la arborele cotit al motorului, prin intermediul unei curele din ate;
- cu ajutorul gazelor de evacuare;
- cu ajutorul unui motor electric.

Prima variantă este folosită la antrenarea Comprex-ului, turația sa variind liniar cu turația motorului, lucru care nu este întotdeauna avantajos pentru funcționarea optimă a compresorului. Arborele de antrenare se montează în consolă (fig. I.15), ambele lagre fiind montate în partea „rece” a statorului, pentru a le proteja de căldura gazelor de evacuare. La camioane și la mașinile agricole, se utilizează lagre de alunecare de tip buc cu ungere de la motor, iar la autoturisme se folosesc rulmenți capsulați cu bile.



Fig. I.15

Antrenarea compresorului cu ajutorul gazelor de evacuare prezintă anumite asemănări cu antrenarea turbosuflantei, însă, spre deosebire de aceasta, viteza gazelor arse nu afectează în aceeași măsură performanțele agregatului, deoarece la compresorul cu unde de presiune antrenarea nu contribuie la comprimarea aerului de admisie. Totuși, la fel ca la turbosupraalimentare, timpul de răspuns la paliere de accelerație ale motorului este afectat negativ de inerția sistemului, în acest caz recomandându-se utilizarea rotoarelor ceramice.

Utilizarea unei antrenări cu ajutorul unui motor electric, ca în cazul Hyprex-ului, oferă numeroase avantaje, deoarece acest tip de antrenare permite o reglare flexibilă și exactă a turației compresorului, fapt care ajută la realizarea unei foarte bune acordări cu motorul pentru toate regimurile de sarcină și turații ale acestuia.

I.3. SUPRAALIMENTAREA MIXT

Acest tip de supraalimentare combină calitățile dinamice ale supraalimentării mecanice cu eficiența turbosupraalimentării. După cum se poate vedea în figura I.16, sistemul constă dintr-un compresor volumetric 2, antrenat direct de motorul 1 prin intermediul transmisiei 4. Compresorul este utilizat pentru asigurarea presiunii de supraalimentare necesare atunci când debitul de gaze arse este prea mic pentru ca turbosuflanta 3 să funcționeze eficient.

Datorit acestui fapt, r spunsul motorului în timpul unui palier de accelera ie va fi foarte prompt, eliminându-se astfel întârzierea de activare specific turbosupraalimentării. Când fluxul de gaze arse este suficient de mare pentru ca turbosuflanta s opereze în condi ii optime, se decupleaz antrenarea compresorului (în vederea reducerii consumului de combustibil), iar aerul de admisie este ghidat direct spre suflant prin intermediul unor clapete obturatoare 8.

Cu ajutorul acestui sistem de supraalimentare se pot ob ine presiuni relativ ridicate, din această cauz fiind necesar utilizarea r citorului intermediar de aer 5 i a supapelor de control de gen blow-off 6 i wastegate 7.

Scopul procedurii de downsizing este reducerea consumului de carburant f r a afecta îns calit ile dinamice i energetice ale motorului. Prin mic orarea num rului de cilindri i / sau a cilindreei totale, se ob ine sc derea consumului de combustibil, îns acest lucru are ca efect i reducerea puterii motorului. Pentru compensarea acestui handicap, este necesar utilizarea unui sistem de supraalimentare care este capabil s furnizeze o presiune optim a aerului de admisie pe întreaga plaj de func ionare a motorului, f r ca antrenarea agregatului de supraalimentare s penalizeze suplimentar performan ele economice ale motorului.

Presiunea de supraalimentare realizat de sistemele cu antrenare mecanic depinde în special de tura ia motorului, astfel c acestea sunt capabile s asigure un r spuns extrem de rapid la palierile de accelera ie, îns ele au un mare dezavantaj datorit faptului c folosesc o parte din puterea motorului pentru comprimarea aerului de admisie. Aceasta duce, în ansamblu, la o cre tere a consumului de carburant, acest lucru fiind în contradic ie cu scopul urm rit prin aplicarea procedurii de downsizing.

Turbosupraalimentarea prezint avantajul utilizării unei p r i din energia gazelor de evacuare pentru cre terea presiunii de admisie, fapt ce are un efect benefic asupra randamentului global al motorului i, implicit, asupra consumului de combustibil. Totu i, această metod de supraalimentare nu este optim pentru un motor cu capacitate cilindric redus , care are un debit mic de gaze arse, deoarece – în acest caz – performan ele unei turbosuflante scad drastic.

Rezultate mai bune se pot ob ine prin folosirea supraalimentării mixte, îns această solu ie este prohibitiv , datorit complexit ii i a costurilor ridicate. Compresorul cu unde de presiune poate furniza o presiune de supraalimentare relativ ridicat chiar i pentru debitele mici de gaze arse produse de un motor cu cilindree redus . Totodat , comprimarea aerului este realizat de c tre undele de presiune care str bat canalele rotorului cu viteze de ordin sonic, ceea ce înseamn c reac ia agregatului în timpul reprizelor de accelera ie va fi foarte rapid . Aceste caracteristici îi confer compresorului cu unde de presiune avantaje considerabile asupra celorlalte sisteme de supraalimentare, în special la motoarelor supuse procedurii de downsizing.

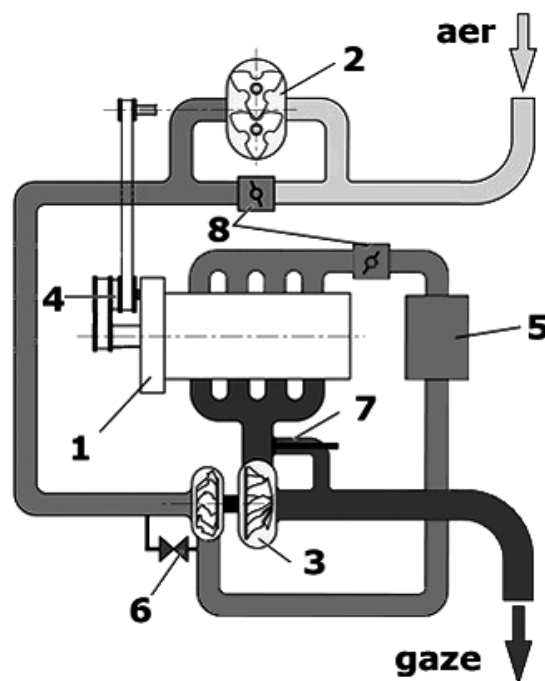


Fig.I.16