

Extractes i Traduccions

ELS COMPRESSORS ROTATIUS

Paul BOUDREAUX, extracte de la Revue de l'Ingenieur, París

El compressor de pistó ha estat gairebé l'únic, fins fa poc temps, que ha permès d'obtenir l'aire comprimit fins a les pressions de 6 a 8 atmosferes, en condicions acceptables de rendiment i funcionament.

Fonamentat en el principi de les màquines alternatives, les primeres aplicacions de les quals daten de més d'un segle, ha assolit un grau elevat de perfeccionament gràcies a la forta experiència que sobre aquestes màquines s'ha adquirit. Això, unit a la seguretat de funcionament, ha fet que aquesta mena d'aparells hagi conservat fins avui una supremàcia indiscutible.

El desenvolupament de la indústria imposa cada dia majors velocitats de rotació per augmentar la producció, aprofitar més l'espai i disminuir els preus. Les màquines alternatives no suporten grans velocitats per la inèrcia dels òrgans alternatius, que augmenta amb el quadrat de la velocitat. D'ací que hagi calgut recórrer al compressor centrífug i al rotatiu.

ELS VENTILADORS I COMPRESSORS CENTRÍFUGS

Els ventiladors turbo-centrífugs i els turbo-compressors no s'adapten a tots els casos, sobretot quan es necessita una quantitat mitjana d'aire a alta pressió.

Efectivament, en aquestes màquines cal que hi hagi una certa relació entre la quantitat d'aire subministrada i la seva pressió, puix del contrari els freds dels gasos arribarien a ésser molt importants. Únicament els ventiladors o elevadors de pressió poden emprar-se com a petites unitats i es presten a interessants aplicacions, com són la injecció d'aire a les fogaines i forns, l'elevació de la pressió del gas de l'il·luminat en les grans ciutats, etc. Assaigs de turbo-ventiladors empresos en els alts forns no han donat sempre bon resultat per seqüència de l'inconvenient, general en aquestes màquines, de disminuir el rendiment a mesura que la pressió exigida augmenta. Darrerament, l'aviació emprà també, amb cert èxit, la disposició centrífuga amb l'objecte d'augmentar la pressió del gas dels motors a grans altures. Foren adoptats dos tipus d'elevadors de pressió; l'un era mogut pel mateix motor i l'altre per petites turbines

accionades pels gasos d'escapament dels motors

Les considerables velocitats dels compressors moguts per turbina i les altes velocitats a què estan sotmesos obliguen a prendre grans precaucions, la qual cosa limita extraordinàriament el camp de llurs aplicacions.

En resum, el compressor de pistó ha estat l'únic, fins avui, a permetre l'obteniment de bons rendiments a altes pressions i debits baixos, mentre que per a potències superiors a 1000 HP els turbo-compressors acoplats directament a turbines de vapor són més avantatjosos.

Era difícil trobar una solució millor que la dels compressors de pistó, en els quals els gasos aspirats són tancats dins un clos gairebé hermèticament tancat—el cilindre—i després comprimits i expulsats, el què fa que la compressió es faci amb el mínim de pèrdues i gairebé sense frec en els gasos. Per altra part en aquesta forma de compressió els escapaments són molt reduïts, tant per la relativa facilitat d'obtenir un tancament hermètic amb els segments del pistó, com per la forma de la corba de compressió, la qual, partint de la pressió atmosfèrica, solament assoleix momentàniament el màxim de pressió exigida.

Dissortadament, aquestes màquines tenen els inconvenients dels aparells alternatius, en els quals la velocitat és ràpidament limitada per la inèrcia de les peces en moviment.

PRIMERES INVESTIGACIONS SOBRE ELS COMPRESSORS ROTATIUS.

Les minucioses patents tretes en la majoria de països, des de fa gairebé un segle, indiquen com aquesta solució semblava normal; però cap d'aquestes patents no va poder arribar a bon terme per seqüència de l'estat precari de les eines de treball i de la mala qualitat dels materials de construcció aleshores emprats.

No contrastant, s'empraven els elevadors de pressió de paletes, els quals permetien obtenir pressions d'alguns metres d'altura. El rendiment no era, en la pràctica, tingut en compte i s'utilitzaven solament pel poc espai que ocupaven i llur cost reduït.

EL COMPRESSOR WITTIG I EL COMPRESSOR DE PALETES

Vers l'any 1910, els germans WITTIG de Basilea estudiaren el perfeccionament d'aquesta classe de màquines per tal d'adaptar-les a les necessitats de la indústria. Ho assoliren mitjançant els dispositius que estudiarem a continuació.

DESCRIPCIÓ DEL COMPRESSOR WITTIG

El compressor WITTIG (fig. 1) està integrat essencialment per una cambra cilíndrica fixa, dintre de

mateix diàmetre que el cilindre, suporten els efectes de la força centrífuga de les paletes i estan allotjats en unes ranures de l'envolvent del cilindre, en forma que hi hagi un cert joc en un plan perpendicular a l'eix longitudinal de la màquina. Durant la marxa, les paletes poden obrar unides per llurs extrems exteriors, tant contra la paret interna del cilindre que els serveix de guia, com contra els anells rotatius que suporten la força centrífuga, els efectes de la qual són, d'aquesta guisa, notablement disminuïts. Cal notar, però, que durant el funcionament d'aquest dispositiu sorgeixen pressions internes en la màquina, les quals pressions, obrant sobre els anells, tendrien

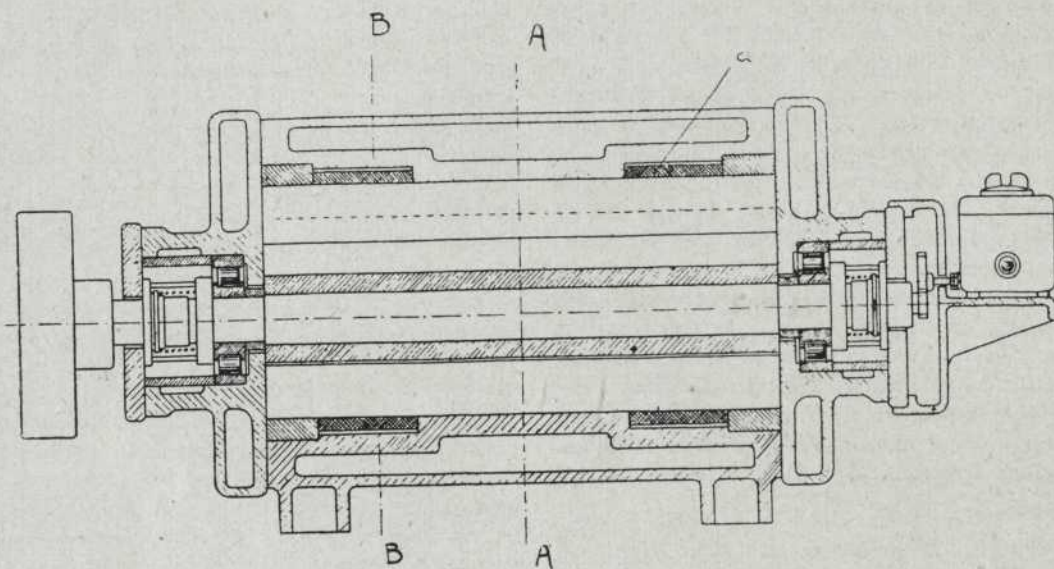
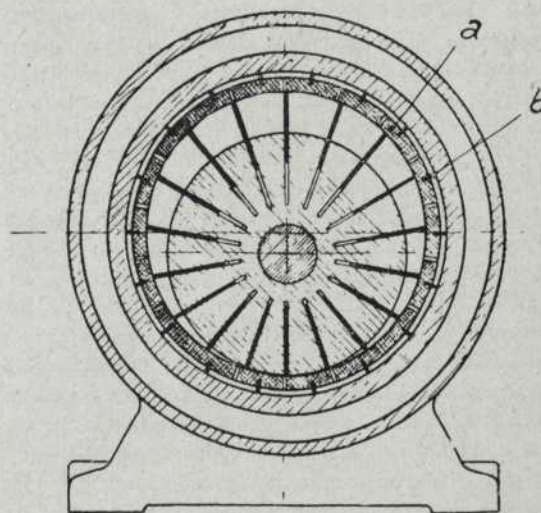


Fig. 1

la qual gira un rotor proveït de paletes que divideixen l'espai que queda lliure en un cert nombre de compartiments, les capacitats dels qual varien a cada volta d'un màxim a un mínim i inversament; aquestes variacions de volum són les que produeixen l'aspiració i la compressió.

Aquest principi, idèntic al dels elevadors de pressió amb paletes, presentava dificultats per a l'obtenció de pressions elevades, degut al desgast i a què era difícil d'obtenir una bona hermeticitat amb els rotors. Per augmentar el rendiment calia augmentar la velocitat de rotació, per tal de disminuir el temps d'escapada per unitat de volum; però era precis, aleshores, aminorar els efectes de la força centrífuga a què estaven sotmeses les paletes, per tal de disminuir el desgast per freg, tant de les paletes com del cilindre.

Per anullar els efectes de la força centrífuga de les paletes, foren emprats els anells rotatius *a* (fig. 1 i 2) concèntriques amb el cilindre. Aquests anells, del



a desplaçar-los amb una força molt important, si no fossin compensades per la pressió del fluid que s'exerceix sobre l'exterior dels mateixos anells. Això és obtingut adaptant al perfil exterior dels anells rotatius els embans *b*, col·locats en sentit longitudinal a l'eix de la màquina, els quals embans, recolzant d'una manera elàstica contra la paret fixa de la coberta de la màquina, limiten les cambres de compensació que comuniquen amb les cambres de pressió corresponents, on els esforços de la pressió sobre els anells són aproximadament iguals als provocats per la pressió dels fluids durant el funcionament de la màquina. La comunicació entre les cambres de compensació i les de pressió és establerta per medi d'orificis que travessen els anells giratoris davant de cada departament de compressió.

Aquestes màquines han estat les primeres a proporcionar l'aire a pressions quelcom elevades. Anem a estudiar llur funcionament. Per millor puntualitzar prendrem com exemple un compressor capaç de produir un volum aproximat de 150 mc per h. Les seves dimensions aproximades seran:

Diàmetre del cilindre	150 mm
" " rotor	132 "
Llarg del cilindre i del rotor	340 "
Velocitat del rotor	1470 r.p.m.

Les dimensions de les paletes podran ésser de 340 mm de llarg, per 33 d'ample i 1 mm d'espessor. Per tal d'obtenir un rendiment acceptable cal assenyalar un nombre de paletes que fixem en 18, repartides equitativament seguint la perifèrie del rotor.

El rendiment d'una màquina semblant serà aproximadament igual al volum d'un compartiment multiplicat pel nombre d'ells i pel nombre de revolucions per minut.

La força centrífuga de les paletes ve donada per la fórmula,

$$F = Mr \omega^2$$

en la qual *M* és la massa d'una paleta; *r*, radi mig de gir del centre de gravetat de les paletes, i ω , velocitat angular. El càlcul dona: *M*=9 grams-massa o sigui 0,009 quilos-massa; *r*=0,0585 metres i ω =23.500, d'on es dedueix

$$F = Mr \omega^2 = 12,4 \text{ quilos}$$

La velocitat lineal mitja dels extrems de les paletes serà

$$\frac{\pi d \times 1.470}{60} = \frac{\pi \times 0,15 \times 1.470}{60} = 11,50 \text{ m/s}$$

El treball de fregament essent proporcional al pro-

ducte de la força centrífuga pel camí recorregut en la unitat de temps o velocitat, tindrem, tractant-se de 18 paletes, que el coeficient de desgast del cilindre fóra proporcional a

$$Fv \times 18 = 12,4 \times 11,5 \times 18 = 2556$$

Aquesta quantitat repartida sobre una longitud de cilindre de 34 cm, donarà la valor 75 per coeficient de desgast per unitat de longitud en centímetres.

Vegem ara què passa emprant els anells compensadors WITTIG. La màquina a la qual, com a exemple, ens referim en aquest estudi, necessita dos anells de 40 mm d'ample. Aquests anells giren a l'ensem que les paletes, el què fa que la velocitat lineal relativa de les paletes respecte els anells sigui notablement disminuïda. Tot i això no arriba a suprimir-se en absolut, puix que és fàcil comprendre que per seqüència de l'excentricitat donada al rotor la velocitat dels extrems de les paletes i les forces centrífugues que obren sobre d'elles són tant més grosses com més allunyades són del centre, puix que la velocitat de rotació del rotor és uniforme. D'ací es desprèn que forçosament hi haurà deslligament entre les paletes i els anells i aquest deslligament, com a mínim, és, a cada volta, igual a la meitat de la diferència que existeix entre la circumferència de la perifèrie del cilindre i la del rotor. Si anomenem *d*₁ la circumferència del cilindre i *d*₂ la del rotor, la fórmula del susdit desplaçament serà:

$$\text{Deslligament } g \text{ per volta} = \pi \left(\frac{d_1 - d_2}{2} \right)$$

i substituint per xifres es troba, per a un compressor de 150 mc per hora, *g*=2,82 cm, el què equival a una velocitat de deslligament de 0,68 metres per segon.

Atès que els anells estableixen l'equilibri, és sobre l'ample d'aquests anells que es fa notar la totalitat de les forces centrífugues que obren sobre d'una paleta. La seva valor per unitat de longitud, per a una força centrífuga de 12,4 kg per paleta, serà

$$\frac{12,4}{\pi \times 4} = 1,55 \text{ kg/cm}$$

El coeficient de desgast d'aquesta màquina vé donat per la relació:

$$1,55 \times 18 \times 0,68 = 19$$

la qual ens demostra que per aquest procediment els germans WITTIG han arribat a fer el desgast del cilindre quatre vegades menor. Aquesta disminució ha permès augmentar la velocitat de rotació d'aquestes màquines tot conservant una garantia suficient de

resistència al desgast; d'aquesta manera els rendiments mecànic i econòmic han pogut augmentar-se puix que els temps d'escapada amb relació al volum

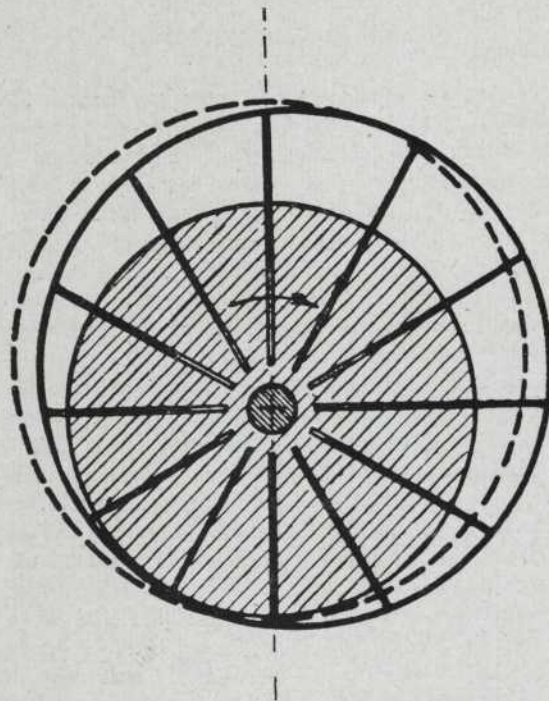


Fig. 3.—Esquema que demostra la inclinació del dispositiu d'equilibratge sota la influència dels fregaments de les paletes dins les ranures

impellit es troben disminuïts en les mateixes proporcions.

Aquests càlculs serien exactes si no calgués tenir en compte altres factors. Els més importants, entre ells, deriven en primer terme dels esforços de deslliçament de les paletes en les seves guies, els quals esforços, positius a un costat de la màquina i negatius a l'altre, no poden negligir-se si es volen obtenir pressions quelcom elevades; es tradueixen per una tendència a inclinar-se de tot el dispositiu, paletes i anells en equilibri (fig. 3).

Aquests esforços provenen de la diferència de pressió existent a l'interior de les cambres de compressió, els quals obren en fals sobre les paletes, la qual cosa els obliga a obrar com una cunya a l'interior de llurs guies.

En segon lloc s'ha vist que la pressió tendeix a impulsar els anells d'equilibri i que per evitar aquest esforç, ràpidament molt important, calia equilibrar la pressió de l'altre costat dels anells. Aquest equilibrament, per seqüència de les pèrdues, és aleatori; però és obtingut gairebé del tot en màquines ben construïdes.

HERMETICITAT DEFECTUOSA

L'obstacle més important que limita les aplicacions d'aquestes màquines resideix en la dificultat d'assolir una bona hermeticitat. Tenint en compte que les dimensions de les paletes són, necessàriament, molt primes per tal d'aminorar les forces centrífugues, hom no pot adaptar-hi dispositius conduents a un ajustatge hermètic, al qual sols s'arriba per una construcció de rigorosa precisió. Vegem, ja que cal, què esdevé durant el funcionament d'una màquina d'aquesta mena.

Per seqüència de les diferències entre la distància del centre de gravetat de les paletes al centre de rotació del rotor, la resultant de totes les forces centrífugues es dirigeix cap amunt i tendeix a aixecar tot el dispositiu en rotació, paletes i anells. Aquests re-

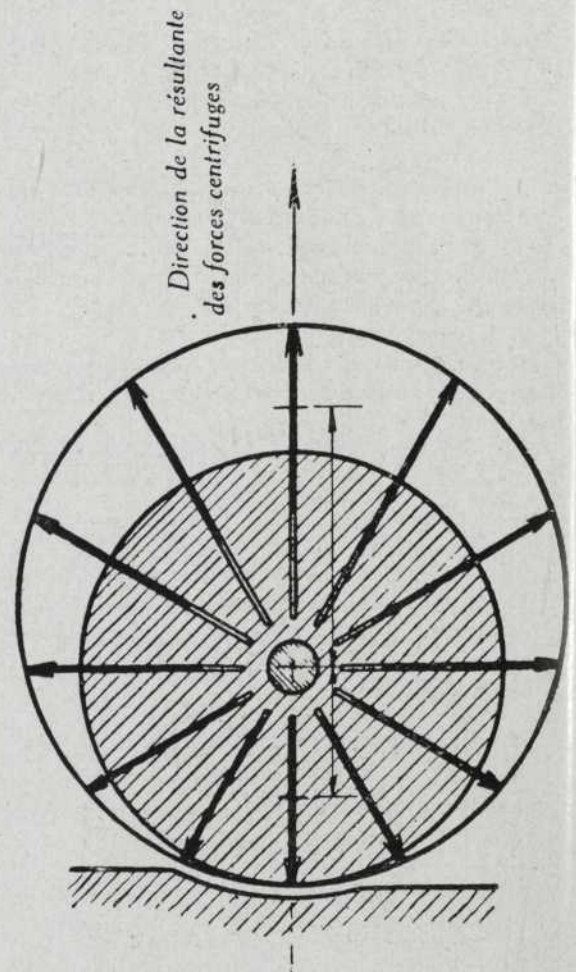


Fig. 4.—Esquema demostratiu de com s'aixequen els anells d'equilibratge durant la rotació.

colzen sobre la base inferior del rotor, la qual cosa obliga tot el mecanisme a romandre en el seu lloc; d'ací es desprèn, però, que totes les paletes estan quei-com aixecades i no ajusten, per tant, sobre les parets del cilindre i el joc que en resulta, tot i que per una construcció escrupulosa sigui molt petit, provoca una baixa molt important del rendiment.

Suposem un joc de 1/10 mm solament i prenem l'exemple anterior. És evident que aquest joc, sobre una altura de 340 mm no sembla excessiu; ben al contrari, cal suposar que és difícil de realitzar i de conservar. No contrastant, admetem aquesta precissió. La superfície d'escapament serà

$$340 \times 0.1 = 34 \text{ mmq}$$

el què equival a un forat de 6.5 mm de diàmetre aproximadament. Per seqüència del mateix funcionament de les màquines de paletes es té constantment la pressió total d'impulsió p_1 pel costat de la impulsió i la pressió mínima d'aspiració p_0 pel costat de l'aspiració. D'ací que les pèrdues que passaran per aquest joc de 34 mmq seran contínues i proporcionals a la diferència de la pressió total produïda per la màquina.

Suposem que aquesta diferència sigui de 4 kg efectius.

L'escapament podrà ésser donat per la fórmula:

$$V = 18,9 \phi S \sqrt{\frac{T_1}{273}}$$

en la qual ϕ és un coeficient que podem admetre igual a 0,8; S és la secció en cmq i T_1 la temperatura absoluta de sortida. L'escapament calculat amb aquesta fórmula correspondrà a la compressió P_1 i per obtenir el de la compressió P_0 i a la temperatura d'aspiració T_0 caldrà només multiplicar-lo per

$$\frac{P_1}{P_0} \times \frac{T_0}{T_1}$$

Si prenem

$P_1 = 5$ kg per cmq absoluts o sigui 4 kg per cmq

$P_0 = 1$ kg absolut = a la pressió atmosfèrica

$T_0 = 273 + 17 = 290^\circ$

$T_1 \times 273 + 100 = 373^\circ$

i tenint per a S la valor 0,34 cmq, obtindrem $V = 22$ litres/segon, o siguin 80 mc per hora, el què con-

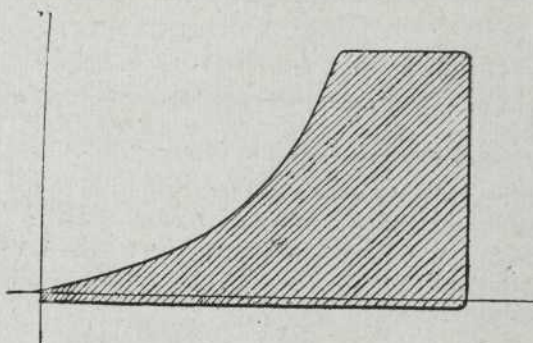


Fig. 6. — Diagrama correcte de compressió de l'aire, en un aparell Witting.

duex a suposar una pèrdua total de 100 mc per hora si hom admet una precissió semblant sobre els costats. Un altre inconvenient important resideix a no

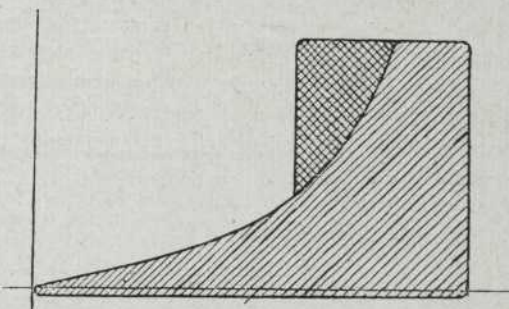


Fig. 7. — Diagrama que demostra la pèrdua de treball que resulta d'exigir una pressió excessiva a una màquina de paletes

tenir elasticitat de treball, puix que han d'ésser construïts per a les úniques pressions que han de suportar.

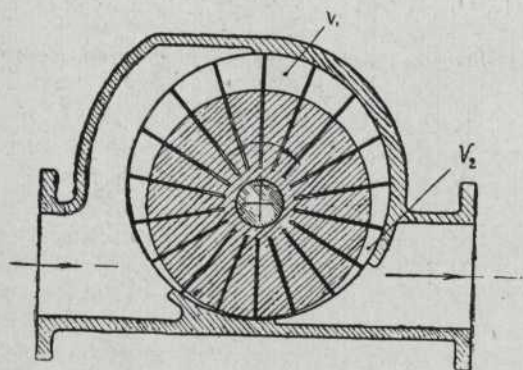


Fig. 5. — Aquest esquema demostra les variacions de volum en els compressors WITTING.

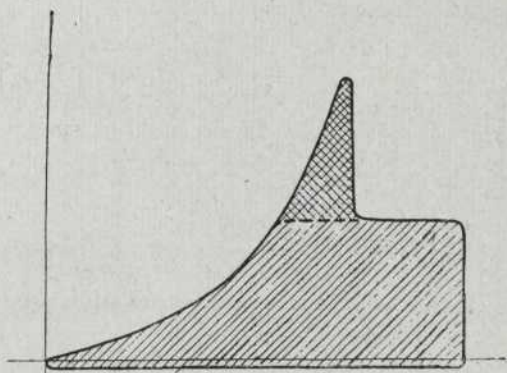


Fig. 8. — Pèrdua de treball en el cas d'exigir a la màquina una pressió inferior a la de règim.

En efecte, en tota màquina rotativa de paletes la relació $\frac{P_1}{P_2}$ depèn dels volums d'aspiració i de fi de compressió. La llei de MARIOTTE diu

$$\frac{P_1 V_2}{P_2 V_1}$$

Per a una màquina determinada $\frac{V_2}{V_1}$ és constant i depèn de la construcció; atès que aquesta és invariable durant el funcionament, la relació $\frac{P_1}{P_2}$ haurà d'esser forçosament constant puix del contrari hi hauria una pèrdua important de treball. Aquesta pèrdua pot traduir-se en diagrames en els quals les pressions són representades per les ordenades i els volums per les abscisses (fig. 6, 7 i 8).

RENDIMENTS VOLUMETRICS I TERMODINAMICS

La temperatura de sortida dels gasos és forçosament molt alta per seqüència de la compressió gairebé instantània que té lloc en aquests aparells. Aquesta compressió es realitza durant un angle de rotació molt petit i el refredament dels gasos sols pot venir del costat del cilindre que està en contacte amb les cèl·lules de compressió. Aquests dos inconvenients units a l'elevació de temperatura causada pel laminatge dels gasos provinents dels escapaments esmentats contribueixen a disminuir el rendiment volumètric escalfant l'aire d'aspiració, i els rendiments isotèrmics comprimint massa adiabàticament sense una forta refrigeració simultània.

RENDIMENTS MECANICS

Sota el punt de vista del rendiment mecànic aquests aparells suporten els fregaments següents:

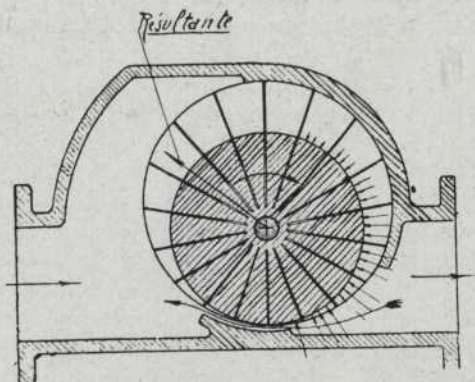


Fig. 9. - Esquema que demostra la càrrega del rotor sota la influència de la pressió

I) Fregament del rotor amb els seus coixinets completament carregats durant el funcionament per una pressió constant molt important, la qual obra d'una

manera creixent sobre tota la perifèrie del cilindre pel costat de sortida i tendeix a desplaçar-lo en el sentit contrari, d'on s'origina una component vertical del desplaçament del rotor, susceptible d'augmentar els escapaments (fig. 9).

II) Fregament de les paletes en les seves guies; d'ací que funcionin la major part del temps en fals.

III) Fregament de les paletes contra els anells d'equilibratge.

IV) Fregament dels anells d'equilibratge i de les paletes contra les parets sobre les quals recolzen.

La major part d'aquests fregaments són bastants febles en les màquines sistema WITTIG i sota reserva d'una construcció perfecta llur rendiment mecànic pot ésser considerat acceptable, si bé no és possible conservar-lo d'una manera durable. Aquests inconvenients són més accentuats en els aparells basats en el mateix principi, en els quals els anells d'equilibratge han estat substituïts per un sistema il·lusori d'engrassament.

ELS APARELLS DE PISTÓ ROTATIU I DE MOVIMENT UNIFORME. (Els compressors i bombes de buid de R. PLANCHE).

Ademés dels compressors de paletes poden haver-hi màquines rotatives basades en el principi següent: Fer

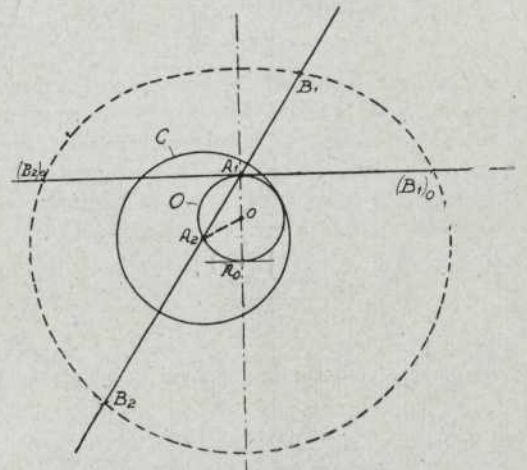


Fig. 10 - Dibuix esquemàtic que demostra el principi del funcionament del compressor Planche

desplaçar amb moviment uniforme una peça a l'interior d'un recinte, de tal manera que produïxi alternativament augments i disminucions de volum.

Aquest tipus de compressor ha estat estudiat en visites a satisfer les exigències de la pràctica: Bon rendiment a diferents marxes i diverses pressions; bona hermeticitat de tots els seus òrgans, àdhuc després d'un llarg servei; grans quantitats d'aire comprimit amb petit volum de màquina; poca potència absorbida per la marxa al buid, degut a la supressió dels fregaments i dels efectes d'inèrcia.

És evident que per poder reunir aquestes condicions calia que aquesta màquina giravoltés molt depressa, la qual cosa obligava a evitar l'escull dels fregaments i dels desgastos anormals que la velocitat requerida provoca.

El treball de fregament depèn del camí recorregut, de la pressió i del coeficient de fregament. Aquest coeficient és variable segons la naturalesa i l'estat de les superfícies en fregament i varia molt poc amb la velocitat dels cossos que freguen. Si s'augmenten,

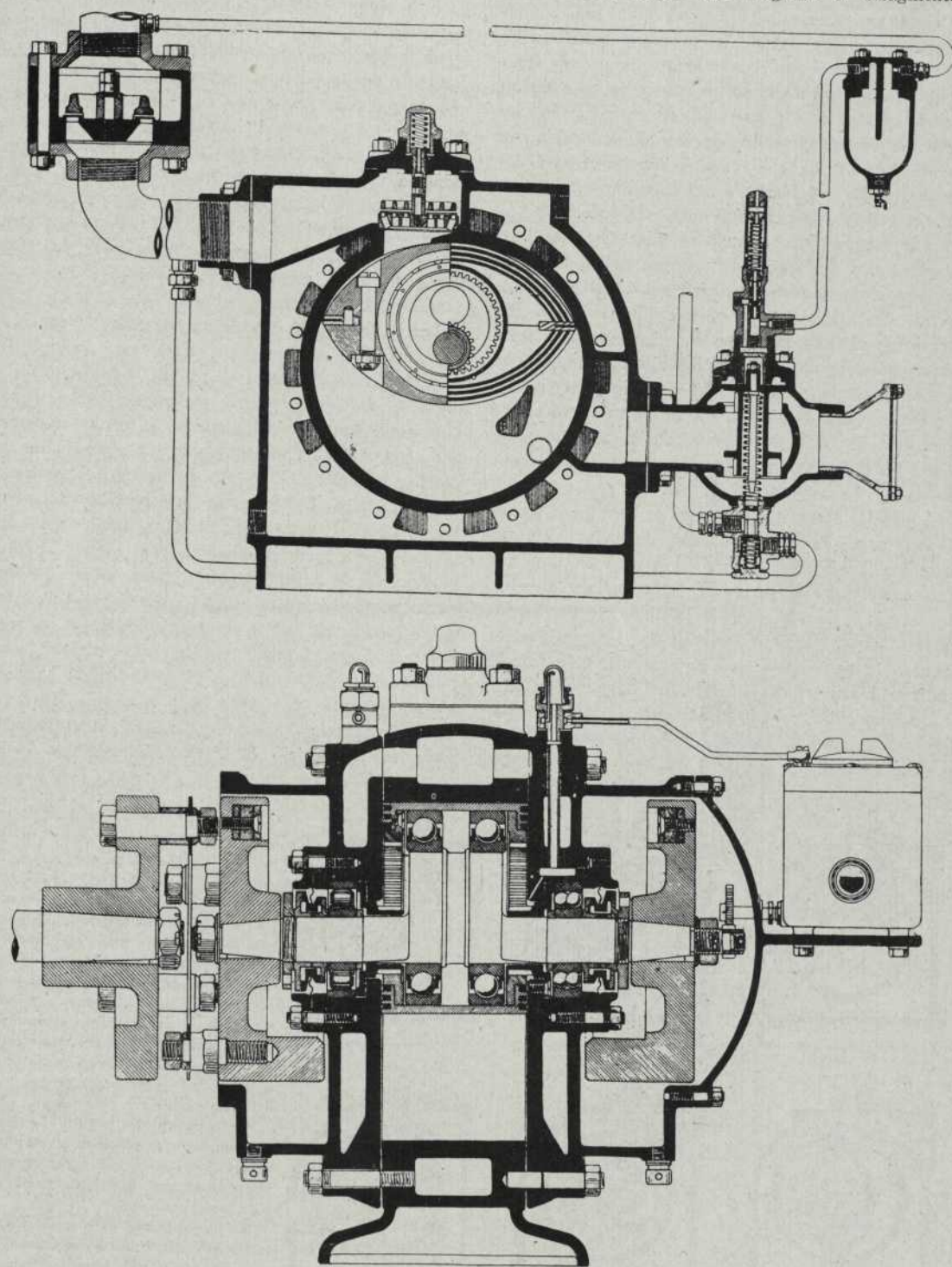


Fig. 11 i 12 - Seccions transversal i longitudinal d'un compressor PLANCHE

doncs, els camins recorreguts, hom pot, amb un mateix coeficient de fregament, arribar a conservar treballs i desgastos molt dèbils, amb la sola condició de poder reduir proporcionalment a les velocitats emprades les pressions de les peces en contacte.

Cal, doncs, disminuir la pressió. En aquestes condicions un detingut estudi del problema permet arribar a una solució que consisteix a suprimir els efectes de la inèrcia i de la força centrífuga, i a aminorar els efectes de les reaccions de pressió sobre les peces els coeficients de fregament de les quals són elevats, portant-los, si més no en llur major part, sobre dispositius mecànics els coeficients de fregament i desgast dels quals siguin molt més baixos.

En la màquina que anem a estudiar s'ha tingut en compte tot el què precedeix: s'han arribat a suprimir tots els fregaments lineals, deixant subsistir solament els necessaris per obtenir l'hermeticitat. Els moviments alternatius han estat substituïts per moviments uniformes de rotació i l'equilibri de les masses ha estat obtingut estàticament i dinàmicament en tots sentits. Per llur disposició, les peces en contacte giravolten a la meitat de velocitat de la màquina, si bé el seu rendiment es manté proporcional al seu nombre de revolucions total.

El principi d'aquest compressor es basa en la variació o si es vol en el desplaçament del volum comprès entre les parets d'un pistó que es mou en l'interior d'un cilindre i les parets d'aquest mateix cilindre. Aquest pistó, equilibrat en la màquina, té una longitud constant i es mou contínuament i uniformement degut a la combinació de dos moviments de rotació continus i uniformes; ademés, es desplaça en l'interior d'un cilindre la base del qual és una conicoide de cercle i l'altura és igual a la del pistó. El seu moviment és el que produeix els augments i les dis-

minucions de volum que s'utilitzen per obtenir el resultat desitjat.

Vegi's la fig. 10. Sigui una circumferència O amb centre a O . Si es fa girar al voltant del punt A_1 d'aquesta circumferència una línia recta $B_1 B_2$ que tallarà la circumferència O en un segon punt A_2 i si es porten sobre aquesta recta a cada costat del punt A_2 dues longituds iguals entre elles i majors que el diàmetre de la circumferència O , s'obtenen sobre aquesta recta dos punts B_1 i B_2 el lloc geomètric dels quals és una conicoide de cercle. És fàcil demostrar que per obligar els dos punts B_1 i B_2 a descriure l'esmentada conicoide n'hi ha prou a fer girar a una velocitat angular constant el punt A_2 , punt mitjà de la recta, al voltant del centre O , de manera que mentre el punt descriu la circumferència O la recta $B_1 B_2$ gira en el mateix sentit al voltant del punt A_2 a una velocitat angular meitat.

Ara bé: si es vol obtenir pràcticament la combinació d'aquests dos moviments n'hi haurà prou a fer voltar sense deslligament el cercle C solidari amb la recta $B_1 B_2$ sobre el cercle O suposat fixe a l'espai. Un senzill examen de la figura ens permetrà donar-nos compte de les variacions de les porcions de superfície situades a l'interior del cilindre i separades per la recta $B_1 B_2$. Aquestes dues porcions de superfície són iguals quan la recta $B_1 B_2$ passa pels punts A_1 i A_2 i si a partir d'aquesta posició es gira la recta, una porció de superfície creix mentre l'altra disminueix fins que la recta ocupa la posició perpendicular a la direcció $A_1 A_2$, obtenint-se aleshores a sobre el mínim i a sota el màxim de superfície o sigui la posició $(B_1)_0 (B_2)_0$. Continuant el moviment la part mínima començarà a créixer i la màxima a disminuir fins que després d'una volta de 480° la recta ocupi novament la posició $(B_1)_0 (B_2)_0$. Noti's que durant

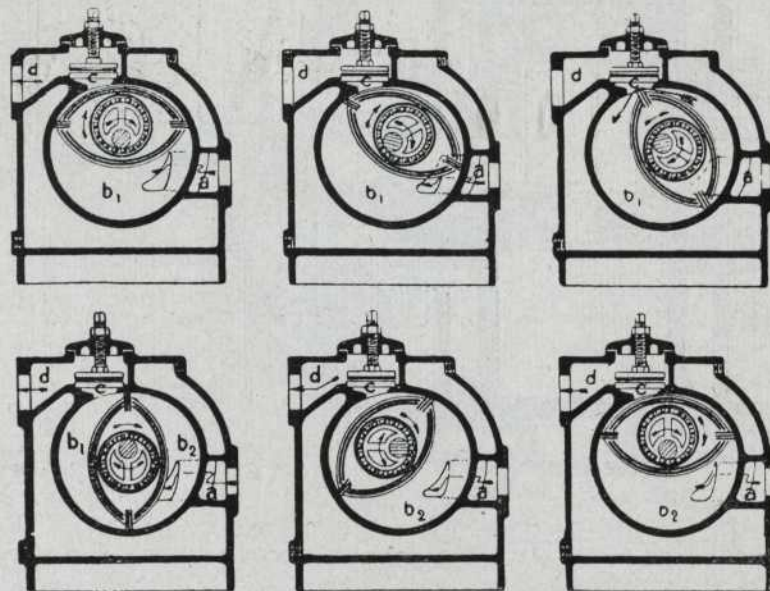


Fig. 13

En les posicions 1 i 2 l'aire entra a a sota la influència de la velocitat adquirida pels gasos llançats dins de les tuberies, i sobre comprimeix el volum b_1 , tot i que aquest comença a disminuir. En aquestes mateixes posicions els gasos comprimits dins l'espai c s'expanden i retornen al pistó la potència que havien absorbit abans.

En la posició 3 l'obertura d'aspiració és obturada i les pressions dels dos costats del pistó s'equilibren per *by-pass*.

En les posicions 4, 5 i 6 l'aire és aspirat d'un costat i, a l'ensens, comprimit i després repel·lit de l'altre per seqüència del desplaçament del pistó, fins a la posició 6, semblant a la 1.

Els dispositius ha fet una volta completa, tot el volum b_1 ha estat evacuat i el pistó sols ha fet mitja volta.

una mitja rotació de la recta $B_1 B_2$ el seu punt mitjà A_2 ha efectuat una rotació completa i que la totalitat dels volums compresos en una i altra part de la recta ha estat invertida durant aquest temps.

La realització pràctica del moviment esmentat s'assoleix amb un arbre que té una part cilíndrica excèntrica, sobre la qual porta muntat un pistó boig. Aquest pistó és mogut, al seu torn, per dos engranatges interiors que hi són fixats simètricament i que durant la rotació de l'arbre engranen constantment amb dos pinyos fixos i solidaris del bastiment. Els diàmetres respectius d'aquests engranatges són tals que corresponen a la unitat o al doble del cercle descrit pel centre d'excèntricitat. D'aquesta guisa el centre del pistó descriu un cercle, mentre que el pistó gira al voltant del seu centre en el mateix sentit, però a una velocitat meitat del moviment abans esmentat. La secció longitudinal del pistó és rectangular i la transversal la d'un fus tangent al cilindre.

Aquest té per base una concoide de cercle i per alçada la mateixa del pistó i porta en la seva perifèrie una obertura que serveix per a l'expulsió de l'aire comprimit, mentre que l'aspiració es fa per una comunicació lateral. Aquestes obertures estan disposades de manera que retrassin llur obriment i tancament, el que permet una recuperació gairebé total de la inèrcia de la massa gaseosa en moviment i una cilindrada complerta. Aquest retràs té, ademés, l'avantatge de permetre la recuperació total del treball de compressió absorbit pels espais morts, ja sigui per expansió ja per *by pass*, com pot veure's sobre la figura 13. El dispositiu de *by pass*, tant si actua com a bomba com si actua com a compressor, augmenta fortament els rendiments volumètrics.

Per a bomba de buid, el *by pass* permet obtenir una aspiració efectiva molt més important d'ençà que el grau de buid és quelcom elevat, per tal com suprimeix pràcticament la influència nociva de l'espai mort que existeix en les vàlvules i entre el pistó i el cilindre. Ademés, si durant el funcionament de la màquina es produeixen lleugeres pèrdues, el dispositiu de *by pass* anul·la pràcticament llur influència. És fàcil de comprendre com una bomba rotativa amb aquest dispositiu sostindrà el mateix buid, en condicions iguals, que una bomba rotativa de paletes dues vegades superior.

ELS DISPOSITIUS D'HERMETICITAT

L'ajustatge hermètic és obtingut en els extrems del pistó mitjançant unes paletes, amples com la màquina, que s'allotjen dins de guies especials, i que són mantingudes contra les parets del cilindre per la força centrífuga. Donat que el pistó giravolta a la meitat de la velocitat de la màquina, les forces centrífugues que actuen sobre les paletes són dividides per 4 i els camins recorreguts per 2; això equival a divi-

dir per 8 el treball de fregament, el que assegura un bon funcionament sense perills de desgast, tant, que calculat pel procediment que ja hem vist el coeficient de desgast dels compressors *PLANCHE* i tenint en compte les variables que influïxen aquests càlculs, s'arriba a un coeficient 2, ço és, 9 vegades inferior al dels aparells *WITTING* i 38 vegades menor que el dels aparells ordinaris de paletes.

L'hermeticitat lateral entre les parets del cilindre s'obté en cada cas per sis porcions de segments circulars, concèntrics tres amb tres, que es mantenen apretats contra els llarguers de la màquina per mitjà de ressorts col·locats plans en el fons de les ranures dels segments. Un segment anular recull l'oli a l'ensens que augmenta l'hermeticitat, evitant que el gas entri directament a l'interior del pistó. Si malgrat d'aquestes precaucions se n'hi introdueix alguna quantitat, sols podrà sortir-ne a través del dispositiu d'hermeticitat.

Aquest dispositiu està constituït per un diafragma en forma d'arandela, la superfície del qual és ondulada per tal d'augmentar l'elasticitat. Aquest diafragma

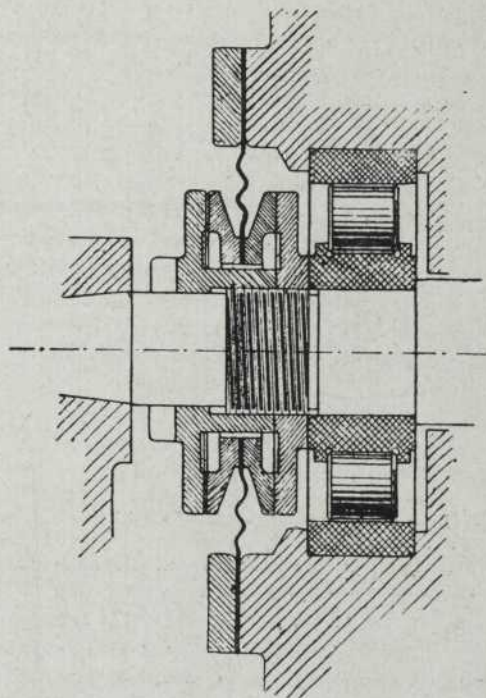


Fig. 14.—Junta de membrana que produeix l'hermeticitat entre un arbre en rotació i el bastiment de la màquina *PLANCHE*

és d'aram o d'un altre material apropiat i és apretat seguint el seu contorn exterior per les peces que formen el marc i junta contra la paret del recinte que està a pressió. Dues arandeles de fregament de bronze fosforós són fixades d'una manera hermètica al voltant de la cavitat interior de la membrana. El bloc així format és pres, al seu torn, per dues arandeles

mòbils d'acer solidàries de l'arbre i muntades hermèticament sobre d'ell. Sota l'efecte de la diferència de pressió que existeix als dos costats d'aquesta junta, el diafragma flexa i l'arandela col·locada al costat oposat a la flexió frega sobre l'arandela corresponent que giravolta amb l'arbre. Aquest fregament es fa amb una certa elasticitat degut a què el diafragma, deformant-se, permet seguir el lleuger moviment de les arandeles i també el petit joc longitudinal que, generalment, té tot arbre en rotació. Per tal de disminuir la pressió que actua sobre les superfícies que freguen ha estat parcialment equilibrat l'esforç transmès pel diafragma a les arandeles de frotament. Per a això s'han buidat, en part, les esmentades peces per la banda interior de les superfícies de contacte, el què permet a la pressió màxima, (gràcies a un lleuger joc deixat entre el gruix del bloc constituït per les peces muntades sobre el diafragma i el bloc de les muntades sobre l'arbre) d'exercir-se en les cavitats així formades. Aquesta pressió anulla en part (i totalment si es vol) l'esforç tramès pel diafragma a les arandeles.

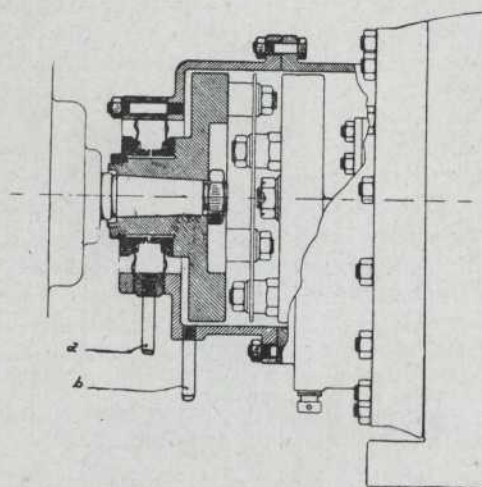


Fig. 15—Junta de doble membrana per a gasos deleteris o inflamables, sistema PLANCHE.
a) Comunica, si cal, amb l'exterior del bastiment. - b) Comunica, si cal, amb l'aspirador.

És fàcil demostrar, doncs, que les màquines rotatives són avantatjoses per la gran velocitat de rotació de què estan dotades, amb el ben entès que llur corba de compressió ha d'ésser idèntica a la dels compressors de pistó. La comparació entre una màquina de pistó giravoltant a 150 rev. p. m. i una màquina de moviment uniforme PLANCHE a 1500 rev. dona per la relació d'hermeticitat de les cilindrades de cada una d'elles

$$\frac{1 \times 1.500 \times 1}{3 \times 150 \times 1 \times 2} = 1,76$$

d'on es desprèn que l'hermeticitat de la segona màquina és més d'una vegada i mitja superior a la primera.

VALVULA

Aquestes màquines han d'anar provistes d'una vàlvula per a la sortida del gas comprimit, la qual diereix sensiblement de les que requereixen les màquines de pistó, les vàlvules d'aspiració i de sortida de les quals actuen, per a cada cilindrada, d'obturador complet durant quelcom més del primer temps, després d'obturador i finalment de distribuïdor durant el segon temps de la carrera del pistó. En aquests òrgans tota fugida provoca un descens dels rendiments volumètric i mecànic durant el primer temps i durant el segon temps solament un descens en el rendiment mecànic.

Contràriament, en la màquina rotativa en qüestió no més hi ha una vàlvula de sortida, la qual ha de funcionar com a obturador complet només durant el temps molt curt en què els dispositius d'hermeticitat deixen comunicar directament les obertures d'aspiració i d'impulsió. Passat aquest moment la vàlvula només té per missió privar al gros de la massa gasosa en pressió d'entrar en el nou volum a comprimir. Les escapades no poden, doncs, provocar el descens del rendiment volumètric, puix que el gas que s'escapa per la vàlvula és retingut pel pistó; solament el rendiment mecànic disminueix, però sols en petita proporció, per tal com el rendiment volumètric no és influït per les pèrdues, que són parcialment suprimides amb la carència de vàlvules d'aspiració, i perquè els temps d'escapament són molt reduïts, tant a causa de l'elevada velocitat d'aquestes màquines com perquè les grans diferències de pressió entre l'interior del cilindre i la impulsió tenen a cada cilindrada una duració molt menor que en la màquina de pistó. Aquesta reducció de la duració dels temps d'escapament i de les grans diferències de pressió, mena a una reducció proporcional de les pèrdues.

ÚS DE LES VALVULES DE TANCAMENT RÀPID

Aquestes màquines requereixen una vàlvula que es tanqui ràpidament, com les emprades en els compressors de pistó.

Com sigui que la compressió i la impulsió dels gasos es verifica durant una rotació completa, les superfícies de la vàlvula d'impulsió d'aquestes màquines, comparades amb les necessàries per a les de pistó, són reduïdes a la meitat dins la mateixa proporció de cilindrades i velocitat. A conseqüència de la supressió de la vàlvula d'aspiració, l'espai mort d'aquestes màquines pot conservar-se aproximadament igual al de les màquines de pistó d'importància comparable i la influència d'aquest espai és molt dismi-

nuda pel dispositiu de *by-pass* ja explicat. Finalment, l'espai mort d'una tal vàlvula pot conservar-se molt reduït, ja que l'aire que el travessa és impellit durant una revolució completa.

TREBALL DELS ENGRANATGES

Sembla a primer cop d'ull que els engranatges dels dos costats del pistó han de suportar fregaments molt elevats. No obstant, no és així. L'equilibri del pistó és matemàticament realitzat per seqüència de la simetria d'aquesta peça respecte el seu centre; d'ací que les pressions i les forces centrífugues es reparteixin uniformement d'un costat i de l'altre del pistó i que llur resultant passi pel centre de gravetat d'aquesta peça, el qual coincideix amb el centre de l'eix on és muntat boig.

Aquest òrgan no està, per tant, subjecte a cap parell de torsió, d'on es dedueix que els pinyons només han de mantenir un moviment de rotació continuat i uniforme. Per al manteniment d'aquest moviment, els engranatges han de suportar un moment de torsió

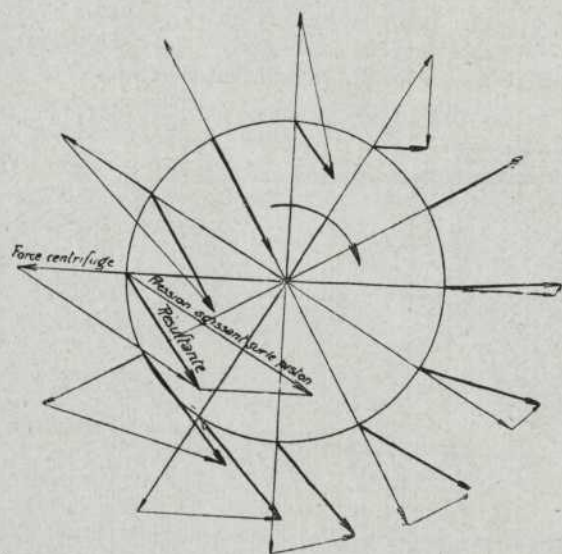


Fig. 16 — Resultant dels esforços que actuen sobre el coixinet central. Diagrama polar de les reaccions de pressió y de força centrífuga que actuen sobre els rodaments de boles del coixinet de l'excèntric.

igual a la diferència dels moments de torsió necessaris per vèncer, d'una part, les forces de frotament dels coixinets de boles sobre l'excèntrica i, d'una altra, les forces de fregament del pistó i de les paletes contra el cilindre. Aquests parells de frotament són de sentit invers i, per tant, s'anul·len.

I en parlar de parells que s'anul·len, ens referim solament als engranatges, puix és natural que la màquina ha de donar la totalitat de les forces de fregament.

RESISTENCIA DE L'ARBRE

En aquestes màquines la resistència de l'arbre juga un paper d'importància; d'ací que calgui calcular-lo curosament. Els arbres són construïts d'acer especial de gran resistència. El càlcul pot fer-se segons la fórmula

$$M = \sqrt{M_f^2 + M_p^2 + 2 M_f M_p \cos \alpha / 2}$$

en la qual α és l'angle de rotació de l'arbre mesurat a partir del punt mort; M_f el moment de flexió provocat per la força centrífuga; M_p el moment de flexió provocat per la pressió del gas sobre el pistó i M el moment resultant total.

LUBRIFICACIÓ

Es subministrada a pressió per gotetes molt espaiades vers l'interior de la màquina. L'oli és obligat a passar per tots els òrgans abans de poder-se escapar, d'on deriva una despesa insignificant de lubricant i uns fregaments gairebé nuls. Com a exemple, direm que un compressor de 200 mc de capacitat pot treballar durant 15 jornades de 8 hores només que amb dos litres d'oli.

RENDIMENT DELS COMPRESSORS PLANCHE

El rendiment mecànic depèn, naturalment, dels treballs de frotament de l'interior de la màquina i és fàcil comprendre que les forces que produeixen aquests fregaments són particularment debils, puix que són:

1) Les forces dels rodaments a boles del coixinet central i dels laterals.

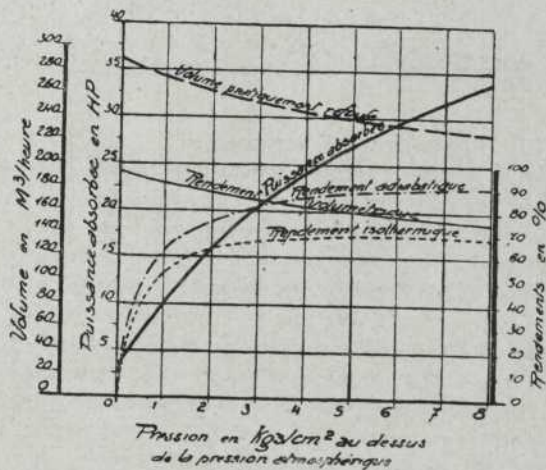


Fig. 17

Si examinem els esforços dels coixinets de boles veiem que a les reaccions de les pressions s'oposen

les forces centrífugues quan aquestes reaccions de pressió són importants i com sigui que el moviment relatiu de rotació entre el pistó i l'excèntrica correspon a la meitat del de la màquina, d'aquí en resulta un treball de resistència en els coixinets de boles extraordinàriament dèbil. En quant als coixinets laterals de rodets, no suporten en cap cas les reaccions de força centrífuga, les quals són totalment absorvides per l'arbre i els contrapesos d'equilibratge; però, en canvi, suporten la totalitat de les reaccions de la pressió repartides per meitat obre cada un.

II) Els fregaments dels segments laterals amb el bastiment de la màquina.

Aquesta pressió és, generalment, molt dèbil i la velocitat lineal mitjana, no passant mai de 6 a 8 metres per segon, el treball resultant és, pràcticament, inapreciable.

III) Els fregaments de deslligament de les paletes en llurs guies respectives, així com els fregaments dels extrems de les paletes contra les generatrius del cilindre.

És fàcil veure que són molt baixos. El lleuger treball en fals d'aquestes peces, la petita superfície que presenten a la pressió i el dèbil deslligament són llurs causes principals. Com, d'altra part, el pes de les paletes és escàs i llur velocitat lineal petita el treball de fregament és, pràcticament, nul.

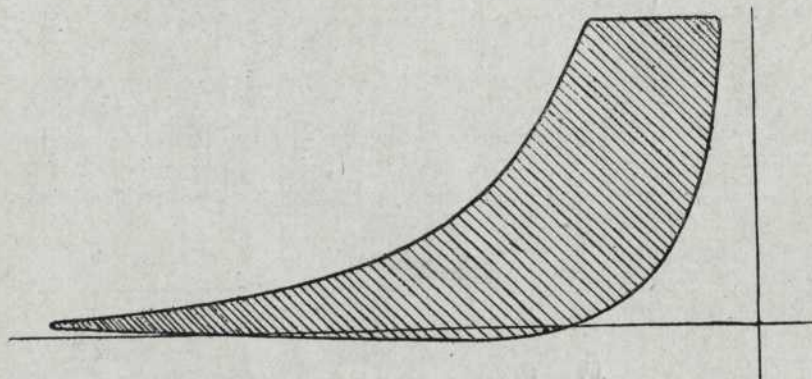


Fig. 18 — Diagrama de compressió de l'aire en un aparell R. PLANCHE.

IV) El fregament dels engranatges.

No és, doncs, exagerat admetre que aquestes màquines tenen un rendiment mecànic gairebé de 95 %.

En quant als rendiments volumètrics són superiors als de qualsevol màquina de pistó, àdhuc a petita velocitat. En efecte, en els aparells rotatius que descrivim, l'entrada dels gasos a l'aspiració és completament lliure i llur velocitat es conserva de mitjana importància. Si es té en compte que l'absència de les vàlvules d'aspiració evita els escapaments corresponents, es comprendrà fàcilment que el volum aspirat per aquestes màquines és particularment elevat.

En quant a les disminucions de volum engendrades pels diferents retards de les obertures i tancaments d'aspiració i d'expulsió, gairebé no tenen influència

sobre el rendiment volumètric, puix en les posicions pròximes al punt mort les variacions de volum produïdes pel desplaçament del pistó són molt dèbils, a l'igual que en les màquines de pistó.

Si examinem ara el rendiment termodinàmic veurem que encara que la compressió d'aquestes màquines sigui molt ràpida, el seu coeficient de refredament augmenta a l'ensens que disminueix la duració del temps de refredament, d'on pot afirmar-se que el refredament és tan perfecte com en les màquines de pistó.

Encara que sembli paradoxa, és fàcil demostrar que en màquines semblants que tinguin rendiments iguals, el coeficient de refredament augmenta amb el nombre de revolucions.

Comparem dues màquines, I i II. La I posseeix gran cilindrada i poca velocitat i la II, al contrari, petita cilindrada i gran velocitat.

	Màquina I	Màquina II
Cilindrada... ..	V_1	V_2
Superfície de refredament	S_1	S_2
Nombre de revolucions...	n_1	n_2

Si en una màquina qualsevol els volums augmenten amb el cub de llurs dimensions, les superfícies de re-

fredament sols augmenten amb els quadrats de les mateixes dimensions. Es té, doncs,

$$V_1 = d_1^3 \quad S_1 = a \cdot d_1^2$$

$$V_2 = d_2^3 \quad S_2 = a \cdot d_2^2$$

on a és una constant variable pròpia de cada tipus de màquina comparada. Si aquesta variació té lloc entre dues màquines semblants, tenim

$$a_1 = a_2 = a$$

Ja que admetem debits iguals per a les dues màquines comparades forçosament tindrem

$$V_1 n_1 = V_2 n_2 \quad \text{o} \quad d_1^3 n_1 = d_2^3 n_2$$

però
$$\frac{V_1}{S_1} = \frac{d_1}{a}$$

d'on deduïm $d_1 = \frac{\alpha V_1}{S_1}$ i $d_2 = \frac{\alpha V_2}{S_2}$

Si introduïm aquestes valors en la fórmula precedent, tenim

$$\alpha^3 \left(\frac{V_1}{S_1} \right)^3 n_1 = \alpha^3 \left(\frac{V_2}{S_2} \right)^3 n_2$$

i finalment

$$\frac{\frac{V_1}{S_1}}{\frac{V_2}{S_2}} = \sqrt[3]{\frac{n_2}{n_1}}$$

i com que per hipòtesi $n_2 > n_1$, resulta

$$\frac{V_1}{S_1} > \frac{V_2}{S_2}$$

Vegem, doncs, que per a dues màquines d'igual rendiment, de la mateixa pressió i de la mateixa construcció, la relació del volum engendrat per cada una d'elles amb la superfície total del refredament engendrat durant aquest temps, augmenta a mesura que llur nombre de revolucions disminueix o vice-versa.

Sigui un exemple. Si fem la comparació entre dues màquines que donen el mateix rendiment i giren, respectivament, a 150 i 1500 rev. p. m. veurem que sota el punt de vista del refredament estem en condicions el doble més avantatjoses en el cas de 1500 rev. que en el de 150.

La comparació ha estat feta entre dues màquines de pistó:

Màquina I: Diàmetre de cilindre aproximadament igual a la carrera del pistó.

Màquina II: Amb petit diàmetre de cilindre i gran carrera de pistó.

S'ha evidenciat que la segona és molt superior a la primera en el sentit del refredament.

Si tenim en compte que en les màquines rotatives de moviment uniforme la duració del refredament és doblada per la supressió del semitemps d'aspiració i que les superfícies de refredament són majors que en les màquines de pistó i que, finalment, degut a la corba de rendiments en les màquines rotatives de moviment uniforme, els temps d'impulsió a alta pressió i, per consegüent, a gran diferència de temperatura, són augmentats, podem admetre sense gran error que sota el punt de vista del refredament dels gasos estem en condicions equivalents tant amb un compressor rotatiu de moviment uniforme com amb una màquina de pistó.

L'autor acaba el seu documentat estudi amb una sèrie de comparacions entre els compressors R. PLANCHE i els altres tipus que hem esmentat, de les que dedueix marcats avantatges per a aquest tipus de màquina, les quals comparacions no repetim ací per tal com totes elles són derivades de l'estudi precedent, del que, més aviat, són un resum.

T. D. T. trad.