

CIÈNCIA

ANY I
NUM. 6

REVISTA CATALANA
DE
CIÈNCIA I TECNOLOGIA

JULIOL
DE 1926

LES TURBINES DE VAPOR

EN les turbines de vapor, com en totes les màquines motrius, es presenten dos problemes a resoldre: l'estudi de la transformació de l'energia amb el màxim rendiment i l'estudi de la resistència dels materials.

En les turbines de vapor, aquest últim predomina sobre el primer, puix que, a conseqüència de les fortes velocitats perifèriques a les quals estan sotmeses les paletes i els rodets, es produeixen forces centrífugues considerables, que fan necessari l'emprar acers especials per tal de poder-les resistir.

Ademés, aquestes forces centrífugues originen vibracions inevitables, susceptibles d'ocasionar efectes de ressonància i de posar en perill, per tant, la seguretat de la màquina i de fer la marxa irregular. També cal tenir en compte el cost de la màquina; però la falta de dades i preus de màquines construïdes ens fa desistir d'aquest estudi.

* * *

El principi en què es basa la turbina de vapor fou aplicat per primera vegada, el 1629, per l'italià GIOVANNI DE BRANCA. Aquest savi fent bullir l'aigua en un recipient tancat obtenia vapor, el qual era dirigit, mitjançant un canó, a una roda de paletes. Aquest rudimentari dispositiu va fracassar, mancat de precisió en

els òrgans. No fou fins el 1883 i 1884, que el suec LAVAL i l'anglès PARSONS, partint d'un principi ben diferent, varen construir, respectivament, llurs renomades turbines. Mentre que LAVAL, basant-se en el dispositiu de GIOVANNI DE BRANCA injectava diverses venes de vapor lliure a una roda de paletes (fig. 1),

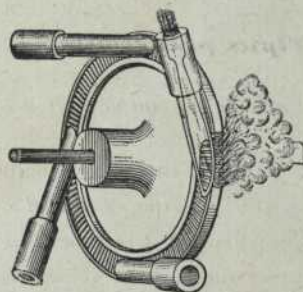


Fig. 1
Roda de paletes Laval

PARSONS feia entrar el vapor en una sèrie de rodes motrius, de manera a fraccionar el salt total i reduir la velocitat perifèrica. Les dificultats que hagueren de vèncer aquests dos inventors foren formidables; PARSONS necessità més de 15 anys per fer veure l'aplicació pràctica de la seva turbina, la qual, després, tant s'extengué en les grans màquines marines ¹.

La turbina LAVAL, al contrari, si bé va tenir molta acceptació al principi, ha quedat reduït

¹ Avui va cedint davant la senzillesa i bon rendiment de les turbines d'acció.

da a petites potències, degut a la seva forta velocitat tangencial. Ací s'escau de pensar en el progrés considerable que la metallúrgia ha assolit en la construcció d'aquestes màquines, puix que funcionen petites turbines LAVAL a 26.000 r.p.m., amb velocitats perifèriques de 400 m.p.s., és a dir, veïnes a les dels projectils.

Del 1900 ençà s'han llençat al mercat altres tipus de turbines, tals com la RATEAU, ZOELLY, A. E. G., etc., la teoria de les quals descriurem també.

Teòricament, existeixen dos tipus bàsics de turbines: d'acció i de reacció.

En la pràctica, per seqüència de la corbatura de les paletes, no s'obté el tipus de reacció pura, ni el d'acció pura; es conserven, però, aquestes denominacions segons que el treball obtingut per acció predomini sobre el de reacció, o inversament.

Els quatre models següents de turbina, funcionen d'acord amb els esmentats principis; en la pràctica, però, s'empra una combinació d'aquests tipus, que varia segons les cases constructores. Hi han algunes excepcions com més endavant veurem.

Tipus principals

Turbina de simple salt de pressió

Aquesta turbina, coneguda sota el nom clàssic de "turbina de Laval", és d'acció; el vapor s'expansiona a la tobera *A* (fig. 2 *a* i *b*), on incrementa la seva velocitat al màxim. El vapor passa, aleshores, a través de les paletes del rodet, on redueix la seva velocitat segons el treball utilitzat. Les corbes *c* i *d* de la fig. 2, mostren els canvis de velocitat i pressió que experimenta el vapor. Actualment aquesta turbina s'utilitza solament per a petites potències (fins a 500 HP.).

Turbina amb salts de velocitat

Aquesta turbina, coneguda amb el nom de "Roda Curtis", és d'acció. La fig. 3 explica les transformacions del vapor en una turbina d'aquest tipus, amb dos salts de velocitat. La

transformació de l'energia del vapor en el primer distribuïdor i en el rodet i els canvis de velocitat, són els mateixos que en la turbina de LAVAL, ja descrita; però en lloc de deixar que tota l'energia cinètica del vapor s'aprofiti en un sol rodet, es fa passar el mateix vapor per un altre distribuïdor fix *A*, el qual només té per objecte de canviar la direcció de les veïnes de vapor, per tal que enfoquin, amb l'angle convenient, el segon rodet. L'avantatge de la turbina CURTIS sobre la de LAVAL, resideix en què la velocitat perifèrica obtinguda és més petita i, per consegüent, més adaptable a unitats de gran potència. En canvi, el seu rendiment tèrmic és inferior, a conseqüència d'haver-hi més pèrdues per freg, no compensades per la disminució d'energia cinètica perduda a la sortida.

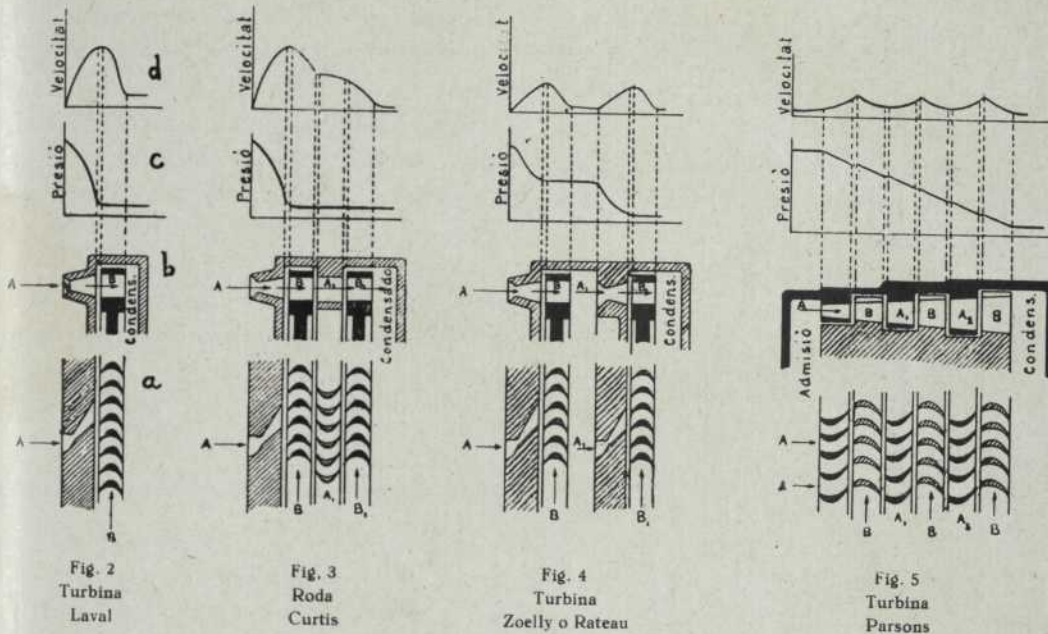
El tipus de salt de velocitat pur és, en la pràctica, molt poc emprat; però, en canvi, té molta aplicació combinat amb el de salts de pressió, tal com ho fan les cases A.E.G., M.A.N., etc., o amb turbines de reacció, que és el mètode emprat per les cases BROWN BOVERI C^o, TOSI, SULZER i d'altres. L'avantatge d'aquesta combinació resideix en què el vapor es deixa expandir en la roda CURTIS fins a la pressió corresponent a una temperatura que no tingui influència apreciable en la dilatació dels elements posteriors. El nombre de salts de velocitat és, generalment, de dos o tres

Turbina amb salts de pressió

Aquest tipus, conegut amb el nom de ZOELLY o RATEAU, és d'acció. La figura 4, *a* a *d*, mostra les transformacions que sofreix el vapor en una turbina d'aquest sistema amb dos salts de pressió; com es veu, la corba de velocitats en cada element experimenta les mateixes transformacions que en la de LAVAL, mentre que la pressió no passa a ésser la del condensador fins a l'últim salt.

El valor de la pressió i la velocitat depèn del nombre de salts que tingui la turbina i de la seva construcció. Aquest tipus, a l'igual que la CURTIS, té l'avantatge de disminuir la velocitat perifèrica dels rodets.

ESQUEMES DELS PRINCIPALS TIPUS DE TURBINES



El nombre de salts és, generalment, de 5 a 8 per a unitats fins a 10.000 Kw, i de 8 a 15 fins 30.000 a 40.000. El rendiment d'aquest tipus és millor que el de la turbina de LAVAL, car no perd tanta energia cinètica a la sortida i perquè, degut a la disminució de la velocitat del vapor, les pèrdues per freg també venen disminuïdes. El seu rendiment és, aiximateix, superior al de les rodes CURTIS i, aproximadament, el mateix que el de les turbines de reacció.

Turbines de reacció

La fig. 5, a a d, mostra les variacions del vapor en una turbina d'aquest tipus, coneguda pel nom de turbina PARSONS. En ella no hi han, com en les descrites anteriorment, distribuïdors especials, puix que les toberes són paletes semblants a les del rodet, com deixa veure la figura 5, a. La transformació d'energia en el vapor és com segueix: Aquest entra pel distribuïdor A, on s'expansiona, incrementant la seva velocitat (vegi's fig. 5 c i d). En les paletes del rodet, el vapor continua expansionant-se i augmentant la seva velocitat, però com sigui que el treball produït disminueix la velocitat, es produeix una baixa a la corba de velocitats.

En el segon element, el vapor sofreix les mateixes transformacions que en el primer; d'ací que la velocitat és alternativament incrementada en els distribuïdors i disminuïda en les paletes del rodet. El rendiment teòric d'aquest tipus és el millor; pràcticament, però, no s'edevé així, puix que, com hem dit, és semblant a la ZOELLY. Ademés, s'ha de tenir en compte el vapor necessari per compensar l'efecte de reacció, (que es tradueix en una gran empenya lateral), el qual efecte obliga a posar cilindres equilibradors que produeixen un excés de consum de vapor.

Aquest tipus de turbina es divideix, generalment, en dues cambres, una d'alta i una de baixa pressió.

Altres tipus secundaris

Ademés, encara que poc emprada, hi ha la turbina d'acció PELTON, que, com indica el seu nom, es basa en el mateix principi de la coneguda roda hidràulica. Aquest tipus de turbina fou desenrotllat a París per RATEAU, i a Berlín per RIEDLER STUMF. El rendiment bastant dolent de les paletes, els grans diàmetres i les dificultats causades per la no uniforme distribució de temperatures a les rodes, són les

causes de la seva poca difusió. No obstant, algunes cases americanes, com la Terry, la Kerr, etc., segueixen construint-la. La figura 6 dóna una idea de com funciona.

En tots els tipus esmentats, el vapor s'expansiona axialment; existeix també el tipus radial, però és molt poc extès. La *Svenska Aktiebolaget Ljunstrom* a Stockolm, construeix un model de turbina radial, inventat pels

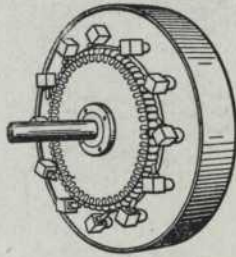


Fig. 6
Roda d'acció PELTON

germans LJUNSTROM, en la qual el vapor treballa amb reacció. Aquest tipus ofereix la novetat de tenir dos sistemes de paletes, fix cada un d'ells a un tambor que gira en sentit contrari de l'altre. El vapor entra per les toberes D_1 i D_2 , i penetra radialment per les paletes. L'empenta axial és compensada pels plats laberíntics C_1 i C_2 , clarament visibles en la figura 7.

I, per acabar, s'han fet estudis en aquests últims anys conduents a aplicar un tipus de turbina semblant a la KAPLAN. Aquesta turbina, que en hidràulica té el millor rendiment, no ha donat el resultat que esperaven els investigadors, a causa que les venes de vapor no estan prou guiades, degut a ésser massa gran el pas en relació a la altura, la qual cosa origina una gran desviació del vapor, que produeix moltes pèrdues per xoc. Ultra d'això la turbina KAPLAN és construïda en vistes a obtenir una gran velocitat angular, mentre que en les turbines de vapor el problema és reduir aquesta velocitat.

Consideracions sobre els rendiments

En les turbines, les pèrdues tèrmiques depenen de molts factors com són la velocitat del vapor, la relació entre la velocitat perifèrica i la velocitat absoluta de sortida en les toberes, la pressió, el xoc del vapor contra les paletes, l'energia cinètica a la sortida dels rodets, etc.; aquestes pèrdues varien amb gran proporció segons que es tracti de petites o de grans unitats i de llur construcció. Per tal de millorar el rendiment, les cases constructores han emprès una sèrie d'assaigs, augmentant la pressió

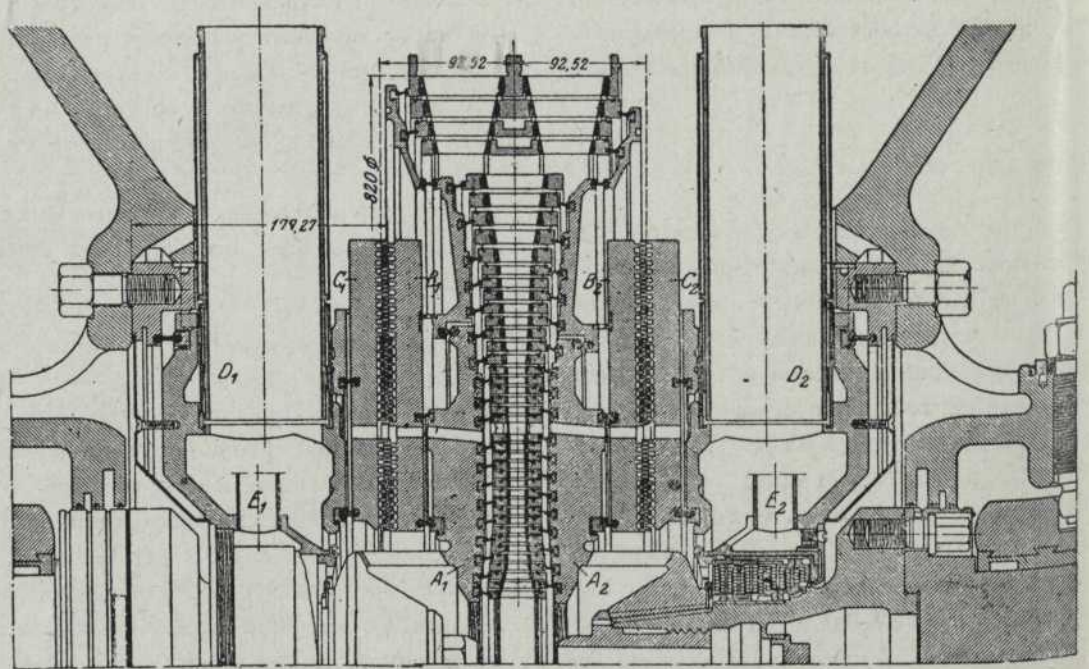


Fig. 7. Turbina Ljunström de 1.000 kw. (3.000 rev. p. m.)

i la temperatura de recalentament. Rebaixant tant com sigui possible la pressió en el condensador i utilitzant un recalentament intermediari, la Brown Boveri C^o, ha construït una turbina mixta de molt alta pressió i temperatura, (100 kgs/cm² i 420°) de 9000 kw, en la qual, recalentant el vapor fins a 350°, obte-

L'economia de carbó realitzada per la millora del rendiment, representaria, doncs, un benefici net. El mateix punt de vista és sostingut per l'enginyer C. A. ORROCH³, qui calcula l'economia que es podria realitzar. Aquest enginyer considera la temperatura de 430°, corresponent a 510° per la cara exterior dels tubs

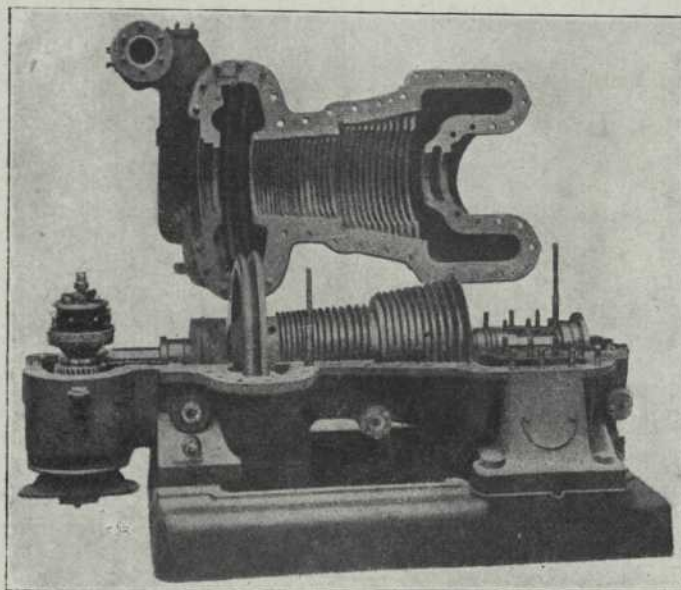


Fig. 8
Turbina de reacció de petita potència

nia un rendiment econòmic, referit al vapor de la caldera, de 28,7 %. La General Electric C^o ha construït, a Boston, una turbina de 5900 kw de molt alta pressió, (71 kgs/cm²) i la temperatura d'admissió 370°. La pressió en el condensador és de 0.04 kg/cq en la turbina Brown Boveri i de 0.033 a la de G. E. Co.

Per a més detalls sobre els rendiments de les turbines de vapor a alta pressió, recomanem als lectors l'article publicat al primer número de *CIENCIA*, original del Sr. SERRAT². Solament hem d'afegir-hi que GEICHMANN en *Siemens Zeitschrift* 1923, diu que el cost de la instal·lació d'una turbina a molt alta pressió i dels generadors de vapor corresponents, destinada a completar una central existent, fóra, aproximadament, el mateix que el d'una instal·lació a pressió normal, necessària per portar la central a la mateixa potència.

de la caldera, com la màxima temperatura de recalentament realitzable en una explotació corrent. Recomana, altrament, la supressió de juntes per platines, substituint-les per soldadura autògena. Algunes cases angleses estan fent assaigs per escalfar l'aigua amb una pressió igual a la crítica, 224 kgs/cm², fins a la temperatura crítica, 101° C^o, obtenint la transformació de l'aigua en vapor instantàniament, sense passar pel vapor humit.

Prou coneguda és l'aplicació de les turbines de vapor a les centrals elèctriques, vaixells de gran tonellatge, etc. Si es té en compte la seva simplicitat, petit nombre de peces en moviment, poc espai ocupat, regulació precisa i poc desgast, s'explica que la turbina de vapor tingui la supremàcia en motors de gran potència⁴. Fins a 500 HP, la lluita entre el motor de gas,

² J. SERRAT I BONASTRE. Les grans pressions i el rendiment de la màquina de vapor. *CIENCIA*, pàg. 2, 1926.

³ C. A. ORROCH, "The commercial economy of high pressure and high superheat". *Proc. of the Amer. Soc. of Mech. Eng.* 1923.

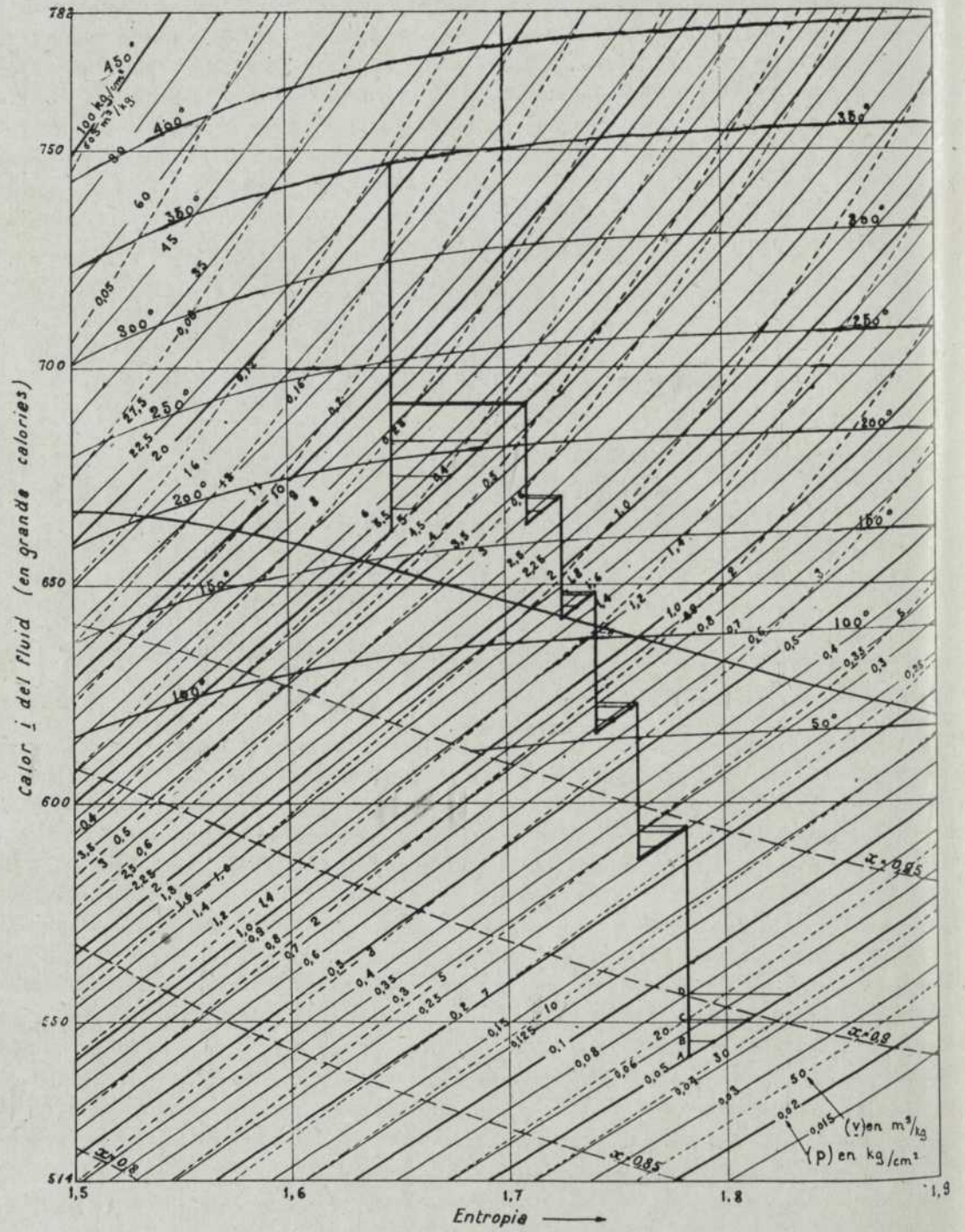


Fig. 9
Diagrama de MOLLIER

la turbina i la màquina de vapor, és indecisa segons el cas a què s'ha d'aplicar. Avui, es treballa per tal que la turbina tingui altres aplicacions: les locomotores de vapor, per exemple. La casa LJUNSTROM, abans citada, va construir, el 1922, una locomotora amb una turbina de 1800 HP a 9500 r. p. m., amb reducció per engranatges, la qual permet donar una velocitat de 110 km/hora.

Cal citar, ademés, l'ús de turbines, sense la part de baixa pressió, com són les de contra-pressió, que permeten en fàbriques no es necessita el vapor a poca pressió per a usos industrials, d'aprofitar-lo en sortir de l'última roda, quan encara té una pressió de 3 a 4 kgs/cm².

Càlcul tèrmic d'una turbina de vapor

Coneixent l'estat del vapor a la vàlvula d'entrada, (pressió, temperatura i buit del condensador; títol del vapor, si aquest és saturat, o grau de recalentament), la potència que ha de desenrotllar la turbina i el nombre de revolucions per minut a què ha de girar, hom posseeix les dades necessàries per poder projectar-la.

En aquest càlcul, per fer-lo més visible, desenrotllarem el projecte d'una turbina d'acció. (combinació de CURTIS i ZOELLY, acoblada a un alternador de 7350 kw que corresponen a 10000 HP, a 3000 r. p. m., amb una pressió d'entrada de 21,5 kgs/cm² efectius, amb vapor recalentat a 350° i la pressió en el condensador de 0,05 kgs/cm² absoluts ⁵).

El nombre de salts de velocitat i de pressió no està limitat per cap consideració teòrica; les pèrdues per fregament disminueixen a mida que va essent més gran el nombre de salts, puix que, en aquestes condicions, és més petita la velocitat del vapor. Tenint, però, en compte el factor econòmic, resulta que l'amortització del

cost de la màquina no és compensada amb la disminució del consum de vapor.

Després d'examinar diferents turbines construïdes per diverses cases importants ⁶, hem decidit d'emprar una roda CURTIS amb dos salts de velocitat, i cinc rodets de pressió, de tipus molt semblant al construït per A.E.G. i M.A.N. Per tal de distribuir el salt de calor que poseeix el vapor, s'ha disposat que aquest s'expansionés a la roda CURTIS, fins a una pressió en la qual la temperatura no tingui molta influència, (de 2,5 kgs a 5 kgs absoluts, o sigui una temperatura de 163°). La pressió a l'entrada dels cinc elements que componen el salt de pressió, és donada a la taula I.

Els valors de la pressió donats en aquesta taula són la resultant d'un càlcul previ general, en vista d'obtenir altures de paletes i diàmetres de rodets de dimensions admissibles. Deixant com a definitives aquestes pressions i admetent un percentatge de pèrdues en el distribuïdor, i un altre percentatge en les paletes del rodet, obtenim, en el diagrama de MOLLIER (fig. 9) els salts parcials de calor teòrics i_1-i_2 aprofitables, aproximadament, en cada element. D'ací ja es pot calcular l'últim rodet de pressió, en el qual l'altura de paleta limita la potència a obtenir de la turbina.

La velocitat absoluta de sortida de la tobera del distribuïdor de l'últim rodet vé, teòricament donada per la fórmula $v = \sqrt{2gE(i_1-i_2)}$ en la qual E és l'equivalent mecànic del calor o siguin 427 kgs. Tenint en compte el coeficient de pèrdua de velocitat del distribuïdor, generalment $\rho = 0,975$, coneixerem la pèrdua de calories produïda per frec en el mateix distribuïdor $\epsilon = (1-\rho^2) \frac{v^2}{2gE}$ i, per consegüent, el salt de calor efectiu aprofitable $(i_1-i_2)' = (i_1-i_2) - \epsilon$, d'on obtenim la velocitat absoluta real amb què surt el vapor del distribuïdor: $v = \sqrt{2gE(i_1-i_2)'}$. Admetent una relació de $\frac{u}{v}$ coneixerem la velocitat tangencial i, per consegüent, el diàmetre mig del rodet, amb pale-

⁵ La Interborough Rapid Transit Co de New York, ha construït una turbina de 82000 HP i 95000 HP de potència normal i màxima, respectivament.
⁶ Aquest projecte l'hem desenrotllat a l'assignatura de motors tèrmics de l'Institut de Mecànica Aplicada.

* Vegi's STODOLA.

ta, $D_m = \frac{60u}{\pi n}$ La relació $\frac{u}{v}$, de la qual depèn el rendiment, dóna els màxims valors quan té els valors següents:

Rodets amb una sola corona de paletes ...	=0,5
Rodets amb dues corones de paletes ...	=0,25
Rodets amb tres corones de paletes ...	=0,14

A la Taula I estan indicades les valors de les relacions $\frac{u}{v}$ que hem admès en aquest projecte,

$$P = \frac{N \times 632,5}{60 \times 60 \times \rho_e \times (i_1 - i_2)}$$

essent 632,3 les calo-

ries necessàries per a la producció d'un HP hora efectiu i $i_1 - i_2$ el salt de calor teòric (tret del diagrama de la fig. 9); fent $\rho = 0,68$, obtindrem $P = 10,35$ kgs/s. Hom pot ja calcular les toberes del distribuïdor. La secció necessària a la sortida de les toberes és donada per la fórmula de continuïtat $Q = vs$, en la

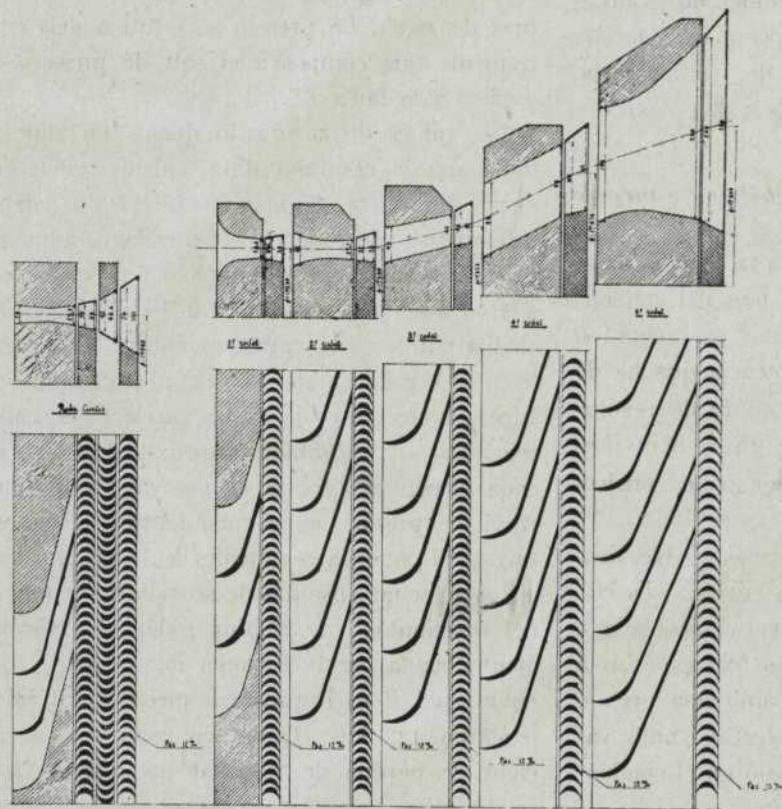


Fig. 10
Secció vertical de les toberes i paletes

Desenrotllament de les toberes i paletes en un pla horitzontal.

les quals són més petites que les teòriques per tal que fossin menors els diàmetres dels rodets.

Considerant un rendiment global ρ_e (valors trets de màquines semblants construïdes) podem deduir la quantitat de vapor necessària que s'ha de subministrar a la turbina. Si admetem un rendiment de l'alternador de $=0,95$, tindrem la potència efectiva que es

$$N' = \frac{N}{\rho_e} = \frac{10000}{0,95} = 10530 \text{ HP}$$

; aquest valor ens permet deduir el pes de vapor necessari per segon

$$s = \frac{Q}{v} = \frac{P v_e}{v}$$

qual $s = \frac{Q}{v} = \frac{P v_e}{v}$, essent v_e el volum específic

del vapor a la pressió corresponent o sigui el punt B en el diagrama de la f. 9. Si e és el gruix de la planxa, α l'angle d'injecció i p el pas, deduirem b , (ample) de l'equació $b = p \cdot \sin \alpha$, i essent $p = p_2 - p_1$ també el nombre de toberes

$$z = \frac{\pi D_m}{p}$$

i l'alçada llur $a = \frac{s}{z b}$. Si l'alçada a és massa petita, comparada a l'ample de les paletes del rodet, es construirà la tobera d'in-

jecció parcial, tal com succeeix en els primers rodets, per seqüència del volum específic v_e , molt petit. Cal evitar, en lo possible, l'ús d'injecció parcial, puix els efectes d'aspiració que aquest sistema produeix no deixen treballar uniformement les paletes i rodets. S'ha de tenir en compte, quan s'aplica més d'un rodet d'injecció parcial, que la trajectòria absoluta del vapor que surt del primer rodet enfoqui el grup de toberes del segon, puix del contrari s'originaria una gran pèrdua per xocs, la qual cosa no fóra racional. Quan la pressió p_2 a la sortida de la tobera és més petita que $0,546p$, en el cas de vapor recalentat i, aproximadament, més petita que $0,574$ si el vapor és humit ⁷, s'ha de calcular la secció mínima corresponent a aquesta relació de pressions, anomenada relació de pressions crítica. La fórmula deduïda de l'escapament de vapors ⁸

$$P = f_m \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}$$

ens donarà aquesta secció mínima, d'on $a_m = \frac{f_m}{z b}$ el què ens dona l'altura de la tobera a la secció mínima.

Càlcul de les paletes del rodet

Amb els valors obtinguts de v_1, u i $\alpha_1 = \alpha$ es traça el triangle de velocitats (fig. 11), que ens permetrà de conèixer ω_1, β_1 que són la velocitat i l'angle relatiu d'entrada a la paleta,

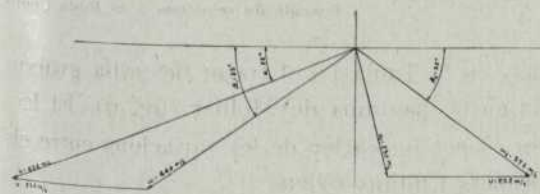


Fig. 11. Triangle de velocitats en el quint rodet

respectivament. Donant a β_2 un valor igual o més petit que β_1 i admèntent un percentatge de pèrdues per frec a la paleta, $\omega_2 = p\omega_1$, s'obté el

⁷ En el nostre cas que $p=0,05$ kgs/cm² absoluts i grau d'humitat $x=0,884$, $p_2=0,582 p_1$
⁸ Vegi's DUBBEL, pàgina 435.

triangle i, per consegüent, v_2 que és la pèrdua d'energia cinètica a la sortida del rodet. Aquesta energia cinètica, alguns constructors admeten que s'aprofita en part en el rodet següent, fent l'angle d'entrada a la tobera igual que l'angle de sortida. No obstant, nosaltres admetem que es perd tota, puix que, llevat de

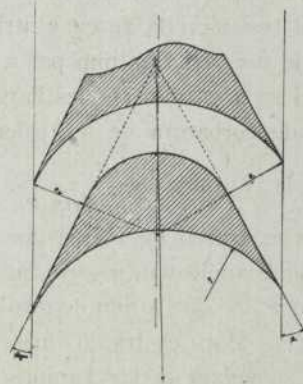


Fig. 12
Traçat gràfic de les paletes dels rodets

en l'últim rodet, té poca influència, i només s'ha de tenir en compte per al reescalfament que dona al vapor (línia CD del diagrama de la fig. 9).

STODOLA, en el capítol 42 a, dona resultats obtinguts per diversos experimentadors ⁹ sobre l'angle de desviació que sofreix el vapor en l'espai existent entre el distribuïdor i el rodet (3 mm en el nostre projecte). Aquest angle de desviació és degut a què les isobares (corbes d'igual pressió) no es reparteixen uniformement a l'extrem de la tobera. STODOLA dona diverses fórmules complicades en les quals entren factors que s'han de buscar experimentalment; DUBBEL, en canvi, dona una fórmula simplificada i que concorda bastant amb els assaigs fets per la BROWN BOVERI. Tot i els experiments esmentats, aquest angle de desviació sofreix la influència de l'aspiració o sobrepressió en el junt, degut al comportament de les isobares en la paleta motriu. Solament assaigs fets amb veritables turbines, donarien resultats que es podrien tenir en comp-

⁹ Assaigs de PRANDTL, MEYER, LOSCHGE, etc.

te a l'estudiar un projecte. Davant d'aquesta incertitud, en el càlcul present no tindrem en compte aquest angle. Un cop coneguts els valors β_1 i β_2 es poden traçar les paletes motrius i, per consegüent, donar un valor al pas ¹⁰. Generalment, es fa de 8 a 10 m/m per a les paletes estretes i de 10 a 18 m/m per a les amples; aiximateix, l'amplada b s'acorda amb l'altura, per tal que resisteixi la força centrífuga. Un bon valor de b és 10 a 25 mm par a les curtes i mitjanes i 25 a 35 mm per les llargues.

El radi de corbatura de les paletes es dedueix per la fórmula
$$\rho = \frac{b}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2}$$
 Les paletes es tracen de forma que a l'entrada acabin amb angle viu, mentre que a la sortida se'ls dona de 0,5 a 1 mm de gruix (fig. 12). Amb aquests valors es tracen dues paletes, el què permet conèixer e_1 i e_2 , amplitud a l'entrada i a la sortida respectivament; falta sols determinar l'altura per obtenir totes les característiques. Essent p el pas útil a la tobera i anomenant p_r el pas en el rodet, tenim que cada tobera agafa Z paletes del rodet, d'on
$$z' = \frac{p}{p_r} \text{ i } z'' = z \times z', \text{ essent } z \text{ el nombre de toberes darrerament determinat i } z'' \text{ el nombre de paletes que reben l'acció del vapor en tot}$$

En la roda CURTIS s'ha seguit el mateix procediment, curant que en el segon distribuïdor, les pèrdues per frec siguin les mateixes que en les paletes del rodet. El traçat del triangle de velocitat (fig. 13), dóna els valors de les velocitats i angles d'entrada i sortida respectivament. Per igualar les pressions a les dues cares dels rodetes, s'empra una tobera d'injecció suplementària, puix d'altra manera es produiria una empenta lateral i una possible ruptura del rodet. En les màquines de velocitat reduïda aquest dispositiu és substituït mitjançant forats en els rodetes pel pas del vapor d'una cara a l'altra. Però tal com veurem en el càlcul dels rodetes, això implica un treball molt fort per al material; aquest inconvenient és solventat en turbines de gran velocitat, deixant un espai entre paleta i carcassa. Per calcular aquest espai, s'ha de tenir en compte la diferència de pressions que existeix entre les dues cares del rodet, diferència que no passa de 1/10 d'atmosfera, i la velocitat del vapor; la secció necessària ve determinada per $f_0 = \frac{p}{\omega v}$ essent p el pes, ω la velocitat i v el pes específic del vapor en aquest espai, les dimensions del qual es veuen en el dibuix general. Seguint aquesta marxa de càlcul hem obtingut els valors do-

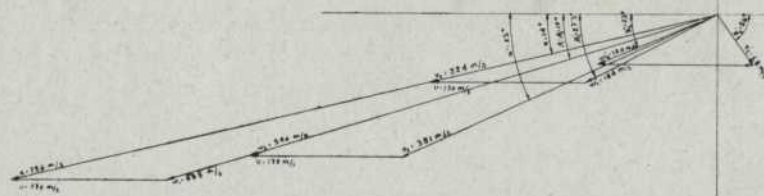


Fig. 13
Triangle de velocitats a la Roda CURTIS

moment. La fórmula de continuïtat següent, ens permet deduir l'alçada:

$$P v_e = \omega_1 e_1 z'' a_1; \quad a_1 = \frac{P v_e}{\omega_1 e_1 z''}$$

$$P v'_e = \omega_2 e_2 z'' a_2; \quad a_2 = \frac{P v'_e}{\omega_2 e_2 z''}$$

El valor $\frac{a_1 + a_2}{2} < \frac{1}{5} D_m$; per consideracions pràctiques en el nostre cas fem $\frac{a_1 + a_2}{2} = \frac{1}{6} D_m$

¹⁰ Alguns experimentadors donen valors del pas en funció del radi, però els resultats són molt diferents. BANKI recomana $p=0,7r$, i STODOLA $p=1,3r$.

nats en la Taula I i el traçat de ratlla gruixuda en el diagrama de Mollier (fig. 9). El lector es pot fer càrrec de les variacions entre els primers i últims rodetes.

És interessant de desglosar les pèrdues, puix que en un càlcul exacte s'ha de tenir en compte el sobreescalfament del vapor que aquestes pèrdues produeixen. Com hem dit en el càlcul de les paletes, els volums específics a la sortida de les toberes i paletes, variaran d'acord amb aquest recalentament. Per conèixer aquest recalentament, es porten sobre la línia d'expansió

TAULA I

Potència 10.000 HP; $n = 3000$ r. p. m.; $p_0 = 22,5$ kgs./cm²abs. $t = 350^\circ$; pr. condens. = 0,05 kgs/cm²abs.

	Curtis		I	II	III	IV	V
	I	II					
Pressió absoluta a l'entrada en kgs/cm ²	22,5		5	2,85	1,53	0,68	0,255
Salt de calor teòric $Q_0 = A \frac{v_0^2}{2g}$ en calories	84,5		28	28	32	36	53,7
Velocitat d'injecció (absoluta) v_1 en m/s $\left(\frac{v_1^2}{2g} = 0,95 \left(\frac{v_0^2}{2g}\right)\right)$	796	381	461	461	492	528	636
Velocitat de rotació : u en m/s	170	170	198	198	208	231	252
» absoluta de sortida : v_2 en m/s	381	68	103	103	109	118	230
Diàmetre mig : D_m en m/s	1080	1080	1260	1260	1325	1470	1600
Angle d'injecció α	14°	14°	17°	17°	17°	17°	22°
β_1	17°	27,5°	30°	30°	30°	30°	35°
β_2	17°	23°	26°	26°	26°	26°	35°
Relació $\frac{U}{V}$	0,428	0,428	0,43	0,43	0,426	0,488	0,590
Temperatura a la sortida de les toberes	172°	205°	160°	115°	58°	51°	32°
» » » dels rodets	190°	220°	168°	123°	67°	51°	32°
Volum específic a la sortida de les toberes v_c en m ³ /kg	0,4	0,44	0,71	1,17	2,2	5,6	25,5
Volum específic a la sortida del rodet v'_c en m ³ /kgs	0,42	0,46	0,74	1,20	2,4	5,8	26,5
Pressió absoluta a la secció contraeta $p_k = k p_0$ en kgs./cm ²	1,23	—	—	1,56	0,835	0,592	0,148
Volum específic corresponent a p_k i v''_c en m ³ /kgs	0,2	—	—	1,1	1,92	4	9,7
Pèrdua a les toberes en calories	5	8	2,5	2,5	2,7	2,9	3,5
» » » paletes del rodet en calories	8	8	3,5	3,5	3,1	3,9	5
» d'energia cinètica v a la sortida dels rodets en cal.	—	0,6	0,7	0,8	1	1,2	6
Rendiment indicat ρ_i per ρ_0		67	76,7	76,7	75,5	77,6	72,5
» total ρ_e per ρ_0				68,6			
Fracció de corona útil del distribuïdor	$\frac{31,5}{100}$		$\frac{64}{100}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{1}$
Nombre de toberes del distribuïdor	12		27	42	44	18	52
» » paletes del rodet	283	283	330	330	347	308	335
Pas útil de les toberes en mm.	75	12	79,9	79,9	80,6	80,3	88,7
» » » paletes del rodet en mm.	12	12	12	12	12	15	15
Amplada de les toberes a la sortida en mm	18,2	27,5	23,8	23,3	23,6	23,5	33,2
Amplada de les toberes a la secció crítica en mm » » » paletes del rodet a l'entrada en mm	16,7	—	—	23,2	23,6	23,5	33,2
Amplada de les paletes del rodet a la sortida en mm	3,5	5,5	5,7	5,7	5,7	7,5	8,4
Amplada de les paletes del rodet a la sortida en mm	3,5	4,5	5,1	5,1	5,1	6,5	8,48
Altura de les toberes a la sortida en mm	25,5	{ 28,5 67,2	25,5	26,7	44,3	96,3	23,8
» » » » » secció crítica en mm	16,7	—	—	23,4	41,5	90	154
» » » paletes (teòric) a l'entrada en mm.	24,5	66,5	25,9	26,8	45,6	94,5	230
» » » » » la sortida en mm.	31,3	99,3	35,4	37,2	65,5	130	280
» » » » » pràctica a l'entrada en mm.	30	72	28	28	46	96	240
» » » » » la sortida en mm.	36	36	36	40	52	112	280

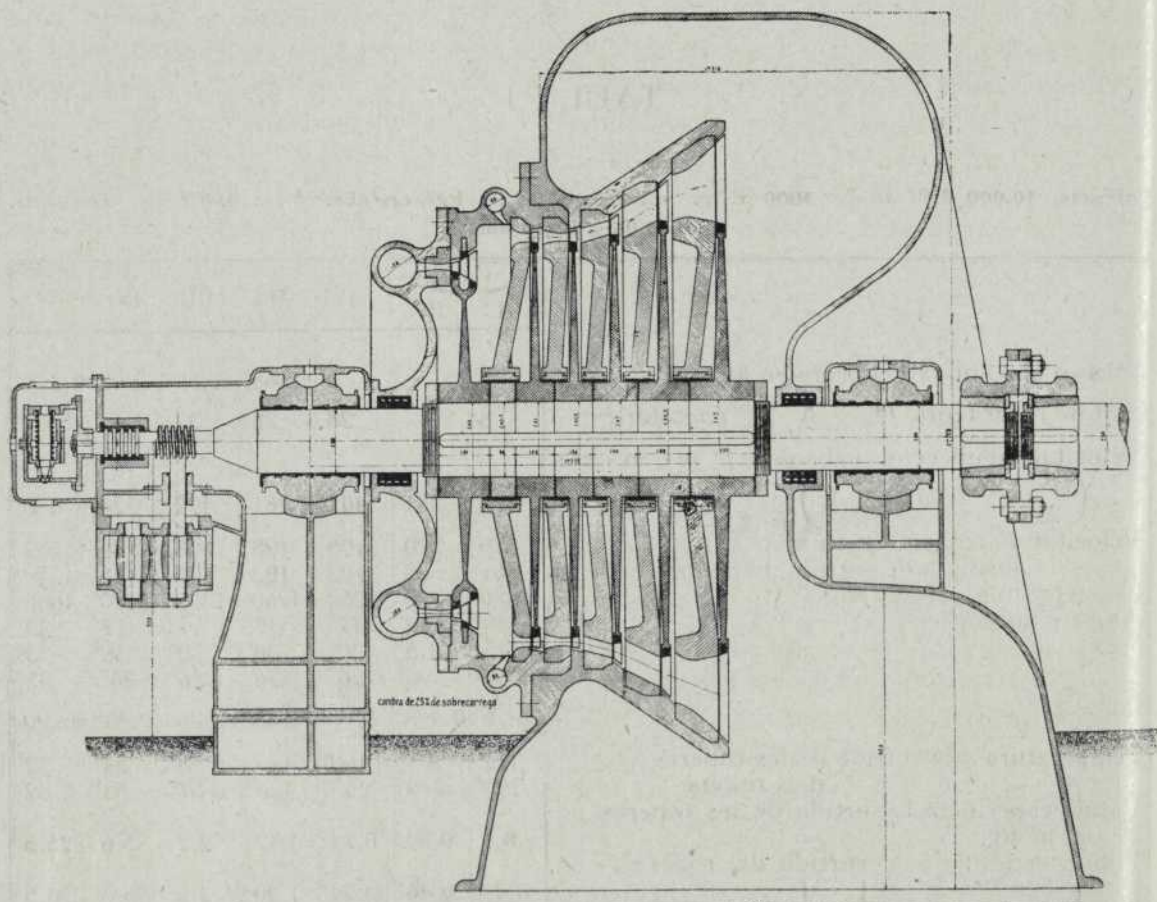


Fig. 14. Vista de la turbina

sió adiabàtica AA (diagrama de la fig. 9) les calories desenrotllades pel frec a la tobera, que determinen el punt B ; fent el mateix a partir de B , obtenim el punt C corresponent a la pèrdua en el rodet i, finalment, obtenim D , degut a la pèrdua per energia cinètica a la sortida. Aquestes pèrdues venen representades per les següents fórmules: A les toberes $q_t = (1 - p_t^2)$

$\frac{v^2}{2gE}$; a les paletes $q_p = \frac{1}{2gE} (\omega_1^2 - \omega_2^2)$, i per

a l'energia cinètica a la sortida del rodet $q_c = \frac{v_2^2}{2gE}$. Com que aquest recalentament representa un augment d'entropia i el vapor, teòricament, permanenceix a pressió constant, es tracen paral·leles a l'eix fins que tallin la línia de pressió constant a la qual el vapor s'ha expansionat. Així obtenim els valors dels volums específics i la temperatura del vapor a l'entrada i

sortida, respectivament, de la tobera i de la paleta. (Considerant que no hi han pèrdues per xoc en entrar el vapor a la paleta; per consegüent el recalentament entre la sortida de la tobera i l'entrada de la paleta és nul i el volum es manté, pràcticament, constant).

Segons la Taula I el rendiment tèrmic global de la turbina és $\rho_t = 0,93$, mentre que el rendiment orgànic ρ_o , (tenint en compte l'efecte ventilador, ço és la rotació dels rodets en el vapor), oscilla entre 0,93 i 0,95. Tenim, doncs, que $\rho = \rho_t \times \rho_o = 0,73 \times 0,94 = 0,686$, valor molt aproximat al rendiment previ de $\rho = 0,68$ admès en el càlcul tèrmic. D'ací que puguin donar-se com a definitius els valors de la Taula I.

FERRAN ROCA

i

MIQUEL BLANCO

(Acabarà)