

LES TURBINES DE VAPOR

(Acabament)*

Càlcul mecànic dels òrgans principals que integren la turbina de vapor

Paletes motrius

Les paletes motrius són uns òrgans molt delicats; d'ací que calgui emprar materials molt bons per tal de poder resistir les grans forces centrífugues i les corrosions que produeix el vapor, sobretot en els últims rodets, degut a què està humit. Avui dia s'usen exclusivament els acers i bronzes al Ni. Les paletes generalment s'obtenen per fresat i algunes cases les obtenen per estampat.

Per unir les paletes al rodet les cases constructores usen diferents tipus de subjecció, que varien molt poc del que és exposat a la figura 15: ademés es reforça la unió per mitjà d'una cinta circular, en varis troços, reblada al cap de les paletes. L'entrada de les paletes en el rodet, és facilitada per una entalla que porta

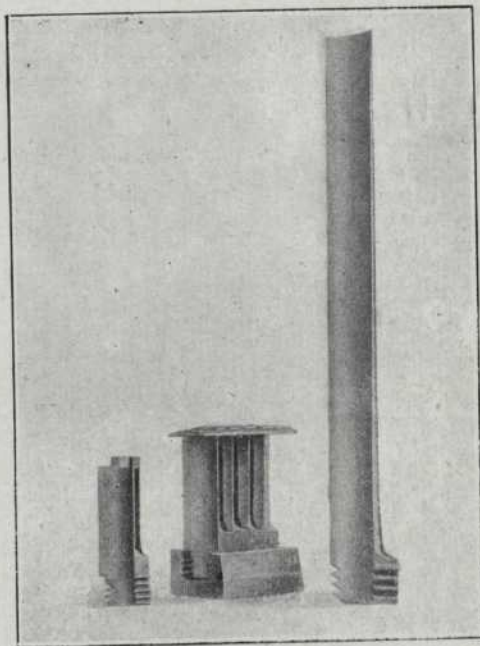


Fig. 15. Tipus de subjecció adoptat per la casa Tosi

* Vegi's *CIENCIA* núm. 6.

la corona, la qual és tapada després amb una peça postissa.

El càlcul de les paletes motrius de les turbines d'acció és molt senzill, puix que solament s'han de tenir en compte les forces centrífugues que desentrotllen. En turbines de reacció s'ha de tenir també en compte la pressió del vapor car produeix una flexió de les paletes. Com ja hem dit anteriorment, les turbines d'acció també produeixen un petit efecte de reacció que es tradueix en una empenta lateral (525 kgs en el quint rodet). Combinant aquestes empentes en un polígon, s'obté la resultant de les pressions contra les parets. En el nostre cas, per tractar-se d'una turbina d'acció i havent estat fixades les dimensions de les seves paletes en el càlcul tèrmic, podem prescindir de la reacció del vapor.

Toberes

Es construeixen, generalment, de planxa i llur secció augmenta lleugerament i progressivament de la sortida a l'entrada. Llur perfil és gairebé arbitrari, si bé no és convenient d'adoptar corbatures que determinin canvis bruscs de secció que augmentin excessivament les pèrdues. Cal, ademés, que la part cilíndrica de sortida sigui prou gran per assegurar el paral·lelisme dels filets fluids. Per unir les toberes als diafragmes es posen en els motllos d'aquests darrers, de manera que quedin preses a la massa dels diafragmes en fondre'ls.

Materials emprats

El primer material usat en la construcció de toberes va ésser el llautó, per tal com la humitat no l'oxida; en canvi, té l'inconvenient d'ésser mecànicament poc resistent, sobretot a

temperatures una mica elevades. El primitiu aliatge emprat era: $\text{Cu}=0,72$ $\text{Zn}=0,28$ i $\text{Pb}=0,001$, al qual s'introduí $0,03$ de Fe , que junt amb un bon recuit, augmentava considerablement la resistència mecànica. També es feren assaigs amb un aliatge de bronze i alumini; però calgué desistir-ne perquè si bé tenia una resistència mitja superior a la del llautó, era molt sensible a les accions químiques de l'aigua. Finalment s'han fet assaigs amb el llautó al Ni , que dona molt bon resultat degut a les elevades càrregues de ruptura i límit elàstic. A Amèrica s'empra el metall Monel que conté 65% de Ni . Aquest aliatge és inoxidable, àdhuc a la temperatura del roig, tot i conservant una elevada càrrega de ruptura. L'acer al Ni té marcats avantatges sobre els aliatges anteriors: molta més resistència a la ruptura, al límit elàstic i, ademés, és inalterable a altes temperatures. Segons TAMMAN els aliatges cromo-cobalt en una proporció de 75 i 25% , respectivament, tenen a 720° una càrrega de ruptura de 45 kgs/mm^2 i un allargament de 22% .

Rodets

Com ja hem dit, el vapor, convenientment dirigit per les toberes, passa a través de les paletes motrius fent giravoltar els rodets. L'esforç tangencial degut al vapor és tan insignificant, comparat amb el treball elàstic que causen les forces centrífugues, que el podem negligir. Aquest treball el produeixen les tensions principals σ_y i σ_z ¹⁰

Aquestes tensions originen cada una d'elles un allargament unitari $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$, (essent E el mòdul d'elasticitat) en el sentit de les forces i, normalment a elles, una contracció transversal $r\varepsilon$. Per consegüent, la deformació veritable serà:

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} (\sigma_y - r \sigma_z) \quad (1)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} (\sigma_z - r \sigma_y) \quad (2)$$

essent r , la inversa de la constant de Poisson; $r=0,3$ per a l'acer.

Designem per λ la dilatació radial: un rodet de longitud $2\pi x$ pendrà, després de deformar-se, la longitud $2\pi(x+\lambda)$. L'allargament unitari en aquest cas serà

$$\varepsilon_y = \frac{2\pi(x+\lambda) - 2\pi x}{2\pi x} = \frac{\lambda}{x}$$

Per altra part, per a un radi $x+dx$ la deformació λ' corresponent fóra

$$\lambda' = \lambda + \frac{d\lambda}{dx} dx;$$

per consegüent, la longitud de disc dx' deformada serà

$$dx' = (x + dx + \lambda') - (x + \lambda)$$

i l'allargament específic:

$$\varepsilon_z = \frac{dx' - dx}{dx} = \frac{d\lambda}{dx}$$

Substituint en les equacions 1 i 2, ens queda

$$\sigma_z = \frac{E}{1-r^2} (\varepsilon_z + r\varepsilon_y) = \frac{E}{1-r^2} \left(r \frac{\lambda}{x} + \frac{d\lambda}{dx} \right)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-r^2} (\varepsilon_y - r\varepsilon_z) = \frac{E}{1-r^2} \left(r \frac{\lambda}{x} + \frac{d\lambda}{dx} \right)$$

Aquestes són les dues equacions generals dels discs; d'elles es desprèn que llur càlcul s'efectua tenint en compte solament les deformacions que sofreixen. La integració doble de la funció anterior ens dona dues constants que venen determinades per les condicions en el nucli i en la perifèrie. Dos casos generals es poden presentar: 1r., donades les dimensions del disc, determinar les tensions, i 2n., donades les tensions determinar les dimensions¹¹.

Els rodets es fan d'igual resistència, és a dir que a cada punt $\sigma = \tau_y = \sigma_z$ aquesta condició no es verifica mai a la pràctica, però hom procura acostar-s'hi lo més possible.

Ja al 1883 LAVAL trobà la manera d'aplicar aquestes condicions en el seu rodet. Actualment, ja que la forma del rodet Laval no és aplicable a les turbines múltiples, la majoria dels constructors han adoptat el sistema de la

¹¹ Nosaltres, com que no tenim dades d'altres màquines semblants construïdes, haurem de fer varis tanteigs previs.

¹⁰ σ_x dirigit paral·lelament a l'eix del rodet és nul.

patent alemanya núm. 251865, que recomana de donar a la llanta del rodet una secció suficient per tal d'obtenir la tensió volguda.

Rodet Laval

La figura 16 mostra que aquest rodet no està travessat per l'arbre, sinó que hi és subjectat per medi d'un dispositiu convenient. Com sigui que a les proximitats d'un forat les tensions són dues o tres vegades més fortes que

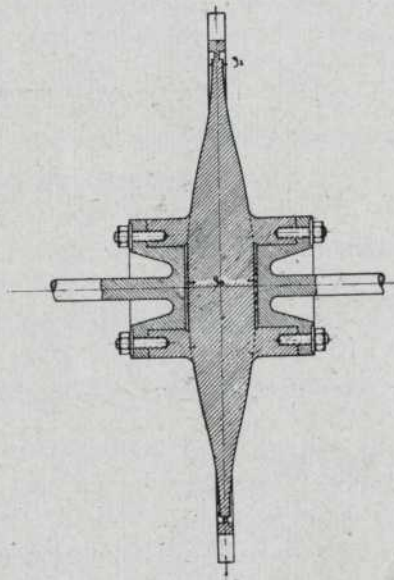


Fig. 16. Rodet Laval

si aquell no hi fos, és molt perillós, quan la velocitat és una mica elevada, d'equilibrar les pressions d'ambdues cares del rodet per mitjà de traus; en canvi, es recomana d'establir l'esmentat equilibri deixant un espai suficient entre el rodet i la coberta, com s'ha vist en el càlcul tèrmic.

La fórmula general dels discs Laval d'igual resistència, és la següent:

$$y_a = y e^{2 \frac{\mu \omega^2}{\sigma} x^2}$$

en la que y_a i y són el gruix del disc en el nucli i en el radi x , e la base dels logaritmes naturals, μ la massa específica del material, ω la velocitat angular i σ la tensió admissible.

Altres rodets

El rodet anterior, molt convenient per a la roda única *Laval*, no és pràctic a les turbines múltiples, puix que en aquestes l'arbre travessa el rodet i el nucli mereix, per tant, un càlcul especialment delicat. Ademés el perfil del rodet segueix la llei hiperbòlica $y = c x^{-\alpha}$ (fig. 17) essent c i α dues constants. Quan la velocitat tangencial és molt petita es fa el gruix constant, però la repartició de tensions és defectuosa.

Materials emprats en la construcció dels rodets

Quan la velocitat tangencial del rodet no passa de 200 m. p. s., un bon acer Martin és suficient; però quan passa d'aquesta valor fins a arribar a 400 m. p. s., són necessaris acers al Ni i Cr-Ni, les tensions admissibles dels quals arribin a 2500 kgs/cm². La casa Krupp

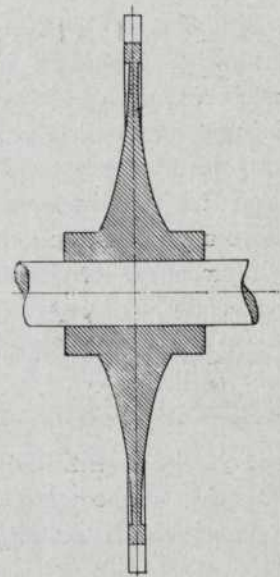


Fig. 17. Rodet de perfil hiperbòlic

ha publicat la taula següent en la qual dona les característiques dels materials més emprats en la construcció dels rodets.

	Càrrega de ruptura	Límit elàstic	Allargament
	Kg/mm ²	Kg/mm ²	%
Acer especial Martin	52-60	30	18
Acer dolç Martin	40-47	22	27
Acer al Ni 3 %	60	50	15
Acer al Ni 5 %	70	50	15
Acer Cr. Ni	75	60	13
Acer al manganès	70	45	15

Ademés, la mateixa casa obté petites peces forjades, la càrrega de ruptura de les quals és de 200 kgs/mm² i el límit elàstic 160; però els constructors no ho recomanen puix el material és molt menys dúctil.

La tensió a què treballa el material es pren generalment de manera que accelerant el rodet

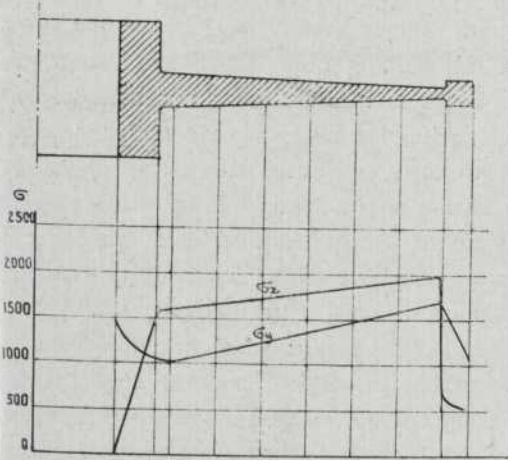


Fig. 18. Diagrama de tensions en el V rodet de pressió

un 50 %, la tensió arribi al límit elàstic. Essent σ_r la càrrega de ruptura, tenim:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma} = \frac{1,5^2}{1}; \text{ d'on } \sigma = \frac{\sigma_r}{2,25}$$

Límit de la possibilitat de construcció dels rodets.

Degut a les fortes velocitats perifèriques dels rodets, les forces centrífugues ocasionen, com ja hem dit, tensions considerables, que limiten la construcció dels rodets a la tensió admissible del material emprat.

Creiem interessant veure fins a quin límit es poden construir rodets LAVAL d'igual resistència, emprant una tensió admissible de 2500 kgs/cm² de límit elàstic.

Substituint i simplificant la fórmula general dels rodets sense orifici central, obtenim:

$$y_a = y_z e^{\frac{\mu \omega^2}{2\sigma} x^2}; \text{ i } \lg \frac{y_a}{y_z} = \frac{\mu v^2}{2\sigma} \lg. e$$

en la qual μ és $7,95 \times 10^{-6}$; $\log e = 0,4343$;

$2\sigma = 5000$, i $\frac{y_a}{y_z}$ la relació que existeix entre el gruix del nucli y_z i el de la part més prima respectivament.

Aquesta fórmula ens permet de precisar la següent taula:

U	200 m/s	400	600	800	1000
$\lg \frac{y_a}{y_z}$	0,278	0,936	2,49	4,44	6,94
$\frac{y_a}{y_z}$	1,90	9,72	310	27.500	9.740.000

Com es pot veure, ja a 400 m. p. s. la construcció dels rodets ofereix serioses dificultats impossibles de vèncer en les altres velocitats superiors, sota pena d'arribar a nuclis formidables.

Nosaltres hem adoptat rodets de perfil hiperbòlic; el material emprat és l'acer Martin de 1500 de càrrega admissible en els 4 primers rodets en els quals la velocitat tangencial no arriba a 200 m. p. s.; en els dos últims, ens hem vist obligats a posar acer al Ni 5 %, de càrrega admissible 2500 kgs/cm², per tal com la velocitat tangencial arribava als 200 m. p. s.

Arbre

L'arbre d'un turbina és un òrgan que mereix una atenció especial a causa de la forta velocitat a què volta (3000 r. p. m. en el nostre cas), i del pes que ha de suportar. El càlcul es fa per flexió i torsió combinades, puix que ultrà del parell motor, ha de resistir la flexió que ocasionen els rodets i el propi arbre.

Com sigui que en les turbines predomina el

parell torsor, el càlcul dels arbres s'efectua emprant, en lloc de la vella fórmula del moment reduït

$$M_i = 0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + M_d^2}$$

la següent

$$\tau = \frac{1}{2} \frac{\sqrt{M_f^2 + M_d^2}}{W}$$

en la qual τ és la tensió admissible al deslligament, M_f i M_d els moments flector i torsor respectivament, i W el mòdul de la secció a flexió. Aquesta fórmula, poc aplicada encara, va ésser deduïda pels experiments de MOHR i GUERST i després confirmada per W. SCOBLE, puix que la causa que determina la

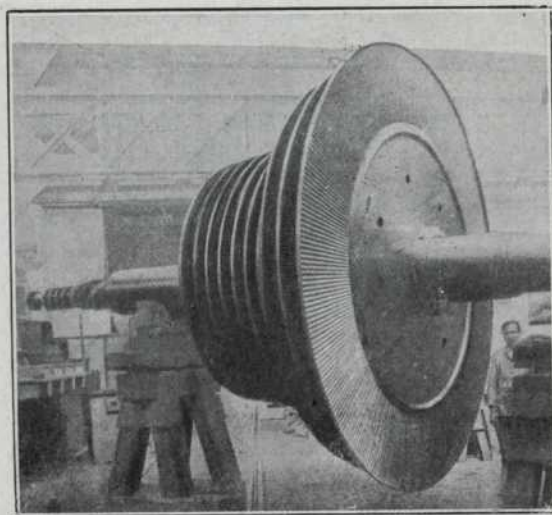


Fig. 19. Arbre i rodets d'una turbina de 40 000 H. P.

ruptura no és altra que el deslligament. El valor admissible τ , cal que sigui, aproximadament, la meitat del que s'adoptaria en el cas d'usar l'antiga fórmula del moment reduït.

Velocitat crítica

* Degut a què l'equilibrament dels rodets no és mai perfecte, existeix una força centrífuga no compensada, la intensitat de la qual és susceptible de produir fortes vibracions i fins trencar l'arbre; això té lloc quan s'arriba a la velocitat crítica. Els fenòmens que es produeixen quan la velocitat de l'arbre s'apropa i passa la velocitat crítica són molt curiosos i van

ésser científicament estudiats per RANKINE, DUNKERLEY, REYNOLDS i FOPPL.

Si fem girar cada vegada més depressa un arbre, veurem que aquest produeix vibracions, l'amplitud de les quals va augmentant progressivament fins arribar a un màxim: és la primera velocitat crítica. Després, si anem accelerant, les vibracions disminueixen paulatinament d'amplitud fins a desaparèixer del tot. I si encara augmentem més la velocitat tornarem a trobar una segona velocitat crítica, d'intensitat inferior a la primera; després una tercera, també inferior a la segona, i així successivament. Per consegüent hi han dues formes d'evitar aquesta velocitat: 1.^a) Calculant els arbres a una flexibilitat tal que llur velocitat pròpia sigui compresa entre dues velocitats crítiques. 2.^a) Fent els arbres rígids; és a dir, donant-els una secció suficient perquè no hi arribin, ja que la velocitat crítica que correspon al període propi d'oscil·lació baixa quan augmenta la massa. El primer mètode és el que va adoptar LAVAL, que desconeixia aquestes fórmules, (vegi's fig. 16), portant la velocitat de l'arbre a 6 o 7 vegades la crítica; aquesta solució té alguns inconvenients, puix que en arribar a la velocitat crítica es produeixen moltes vibracions de gran amplitud¹² que dificulten la bona marxa de la turbina. LAVAL, per evitar-ho, posava dos suports suplementaris molt apropats al rodet, els quals en marxa normal no tocaven l'arbre i evitaven les fletxes excessives quan aquest passava per la velocitat crítica.

El segon cas, és a dir, el corresponent als arbres rígids, és el que adopten la generalitat dels constructors i el que nosaltres també hem adoptat. Per calcular exactament la velocitat d'un arbre de secció variable, carregat de diferents masses, els mètodes analítics presenten dificultats molt grans; en canvi, el mètode gràfic que es basa en el teorema de la línia elàstica de MOHR, és força més senzill. No obstant, ací calcularem aproximadament la velocitat crítica per la fórmula de DUNKERLEY,

¹² Teòricament l'amplitud fóra infinita.

avui extensament discutida per E. HAHN. *Coixinets*
Aquesta fórmula diu:

$$\frac{1}{\omega^2 k} = \frac{1}{\omega^2 k} + \frac{1}{\omega^2 k} + \frac{1}{\omega^2 k} + \dots$$

essent ωk la velocitat crítica angular total i $\omega_n k$ la velocitat angular crítica de l'eix i de les diferents masses dels rodets considerades isoladament. Anomenant n el nombre de revolucions, podem expressar l'anterior fórmula de la següent manera

$$\frac{1}{n^2 k} = \frac{1}{n^2 k} + \frac{1}{n^2 k} + \frac{1}{n^2 k} + \dots$$

Per tal de calcular les velocitats crítiques parcials de cada rodet i de l'arbre farem ús de

la fórmula de FOPPL que diu $n k = 300 \sqrt{\frac{k}{P}}$

essent K la força necessària per fer flexar l'arbre de 1 centímetre, i P la càrrega aplicada. Calculada d'aquesta manera, la velocitat crítica total és, en el nostre cas, de 4000 r. p. m. aproximadament.

Aquesta velocitat crítica diferirà, amb seguretat bastant, de la que tindria a la pràctica, degut a les múltiples causes que l'afecten ¹³.

¹³ Segons el constructor anglès J. MACFARLANE, un arbre d'induit que hauria de tenir, teòricament, una velocitat crítica de 1000 r. p. m. en tenia, a la pràctica, 2600. Aquesta aparent contradicció era deguda a que l'induit, entrat en calent, havia format amb l'arbre un mateix cos. Ademés la llargària dels coixinets i la viscositat dels lubricants també influeixen favorablement.

Segons una Memòria publicada per STODOLA en 1914 a la *Revue Mécanique* i altres treballs de LAMB i SOUTHBELL, del 1921, els rodets sofreixen també vibracions transversals. Aquestes vibracions provenen: a) de la injecció parcial, ja que la vena fluida comunica, periòdicament, una mateixa empenta a cada paleta; b) de les vibracions dels arbres; c) dels acoïllaments elàstics, els quals, quan s'han desgastat, transmeten, ademés del parell torsor, un moment de flexió d'intensitat variable. Aquestes vibracions no tenen, en general, cap importància, però cal evitar la resonància. Ultra de les vibracions degudes a la flexió, existeixen les que són degudes a la torsió. Aquestes, pràcticament, llevat que es tracti de turbines marines, no es consideren.

A causa de la gran velocitat a què giren els arbres i dels grans pesos que han de suportar, els constructors han cercat una fórmula que els permeti de construir el coixinet de dimensions racionals, tot i donant una completa seguretat. Per això, en aquests últims temps l'antiga teoria del frec s'ha vist seriosament modificada, per seqüència dels treballs de REYNOLDS, PETROFF i molts altres. L'explicació d'aquesta teoria suposava que un coll cilíndric, girant a dextrorsum, es desviava cap a la dreta i cap a dalt, de manera que produïa un moment de fregament que anulava el moment produït per la càrrega útil. Posteriorment s'ha vist que el gorró es desvia cap a l'esquerra i cap a vall, produint una làmina líquida de lubricant d'espessor variable, en la qual la pressió varia com indica el diagrama polar de la fig. 20. La resultant d'aquestes pressions positives entre *ABC* i negatives (inferiors a l'atmosfèrica) entre *ADB*, ha d'equilibrar exactament la càrrega *P*. D'ací es dedueix que un gorró descarregat, sense massa pròpia, es centraria rigorosament. Aquests diagrames són teòrics i es basen en el supòsit que el coixinet envolta tot el gorró. La tendència moderna, en canvi, tendeix a suprimir el metall antifricció de la meitat superior o bé posar-hi un forat per engras-

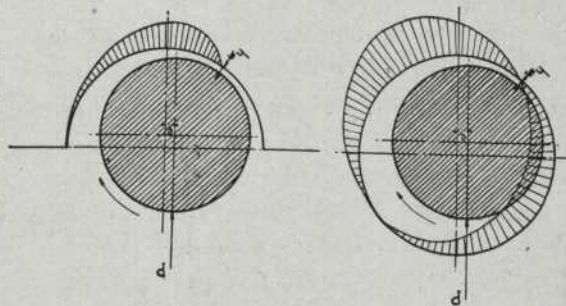


Fig. 20 i 21 - Diagrames polars de tensions

sar la ròtula; llavors, el diagrama polar pren la forma de la fig. 21. Com es veu en les figures anteriors, és necessari, per al bon funcio-

nement de la màquina, que hi hagi un cert joc entre el coll i el coixinet ¹⁴. Coberta

Diafragmes

Els diafragmes quan són d'una sola peça, es calculen amb les fórmules referents a les plaques planes d'espessor constant, apoiades lliurement: $\sigma = \frac{3}{8} (3+\nu) \frac{r^2}{h^3} p$, essent h l'espessor de la placa, p la diferència de pressió entre les dues cares, r el radi i ν la inversa de la constant de Poisson; aquesta fórmula, supo-



Fig. 22. Emmotllat d'un diafragma

sant que $\nu=0,3$ (valor corresponent a l'acer, que és el material emprat per nosaltres), simplificada, dóna: $\sigma = 1,24 \frac{r^2}{h^3} p$. En general, però, els diafragmes es fan partits, en el qual cas la fórmula anterior no ens dóna una exactitud suficient. STODOLA deduí empíricament la relació de tensions i deformacions que existeix entre un diafragma sencer i un de dividit. Anomenant σ' i y' les tensions i deformacions d'un diafragma partit i σ i y les d'un de sencer, tenim: $\sigma' = 1,6\sigma$; $y' = 2,4y$. És basant-nos en aquestes relacions que hem calculat els diafragmes, ja que també els fem partits. La fig. 22 dóna un exemple de com es verifica el motlleig.

¹⁴ Segons els recents assaigs de la *Brown Boveri*, un joc radial inferior a 1 per mil del radi produeix fortes vibracions en l'arbre; amb un 2 per mil les vibracions disminueixen considerablement, i amb un 3 per mil la marxa és completament normal. Aquests resultats són atribuïts a que la pel·lícula líquida no distribueix convenientment les tensions degut a que era massa prima.

Les cobertes, per tal de facilitar llur fundició, transport i muntatge, es fan partides per un pla diametral i per varis transversals; llur càlcul es fa, senzillament, com el d'un cilindre sotmès a una pressió interior o exterior. A les juntes s'ha de tenir en compte la flexió de les brides causada per la velocitat del vapor. Per veure els gruixos adoptats en el nostre cas vegis la fig. 14.

Influència de la temperatura

Ademés dels esforços moleculars produïts per l'acció dinàmica, s'han de tenir en compte les deformacions i tensions interiors, produïdes per les diferències de temperatura entre les distintes peces. Aquests esforços, de vegades importants, augmenten en les engegades massa ràpides. Per això cal evitar, en lo possible, les parets planes i les nervades amb excés que són les més perilloses sota aquest punt de vista. La part cilíndrica de la coberta i els forros mal posats poden ocasionar també tensions considerables. En els diafragmes, per evitar aquest perill, es fa la part superior cònica, de manera que en augmentar la pressió p , augmenta p_1 , apretant més les dues parts del diafragma (fig. 23).

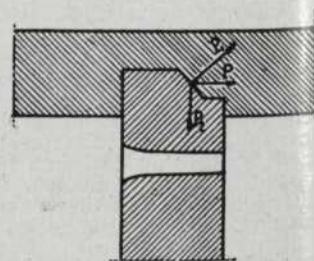


Fig. 23
Unió del diafragma amb la coberta

En els rodets, la diferència de temperatures entre la perifèrie i el nucli pot ésser tan important (fins a 100°) que les tensions internes produïdes per les dilatacions poden causar perillosos accidents. Per tal que el rodet es dilati lliurement, alguns constructors proposen de fer-hi ranures radials.

Regulació de les turbines de vapor

El mètode de regular l'admissió de vapor actualment més emprat, és actuar per laminació del vapor per petites variacions de càrrega, obrint o tancant grups de toberes per a les grans variacions. La regulació ha d'ésser isòdroma, és a dir, que permeti el funcionament de la turbina a qualsevol càrrega, permaneixent constant el nombre de revolucions per minut.

Generalment, s'usen reguladors de força centrífuga de ressort tipus HARTUNG, combinats amb servomotors. La figura 24 és l'esquema de regulació emprat en el projecte descrit, en el qual la quantitat de vapor necessària per a l'alimentació de la turbina és distribuïda per tres vàlvules: *C* i *D* deixen passar el 75 % i 25 %, respectivament, del vapor necessari per a la marxa normal i la *E* el 25 % per a un cas de sobrecàrrega. Com que les toberes en el rodet CURTIS (injecció parcial), són agrupades en 4 grups, tres d'ells són alimentats per la vàlvula *C* i el grup restant ho és per la vàlvula *D*. La cambra d'alimentació de la turbina en el rodet CURTIS és, així, dividida en dos compartiments. La vàlvula de sobrecàrrega envia directament el vapor al primer rodet de pressió¹⁵. La particularitat d'aquest sistema de regulació, que és emprat per la casa Sulzer, resideix en l'ús d'una bomba centrífuga d'oli per comptes de regulador.

En principi, el funcionament és el següent: La bomba centrífuga *A* s'acobla a l'eix de la turbina per mitjà de pinyó i vis sens fi i comprimeix l'oli que li envia la bomba d'engranatges contra un pistó solidari amb el qual hi ha un tiroir que posa en comunicació el cilindre del servomotor *B* amb el cilindre del tiroir o amb l'atmosfera, segons si es produeix una descàrrega o inversament. El pistó del servomotor comanda la vàlvula *C*, la qual, quan és a la meitat de la seva cursa, fa obrir la vàlvula *D* per mitjà de la compressió de l'oli que hi ha en el cilindre *e*, el qual cilindre comunica amb un altre cilindre el pistó del qual comanda. Si *D* és oberta i cal, encara, més vapor, la vàl-

vula *E* que es boja sobre l'eix és arrossegada per la vàlvula *D*, assolint-se, d'aquesta guisa, una sobrecàrrega que pot variar entre 100 i 125 % segons l'estrangulament del vapor. La isodromia és obtinguda pel ressort i els dos pistons que fan equilibri al cilindre principal accionat per la bomba centrífuga, mantenint la posició normal del tiroir per a qualsevol càrrega.

Els dispositius *F* i *G* representen el regulador i vàlvula de seguretat accionats hidràulicament en passar la velocitat de la turbina un 10 % de la normal. A la figura 24 falta un cilindre en el qual l'oli que alimenta el servomotor es troba alternativament comprimit i espirat, produïnt una oscil·lació contínua en els òrgans del servomotor que el fan més sensible per tal com el fregament és més petit en marxa que en repòs.

Càlculs suplementaris per evitar l'efecte de les vibracions.

Com hem dit en parlar de l'efecte de la velocitat crítica en els arbres, les vibracions del rodet, paletes, fundacions, etc., també tenen influència sobre la marxa de la turbina. Per evitar l'efecte de ressonància, produïda per la igualtat entre la freqüència d'oscil·lacions pròpies i la deguda a les forces exteriors, cal donar a aquests òrgans dimensions adequades perquè llur nombre d'oscil·lacions pròpies difereixi del nombre de voltes de la turbina. Aquest càlcul és molt llarg i s'han de fer moltes hipòtesis puig hi intervenen factors que influeixen a obtenir resultats no concordants a la pràctica.

D'ací que nosaltres hem desenrotllat per a les paletes un càlcul gràfic, basat en el principi de l'analogia entre una freqüència d'oscil·lacions naturals i el nombre de voltes crític el qual ens porta a les relacions:

$$\lambda = (2\pi N)^2; N_s = \frac{\lambda}{2\pi}$$

la qual fórmula, aplicada al nostre cas, dona per a l'última paleta del salt de pressió

¹⁵ Vegi's fig. 14, núm. 6 de CIENCIA.

$N=2270$ vibracions p. s. o sigui 136200 vibracions p. m.

També s'hauria de tenir en compte el bamdatge però degut a la diferència entre N i ω

ben, per mitjà de suports, esforços periòdics que els fan vibrar.

És interessant de consignar que en cas de què hi hagi ressonància aquesta no és peri-

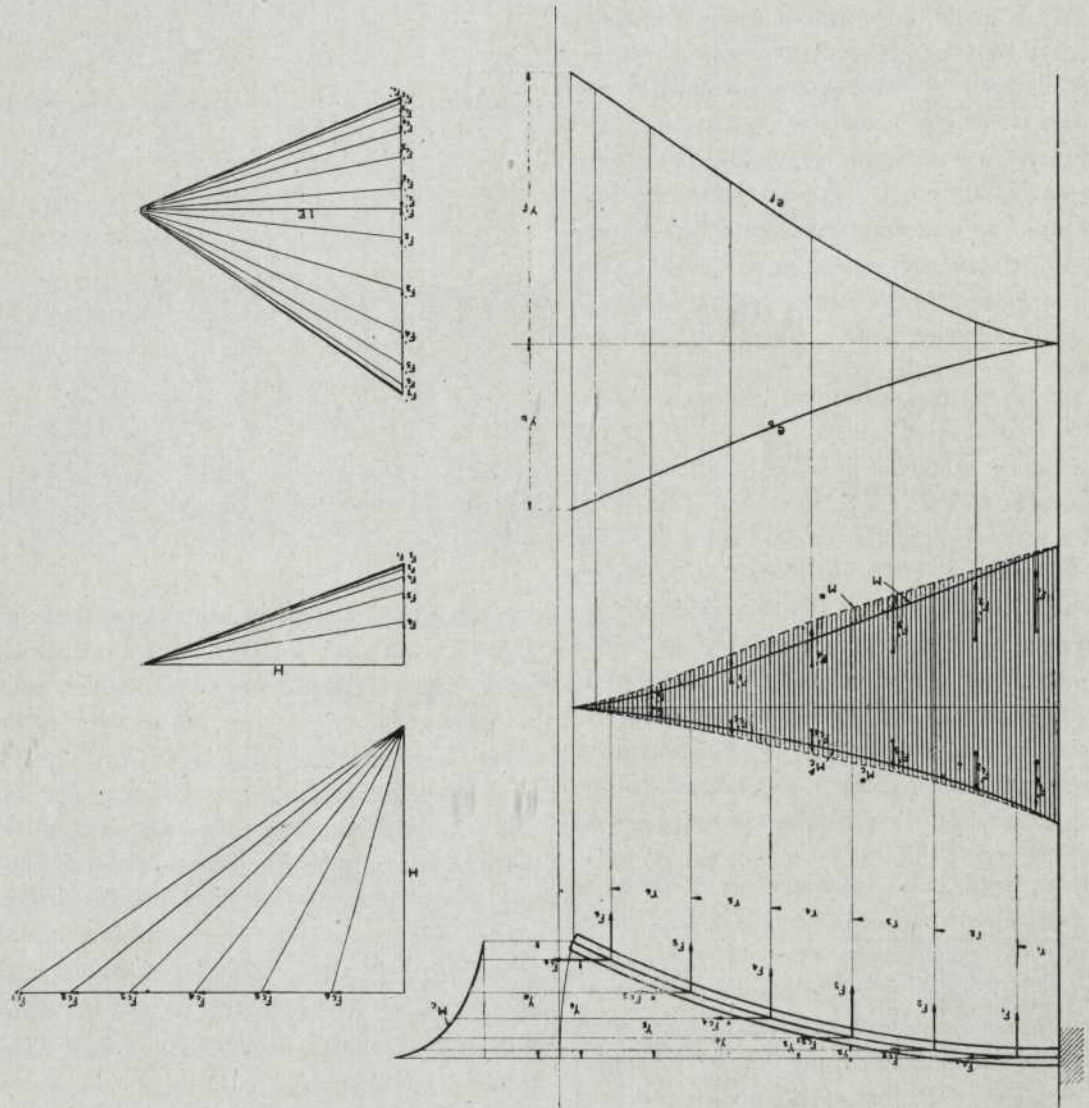


Fig. 25. Càlcul gràfic basat en el teorema de Mohr, per determinar el nombre d'oscil·lacions propi de les paletes

(136000 i 3000), no val la pena de rectificar els càlculs.

Fonaments

A causa de les vibracions de l'arbre que mai no desapareixen completament, els fonaments re-

llosa per a la turbina a causa de l'elasticitat de l'arbre; solament varia lleugerament la seva velocitat crítica.

F. ROCA i M. BLANCO

Directors d'Indústries Mecàniques

TURBINA DE VAPOR

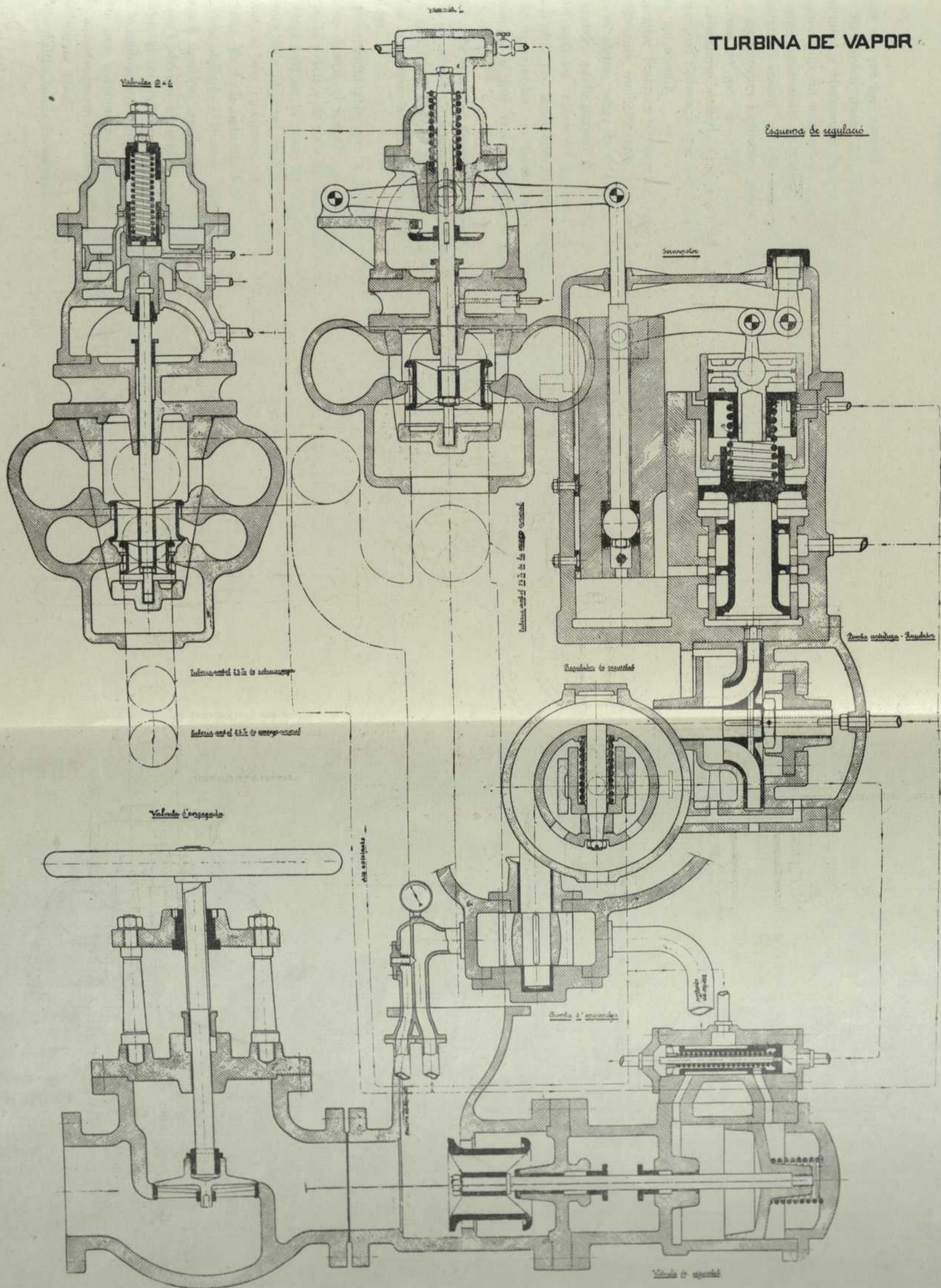


Fig. 24. Esquema de regulació de la turbina projectada

ПРОЦЕДУРА ЗА АМБИВУТ

