

Ingeniería Energética

Turbinas de Vapor



[Parámetros de
diseño de las
turbinas de flujo
axial](#)



[Turbina simple de
vapor de acción](#)



[Turbinas de vapor
de acción: Curtis,
Zoelly y Rateau](#)



[Turbinas de vapor
de reacción](#)



[Regulación y
dispositivos de
seguridad](#)



[Elementos
constructivos](#)



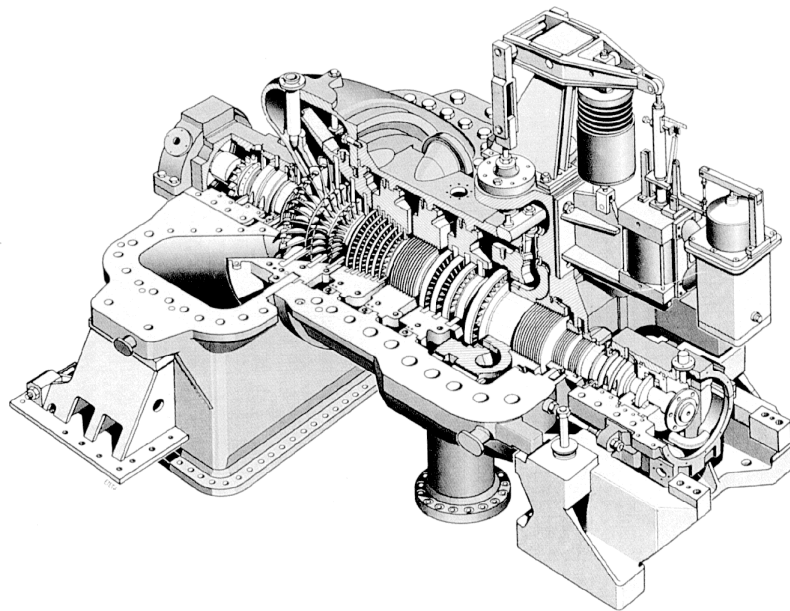
[Problemas](#)

[Principal](#) - [Turbinas](#) - Turbinas de Vapor

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

TURBINAS DE VAPOR



Pedro Fernández Díez

I.- PARÁMETROS DE DISEÑO DE LAS TURBINAS DE FLUJO AXIAL

I.1.- INTRODUCCIÓN

Para estudiar las turbinas de flujo axial, se puede suponer que las condiciones de funcionamiento se concentran en el radio medio de los álabes; si la relación entre la altura del álabe y el radio medio es baja, el análisis proporciona una aproximación razonable al flujo real, *análisis bidimensional*, mientras que si la relación es alta, como sucede en los últimos escalonamientos de una turbina de condensación, es necesario otro tipo de estudio más sofisticado.

Se puede suponer que las componentes radiales de la velocidad son nulas y que el flujo es invariable a lo largo de la dirección circunferencial, (no hay interferencias o variaciones del flujo de álabe a álabe), por lo que la circulación $\Gamma = \text{Cte}$.

Un escalonamiento de una turbina axial está formado por una corona de álabes guías o toberas, (corona del estator), y una corona de álabes móviles, (corona del rotor).

En la teoría bidimensional de las turbomáquinas se puede suponer que la velocidad axial o velocidad meridiana \vec{c}_m es constante a lo largo del escalonamiento, es decir:

$$\vec{c}_m = \vec{c}_{0m} = \vec{c}_{1m} = \vec{c}_{2m}$$

y si 0 , 1 y 2 , son las correspondientes secciones de paso, aplicando la ecuación de continuidad se tiene:

$$\rho_1 c_{1m} = \rho_2 c_{2m} = \rho_3 c_{3m}$$

y como se trata de un proceso de expansión, la densidad del vapor disminuye y la sección de paso entre álabes aumenta.

I.2.- TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES Y PARÁMETROS

El triángulo de velocidades a la entrada se obtiene a partir de \vec{u} y \vec{c}_1 .

El triángulo de velocidades a la salida se obtiene:

a) Para las *turbinas de acción*, a partir de la elección de un coeficiente de reducción de velocidad w_2/w_1 $w_2 < w_1$

b) Para las *turbinas de reacción*: w_2/w_{2t} $w_2 > w_1$

La altura de la sección de salida del álabe fija la relación, c_{1m}/c_{2m} .

En las *turbinas de acción*, la altura del álabe se determina teniendo en cuenta el interés que presenta una reducción del ángulo α_2 y la centrifugación de la vena en los álaves de perfil constante. La elección del perfil del álabe se realiza a partir de los valores de los ángulos obtenidos, teniendo en cuenta que:

a) Los álaves guía del distribuidor, cuando forman parte de los diafragmas de los escalonamientos de acción, deben resistir el empuje aplicado sobre ellos.

b) Los álaves de la corona móvil deben resistir los esfuerzos centrífugos, la flexión producida por la acción tangencial del vapor y la fatiga debida a las vibraciones.

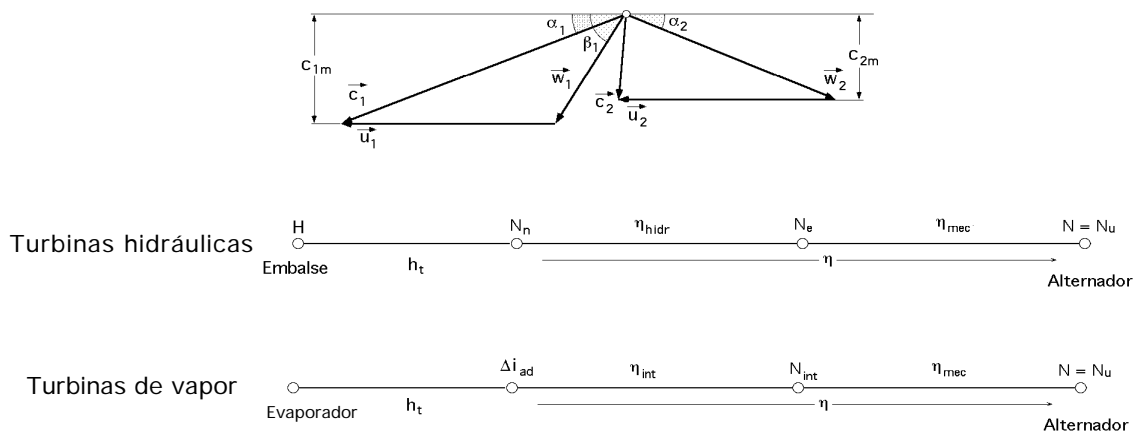


Fig I.1.-Triángulos de velocidades y esquema de rendimientos

Para definir la forma de los triángulos de velocidades, en el supuesto de velocidad axial $c_m = Cte$, se necesitan tres parámetros:

a) El coeficiente de presión o de carga que expresa la capacidad de realizar un trabajo T_{int} por unidad de masa, (trabajo interno), desarrollado por el escalonamiento, que se define en la forma:

$$= \frac{T_{int}}{u^2/g} = \left| \begin{array}{l} \text{Teorema de Euler para las turbomáquinas} \\ T_{int} = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}) = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1} = c_1 \sin \alpha_1 = \frac{c_{1m} (\cotg \alpha_1 + \cotg \alpha_2)}{u} \\ = \frac{u}{g} c_{1m} (\cotg \alpha_1 + \cotg \alpha_2) \end{array} \right|$$

El signo (+) de la ecuación de Euler es debido a que en los triángulos de velocidades las componentes tangenciales \bar{c}_{1u} y \bar{c}_{2u} tienen sentidos contrarios.

b) El coeficiente de caudal o de flujo está relacionado con el tamaño de la máquina para un gasto másico G dado, y se define en la forma:

$$= \frac{c_m}{u}$$

c) El grado de reacción es la relación entre el salto entálpico en el rotor (corona móvil) y el salto entálpico total de la máquina, en la forma:

$$= \frac{i_1 - i_2}{i_0 - i_B}$$

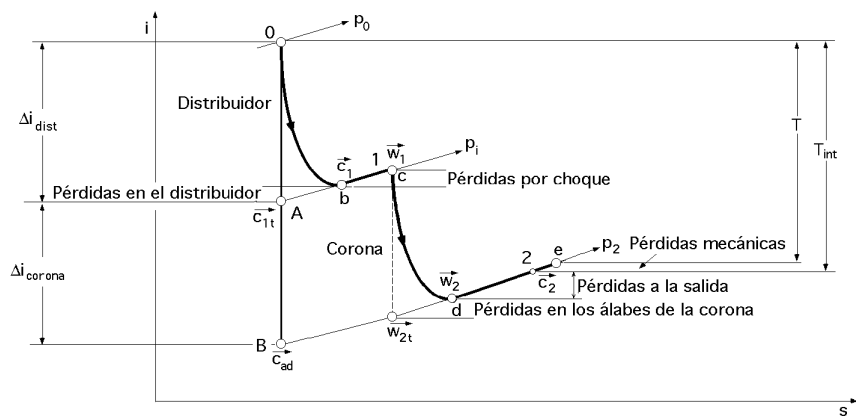


Fig I.2.- Saltos entálpicos en el rotor y en el estator

Salto entálpico en la corona móvil:

$$i_1 - i_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = \frac{(w_{2m}^2 + w_{2u}^2) - (w_{1m}^2 + w_{1u}^2)}{2g} = \left| \frac{\text{Flujo axial}}{w_{2m} = w_{1m}} \right| = \frac{w_{2u}^2 - w_{1u}^2}{2g}$$

Salto adiabático teórico total:

$$i_0 - i_B = \frac{u(c_{1u} + c_{2u})}{g}$$

$$= \frac{\frac{w_{2u}^2 - w_{1u}^2}{2g}}{\frac{u(c_{1u} + c_{2u})}{g}} = \frac{w_{2u}^2 - w_{1u}^2}{2u(c_{1u} + c_{2u})} = \frac{(w_{2u} + w_{1u})(w_{2u} - w_{1u})}{2u(c_{1u} + c_{2u})} = \left| \begin{array}{l} w_{1u} = c_{1u} - u \\ w_{2u} = c_{2u} + u \\ w_{1u} + w_{2u} = c_{1u} + c_{2u} \\ w_{2u} - w_{1u} = c_{2u} - c_{1u} + 2u \end{array} \right| = \frac{w_{2u} - w_{1u}}{2u} = \frac{c_{2u} - c_{1u} + 2u}{2u}$$

que se pueden poner en función de los diversos ángulos que participan en el cálculo de la turbina, en las formas:

$$\begin{aligned}
&= \frac{w_{2u} - w_{1u}}{2u} = \left| \begin{array}{l} w_{1u} = c_{1u} - u = \frac{c_{1m}}{c_{1u}} = \operatorname{tg} \alpha_1 = c_{1m} \cotg \alpha_1 - u \\ w_{2u} = c_{2u} + u = \frac{c_{2m}}{c_{2u}} = \operatorname{tg} \alpha_2 = c_{2m} \cotg \alpha_2 + u \end{array} \right| = \\
&= \frac{c_{2m} \cotg \alpha_2 - c_{1m} \cotg \alpha_1 + 2u}{2u} = 1 + \frac{c_{1m}}{2u} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1) = 1 + \frac{c_{1m}}{2} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1) \\
&= \frac{w_{2u} - w_{1u}}{2u} = \left| \begin{array}{l} \frac{w_{1m}}{w_{1u}} = \operatorname{tg} \alpha_1 \\ \frac{w_{2m}}{w_{2u}} = \operatorname{tg} \alpha_2 \end{array} \right| = \frac{w_{2m} \cotg \alpha_2 - w_{1m} \cotg \alpha_1}{2u} = \left| w_{1m} = w_{2m} = c_{1m} = c_{2m} \right| = \\
&= \frac{c_{1m}}{2u} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1) \\
&= \frac{w_{2u} - w_{1u}}{2u} = \frac{w_{2m} \cotg \alpha_2 - (c_{1m} \cotg \alpha_1 - u)}{2u} = \frac{1}{2} + \frac{c_{1m}}{2u} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1)
\end{aligned}$$

Otras relaciones entre estos parámetros son:

$$= \frac{T_{\text{int}}}{u^2/g} = \frac{c_{1m}}{u} (\cotg \alpha_1 + \cotg \alpha_2) = \left| = \frac{c_m}{u} \right| = (\cotg \alpha_1 + \cotg \alpha_2)$$

que junto con:

$$= 1 + \frac{c_{1m}}{2} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1)$$

conforman un sistema de dos ecuaciones, de la forma:

$$\begin{aligned}
&= (\cotg \alpha_1 + \cotg \alpha_2) \\
&= 1 + \frac{c_{1m}}{2} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1)
\end{aligned}$$

Sumándolas y restándolas se obtiene:

$$\begin{aligned}
2 \cotg \alpha_2 &= \frac{2}{2} + \frac{2(\cotg \alpha_1 - 1)}{2} ; \cotg \alpha_2 = \frac{1 + \cotg \alpha_1 - 1}{2} = \frac{\cotg \alpha_1}{2} \\
2 \cotg \alpha_1 &= \frac{2}{2} - \frac{2(\cotg \alpha_1 - 1)}{2} ; \cotg \alpha_1 = \frac{1 - \cotg \alpha_1 + 1}{2} = \frac{2 - \cotg \alpha_1}{2}
\end{aligned}$$

A su vez:

$$\begin{aligned}
c_{1u} + c_{2u} &= w_{1u} + w_{2u} = c_{1m} (\cotg \alpha_2 + \cotg \alpha_1) = c_{1m} (\cotg \alpha_2 + \cotg \alpha_1) \\
&= \frac{c_m}{u} (\cotg \alpha_2 + \cotg \alpha_1) \qquad \cotg \alpha_2 + \cotg \alpha_1 = \frac{u}{c_m} = \frac{1}{2} \\
&= \frac{c_m}{2} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1) \qquad \cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1 = \frac{2}{c_m}
\end{aligned}$$

$$\cotg \alpha_1 = \frac{-2}{2} = \cotg \alpha_1 - \frac{u}{c_m}$$

$$\cotg \alpha_2 = \frac{+2}{2} = \cotg \alpha_2 + \frac{u}{c_m}$$

quedando definida con estos parámetros la forma de los triángulos de velocidades.

Para que además quede definido el tamaño, es necesario añadir otra magnitud que puede ser el salto entálpico total del escalonamiento Δh o la velocidad tangencial del álabe \bar{u} .

1.3.- DISEÑO BÁSICO DE LOS ESCALONAMIENTOS DE TURBINAS AXIALES

Los diseños básicos de los escalonamientos de turbinas axiales pueden ser:

Grado de reacción cero

Grado de reacción 0,5

Velocidad de salida axial y grado de reacción cualquiera.

Sin embargo no hay que limitarse a emplear sólo estos diseños básicos, por cuanto en el diseño tridimensional empleado para álabes con relación (raíz-cabeza) baja, y álabes torsionados, la reacción puede variar a lo largo del álabe.

GRADO DE REACCIÓN = 0 (Escalaonamiento de acción).- De la definición de grado de reacción y de las expresiones desarrolladas para $\alpha = 0$ se tiene:

$$\alpha = 0 \quad i_1 = i_2 \quad \begin{aligned} w_2 &= w_1 \quad (\text{sin rozamiento}) \\ w_2 &= w_1 \quad (\text{con rozamiento}) \end{aligned}$$

$$= \frac{c_{1m}}{2u} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1) = 0 \quad \alpha_2 = \alpha_1, \text{ álabes simétricos}$$

$$= 2(-1) + 2 \cotg \alpha_1 = 2(\cotg \alpha_1 - 1) = 2 \cotg \alpha_2 = 2 \cotg \frac{\alpha}{2}$$

siempre que $c_{2m} = Cte$, con excepción de algún caso especial, como el escalonamiento de regulación de las turbinas de vapor.

En las turbinas de vapor de acción de pequeña y media potencia, el salto entálpico asignado al primer escalonamiento de acción resulta excesivo, por lo que se sustituye por un doble escalonamiento Curtis que permite la admisión parcial; *a esta corona Curtis se la conoce como corona de regulación*, ya que en ella se verifica la regulación cuantitativa de la turbina.

Si el flujo es isentrópico la presión se mantiene constante en el rotor y el escalonamiento de reacción cero se corresponde con un escalonamiento de presión constante en el rotor, que se conoce como *escalonamiento de acción*. Los escalonamientos de $p = Cte$ en el rotor con flujo no isentrópico, tienen reacción negativa, es decir, disminuye la velocidad relativa en el rotor.

Para, $\alpha = 0$; $\alpha = -2$

$$\alpha = 0 ; \cotg \alpha_1 = 1 ; \alpha = \alpha_1$$

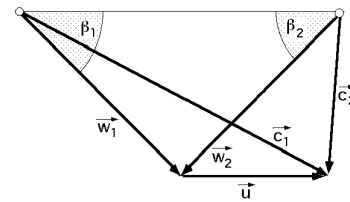
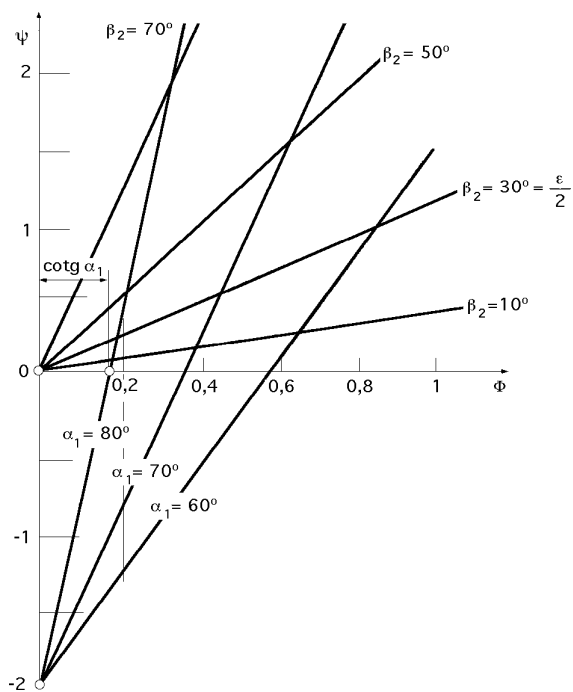


Fig I.3.- Triángulos de velocidades sin pérdidas, con grado de reacción 0

GRADO DE REACCIÓN, $\epsilon = 0,5$.- Para este valor del grado de reacción, Fig I.4, se tiene:

$$= \frac{1}{2} + \frac{c_{1m}}{2u} (\cotg \beta_2 - \cotg \beta_1) = 0,5 \quad \beta_2 = \beta_1, \text{ Triángulos de velocidades simétricos}$$

$$= 2(\beta_1 - 1) + 2 \cotg \beta_1 = 2 \cotg \beta_1 - 1 = 2 \cotg \beta_2 - 1$$

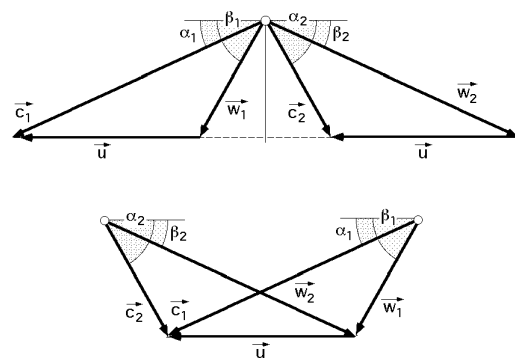
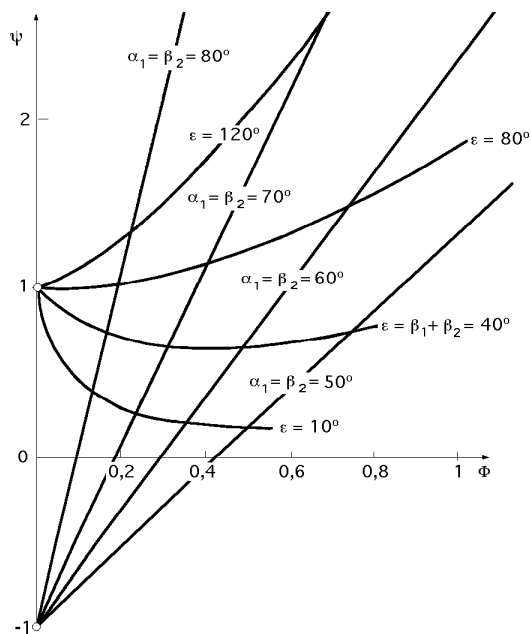


Fig I.4.- Triángulos de velocidades sin pérdidas, con grado de reacción 0,5

VELOCIDAD DE SALIDA c_2 AXIAL

En este caso $\alpha_2 = 90^\circ$, Fig I.5, por lo que:

$$= 1 + \frac{c_m}{2u} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1) = \left| \alpha_2 = 90^\circ \right| = 1 - \frac{c_m}{2u} \cotg \alpha_1 = 1 - \frac{c_n}{2u} = 1 - \frac{1}{2} \cotg \alpha_1$$

$$= 2 \cotg \alpha_1 + 2 \left(1 - \frac{1}{2} \cotg \alpha_1 \right) = 2 \cotg \alpha_1 + 2 \left(1 - \frac{1}{2} \cotg \alpha_1 - 1 \right) = \cotg \alpha_1 =$$

$$= \left| \begin{array}{l} = 1 - \frac{\cotg \alpha_1}{2} \\ \cotg \alpha_1 = 2 \left(1 - \frac{1}{2} \cotg \alpha_1 \right) \end{array} \right| = 2 \left(1 - \frac{1}{2} \cotg \alpha_1 \right) = \cotg \alpha_1 + 1$$

$$\cotg \alpha_2 = \frac{1 + \frac{1}{2}}{2} ; \quad \alpha_2 = \text{tg}^{-1} \alpha_2$$

$$= 0 ; \quad \alpha_2 = 2 ; \quad \cotg \alpha_1 = \cotg \alpha_2 = \frac{u}{c_m} ; \quad T_{\text{int}} = \frac{2 u^2}{g}$$

Para:

$$= 0,5 ; \quad \alpha_2 = 1 ; \quad \cotg \alpha_2 = \cotg \alpha_1 = \frac{u}{c_m} ; \quad T_{\text{int}} = \frac{u^2}{g}$$

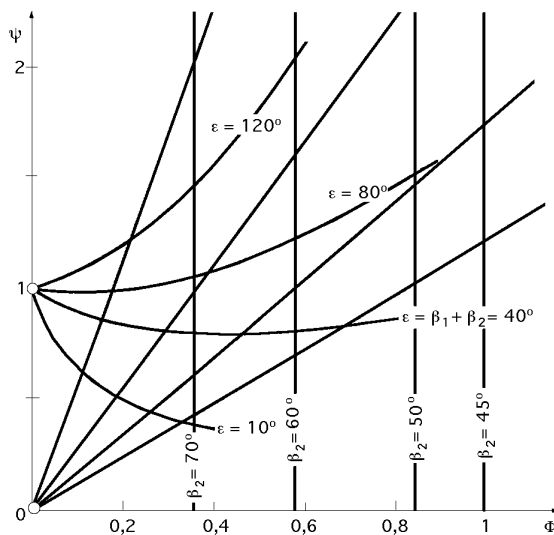
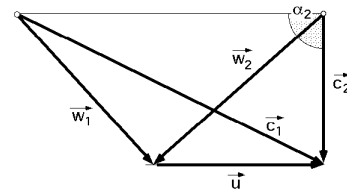


Fig I.5.- Triángulos de velocidades sin pérdidas con un ángulo de salida $\alpha_2 = 90^\circ$



Se observa que con velocidad de salida axial no es posible obtener valores de $\alpha_2 > 2$, a menos que la reacción sea negativa, es decir, a menos que disminuya la velocidad relativa en el rotor (acción).

I.4.- ÁLABES DE CIRCULACIÓN CONSTANTE (TORBELLINO LIBRE)

La teoría de *álabes cilíndricos* se cumple cuando la altura del álabe es relativamente pequeña:

$$0,08 < \frac{a}{D} < 0,1$$

y en ella se supone que la variación de la velocidad tangencial \bar{u} no afecta sensiblemente al rendimiento de la máquina.

En la *teoría de álabes torsionados*, (álabes de los escalonamientos de condensación o aquellos en que la relación entre la altura del álabe y el diámetro es: $a/D > 0,1$), la velocidad periférica a lo largo de los álabes varía apreciablemente, lo cual implica deformaciones de los triángulos de velocidades que disminuyen el rendimiento, de forma que la velocidad puede tomar valores exagerados si el grado de reacción permanece constante desde la base a la punta; la utilización de álabes de circulación constante:

$$2 \pi r c_u = Cte$$

permite limitar este inconveniente, intentando obtener una velocidad de salida axial $c_{2u} = c_2$, uniforme para cualquier diámetro; esta condición, también llamada de *torbellino libre*, mantiene constante el trabajo específico a lo largo del álabe.

Trabajo de circulación y ecuación de equilibrio de la vena fluida.- Si en una turbina axial se considera un paralelepípedo infinitesimal de fluido de masa, $dm = da dr$, y ancho unidad que circula

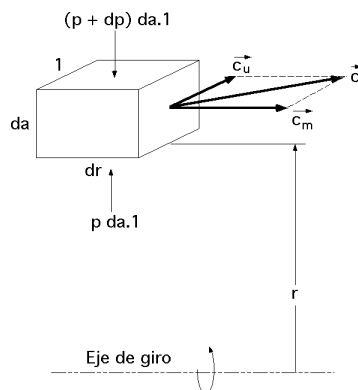


Fig I.6

por un escalonamiento, Fig I.6, la fuerza centrípeta es de la forma:

$$F_{\text{centrípeta}} = (p + dp) da . l - p da . l = dp da . l$$

y como la componente axial c_m , paralela al eje de giro, no origina fuerza centrífuga alguna, ésta es debida únicamente a la componente radial, en la forma:

$$F_{\text{centrífuga}} = - da dr \frac{c_u^2}{r}$$

En el equilibrio se tiene:

$$dp da - da dr \frac{c_u^2}{r} = 0 \quad dp = dr \frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{v} dr \frac{c_u^2}{r} \quad ; \quad v dp = \frac{dr}{r} c_u^2$$

siendo v el volumen específico del vapor.

El trabajo de circulación es:

$$dT_{\text{circulación}} = - v dp = - c_u^2 \frac{dr}{r} = - dI$$

Si el álabe se diseña para que el trabajo de circulación sea constante de la base a la punta, en un proceso adiabático reversible, se tiene que:

$$dT_{\text{circ}} = - dI = 0$$

y como:

$$dI = di + \frac{1}{2} d(c_u^2 + c_m^2) = 0 \quad di = -\frac{1}{2} d(c_u^2 + c_m^2) = -(c_u dc_u + c_m dc_m) = c_u^2 \frac{dr}{r}$$

$$c_u dc_u + c_m dc_m + c_u^2 \frac{dr}{r} = 0$$

que es la ecuación diferencial del equilibrio perpendicular al eje de giro (dirección radial), con trabajo de circulación constante de la base a la punta.

La trayectoria ideal de la vena fluida se determina suponiendo que $c_m = \text{Cte}$, (flujo axial), por lo que:

$$c_u dc_u + c_u^2 \frac{dr}{r} = 0 \quad \frac{dc_u}{c_u} + \frac{dr}{r} = 0 \quad r c_u = \text{Cte}$$

es decir, la circulación del vapor entre álabes es irrotacional; con esta ecuación se pueden construir los triángulos de velocidades en cualquier sección, si se conoce el triángulo de velocidades, por ejemplo, en el punto medio del álabe; el flujo de vapor a la salida de los álabes de la corona móvil es axial, $\alpha_2 = 90^\circ$, por lo que la presión sobre los mismos es constante e independiente del diámetro, es decir, la caída de presión en el escalonamiento es la misma para cualquier diámetro, de forma que los distintos chorros de vapor tienen la misma pérdida de velocidad a la salida, no difiriendo notoriamente las pérdidas por rozamiento, por lo que los chorros de vapor se deben corresponder con una misma cesión de energía a los álabes, de forma que:

$$r c_{1u} = \text{Cte} = k^*$$

El grado de reacción en el supuesto de considerar nulas las pérdidas en los álabes, $\alpha = 1$, y rendimiento máximo, $\alpha_2 = 90^\circ$, se determina teniendo en cuenta que la velocidad c_2 de salida del escalón anterior es la velocidad c_0 , por lo que:

$$\text{Distribuidor, } c_1 = \sqrt{2 g i_{\text{dist}} + c_2^2}$$

$$i_{\text{dist}} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2 g} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 g} = \frac{(c_{1m}^2 + c_{1u}^2) - (c_{2m}^2 + c_{2u}^2)}{2 g} = \left| \begin{matrix} c_2 = c_{2m} = c_{1m} \\ c_{2u} = 0 \end{matrix} \right| = \frac{c_{1u}^2}{2 g}$$

$$\text{Corona móvil, } w_2 = \sqrt{2 g i_{\text{corona}} + w_1^2}$$

$$i_{\text{corona}} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 g} = \frac{(w_{2m}^2 + w_{2u}^2) - (w_{1m}^2 - w_{1u}^2)}{2 g} = \left| w_{2m} = w_{1m} \right| = \frac{w_{2u}^2 - w_{1u}^2}{2 g} =$$

$$= \left| \begin{matrix} w_{2u} = u \\ w_{1u} = u - c_{1u} \end{matrix} \right| = \frac{u^2 - (u - c_{1u})^2}{2 g} = \frac{2 u c_{1u} - c_{1u}^2}{2 g}$$

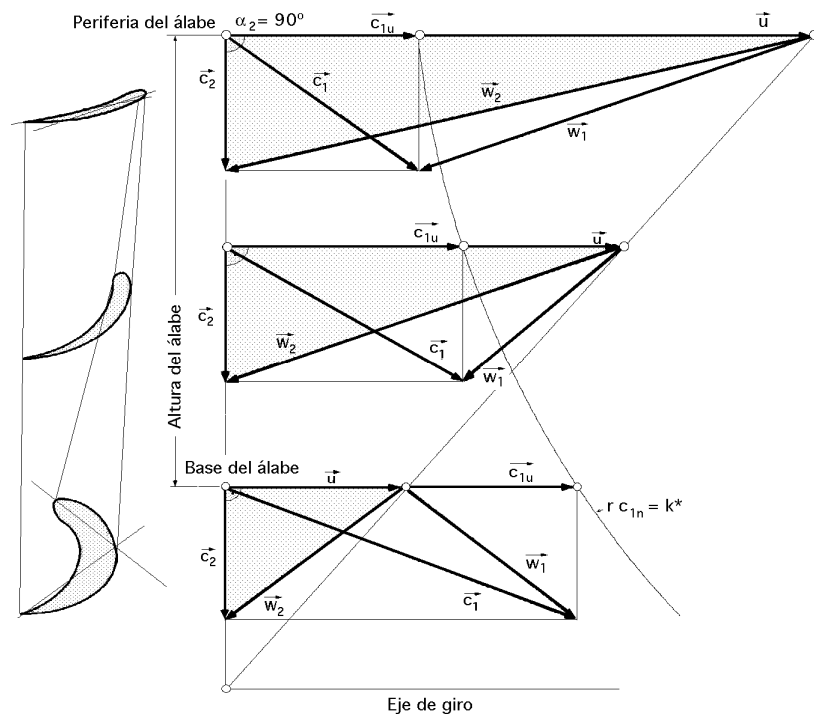


Fig I.7.- Triángulos de velocidades de un álabe de condensación, (circulación constante), a diversas alturas del mismo

El salto adiabático teórico total y el grado de reacción con flujo axial a la salida, $\alpha_2 = 90^\circ$, son, respectivamente:

$$i_{ad \text{ teór}} = i_0 - i_B = i_{dist} + i_{corona} = \frac{c_{1u}^2}{2g} + \frac{2u c_{1u} - c_{1u}^2}{2g} = \frac{u c_{1u}}{g} = Cte$$

que se podía haber obtenido directamente del salto adiabático teórico:

$$i_0 - i_B = \frac{u(c_{1u} + c_{2u})}{g}, \text{ con, } c_{2u} = 0$$

obteniéndose:

$$= \frac{i_{corona}}{i_{dist} + i_{corona}} = \frac{\frac{2u c_{1u} - c_{1u}^2}{2g}}{\frac{u c_{1u}}{g}} = 1 - \frac{c_{1u}}{2u} = 1 - \frac{\cos \alpha_1}{2} = \left| u = r \frac{n}{30} \right| = 1 - \frac{15 c_{1u}}{r n}$$

observándose que crece con el radio r , (aumenta hacia la periferia), y también con el nº de rpm.

En estas circunstancias, en las turbinas de acción, sólo el trazado de la base es de acción, mientras que en las turbinas de reacción se tiene en la base un grado de reacción, $0,4 < < 0,45$.

Si se conoce el valor de m en la mitad del álabe, se tiene:

$$\frac{1}{m} = \frac{1 - \frac{c_{1u}}{2u}}{(1 - \frac{c_{1u}}{2u})_{medio}} = \frac{1 - \frac{c_{1u}}{2u}}{(1 - \frac{c_{1u}}{2u})_{medio}} m$$

o también:

$$= 1 - \frac{1 - \frac{r_m}{r}}{\left(\frac{r}{r_m}\right)^2} \left[1 - \sin^2 \alpha_1 \left\{1 - \left(\frac{r}{r_m}\right)^2\right\}\right]$$

Si los álabes se diseñan con $\alpha_1 = \text{Cte}$ de la base a la punta:

$$\cot \alpha_1 = \frac{c_{1u}}{c_{1m}} \quad c_{1u} = c_{1m} \cot \alpha_1 \quad ; \quad dc_{1u} = dc_{1m} \cot \alpha_1$$

por lo que: $c_{1u} dc_{1u} + c_{1m} dc_{1m} + c_{1u}^2 \frac{dr}{r} = 0$, se transforma en:

$$c_{1m} \cot \alpha_1 dc_{1m} \cot \alpha_1 + c_{1m} dc_{1m} + c_{1u}^2 \frac{dr}{r} = 0$$

$$c_{1m} \frac{dc_{1m}}{dr} (\cot^2 \alpha_1 + 1) + \frac{c_{1m}^2 \cot^2 \alpha_1}{r} = 0$$

$$\frac{dc_m}{c_m} = - \frac{\cot^2 \alpha_1}{\cot^2 \alpha_1 + 1} \frac{dr}{r} = \left| \frac{\cot^2 \alpha_1}{\cot^2 \alpha_1 + 1} = \cos^2 \alpha_1 \right| = - \cos^2 \alpha_1 \frac{dr}{r}$$

Integrándola resulta:

$$c_{1m} r^{\cos^2 \alpha_1} = \text{Cte}$$

que relaciona en cualquier punto del álabe, la velocidad axial, el radio del álabe y el ángulo de ataque.

II.- TURBINA SIMPLE DE VAPOR DE ACCIÓN

Las turbinas de vapor transforman la energía potencial de tipo térmico, en energía mecánica. La energía potencial térmica disponible es la diferencia de entalpías entre el estado inicial del vapor, a la entrada de la turbina, y su estado final, a la salida de la misma; esta diferencia de entalpías se conoce como salto entálpico o salto térmico.

En las turbinas de vapor existen unos elementos fijos que son las toberas y los distribuidores de álabes; si el salto entálpico se transforma totalmente en energía cinética, la turbina es de acción y la entalpía a la salida de la tobera para un proceso isentrópico será igual a la entalpía final del vapor; en estas circunstancias, en los álabes dispuestos sobre el rotor o corona móvil, habrá únicamente una transformación de energía cinética en mecánica.

Si la conversión de entalpía en energía cinética no es total, se utilizan distribuidores de álabes, en los que tienen lugar dos tipos de transformaciones simultáneas, por cuanto una fracción de la energía cinética adquirida en la tobera se transforma en energía mecánica, y el resto en energía cinética y posteriormente en mecánica.

La transformación de energía cinética en energía mecánica se produce haciendo seguir al fluido una determinada trayectoria, (entre álabes), de forma que su velocidad absoluta disminuya; cualquier cambio de magnitud o de dirección en dicha velocidad, tiene que ser debido al efecto de una fuerza, que es la acción de los álabes de la corona sobre el fluido.

A su vez, se puede decir también que todo cambio en la dirección o en la magnitud de la velocidad del fluido, originará un empuje sobre los álabes, de forma que, para cuando éstos vayan montados sobre una corona móvil, la potencia producida será igual al producto de la velocidad tangencial de los álabes por la componente periférica de la fuerza.

II.1.- TURBINA DE VAPOR DE ACCIÓN CON UN ESCALONAMIENTO DE VELOCIDAD

Una turbina de vapor de acción con un escalonamiento de velocidad consta fundamentalmente de los siguientes elementos:

a) *Un distribuidor fijo, compuesto por una o varias toberas, cuya misión es transformar la energía térmica del vapor puesta a su disposición, total (acción), o parcialmente (reacción), en energía cinética.*

b) *Una corona móvil, fija sobre un eje, cuyos álabes situados en la periferia tienen por objeto transformar en energía mecánica de rotación, la energía cinética puesta a su disposición.*

En la tobera se realiza la expansión total del vapor, desde la presión p_0 hasta la p_1 , Fig II.1, transformándose la energía térmica, totalmente, en energía cinética, en la forma:

$$\text{Salto adiabático teórico: } i_0 - i_A = \frac{1}{2g} (c_{1t}^2 - c_0^2) = i_{ad}$$

$$\text{Salto real en la tobera: } i_0 - i_1 = \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_0^2)$$

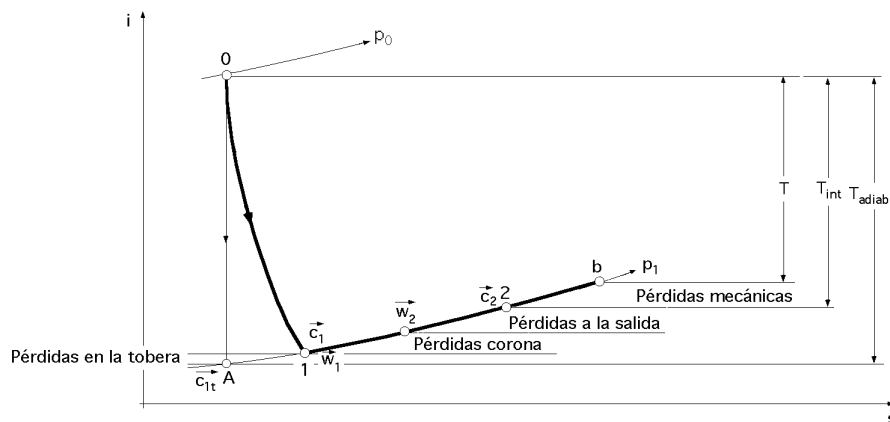


Fig II.1.- Representación en el diagrama (i-s) de un escalón de una turbina de acción

La sección entre álabes se mantiene constante; el vapor pasa por la corona a presión constante, actuando sobre los álabes en virtud de la energía cinética adquirida; si el vapor, al abandonar la corona, conserva aún una cierta velocidad, se puede utilizar posteriormente mediante un distribuidor de álabes guía fijos, para actuar sobre una segunda corona coaxial, consiguiéndose de esta forma una turbina de acción con escalonamientos de velocidad.

TOBERA.- La circulación del vapor por la tobera es un proceso no isentrópico. Las investigaciones de Stodola, Prandtl, Christlein, etc, coinciden en admitir que la *pérdida de energía en la tobera* consta de dos sumandos principales:

- Las pérdidas debidas al rozamiento del chorro de vapor sobre las paredes
- Las pérdidas inherentes a la formación de torbellinos en el seno del fluido

así como las fugas de vapor por el intersticio entre toberas y corona, y el choque con el borde de entrada de los álabes.

Todas estas pérdidas se resumen en un valor $\mu < 1$ que se conoce como coeficiente de reducción de velocidad, siendo su valor del orden de 0,95. Debido a estas pérdidas, la energía mecánica de rozamiento se transforma en calor, siendo absorbida una fracción por el vapor, que incrementa así su entropía y su entalpía a la salida de la tobera.

Si \vec{c}_{1t} es la velocidad teórica a la salida de la tobera, y \vec{c}_1 la velocidad real, se puede poner:

$$c_1 = \mu c_{1t} = 91,48 \sqrt{i_{ad}}, \text{ con, } i_{ad} \text{ en } \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \text{ y } c_1 \text{ en } \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$T_{\text{roz.tobera}} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{1t}^2 (1 - \mu^2)}{2g} = \left| T_{\text{tobera}} = 1 - \mu^2 = \mu^2 \right| = \mu^2 i_{ad}$$

siendo μ el coeficiente de reducción de velocidad.

Un valor promedio de $\mu = 0,1$ $\mu = 0,95$ y rendimiento de la tobera: $\eta_{\text{tobera}} = 0,9$.

Para toberas simplemente convergentes se pueden tomar cifras algo menores y para las divergentes, $\mu = 0,05$, hasta la sección crítica.

CORONA.- El cálculo de las pérdidas originadas por el paso del vapor a lo largo de los álabes

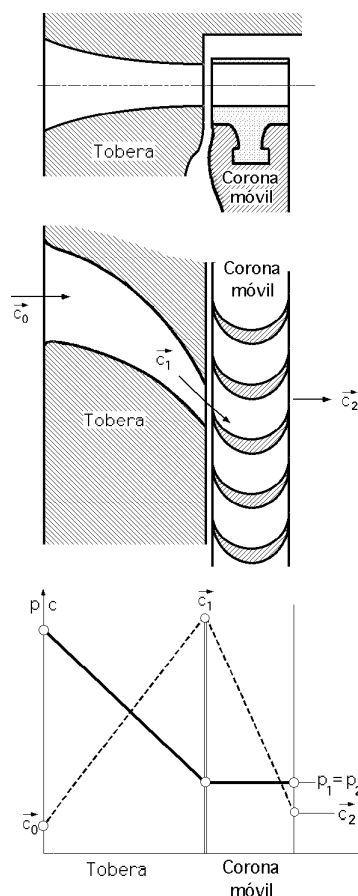


Fig II.2.- Esquema de una turbina de acción de una corona

es complejo a pesar de los numerosos y detallados trabajos experimentales que sobre el mismo se han realizado. En particular, no es rigurosamente cierto el supuesto de que el vapor pase a presión constante entre los álabes de la turbina de acción, de modo que las diferencias de presiones que se establecen entre filetes fluidos de distinta curvatura, darán lugar a la formación de torbellinos que se suman a los que origina la circulación propiamente dicha.

Estas pérdidas se pueden agrupar en:

- **Pérdidas por choque** contra la arista de entrada del álabe.
- **Pérdidas por rozamiento** de la vena de vapor sobre la superficie de los álabes.
- **Pérdidas por curvatura**, que son las más importantes y radican en el efecto de la fuerza centrífuga sobre las partículas de vapor, fuerza que tiende a aumentar la presión sobre la cara cóncava, y a disminuirla sobre la convexa.

Para su valoración se introduce un coeficiente μ que compendia las pérdidas y modifica la velocidad relativa conque el vapor circula entre los álabes, de modo que la velocidad relativa de salida es: $w_2 = \mu w_1$.

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = (1 - \cos^2) \frac{w_1^2}{2g}$$

Los valores numéricos de ψ son más difíciles de determinar que los de β pudiéndose expresar en función de la desviación ($\beta_1 + \beta_2$) de la vena de vapor, es decir, de la suma de los ángulos que forman entre sí las velocidades relativas de entrada y salida. En el gráfico de la Fig II.3 se indican los valores de ψ correspondientes.

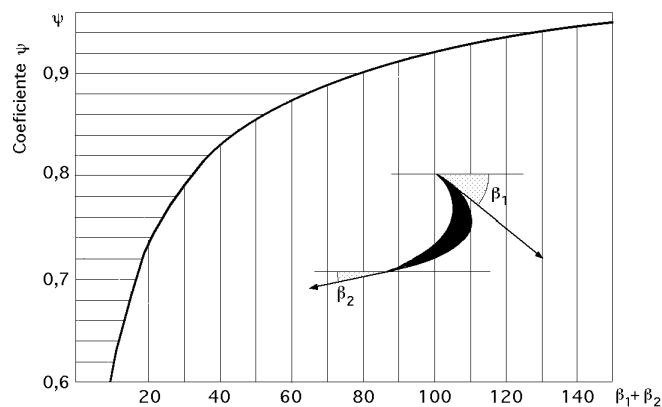


Fig II.3.- Valor del coeficiente ψ en función de ($\beta_1 + \beta_2$)

A la salida de los álaves hay unas pérdidas debidas a la velocidad absoluta de salida \vec{c}_2 , que incrementan la entalpía y la entropía del vapor, tramo (a2), de la forma:

$$\frac{c_2^2}{2g}$$

Existen otras pérdidas puramente mecánicas debidas a la ventilación, rozamiento de los discos, etc, que en el diagrama (i,S) hemos definido por el tramo (2b) del mismo.

El chorro de vapor a la salida de las toberas es libre, mientras que la presión existente a uno y otro lado de los álaves móviles de la corona es, teóricamente, la misma. En realidad hay una caída de presión por el rozamiento. El esquema que se expone en la Fig II.2 se corresponde con el de una turbina de acción con un escalonamiento de velocidad.

TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES

Entrada.- En la Fig II.4 se han representado los cambios de velocidad que experimenta el vapor en la corona móvil.

El vapor sale de la tobera y penetra entre los álaves de la corona móvil con una velocidad \vec{c}_1 ; la velocidad tangencial o periférica es \vec{u} , y por lo tanto, la velocidad relativa del vapor a la entrada es \vec{w}_1 , que es la que observaría un espectador que se moviese arrastrado por los álaves, de la forma:

$$w_1 = \sqrt{u^2 + c_1^2 - 2uc_1 \cos \beta_1} = c_1 \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}$$

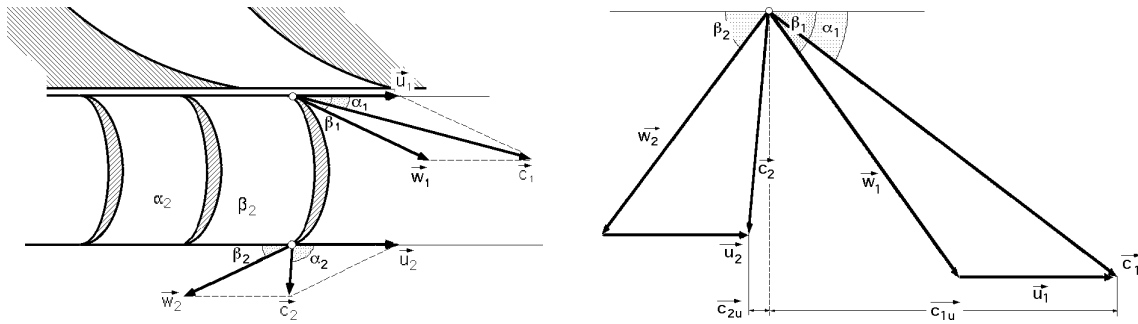


Fig II.4.- Triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete

$$u = c_{1u} - w_1 \cos \alpha_1 = R w$$

siendo, $w = \frac{n}{30}$, la velocidad angular, y n el n° de r.p.m.

Al conjunto de velocidades \vec{u} , \vec{c} y \vec{w} , junto con los ángulos α_1 y β_1 se le conoce como triángulo de velocidades a la entrada.

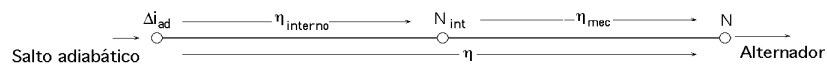
Salida.- Al pasar el vapor entre los álabes de la corona, la velocidad relativa disminuye por rozamiento, por lo que a la salida se tienen otras velocidades \vec{u} , \vec{c}_2 y \vec{w}_2 , que forman entre sí los siguientes ángulos:

$$(\vec{u} \vec{w}_2) = \alpha_2 ; (\vec{u} \vec{c}_2) = \beta_2$$

$$\text{siendo las velocidades: } c_2 = \sqrt{u^2 + w_2^2 - 2 u w_2 \cos \alpha_2}$$

$$u_2 = u_1 = u$$

Los diversos *trabajos y rendimientos* se pueden obtener como se indica a continuación:



a) TRABAJO INTERNO.- El trabajo transmitido a los álabes por un determinado gasto másico G de vapor, kg/seg, se puede expresar de la siguiente forma:

$$T_{\text{int}} = T_{\text{ad real}} - \text{Pérdidas internas} = T_{\text{ad real}} - (P_{\text{álabes}} + P_{\text{salida}})$$

en la que sus valores específicos son:

$$T_{\text{int}} = \frac{c_1^2}{2g} - \left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2}{2g} \right) = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

La potencia generada en la turbina (sin pérdidas mecánicas) es:

$$N_{\text{int}} = G \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \right)$$

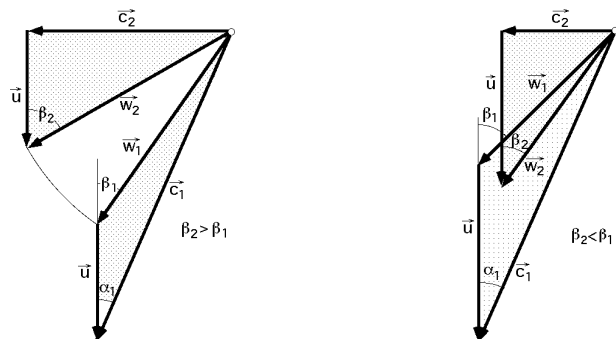


Fig II.5.- Triángulos de velocidades para álabes no simétricos

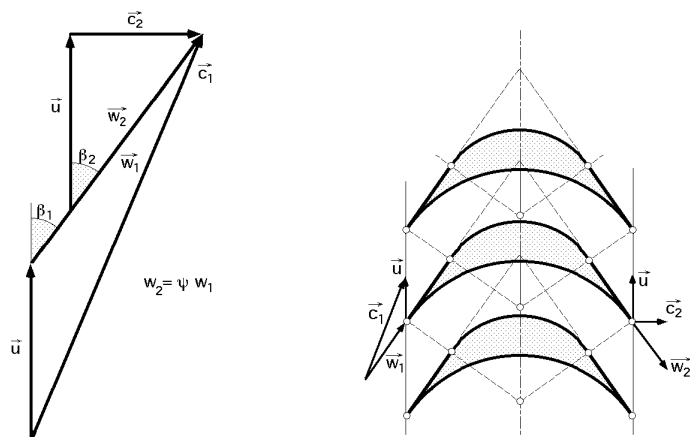


Fig II.6.- Triángulos de velocidades para álabes simétricos

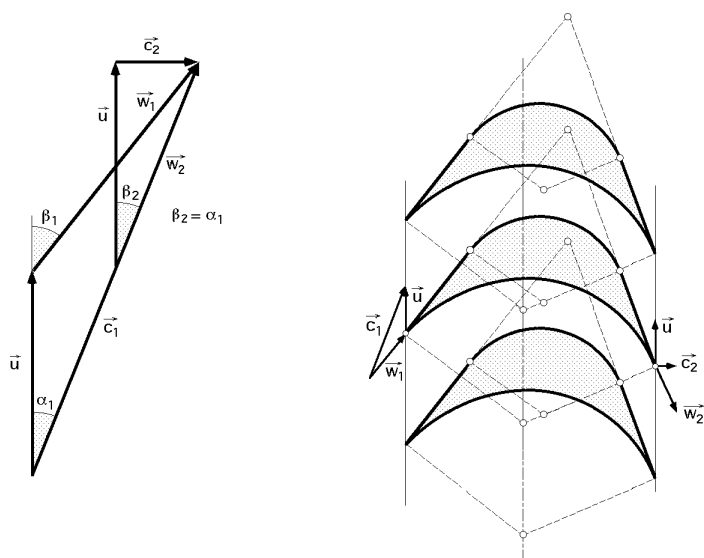


Fig II.7.- Triángulos de velocidades para álabes asimétricos: $\beta_2 = \alpha_1$

Rendimiento interno.- El rendimiento interno es la relación entre el trabajo interno generado en la corona móvil y la entalpía disponible.

$$\eta_{\text{int}} = \frac{T_{\text{int}}}{i_{\text{ad teórico}}} = \frac{T_{\text{int}}}{\frac{c_{1t}^2}{2g}} = \frac{(c_1^2 - c_2^2) - (w_1^2 - w_2^2)}{c_{1t}^2}$$

Las ecuaciones anteriores son válidas exista rozamiento o no, y lo mismo para el caso en que se transforme, o no, todo el salto de entalpía disponible en energía cinética, bien totalmente en las toberas (turbinas de acción), o parcialmente en el distribuidor de álabes guía y el resto en la corona de álabes móviles (turbina de reacción).

En el primer caso sabemos que el vapor circula entre los álabes de la corona móvil a presión constante, siendo la sección de paso entre los álabes constante, Fig II.6, mientras que para el segundo caso, la presión a la entrada de los álabes de la corona móvil es mayor que a la salida, lo que se consigue haciendo que la sección de paso entre los álabes sea variable, Fig II.7.

De otra forma

Haciendo uso del Teorema de Euler aplicado a las Turbomáquinas, el *trabajo interno* es:

$$T_{\text{int}} = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}) =$$

$$= \left[\begin{array}{l} c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = w_1 \cos \alpha_1 + u ; \quad w_1 = \frac{c_1 \cos \alpha_1 - u}{\cos \alpha_1} \\ c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \alpha_2 - u = w_1 \cos \alpha_2 - u = \frac{c_1 \cos \alpha_1 - u}{\cos \alpha_1} \cos \alpha_2 - u \end{array} \right] =$$

$$= \frac{u}{g} \left\{ c_1 \cos \alpha_1 + \frac{c_1 \cos \alpha_1 - u}{\cos \alpha_1} \cos \alpha_2 - u \right\} = \frac{u}{g} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) (c_1 \cos \alpha_1 - u)$$

y la potencia correspondiente: $N_{\text{int}} = \frac{G u}{g} (c_{1u} + c_{2u})$

Trabajo interno máximo.- El trabajo interno máximo se calcula derivando la ecuación anterior respecto de u :

$$\frac{dT_{\text{int}}}{du} = \frac{1}{g} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) (c_1 \cos \alpha_1 - 2u) = 0 \quad 2u = c_1 \cos \alpha_1$$

Para: $\alpha_1 = 17^\circ, u = 0,475 c_1$
 $\alpha_1 = 22^\circ, u = 0,4635 c_1$

$$T_{\text{int. (máx)}} = \frac{c_1 \cos \alpha_1}{2g} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) \left(c_1 \cos \alpha_1 - \frac{c_1 \cos \alpha_1}{2} \right) =$$

$$= \frac{1}{g} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) \frac{c_1^2 \cos^2 \alpha_1}{4} = \frac{u^2}{g} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right)$$

Rendimiento interno.- El rendimiento interno es de la forma:

$$\begin{aligned} \eta_{int} &= \frac{T_{int}}{T_{ad}} = 2 g \frac{T_{int}}{c_{1t}^2} = 2 g \frac{T_{int}}{c_1^2} = 2 g \frac{2}{c_1^2} \frac{u}{g} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) (c_1 \cos \alpha_1 - u) = \\ &= 2 \frac{u}{c_1} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) (\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}) = 2 \frac{u}{c_1} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) (\cos \alpha_1 - \eta_{int}) \end{aligned}$$

siendo $\eta_{int} = \frac{u}{c_1}$, la relación cinemática.

De lo anterior se deducen las siguientes consecuencias:

- El rendimiento interno es tanto mayor cuanto más pequeño sea el ángulo de entrada α_1 ; sin embargo, cuanto más elevado sea α_1 para un valor determinado del salto entálpico, la velocidad axial $c_m = c_1 \sin \alpha_1$ por unidad de sección será mayor y, por lo tanto, mayor será la potencia que se puede obtener de una máquina de dimensiones dadas.
- Supuestos constantes α_2 , α_1 y η_{int} , el rendimiento es función de α_1 y de la relación: $\cos \alpha_2 / \cos \alpha_1$.

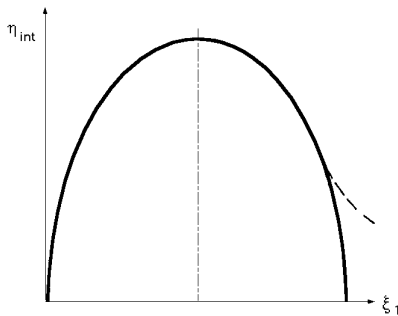


Fig II.8.- Curva de rendimiento interno

El ángulo α_1 depende de η_{int} pero se puede suponer que para cada valor de η_{int} el perfil del álabe se proyecta de tal forma, que la relación $(\cos \alpha_2 / \cos \alpha_1)$ es constante, lo cual quiere decir que al aumentar α_1 aumenta α_2 y disminuye η_{int} de forma que la relación se mantenga.

Si se eligen álaves simétricos, $\alpha_2 = 0$, $\alpha_1 = \alpha_2$, el rendimiento interno será sólo función de α_1 , es decir:

$$\eta_{int} = f(\alpha_1) = 2 \frac{u}{c_1} (1 + \cos \alpha_1) (\cos \alpha_1 - \eta_{int})$$

que se representa en la Fig II.8 y que se corresponde con la ecuación de una parábola que se anula para $\alpha_1 = 0$, (turbina parada), y para $\alpha_1 = \cos \alpha_1$, (velocidad tangencial igual a la componente periférica c_{1n} de la velocidad de entrada).

Rendimiento interno máximo.- El rendimiento interno máximo se obtiene sustituyendo en la expresión del rendimiento interno la condición, $2u = c_1 \cos \alpha_1$, o también:

$$\eta_{int.(m\acute{a}x)} = \frac{T_{int.(m\acute{a}x)}}{\frac{c_{1t}^2}{2g}} = \frac{\frac{1}{g} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) \frac{c_1^2 \cos^2 \alpha_1}{4}}{\frac{c_1^2}{2g}} = \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) \frac{\cos^2 \alpha_1}{2}$$

Para álabes simétricos resulta:

$$\cos \alpha_1 = \left(1 + \frac{1}{2} \cos^2 \alpha_1\right)^{-1/2}$$

Para obtener un buen rendimiento es fundamental elegir adecuadamente el valor de α_1 de forma que siempre permanezca en las proximidades del $\alpha_{1\text{máx}}$.

GASTO MÁSICO DE VAPOR.- El salto adiabático disponible se determina mediante el diagrama de Mollier; para un rendimiento dado de la turbina, el gasto másico de vapor es:

$$G = \frac{860 N}{i_{\text{ad.teórico}}}, \text{ con } N \text{ en kW y } i \text{ en Kcal/kg}$$

$$G = \frac{632,3 N}{i_{\text{ad.teórico}}}, \text{ con } N \text{ en CV y } i \text{ en Kcal/kg}$$

y aunque el rendimiento global de la turbina $\eta = \eta_{\text{int}} \eta_{\text{mec}}$ no se conoce hasta una vez ensayada, se dispone de resultados de diseño y proyectos anteriores, que se pueden aprovechar en forma aproximada a fin de minimizar su coste de fabricación.

II.2.-VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO

Cuando la turbina adquiere la velocidad de embalamiento posee un rendimiento nulo, por lo que:

$$\cos \alpha_1 = 1$$

y no proporciona potencia.

La velocidad de embalamiento de la turbina, que es la que ésta adquiriría si el par resistente fuese nulo es

$$u = C_1 \cos \alpha_1$$

Pero este dato se ha hallado en el supuesto de que el álabe sea simétrico y se acomode en todos los casos a las nuevas direcciones de las velocidades relativas, correspondiendo esta velocidad de embalamiento a una corona con álabes rigurosamente rectos y axiales, pasando el vapor a través de ellos sin ejercer empuje periférico alguno.

Sin embargo, para una turbina ya construida que funcione a velocidades muy superiores a las de proyecto, se tiene que cumplir:

$$\vec{C}_{1u} = \vec{C}_{2u}$$

y los valores de las componentes meridianas de las velocidades coincidirán, siendo los triángulos de velocidades para el embalamiento (*), de la forma indicada en la Fig II.9.

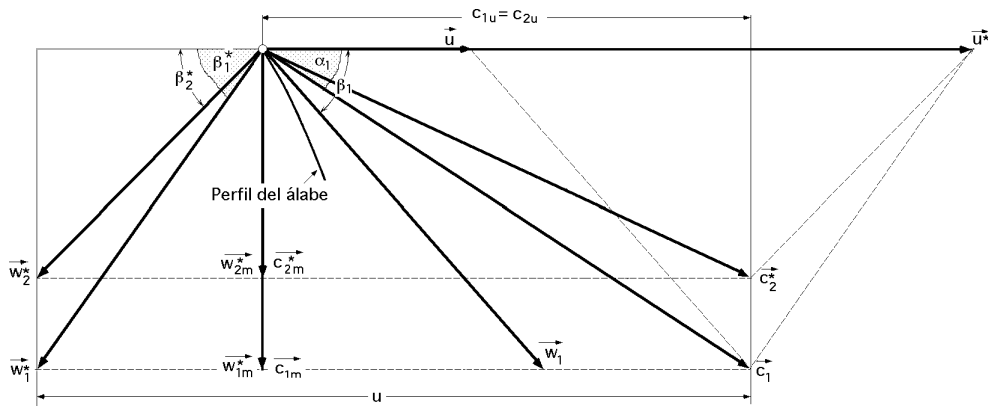


Fig II.9.- Triángulos de velocidades para el embalamiento

De dichos triángulos se pueden obtener, para calcular la velocidad de embalamiento de una turbina ya construida, las siguientes ecuaciones:

$$u^* = c_1 \cos \beta_1 + w_2^* \cos \beta_2^*$$

$$w_1^* \cos \beta_1^* = w_2^* \cos \beta_2^* = w_1^* \cos \beta_2^* \quad \cos \beta_1^* = \cos \beta_2^* ; \quad \frac{\cos \beta_1^*}{\cos \beta_2^*} = \cos \beta_2^*$$

$$w_1^* \sin \beta_1^* = c_1 \sin \beta_1 ; \quad w_1^* = \frac{c_1 \sin \beta_1}{\sin \beta_1^*} = \frac{w_2^*}{\sin \beta_1^*}$$

Multiplicándolas miembro a miembro:

$$\frac{w_2^*}{\cos \beta_2^*} \cos \beta_2^* = \frac{c_1 \sin \beta_1}{\sin \beta_1^*} \frac{\cos \beta_1^*}{\sin \beta_1^*} ; \quad w_2^* \cos \beta_2^* = \frac{c_1 \sin \beta_1}{\tan \beta_1^*}$$

$$u^* = c_1 \cos \beta_1 + \frac{c_1 \sin \beta_1}{\tan \beta_1^*} = c_1 \cos \beta_1 \left(1 + \frac{\tan \beta_1}{\tan \beta_1^*} \right)$$

$$\cos \beta_1^* = \cos \beta_2^* ; \quad 1 + \tan^2 \beta_1^* = \frac{1}{\cos^2 \beta_2^*} (1 + \tan^2 \beta_2^*)$$

$$\tan \beta_1^* = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \beta_2^*} (1 + \tan^2 \beta_2^*)} - 1 = \frac{1}{\cos \beta_2^*} \sqrt{1 + \tan^2 \beta_2^*} - \frac{1}{\cos \beta_2^*}$$

y el valor de la velocidad de embalamiento es:

$$u^* = c_1 \cos \beta_1 + w_2^* \cos \beta_2^* = c_1 \cos \beta_1 \left(1 + \frac{\tan \beta_1}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta_2^*} - \cos \beta_2^*} \right)$$

de donde se deduce que la velocidad de embalamiento es siempre superior a, $u = c_1 \cos \beta_1$, lo cual es debido a que si \vec{w}_2 está siempre situada, en una turbina dada, a un lado del eje meridiano, en el embalamiento también estará \vec{w}_1 en el mismo lado.

Como el valor $\frac{w_2}{w_1}$ es pequeño, el valor de u estará próximo a, $c_1 \cos \beta_1$.

II.3.- PERDIDAS MECÁNICAS

Las pérdidas mecánicas pueden ser debidas a las siguientes circunstancias:

- a) *Rozamiento de los discos*
- b) *Ventilación*
- c) *Inyección parcial*

Las *pérdidas mecánicas por rozamiento de los discos* se determinan mediante la expresión:

$$P_1 = 3 \cdot 10^{-7} D^{1,4} u^{2,8} \quad (\text{Kcal/seg})$$

en la que D es el diámetro medio de la corona en metros, u en m/seg y ρ en kg/m³.

Las *pérdidas por ventilación* vienen originadas por el rozamiento de las aletas que no están sometidas a la inyección del vapor; se pueden determinar mediante la expresión:

$$P_2 = 1,35 \cdot 10^{-5} D^{0,7} a u^{2,8} (1 - i) \quad (\text{Kcal/seg})$$

en la que a es la altura del álabe en m, u en m/seg, y i es el grado de inyección, de la forma:

$$i = \frac{\text{Arco de inyección}}{\text{Longitud de la circunferencia media}}$$

Las *pérdidas debidas a la inyección parcial* se determinan mediante la ecuación:

$$P_3 = 100 \left(i^{-0,07} - 1 \right) \frac{\text{Salto efectivo}}{100} \quad (\text{Kcal/kg})$$

y son debidas a los remolinos producidos en los álaves de la corona móvil por la trayectoria diferente de las primeras ráfagas y de las últimas.

III.- TURBINAS DE VAPOR DE ACCIÓN

III.1.-TURBINA CURTIS

*La turbina Curtis es una turbina de acción con escalonamientos de velocidad, y cuando por primera vez fue construida, presentaba como características principales una disposición vertical y un número reducido de escalonamientos de presión, inferior a cinco, cada uno de los cuales estaba subdividido en dos o tres escalonamientos de velocidad, constituyendo así una turbina mixta. La disposición vertical ocupaba un espacio mínimo, presentando algunas ventajas desde el punto de vista de desgaste de cojinetes, equilibrado, etc, pero la disposición actual es horizontal, y los escalonamientos de velocidad se limitan a la primera rueda de alta presión, ya que en las turbinas de vapor de acción de pequeña y media potencia, como el salto entálpico asignado al primer escalonamiento de acción resulta excesivo, se sustituye por un doble escalonamiento Curtis que permite la admisión parcial de vapor; a esta corona Curtis se la conoce como *corona de regulación*, ya que en ella se verifica la regulación cuantitativa de la turbina.*

En consecuencia, si la relación cinemática a la entrada c_1 está por debajo de su valor óptimo, para un valor dado de la velocidad \vec{c}_1 , se obtienen velocidades de salida \vec{c}_2 elevadas, tanto mayores cuanto más pequeña sea c_1 , (a la parte contraria a \vec{c}_1 en los triángulos de velocidades).

Para aprovechar una parte de esta energía a la salida de los álabes, se dispone de un distribuidor de álabes guía a continuación de la primera corona móvil, desviando el chorro de vapor e introduciéndole en una segunda corona móvil, obteniéndose así una turbina de acción con dos escalonamientos de velocidad; la expansión completa del vapor se produce en la tobera, mientras que en los álabes, tanto en los de las coronas móviles, como en los fijos del distribuidor, no se produce caída de presión, salvo pérdidas de carga por rozamiento.

Si la energía del vapor a la salida de esta segunda corona móvil, fuese todavía elevada, se podría disponer a continuación de un nuevo escalonamiento de velocidad, y así sucesivamente, aunque por las razones que expondremos más adelante, el número de escalonamientos de velocidad suele ser de dos o tres como máximo.

Para determinar la potencia y el rendimiento de una turbina Curtis con dos escalonamientos de

velocidad, podemos partir del esquema de triángulos de velocidades, Fig III.2, en el que se ha considerado que los álabes de las coronas y del distribuidor son simétricos,

$$\beta_1 = \beta_2 \quad ; \quad \beta_1' = \beta_2' \quad ; \quad \alpha_1' = \alpha_2'$$

Asimismo supondremos un coeficiente de reducción de velocidad para las dos coronas y para el distribuidor de álabes idéntico, igual a ψ , mientras que para la tobera es 1.

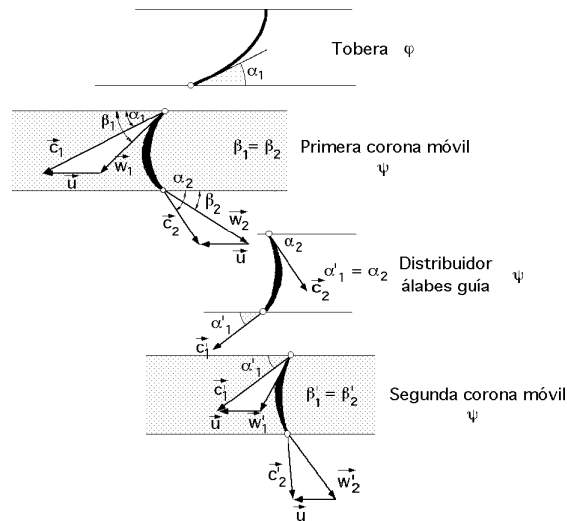


Fig III.1.- Triángulos de velocidades de álabes simétricos

Del estudio de los triángulos de velocidades, Fig III.1, se deduce:

a) Primera corona: $w_2 = w_1$; $\alpha_2 = \alpha_1$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = w_1 \cos \alpha_1 + u \quad w_1 \cos \alpha_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \alpha_2 - u = w_1 \cos \alpha_1 - u = (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u$$

b) Distribuidor de la segunda corona: $c_{1'u} = c_{2u}$

c) Segunda corona: $w_{2'} = w_{1'}$; $\alpha_{2'} = \alpha_{1'}$

$$c_{1'u} = c_{1'} \cos \alpha_{1'} = c_{2u} = \{ (c_1 \cos \alpha_1 - u) \} - u = \psi^2 (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u$$

$$c_{2'u} = w_{2'} \cos \alpha_{2'} - u = w_{1'} \cos \alpha_{1'} - u = (c_{1'} \cos \alpha_{1'} - u) - u =$$

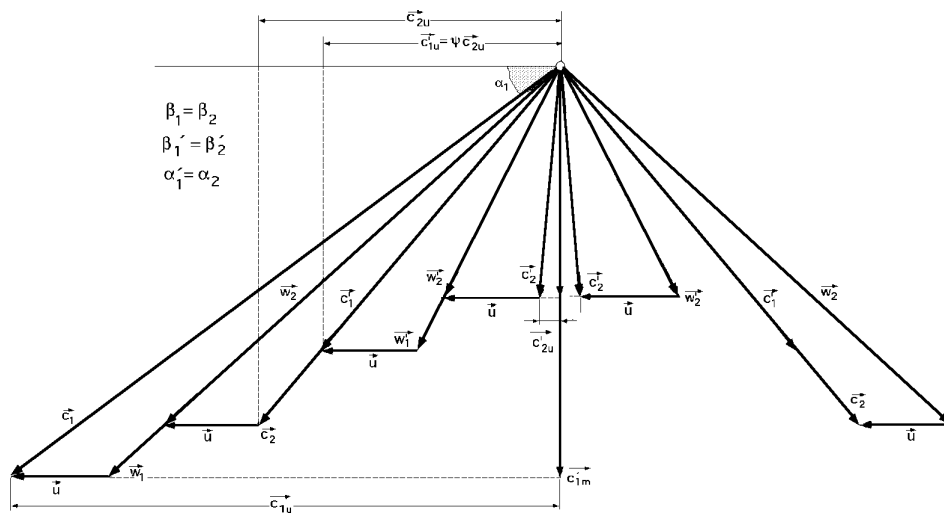
$$= \{ \psi^2 (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u - u \} - u = \psi^3 (c_1 \cos \alpha_1 - u) - \psi^2 u - u - u$$

El *trabajo interno*, (que no tiene en cuenta las pérdidas mecánicas, ni las pérdidas por rozamiento de disco y ventilación), es la suma de los trabajos periféricos desarrollados por cada corona; aplicando el Teorema de Euler se obtiene:

$$T_{int} = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}) =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{u}{g} \{c_1 \cos \alpha_1 + (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u + (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u + (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u - u - u\} = \\
&= \frac{u}{g} \{c_1 \cos \alpha_1 (\alpha_1^3 + \alpha_2^3 + 1) - u (\alpha_1^3 + 2 \alpha_2^3 + 3 \alpha_1^2 + 2)\} = \\
&= \left[\begin{array}{l} A = \alpha_1^3 + \alpha_2^3 + 1 \\ B = \alpha_1^3 + 2 \alpha_2^3 + 3 \alpha_1^2 + 2 \end{array} \right] = \frac{u}{g} (A c_1 \cos \alpha_1 - u B)
\end{aligned}$$

El trabajo teórico disponible es, $T_{\text{teórico}} = i_0 - i_1 = \frac{c_{1t}^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g \alpha_1^2}$



Triángulos de velocidades abatidos de álabes simétricos
Fig III.2.- Rueda de acción (turbina Curtis) con dos escalonamientos de velocidad.

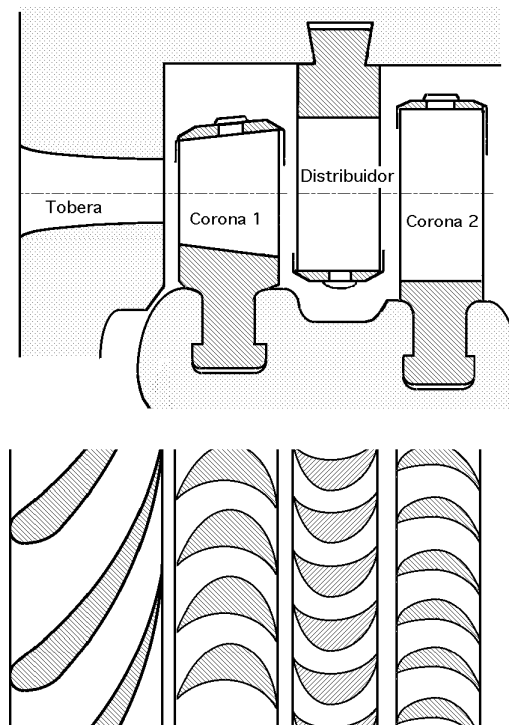


Fig III.3.- Esquema de una turbina Curtis con dos escalonamientos de velocidad

y el rendimiento interno:

$$\eta_{\text{int}} = \frac{T_{\text{int}}}{T_{\text{teór}}} = \frac{\frac{u}{g} (A c_1 \cos \alpha_1 - B u)}{\frac{c_1^2}{2g}} = 2 \frac{u}{c_1^2} (A c_1 \cos \alpha_1 - B u) =$$

$$= 2 \left\{ \frac{u}{c_1} A \cos \alpha_1 - B \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 \right\} = 2 \left(\frac{A}{c_1} \cos \alpha_1 - B \frac{u}{c_1} \right)$$

La condición de rendimiento interno máximo es:

$$\frac{d \eta_{\text{int}}}{du} = 0 \quad \frac{A \cos \alpha_1}{c_1} - B \frac{2u}{c_1^2} = 0 \quad ; \quad u = \frac{A c_1 \cos \alpha_1}{2B} \quad ; \quad \frac{u}{c_1} = \frac{A \cos \alpha_1}{2B}$$

$$\eta_{\text{int.máximo}} = 2 \left(\frac{A^2 \cos^2 \alpha_1}{2B} - \frac{A^2 \cos^2 \alpha_1}{4B} \right) = \frac{A^2 \cos^2 \alpha_1}{2B}$$

En la Tabla III.1 y Fig III.4 se indican los rendimientos para diversas relaciones cinemáticas y distintos escalonamientos de velocidad.

Tabla III.1.- Rendimientos η_{int} , en %

$1/\alpha_1 = c_1/u$	2	2,3	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	14
1ª Corona	74	75	74,6	70,8	65,7	60,8	56,1	52	48	44,7							
2ª Corona					61,3	63,6	64	63	60,6	57,8	52,6	47,7	43				
3ª Corona										54,4	56,1	55,4	53	50,2	47,4	44,6	42
4ª Corona													46,6	47,4	47,2	46	43

El reparto de trabajos internos para cada corona es:

Primera corona

$$T_{\text{int.1}} = \frac{u}{g} (c_{1n} + c_{2n}) = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u) = \frac{u}{g} (1 + \frac{u}{c_1 \cos \alpha_1}) (c_1 \cos \alpha_1 - u) =$$

$$= \left[\text{Condición de } \eta_{\text{int.1}}^{\text{máx}} \right] = \frac{u^2}{g} \left(1 + \frac{u}{c_1 \cos \alpha_1} \right) \left(\frac{2B}{A} - 1 \right)$$

Para, $\alpha_1 = 1$, $A = 4$, $B = 8$, se obtiene, $T_{\text{int.1}} = \frac{6 u^2}{g}$

Segunda corona

$$T_{\text{int.2}} = \frac{u}{g} (c_{1'u} - c_{2'u}) = \frac{u}{g} \{ (c_1 \cos \alpha_1 - u)^2 - u + (c_1 \cos \alpha_1 - u)^3 - (c_1 \cos \alpha_1 - u)^2 u - u - u \} =$$

$$= \frac{u}{g} \{ ((c_1 \cos \alpha_1 - u)^2 + (c_1 \cos \alpha_1 - u)^3) - u (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u \} = \left[\text{Condición de } \eta_{\text{int.2}}^{\text{máx}} \right] =$$

$$= \frac{u}{g} \{ ((c_1 \cos \alpha_1 - u)^2 + (c_1 \cos \alpha_1 - u)^3) - u (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u \}$$

Para, $\xi = 1$, $A = 4$, $B = 8$, se obtiene, $T_{\text{int.2}} = \frac{2 u^2}{g}$

por lo que si se considera que el paso del vapor a través de los álabes se efectúa sin rozamiento, las ecuaciones anteriores indican que en la adaptación, la primera corona generaría una potencia tres veces mayor que la segunda.

Para el caso en que: $\xi = 0,9$, resulta: $A = 3,439$, $B = 7,049$, las ecuaciones anteriores toman la forma:

$$T_{\text{int.1}} = 5,89 \frac{u^2}{g} \quad ; \quad T_{\text{int.2}} = 1,16 \frac{u^2}{g} \quad \text{Relación, } 5/1$$

Para una turbina Curtis con tres coronas y, $\xi = 1$, se demuestra que el reparto de potencias está en la relación 5, 3, 1. En general, si la rueda Curtis tuviese n coronas, el reparto de potencias estaría en progresión aritmética de razón 2, deduciéndose de ésto el poco interés de ruedas Curtis de gran número de coronas, por lo que, no se suele pasar de 3 en el mejor de los casos.

El rendimiento de una turbina Curtis es inferior al de coronas simples, pero las pérdidas por rozamiento de los discos son más reducidas, por cuanto la rueda Curtis no lleva más que un solo

disco; estas pérdidas mecánicas son proporcionales al peso específico del vapor, por lo que en aquellas turbinas de escalonamientos múltiples de presión (acción y reacción), la turbina Curtis va colocada siempre en cabeza, a la entrada del vapor procedente del recalentador.

Para una turbina Curtis de dos coronas y una relación cinemática, $\xi_1 = 0,2$, la primera corona genera un 80% de la potencia total, y la segunda el 20% restante. Si la relación cinemática fuese, $\xi_1 = 0,285$, la primera corona generaría aproximadamente un 95% de la potencia total, y la

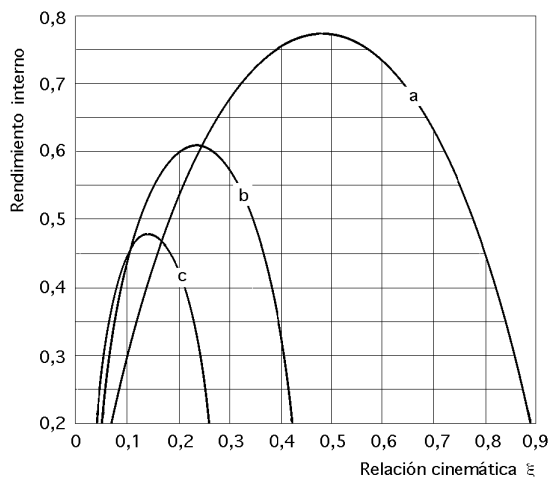


Fig III.4.- Rendimiento de una turbina Curtis en función del número de coronas. a) Una corona; b) Dos coronas; c) Tres coronas

segunda el 5% restante.

Si se estudia la gráfica de rendimientos, Fig III.4, para una, dos y tres coronas, se puede reconocer la zona en que una turbina de un determinado número de coronas, es más ventajosa que otra. Como el factor económico es fundamental a la hora de diseñar y construir una turbina, éstas deben fabricarse para relaciones cinemáticas lo más bajas posibles.

Elección del valor de la relación cinemática en las turbinas de acción.- El valor óptimo de ξ que teóricamente es igual a, $\cos \alpha/2$, o ligeramente superior si, $\alpha_2 < \alpha_1$, se reduce en la práctica debido a los rozamientos de los discos, siendo tanto más pequeño cuanto mayores sean estos rozamientos,

coronas de AP, por lo que crece a medida que aumenta la expansión.

En las últimas coronas es necesario aumentar α_1 , lo que va acompañado de una reducción del valor de β_1 ; si estas coronas corresponden a un cierto grado de reacción, el valor de β_1 aumenta. Si se toma el valor de β_1 más pequeño, la velocidad periférica crece, así como la caída o salto por escalonamiento, por lo que se reduce el número de éstos y se simplifica la construcción.

EQUIVALENCIA ENTRE UNA TURBINA CURTIS Y UNA SERIE DE CORONAS SIMPLES

Para hallar la equivalencia teórica entre una turbina Curtis de n coronas, y una serie de coronas simples (n coronas, n discos), en condiciones de rendimiento máximo, ($c_2 = u$), se parte de las relaciones cinemáticas siguientes:

$$\text{Para 1 corona simple: } \alpha_1 = \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$

Relaciones cinemáticas:	Para 2 coronas:	$\alpha_2 = \frac{u}{c_1} = \frac{A \cos \alpha_1}{2 B}$
	Para n coronas:	$\alpha_n = \frac{u}{c_1} = \frac{A \cos \alpha_1}{n B}$

Turbina Curtis:

Una corona simple de acción que gira a la velocidad periférica u permite utilizar un salto de entalpías que se transforma, teóricamente, en $c_1^2 / 2g$, al igual que una turbina Curtis. Los términos cinéticos para la corona y para la turbina Curtis de dos o más coronas, con $\beta_1 = 1$, son:

$$\text{Para 1 corona simple: } \left. \frac{c_1^2}{2g} \right|_1 = \left| c_1 = \frac{2u}{\cos \alpha_1} \right| = \frac{4u^2}{2g \cos^2 \alpha_1}$$

Términos cinéticos:	Para 2 coronas:	$\left. \frac{c_1^2}{2g} \right _2 = \left c_1 = \frac{2Bu}{A \cos \alpha_1} = \frac{4u}{\cos \alpha_1} \right = \frac{4u^2}{2g \cos^2 \alpha_1} 2^2$
	Para n coronas:	$\left. \frac{c_1^2}{2g} \right _n = \left c_1 = \frac{nBu}{A \cos \alpha_1} = \frac{2un}{\cos \alpha_1} \right = \frac{4u^2}{2g \cos^2 \alpha_1} n^2$

Turbina Curtis:

Comparando las ecuaciones anteriores se deduce que una rueda Curtis de n escalonamientos de velocidad, teóricamente equivaldría a n^2 coronas simples, girando al mismo número de revoluciones n ; ésto se traduce en una turbina de menor número de escalonamientos y, por tanto, más barata.

$$n_{\text{Curtis}} = n_{\text{Acción}}^2 = 2 n_{\text{Reacción}}^2$$

Dos escalonamientos Curtis sustituirían, teóricamente, a 4 escalonamientos de presión y a 8 de reacción. Tres escalonamientos Curtis sustituirían a 9 escalonamientos de presión y a 18 de reacción.

Para pequeñas y medianas potencias *se puede utilizar admisión parcial* en todos los escalonamientos, porque trabajan a acción. Las ruedas Curtis tienen el inconveniente de un reparto desigual del trabajo entre los rodets, de un menor rendimiento, y de que en el distribuidor de álabes se genera una erosión debida a las grandes velocidades del vapor.

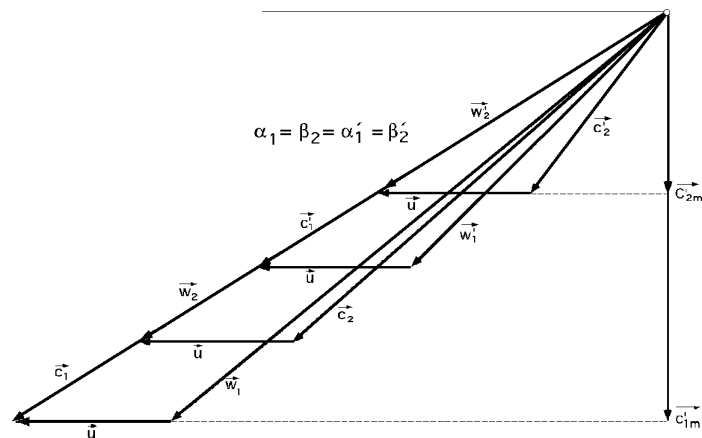


Fig III.5.- Rueda de acción con dos escalonamientos de velocidad.
Triángulos de velocidades con álabes asimétricos, con ángulos de salida iguales

Admisión parcial.- La rueda Curtis siempre está en cabeza de las turbinas de gran potencia; en la actualidad, dado el pequeño volumen específico del vapor en dicha zona, *la admisión parcial necesaria al comienzo de la turbina de vapor se suele reducir al primer escalonamiento.*

Admisión total.- La relación (altura/diámetro) del segundo escalonamiento se reduce al mínimo requerido para que este *segundo escalonamiento sea de admisión total*; con esta condición se fija el salto de entalpía mínimo que se dedica al primer escalonamiento de admisión parcial, que será tanto menor cuanto mayor sea el gasto másico de la turbina.

Para el rendimiento y trazado de los álabes, si la altura de la tobera se considera como la unidad, la altura máxima de los álabes, para la primera corona sería igual a 1,4; para los álabes del distribuidor sería igual a 1,9, y para los álabes de la segunda corona sería igual a 2,3.

Como la cuestión económica es un factor primordial a tener en cuenta, se utilizan turbinas monocelulares; cuando la expansión del vapor se realiza a velocidades c_1 elevadas, una corona de acción llevaría a elegir un valor pequeño de α_1 del orden de 0,10 a 0,15, para no sobrepasar la resistencia de los álabes de la corona móvil, a la que correspondería un rendimiento muy bajo

La rueda Curtis tiene la ventaja de la sencillez por la disminución de la longitud de la turbina o, para una longitud igual, el empleo de un mayor número de coronas de diámetro pequeño para efectuar la expansión restante, y de ahí la mejora, por cuanto las pérdidas son proporcionales a los cuadrados de las velocidades.

III.2.- TURBINA ZOELLY

La turbina Zoelly (1903) es una turbina de acción con escalonamientos múltiples de presión en número no superior a 10 y montaje unicelular de los discos, y longitud reducida con un mínimo de pérdidas intersticiales en el juego entre eje y diafragmas, Fig III.6.

En condiciones de trabajo normales una central térmica utiliza vapor recalentado a elevada presión y temperatura, lo que implica que el salto adiabático total puede ser del orden de 200 a 300 Kcal/kg, proporcionando velocidades periféricas u del orden de 1300 a 1600 m/seg; si se utiliza una turbina de acción de una sola corona, la velocidad periférica puede llegar a ser del orden de 650 a

800 m/seg, aunque no conviene sobrepasar los 400 m/seg, y en consecuencia hay que disminuir la velocidad absoluta del vapor para obtener un buen rendimiento, aparte de eliminar los problemas técnicos originados por las citadas velocidades que serían incompatibles con la resistencia mecánica de las coronas. Para ello se procede a repartir el salto total en varios escalones, uno a continuación de otro, de forma que en cada uno de ellos se trabaje únicamente con una fracción de dicho salto total disponible y de esta forma, para un número conveniente de escalones de presión se pueda disminuir la velocidad del vapor sin disminuir el rendimiento.

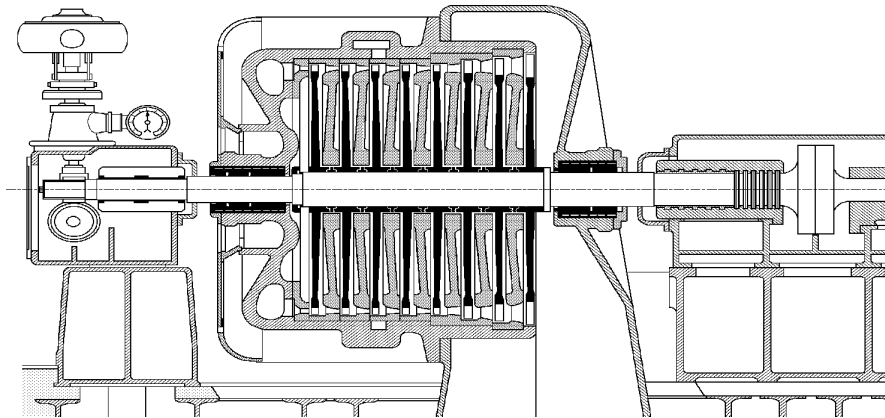


Fig III.6.- Esquema longitudinal de una turbina Zoelly, 3,5 MW, 3000 rpm

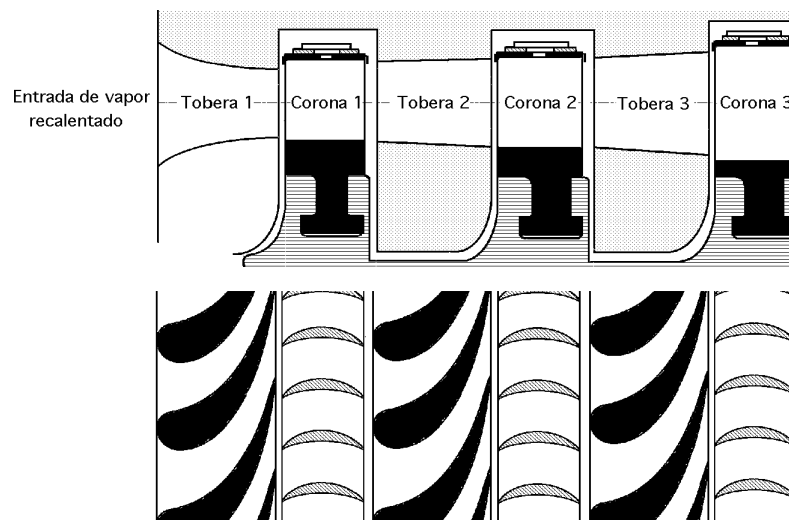


Fig III.7.- Esquema de los escalonamientos de una turbina Zoelly

En las turbinas Zoelly, que son totalmente de acción, las expansiones sucesivas del vapor se producen en las toberas, con lo que la presión va disminuyendo escalonadamente hasta que, a la salida de la última corona, se alcance la presión del condensador. En cada turbina de acción se tiene que cumplir el que no exista diferencia de presiones entre una y otra cara de los rodetes, por cuanto sólo habrá diferencia de presiones en las toberas; en consecuencia, *en este tipo de turbinas no existe teóricamente empuje axial*.

Para mantener la velocidad periférica \bar{u} , dentro de unos valores admisibles, hay que fraccionar convenientemente el salto de entalpía. Se considerará uno cualquiera de estos escalonamientos y

supondremos que el mismo se realiza entre los estados intermedios i y j ; la velocidad de entrada del vapor en la tobera del citado escalón es la \vec{c}_{0i} , que no va a ser nula o despreciable, como sucedía en la turbina simple de acción, sino que habrá que tenerla en cuenta y, por lo tanto, de acuerdo con la Fig III.9, se tendrá, para el salto entálpico $(i_i - i_j)$ una diferencia de presiones, $p_i - p_j$.

Recuperación de las velocidades residuales en las turbinas de acción.- Si c_{2j} es la velocidad de salida del escalonamiento j , y $m < 1$ es un coeficiente de recuperación, la velocidad de salida c_{1j} en el distribuidor del escalonamiento j es:

$$c_{1j} = \sqrt{2 g i_{ad(ij)} + m c_{2j}^2}$$

que origina el aplanamiento de la curva de rendimiento y una mejora del rendimiento hasta valores del orden de $0,6 \div 0,7$, para una recuperación total. *Todo sucede como si el salto térmico puesto a disposición de la turbina aumentase, por lo que se debe modificar aumentando el número de escalonamientos o el diámetro de los mismos.*

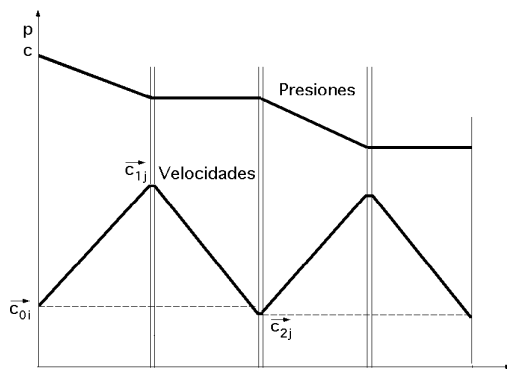


Fig III.8.- Diagrama de presiones y velocidades

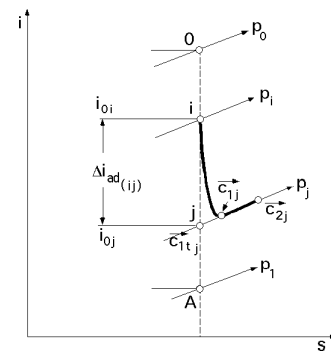


Fig III.9.- Escalonamiento intermedio de presión

Los valores del coeficiente m se determinan experimentalmente, y son del orden de la unidad cuando se pasa de un escalonamiento de inyección total a otro de inyección parcial, con la condición de que tanto la separación relativa de la entrada del distribuidor a la salida de la corona anterior, como la desviación de los ángulos de la velocidad de salida de la corona y de entrada del distribuidor, no sean excesivas.

$m = 1$ inyección total $\xrightarrow{\text{pasa a}}$ inyección parcial

Por el contrario, si se pasa de un escalonamiento de inyección parcial a otro de inyección total o a otro de inyección parcial donde el arco de inyección sea completamente distinto, el coeficiente m se reduce grandemente y las pérdidas correspondientes se calculan admitiendo que, $m = 0$.

$m = 0$ inyección parcial $\xrightarrow{\text{pasa a}}$ inyección total
inyección parcial $\xrightarrow{\text{pasa a}}$ inyección parcial con arco de inyección distinto

CALCULO DEL N° DE PARSONS

Cuando los diámetros de los diferentes escalonamientos son distintos, se tiene:

$$c_{1j} = \sqrt{2 g i_{ad(ij)} + m c_{2j}^2}, \text{ siendo, } i_{ad(ij)} = i_{0i} - i_{0j}$$

Despejando, $2 g i_{ad(ij)}$, resulta:

$$\begin{aligned} 2 g i_{ad(ij)} &= \left(\frac{c_{1j}}{u} \right)^2 - m c_{2j}^2 = \left(\frac{c_{1j}}{u} \right)^2 - m (u^2 + w_2^2 - 2 u w_2 \cos \alpha_2)_j = \left| \begin{array}{l} \text{Álabes simétricos} \\ \alpha_1 = \alpha_2 ; w_{2j} = w_{1j} \end{array} \right| = \\ &= \left(\frac{c_{1j}}{u} \right)^2 - m (u^2 + w_1^2 - 2 u w_1 \cos \alpha_1)_j = \left| \begin{array}{l} w_{1j}^2 = (u^2 + c_1^2 - 2 u c_1 \cos \alpha_1)_j \\ (w_1 \cos \alpha_1)_j = (c_1 \cos \alpha_1 - u)_j \end{array} \right| = \\ &= \left(\frac{c_{1j}}{u} \right)^2 - m \{ u^2 + w_1^2 (u^2 + c_1^2 - 2 u c_1 \cos \alpha_1) - 2 u (c_1 \cos \alpha_1 - u) \}_j = \\ &= \{ c_1^2 \left(\frac{1}{2} - m^2 \right) - u^2 m (1 + m^2 + 2) + 2 u c_1 \cos \alpha_1 m (\alpha + 1) \}_j = \\ &= u_j^2 \left\{ \left(\frac{c_1}{u} \right)^2 \left(\frac{1}{2} - m^2 \right) - m (1 + m^2)^2 + 2 \frac{c_1}{u} \cos \alpha_1 m (\alpha + 1) \right\}_j = \\ &= u_j^2 \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - m^2 \right) - m (1 + m^2)^2 + \frac{2 \cos \alpha_1 j m (\alpha + 1)}{1j} \right\} = 2 g \frac{u_j^2}{X} \end{aligned}$$

siendo X el número de Parsons correspondiente a cada escalón, de la forma:

$$X = \frac{2 \times 427 g}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - m^2 \right) - m (1 + m^2)^2 + \frac{2 \cos \alpha_1 j m (\alpha + 1)}{1j}} = \frac{u_j^2}{i_{ad(ij)}}$$

En el cálculo de turbinas de vapor de acción, en condiciones de rendimiento máximo, el límite superior del número de Parsons es del orden de 2000.

Para $m = 1$ resulta:

$$X = \frac{8369,2}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1^2 \right) - (1 + 1)^2 + \frac{2 \cos \alpha_1 j (1 + 1)}{1j}} = \frac{u_j^2}{i_{ad(ij)}}$$

CALCULO DEL N° DE ESCALONAMIENTOS

Para una turbina de acción que posea Z_1 coronas de igual diámetro y, por lo tanto, la misma velocidad periférica u_1 , se puede poner:

$$u_1^2 = X i_{ad(ij)}$$

$$Z_1 u_1^2 = Z_1 \times i_{ad(ij)} = X (Z_1 i_{ad(ij)}) = X I_{ad(1)} \quad Z_1 = \frac{X I_{ad(1)}}{u_1^2}$$

en donde X es el n° de Parsons correspondiente al grupo de coronas de igual diámetro, siendo I_{ad1} la suma de las caídas de entalpías relativas a los Z_1 escalonamientos de presión, con velocidad tangencial \bar{u} .

Si la turbina posee otros grupos de coronas de distinto diámetro, trabajando todas ellas con el mismo n° de Parsons:

$$\begin{aligned} Z_2 & \text{ coronas de velocidad periférica } \bar{u}_2 \text{ y diámetro } d_2 \\ Z_3 & \text{ coronas de velocidad periférica } \bar{u}_3 \text{ y diámetro } d_3 \\ & \dots\dots\dots \\ Z_n & \text{ coronas de velocidad periférica } \bar{u}_n \text{ y diámetro } d_n \end{aligned}$$

se tiene:

$$Z_1 u_1^2 + Z_2 u_2^2 + Z_3 u_3^2 + \dots + Z_n u_n^2 = X I_{ad \text{ total}}$$

siendo, $I_{ad \text{ total}} = i_0 - i_A$, el salto correspondiente a las presiones inicial p_0 y final p_1 .

Si resulta que existe sólo una corona de diámetro d_1 , otra de diámetro d_2 , etc., es decir, *una corona para cada diámetro*:

$$Z_1 = Z_2 = \dots = Z_n = 1 \quad u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + \dots + u_n^2 = X I_{ad \text{ total}}$$

que se conoce como suma de los cuadrados de las velocidades circunferenciales, y es una ecuación fundamental para el cálculo del número de escalonamientos de presión de una turbina Zoelly; se puede admitir que cada rueda está construida con el mismo diámetro y el mismo número de coronas; para que el rendimiento sea el mismo, en cualquiera de los escalonamientos, la relación cinemática, o el salto entálpico correspondiente a cada escalón i , deberá ser igual en todos ellos.

Si I es el salto entálpico total disponible en la turbina, y Z es el número de escalonamientos de presión, a cada uno de ellos corresponderá un salto i de la forma:

$$i_{ad} = \frac{c_{1t}^2}{2 \times 427 \text{ g}} = \frac{\left(\frac{c_{1t}}{u}\right)^2 u^2}{8369,2} = \frac{I \text{ Kcal}}{Z \text{ kg}} \quad Z = \frac{I}{i_{ad}} = \frac{I}{\frac{c_{1t}^2}{2 \text{ g}}} = \frac{2 \text{ g}^2 I}{c_1^2}$$

$$Z u^2 = \frac{I}{i_{ad}} u^2 = \frac{2 \times 427 \text{ g} I}{\left(\frac{c_{1t}}{u}\right)^2} = \frac{8369,2 I}{\frac{c_1^2}{2 u^2}} = 8369,2 I u^2 \frac{2}{c_1^2} = X I$$

en la que: I viene en Kcal/kg, y $X = \text{Cte}$ es el n° de Parsons, de valor:

$$X = 8369,2 \frac{\text{g}^2}{\text{kg}}$$

Como I está comprendido entre, 200 y 300 Kcal/kg, los valores de $Z u^2$, correspondientes vienen recopilados en la Tabla III.2, siendo éste el campo de trabajo de este tipo de turbinas.

Tabla III.2.- Valor de $Z u^2$ según el nº de coronas

	i	X	$Z u^2$
Rueda de una corona	1/2,3	1580	316.000 a 475.000
Rueda de dos coronas	1/5	335	67.000 a 100.500
Rueda de tres coronas	1/7,5	149	29.800 a 44.700
Rueda de cuatro coronas	1/10	83	16.600 a 24.900

Conocido el valor de $Z u^2$ y dado Z , se determina u , y de aquí, o bien el número de revoluciones por minuto n , conocido el diámetro de las coronas, o el diámetro de éstas, conocido el número de revoluciones por minuto.

III.3.- TURBINA RATEAU

El francés Rateau construye en 1890 un tipo de turbina de acción tangencial, Fig III.10, que posteriormente transforma en turbina compound con dos escalonamientos de presión.

Posteriormente subdivide el salto térmico utilizado por la máquina en un gran número de escalonamientos de presión, dando lugar a la turbina Rateau multicelular, que a pesar de ser de acción, se la dota de un ligero grado de reacción en los últimos escalonamientos a fin de aumentar la velocidad de paso y salida del vapor y la consiguiente disminución de la altura de los álabes; el primer rodete de alta presión es de tipo Curtis, y lleva dos escalonamientos de velocidad.

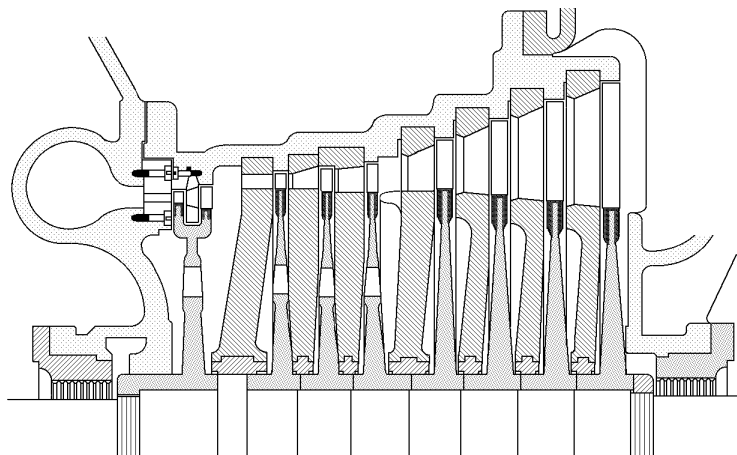


Fig III.10.- Esquema de una turbina Rateau

IV.- TURBINAS DE VAPOR DE REACCIÓN

IV.1.- TURBINAS CON ESCALONAMIENTOS DE REACCIÓN

Cuando el salto de presión es grande, se recurre a fraccionarle en una serie de escalonamientos de forma que los de mayor presión se correspondan con la parte de acción (Turbina Curtis), y el resto, con la parte de reacción.

Para su estudio vamos a considerar un escalonamiento cualquiera de la parte de reacción, entre los estados 0 y A, a los que corresponden las presiones p_0 y p_2 , respectivamente; la velocidad c_{ad} es la correspondiente al salto adiabático i_{0B} .

El vapor no se expansiona totalmente en los álabes guía del distribuidor, sino que lo hace sólo desde p_0 hasta una presión intermedia p_1 con la que penetra en la corona, continuando su expansión en los álabes móviles de la misma, hasta alcanzar la presión de salida p_2 .

El distribuidor viene dimensionado de forma que transforme una parte de la energía potencial disponible del vapor i_{0A} en energía cinética, Fig IV.1; la velocidad c_{1t} es la correspondiente al salto adiabático i_{0A} .

La fracción restante del mismo i_{AB} se transforma a lo largo de los álabes de la corona móvil, en energía cinética, viniendo los álabes diseñados para que en ellos se produzcan dos tipos de transformaciones simultáneas:

- a) La de la energía cinética adquirida en los álabes distribuidores, en energía mecánica*
- b) El resto de entalpía en energía cinética y, ésta a su vez, en energía mecánica.*

Por efecto del rozamiento en la expansión adiabática (OA) se sustituye ésta por la (Ob); el choque del vapor a la salida del distribuidor con los bordes de los álabes de la corona móvil, produce un recalentamiento del vapor a la presión p_1 , obteniéndose el punto c, entrada del vapor en la corona móvil.

Por incorporación del calor debido al rozamiento del vapor en los conductos formados por los álabes de la corona, se efectúa la transformación (cd); finalmente, y debido a la transformación

en calor de la energía que aún lleva el vapor al abandonar la corona, (pérdidas a la salida), se produce un recalentamiento del vapor según (de); en la Fig IV.1, la velocidad c_{ad} sería la correspondiente a la salida de la corona, en la expansión adiabática reversible.

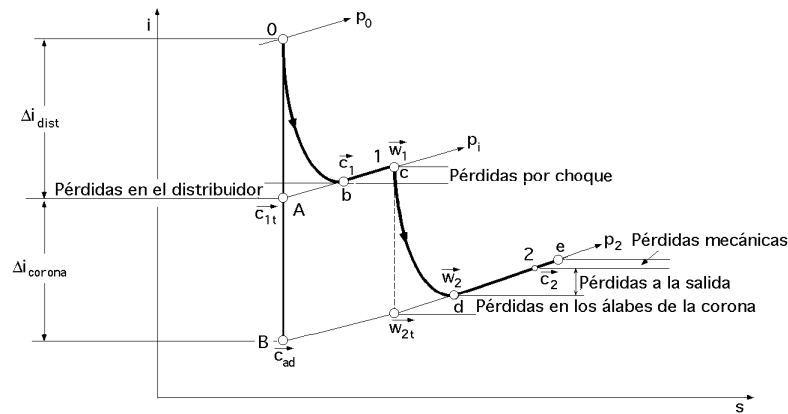


Fig IV.1.- Diagrama (i-s) de un escalonamiento de reacción

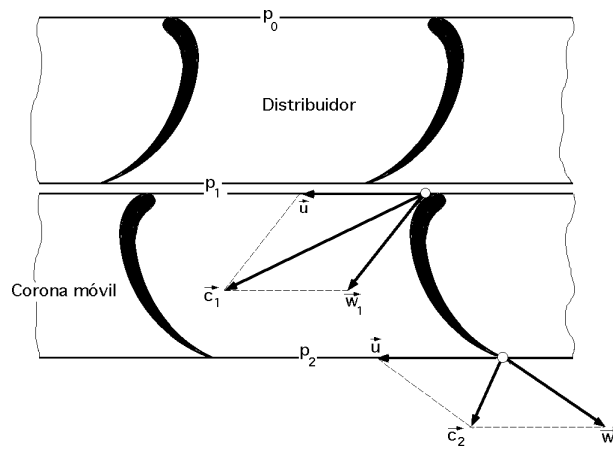


Fig IV.2.- Triángulos de velocidades en un escalonamiento de reacción

IV.2.- LINEA DE EXPANSIÓN REAL

Las pérdidas en cada escalonamiento comprenden:

a) *Pérdidas por rozamiento en los álabes distribuidores:*

$$(1 - \eta) \frac{c_{1t}^2}{2g}, \text{ con: } \begin{aligned} \text{Escalonamiento de acción: } c_{1t} &= \sqrt{2g \cdot i_{\text{dist}} + m c_2^2} \\ \text{Escalonamiento de reacción: } c_{1t} &= \sqrt{2g \cdot i_{\text{dist}} + c_2^2} \end{aligned}$$

b) *Pérdidas por rozamiento en los álabes de la corona móvil:*

$$\begin{aligned} \text{Escalonamiento de acción: } \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} &= \left| \frac{w_2}{w_1} \right| = (1 - \eta) \frac{w_1^2}{2g} \\ \text{Escalonamiento de reacción: } \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2g} &= \left| \frac{w_2}{w_{2t}} \right| = (1 - \eta) \frac{w_{2t}^2}{2g} \quad w_{2t} = \sqrt{2g \cdot i_{\text{cor}} + w_1^2} \end{aligned}$$

c) *Pérdidas por velocidad a la salida*, $(1 - m) \frac{c_2^2}{2g}$

d) *Pérdidas por rozamientos de los discos, ventilación de los álaves no inyectados en inyección parcial.*

En la expansión real, el punto representativo del estado del vapor se desplaza sobre una línea distinta de la adiabática; en el diagrama (T-s), Fig IV.3, se observa:

* *El salto adiabático puesto a disposición del escalonamiento, viene dado por el área (mnpqrs) = $i_p - i_q$*

* *Las pérdidas térmicas del escalonamiento, por el área (ptuvp) = $i_p - i_q$*

* *El salto adiabático puesto a disposición de la turbina, por el área (ABCD) que llamaremos área A*

* *La pérdida total en la máquina, comprendiendo una parte recuperada, área (DCC'), área B, y una parte definitivamente perdida en el condensador, área (dDC'c'), área C*

Se observa que si la pérdida total es la suma de las pérdidas del escalonamiento, la suma de las expansiones adiabáticas individuales es superior al salto adiabático total.

El calor que se transforma en trabajo es:

$$\text{Salto adiabático en la turbina - Pérdidas no recuperadas} = A - C = i_C - i_{C'}$$

$$\text{El rendimiento adiabático (indicado) es, } \eta_{ad} = \frac{A - C}{A} = \frac{i_C - i_{C'}}{i_C - i_D}$$

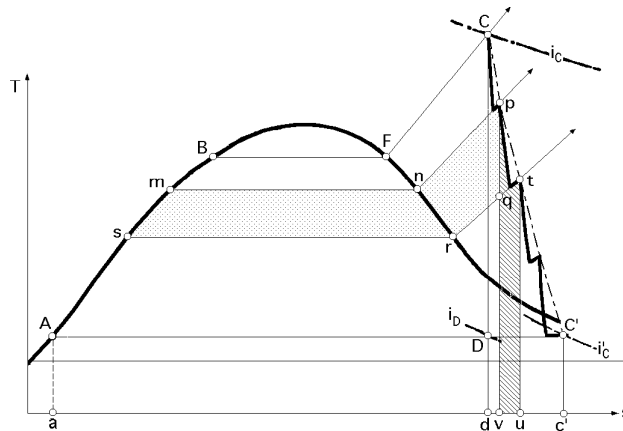


Fig IV.3.- Trazado de la línea de expansión real; pérdidas térmicas

Debido a la recuperación parcial de las pérdidas, el rendimiento adiabático del conjunto es superior al rendimiento medio de los escalonamientos.

Si todos los escalonamientos tienen el mismo rendimiento:

$$\eta_{\text{escalón}} = 1 - \frac{\text{Pérdidas escalón}}{i_{ad. \text{ escalón}}}$$

$$\eta_{\text{turbina}} = 1 - \frac{\text{Pérdidas escalón}}{i_{ad. \text{ escalón}}} = 1 - \frac{B + C}{A + B} = \frac{A - C}{A + B}$$

Hay que tener en cuenta que en los saltos de AP el rendimiento es generalmente inferior a la media, al igual que en los saltos situados en la zona de vapor saturado.

IV.3.- TRABAJO INTERNO Y RENDIMIENTO

Para obtener el rendimiento máximo, se tiene que verificar lo siguiente:

a) *Una reducción del número de choques de vapor a la entrada del rodete, por lo que es conveniente que la distancia entre el distribuidor y la corona sea la mínima posible.*

Se logra haciendo que el chorro de vapor incida sobre los álabes de la corona, de forma que \vec{w}_1 sea tangente al álabe a la entrada.

b) *Reducir al mínimo el rozamiento en los conductos entre álabes por los que circule el vapor, por lo que las superficies de los álabes, tanto del distribuidor como de la corona, deben estar pulidas a espejo.* Requiere de técnicas especiales para el mecanizado de los álabes.

c) *Reducir al mínimo la velocidad de salida.* Se logra escogiendo un valor de la velocidad de la turbina que haga mínima la velocidad de salida.

Como resulta del examen del triángulo de velocidades a la salida, el valor mínimo de la velocidad \vec{c}_2 tiene lugar cuando ésta es normal a \vec{u} , condición que no es útil cuando hay más de una corona.

El trabajo interno de la turbina es la diferencia entre el trabajo adiabático teórico, y las pérdidas por rozamiento, es decir:

$$T_{\text{int}} = T_{\text{ad}} - (P_{\text{dist}} + P_{\text{álabes}} + P_{\text{sal}}) = \left| \begin{array}{l} T_{\text{ad}} = \frac{c_{\text{ad}}^2}{2g} = \frac{c_{1t}^2}{2g} + (i_A - i_B) \\ P_{\text{dis}} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{1t}^2}{2g} (1 - \eta^2) \\ P_{\text{álab}} = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} + (i_A - i_B) - \frac{w_2^2}{2g} \\ P_{\text{sal}} = \frac{c_2^2}{2g} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{c_{1t}^2}{2g} + (i_A - i_B) - \left\{ \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + (i_A - i_B) + \frac{c_2^2}{2g} \right\} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

que es un resultado idéntico al obtenido para las turbinas de acción, ya que se han incluido las pérdidas a la salida.

MÉTODOS DE CÁLCULO DEL RENDIMIENTO INTERNO

a) *El rendimiento interno viene dado por:*

$$\eta_{\text{int}} = \frac{T_{\text{int}}}{i_{\text{ad.teór.}}} = \frac{(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)}{2g i_{\text{ad.teór.}}} = \frac{(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)}{c_{\text{ad}}^2}$$

Para un grado de reacción $\epsilon = 0,5$

$c_1 = w_2$
 $c_2 = w_1$, el trabajo interno es,

$$T_{int(\phi=0,5)} = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}) = \frac{c_1^2 - c_2^2}{g} = i_{int}$$

Si no se consideran las pérdidas residuales a la salida, por cuanto la velocidad \bar{c}_2 es aprovechable como velocidad de entrada en el siguiente escalonamiento, el *trabajo adiabático teórico* es:

$$T_{ad} = T_{int} + \text{Pérdidas distribuidor} + \text{Pérdidas corona}$$

b) El *rendimiento interno*, aprovechando la energía a la salida, se puede poner en otra forma:

$$\eta_{int} = \frac{T_{int}}{T_{ad}} = \frac{\frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u})}{\frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}) + \text{Pérdidas distribuidor} + \text{Pérdidas corona}} =$$

$$= \frac{\frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u})}{\frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}) + \frac{1}{g} c_1^2} = \frac{u (c_{1u} + c_{2u})}{u (c_{1u} + c_{2u}) + c_1^2}$$

Para $\phi = 0,5$ se tiene:

$$\eta_{int(\phi=0,5)} = \frac{u (c_{1u} + c_{2u})}{u (c_{1u} + c_{2u}) + c_1^2} = \left| \begin{array}{l} c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 \\ c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = \frac{c_2}{2} = \frac{w_1}{2} = w_1 \cos \alpha_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u \\ u (c_{1u} + c_{2u}) = u (2 c_1 \cos \alpha_1 - u) \end{array} \right| =$$

$$= \frac{u (2 c_1 \cos \alpha_1 - u)}{u (2 c_1 \cos \alpha_1 - u) + c_1^2} = \frac{1 (2 \cos \alpha_1 - 1)}{1 (2 \cos \alpha_1 - 1) + 1} =$$

siendo α_1 la relación cinemática a la entrada.

Cálculo de

Pérdidas, En el distribuidor, $P_{dist} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{1t}^2}{2g} (1 - \alpha^2)$

En los álabes de la corona, $P_{álabes} = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2g}$

El valor total de las pérdidas para $\phi = 0,5$ es:

$$P_{totales} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2g} = \left| c_{1t} = w_{2t}; w_2 = c_1; c_1 = c_{1t} \right| =$$

$$= \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} + \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{g} = \frac{c_1^2}{g} \left(\frac{1 - \alpha^2}{2} \right) = \frac{c_1^2}{g} = \frac{1 - \alpha^2}{2}$$

y el *rendimiento interno* queda en la forma:

$$\eta_{int(\phi=0,5)} = \frac{1 (2 \cos \alpha_1 - 1)}{1 (2 \cos \alpha_1 - 1) + \frac{1 - \alpha^2}{2}}$$

c) A partir del grado de reacción definido como la relación entre el salto en la corona y el salto adiabático total, sin pérdidas, se obtiene:

$$= \frac{i_A - i_B}{i_0 - i_B} = 2 g \frac{i_A - i_B}{c_{ad}^2} \quad i_A - i_B = \frac{c_{ad}^2}{2 g}$$

El trabajo adiabático es:

$$T_{ad} = \frac{c_{1t}^2}{2 g} + (i_A - i_B) = \frac{c_{1t}^2}{2 g} + \frac{c_{ad}^2}{2 g} \quad c_{ad}^2 = \frac{c_{1t}^2}{1 - \dots}$$

$$T_{ad} = \frac{c_{ad}^2}{2 g}$$

$$c_{ad(=0,5)} = \sqrt{2} c_{1t}$$

y el rendimiento interno:

$$\eta_{int} = \frac{(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)}{c_{ad}^2} = \frac{(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)}{c_{1t}^2} (1 - \dots) = \frac{(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)}{c_1^2} \dots (1 - \dots)$$

Como la circunferencia media de los álabes, para cada escalonamiento de presión, tiene prácticamente el mismo diámetro a la entrada y a la salida, las velocidades tangenciales correspondientes serán iguales, por lo que:

$$\bar{u}_1 = \bar{u}_2 = \bar{u}$$

De los triángulos de velocidades se obtiene,

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2 w_2 u \cos \alpha_2$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2 c_1 u \cos \alpha_1$$

que sustituidas en la expresión del rendimiento interno proporcionan:

$$\eta_{int} = \frac{c_1^2 - w_2^2 - u^2 + 2 w_2 u \cos \alpha_2 + w_2^2 - c_1^2 - u^2 + 2 c_1 u \cos \alpha_1}{c_{1t}^2} (1 - \dots) =$$

$$= \frac{2 w_2 u \cos \alpha_2 + 2 c_1 u \cos \alpha_1 - 2 u^2}{c_{1t}^2} (1 - \dots)$$

La condición de rendimiento interno máximo, $\frac{d \eta_{int}}{du} = 0$, es,

$$\frac{2 w_2 \cos \alpha_2 + 2 c_1 \cos \alpha_1 - 4 u}{c_{1t}^2} (1 - \dots) = 0 \quad w_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1 = 2 u$$

y el rendimiento interno máximo:

$$\eta_{int, \max} = \frac{w_2 \cos \alpha_2 (c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \alpha_2) + c_1 \cos \alpha_1 (c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \alpha_2) - 2 u^2}{c_{1t}^2} (1 - \dots) =$$

$$= \frac{w_2^2 \cos^2 \alpha_2 + 2 w_2 \cos \alpha_2 c_1 \cos \alpha_1 + c_1^2 \cos^2 \alpha_1 - \frac{(w_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1)^2}{2}}{c_{1t}^2} (1 - \dots) =$$

$$= \frac{(w_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1)^2}{2 c_{1t}^2} (1 - \eta)$$

válido para cualquier valor de η .

d) Como el rendimiento interno de la turbina de reacción es:

$$\eta_{int} = \frac{2 w_2 u \cos \alpha_2 + 2 c_1 u \cos \alpha_1 - 2 u^2}{c_{1t}^2} (1 - \eta)$$

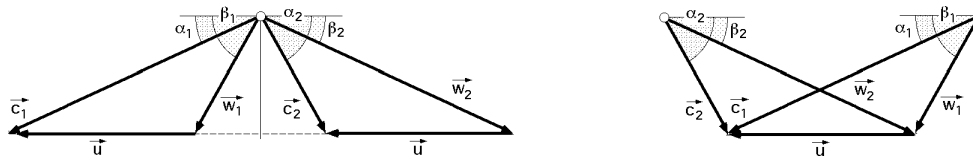


Fig IV.4.- Triángulos de velocidades en una turbina de reacción de $\eta = 0,5$

para $\eta = 0,5$ los triángulos de velocidades de entrada y salida son iguales, por lo que los álabes guía del distribuidor y de la corona móvil están dispuestos simétricamente, Fig IV.4:

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_2 ; \alpha_2 = \alpha_1 ; \vec{c}_2 = \vec{w}_1 ; \beta_2 = \beta_1$$

resultando:

$$\eta_{int(\eta=0,5)} = \frac{2 c_1 u \cos \alpha_1 - u^2}{c_{1t}^2} = \frac{2 c_1 u \cos \alpha_1 - u^2}{c_1^2} \quad \alpha_2 = (2 \cos \alpha_1 - 1) \quad \alpha_1 \quad (\alpha_2 = 90^\circ)$$

$$\text{e) Teniendo en cuenta el rendimiento, } \eta_{int} = \frac{1 (2 \cos \alpha_1 - 1)}{1 (2 \cos \alpha_1 - 1) + \frac{1 - \eta^2}{2}}$$

y la condición de rendimiento máximo $\alpha_2 = 90^\circ = \alpha_1$, para el caso de $\eta = 0,5$, se tiene:

$$2 u = w_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1 = \left| \begin{matrix} w_2 = c_1 \\ \alpha_2 = \alpha_1 \end{matrix} \right| = 2 c_1 \cos \alpha_1 \quad \alpha_1 = \cos \alpha_1$$

$$\eta_{int(\eta=0,5)} = \frac{\cos \alpha_1 (2 \cos \alpha_1 - \cos \alpha_1)}{\cos \alpha_1 (2 \cos \alpha_1 - \cos \alpha_1) + \frac{1 - \eta^2}{2}} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 - \eta^2 \sin^2 \alpha_1} \quad (\alpha_2 = 90^\circ)$$

estando el ángulo α_1 comprendido entre 14° y 40° .

Los triángulos de velocidades toman la forma indicada en la Fig IV.5.

Si se considera a título de ejemplo que, $\alpha_1 = 17^\circ$; $\eta = 0,9$; $\eta = 0,956$, resulta un rendimiento interno máximo igual a 78,9%, que es ligeramente superior al de la corona de acción; para un mismo valor de u , el valor de c_1 debe ser menor, por lo que necesitará un número mayor de escalonamientos.

La curva de rendimientos es mucho más extensa, Fig IV.6.

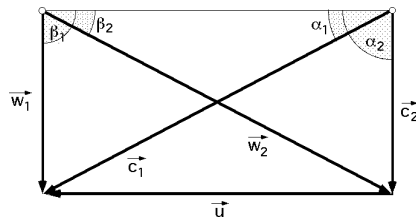
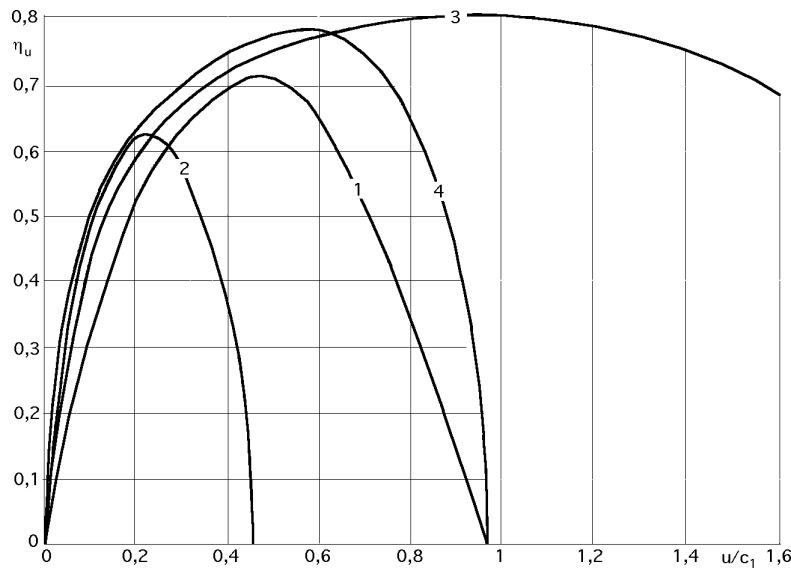


Fig IV.5.- Triángulos de velocidades con $\lambda = 0,5$ y condición de rendimiento máximo



- (1) Escalonamiento de acción, $u = 2 \lambda^2 \lambda_1 (1 + \lambda) (\cos \alpha_1 - \lambda_1)$
 (2) Rueda Curtis, $u = 2 \lambda^2 \lambda_1 (A \cos \alpha_1 - B \lambda_1)$
 (3) Escalonamiento de reacción, $u = \lambda_1 (2 \cos \alpha_1 - \lambda_1) / \{ \lambda_1 (2 \cos \alpha_1 - \lambda_1) + [(1 - \lambda^2) / \lambda^2] \}$
 (4) Escalonamiento de acción con recuperación total de la velocidad de salida, $m = 1$

Fig IV.6.- Curvas $\eta_u = f(\alpha_1)$ trazadas en las siguientes condiciones: $\alpha_1 = 17^\circ$; $\lambda = 0,9$

IV.4.- TURBINA DE REACCIÓN CON ESCALONAMIENTOS MÚLTIPLES

Si I es el salto térmico correspondiente a Z escalones que tienen el mismo diámetro e idéntico perfil de álabe, a cada escalonamiento le corresponderá, por término medio, un salto:

$$i_{ad} = \frac{I}{Z} \quad Z = \frac{I}{i_{ad}} = \frac{I}{\frac{i_{dist}}{1 - \lambda}} = \frac{I}{\frac{c_{1t}^2}{2g(1 - \lambda)}} = \frac{2g(1 - \lambda) I}{c_{1t}^2} = \frac{2g \lambda^2 (1 - \lambda) I}{c_1^2}$$

$$Z u^2 = 2g \lambda^2 (1 - \lambda) I^2 = (1 - \lambda) X I^2; \quad X = \frac{Z u^2}{(1 - \lambda) I^2} = 2g \lambda^2 \lambda^2$$

El número de Parsons teórico, o factor de calidad, correspondiente a los Z rodetes de reacción del mismo diámetro es:

$$X = \frac{Z u^2}{I_{ad}} = 2g \lambda^2 \lambda^2$$

y representa el cuadrado de la relación cinemática media, salvo una constante; el valor de $Z u^2$ proporciona una idea del volumen de la máquina y, por lo tanto, de su precio; por esta razón al número de Parsons se le llama a veces *factor de calidad*.

Para un grado de reacción $\phi = 0,5$, i_{dist} es la mitad del salto entálpico correspondiente al escalonamiento, por lo que:

$$Z u^2 = g \cdot \frac{X}{2} \cdot I \quad X = 2.427 \cdot g \cdot \frac{I}{u^2} = 8369,2 \cdot \frac{I}{u^2}$$

en la que X tiene, para las turbinas de reacción en condiciones de rendimiento máximo y coronas del mismo diámetro, un límite superior del orden de 4000.

Para una velocidad periférica \vec{u} determinada, el número de escalonamientos necesarios en la turbina será proporcional a X disminuyendo muy rápidamente cuando $1/\phi$ aumenta.

Si se considera, por ejemplo que, $u = 100$ m/seg y $I = 200$ Kcal/kg, se obtienen los resultados de la Tabla IV.1.

Se observa que para números de Parsons elevados, aumenta el número de coronas, por lo que para que una turbina sea de construcción barata, lo que interesa son pequeños valores de X y de $1/\phi$, o lo que es lo mismo, grandes de $1/\phi$.

En consecuencia, los valores de $1/\phi$ cercanos a 0,5 son los más frecuentes; en la Tabla IV.1 se observa también la influencia que tiene el rendimiento sobre el número de escalonamientos y, precisamente, en las proximidades del rendimiento máximo es donde más se hace notar.

Tabla IV.1.- Número de escalonamientos para diversos valores de $1/\phi$, con, $\eta = 1$

$1/\phi$	1	1,5	2	2,5	3
	0,73	0,78	0,77	0,74	0,7
Nº de Parsons	8380	3730	2100	1340	931
Z	168	74	42	27	19

$$\eta = 78\% ; Z = 74 \text{ escalones}$$

Para,

$$\eta = 77\% ; Z = 42 \text{ escalones}$$

y, por lo tanto, una variación de un 1% en el rendimiento, trae como consecuencia una gran disminución del número de escalonamientos, lo que supone una gran disminución del coste de fabricación y de las dimensiones de la turbina.

En forma análoga a las turbinas de acción con escalonamientos múltiples de diámetros distintos, se puede determinar el nº de Parsons para un escalón cualquiera de reacción con, $\phi = 0,5$, Fig IV.4, en la forma:

$$c_1 = \sqrt{2 g i_{\text{dist}} + c_2^2} = \left| \begin{array}{l} c_2 = w_1 \\ i_{\text{dist}} = \frac{i_{\text{ad}}}{2} \end{array} \right| = \sqrt{g i_{\text{ad}} + w_1^2}$$

$$g \dot{i}_{ad} = \left(\frac{C_1}{u}\right)^2 - w_1^2 = \left(\frac{C_1}{u}\right)^2 - u^2 - c_1^2 + 2 u c_1 \cos \alpha_1 =$$

$$= c_1^2 \left(\frac{1}{2} - 1\right) + 2 u c_1 \cos \alpha_1 - u^2 = u^2 \left\{ \left(\frac{C_1}{u}\right)^2 \left(\frac{1}{2} - 1\right) + 2 \frac{C_1}{u} \cos \alpha_1 - 1 \right\}$$

Despejando u^2 resulta:

$$u^2 = \frac{g \dot{i}_{ad}}{\left(\frac{C_1}{u}\right)^2 \left(\frac{1}{2} - 1\right) + 2 \frac{C_1}{u} \cos \alpha_1 - 1} = \frac{X \dot{i}_{ad}}{2}$$

obteniéndose para valor del nº de Parsons X:

$$X = \frac{2.427 g}{\left(\frac{C_1}{u}\right)^2 \left(\frac{1}{2} - 1\right) + 2 \frac{C_1}{u} \cos \alpha_1 - 1} = \frac{8369,2}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1\right) + \frac{2 \cos \alpha_1}{1} - 1}$$

IV.6.- NUMERO DE ESCALONAMIENTOS DE REACCIÓN

La regla de la suma de los cuadrados de las velocidades circunferenciales, *para* $\alpha = 0,5$ viene dada por:

$$Z_1 u_1^2 + Z_2 u_2^2 + Z_3 u_3^2 + \dots + Z_n u_n^2 = \frac{X \dot{I}_{total}}{2}$$

en la que, $Z_1, Z_2, Z_3, \dots, Z_n$, es el número de coronas de reacción del mismo diámetro, $d_1, d_2, d_3, \dots, d_n$, de la parte de reacción.

Los triángulos de velocidades no son iguales, sino homólogos de un escalonamiento a otro; en estas condiciones para, $Z_1 = 1, Z_2 = 1, Z_3 = 1, \dots, Z_n = 1$, se tiene:

$$Z_1 u_1^2 + Z_2 u_2^2 + Z_3 u_3^2 + \dots + Z_n u_n^2 = u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + \dots + u_n^2$$

$$u_2 = k u_1$$

$$u_3 = k u_2 = k^2 u_1$$

Haciendo,

.....

$$u_n = k u_{n-1} = k^{n-1} u_1 ; \quad k = \left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{1/(n-1)}$$

la ecuación anterior se puede poner en la forma:

$$u_1^2 + k^2 u_1^2 + k^4 u_1^2 + \dots + k^{2(n-1)} u_1^2 = u_1^2 (1 + k^2 + k^4 + \dots + k^{2(n-1)})$$

que es una progresión geométrica de razón k^2 por lo que:

$$u_1^2 \frac{k^{2(n-1)} k^2 - 1}{k^2 - 1} = u_1^2 \frac{k^{2n} - 1}{k^2 - 1} = \frac{X I}{2} \quad \frac{\left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{2n/(n-1)} - 1}{\left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{2/(n-1)} - 1} = \frac{X I}{2 u_1^2} = \text{Cte}$$

Para cualquier valor del grado de reacción se obtiene:

$$u_1^2 \frac{k^{2n} - 1}{k^2 - 1} = X I (1 -)$$

Dando valores a n se determina el número de escalonamientos de presión.

IV.7.- CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LA PRIMERA CORONA DE REACCIÓN

Elección de la vena de vapor.- La vena de vapor viene caracterizada por el número y diámetro de los diversos escalonamientos. El salto disponible, a repartir entre los diferentes escalonamientos, se obtiene después de haber eliminado del salto adiabático teórico, las pérdidas en los órganos de admisión y a la salida; la elección de la vena de vapor es importante porque condiciona el volumen de la máquina y, por lo tanto, su precio.

Los volúmenes específicos del vapor en cada escalonamiento se pueden calcular a partir del trazado de la línea de expansión en el diagrama de Mollier, o mediante Tablas de vapor de agua.

En el primer escalonamiento de reacción, *la inyección es total*, por lo que:

$$G = \frac{c_{1m}}{v_1} = (D_1 a_1) k (c_1 \sin \alpha_1) \text{ vapor entrada}$$

siendo:

G el gasto de vapor en kg/seg

c_{1m} la velocidad meridiana a la entrada

v_1 el volumen específico del vapor a la salida del distribuidor

$\text{vapor}(1)$, el peso específico del vapor a la entrada

k un coeficiente que tiene en cuenta la obstrucción originada por el espesor de los álabes a la salida y el coeficiente de gasto de las toberas, de valor 0,9

a_1 la altura del álabe distribuidor a la salida, o la altura de los álabes de la primera corona

D_1 el diámetro medio del primer escalonamiento de la parte de reacción, o diámetro medio de la vena

Para obtener un buen rendimiento conviene que α_1 sea pequeño y que la altura del álabe a no sea demasiado grande.

Multipliéndola por, $n D_1$, resulta:

$$n D_1 G = n D_1^2 a_1 k c_1 \sin \alpha_1 \text{ vapor}(1)$$

$$n D_1^2 = \frac{n D_1 G}{a_1 k c_1 \sin \alpha_1 \text{ vapor}(1)} = \left| \begin{array}{l} D_1 = \frac{2 u_1}{w} = \frac{60 u_1}{n} \\ c_1 = \frac{u_1}{1} \end{array} \right| = \frac{60 G v_1}{2 a_1 k \sin \alpha_1}$$

En la Tabla IV.2 se indica para, $n D_1^2 = 640$, y diversas revoluciones por minuto, con una velocidad periférica de la corona de acción de 200 m/seg, el diámetro medio de las coronas de acción y reacción, así como el número de escalonamientos de presión, siendo:

Tabla IV.2

n (rpm)	3000	6000	9000	12000
D_a (mm)	1275	637	425	318
D_{r1} (mm)	462	327	267	231
u_{r1} (m/seg)	72,5	102	126	145
Z (n° escalones)	44	22	16	11

D_a el diámetro medio de la corona de acción

D_{r1} el diámetro medio del primer escalonamiento de reacción

u_{r1} la velocidad periférica del primer escalonamiento de reacción

Z el número aproximado de escalonamientos de reacción para, $X = 4000$

u_{a1} la velocidad periférica de la corona de acción, igual a 200 m/seg

El aumento de la velocidad de rotación implica:

- a) Una disminución de los diámetros y del número de escalonamientos, lo cual supone una reducción del coste de la máquina.
- b) Un aumento de las pérdidas en la parte de reacción, que varía con el cuadrado de las velocidades.
- c) La necesidad de preveer un reductor de velocidad, tanto más importante, cuanto más rápida sea la velocidad de rotación de la turbina.

El *grado de expansión* es la relación entre los volúmenes específicos de admisión y escape; así, por ejemplo, para una turbina de 125 MW, con unas condiciones de presión y temperatura a la entrada del vapor en la turbina, de 127 atm y 540°C, y presión en el condensador de 0,038 atm abs, la relación de los volúmenes específicos es 1250, por lo que las primeras coronas deben tener diámetros pequeños para así evitar alturas de aletas demasiado reducidas, y las últimas coronas diámetros grandes para evitar alturas de aletas excesivas, por lo que hay que fraccionar el flujo de vapor a la salida.

La variación del volumen específico es poco sensible en los escalonamientos de AP, pero se hace muy rápida en los últimos, lo que explica el aspecto característico de las venas de vapor de las turbinas de condensación, que convergen rápidamente en los escalonamientos de BP.

Las velocidades varían con el diámetro, y como las secciones de paso aumentan en proporción inversa, a presiones iguales, la altura de las aletas varía con la inversa del cuadrado del diámetro de la vena.

El rozamiento de los discos y las fugas internas crecen con la presión y el diámetro.

La reducción de los diámetros en la parte de AP implica un aumento de la altura de los álabes, lo que contribuye a reducir las pérdidas por rozamiento en los discos y las fugas.

El salto térmico en cada escalonamiento disminuye con el cuadrado del diámetro, y el número de coronas aumenta en proporción inversa; ésto origina dificultades para situar todos los esca-

namientos sobre el mismo eje; un rendimiento elevado implica, pues, un aumento de la longitud de la turbina y, por lo tanto, su precio, que puede llegar a ser muy importante si el número de escalonamientos lleva a construir una turbina de varios cuerpos.

Cuando el volumen del vapor en la admisión es pequeño, AP y baja potencia, es difícil obtener un buen rendimiento ya que para mantener una altura de álabe adecuada, 12 a 15 mm, es necesario disminuir el diámetro de las coronas y, por lo tanto, aumentar su número para llegar a agotar el salto de presión en la parte de AP. La utilización en cabeza de la turbina de una corona doble Curtis o de una corona de acción de mayores dimensiones alimentada con inyección parcial, permite eliminar algunas coronas en la parte de AP restante, lo que a pesar del menor rendimiento de la corona de cabeza, resulta a veces ventajoso.

IV.8.- CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE LOS DIVERSOS ESCALONAMIENTOS

Para determinar los elementos de los diversos escalonamientos se parte del diámetro del primer escalonamiento, de forma que los diámetros de los demás escalonamientos se van aumentando, reduciéndose así el número de los mismos.

Se puede partir de una relación entre diámetros medios, $D_2/D_1 = k$, entre dos coronas consecutivas, de forma que se pueda admitir, en primera aproximación, un reparto de diámetros medios de los escalonamientos de razón k ; este reparto, puramente arbitrario, tiene la ventaja de ofrecer una semejanza de los triángulos de velocidades en los diversos escalonamientos, salvo en el primero, lo cual permite utilizar los mismos perfiles de álabes, al menos mientras su altura no sea excesiva; esto justifica además la invariabilidad del número de Parsons en los diversos escalonamientos. Si suponemos dos escalonamientos, j y $j-1$, se puede poner:

$$\frac{c_{1(j)}}{c_{1(j-1)}} = \frac{u_{1(j)}}{u_{1(j-1)}} = \frac{w_{1(j)}}{w_{1(j-1)}} = \frac{c_{2(j)}}{c_{2(j-1)}} = k$$

$$c_{1(j)} = \sqrt{2g \cdot i_{\text{dist}} + c_{2(j-1)}^2} = \left| \begin{array}{l} i_{\text{dist}} = \frac{i_{\text{ad}}}{2} \\ i_{\text{ad}} = \frac{2 \times 427 u_j^2}{X} \end{array} \right| = \sqrt{8370 \frac{u_j^2}{X} + c_{2(j-1)}^2}$$

$$w_{2(j)} = \left| \begin{array}{l} = \frac{w_2}{w_{2t}} \\ = \sqrt{2g \cdot i_{\text{corona}} + w_{1(j)}^2} \end{array} \right| = \sqrt{8370 \frac{u_j^2}{X} + w_{1(j)}^2}$$

$$k = \frac{w_{1(j)}}{w_{1(j-1)}} = \frac{c_{2(j)}}{c_{2(j-1)}}$$

Elección de los valores de en las turbinas de reacción.- Al igual que en las turbinas de acción el valor de se elige inferior al óptimo teórico; como en estas turbinas la curva (,) es muy plana, el rendimiento prácticamente no varía para valores de en un cierto intervalo. Este cálculo sólo se puede aceptar en primera aproximación, por lo que conviene proceder a su revisión teniendo en cuenta la recuperación de las velocidades residuales y el recalentamiento del vapor ocasionado en cada escalonamiento por las pérdidas de energía.

V.- REGULACIÓN Y DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD

V.1.- MÉTODOS DE REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Para poder adaptar la potencia de una turbina de velocidad constante a la demanda de una máquina receptora (alternador), se pueden utilizar algunos de los siguientes tipos de regulación:

a) *Regulación por variación de la presión en la admisión, que se consigue mediante laminación en la válvula de admisión o variando la presión en la caldera, (regulación cualitativa).*

b) *Regulación por variación del número de toberas activas en la admisión sobre la primera corona, (regulación por admisión parcial o regulación cuantitativa).*

Si en un sistema de coordenadas (G, p_0, p_e) se toman como variables, la presión de admisión p_0 después de las válvulas de regulación, la presión de escape p_e y el gasto másico G , la función $f(G, p_0, p_e) = 0$, viene representada por una superficie cónica de vértice O, Fig V.1.

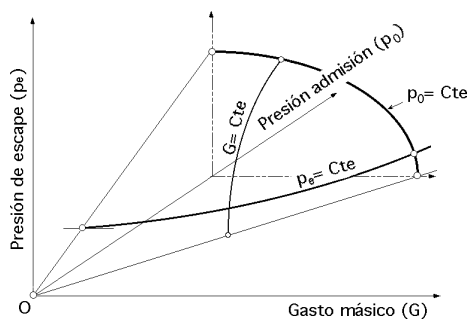


Fig V.1.-Representación de la función, $f(G, p_e, p_0) = 0$

La intersección de dicha superficie por planos, $p_0 = \text{Cte}$, son elipses

Las funciones $p_e(p_0)$ para, $G = \text{Cte}$ y $p_0(G)$ para, $p_e = \text{Cte}$, son hipérbolas; esta última ecuación

se puede poner en la forma:

$$\frac{p_0^2}{p_e^2} - \frac{G^2}{b^2} = 1$$

en la que b es una constante.

Regulación por variación de la presión mediante laminado en la válvula de admisión.- En este tipo de regulación, también llamado *regulación cualitativa*, el laminado se efectúa a entalpía constante; en el diagrama de Mollier, el punto A se desplaza hacia A', Fig V.2, y simultáneamente la caída de entalpía pasa de Δi a $\Delta i'$, el gasto másico pasa de G a G' y el rendimiento de η a η' , obteniéndose la siguiente relación de presiones,

$$\frac{p'}{p} = \frac{G' \cdot i' \cdot \eta'}{G \cdot i \cdot \eta} ; \quad \frac{p_0' - p_e}{p_0 - p_e} = \frac{G' \cdot i' \cdot \eta'}{G \cdot i \cdot \eta}$$

En las turbinas de condensación p_e es muy pequeña por lo que, $\frac{G'}{G} = \frac{p_0'}{p_0}$

El valor de i' se obtiene del diagrama de Mollier en función de p_0'

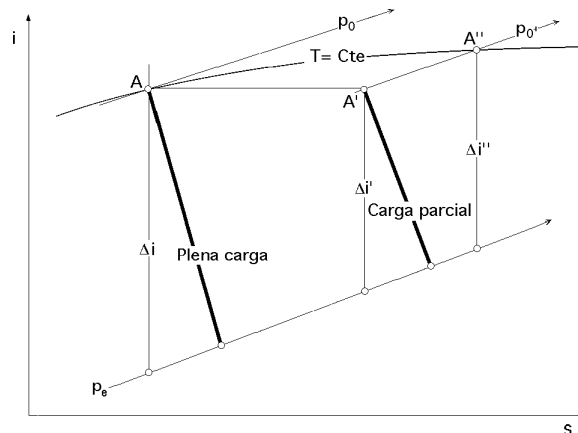


Fig V.2.- Línea de expansión (Regulación por laminado en la válvula de admisión)

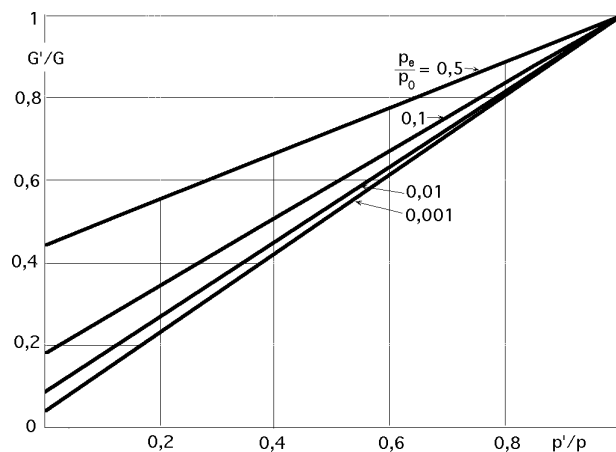


Fig V.3.- Representación de G'/G en función de p'/p_0

La variación de η depende de una serie de factores como: la relación cinemática, el coeficiente de recuperación, la humedad del vapor en los escalonamientos de BP, etc.

La representación de G'/G en función de p_0 conduce a curvas que se aproximan a rectas, tanto más cuanto menor sea la relación p_e/p_0 , Fig V.3.

Regulación por variación de la presión en la caldera.- Si la temperatura del vapor se mantiene constante, el punto A' se desplaza sobre una isoterma y se obtiene una caída de entalpía Δi generalmente mayor que $\Delta i'$, tanto más, cuanto más elevada sea la presión inicial, observándose que para altas presiones y temperaturas de recalentamiento, el valor de Δi permanece sensiblemente constante para pequeñas variaciones de la carga. El punto que representa el estado del vapor a la salida de la turbina se desplaza hacia las regiones de menor humedad; sin embargo, este tipo de regulación que parece mejor que el anterior, no se puede emplear generalmente en calderas de tipo clásico en las que la variación de presión se produce con un retardo exagerado, que además exige la unificación de una o varias calderas en un solo grupo; excepcionalmente se ha empleado en calderas tipo Benson.

Regulación por admisión parcial, o regulación cuantitativa.- La caída isentrópica global permanece constante, Fig V.4; la expansión AB representa la evolución en el primer escalonamiento y la expansión BC en el resto de la turbina a plena carga.

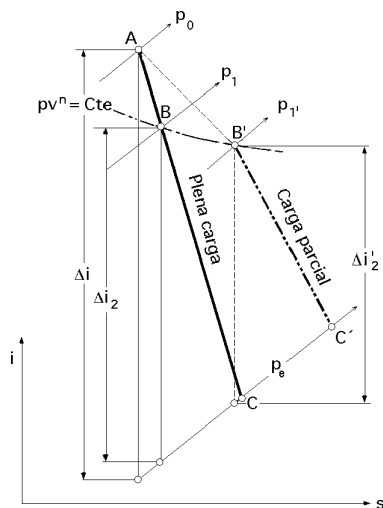


Fig V.4.- Línea de expansión
(Regulación por admisión parcial)

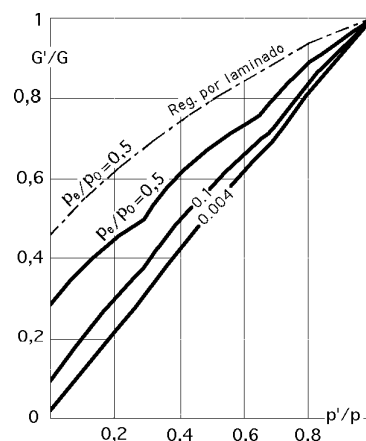


Fig V.5.- Valores de regulación
por admisión parcial

Cuando el gasto másico se reduce a G' , la aplicación a la segunda parte de la turbina, de la relación:

$$\frac{p_0^2}{p_e^2} - \frac{G^2}{b^2} = 1$$

proporciona la presión p_1' a la salida del escalonamiento de cabeza:

$$\frac{p_{1'}^2}{p_e^2} - \frac{G'^2}{b^2} = 1 \quad ; \quad G' > G \quad ; \quad p_{1'} < p_1$$

por lo que el primer escalonamiento trabaja con una carga débil bajo una caída de entalpía mayor y con un rendimiento menor.

El resto de la turbina se comporta como una turbina regulada mediante un laminado, con la diferencia de que el punto que representa el estado del vapor en la admisión (p_1, v_1) no se desplaza sobre una isentálpica, sino sobre una politrópica de la forma:

$$p v^n = \text{Cte} \quad , \quad n = 1,08, \text{ aproximadamente}$$

En consecuencia, cuando el gasto másico varía, la potencia generada por cada una de las dos partes de la turbina se puede calcular separadamente.

La Fig V.5 representa el haz de curvas $\frac{G'}{G}$ en función de $\frac{p'}{p}$ en el caso de regulación por admisión parcial; este tipo de regulación, para cargas pequeñas, es más ventajoso que la regulación por laminado, tanto más, cuanto mayor sea la relación $\frac{p_e}{p_0}$, pero lleva consigo los siguientes inconvenientes:

El mecanismo de inyección es más complicado (varias válvulas)

La corona del primer escalonamiento tiene que ser de acción

Un menor rendimiento a carga parcial, debido a las pérdidas por ventilación en los sectores no alimentados

Los esfuerzos asimétricos y choques sobre los álabes a la entrada de los sectores en servicio, que es tanto más notable cuanto más elevada sea la presión, debido a la gran densidad del vapor, por lo que en las instalaciones supercríticas, se vuelve a la regulación por laminado.

SOBRECARGA. - Para prever un margen de potencia, del orden del 10% al 20%, más allá de la potencia normal de servicio, algunas turbinas están previstas para funcionar en sobrecarga, lo que lleva consigo un descenso del rendimiento.

La sobrecarga se puede obtener:

Aumentando el diámetro de la primera corona y previendo un sector de admisión suplementario; por este procedimiento el margen de sobrecarga es bastante reducido, 8% al 10%

Admitiendo una parte del vapor vivo después de las primeras coronas, pero tiene el inconveniente de someter a los escalonamientos situados aguas abajo a presiones y temperaturas elevadas

*Colocando un **by-pass** interno que pone en comunicación el vapor que sale de la primera corona con un escalonamiento situado aguas abajo*

V.2.- PROBLEMÁTICA DE LA REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR

El primer problema que se plantea es el control de la velocidad, que se tiene que mantener en ciertos casos en un valor determinado, y que hay que limitar a un máximo aceptable en todos, ya que ningún grupo puede soportar una velocidad de embalamiento igual, en general, al doble de la

velocidad de régimen, por lo que es de vital importancia controlar la velocidad de rotación.

En la regulación de turbinas industriales que, aparte de generar energía, suministran vapor a baja presión para el calentamiento, y en las turbinas de las centrales destinadas exclusivamente a la generación de energía mecánica, aparecen otras exigencias por lo que las soluciones que se dan al problema de la regulación varían según el caso, como indicamos a continuación:

Regulación de turbinas industriales.- El caso más sencillo es el de la turbina de contrapresión cuya potencia es función del consumo de vapor suministrado a presión constante. El alternador va forzosamente conectado a una red eléctrica que absorbe la energía que sobra, o cede la energía que falta, ya que es imposible, para este tipo de máquinas, regular de manera independiente la potencia y el gasto de vapor. La velocidad se mantiene constante por la frecuencia de la red y el taquímetro sólo entra en acción para detener la máquina cuando se corta la conexión con la red.

En la Fig V.6 se muestra un esquema simplificado de esta regulación; la velocidad de rotación de la turbina, (manteniendo invariable la posición de la palanca oscilante), es fija, y el regulador de presión acciona la válvula de admisión en función de la demanda de vapor de calentamiento; si se presentan variaciones de frecuencia en la red, el desplazamiento resultante de la válvula es compensado por el regulador de contrapresión. Después de un corte en la conexión con la red exterior, el regulador de presión deja de actuar automáticamente y entra en acción el regulador de velocidad.

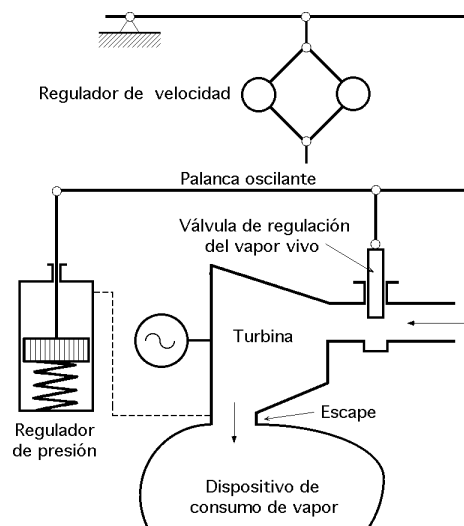


Fig V.6.- Regulación de una turbina de contrapresión

Cuando el grupo tiene que cubrir las necesidades de calor y energía de una explotación, (funcionando sin red exterior), se dispone de una turbina de contrapresión y otra de condensación dispuesta sobre el mismo eje y, generalmente, en la misma bancada, Fig V.7. Si la demanda de energía es superior a la potencia que corresponde al gasto másico de vapor de calentamiento, se abre la válvula que regula la admisión en el cuerpo de BP para enviar el vapor adicional que atraviesa los dos cuerpos de la turbina, al condensador, sin influir en la presión en el conducto trasvasado. Las distancias entre los distintos puntos articulados a lo largo de la palanca oscilante se eligen de manera que cumplan las dos condiciones siguientes:

- a) A gasto másico y presión de vapor trasvasado constante, toda variación de la velocidad de

rotación produce un desplazamiento de las válvulas de regulación de vapor vivo y de admisión en el cuerpo de BP, de tal manera, que los gastos máscicos adicionales que circulan en cada uno de los cuerpos de la turbina satisfagan la relación $G_{AP} = G_{BP}$

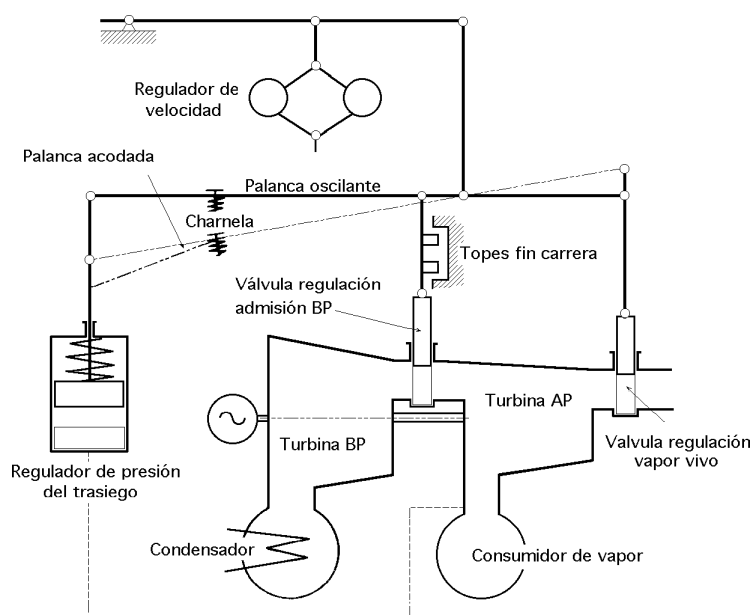


Fig V.7.- Regulación de una turbina de condensación con extracción de vapor

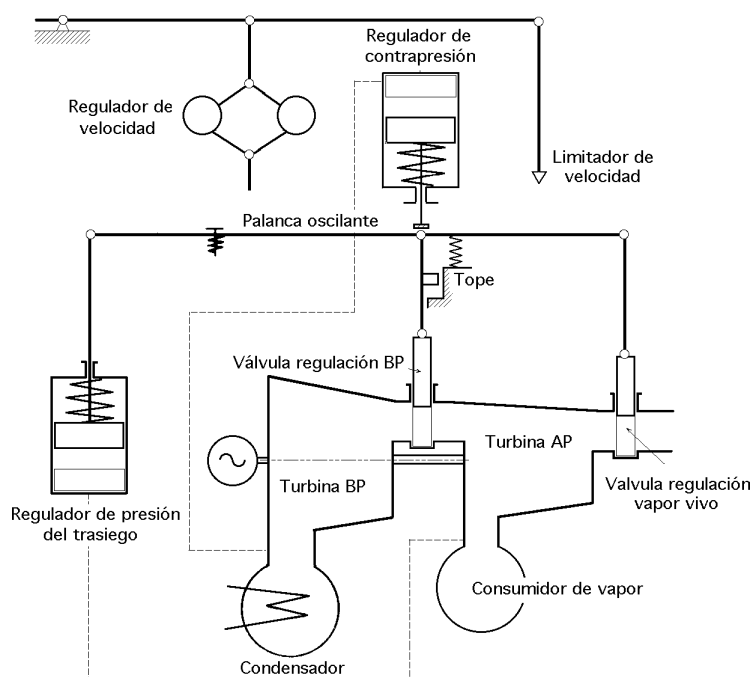


Fig V.8.- Regulación de una turbina de contrapresión y extracción de vapor

b) A potencia y velocidad de rotación constantes, cualquier variación de la contrapresión produce un desplazamiento de las válvulas de regulación de vapor vivo y de admisión en el cuerpo de BP, de forma que las diferencias de potencia que se producen en cada uno de los cuerpos tienen que satisfacer la relación:

$$P_{AP} = - P_{BP}$$

Una turbina de trasiego y condensación sólo puede mantener constantes la velocidad de rotación y la presión de trasiego si las válvulas de admisión de la parte de BP no están ni completamente abiertas, ni completamente cerradas. Desde el momento en que se alcanza una de las posiciones extremas, un dispositivo, Fig V.7, desconecta el regulador de presión dejando la turbina bajo la única acción del regulador de velocidad.

Por razones económicas a veces es necesario suministrar el vapor a dos temperaturas diferentes, efectuándose la toma a dos presiones distintas. La regulación se lleva a cabo como se indica en la Fig V.8, en la que el regulador de velocidad actúa únicamente como limitador.

Si el grupo funciona sin red exterior, la turbina sólo se podrá regular si se añade un cuerpo de condensación después de la turbina de trasiego y contrapresión, que equilibre las variaciones según las necesidades de energía de la explotación, así se llega a la turbina de doble trasiego y condensación, representada esquemáticamente en la Fig V.9.

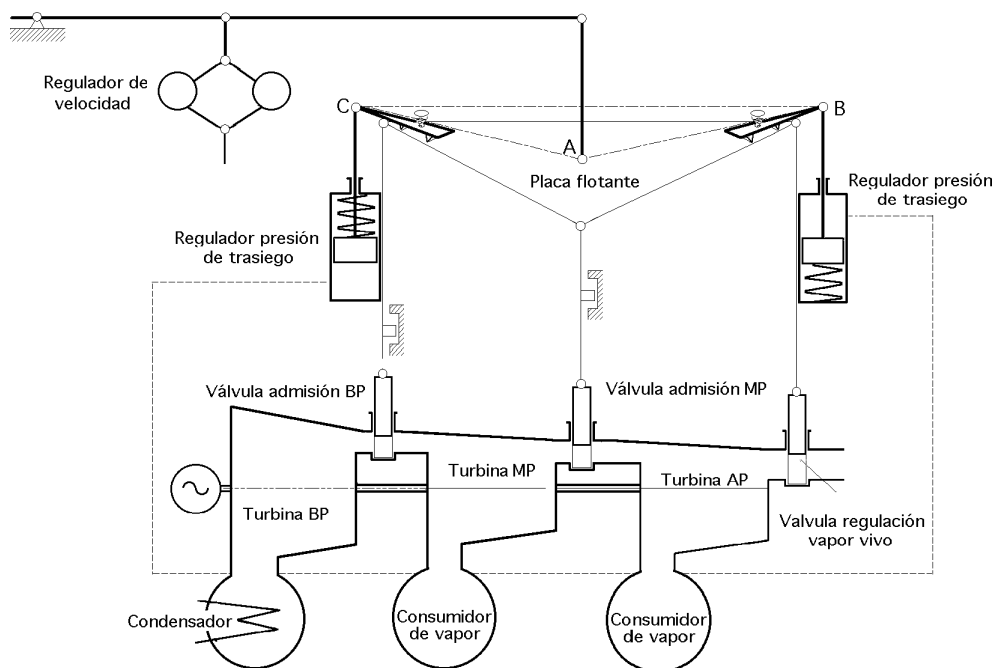


Fig V.9.- Regulación de una turbina de dos extracciones de vapor y condensación

La placa flotante sustituye a la palanca oscilante, las tres válvulas articuladas en sus ángulos controlan el flujo de vapor que va a las partes de AP, MP y BP de la turbina.

Mientras permanece constante la velocidad de rotación del grupo, la posición de la articulación del regulador a la placa flotante, punto A, no varía, y por ejemplo, la acción de un regulador de presión, produce el pivotamiento de la placa respecto del eje (A-B), (permaneciendo inmóvil el regulador de la derecha), de manera que los desplazamientos de las válvulas de MP y BP llevan consigo, en cada cuerpo, variaciones de potencia que satisfacen la relación:

$$P_{AP} = - (P_{MP} + P_{BP})$$

Si varía la carga del grupo, permaneciendo igual la demanda de vapor de calentamiento, la placa pivota respecto al eje (A-B), produciendo un desplazamiento de las válvulas tal, que los gastos máscicos adicionales que circulan por cada cuerpo satisfacen la relación:

$$G_{AP} = G_{MP} = G_{BP}$$

Algunas turbinas industriales no están conectadas a alternadores cuya velocidad de rotación permanece constante, sino a otras máquinas receptoras tales como compresores o bombas de velocidad variable dentro de unos límites relativamente amplios. En este caso se prevé la regulación del fluido transportado para mantener constante una de las características (gasto máscico, presión) .

La Fig V.10 muestra el esquema de regulación de un grupo turbocompresor con regulación del gasto máscico de aire en el escape del compresor.

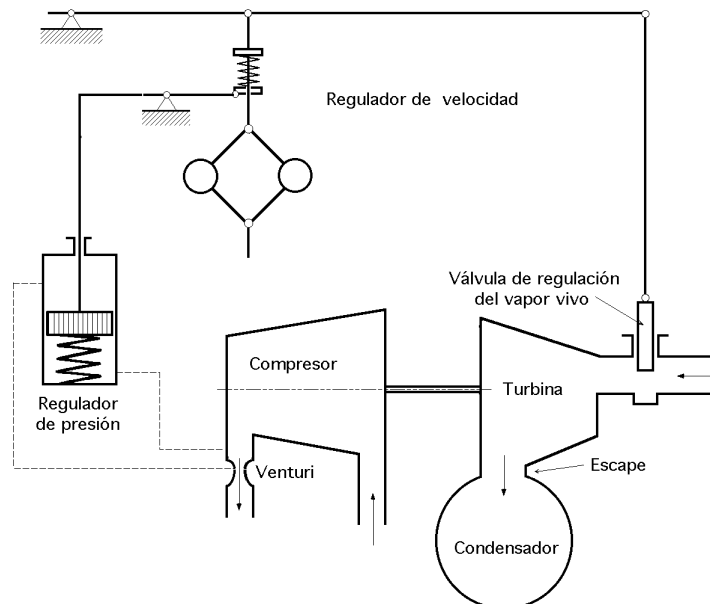


Fig V.10.- Regulación de un grupo turbocompresor con regulación de gasto máscico

Regulación de turbinas de centrales eléctricas.- La turbina de condensación, sin recalentamiento, no lleva generalmente más que un regulador de velocidad. En algunos casos se utiliza una regulación compuesta de *velocidad-presión de admisión* que mantiene constante la presión a la entrada de la turbina.

La *turbina de condensación con recalentamiento intermedio* va provista de un sistema de regulación complejo, ya que el gran volumen de vapor contenido en el recalentador intermedio y los conductos, que a plena carga está a una presión de 20 a 30 atm, constituye una reserva de energía cuya descarga completa, aun en el caso de una reacción rápida de los órganos de regulación del lado del vapor vivo, produciría una sobrevelocidad inadmisibile que podría pasar del 25% al 45% de la normal (el máximo valor admitido es del 10%), por lo que es indispensable intercalar órganos de regulación después del recalentamiento intermedio, inmediatamente delante del cuerpo de MP, que sean

susceptibles de intervenir en caso de descarga repentina.

Estos órganos de regulación (válvulas de moderación) sólo deben entrar en acción en el régimen transitorio; para evitar un aumento exagerado de la velocidad en régimen normal, a cualquier carga se mantienen abiertas, pues todo estrangulamiento provocaría una caída de presión puesta a disposición de los cuerpos de MP y BP, por lo que sólo se utilizan las válvulas de vapor vivo de forma provisional.

La regulación no utiliza el sistema de transmisión directa de las fuerzas de accionamiento, sino que hace uso de sistemas amplificadores (servomotores), en los que para simplificar los esquemas, no se han incluido un cierto número de mecanismos tales como, el regulador de velocidad, el limitador de sobrevelocidad, el regulador de estatismo, los mecanismos de seguridad normales, etc.

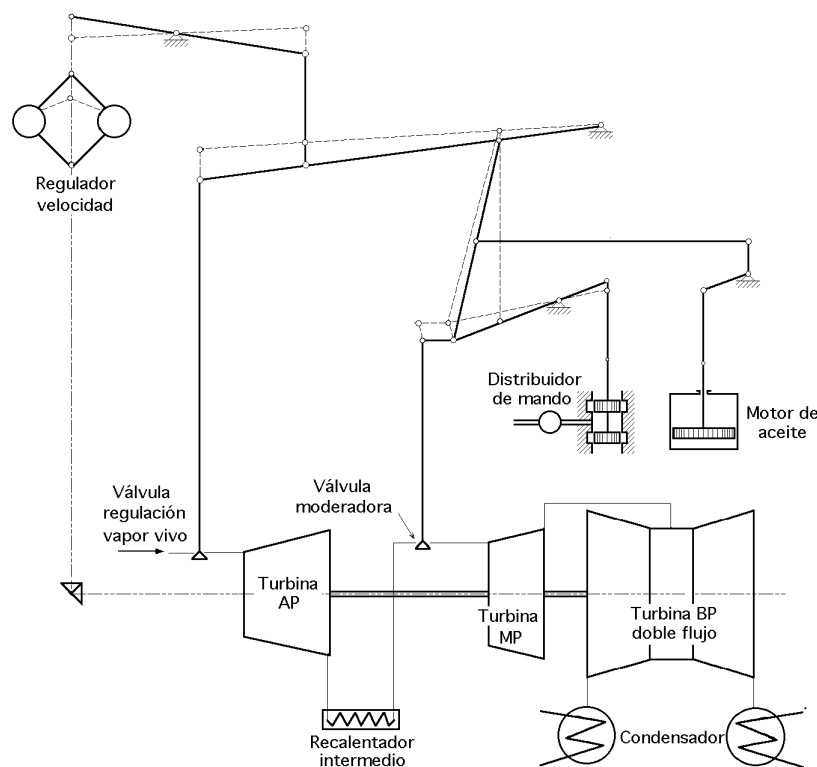


Fig V.11.- Regulación de una turbina con recalentamiento intermedio

Comparación de la regulación de las turbinas de vapor con la de las turbinas hidráulicas.- Como el vapor es un fluido prácticamente sin inercia, no hay que temer el riesgo del golpe de ariete. El único factor desfavorable lo constituye la expansión del fluido entre las válvulas de admisión y los álabes del distribuidor del primer escalonamiento, ya que el volumen comprendido entre estos dos órganos está limitado al mínimo. Por la misma razón, el vapor con recalentamiento intermedio se introduce en la turbina después de pasar por una válvula moderadora situada en la proximidad del cuerpo de MP. La ausencia de inercia del vapor favorece la estabilidad de la regulación que se obtiene con un grado de control moderado que no es necesario sea periódico. El acelerómetro, empleado a veces en los grupos de gran potencia con recalentamiento intermedio, no se emplea como estabilizador, sino como dispositivo destinado a aumentar la rapidez de acción de la regulación.

La moderación de los esfuerzos de maniobra de los obturadores, permite la regulación directa

en el caso de máquinas pequeñas, que junto a la ausencia de inercia del fluido, implica tiempos de maniobra T pequeños. El tiempo característico t de los grupos es más elevado que en el caso de las turbinas hidráulicas, debido a que tienen una velocidad de rotación mayor; una relación T/t grande favorece la limitación de la separación de velocidad en el caso de grandes variaciones de carga y a la estabilidad en el caso de pequeños movimientos de regulación.

Alimentación de aceite a presión.- La bomba principal accionada por la turbina, es del tipo de engranajes (mando mediante un reductor), o centrífuga (mando directo). Como por razones de seguridad el depósito de aceite está alejado de las tuberías de vapor vivo, se dispone eventualmente una bomba de derivación situada en este depósito y arrastrada por una turbina de aceite a fin de alimentar la aspiración de la bomba principal. La instalación se completa con una o varias bombas de puesta en marcha, con motores independientes, de la turbina principal. El circuito de aceite contiene refrigerantes, válvulas de expansión y de retención, filtros, etc

V.3.- SISTEMAS UTILIZADOS EN LA REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Regulación de una turbina de condensación.- En la regulación de una turbina de condensación, Fig V.12, el taquímetro actúa sobre una válvula de distribución de corredera que establece la presión del aceite en función de la velocidad, provocando un desplazamiento de la válvula de distribución de corredera que alimenta el motor de las válvulas de doble efecto.

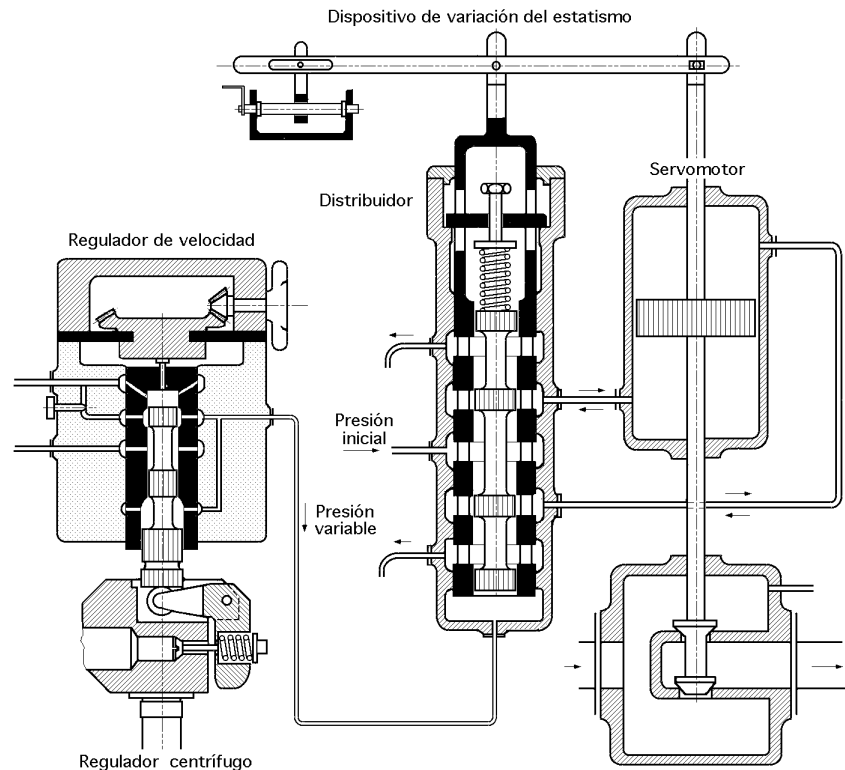


Fig V.12.- Esquema de regulación de una turbina de condensación

Un sistema de mando por palanca y manguito asegura la estabilidad de la regulación. El estatismo se introduce modificando la posición del punto de pivotamiento de la palanca de accionamiento.

to. La regulación de la velocidad se asegura desplazando el manguito que contiene la varilla del taquímetro modificando así la posición de equilibrio de este último.

En otro sistema de regulación de turbinas de condensación, un taquímetro acciona, mediante una palanca y un relé, una válvula de corredera que proporciona un consumo de aceite cuya presión se modula en función de la velocidad de rotación de la turbina y que se aplica a un pistón, de forma que en régimen transitorio, los desplazamientos de este pistón originan el desplazamiento de una válvula de corredera de distribución de aceite en un servomotor de doble efecto, que acciona las válvulas de regulación. En otro sistema de este tipo, la válvula de corredera se acciona directamente por el taquímetro, asegurándose el estatismo mediante levas fácilmente accesibles.

Regulación de una turbina de contrapresión.- La regulación de una turbina de contrapresión, Fig V.13, consta de dos mecanismos que establecen la presión del aceite, uno en función de la velocidad, y otro en función de la contrapresión.

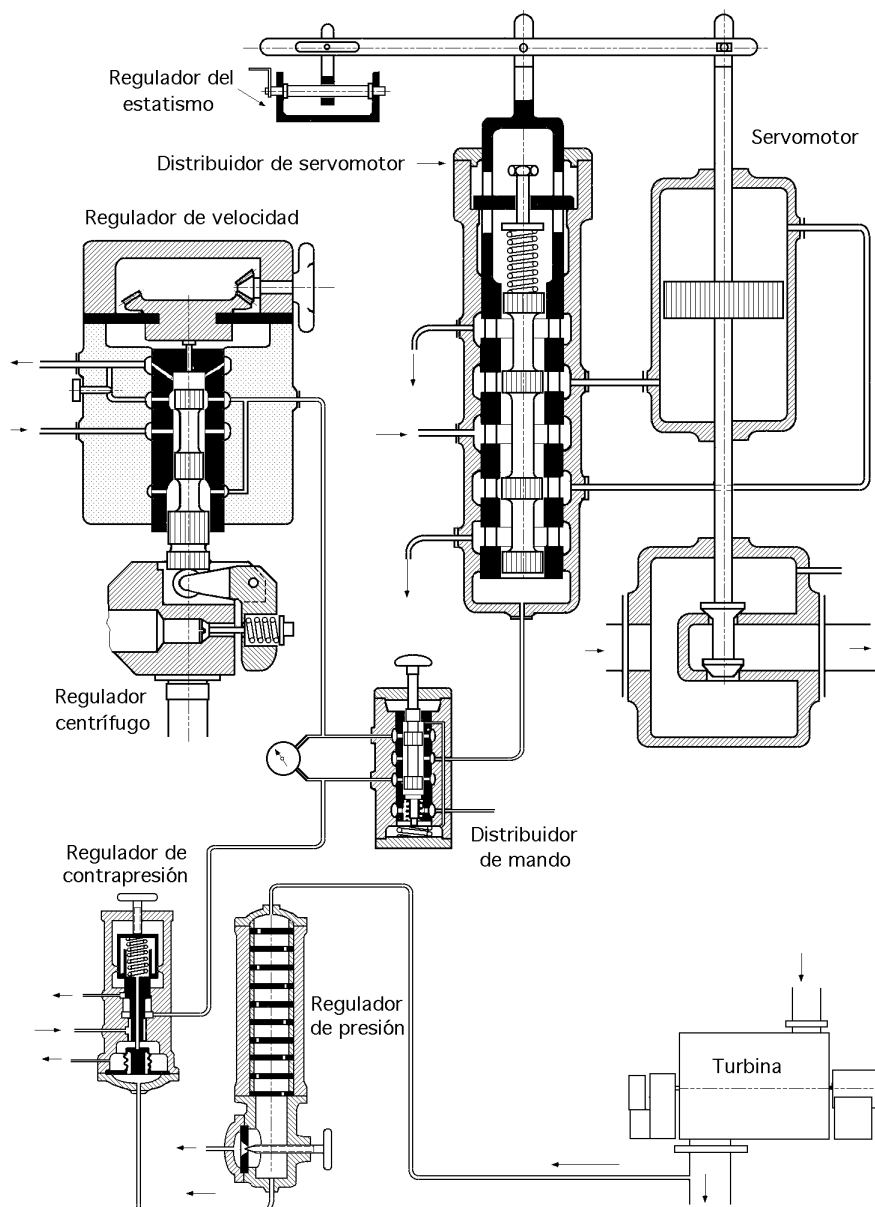


Fig V.13.- Esquema de regulación de una turbina de contrapresión

Un distribuidor de mando permite elegir el mecanismo que actúa sobre las válvulas de alimentación de la turbina. El regulador de contrapresión lleva una membrana sobre la que actúa el vapor después de un laminado eventual en un transformador de presión (expansión a entalpía constante). Los movimientos de la membrana producen una modulación de la presión del aceite aplicada en la válvula distribuidora de corredera del regulador. Una vez puesto el grupo en marcha, se regula la velocidad (que se mantiene constante por la frecuencia síncrona de la red), entrando en acción el regulador de contrapresión mediante una inversión del distribuidor de mando, asegurándose de que en el manómetro, doble, coincidan las presiones de aceite dadas por los dos reguladores. Si mientras la turbina está regulando la contrapresión, la velocidad aumenta por cualquier circunstancia, la presión de aceite disminuye por la acción del regulador de velocidad, hasta que en el límite previsto de sobrevelocidad, un resorte situado bajo el distribuidor de maniobra invierte automáticamente este último sobre el regulador de velocidad.

Cuando las condiciones de servicio vuelven a ser normales, se puede invertir manualmente el distribuidor sobre el regulador de contrapresión.

Regulación de una turbina mediante un mecanismo hidráulico.- La Fig V.14 muestra un esquema simplificado de este mecanismo que consta de una bomba centrífuga accionada por el eje de la turbina que proporciona el aceite de engrase y de regulación.

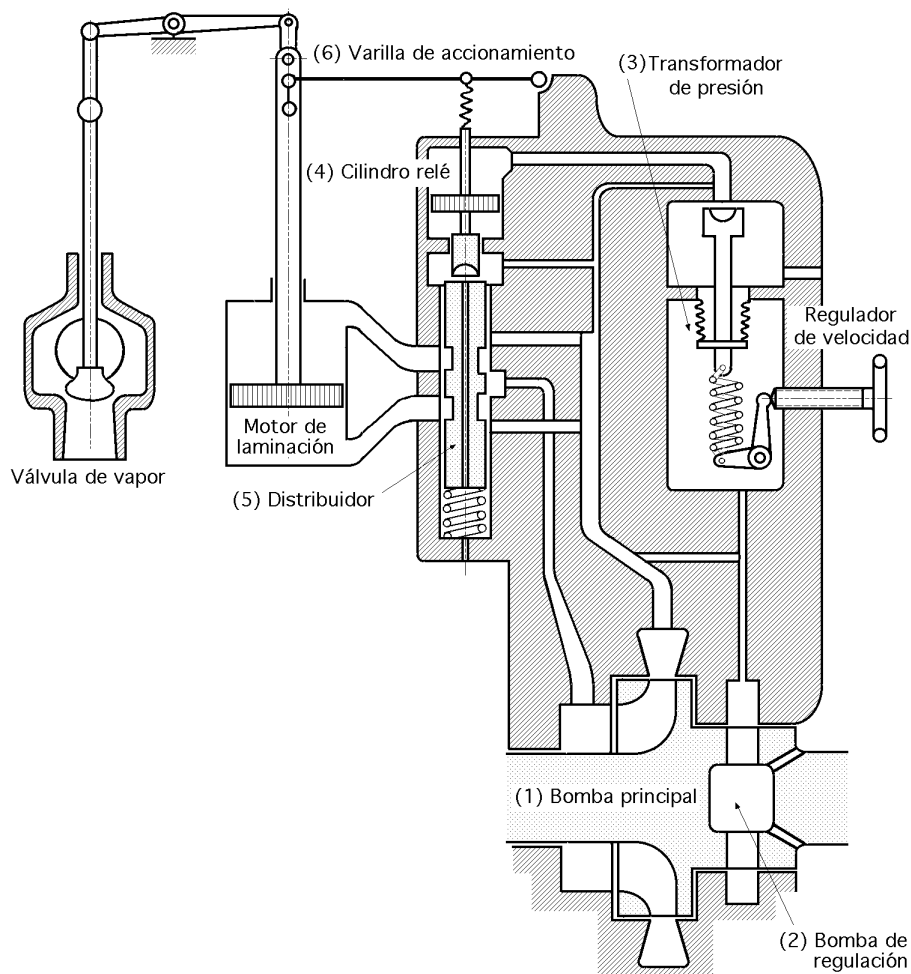


Fig V.14.- Mecanismo de regulación hidráulica

Una pequeña parte del aceite que inyecta esta bomba llega, por una pequeña abertura calibrada, a la periferia de la bomba de regulación 2 y se esparce en sentido centrípeto a través de este órgano.

La fuerza centrífuga actúa frente a esta corriente de aceite que circula hacia el interior y origina la presión primaria de regulación que es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación.

Las pequeñas variaciones de la presión se detectan en el transformador de presión 3 dando lugar a variaciones de presión proporcionales y mucho mayores en el cilindro-relé 1 que acciona la válvula de corredera del motor de laminación 5 por medio de la varilla 6.

V.4.- ÓRGANOS DE SEGURIDAD Y PRESIÓN

Una línea de seguridad consta, en general, de:

a) Uno o varios órganos de detección de las anomalías de funcionamiento

b) Órganos de transmisión de las órdenes

c) Órganos de cierre

Los grupos importantes llevan una doble línea de seguridad, siendo indispensable que las dos cadenas de órganos que las constituyen sean rigurosamente independientes.

También es necesario que cada línea de seguridad se pueda comprobar periódicamente, incluso con el grupo en marcha; también es necesario que toda avería de un sistema de transmisión de órdenes o de potencia, como la falta de presión de aceite, dé lugar al cierre de los órganos de parada.

La vigilancia de la explotación se realiza con aparatos detectores y registradores automáticos que dan las indicaciones indispensables para la marcha de las máquinas, como:

- Registradores de la dilatación absoluta de los distintos cuerpos
- Registradores de la dilatación diferencial entre los rotores y el estator
- Registradores de la deformación y la flecha del estator
- Registradores de la posible ovalización de los rotores
- Indicadores y registradores de las vibraciones de los distintos cojinetes y del desgaste del soporte
- Registradores de la temperatura del vapor y de los distintos puntos del estator, etc.

El control de la marcha de los grupos se realiza mediante ordenador, teniendo en cuenta el historial del grupo, como la duración de parada, (es decir, su estado de refrigeración), etc.

VÁLVULAS DE REGULACIÓN Y VÁLVULAS DE CIERRE.- Las válvulas de regulación pueden ser de placa simple, perfiladas y de doble asiento.

Las válvulas de regulación de placa simple se utilizan para gastos máxicos y presiones moderadas; los esfuerzos de maniobra son elevados, por lo que los motores y las varillas son relativamente pesados. La estanqueidad es satisfactoria y la velocidad del vapor en la sección más estrangulada se puede admitir del orden de 50 a 60 m/seg.

Las válvulas esféricas con difusor, se utilizan con frecuencia, y permiten obtener una reducción de los esfuerzos de regulación, pudiéndose admitir velocidades del vapor de 70 a 90 m/seg. Para reducir los esfuerzos de maniobra se aumenta su número.

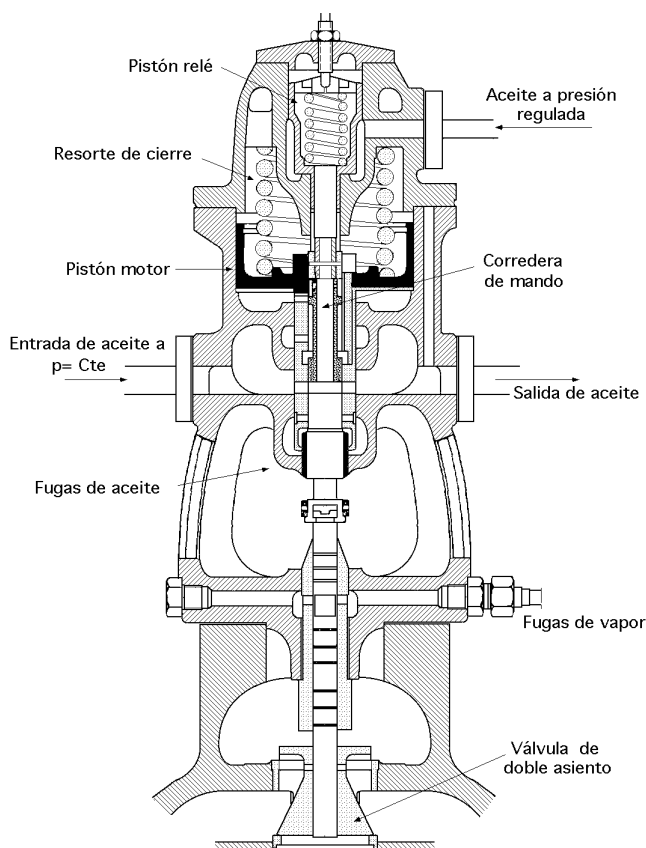


Fig V.15.- Válvula de distribución con pistón relé

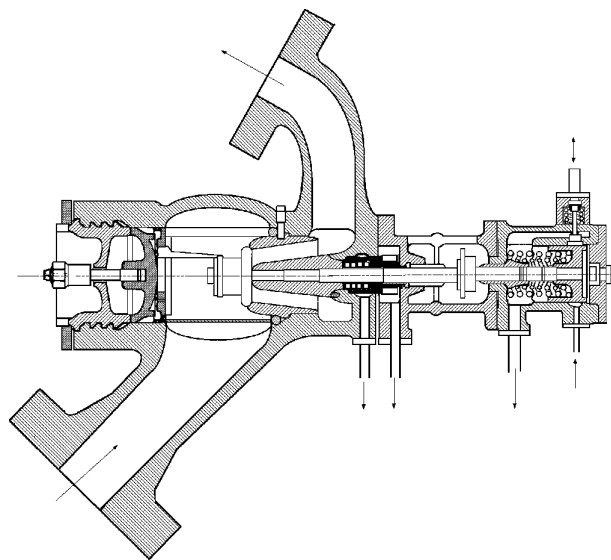


Fig V.16.- Válvula de parada sobre la admisión de alta presión

Las válvulas de doble asiento, equilibradas, permiten un gasto másico grande y presiones elevadas; las dilataciones hacen que la estanqueidad sea aleatoria. La velocidad de flujo del vapor es del orden de 40 a 50 m/seg.

Las válvulas de parada de cierre rápido, que al mismo tiempo son las válvulas de cierre principal de la turbina, se fabrican de un solo asiento. En el caso de diámetros grandes y presiones altas, se facilita la maniobra de apertura mediante una válvula piloto. La apertura se puede hacer a mano mediante un servomotor; el cierre rápido se produce por puesta en vacío del aceite contenido en el servomotor, Fig V.16.

VI.- TURBINAS DE VAPOR

ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS

VI.1.- TURBINA DE CONDENSACION

Si las características del vapor son moderadas, del orden de 25 Kg/cm², la construcción puede ser muy sencilla, Fig VI.1 y 2. La Fig VI.3 muestra una turbina de potencia moderada que lleva una corona en cabeza con dos escalonamientos de velocidad seguida de 36 escalonamientos de reacción.

El uso del doble armazón y de los portatoberas se justifica para valores elevados de la presión.

El armazón consta de dos elementos unidos mediante bulones, siendo, en general, el elemento de BP de fundición y el de AP de acero moldeado; la parte de BP de la máquina está sujeta por su fondo de escape a una placa de cimentación, mientras que la parte de AP puede deslizarse sobre su apoyo mediante un cojinete de bancada.

La turbina se puede dividir en un cuerpo de AP de flujo único y un cuerpo de BP de dos flujos. La disposición de dos cuerpos facilita su construcción cuando el número de escalonamientos es elevado, o cuando no se puede evacuar el vapor en el último escalonamiento a través de una sola corona, debido a un vacío del orden de 0,04 atm o menos, o a que su volumen es grande, o a las dos causas a la vez. Las dimensiones de las últimas coronas se limitan por razones de resistencia mecánica.

El recalentamiento del agua de alimentación se puede asegurar mediante una serie de trasiego, por ejemplo, cuatro en el cuerpo de AP y dos en el cuerpo de BP.

La evolución actual de la construcción de las turbinas de las centrales térmicas viene motivado por el aumento de las potencias unitarias de las características del vapor en la admisión y por el empleo del recalentamiento intermedio, que implican una elevación del rendimiento térmico y un menor coste de la energía.

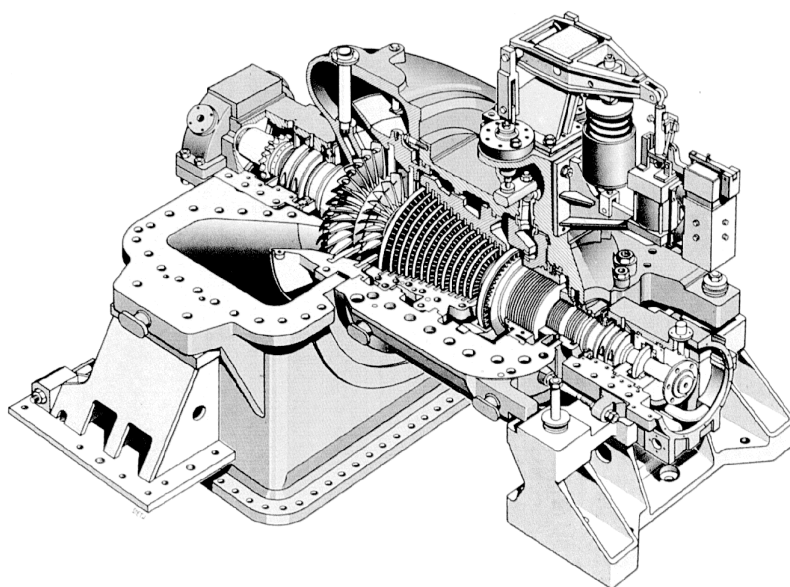


Fig VI.1.- Sección de una turbina de condensación

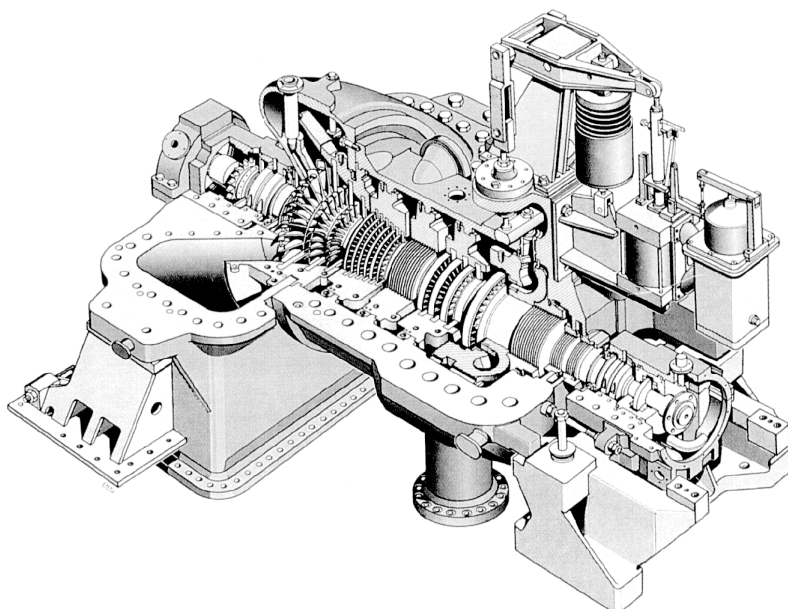


Fig VI.2.- Sección de una turbina de vapor de condensación con extracción de vapor

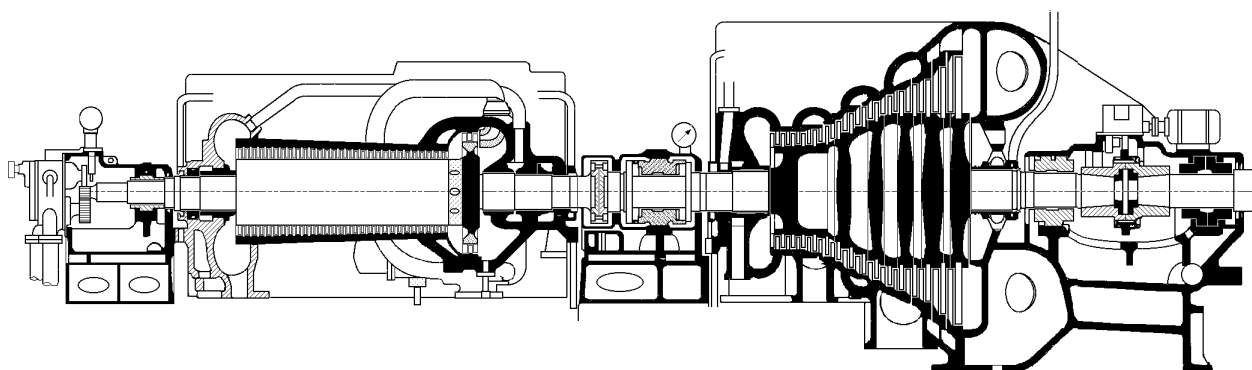


Fig VI.3.- Turbina de condensación de dos cuerpos

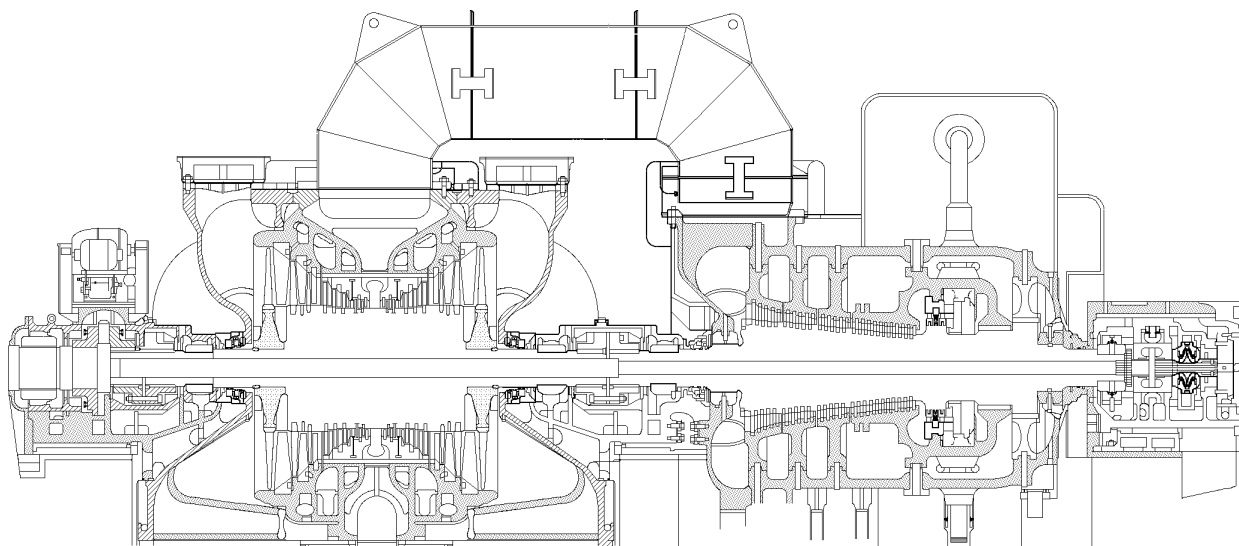


Fig VI.4.- Turbina de condensación de dos cuerpos y dos flujos de BP

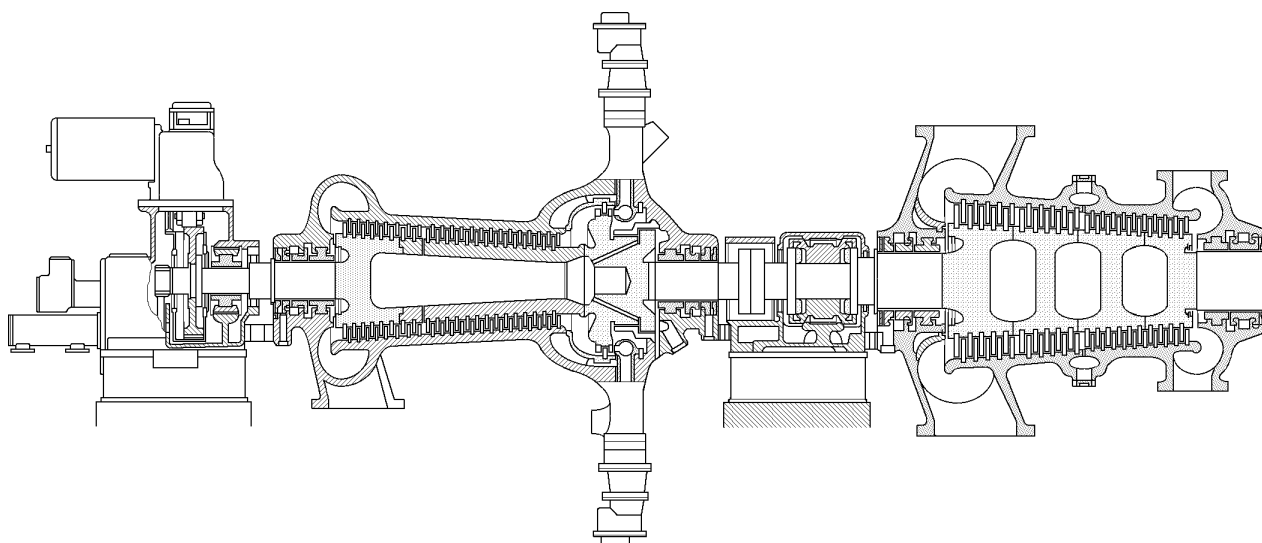


Fig VI.5.- Turbina de condensación de tres cuerpos, AP, MP y BP

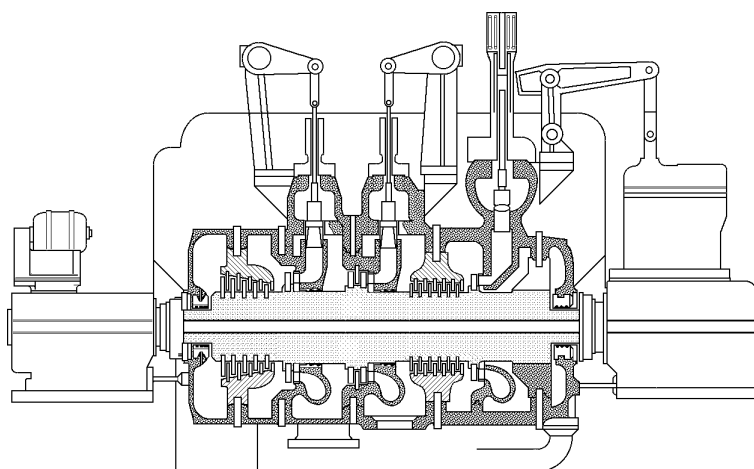


Fig VI.6.- Turbina con dos extracciones de vapor y condensación

Si la presión de admisión es del orden de los 100 Kg/cm² y la temperatura de la admisión y del recalentamiento intermedio es del orden de los 550°C, la construcción puede ser de tres cuerpos AP, MP o (MP-BP), y BP. El cuerpo de AP puede estar constituido por una rueda Curtis situada en cabeza, o por una serie de escalonamientos de acción, en los que el vapor vivo puede entrar a la parte media del cuerpo de AP, y se expande en la corona de cabeza y en los escalonamientos de acción antes del recalentamiento intermedio; los cuerpos de (MP-BP) y de BP están alimentados con doble flujo.

Para presiones mayores del vapor y recalentamiento intermedio, se utilizan turbinas de cuatro cuerpos, un cuerpo de AP con flujo simple, un cuerpo de MP de doble flujo y dos cuerpos de BP de doble flujo.

VI.6.- TURBINA DE CONTRAPRESION

Cuando las características del vapor sean inferiores a 17,5 atm y 290°C, estas turbinas se construyen de fundición y para características superiores se construyen de acero, Fig VI.7. Las disposiciones constructivas aplicadas a las máquinas pequeñas son sencillas, pues llevan cojinetes de anillos, topes de cojinetes de bolas, estanqueidad por anillos de carbono, regulador de acción directa, orificios de admisión y de escape en el cuerpo inferior, etc.

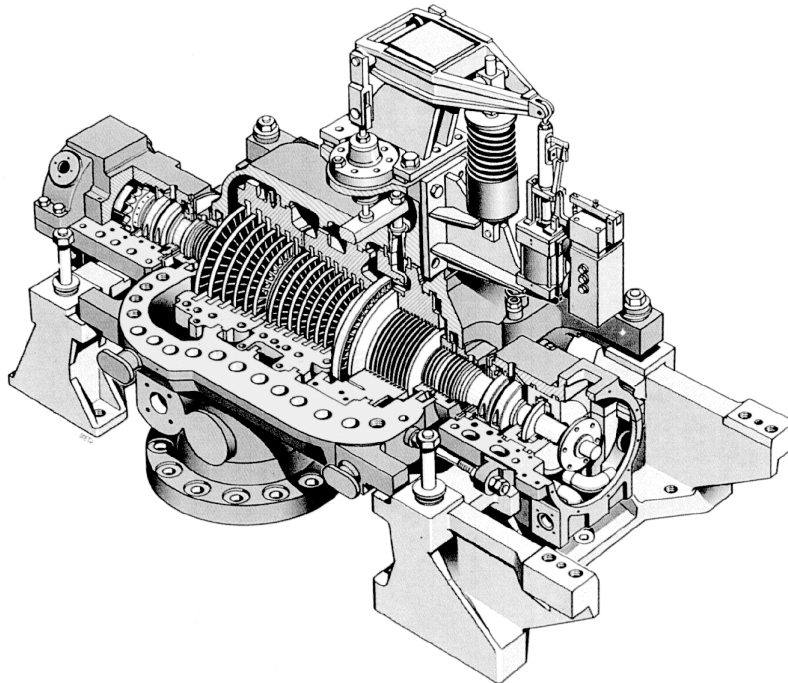


Fig VI.7.- Sección de una turbina de contrapresión

En estas máquinas, la utilización de presiones elevadas implica la utilización de un armazón doble, un mayor espesor de los conductos de alimentación y un elevado número de puntos de estanqueidad.

Para potencias inferiores a 1 MW consisten simplemente en una rueda Curtis, efectuándose el accionamiento del alternador mediante un reductor de engranajes.

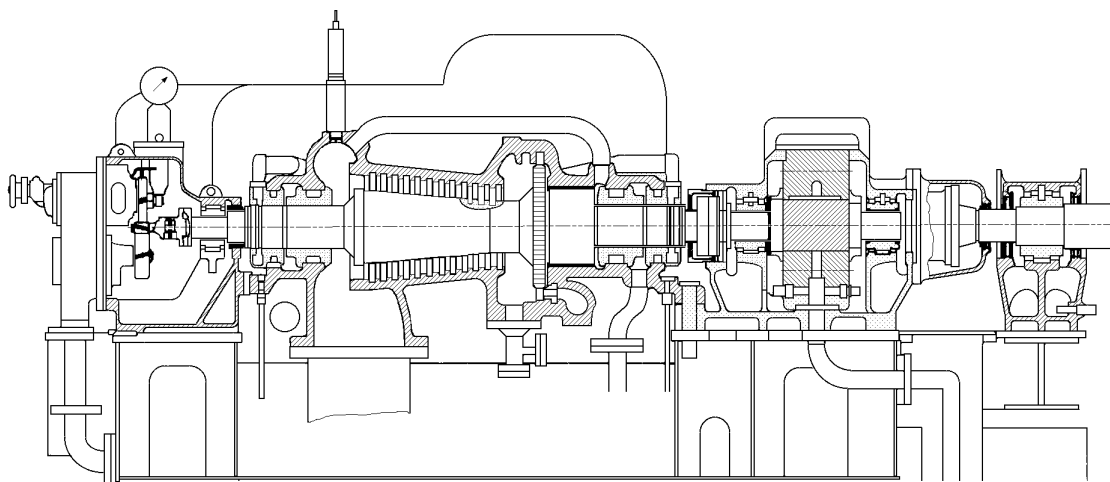


Fig VI.8.- Turbina de contrapresión

Para potencias entre 1 MW y 3 MW la turbina es de tipo mixto, con un escalonamiento en cabeza de acción simple, o de rueda Curtis, seguido de un grupo de coronas de reacción; el accionamiento del alternador se efectúa mediante un reductor, pudiendo alcanzar la turbina una velocidad de giro de 9.000 a 10.000 rpm

Para potencias por encima de 3 MW el accionamiento del alternador se realiza mediante acoplamiento directo (3.000 rpm); la turbina es siempre de tipo mixto, acción-reacción; en las unidades más potentes, las características en la admisión pueden llegar a 150 bar y 550°C, por lo que en lugar de utilizar el vapor de escape con fines industriales, se dirige éste a las turbinas de MP y BP existentes, estando situada la turbina de contrapresión aguas arriba de estas últimas para aumentar su rendimiento.

VI.2.- TURBINAS MARINAS

En las turbinas marinas, la diferencia entre la velocidad de la turbina (3.000 a 6.000 r.p.m.), y la de la hélice del barco (100 a 200 rpm), no permite un acoplamiento directo, por lo que hay que introducir un reductor de engranajes, y de esta forma puede competir con otros motores de marcha lenta (máquinas alternativas de vapor o Diesel), e incluso con los más lentos. Para reducciones pequeñas, por debajo de 1/15 se utiliza un solo juego de engranajes, y para reducciones mayores se utiliza un doble juego de engranajes.

En el extremo del primer eje, que gira por ejemplo a 5000 rpm. lleva una turbina de AP de marcha adelante, (rueda Curtis y escalonamientos de reacción), mientras que en el otro extremo del mismo eje lleva una turbina de AP de marcha atrás (rueda Curtis).

En el extremo de un segundo eje, que gira a menor velocidad, por ejemplo a 3.000 rpm, las turbinas de BP que son de marcha adelante y las de BP de marcha atrás, están montadas en la misma bancada. Estos dos ejes atacan la corona grande del reductor que gira, por ejemplo a 100 rpm, mediante dos juegos dobles de engranajes helicoidales.

VI.3.- ELEMENTOS DE CALCULO DE UNA TURBINA MULTICELULAR

Los tres grandes grupos de turbinas de vapor que se pueden presentar son:

Turbina de contrapresión, en la que la presión del vapor a la salida de la turbina está por encima de la presión atmosférica y es susceptible de poder ser empleado en un proceso industrial.

Turbina de condensación, en la que el vapor se expande desde la presión de entrada hasta una presión por debajo de la atmosférica, condensando posteriormente y bombeando el agua a la caldera; es el tipo de turbina empleado en las centrales térmicas de generación de energía eléctrica.

Turbina de extracción, que consiste en una turbina con una toma de vapor en la carcasa para alimentar un determinado servicio, o precalentar del agua de alimentación de la caldera; la turbina de extracción puede ser de condensación o no. La presión de extracción se mantiene constante al variar el caudal del vapor extraído por medio de un regulador de presión que actúa sobre el vapor de entrada en la turbina; si la extracción no se controla, la presión del vapor extraído estará sometida a variaciones importantes en función del caudal de vapor de salida de la turbina. Las turbinas de extracción se utilizan en aquellos procesos industriales en los que se puedan requerir dos niveles de presión.

Los datos más usuales a tener en cuenta en el cálculo de una turbina multicelular son:

- * La presión y temperatura del vapor en la admisión, p_0, T_0
- * La potencia de la máquina N , dada en las bornas del alternador
- * El gasto másico del vapor G
- * La presión en el condensador p_C
- * La velocidad de rotación n

La presión de trabajo de la turbina se obtiene de la presión en la admisión, teniendo en cuenta un cierto margen que permita prevenir tanto las variaciones accidentales de la presión, como las pérdidas de carga en las tuberías y en el recalentador.

La presión en el condensador depende del caudal y de la temperatura del agua de refrigeración, de las dimensiones del condensador y del caudal de vapor a condensar; el vacío se mejora ligeramente cuando disminuye este caudal. El agua de río permite una presión en el condensador del orden de 0,035 a 0,040 atm abs; si se utilizan torres de refrigeración esta presión es del orden de 0,05 a 0,09 atm abs.

Si la turbina va acoplada a un alternador, la velocidad de rotación viene impuesta por la frecuencia de la red alimentada por el grupo; para reducir sus dimensiones conviene que las turbinas giren lo más rápido posible; así, para el caso de un acoplamiento directo, se utilizan, para redes de 50 ciclos/seg, velocidades de 3000 rpm. Para potencias pequeñas de menos de 1 MW, (turbinas industriales de contrapresión), las velocidades son mucho más elevadas y el acoplamiento del alternador se hace mediante un reductor de engranajes.

VI.4.- CONDICIONES A QUE ESTÁN SOMETIDOS LOS MATERIALES QUE CONSTITUYEN LOS ELEMENTOS DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Cada elemento de una turbina viene caracterizado por una serie de criterios, como: su función, sollicitaciones de que es objeto, dimensiones, tipo de fabricación, etc., que permiten elegir los mate-

riales idóneos que aseguren los servicios exigidos en el funcionamiento, en las mejores condiciones económicas posibles.

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS.- Las características mecánicas de los metales se modifican extraordinariamente con la temperatura; en los aceros, a partir de los 400°C aparece el fenómeno de fluencia, que modifica su resistencia mecánica y su resiliencia, disminuyendo el módulo de elasticidad. La fluencia afecta a los mecanismos que se encuentran a temperaturas elevadas y están sometidos a esfuerzos de tracción prolongados, tales como las aletas móviles o los armazones de AP. Para determinadas piezas, el material constitutivo debe tener una buena resiliencia en caliente y conservarla en frío, lo que conduce a fenómenos de relajación.

La variación del módulo de elasticidad produce una modificación en las frecuencias propias de vibración de las aletas.

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS Y QUÍMICAS

a) Los materiales deben presentar a temperaturas elevadas una buena estabilidad estructural durante un espacio de tiempo muy prolongado; la no estabilidad se caracteriza, generalmente, por la fragilidad de algunos aceros débilmente aleados debido al fenómeno de grafitización y por fenómenos de precipitaciones cristalinas, (combinación del cromo con el carbono libre), que se manifiestan sobre todo en los aceros 18-8

b) Los materiales deben presentar una buena resistencia a la oxidación y a la corrosión; las aletas de BP tienen que presentar una dureza superficial que las permita resistir la erosión sin dejar por ello de ser mecanizables por medios convencionales.

En algunos elementos, la soldadura es el único modo de montaje aconsejado por consideraciones de resistencia y construcción, por lo que se necesitan materiales que sean soldables y que no se hagan frágiles por la soldadura.

El acero es el material que se utiliza en la construcción de las turbinas de vapor; para hacer frente a los imperativos señalados se alea con otros elementos que mejoran sus cualidades, como el níquel, cromo, molibdeno, vanadio, volframio, titanio, niobio, manganeso, etc; algunos de estos materiales son costosos, por lo que su utilización tiene una gran influencia en el coste de la máquina; a título indicativo, un acero austenítico con un porcentaje elevado de níquel cuesta aproximadamente cien veces más que un acero ordinario.

VI.5.- ALABES GUÍA DEL DISTRIBUIDOR

Los álabes guía del distribuidor transforman el salto térmico en energía cinética; se proyectan no sólo para asegurar un flujo de vapor con pérdidas reducidas, sino también para soportar con seguridad suficiente la influencia de la velocidad del fluido, las altas temperaturas y las tensiones originadas.

La disposición de los álabes varía según pertenezcan al escalonamiento de regulación o a los siguientes, y a que la turbina sea de acción o de reacción.

En los álabes del escalonamiento de regulación, la inyección es parcial; el escalonamiento está constituido por una corona de acción o por una rueda Curtis.

Parapresiones y temperaturas moderadas, los bloques de las toberas se colocan sobre un canal (toro

de inyección), que forma parte del armazón.

Para presiones y temperaturas elevadas los bloques de las toberas se sitúan en los portatoberas.

Las toberas se agrupan en uno o varios bloques, que pueden estar constituidos por elementos unidos al toro de inyección con remaches Fig VI.9, soldadura Fig VI.10, o formados de una sola pieza de acero; las toberas se mecanizan en conjunto, operación que se ve favorecida cuando los canales son pequeñas toberas convergente-divergentes, siendo mucho más delicada y costosa cuando no lo son.

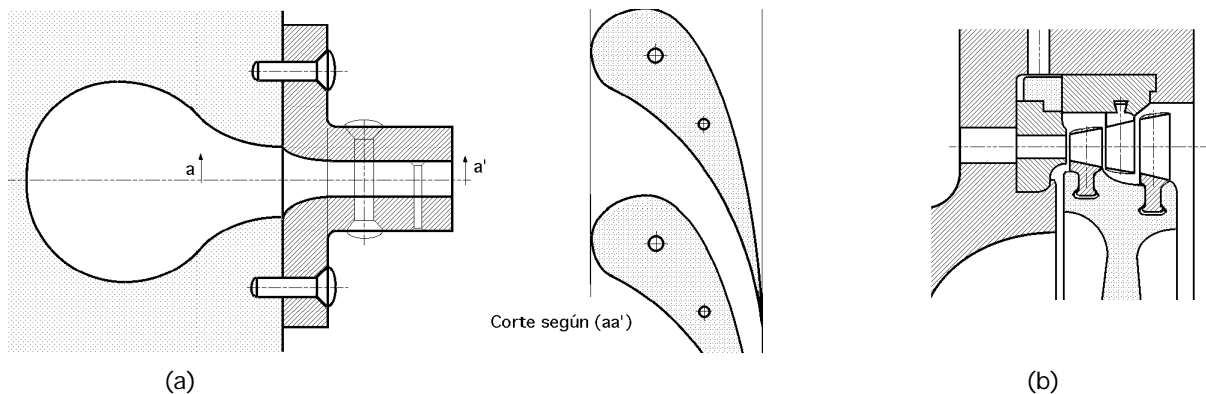


Fig VI.9.- (a) Distribuidor de álabes fijos remachados al toro de inyección; (b) Fijación de los segmentos de la tobera

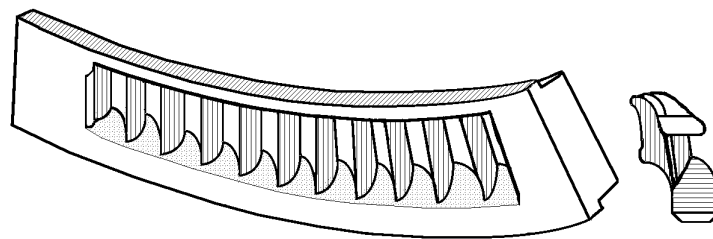


Fig VI.10.- Bloque de toberas formados por elementos soldados

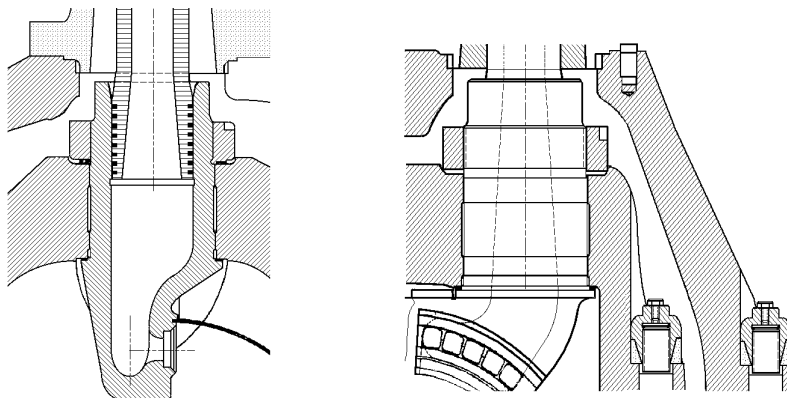


Fig VI.11.- Montaje de un portatoberas en un cuerpo de AP de doble armazón

La Fig VI.11 presenta el montaje de un portatoberas en un cuerpo de armazón doble, observándose la disposición que se ha previsto para permitir la libre dilatación, mediante un racord que desliza con la tubería de entrada del vapor; esta disposición presenta la ventaja de descargar al

armazón de la presión y temperatura de admisión; eventualmente el portatoberas se puede refrigerar mediante circulación de vapor, Fig VI.12.

Alabes distribuidores de los escalonamientos de las turbinas de acción

Estos álabes se fijan sobre los diafragmas en las siguientes formas:

- a) Constituyendo cajas distribuidoras empotradas (inyección parcial)
- b) Mediante elementos enclavados en una ranura en T, Fig VI.13

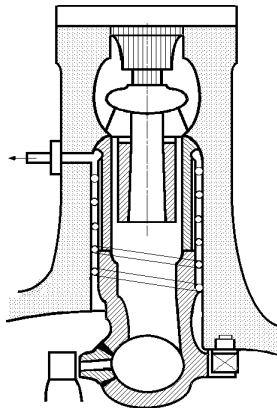


Fig VI.12.- Refrigeración del cuerpo de válvula y caja de toberas

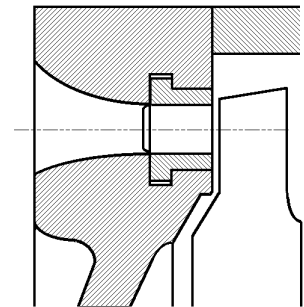
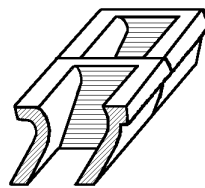


Fig VI.13.- Toberas enclavadas en una ranura en T

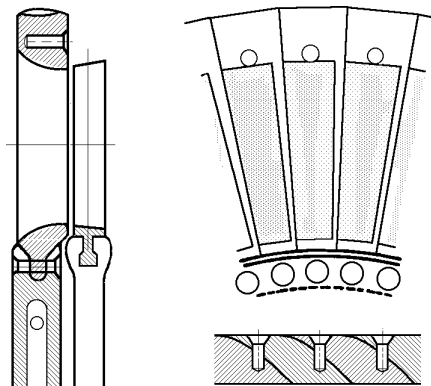


Fig VI.14.- Toberas mecanizadas montadas sobre un diafragma

- c) Mediante elementos mecanizados fijados por remaches a la periferia del disco, Fig VI.14.
- d) Mediante grupos de toberas moldeadas a la cera perdida y fijadas al disco por soldadura
- e) En los escalonamientos de BP, mediante la colada de las aletas de chapa en el diafragma de fundición.

Alabes distribuidores de los escalonamientos de las turbinas de reacción.- Estos distribuidores están constituidos por aletas que se fijan en ranuras previstas en el cuerpo, Fig VI.15. Pueden llevar en su extremo una cinta remachada para asegurar la estanqueidad y amortiguar las vibraciones, o estar simplemente guarnecidos a fin de limitar los desgastes en caso de contacto accidental con la parte móvil.

La Fig VI.16 muestra la disposición adoptada para asegurar la evacuación del agua condensada en los últimos escalonamientos de BP de una turbina de condensación. El diafragma soporta un empuje importante debido a la diferencia de presiones que existe en ambas partes de los álabes

distribuidores. La existencia de un agujero en el centro duplica las tensiones, mientras que la división del disco multiplica las tensiones por 1,6 y las deformaciones por 2,4.

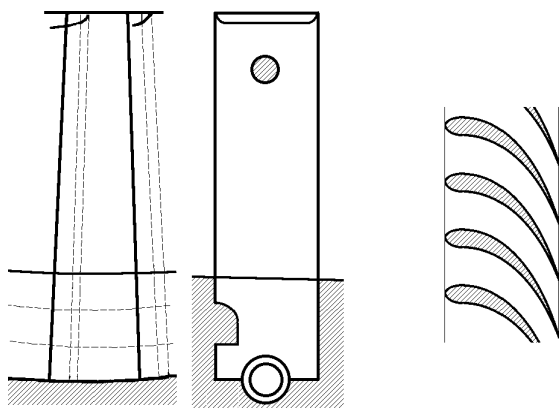


Fig VI.15.- Alabes distribuidores turbinas de reacción

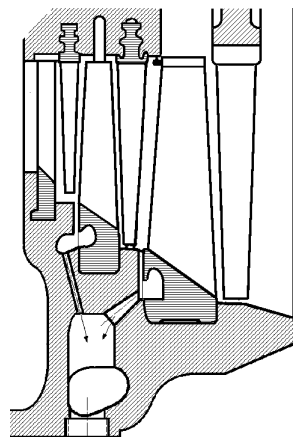


Fig VI.16.- Sistema de drenaje del agua condensada en los últimos escalonamientos

La Fig VI.17a muestra la disposición adoptada para asegurar el drenaje de humedad en los escalonamientos de AP, y la Fig VI.17b, el dispositivo y la cámara de drenaje de humedad.

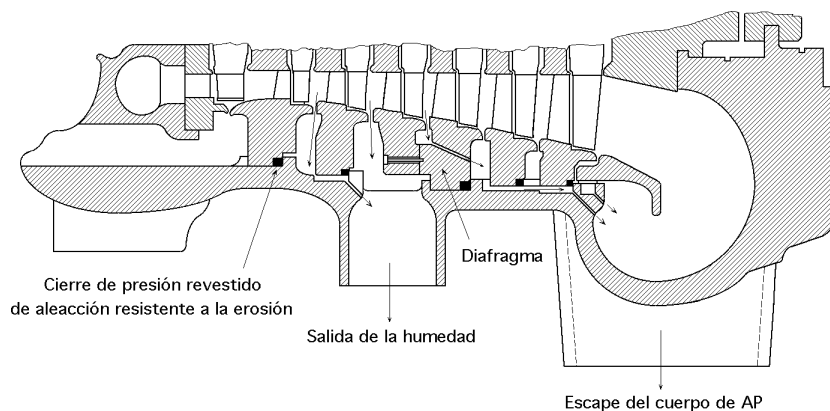


Fig VI.17a.- Sistema de drenaje de humedad en los escalonamientos de AP

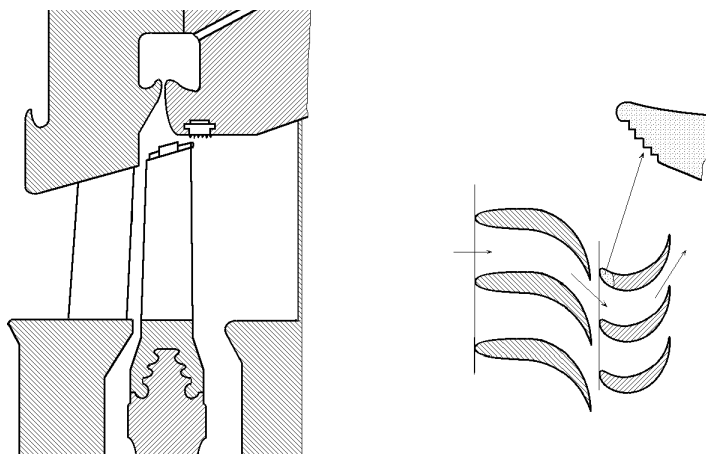


Fig VI.17b.- Dispositivo y cámara de drenaje de humedad en los escalonamientos de AP

VI.6.- ALABES MÓVILES DE LAS CORONAS DEL ROTOR

Un álabe móvil consta de:

- a) El pie que asegura la unión con el disco o el tambor
- b) El cuerpo que recibe la acción del vapor
- c) La cabeza unida generalmente a las aletas vecinas

Las formas y disposiciones elegidas resultan de compaginar las exigencias de la resistencia de los materiales y las del movimiento del vapor; el trazado de las aletas de BP, fuertemente solicitadas por la acción del vapor y las fuerzas centrífugas, es muy delicado.

A fin de resistir la erosión ocasionada por las gotas de agua arrastradas por el vapor en las últimas etapas, las aletas de BP presentan a menudo una arista de entrada templada o recubierta de stellita en la proximidad del extremo. Los perfiles de las aletas permanecen sensiblemente iguales de un constructor a otro; no sucede lo mismo con las formas de fijación, que presentan una gran diversidad, como se indica en los ejemplos que se presentan.

Fijación de los álbes a los discos.- En la Fig VI.18a se muestra un montaje en cola de milano simple, con cuñas intermedias, muescas de montaje y pieza terminal remachada.

En la Fig VI.18b se muestra una variante sin muesca de montaje, aleta introducida por rotación, cerrojo en tres piezas.

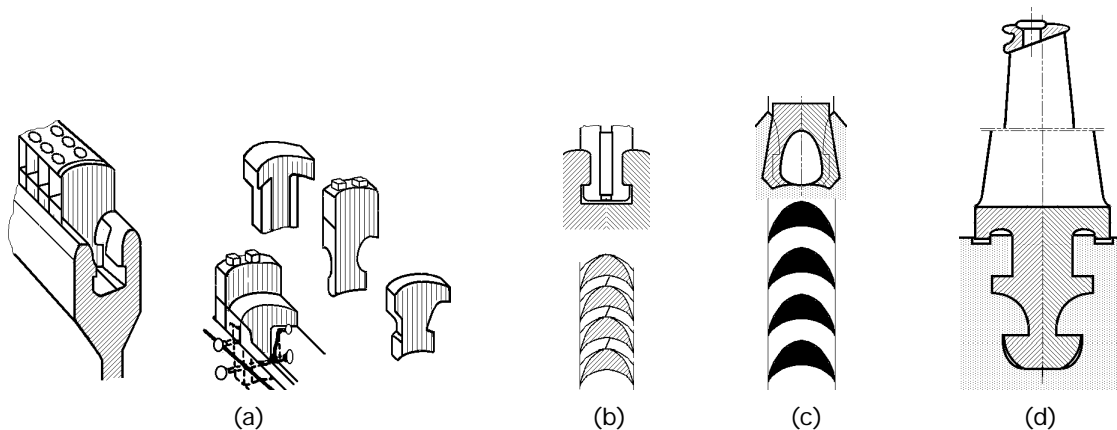


Fig VI.18.- Diversos sistemas de fijación y montaje de aletas con cola de milano

En la Fig VI.18c se muestra un montaje en cerrojo constituido por una pieza en punta y un alojamiento para ella de acero maleable.

En la Fig VI.18d se muestra un montaje en cola de milano múltiple, álbes fresados sin piezas intercaladas, piezas terminales.

En la Fig VI.19 se presenta la fijación de las aletas largas del último escalonamiento BP, en forma de piña por inserción en ranuras axiales individuales.

En la Fig VI.20a se muestra la fijación por soldadura de las aletas de acción en un escalonamiento de regulación.

En la Fig VI.20b se muestra el sistema de fijación de las aletas Parsons en el pie en diente de sierra.

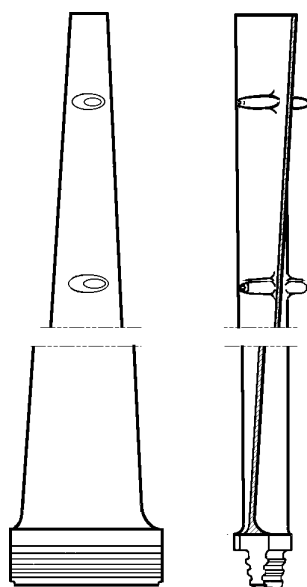


Fig VI.19.- Montaje de aleta larga en forma de piña

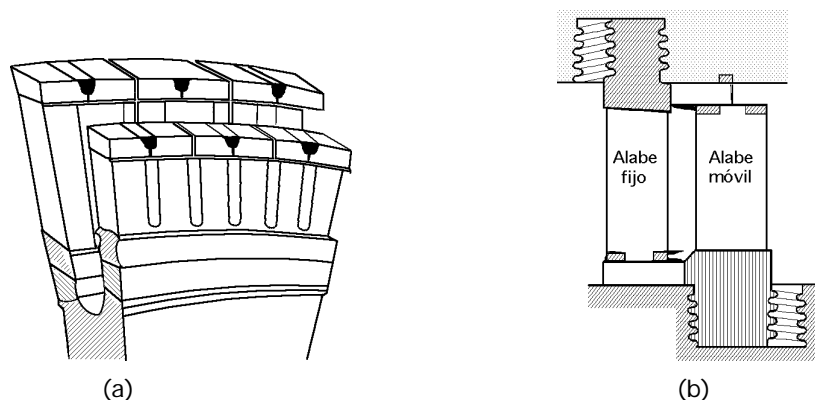


Fig VI.20.- Fijación y montaje en la base: (a) por soldadura; (b) por diente de sierra

Materiales utilizados en la construcción de los álabes móviles.- El material utilizado en las aletas de AP debe presentar una resistencia elevada, ser inoxidable y resistente al calor; en general se emplean aceros que tengan por lo menos un 13% de Cr.

Modos de vibración de los discos.- Un disco está constituido por una placa fija en el eje y libre en la periferia, y puede vibrar de muchas formas caracterizadas todas ellas por el número y forma de las líneas nodales. En la práctica sólo se consideran las formas de 2, 3 ó 4 diámetros nodales; las formas de círculos nodales no intervienen en los discos de las turbinas debido a que sus frecuencias son más elevadas.

La periferia del disco se deforma según una senoide y los nodos giran con una determinada velocidad angular. Las fuerzas de excitación, fijas en el espacio e invariables en el tiempo, constituyen respecto al disco un campo de fuerzas giratorias cualesquiera, desarrollables en serie de Fourier. Cuando aumenta la velocidad, las fuerzas de inercia se suman a las fuerzas de excitación.

En las turbinas de vapor, la disminución del diámetro de los discos debido a las velocidades empleadas, y el refuerzo de las llantas necesario por los esfuerzos puestos en juego, conducen a frecuencias propias de vibración, siempre bastante por encima de las frecuencias posibles de excitación; la vibración de los discos es un fenómeno que casi ha desaparecido en las turbinas modernas.

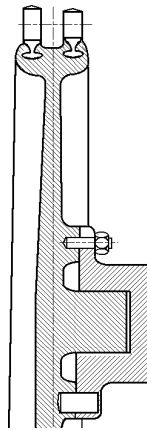


Fig VI.21.- Disco no perforado
a tope en el extremo libre

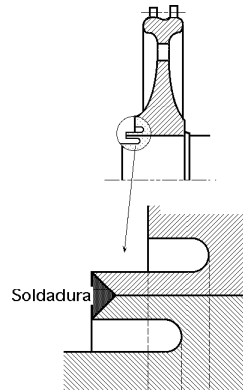


Fig VI.22.- Disco único
enmangado y soldado

Fijación de los discos al eje.- Existen las siguientes disposiciones:

- a) Disco no perforado situado a tope en el extremo del eje , Fig VI.21
- b) Disco único enmangado y soldado, Fig VI.22
- c) Disco enchavetado, normalmente con tres chavetas a 120° para mantener la concentricidad en caso de desfase.
- d) Discos forjados con el eje de una pieza (tendencia actual), Fig VI.23

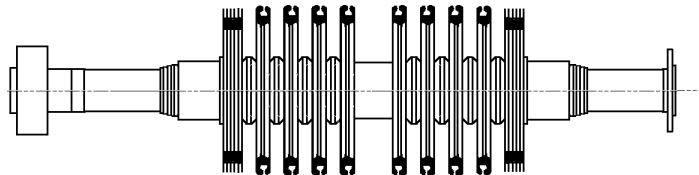


Fig VI.23.- Rotor forjado con el eje constituyendo una pieza

VI.7.- VIBRACIONES EN EJES Y TAMBORES

Los ejes se dimensionan para satisfacer las condiciones exigidas por la presencia de velocidades críticas, ocasionadas generalmente por desequilibrios de los esfuerzos centrífugos, salvo en lo que concierne a los anillos fijos de los rodamientos cuyos diámetros se determinan en función de las presiones de apoyo admisibles.

Los momentos de arrastre son prácticamente constantes, por lo que las vibraciones de torsión son menos peligrosas que las vibraciones de flexión; de éstas sólo se consideran la fundamental y el segundo armónico, Fig VI.24.

Las líneas de ejes tienen normalmente apoyos múltiples, pudiéndose considerar las velocidades críticas individuales de la turbina y del generador cuando están unidos de forma flexible.

Desde un punto de vista teórico, hay que evitar la resonancia directa entre las frecuencias propias de la línea del eje y la velocidad de rotación o un múltiplo entero de ella.

La frecuencia propia de vibración que corresponde a la primera velocidad crítica, se puede hallar por debajo o por encima del número de revoluciones de régimen, de donde resultan dos tipos de ejes: flexible o hipercrítico y rígido o subcrítico.

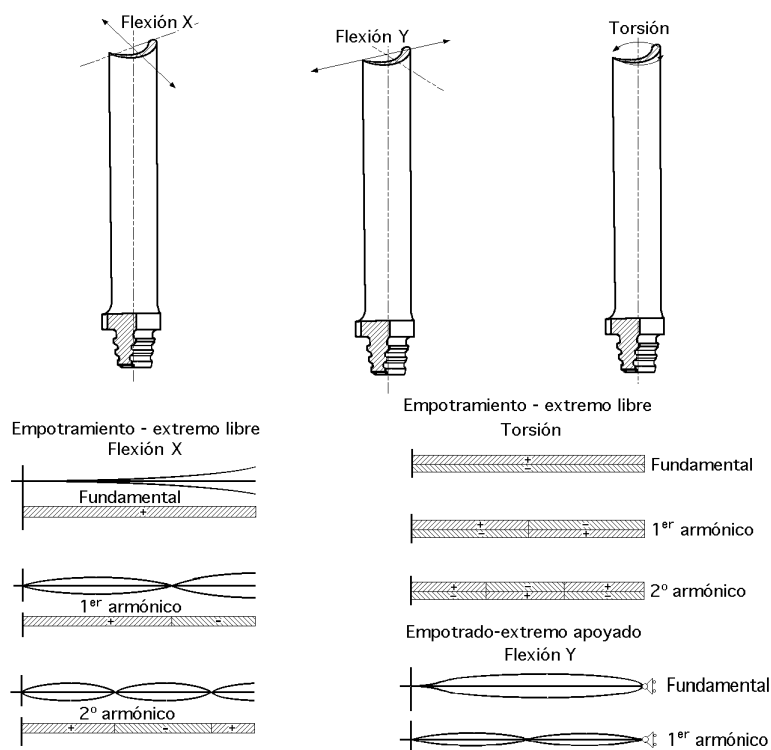


Fig VI.24.- Modos de vibración de álabes aislados

El eje hipercrítico necesita menos material, es más fácil de fabricar, se calienta en el arranque de una manera más uniforme y después de pasar lo más rápidamente posible la velocidad crítica se produce una autorecuperación. El centro de gravedad del móvil tiende a acercarse al eje de rotación, lo que contribuye a reducir los riesgos de contacto con las partes fijas. En el caso de instalaciones con gran variación de velocidades (hélices marinas), conviene evitar que la velocidad de servicio no se aproxime demasiado al segundo armónico (basta un margen del 15%).

El eje subcrítico no presenta peligro desde el punto de vista de la resonancia, pero es pesado, de realización más delicada y tarda mucho en calentarse y en enfriarse.

VI.8.- EQUILIBRADO DEL ROTOR

La presencia de algún tipo de desequilibrio lleva consigo vibraciones del rotor; las fuerzas centrífugas producidas generan reacciones en los cojinetes, fuerzas giratorias que además de perturbar el funcionamiento de los cojinetes pueden producir vibraciones en el estator. Estas reacciones pueden llegar a ser muy importantes, ya que por ejemplo, para un rotor de una tonelada que gira a 3000 rpm, una excentricidad de 0,1 mm se correspondería con un esfuerzo centrífugo igual al peso del rotor.

Equilibrado estático..- El equilibrado estático permite situar el centro de gravedad del rotor sobre su eje; sin embargo, esto no es suficiente, ya que además es necesario que el eje de rotación coincida con uno de los ejes principales de inercia del rotor, siendo éste el objeto del *equilibrado dinámico*.

Los rotores llevan a menudo una ranura circular en cola de milano sobre las caras extremas en las que se pueden situar masas adicionales en una posición conveniente.

Equilibrado dinámico.- Para un rotor flexible, el *equilibrado dinámico* sólo es válido para la velocidad a que se ha efectuado, ya que la compensación de los desequilibrios residuales no se verifica generalmente en su propio plano, y las fuerzas centrífugas que tienen resultante nula y momento resultante nulo, pero que existen, producen una deformación del eje que modifica en función de la velocidad, la excentricidad de los distintos desequilibrios.

Vibraciones de los macizos de las cimentaciones.- Los grupos están instalados sobre soportes macizos de cimentaciones metálicas o de hormigón. Las fuerzas de giro a que están sometidos los cojinetes de las máquinas, que provienen de un desequilibrado eventual o de un residuo de desequilibrado, se transmiten a dichas cimentaciones y desempeñan el papel de fuerzas de excitación a la frecuencia de 50 ciclos a 3000 rpm, pudiéndose producir resonancias con las frecuencias propias del conjunto fundación-estator.

La frecuencia más baja corresponde, generalmente, a una flexión transversal, pero se pueden producir otras más complicadas. Para reducir la *flexibilidad de los cojinetes* se limita la altura del eje de los grupos al mínimo.

La *flexibilidad de los soportes* modifica las velocidades críticas de los rotores; la simplificación que considera separadamente el móvil y el conjunto fundación-estator conduce a resultados aproximados; un estudio más riguroso se haría de forma experimental.

Exposiciones de ejes y tambores.- En lo que respecta al rotor de las turbinas de acción, la tendencia actual es la de sustituir la antigua construcción con discos añadidos, por rotores forjados en un solo bloque, Fig VI.23. Esta construcción suprime los montajes mecánicos, y permite emplear temperaturas más altas y utilizar álabes de mayores dimensiones.

La fabricación del rotor va acompañada de un gran número de operaciones de control, como:

- * *Ensayos de probetas*
- * *Sondeos con ultrasonidos*
- * *Perforación en el centro del rotor*
- * *Examen de la superficie interna, que es la zona con mayor probabilidad de tener restos de grietas o de estructuras relajadas, etc.*

Puede suceder que un rotor convenientemente equilibrado produzca vibraciones durante su funcionamiento, motivadas por un defecto de fabricación del mismo, que produce una flecha por efecto de la elevación de la temperatura. Las causas pueden ser debidas a diversas circunstancias como:

- * *Que la superficie del material no sea homogénea debido al mecanizado*
- * *Un tratamiento térmico inadecuado por lo que la conductibilidad o absorción de la radiación en la superficie del rotor es desigual*
- * *Un reparto desigual en los componentes de la aleación que producen diferencias en los coeficientes de dilatación, defecto que se puede atenuar en gran manera, mediante una o varias operaciones de calentamiento a una temperatura superior a la de utilización, en un horno en donde se hace girar lentamente al rotor, operación que se realiza después del mecanizado.*

VI.9.- MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LOS DISCOS Y ROTO-RES

Para los ejes y discos sometidos a tensiones y temperaturas moderadas del orden de 300°C basta con aceros al 0,3% C, 70 kg/cm². Los discos de los últimos escalonamientos de las turbinas de condensación, fuertemente solicitados, necesitan aceros de alta resistencia con adición de: Cr 1,6%, Ni 1,8%, Mo 0,2%, V 0,15%, 100 kg/cm².

Para temperaturas elevadas, mayores de 450°C, los ejes de los rotores y los discos de AP se fabrican con aceros que contienen generalmente 1,5% Cr, 0,4% Mo, 1% Mn, 0,6% V, con resistencias bajo cargas prolongadas a 500°C de 10 kg/cm².

Los tambores de las turbinas de reacción pueden ser macizos o compuestos. Los *tamborescompuestos* se construyen a partir de elementos forjados, montados por soldadura en atmósfera inerte (argón) con electrodo de tungsteno, con el eje del rotor en posición vertical; una vez hecha esta operación, se pone el eje del rotor en posición horizontal, y se suelda automáticamente con arco sumergido (soldadura en escoria); finalmente se recuece y comprueba por gammagrafía.

VI.10.- JUNTAS DE ESTANQUEIDAD

Su objeto es limitar las pérdidas por fugas desde una región de presión elevada a otra de menor presión, que se producen al pasar los elementos móviles del rotor por las partes fijas del estator.

Estas zonas son:

- * *Entre dos escalonamientos de las turbinas de acción, en el paso del eje por el diafragma*
- * *En los extremos de los álabes de las turbinas de reacción*
- * *En los tambores de equilibrado de los empujes axiales*
- * *En los pasos del eje a través de los cuerpos, etc.*

El caudal de fuga (pérdidas de vapor volumétricas), depende de la sección de paso y de la diferencia de presiones que exista en ambos lados de la junta, y no del caudal de vapor que circule por la turbina, por lo que su importancia relativa es más importante en las turbinas pequeñas que en las grandes.

De laberintos

Las juntas de estanqueidad pueden ser: De anillos de carbono

Hidráulicas

siendo las primeras las más corrientes.

Para juntas de estanqueidad interiores se emplean generalmente juntas de laberinto y raramente juntas de carbono.

Las juntas de estanqueidad exteriores se componen en general de dos partes, una parte larga o interior que asegura la estanqueidad, un cierto espacio anular y una parte corta o exterior que asegura únicamente la estanqueidad del espacio anular frente al aire exterior.

VI.11.- LABERINTOS

El sistema de laberintos consiste en crear estrangulamientos que laminen el caudal de escape; la sección de paso mínima viene impuesta por consideraciones de tipo constructivo, holguras de los cojinetes, flecha del rotor, dilataciones, etc., por lo que hay que determinar el número de secciones de expansión, tambores de equilibradores, puntas o dummies. Se supone que a su paso por los dummies, el fluido efectúa una expansión isentrópica **m** de forma que su energía térmica se transforma en energía cinética; a continuación, entre dos tambores, esta energía cinética se transforma en calor a presión constante **n**, siendo isentálpica la evolución media en la junta, lo que en el caso del vapor evita las condensaciones, Fig VI.25

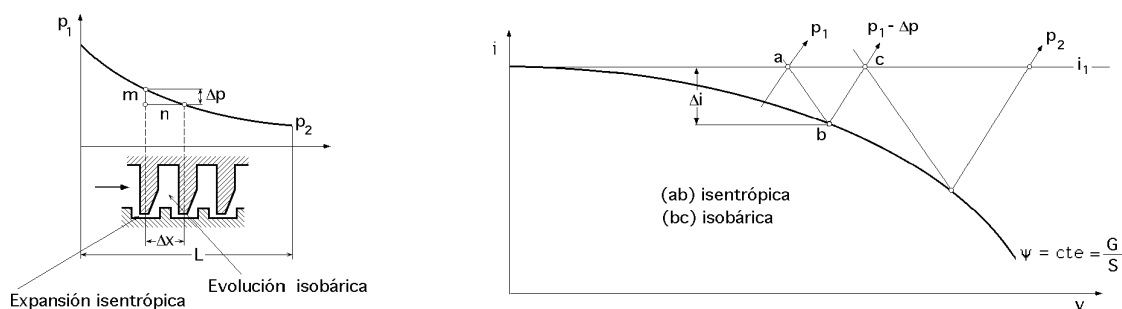


Fig VI.25.- Evolución del vapor en una junta de laberinto

Si la caída de presión al pasar una punta es p , S es la sección de paso y γ el peso específico, el gasto másico correspondiente es:

$$G = S \sqrt{2 \gamma p}$$

y admitiendo fluido perfecto y transformación media isoterma, $\frac{p}{p_1} = \frac{p_2}{p_1}$, resulta,

$$\frac{G}{S} = \sqrt{2 \gamma p} = \sqrt{2 \gamma p p_1 \frac{1}{p_1}} = \sqrt{\frac{\gamma (p_1^2 - p_2^2)}{Z} \frac{1}{p_1}}$$

siendo p_1 y γ_1 las características del fluido aguas arriba de la junta, p_2 la presión aguas abajo y Z el número de tambores, $Z = L / x$.

Esta fórmula (Stodola) sólo tiene validez si no se alcanza la velocidad del sonido durante la expansión y la diferencia de presiones a lo largo de la estanqueidad es suficientemente baja.

En cualquier caso se pueden utilizar las curvas de Fanno que representan en el diagrama (i, v) la evolución adiabática de un fluido compresible que se mueve en un canal de sección constante; la ecuación general del movimiento del fluido se reduce a:

$$di = - \frac{c dc}{\gamma} ; i_1 - i = \frac{c^2 - c_1^2}{2 \gamma} = \frac{1}{2 \gamma} \left(\frac{G}{S} \right)^2 v^2 - \frac{c_1^2}{2 \gamma}, \text{ siendo, } G = \frac{S c}{v}$$

Si, $c_1 = 0$, caso del laberinto, el vértice de la curva (parábola) de Fanno se encuentra sobre el eje

(Oi), Fig VI.25.b.

La evolución a partir de un estado caracterizado por el punto **a** de coordenadas (i_1 , p_1) bajo una punta dejando una sección S y circulando un caudal G viene representada por la isentrópica (ab).

Entre dos tambores, la transformación de la energía cinética adquirida se efectúa según la isobara (bc), siendo el punto **c** de coordenadas (i_1 , $p_1 - p$), y así sucesivamente hasta la presión aguas abajo p_2 ; el número de vértices de la línea (abc...) proporciona el número de los tambores de equilibradores.

En la práctica no se dispone de diagramas $\{i,v\}$ de las curvas de Fanno, pero sí de diagramas $\{i,s\}$, en los que, para un gas perfecto, la velocidad del sonido se alcanza en un punto donde la isentrópica es la tangente vertical a la curva de Fanno. Si se produce este hecho, es inútil añadir dummies más allá de este punto.

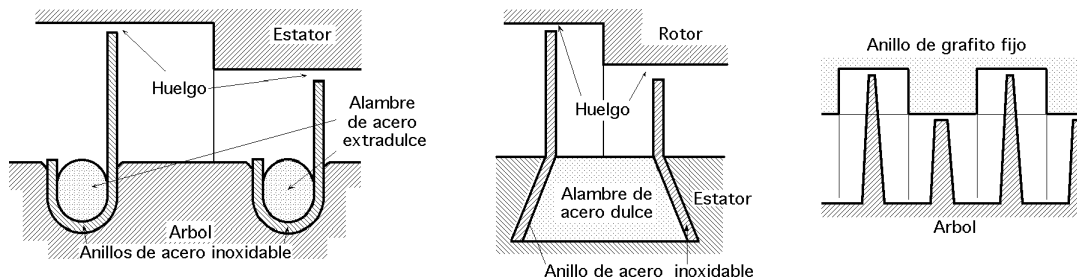


Fig VI.26.- Laberinto de tambores radiales

Disposiciones.- Las dimensiones del elemento son prácticamente independientes del diámetro del eje y de las diferencias de presión del fluido al hacer estanco, Fig II 19,20,21.

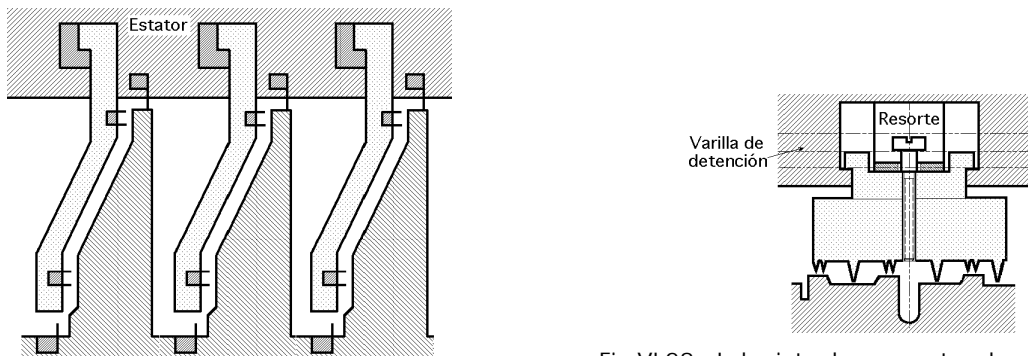


Fig VI.27.- Laberinto de tambores radiales cilíndricos

Fig VI.28.- Laberinto de segmentos desmontables, limita los desgastes en caso de contacto.

Las juntas de anillos de carbono están constituidas por segmentos apretados contra el eje mediante resortes, Fig VI.29.

La junta hidráulica se utiliza generalmente como junta exterior de estanqueidad de una junta en laberinto para suprimir todo desprendimiento del vapor en la sala de máquinas. Se compone de un rotor que gira en una cámara anular a la que llega desde el exterior el agua necesaria para la obturación. Este rotor puede ser liso o provisto de nervios, y produce la formación de un anillo de agua que asegura la estanqueidad; el agua se debe renovar constantemente para evitar su vaporización,

Fig VI.30. La estanqueidad es perfecta, pero estos dispositivos tienen el inconveniente de consumir cierta energía. Su regulación es delicada y se tiende a abandonarlos para presiones y temperaturas elevadas.

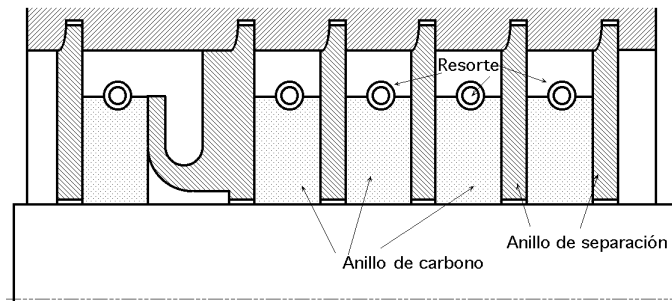


Fig VI.29.- Junta de anillos de carbono

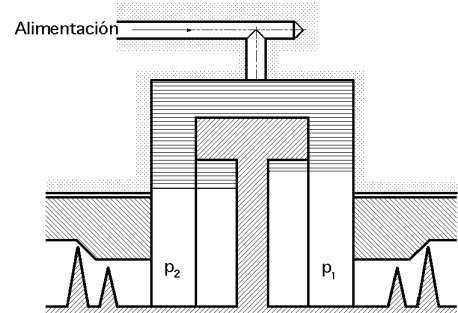


Fig VI.30.- Junta hidráulica

Disposiciones de las juntas exteriores. - Las fugas en las juntas de AP en las turbinas de condensación se conducen en parte a un escalonamiento conveniente de la turbina y en parte a las juntas de BP donde se utilizan como vapor de barrera, Fig VI.31.a; el caudal de vapor de barrera se regula por medio de una compuerta de vapor vivo y de una compuerta de escape en el condensador.

Los conductos de exhalación (chimeneas de los vapores) dan un escape de vapor visible que sirve de testigo para la regulación de la presión en el colector.

En las turbinas de contrapresión, las fugas de las juntas de AP se conducen, parte a un escalonamiento de la turbina, y el resto al condensador de vapor, utilizando una toma de vapor vivo en el arranque de la turbina, Fig VI.31.b.

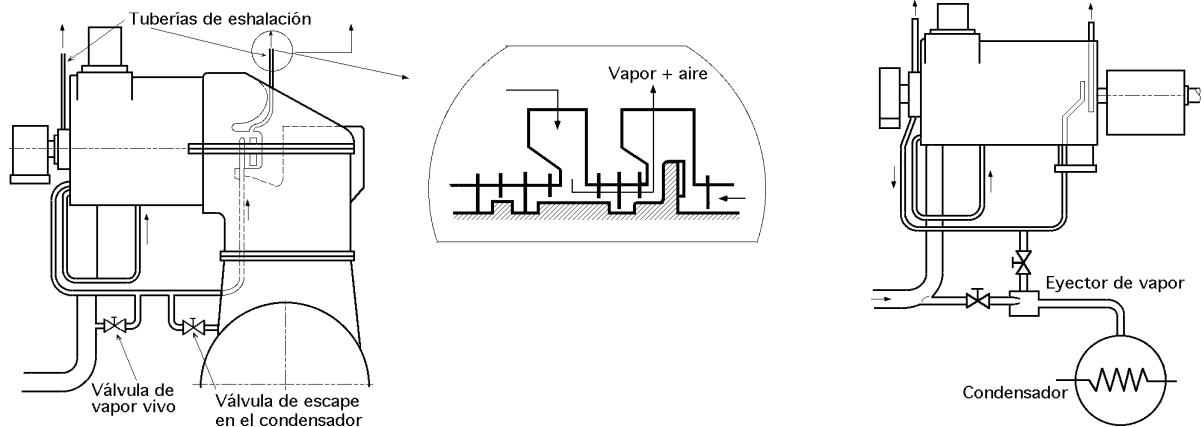


Fig VI.31.- Esquemas de estanqueidad de una turbina de condensación y otra de contrapresión

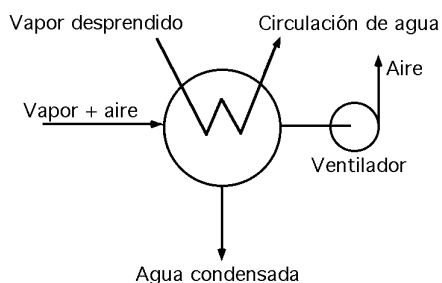


Fig VI.32

En las turbinas de alta temperatura y AP donde el agua de alimentación tiene cualidades especiales, esta fuga se recupera mediante un pequeño condensador, Fig VI.32.

En los grupos modernos de potencia elevada, el deseo de recuperar las fugas al máximo, la automatización de las maniobras, y la multiplicación de los dispositivos de seguridad conducen a esquemas más complicados.

VI.12.- ARMAZONES

En la construcción de los armazones de las turbinas hay que prever que la accesibilidad a las partes interiores permita su examen fácilmente.

Si las dimensiones de las piezas conducen a instalar juntas verticales de separación, éstas se sujetan con bulones antes del montaje de la turbina y no necesitan separarse posteriormente.

Las presiones elevadas implican para los cuerpos de AP tensiones mayores, al mismo tiempo que la elevación de las temperaturas disminuye la resistencia del metal, problema que se resuelve empleando aceros especiales resistentes al calor y espesores adecuados, no pudiendo sobrepasar un cierto valor por la aparición de tensiones térmicas transitorias, más sensibles en las piezas gruesas, utilización de portatoberas que permiten no someter al armazón de AP más que a la presión y temperatura de vapor que existen a la salida de la primera corona.

La utilización de un cuerpo de doble armazón en el que el armazón exterior no soporta más que las presiones y la temperatura a la salida de la parte de AP, Fig VI.33.

Procurar que los armazones tengan formas geométricas simples (esfera, cilindro, cono).

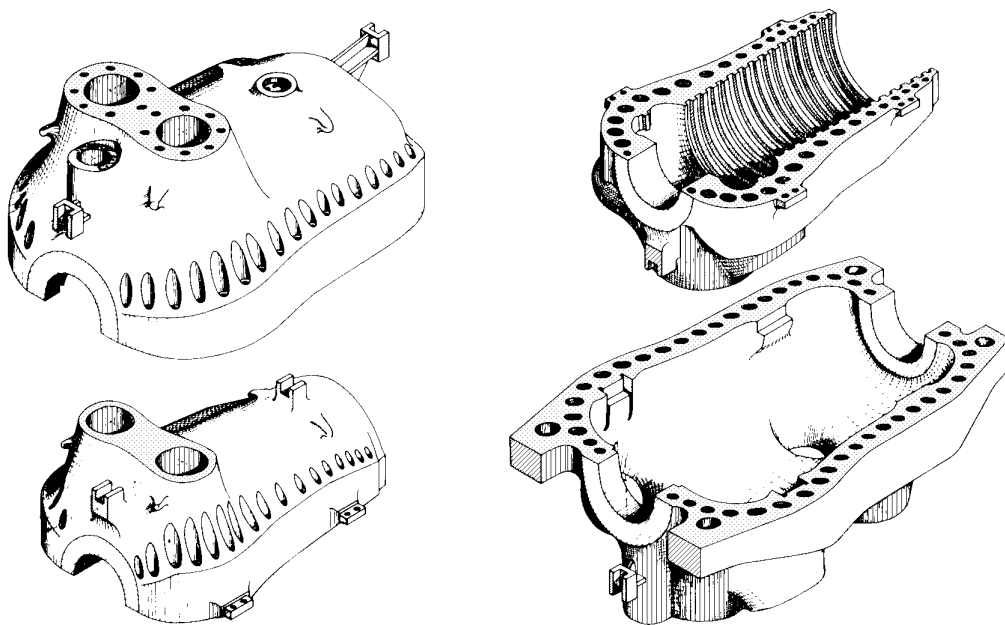


Fig VI.33.- Cuerpo de AP de doble armazón

Las presiones elevadas plantean igualmente el problema de la estanqueidad en las juntas, lo que exige un buen contacto metal-metal, con una capa intermedia de barniz y numerosas clavijas de montaje.

Las temperaturas elevadas plantean el problema de las dilataciones que, por su desigualdad, producen el alabeo de los armazones o de los contactos entre las piezas fijas y móviles. El primer problema se resuelve buscando formas simétricas para la disposición de las toberas, y el segundo por una adecuada elección de los emplazamientos de las juntas fijas y del tope.

Los grandes cuerpos a BP de las turbinas de condensación deben ser lo suficientemente rígidos para resistir las deformaciones producidas por la presión atmosférica y las cargas del rotor aplicadas a los cojinetes, generalmente solidarios de la parte inferior del armazón.

Los conductos de descarga exigen un diseño cuidadoso para evacuar los considerables volúmenes de vapor que los atraviesan, con el mínimo de pérdidas.

La llegada del vapor vivo se dispone de forma que no ejerza ningún empuje sobre el armazón, por lo que se utilizan tuberías de gran espesor que describen largos bucles para así reducir al mínimo las reacciones sobre el armazón imputables a las dilataciones, Fig VI.35.

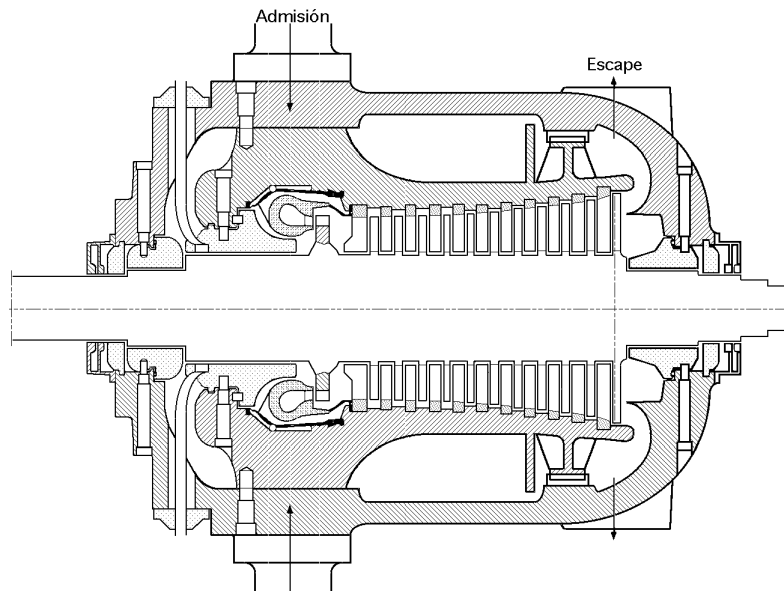


Fig VI.34.- Armazón de AP de una turbina

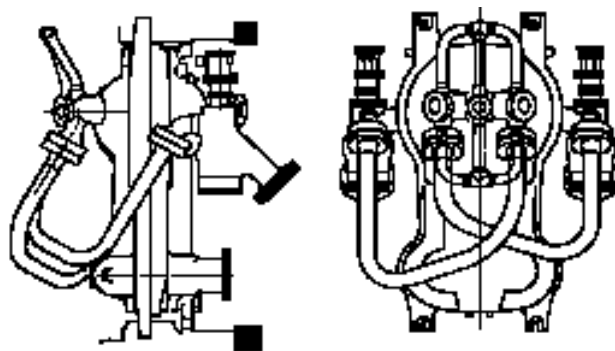


Fig VI.35.- Llegada del vapor al cuerpo de AP de una turbina

Dilataciones.- La dilatación del cuerpo de AP no debe destruir la concordancia de los ejes del armazón y del rotor. El armazón descansa sobre sus soportes, generalmente los cuerpos de los cojinetes, por intermedio de cuatro patines situados a la altura del eje, dos de los cuales están unidos transversalmente por chavetas a su soporte, y los otros dos pueden deslizarse; otras dos guías aseguran la concordancia de los planos axiales verticales.

Durante el arranque, las partes móviles se calientan más rápidamente que el estator, por lo que hay que tomar precauciones para evitar los contactos entre las partes fijas y móviles. Así, si el armazón solidario al condensador, se dilata de derecha a izquierda arrastrando al cojinete y al tope que deslizan sobre su soporte, el rotor se dilata en sentido inverso más rápidamente que el cuerpo, llevando consigo una reducción de las holguras hacia detrás de las aletas móviles.

El procurar potencias elevadas, justificado por el hecho de que disminuyen todas las pérdidas

excepto las de escape cuando la potencia unitaria es más grande, conduce al aumento de los caudales de salida. Actualmente, como los álabes mayores de la parte de BP están limitados a una longitud del orden de 800 mm con una velocidad periférica que puede sobrepasar los 500 m/seg, se hace necesario fraccionar el número de los flujos, a menos que se tolere una velocidad de descarga mayor, la cual es fuente de pérdidas. De 30 a 100 MW, generalmente dos flujos, de 100 a 190 MW tres flujos y para potencias mayores cuatro flujos.

El cuerpo de BP debe tener una gran rigidez frente a la presión exterior y los esfuerzos aplicados por el rotor y una guía correcta del flujo del vapor a fin de limitar las pérdidas aerodinámicas.

VI.13.- COJINETES Y SOPORTES

El eje se apoya normalmente en tantos pares de cojinetes como cuerpos tiene la turbina; los cojinetes son del tipo de rodamientos lisos con revestimiento antifricción y engrase por circulación de aceite a presión; el cojinete de anillos solo se utiliza en máquinas pequeñas, siendo el empleo de rodamientos muy raro.

El empuje axial, débil en las turbinas de acción y equilibrado en gran parte por dispositivos especiales (tambores de equilibrado) en las de reacción, es absorbido por medio de topes de patines oscilantes. El tope de varias pestañas, en otro tiempo muy utilizado, se emplea ahora muy raramente debido a su reducida capacidad de carga y a las dificultades de una construcción perfecta. Conviene disponer un cojinete de tope por cada trozo del eje rígido. Lo más frecuente es que estén unidos rígidamente todos los trozos de distintas secciones y la máquina sólo lleve un tope capaz de resistir los esfuerzos en los dos sentidos. Su posición en el grupo depende de la manera en que se prevea el reparto de dilataciones; normalmente se sitúa próximo a la admisión de AP

El engrase de los cojinetes y los topes es hidrodinámico, por lo que las superficies de rozamiento están separadas, en marcha, por una película de aceite suficientemente gruesa que evita todo contacto entre las partes metálicas; la circulación del aceite por la película sigue las leyes del rozamiento fluido.

A continuación se presentan algunos de los parámetros que intervienen en el cálculo de cojinetes para turbinas de vapor:

- *En los cojinetes*, la presión media permanece comprendida entre 100 y 200 N/cm², la velocidad circunferencial máxima puede llegar a 65 m/seg y la holgura diametral a 0,002 D con un mínimo de 0,25 mm.

El coeficiente de rozamiento (de valor medio del orden de 0,008) viene dado por la expresión:

$$= 9,5 \sqrt{\frac{n}{p}}$$

es la viscosidad dinámica del aceite en centipoises (N.seg/ m²)

en la que, n es la velocidad de giro en revoluciones por segundo

p es la presión media en N/m²

Pérdidas mecánicas.- Las pérdidas mecánicas P generadas en el cojinete vienen dadas por:

$$P = 0,042 L D^2 \sqrt{p n^3} \text{ kW}$$

con L y D en metros

- En los topes de patines oscilantes, la presión media admisible en la superficie efectiva de los patines es del orden de 300 a 350 N/m² para topes de grandes dimensiones y de 200 a 250 N/m² para los pequeños, con una velocidad máxima de 65 m/seg.

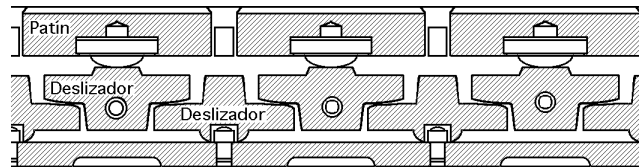


Fig VI.36.- Topes de patines oscilantes

- El coeficiente de rozamiento (del orden de 0,0025) viene dado por la expresión:

$$= 3 \sqrt{\frac{u^*}{p L}}$$

u^* es la velocidad en el diámetro medio en m/seg

en la que, L es la longitud desarrollada de los patines en la circunferencia media en metros

p es la presión media en N/m²

Las pérdidas mecánicas por rozamiento P son:

$$P = 0,003 \sqrt{p b n^{*3}} \text{ kW}$$

con P en N, y la longitud b del patín, en m.

Los patines deben presentar una longitud suficiente en sentido perpendicular al movimiento y no ser demasiado largos, pudiéndose orientar libremente y permitir un reparto uniforme de las cargas sobre cada uno de ellos.

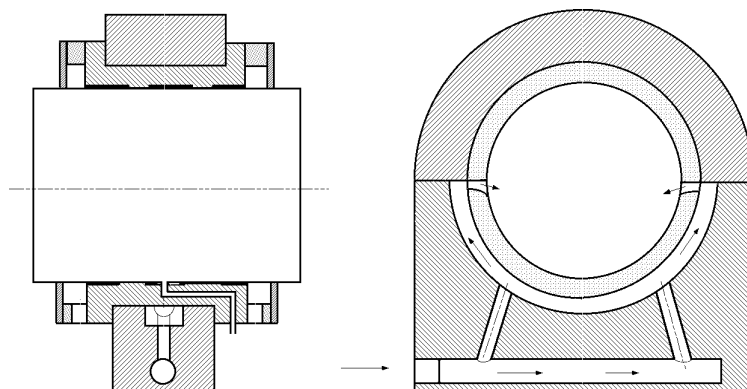


Fig VI.37.- Circuitos de aceite en un cojinete

Caudal de aceite de engrase.- El caudal de aceite (litros/minuto) que corresponde a la absorción de 1 kW de pérdidas mecánicas, para una elevación de la temperatura del lubricante de 10°C, admitiendo un calor específico medio del aceite de 0,53 Kcal/kg y una densidad media de 915 kg/m³, es:

$$q = \frac{860}{60 \cdot T \cdot c_{pF}} = \frac{860}{60 \times 10 \times 0,53 \times 0,915} = 2,96 \text{ (litros por minuto y kW)}$$

Presión del aceite de engrase, 5 a 15 N/cm²

Velocidad del aceite en los conductos: 0,8 a 1 m/seg

Caudal de agua de circulación en el refrigerante.- Se puede considerar un calentamiento del agua de circulación de 4°C a 5°C y un coeficiente medio de transmisión de calor por convección de 150 Kcal/m²h°C; la temperatura media del aceite es del orden de 55°C, la temperatura del agua de circulación es de 15°C cuando es agua de río y de 27°C cuando la instalación tiene torres de refrigeración.

Las funciones de engrase, regulación y seguridad, son servidas generalmente por una misma red de distribución de aceite que se complica excesivamente en las turbinas de gran potencia.

- *Los acoplamientos rígidos* son los más sencillos y los más seguros, no necesitan engrase, no presentan desgastes, se fabrican en todos los tamaños y son los más empleados

El acoplamiento móvil más utilizado es el de doble dentado, en el que el engrase de los engranajes se asegura por inyección de aceite.

VI.14.- CONDENSADORES

Es conocido el gran interés que tiene el bajar la contrapresión de escape de una turbina (o de una máquina alternativa de vapor), para así aumentar el salto entálpico isentrópico disponible.

Si a título de ejemplo consideramos inicialmente un vapor a 25 atm y 350°C, entalpía de 746,1 Kcal/kg, que se expande hasta 1 atmósfera, entalpía final de 592 Kcal/kg, implica un salto entálpico de 154,1 Kcal/kg.

Si la expansión se prolonga hasta 0,1 atm abs, su entalpía final será de 517 Kcal/kg y el salto entálpico de 229 Kcal/kg, por lo que se han ganado 75 Kcal/kg, es decir, se ha conseguido una mejora del 49% frente al caso anterior que no tenía condensador; esta mejora en el rendimiento y en la potencia de la máquina se consiguen, de acuerdo con el Teorema de Carnot, al bajar la temperatura de la fuente fría.

Se define el grado de vacío, como la relación en %:

$$\frac{P_{atm} - P_{cond}}{P_{atm}} \cdot 100$$

Un condensador de superficie puede llegar a dar un vacío del 96%, es decir, una presión absoluta de 0,04 kg/cm², para una presión atmosférica exterior de 1 kg/cm².

La presión en el condensador es suma de dos tipos de presiones:

- a) La presión parcial del vapor, a la temperatura del condensador
- b) La presión parcial del aire, que se ha introducido en el recinto sometido al vacío

En un proyecto hay que eliminar todo lo más posible el aire del condensador, y bajar la temperatura de condensación. En un condensador perfecto reinaría una presión igual a la tensión del vapor correspondiente a la temperatura de refrigeración.

CONDENSADOR DE MEZCLA.- En este tipo de condensador, el vapor a condensar entra en contacto con el agua de refrigeración; ésta es usualmente agua corriente tomada de un río, y en consecuencia, con sales en disolución, por lo que es imposible enviar la mezcla condensada a la caldera y se pierde la energía contenida en el agua condensada; este tipo de condensador era el utilizado en las máquinas alternativas, siendo muy poco empleado en la actualidad.

Para calcular la cantidad de agua necesaria para la refrigeración, se parte del hecho de que el calor cedido por el vapor es igual al tomado por el agua de refrigeración; supondremos que para 1 kg de vapor se precisan q kg de agua de refrigeración.

El calor tomado por el agua es:

$$m c_p T = q \cdot 1 (T_f - T_r)$$

en la que T_f es la temperatura final de la mezcla, y T_r es la temperatura del agua de refrigeración.

El calor cedido por el vapor es, $i_v - 1 \cdot T_f$, siendo i_v la entalpía del vapor a condensar.

En consecuencia, igualándolas y despejando el valor de q se obtiene,

$$i_v + q T_r = (q + 1) T_f \quad ; \quad q = \frac{i_v - T_f}{T_f - T_r}$$

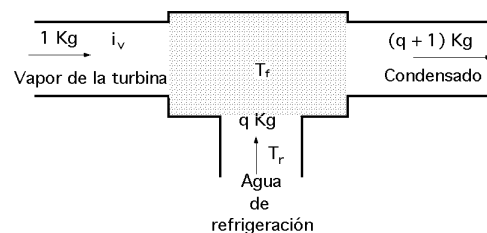


Fig VI.38.- Corrientes fluidas en un intercambiador de mezcla

El valor de, $i_v - T_f$, es del orden de 570, Kcal/kg, y el de q puede estar comprendido entre 20 y 30 kg/kg; la temperatura T_f suele ser del orden de 40°C, por lo que el descender mucho supone un consumo demasiado grande de agua; para, $T_f = 40^\circ$, la presión parcial del vapor es de 0,075 kg/cm² mientras que la presión parcial del aire puede llegar a 0,025 kg/cm² y, en consecuencia, la presión en el condensador llega a valer: 0,075 + 0,025 = 0,1 kg/cm².

El peso de la mezcla que debe evacuar la bomba de extracción es $(q + 1)$ kg/kg; pero también

tiene que evacuarse el aire aportado disuelto en el agua de refrigeración, mediante un eyector, que a 15°C, y a la presión atmosférica, contiene alrededor de un 2% de su volumen, de aire disuelto. Si suponemos, por ejemplo que, $q = 30$ kg, ésto representa 0,6 litros de aire que expansionado a la presión parcial del aire, por ejemplo 0,01 kg/cm², ocupa un volumen, a la misma temperatura 15°C de:

$$\frac{P_0 V_0}{P} = \frac{1 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 0,6 \text{ lit}}{0,01 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} = 60 \text{ litros de aire}$$

que habrá que evacuar por cada kg de vapor que entre en el condensador.

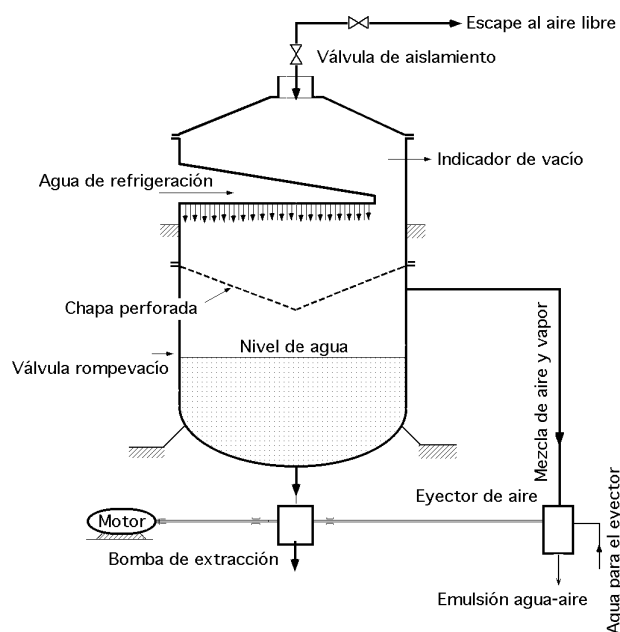


Fig VI.39.- Condensador de mezcla

De entre los órganos de seguridad del condensador de mezcla destacaremos, de acuerdo con la Fig VI.39, los siguientes:

- * Una válvula de aislamiento, que permite el escape al aire libre en caso de avería en el condensador.
- * Un nivel de agua
- * Un indicador de vacío
- * Una válvula “rompe-vacío”

El objeto de la válvula *rompe-vacío* es el siguiente: si la bomba de extracción funciona mal, el nivel del agua puede subir exageradamente en la cámara de condensación y llegar, incluso, hasta la turbina; en este momento interviene la válvula rompe-vacío, accionada por un flotador, que abre la cámara y establece en la misma la presión atmosférica, quedando así anulada la aspiración del agua de refrigeración.

Los grandes volúmenes de aire a extraer del condensador se prestan al empleo de eyectores, en los que, el agua impulsada por una rueda (eyector de agua), o un chorro de vapor (eyector de

vapor), arrastran por rozamiento el aire del condensador.

Existen también otros aparatos, denominados eyecto-condensadores, en los que un chorro de agua fría aspira el vapor según el principio del eyector y lo condensa simultáneamente.

CONDENSADOR DE SUPERFICIE. - En este tipo de condensadores, el vapor condensa sobre las paredes exteriores de tubos por cuyo interior circula el agua de refrigeración.

En este caso, el agua condensada puede volver a la caldera, estando previsto, únicamente, un desgasificado que permita eliminar el aire que haya podido disolver el agua condensada al pasar por el condensador.

El condensador de superficie es el complemento indispensable de las grandes turbinas de vapor, ya que, por ejemplo, el condensador de un grupo electrógeno (turbina-alternador) de 50 MW tiene que realizar la condensación de aproximadamente 200 Toneladas de vapor de agua por hora.

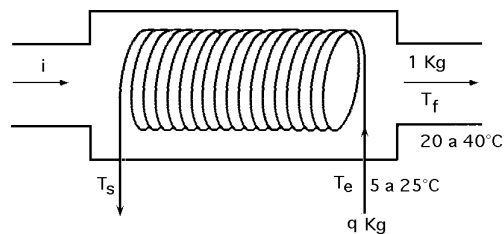


Fig VI.40.- Corrientes fluidas en un condensador de superficie

Para calcular la cantidad de agua necesaria para la refrigeración, utilizaremos la misma nomenclatura que para el de superficie; llamamos T_e a la temperatura del agua de refrigeración a la entrada, comprendida entre 5°C y 25°C y T_s a la temperatura del agua de refrigeración a la salida, comprendida entre 15°C y 35°C.

De acuerdo con la Fig VI.42, un balance de entalpías permite determinar q en la forma:

$$q \cdot 1 (T_s - T_e) = i_v - 1 T_f \quad ; \quad q = \frac{i_v - T_f}{T_s - T_e}$$

Los valores de T_f suelen ser más bajos que en el condensador de mezcla, ya que se desea obtener un vacío más perfecto; suelen ser unos 15°C superiores a T_e , es decir, entre 20°C y 40°C.

En el condensador de superficie, el agua de refrigeración no tiene, a la salida, la misma temperatura del vapor, sino inferior a ella, $T_s < T_f$, por lo que en el denominador de la fórmula del consumo de agua figura, $T_s < T_e$, en lugar de, $T_f < T_e$; el consumo de agua es mayor que en el anterior.

Para calcular la superficie de intercambio se parte del hecho de que el intercambio de calor se realiza entre un fluido caliente a temperatura constante (vapor), y otro (agua), a temperatura variable.

La transferencia de calor es:

$$Q = (i_v - T_f) G, \text{ Kcal/hora}$$

siendo G el gasto de vapor en kg/hora

El valor de Q se puede poner también, en la forma:

$$Q = U \cdot F \cdot T_m$$

en la que, $T_m = T_f - \frac{T_s + T_e}{2}$

*U es el coeficiente global de transferencia de calor
F es la superficie de intercambio térmico*

El coeficiente global de transmisión de calor por convección U, depende del coeficiente de conductividad del metal de los tubos del condensador, que es conocido, y de los coeficientes de transmisión de calor del vapor a los tubos y de los tubos al agua fría que los recorre.

La velocidad que se suele tomar para el agua fría es de 2 a 2,5 m/seg; para estas velocidades el valor de U es del orden de, 3000 ÷ 4500 Kcal/h.m²°C.

El consumo de agua de refrigeración es del orden de 65 kg/kg de vapor.

Una superficie de intercambio de, F = 1 m², permite condensar de 35 a 50 kg de vapor por hora, y en condiciones muy favorables, se podría llegar hasta 100 kg de vapor por hora.

En las instalaciones modernas, una mejora en el vacío del condensador de 1 mm de Hg, es decir, de un 1,3%, para una presión atmosférica de 760 mm de Hg, equivale a una elevación de la presión en la caldera de 1 atm.

Una mejora en el vacío del condensador de un 1% (entre 90% y 95%), determina una disminución en el consumo de vapor de un 2% a un 3% por kW.

Una mejora de 1°C en la temperatura T_s de salida del agua de refrigeración, determina una mejora del orden de un 0,4% en el grado de vacío del condensador.

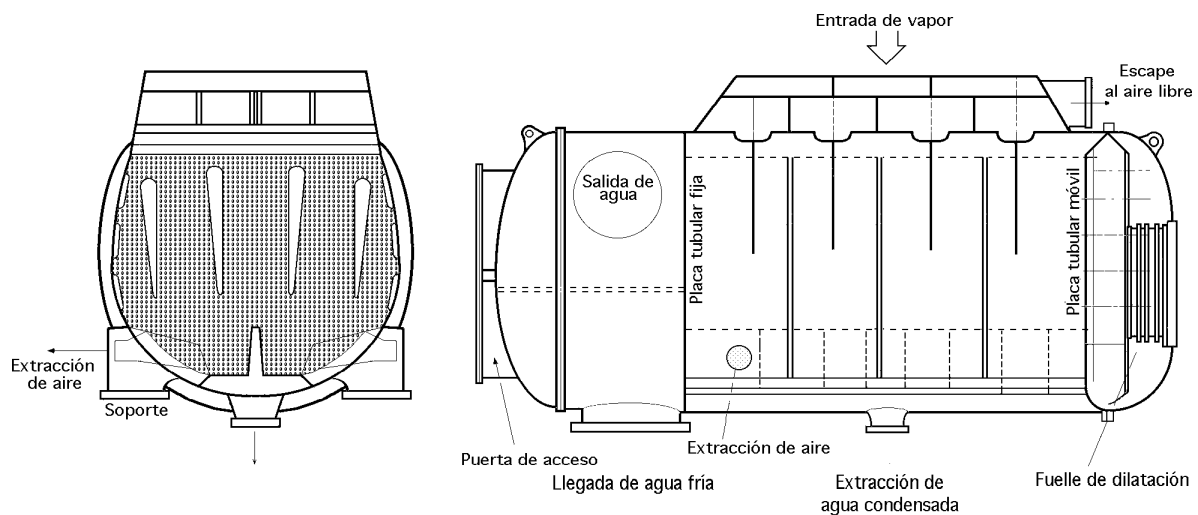


Fig VI.41.- Condensador de superficie (1-2)

El condensador de superficie indicado en la Fig VI.41, es un intercambiador de calor (1-2); el fondo izquierdo, al cual llega el agua fría, está separado en dos mitades por medio de un tabique, lo que obliga al agua a circular de izquierda a derecha en los tubos situados en la mitad inferior del condensador y de derecha a izquierda en los tubos situados en la mitad superior, sin que sea nece-

sario ningún tabique separador en el fondo derecho. Esta disposición (1-2) es muy frecuente en diversos tipos de intercambiadores de calor; la longitud máxima de los tubos puede llegar a ser de 6 metros; con la doble circulación, y a efectos de cálculo, se comportarían como tubos de 12 metros de longitud.

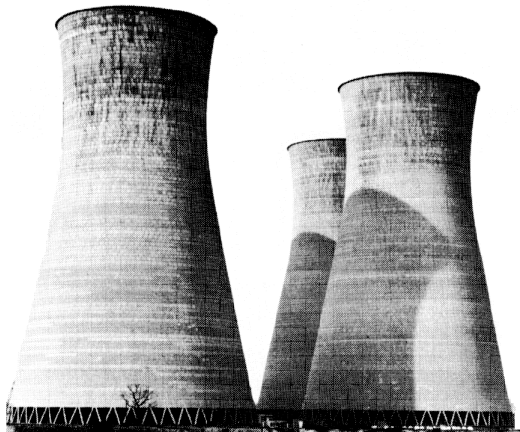


Fig VI.42.- Torres de refrigeración

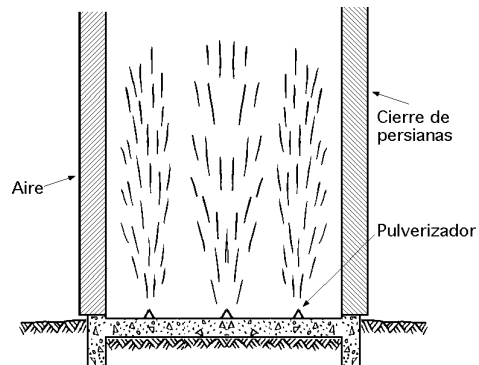


Fig VI.43.- Torre de refrigeración simple, formada por un depósito con pulverizadores y cierre de persianas

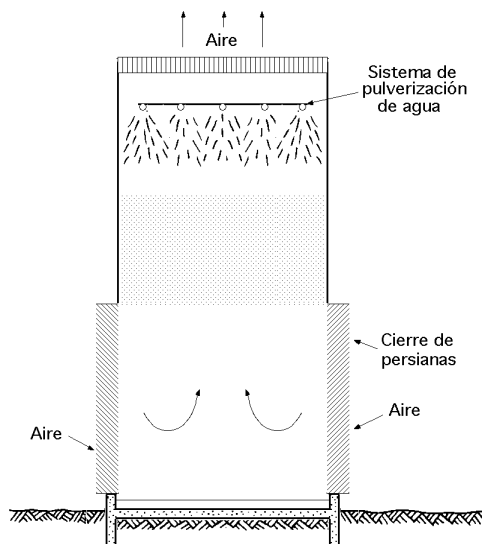


Fig VI.46.- Torre de refrigeración por convección natural, incrementada por la acción de la caída de agua procedente de múltiples salpicadores

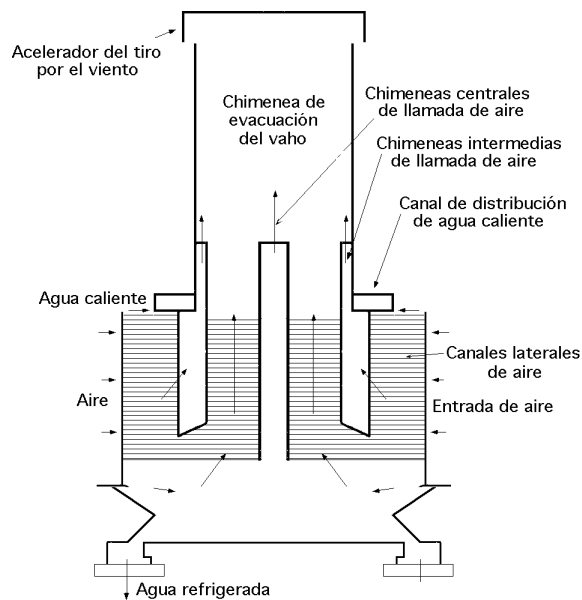


Fig VI.47.- Esquema de torre de refrigeración de tiro natural

La eliminación del aire se consigue, generalmente, mediante un eyector de vapor (de dos escalones), dado el alto grado de vacío que debe obtenerse. También se prevee en el propio condensador un cierto número de tubos alimentados por agua fría, que juegan el papel de refrigerantes de aire, ocupando de esta forma el aire enfriado en el condensador un volumen menor, por lo que su extracción implica un menor consumo de energía. La envoltura del condensador suele fabricarse con chapas soldadas, siendo la unión del condensador con la turbina, elástica, por cuanto se presentan diferencias de temperaturas entre la fase de reposo y de funcionamiento, disponiendo para tal fin de un fuelle de dilatación.

Si se sigue suponiendo el ejemplo de un grupo de 50 MW y 200 Tm de vapor por hora, es necesario preveer un gasto de agua de refrigeración del orden de, $200 \times 65 = 13.000 \text{ m}^3$ por hora, lo que hace necesario que una central térmica tenga que instalarse en las proximidades de un río de caudal importante, o cerca del mar.

En el caso en que la central no esté en las proximidades de un río, (porque el combustible que utilice, de calidad inferior, se obtenga en sus cercanías), se presenta el problema del agua de refrigeración, haciéndose necesario la utilización de refrigerantes, según los cuales, el agua de refrigeración recorre un circuito cerrado a partir del condensador en el que se calienta, refrigerante y vuelta al condensador; en estos refrigerantes el agua se enfría en contacto con el aire de la atmósfera; los refrigerantes son muy voluminosos y caros, pero necesarios, empleándose frecuentemente, no sólo en centrales térmicas, sino para otras aguas de refrigeración en industrias que no puedan disponer de aguas de calidad suficiente.

En los refrigerantes, el agua a refrigerar finamente dividida entra en contacto con una corriente de aire atmosférico que provoca la refrigeración del agua por contacto y transmisión de calor, pero sobre todo, por evaporación de parte del agua, que es luego arrastrada por la corriente de aire. Este efecto de refrigeración por evaporación sólo tiene lugar cuando el aire atmosférico no esté saturado de humedad; con él se puede conseguir refrigerar el agua por debajo de la temperatura del medio ambiente.

El máximo efecto refrigerante se consigue cuando en el agua se alcanza una temperatura igual a la del punto de rocío del aire ambiente, que es la temperatura a que sería necesario enfriar la atmósfera para que el aire ambiente se saturase. La temperatura que realmente se obtiene se aleja bastante, dependiendo sobre todo del flujo de aire que atraviesa el refrigerante.

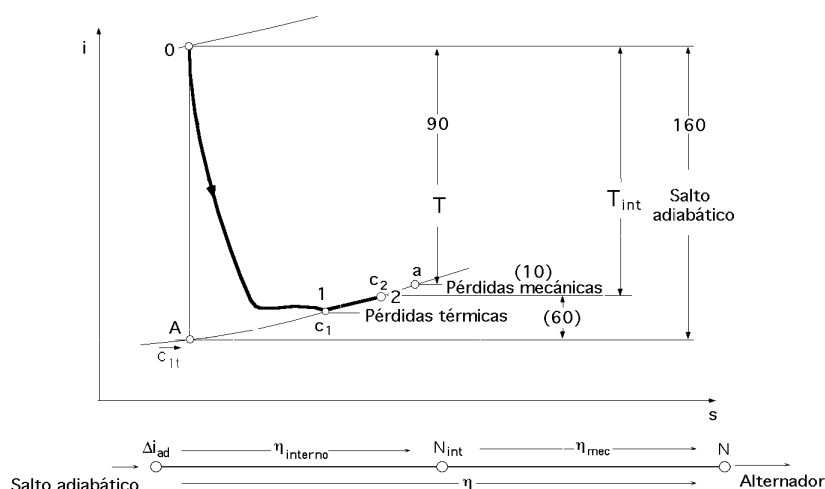
Resulta tan interesante como una temperatura ambiente baja, un grado de humedad relativa bajo, y así tener un punto de rocío bajo y un buen efecto refrigerante.

En las Fig VI.44, 45, 46 y 47, se han representado los esquemas de algunos tipos de torres de refrigeración; en los países de clima cálido se suelen emplear refrigerantes de tiro forzado, que consumen energía, pero que son más pequeños y refrigeran más.

PROBLEMAS DE TURBINAS DE VAPOR

1.- Una turbina de 2500 CV de potencia, funciona con un salto adiabático de 160 Kcal/kg, siendo el conjunto de las pérdidas térmicas de 60 Kcal/kg, y el rendimiento mecánico del 0,9.
Determinar el consumo de vapor por hora y por CV/hora.

RESOLUCIÓN



$$i_{\text{int}} = T_{\text{int}} = i_{\text{ad}} - \text{Pérdidas térmicas} = 160 - 60 = 100 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$T = T_{\text{ind}} \text{ mec} = 100 \times 0,9 = 90 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \quad \text{Pérdidas mecánicas} = 100 - 90 = 10 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Consumo de vapor por hora G_{esp}

$$\text{Como: } 1 \frac{\text{CV}}{\text{hora}} = 75 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} \times 3600 \frac{\text{seg}}{\text{hora}} \times \frac{1}{427} \frac{\text{Kcal}}{\text{Kgm}} = 632,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}$$

$$G_T = 632,3 \text{ N} \quad G = \frac{632,3 \text{ N}}{T} = \frac{632,3 \times 2500}{90} \frac{\frac{\text{Kcal}}{\text{hora}} \text{ CV}}{\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}} = 17.555,5 \frac{\text{kg}}{\text{hora}}$$

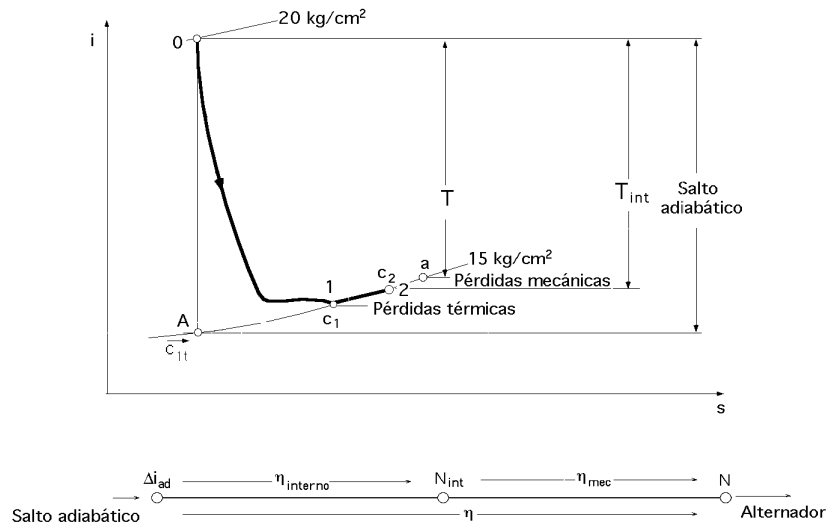
Consumo de vapor por CV/hora:

$$G_{\text{CV/hora}} = \frac{G}{N} = \frac{632,3}{90} \frac{\frac{\text{Kcal/hora}}{\text{Kcal/kg}}}{\frac{\text{kg}}{\text{hora}}} = 7,02 \frac{\text{kg}}{\text{hora}}$$

2.- El consumo horario de una industria química es de 18000 kg de vapor a la presión de 15 kg/cm², y tiene una instalación que lo produce a 20 kg/cm² y 400°C. Entre la estación generadora de vapor y los aparatos de utilización, se instala una turbina de contrapresión que tiene un rendimiento interno del 0,7 y un rendimiento mecánico del 0,95.

Determinar la potencia máxima que puede dar la turbina

RESOLUCIÓN



$$v_0 = 151,1 \frac{\text{dm}^3}{\text{kg}}$$

Punto 0 (20 kg/cm² ; 400°C)

$$i_0 = 3248 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_0 = 7,126 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$v_A = 186,5 \frac{\text{dm}^3}{\text{kg}}$$

Punto A (15 kg/cm² ; s_A = 7,126 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$)

$$i_A = 3148 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Salto adiabático} = i_{ad} = i_0 - i_A = 3248 - 3148 = 100 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Salto interno} = T_{int} = i_{ad} \cdot \eta_{int} = 100 \times 0,7 = 70 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T = T_{int} \cdot \eta_{mec} = 70 \times 0,95 = 66,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 15,88 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Consumo de vapor por CV/hora

$$G_{CV/hora} = \frac{G}{N} = \frac{632,3 \text{ Kcal/hora}}{15,88 \text{ Kcal/kg}} = 39,78 \frac{\text{kg}}{\text{hora}}$$

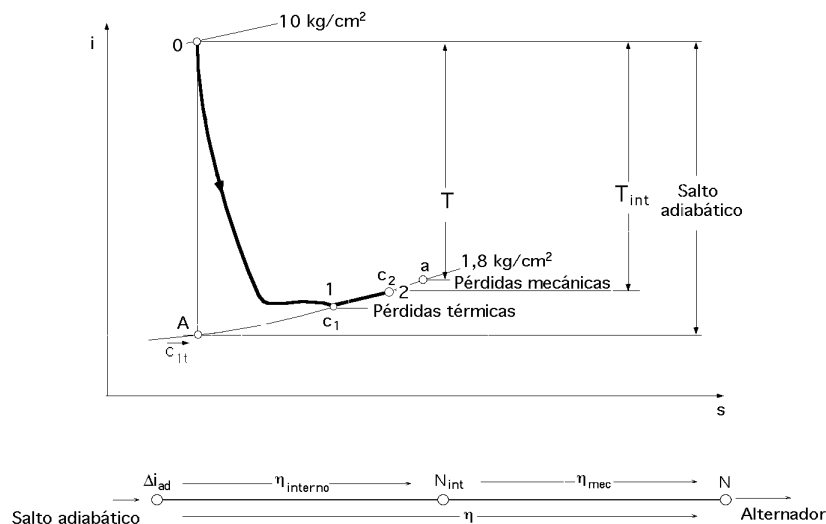
$$\text{Consumo total} = G_{CV/hora} \cdot N = 18.000 \frac{\text{kg}}{\text{hora}} \quad N = \frac{18.000}{39,78} = 452,45 \text{ CV}$$

3.- En una turbina de vapor de un solo escalonamiento, el estado inicial del vapor 0) viene dado por $p_0 = 10 \text{ kg/cm}^2$ y un volumen específico $v_0 = 0,32 \text{ m}^3/\text{kg}$, y el estado final (2) viene dado por $p_2 = 1,8 \text{ kg/cm}^2$ y volumen específico $v_2 = 1,4 \text{ m}^3/\text{kg}$. El estado final adiabático teórico (A) viene dado por una presión de $1,80 \text{ kg/cm}^2$ y un volumen específico $v = 1,2 \text{ m}^3/\text{kg}$. El rendimiento mecánico es $0,90$ y el coeficiente adiabático del vapor $1,30$.

Determinar:

- El rendimiento interno de la máquina
- El consumo por CV/hora

RESOLUCIÓN



a) El rendimiento interno de la máquina es

$$i_{ad} = i_0 - i_A = \frac{1,3}{1,3 - 1} (p_0 v_0 - p_A v_A) = \frac{1,3}{1,3 - 1} \{ (10 \times 0,32) - (1,8 \times 1,2) \} \frac{10^4}{427} = 105,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$T_{int} = i_0 - i_1 = \frac{1,3}{1,3 - 1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) = \frac{1,3}{1,3 - 1} \{ (10 \times 0,32) - (1,8 \times 1,4) \} \frac{10^4}{427} = 69 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{Rendimiento interno} = \eta_{int} = \frac{\text{Salto interno}}{\text{Salto adiabático}} = \frac{69}{105,5} = 0,6541 = 65,41 \%$$

b) Consumo por CV/hora

$$T = \eta_{mec} T_{int} = 0,9 \times 69 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 62,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$G_{CV/hora} = \frac{G}{N} = \frac{632,3}{62,1} \frac{\text{Kcal/hora}}{\text{Kcal/kg}} = 10,18 \frac{\text{kg}}{\text{hora}}$$

4.- Una turbina de acción de un solo escalonamiento tiene un rendimiento interno máximo y un rendimiento mecánico de 0,90; se conocen los siguientes datos, $\alpha_2 = \alpha_1$; $\alpha_1 = 22^\circ$

Coeficiente de pérdidas en la tobera: $\lambda = 0,95$

Coeficiente de pérdidas en los álabes: $\lambda = 0,85$

Diámetro de la turbina, 2225 mm

Nº de revoluciones por minuto: $n = 3000$

Determinar:

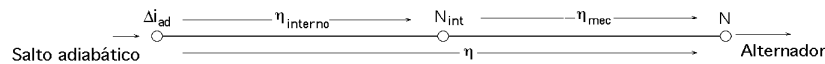
a) Valor de α_1 y α_2

b) El consumo por CV/hora

c) El consumo interno por CV/hora

d) El consumo teórico por CV/hora

RESOLUCIÓN



Condición de rendimiento máximo:

$$\eta_{\text{int(máx)}} = (1 + \lambda) \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{2} = (1 + 0,85) \frac{0,95^2 \times \cos^2 22^\circ}{2} = 0,7176 = 71,76\%$$

TRIANGULOS DE VELOCIDADES

Entrada:

$$u = \frac{D}{60} n = \frac{2,225}{60} \times 3000 = 349,5 \frac{\text{m}}{\text{seg}} < 400 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_1 = \frac{2u}{\cos \alpha_1} = \frac{2 \times 349,5}{\cos 22^\circ} = 753,9 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$w_1 = \sqrt{u^2 + c_1^2 - 2 c_1 u \cos \alpha_1} = \sqrt{349,5^2 + 753,9^2 - 2 \times 753,9 \times 349,5 \cos 22^\circ} = 449,33 \text{ m/seg}$$

Valor de α_1 :

$$\sin \alpha_1 = \frac{c_{1m}}{w_1} = \frac{753,9 \sin 22^\circ}{449,33} = 0,6285 \quad \alpha_1 = 38,9^\circ$$

o también:

$$\cotg \alpha_1 = \cotg \alpha_1 - \frac{u}{c_m} = \left| \begin{array}{l} c_{1m} = c_1 \sin \alpha_1 = \\ = 753,9 \sin 22^\circ = 282,4 \text{ m/seg} \end{array} \right| = \cotg 22^\circ - \frac{349,5}{282,4} = 1,2374 ; \quad \alpha_1 = 38,9^\circ$$

Salida:

$$w_2 = w_1 = 0,85 \times 449,33 = 381,9 \text{ m/seg}$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 38,9^\circ$$

$$c_2 = \sqrt{u^2 + w_2^2 - 2 w_2 u \cos \alpha_2} = \sqrt{349,5^2 + 381,9^2 - 2 \times 381,9 \times 349,5 \cos 38,9^\circ} = 245,25 \text{ m/seg}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \alpha_2}{c_2} = \frac{381,9 \sin 38,9^\circ}{245,15} = 0,9778 \quad \alpha_2 = 78^\circ$$

que no son exactamente los 90° que exige el rendimiento máximo

b) Consumo por CV/hora

$$c_1 = 91,48 \sqrt{i_{ad}} ; \quad i_{ad} = \left(\frac{753,9}{91,48 \times 0,95} \right)^2 = 75,12 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$T = i_{ad} = i_{ad} \cdot i_{int} \cdot m_{ec} = 75,12 \times 0,7176 \times 0,9 = 48,52 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$G_{CV/hora} = \frac{G}{N} = \frac{632,3}{48,52} \frac{\text{Kcal/hora}}{\text{Kcal/kg}} = 13 \frac{\text{kg}}{\text{hora}}$$

c) Consumo interno por CV/hora

$$\text{Salto interno} = i_{ad} \cdot i_{int} = 75,12 \times 0,7176 = 53,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$G_{\text{interno (CV/hora)}} = \frac{G}{N_{\text{int}}} = \frac{632,3}{53,9} \frac{\frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}}{\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}} = 11,73 \frac{\text{kg}}{\text{hora}}$$

d) Consumo teórico por CV/hora

$$G_{\text{teórico (CV/hora)}} = \frac{G}{i_{ad}} = \frac{632,3}{75,12} \frac{\text{Kcal/hora}}{\text{Kcal/kg}} = 8,41 \frac{\text{kg}}{\text{hora}}$$

5.- Una turbina de vapor admite escalonamientos de vapor a 12 kg/cm² y temperatura de 300°C, siendo la presión en el condensador de 0,15 kg/cm². Se sabe que el primero de ellos es de acción, que todos los rodets de los escalonamientos restantes tienen el mismo diámetro $D_2 = 1,2 D_1$, y que la velocidad tangencial en el primer escalonamiento es de 150 m/seg.

Las relaciones cinemáticas son 0,2 para el escalonamiento de acción y 0,4 para los restantes.

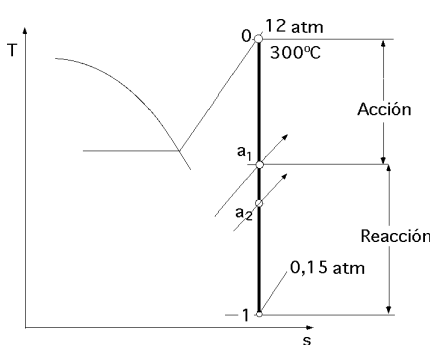
Determinar el número de escalonamientos de la turbina

RESOLUCIÓN

$$v_0 = 213,9 \frac{\text{dm}^3}{\text{kg}} ; i_0 = 3047 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} ; s_0 = 7,033 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

En Tablas de vapor de agua,

$$s_0 = s_1 = 7,033 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$



$$s_1 = s_1' + x_1 (s_1'' - s_1') \quad x_1 = \frac{s_1 - s_1'}{s_1'' - s_1'} = \frac{7,033 - 0,755}{8,007 - 0,755} = 0,87$$

$$i_1 = i_1' + x_1 (i_1'' - i_1') = 226 + 0,87 (2598,5 - 226) = 2280 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Salto adiabático teórico, } I_{\text{ad.teór}} = i_0 - i_1 = 3047 - 2280 = 767 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Este salto se descompone en dos, una parte de acción y otra el resto, en la forma:

$$i_0 - i_1 = (i_0 - i_{a1}) + Z (i_{a1} - i_{a2})$$

siendo Z el n° de escalonamientos de presión con un escalonamiento de velocidad.

$$\text{Primer escalonamiento (Acción): } 1 = 0,2 = \frac{u_1}{c_1}$$

$$c_1 = \frac{u_1}{1} = \frac{150 \text{ m/seg}}{0,2} = 750 \text{ m/seg} = 91,48 \sqrt{i_{0-a1}} \quad i_{0-a1} = \left(\frac{750}{91,48}\right)^2 = 67,21 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 281,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Velocidad periférica de los rodets restantes iguales : } u_1 = \frac{D_1}{2} \frac{n}{30} \quad u_{1a} = u_1 \frac{D_{1a}}{D_1} = 150 \times 1,2 = 180 \text{ m/seg}$$

$$u_{1a} = \frac{D_{1a}}{2} \frac{n}{30}$$

$$\text{Para, } 1(a_1 - a_2) = 0,4 \quad c_{1(a_1 - a_2)} = \frac{u_{1(a_1 - a_2)}}{1(a_1 - a_2)} = \frac{180}{0,4} = 450 \text{ m/seg} = 91,48 \sqrt{i_{(a_1 - a_2)}}$$

$$i_{(a_1 - a_2)} = \left(\frac{450}{91,48}\right)^2 = 24,19 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 101,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Salto restante} = 767 - 281,36 = 485,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = Z (i_{a1} - i_{a2}) \quad Z = \frac{485,64}{101,3} = 4,79 \text{ (5 escalones)}$$

Nº total de escalonamientos: 1 de la parte de ACCIÓN + 5 del RESTO = 6

6.- En una turbina de vapor de agua, la entalpía inicial es de 768 Kcal/kg y la entalpía final es de 570 Kcal/kg, la cual gira a 3500 revoluciones por minuto. La turbina tiene 5 escalonamientos de presión, de los cuales, el primero lleva un doble escalonamiento de velocidad. La relación entre el diámetro del primer escalonamiento y los restantes escalonamientos es 0,85, siendo las relaciones cinemáticas de máximo rendimiento las siguientes:

$i_1 = 1/9$ para dos escalonamientos de velocidad (Curtis)

$i_2 = 1/5$ para un solo escalonamiento de velocidad

Determinar los diámetros medios de los escalonamientos de esta turbina

RESOLUCIÓN

$$u_1 = \frac{D_1}{2} \frac{n}{30} \quad u_1 = u_{1*} \frac{D_1}{D_{1*}} = 0,85 u_{1*}$$

$$u_{1*} = \frac{D_{1*}}{2} \frac{n}{30}$$

Salto adiabático: $I = 768 - 570 = 198 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} =$

= (Salto primer escalón con doble escalonamiento de velocidad) + (4 escalones de presión de ACCIÓN)

$$i = i_1 - i_{2*} = (i_1 - i_a) + 4 \quad i = \left| c_1 = \frac{u_1}{1} ; c_{2*} = \frac{u_{1*}}{2} \right| = \frac{c_1^2}{2g} + 4 \frac{c_{2*}^2}{2g} = \left(\frac{u_1}{91,48} \right)^2 + 4 \left(\frac{u_{1*}}{91,48} \right)^2 =$$

$$= \left(\frac{0,85 u_{1*}}{91,48 \times \frac{1}{9}} \right)^2 + 4 \left(\frac{u_{1*}}{91,48 \times \frac{1}{5}} \right)^2 = 0,0189 u_{1*}^2 = 198 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} ; \quad u_{1*} = 102,35 \text{ m/seg}$$

$$D_{1*} = \frac{60 u_{1*}}{n} = \frac{60 \times 102,35}{3500} = 0,5585 \text{ m}$$

$$D_1 = 0,85 \times 0,5585 \text{ m} = 0,4747 \text{ m}$$

*****.

7) De una turbina de vapor de acción, de álabes simétricos, que gira a 4.500 rpm, y funciona con una relación cinemática de máximo rendimiento, se conocen los siguientes datos:

Salto isentrópico en el distribuidor, 180 kJ/kg

Ángulo de salida del distribuidor, 18°

Coefficientes de reducción de velocidad: $\phi = 0,95$; $\psi = 0,97$

Condiciones del vapor a la entrada de la tobera: 35 bars ; 410°C

Consumo de vapor, 16 kg/seg

Determinar:

a) Triángulos de velocidades. ¿Sería necesario un nuevo escalonamiento de velocidad?

b) Potencia y rendimiento interno, máximos

c) Altura de los álabes de la corona para una inyección de vapor total, siendo el volumen específico del vapor a la salida de la tobera, $v_1 = 0,086 \text{ m}^3/\text{kg}$

d) Altura de los álabes de la corona para una inyección de vapor parcial de 30°, siendo, $v_1 = 0,086 \text{ m}^3/\text{kg}$

e) Velocidad de embalamiento

*Nota: no se tenía que haber dado el valor de ϕ , ya que viene condicionado por: $\phi = 1 + \psi$

RESOLUCIÓN

a) Triángulos de velocidades

Entrada

$$c_{1t} = 91,48 \sqrt{i_{ad}} = 91,48 \sqrt{\frac{180}{4,186}} = 600 \text{ m/seg}$$

$$c_1 = \phi c_{1t} = 0,97 \times 600 = 582 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\text{Relación cinemática de máximo rendimiento: } \phi = \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = \frac{\cos 18^\circ}{2} = 0,4755$$

$$u = c_1 \phi = 582 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \times 0,4755 = 276,74 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{276,74^2 + 582^2 - 2 \times 276,74 \times 582 \times \cos 18^\circ} = 330 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \frac{582 \times \sin 18^\circ}{330} = 0,545 \quad \boxed{\alpha_1 = 33^\circ}$$

o también:

$$\cotg \alpha_1 = \cotg \alpha_1 - \frac{u}{c_m} = \left| \begin{array}{l} c_1 = 582 \text{ m/seg} \\ c_{1m} = c_1 \sin \alpha_1 = 179,84 \text{ m/seg} \end{array} \right| = \cotg 18^\circ - \frac{276,74}{179,84} \quad \alpha_1 = 33^\circ$$

Salida

Alabes simétricos: $\alpha_2 = \alpha_1 = 33^\circ$

$$w_2 = \phi w_1 = 0,95 \times 330 \text{ m/seg} = 313,5 \text{ m/seg}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{313,5^2 + 276,74^2 - 2 \times 313,5 \times 276,74 \times \cos 33^\circ} = 171,3 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \alpha_2}{c_2} = \frac{313,5 \times \sin 33^\circ}{171,3} = 0,9967 \quad \boxed{\alpha_2 = 85,37^\circ}$$

b) Potencia interna máxima

$$T_{int} = \frac{u^2}{g} (1 + \phi) = \frac{276,74^2}{g} (1 + 0,95) = 15.240 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 35,7 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$N_{int} = G T_{int} = 16 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 15.240 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 243.821 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 2390 \text{ kW}$$

Rendimiento interno máximo

$$\eta_{\text{int máx}} = (1 + \frac{2 \cos^2 18^\circ}{2}) = (1 + 0,95) \frac{0,97^2 \times \cos^2 18^\circ}{2} = 0,83 = 83\%$$

o también, teniendo en cuenta que el salto adiabático es, $\frac{180}{4,186} = 43 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$

$$\eta_{\text{int máx}} = \frac{\text{Salto interno}}{\text{Salto adiabático}} = \frac{35,7}{43} = 0,83$$

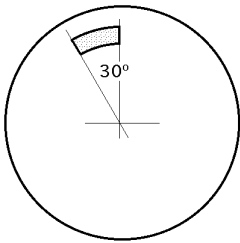
c) Altura de los álaves de la corona para una inyección de vapor total, siendo el volumen específico del vapor a la salida de la tobera, $v_1 = 0,086 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\text{Con admisión total, } G = \frac{c_{1m}}{v_1} = \frac{2}{v_1} r a_1 c_{1m}$$

$$a_1 = \frac{G v_1}{2 r c_{1m}} = \left| r = \frac{30 \text{ u}}{\text{n}} = \frac{30 \times 276,74}{\times 4500} = 0,5872 \text{ m} \right| = \frac{16 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \times 0,086 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2 \times 0,5872 \times 582 \sin 18^\circ} = 2,073 \times 10^{-3} \text{ m}$$

que es una altura de álabe demasiado pequeña, por lo que no procede la inyección total, sino la parcial

d) Altura de los álaves de la corona para una inyección de vapor parcial de 30° , siendo, $v_1 = 0,086 \text{ m}^3/\text{kg}$



En esta nueva situación, la altura real del álabe será:

$$a_1 = \frac{G v_1}{2 r \frac{30}{360} c_{1m}} = \frac{16 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 0,086 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{2 \times 0,5872 \times \frac{30}{360} \times 582 \sin 18^\circ} = 0,02488 \text{ m}$$

que es más razonable.

e) Velocidad de embalamiento

$$u_{\text{emb}} = c_1 \cos 18^\circ \left(1 + \frac{\text{tg } 18^\circ}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 18^\circ}} \right) = 582 \cos 18^\circ \left(1 + \frac{0,95 \text{ tg } 18^\circ}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 18^\circ}} \right) = 882,6 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

8.- Una turbina de acción de rodete único tiene las siguientes características:

Diámetro medio del rodete 1,8 metros

$$= 0,95 \quad ; \quad \alpha_1 = 17^\circ \quad ; \quad \eta_{\text{mec}} = 0,95 \quad ; \quad \eta = 0,84$$

Estado termodinámico del vapor: $p_1 = 40 \text{ kg/cm}^2$, $T_1 = 400^\circ\text{C}$, $p_2 = 9 \text{ kg/cm}^2$

La turbina trabaja en condiciones de rendimiento interno máximo.

Determinar

- Nº de revoluciones por minuto
- Triángulos de velocidades
- Pérdidas en la corona
- Potencia y par motor para un consumo de 5 kg/seg

RESOLUCIÓN

a) Nº de revoluciones por minuto

$$v_0 = 0,07334 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Punto (0), 40 atm y 400°C

$$i_0 = 3214 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 767,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \quad ; \quad s_0 = 6,769 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$s_{A'} = 2,094 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

Para las 9 atm del punto A se tiene:

$$s_{A''} = 6,623 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

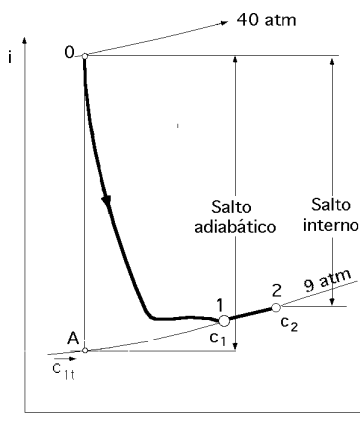
$$s_A = 6,753 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$\text{Como, } s_A = s_0 = 6,769 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$\text{Vapor recalentado} \quad i_A = 2835 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 677,25 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$v_A = 0,2307 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$i_2 = i_1 - \left(\frac{826,9}{91,48}\right)^2 = 767,8 - 81,71 = 686,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$



$$\text{Salto adiabático teórico, } i_{\text{ad. teór.}} = 767,8 - 677,25 = 90,54 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{Velocidad: } c_{1t} = 91,48 \sqrt{90,54} = 870,45 \text{ m/seg}$$

$$\text{Pérdidas en la tobera, } (1 - \eta^2) i_{\text{ad teór}} = (1 - 0,95)^2 \times 90,54 = 8,83 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$i_2 = 677,25 + 8,83 = 686,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

o también:

$$c_1 = c_{1t} = 0,95 \times 870,45 = 826,9 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 91,48 \sqrt{i_1 - i_3}$$

$$\text{Condición de rendimiento máximo } u_1 = \frac{c_1 \cos \alpha_1}{2} = \frac{826,9 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \cos 17^\circ}{2} = 395,4 \frac{\text{m}}{\text{seg}} < 400 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$n = \frac{60 u}{D} = \frac{60 \times 395,38}{1,8} = 4195 \text{ rpm}$$

b) Triángulos de velocidades

Entrada

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos 17^\circ} = \sqrt{395,38^2 + 826,9^2 - 2 \times 395,38 \times 826,9 \times \cos 17^\circ} = 464,2 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin 1 = \frac{c_{1m}}{w_1} = \frac{826,9 \sin 17^\circ}{464,2} = 0,5208 \quad 1 = 31,38^\circ$$

Salida

$$w_2 = w_1 = 0,84 \times 464,2 = 390 \text{ m/seg}$$

$$1 = 2 = (\text{acción}) = 31,38^\circ$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos 2} = \sqrt{395,38^2 + 390^2 - 2 \times 395,38 \times 390 \times \cos 31,38^\circ} = 212,45 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin 2 = \frac{w_2 \sin 2}{c_2} = \frac{390 \times \sin 31,38}{212,45} = 0,9558 \quad 2 = 73^\circ$$

c) Pérdidas en la corona

$$\text{Pérdidas en la corona, } (1 - \eta^2) \frac{w_1^2}{2 g} = (1 - 0,84^2) \frac{464,2^2}{2 g} = 3236,6 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 7,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{Pérdidas a la salida, } \frac{c_2^2}{2 g} = \frac{212,45^2}{2 g} = 2303 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 5,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

d) Potencia y par motor, para un consumo de 1 kg/seg

Salto interno (para 1 kg de fluido) = Trabajo interno

$$T_{\text{int}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 g} = \left(\frac{826,9^2 - 212,45^2}{2 g} - \frac{464,2^2 - 390^2}{2 g} \right) \frac{1}{427} \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 68,73 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{Trabajo} = \eta_{\text{mec}} T_{\text{int}} = 0,95 \times 68,73 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 65,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 27880 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}}$$

Comprobación:

$$T = i_{\text{ad teór}} - \text{Pérdidas} = 90,54 - (8,83 + 7,6 + 5,4 + 3,44) = 65,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{en la que las pérdidas mecánicas son, } 68,73 \times 0,05 = 3,44 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Potencia y par motor, para un consumo de 5 kg/seg

$$N = \frac{27880 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} \times 5 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}}{75} = 1858,6 \text{ CV} = 139401 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}}$$

$$C = \frac{30 N}{n} = \frac{30 \times 139401 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}}}{4280 \frac{1}{\text{seg}}} = 311 \text{ (m.kg)}$$

9.- Un escalonamiento Curtis de regulación de una TV, que consta de dos escalones de velocidad, tiene un salto adiabático teórico total de 300 kJ/Kg.

El rendimiento de la tobera es del 90%

En las dos coronas móviles y en la corona inversora del distribuidor se tiene un coeficiente de reducción de velocidad = 0,87

Los ángulos de salida de la tobera y de los álabes de la primera corona móvil, distribuidor y segunda corona móvil son respectivamente

$$\alpha_1 = 18^\circ ; \quad \alpha_2 = 20^\circ ; \quad \alpha_1' = 25^\circ ; \quad \alpha_2' = 30^\circ$$

La velocidad periférica en la mitad de los álabes de ambas coronas móviles es igual a 1/4 de la velocidad c_{1t} .

Determinar:

- Los triángulos de velocidades**
- El trabajo realizado por el doble escalonamiento Curtis**
- La pérdida total en el mismo**
- El rendimiento interno.**

RESOLUCIÓN

a) Triángulos de velocidades

PRIMERA CORONA.- Entrada

$$\alpha_1 = 18^\circ$$

$$c_{1t} = 91,48 \sqrt{\frac{300 \text{ Kcal}}{4,186 \text{ Kg}}} = 774,44 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\text{Velocidad periférica en las dos coronas móviles, } u_1 = 774,44 \times 0,25 = 193,6 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\text{Salto útil en la tobera: } 300 \times 0,9 = 270 \text{ kJ/Kg} \quad c_1 = 91,48 \sqrt{\frac{270}{4,186}} = 734,7 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\text{o sabiendo que, } \eta_{\text{tobera}} = \frac{c_1^2}{c_{1t}^2} \quad \eta = \sqrt{0,9} = 0,95 ; \quad c_1 = 0,95 \times 91,48 \sqrt{\frac{300}{4,186}} = 734,7 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{193,6^2 + 734,7^2 - (2 \times 193,6 \times 734,7 \cos 18^\circ)} = 553,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \alpha_1' = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \frac{734,7 \sin 18^\circ}{553,8} = 0,41 ; \quad \alpha_1' = 24,2^\circ$$

PRIMERA CORONA.- Salida

$$\alpha_2 = 20^\circ$$

$$w_2 = w_1 = 0,87 \times 553,8 = 481,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$u_2 = u_1 = 193,6 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{193,6^2 + 481,8^2 - (2 \times 193,6 \times 481,8 \cos 20^\circ)} = 307,1 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \alpha_2' = \frac{w_2 \sin \alpha_2}{c_2} = \frac{481,8 \sin 20^\circ}{307,1} = 0,5365 ; \quad \alpha_2' = 32,45^\circ$$

DISTRIBUIDOR

$$c_1' = c_2 = 0,87 \times 307,1 = 267,18 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

SEGUNDA CORONA.- Entrada

$$\alpha_1' = 25^\circ$$

$$c_1' = c_2 = 0,87 \times 307,1 = 267,18 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$u_1' = 193,6 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$w'_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha'_1} = \sqrt{193,6^2 + 267,18^2 - (2 \times 193,6 \times 267,18 \cos 25^\circ)} = 122,9 \text{ m/seg}$$

$$\sin \alpha'_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w'_1} = \frac{267,18 \sin 25^\circ}{122,9} = 0,9187 ; \quad \alpha'_1 = 66,74^\circ$$

SEGUNDA CORONA.- Salida

$$\alpha'_2 = 30^\circ$$

$$w'_2 = w'_1 = 0,87 \times 122,9 = 106,92 \text{ m/seg}$$

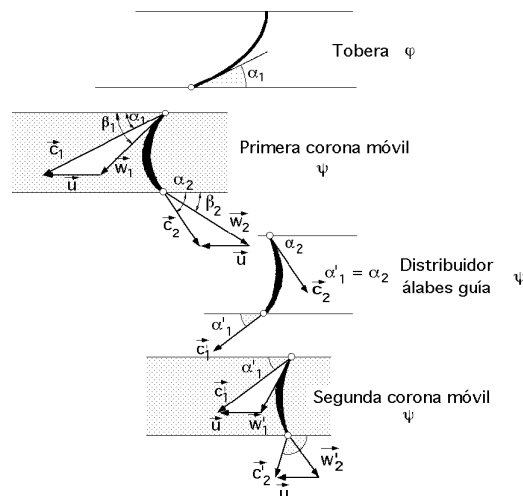
$$u'_2 = u'_1 = 193,6 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c'_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha'_2} = \sqrt{193,6^2 + 106,92^2 - (2 \times 193,6 \times 106,92 \cos 30^\circ)} = 114,28 \text{ m/seg}$$

$$\sin \alpha'_2 = \frac{w'_2 \sin \alpha_2}{c'_2} = \frac{106,92 \sin 30^\circ}{114,28} = 0,4678 ; \quad \alpha'_2 = 27,9^\circ$$

$\alpha'_2 = 27,49^\circ$, es menor que $\alpha_2 = 30^\circ$, por lo que c'_2 tiene que estar del mismo lado que c_1 , luego:

$$\alpha_2 = 180 - 27,49 = 152,51^\circ$$



b) Trabajo realizado por el doble escalonamiento Curtis

El trabajo interno desarrollado por las dos coronas móviles, en este caso, es el trabajo útil por ser el $\eta_{mec} = 1$.

Como los álabes no son simétricos, se tiene que:

$$T_{int} = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}) = \left| \begin{array}{l} c_{1u} = 698,55 \text{ m/seg} ; \quad c_{2u} = 259,15 \text{ m/seg} \\ c'_{1u} = 242,14 \text{ m/seg} ; \quad c'_{2u} = -100,97 \text{ m/seg} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{193,6}{g} (698,55 + 259,15 + 242,14 - 100,97) \text{ m} = 21708,3 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 21708,3 \times \frac{4,186}{427} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 212,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

c) Pérdidas en el escalonamiento

Sin necesidad de calcular las pérdidas de cada corona y las pérdidas por velocidad a la salida, la pérdida total se puede obtener directamente en la forma:

$$\text{Pérdidas totales: } 300 - 212,82 = 87,18 \text{ kJ/Kg}$$

que se puede desglosar en las siguientes pérdidas parciales:

- Supondremos que al final del escalonamiento Curtis la energía cinética se pierde totalmente.

$$\text{Pérdidas en las toberas } P_1 = i_{ad}(1 - \eta_{tob}) = 300(1 - 0,9) = 30 \text{ kJ/Kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Pérdidas en los álabes de la primera corona móvil, } P_2 &= (1 - \eta^2) \frac{w_1^2}{2g} = (1 - 0,87^2) \frac{553,8^2}{2g} = \\ &= 3804 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 37,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

$$\text{Pérdidas en el distribuidor inversor, } P_3 = (1 - \eta^2) \frac{c_2^2}{2g} = (1 - 0,87^2) \frac{307,1^2}{2g} = 1169 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 11,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\begin{aligned} \text{Pérdidas en los álabes de la segunda corona móvil, } P_4 &= (1 - \eta^2) \frac{w_1'^2}{2g} = (1 - 0,87^2) \frac{122,9^2}{2g} = \\ &= 187,34 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 1,836 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

$$\text{Pérdidas a la salida de la segunda corona móvil, } P_5 = \frac{c_2'^2}{2g} = \frac{114,25^2}{2g} = 666 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 6,53 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Pérdidas totales: } 30 + 37,29 + 11,46 + 1,836 + 6,53 = 87,11 \text{ kJ/Kg}$$

d) Rendimiento interno

$$\eta_{int} = \frac{T_{int}}{i_{ad, total}} = \frac{212,89}{300} = 0,7093 = 70,93\%$$

10.- A una corona Curtis con dos escalonamientos de velocidad la sigue una cámara de remanso de donde pasa el vapor al resto de la turbina, se la suministran 5 kg/s de vapor a 60 bar y 400°C. La turbina gira a 3000 rpm y el diámetro medio de la corona es de 1,5 m. La relación cinemática $\lambda_1 = 0,25$. Los ángulos de salida de la tobera, de la primera corona móvil, de la corona inversora del distribuidor y de la segunda corona móvil son respectivamente

$$\alpha_1 = 17^\circ ; \quad \alpha_2 = 25^\circ ; \quad \alpha'_1 = 22^\circ ; \quad \alpha'_2 = 38^\circ$$

El coeficiente de reducción de velocidad en las dos coronas móviles y en la corona inversora del distribuidor es 0.85 y el rendimiento de la tobera 0,90. Se pierden además 30 kW por rozamiento de disco y ventilación.

Determinar

a) El trabajo interno desarrollado por las dos coronas

b) El trabajo total, el trabajo adiabático teórico, el rendimiento de la turbina y la potencia generada

RESOLUCIÓN

Triángulos de velocidades

PRIMERA CORONA.- Entrada

$$\alpha_1 = 17^\circ$$

$$u = \frac{D}{2} n = \frac{1,5}{2} \times 3000 = 2250 \text{ m/seg}$$

$$c_1 = \frac{u}{\lambda_1} = \frac{2250}{0,25} = 9000 \text{ m/seg}$$

$$w_1 = \sqrt{u^2 + c_1^2 - 2 u c_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{2250^2 + 9000^2 - (2 \times 2250 \times 9000 \cos 17^\circ)} = 7204,5 \text{ m/seg}$$

$$\sin \beta_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \frac{9000 \sin 17^\circ}{7204,5} = 0,3825 ; \quad \beta_1 = 22,48^\circ$$

PRIMERA CORONA.- Salida

$$\alpha_2 = 25^\circ$$

$$w_2 = w_1 = 0,85 \times 7204,5 = 6123,8 \text{ m/seg}$$

$$c_2 = \sqrt{u^2 + w_2^2 - 2 u w_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{2250^2 + 6123,8^2 - (2 \times 2250 \times 6123,8 \cos 25^\circ)} = 4110 \text{ m/seg}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{w_2 \sin \alpha_2}{c_2} = \frac{6123,8 \sin 25^\circ}{4110} = 0,6296 ; \quad \beta_2 = 39^\circ$$

DISTRIBUIDOR

$$c'_1 = c_2 = 0,85 \times 4110 = 3493,5 \text{ m/seg}$$

SEGUNDA CORONA.- Entrada

Designamos con (α') los resultados de la segunda corona móvil.

$$\alpha'_1 = 22^\circ$$

$$c'_1 = c_2 = 0,85 \times 4110 = 3493,5 \text{ m/seg}$$

$$w'_1 = \sqrt{u^2 + c'^2_1 - 2 u c'_1 \cos \alpha'_1} = \sqrt{2250^2 + 3493,5^2 - (2 \times 2250 \times 3493,5 \cos 22^\circ)} = 1578,8 \text{ m/seg}$$

$$\sin \beta'_1 = \frac{c'_1 \sin \alpha'_1}{w'_1} = \frac{3493,5 \sin 22^\circ}{1578,8} = 0,8289 ; \quad \beta'_1 = 56^\circ$$

SEGUNDA CORONA.- Salida

$$\alpha'_2 = 38^\circ$$

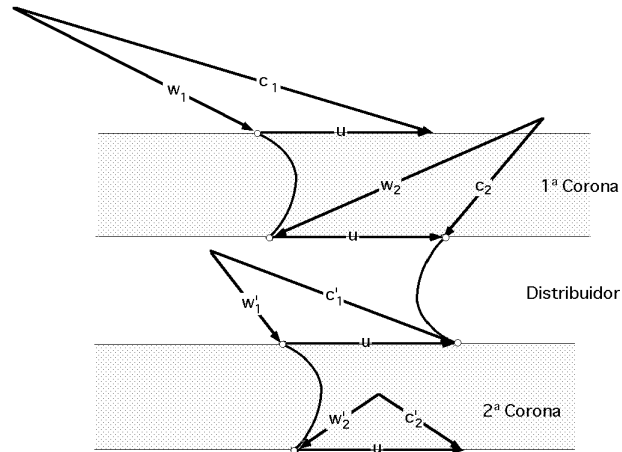
$$w'_2 = w'_1 = 0,85 \times 1578,8 = 1342 \text{ m/seg}$$

$$c'_2 = \sqrt{u^2 + w'^2_2 - 2 u w'_2 \cos \alpha'_2} = \sqrt{2250^2 + 1342^2 - (2 \times 2250 \times 1342 \cos 38^\circ)} = 1534,2 \text{ m/seg}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{w_2 \sin \beta_1}{c_2'} = \frac{134,2 \sin 38^\circ}{153,42} = 0,5385$$

$\beta_2 = 32,58^\circ$, pero se puede comprobar que c_2' está del mismo lado que c_1' , luego: $\beta_2 = 180 - 32,58 = 147,42^\circ$

Esto se observa mejor al construir los triángulos de velocidades



a) Trabajo interno desarrollado por las dos coronas

$$T_{\text{int}} = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}) = \left| \begin{array}{l} c_{1u} = 901,3 \text{ m/seg} ; c_{2u} = 319,4 \text{ m/seg} \\ c_{1u}' = 323,9 \text{ m/seg} ; c_{2u}' = -129,28 \text{ m/seg} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{235,6}{g} (901,3 + 319,4 + 323,9 - 129,28) = 34025 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 34025 \times \frac{4,186}{427} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 333,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

b) Trabajo total

$$\text{Trabajo, } T = T_{\text{int}} - \text{Pérdidas mecánicas} = 333,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \frac{30 \text{ kW}}{G} = 333,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \frac{30 \text{ kW}}{5 \text{ kg/seg}} = 327,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Potencia, } N = G T = 5 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 327,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1636,65 \text{ kW} = 1,637 \text{ MW}$$

$$\text{Trabajo adiabático teórico, } T_{\text{ad. teórico}} = \frac{\frac{c_1^2}{2g}}{\text{tobera}} = \frac{942,5^2}{2g \times 0,9} \frac{(\text{m/seg})^2}{\text{m/seg}^2} = 50357 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 493,67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Rendimiento

$$= \frac{T}{i_{\text{ad. teór}}} = \frac{327,33}{493,67} = 0,663 = 66,3\%$$

11.- En una turbina de vapor de reacción que funciona a 4500 rpm se conocen los siguientes datos,
 $\phi = 0,90$; $\psi = 0,7$; $k = 0,90$

Datos de los álabes del primer escalonamiento: Altura, $a_1 = 0,018 \text{ m}$; $\alpha_1 = 21^\circ$

Volumen específico del vapor a la entrada $= 0,1577 \text{ m}^3/\text{kg}$

Consumo de vapor, G = 125 Toneladas/hora

Relación entre los diámetros, $D_n/D_1 = 1,2$

Para el primer escalón se cumple: $\phi = 0,9$; $\alpha_2 = \alpha_1 - 29,5^\circ$.

Determinar

a) **Grado de reacción y velocidad c_1 de entrada**

b) **El número de escalonamientos si el salto adiabático es de 150 Kcal/Kg y el diámetro medio del último escalonamiento**

c) **Potencia desarrollada por el primer escalón**

RESOLUCIÓN

a) **Cálculo del grado de reacción para el diámetro medio, y velocidad de entrada**

El diámetro del primer escalón es:

$$n D_1^2 = \frac{60 G}{2 a_1 k \sin \alpha_1} \frac{v_1}{3600} = \frac{60 \times 125000}{2 \times 0,018 \times 0,90 \times \sin 21^\circ} \times \frac{0,7 \times 0,1577}{3600} = 4013,7$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4013,7}{4500}} = 0,9444 \text{ m}$$

Triángulos de velocidades a la entrada del primer escalonamiento

$$u_1 = \frac{D_1}{2} \frac{n}{30} = \frac{0,9444}{2} \times \frac{4500}{30} = 222,5 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_{1r} = \frac{u_1}{\phi} = \frac{222,5}{0,9} = 317,9 \text{ m/seg}$$

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_{1r}^2 - 2 u_1 c_{1r} \cos \alpha_1} = \sqrt{222,5^2 + 317,9^2 - (2 \times 222,5 \times 317,9 \cos 21^\circ)} = 136 \text{ m/seg}$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{c_{1m}}{w_1} = \frac{317,9 \sin 21^\circ}{136} = 0,8377 \quad \alpha_1 = 56,9^\circ$$

o también:

$$\cotg \alpha_1 = \cotg \alpha_1 - \frac{u}{c_{1m}} = \cotg 21^\circ - \frac{222,5}{113,92} = 0,6519 \quad \alpha_1 = 56,9^\circ$$

$$= \frac{c_{1m}}{2 u} (\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1) = \left| \alpha_2 = 56,9^\circ - 29,5^\circ = 27,4^\circ \right| = \frac{113,92}{2 \times 222,5} (\cotg 27,4^\circ - \cotg 56,9^\circ) = 0,327$$

Como a la entrada del primer escalón se puede suponer que la velocidad c_0 es despreciable, el salto adiabático del mismo es:

$$c_1 = \sqrt{2 g i_{\text{dist}}} = \left| i_{\text{dist}} = (1 - \phi) i_{\text{total escalón}} \right| = \sqrt{2 g (1 - \phi) i_{\text{total escalón}}} =$$

$$= 0,9 \times 91,48 \sqrt{8370 \times (1 - 0,327) i_{\text{total escalón}}} = 317,9 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \quad i_{\text{total escalón}} = 22,15 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Triángulos de velocidades a la salida del primer escalonamiento

$$u_2 = u_1 = 222,5 \text{ m/seg}$$

$$w_2 = \left| \frac{w_2}{w_{2t}} \right| = \sqrt{2 g i_{\text{corona}} + w_1^2} = \sqrt{8370 i_{\text{total escalón}} + w_1^2} =$$

$$= 0,9 \sqrt{(8370 \times 0,327 \times 22,15) + 136^2} = 281,3 \text{ m/seg}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 c_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{222,5^2 + 281,3^2 - (2 \times 222,5 \times 281,3 \cos 27,4^\circ)} = 132,3 \text{ m/seg}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{c_{2m}}{c_2} = \frac{w_2 \sin \alpha}{c_2} = \frac{281,3 \sin 27,4^\circ}{132,3} = 0,97 \quad \alpha_2 = 78,1^\circ$$

b) Número de escalonamientos

Nº de Parsons:

$$X = \frac{u^2}{(1 - i_{\text{escalón}})} = \frac{222,5^2}{(1 - 0,327) \times 22,15} = 3320$$

o también:

$$X = \frac{8370}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1 \right) + \frac{2 \cos 21^\circ}{1} - 1} = \frac{8370}{\frac{1}{0,7^2} \left(\frac{1}{0,9^2} - 1 \right) + \frac{2 \cos 21^\circ}{0,7} - 1} = 3900$$

Esta discrepancia entre los resultados del nº de Parsons obtenidos por dos caminos distintos nos da a entender que los parámetros elegidos para el diseño de la turbina deberían tener otros valores, aunque el nº de escalones va a ser prácticamente el mismo, por defecto y por exceso.

$$\frac{\left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{2n/(n-1)} - 1}{\left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{2/(n-1)} - 1} = (1 - i) \frac{X}{u_1^2}$$

$$\frac{1,2^{2n/(n-1)} - 1}{1,2^{2/(n-1)} - 1} = (1 - 0,327) \frac{3320 \times 150}{222,5^2} = 6,77 \quad n = 6 \text{ escalonamientos}$$

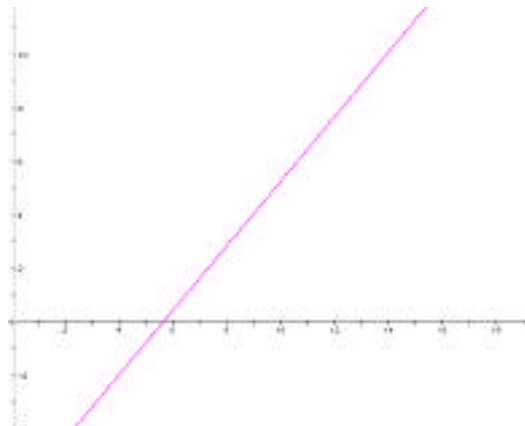
Diámetro medio del último escalonamiento

$$\frac{D_7}{D_1} = 1,2 \quad ; \quad D_7 = 1,2 \times 0,9444 = 1,133 \text{ m}$$

Potencia desarrollada por el primer escalonamiento

$$T_{\text{int}} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{317,9^2 - 132,3^2}{2g} - \frac{136^2 - 281,3^2}{2g} = 7356,7 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 17,22 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$N_{\text{int (escalón 1)}} = T_{\text{int}} G = \frac{7356,7 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} \times \frac{125000}{3600} \frac{\text{kg}}{\text{seg}}}{75 \frac{\text{Kgm/seg}}{\text{CV}}} = 3406 \text{ CV} = 2,5 \text{ MW}$$



12.- Una turbina de vapor admite vapor recalentado a la presión de 150 atm abs y 550°C, consume un gasto G de vapor de 40 kg/seg y funciona a 3000 rpm, siendo la presión en el condensador de 0,04 atm abs.

La parte de ACCIÓN tiene las siguientes características de tipo constructivo:

$$\eta = 0,95 ; \quad \alpha_1 = 17^\circ ; \quad \eta = 0,90 ; \quad \alpha_2 = \alpha_1 - 5^\circ ; \quad \eta = 0,478 ; \quad u = 300 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

La parte de REACCIÓN, $\eta = 0,5$, tiene todos sus álabes semejantes, siendo sus características las siguientes:

$$\eta = 0,90 ; \quad \alpha_1 = 20^\circ ; \quad \eta = 0,48 ; \quad a_1 = (\text{altura primeros álabes}) = 15 \text{ mm} ; \quad k = 0,9$$

Determinar

a) El valor de α_2

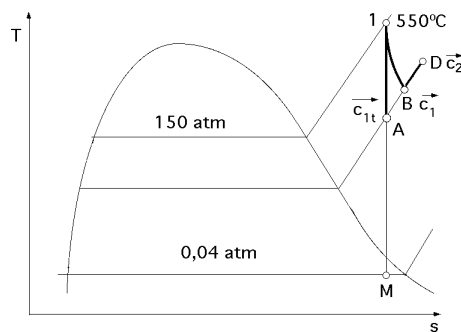
b) La potencia proporcionada por la parte de acción y su rendimiento

c) El número de escalonamientos de presión de la parte de reacción sabiendo que: $u_n / u_1 = 1,25$

d) Triángulos de velocidades correspondientes al octavo escalón de reacción y potencia proporcionada por el mismo

RESOLUCIÓN

a) Valor de α_2



$$v_1 = 0,0229 \text{ m}^3/\text{Kg} ; \quad i_1 = 3449 \text{ kJ/Kg} = 824 \text{ Kcal/Kg} ; \quad s_1 = 6,52 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$s_{M'} = 0,4176 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} ; \quad s_{M''} = 8,473 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} ; \quad s_M = 6,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \quad \text{vapor húmedo}$$

$$s_M = s_{M'} + x_M (s_{M''} - s_{M'}) = 0,4176 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} + x_M (8,473 - 0,4176) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} = 6,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \quad x_M = 0,758$$

$$i_M = 121,5 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} + (0,758 \times 2432,4) \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} = 1965,26 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} = 469,48 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

ACCION

Salto adiabático teórico en la parte de acción:

$$c_{1t} = 91,48 \sqrt{i_{ad(1-A)}}$$

$$i_{ad(1-A)} = \frac{c_{1t}^2}{91,48^2} = \left| c_{1t} = \frac{c_1}{1} = \frac{u}{0,95} = \frac{300}{0,95} = 660,65 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right| = \left(\frac{660,65}{91,48} \right)^2 = 52,15 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = i_1 - i_A$$

$$c_1 = 91,48 \sqrt{i_{(1-B)}} = \frac{u_1}{0,478} = \frac{300}{0,478} = 627,6 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$i_{(1-B)} = \left(\frac{627,6}{91,48} \right)^2 = 47,06 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 197 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

Triángulo de velocidades a la entrada

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{627,6^2 + 300^2 - (2 \times 627,6 \times 300 \times \cos 17^\circ)} = 351,83 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \frac{627,61 \times \sin 17^\circ}{351,83} = 0,5215$$

$$\alpha_1 = 31,44^\circ$$

Triángulo de velocidades a la salida

$$w_2 = w_1 = 0,90 \times 351,83 \text{ m/seg} = 316,6 \text{ m/seg}$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 - 5^\circ = 31,44^\circ - 5^\circ = 26,44^\circ$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{316,6^2 + 300^2 - 2 \times 316,6 \times 300 \times \cos 26,44^\circ} = 141,9 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \alpha_2}{c_2} = \frac{316,6 \times \sin 26,44^\circ}{141,9} = 0,9934$$

$$\alpha_2 = 83,43^\circ$$

con éste ángulo no proceden más escalonamientos de velocidad

b) Potencia proporcionada por la parte de acción

$$i_{ad(1-A)} = i_1 - i_A = 52,15 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} ; i_A = 824,1 - 52,15 = 772 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 3231,6 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$i_B = i_1 - i_{\text{real}(1-B)} = 3449 - 197 = 3252 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 776,87 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$T_{\text{int}} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{627,61^2 - 141,9^2}{2g} - \frac{351,83^2 - 316,6^2}{2g} = 17870 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 41,85 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 175,16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = i_{(1-D)}$$

$$i_{\text{int}} = \frac{41,85}{52,15} = 0,8025$$

$$i_D = i_1 - i_{\text{real}(1-D)} = 824,1 - 41,85 = 782,25 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 3275 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$N_{\text{int.}(acción)} = G T_{\text{int}} = 40 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 17870 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 714.800 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 7 \text{ MW} = 8.539 \text{ CV}$$

o también,

$$N_{\text{int.}(acción)} = \frac{G u}{g} \left(1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}\right) (c_1 \cos \alpha_1 - u) =$$

$$= \frac{40 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} 300 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}{g \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}} \left(1 + 0,95 \frac{\cos 26,44^\circ}{\cos 31,44^\circ}\right) (627,61 \cos 17^\circ - 300) \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 714.750 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 7 \text{ MW}$$

c) Número de escalonamientos de presión de la parte de reacción, sabiendo que, $u_n/u_1 = 1,25$

$$\text{Para, } \left\{ \begin{array}{l} s_A = s_1 = 6,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \\ i_A = 3231,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} ; i_D = 3275 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{array} \right. \quad p_A = 84 \text{ atm} ; v_D = 0,03636 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$D_{1(1)} = \sqrt{\frac{60 G v_D}{2 n a_1 k \sin \alpha_1}} = \sqrt{\frac{60 \times 40 \times 0,48 \times 0,03636}{2 \times 3000 \times 0,015 \times 0,9 \times \sin 20^\circ}} = 0,5535 \text{ m}$$

$$u_{1\{1(\text{reacción})\}} = \frac{D_{1(1)}}{2} \frac{n}{30} = \frac{0,5535 \times 3000}{60} = 86,95 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Número de Parsons:

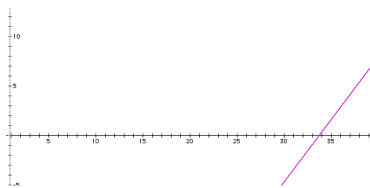
$$X = \frac{2 \times 427 g}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1\right) + \frac{2 \cos \alpha_1}{1} - 1} = \frac{2 \times 427 g}{\frac{1}{0,48^2} \left(\frac{1}{0,9^2} - 1\right) + \frac{2 \cos 20^\circ}{0,48} - 1} = 2127$$

Número de escalonamientos

Aumentando ligeramente los diámetros siguientes según una progresión geométrica de razón k^2 , podemos situar los escalonamientos de forma que las aletas más largas estén en la parte más alejada de la entrada del vapor. Con esta distribución de diámetros se tiene la ventaja de una semejanza de los triángulos de velocidades en los diversos escalonamientos, (salvo en el primero que es de inyección total), lo que permite utilizar en los álabes perfiles semejantes, siempre que su altura no sea excesiva; ésto justifica la invariabilidad del n° de Parsons en los diversos escalonamientos.

$$\frac{\left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{2n/(n-1)} - 1}{\left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{2/(n-1)} - 1} = \frac{(1,25)^{2n/(n-1)} - 1}{(1,25)^{2/(n-1)} - 1} = \frac{X}{2 u_1^2} = \frac{2127 \times (772 - 469,48)}{2 \times 86,64^2} = 42,55$$

Resolviendo se obtienen, $n = 34$, escalonamientos



d) Triángulos de velocidades correspondientes al octavo escalón de reacción

$$k = \left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{1/(n-1)} = 1,25^{1/(n-1)} = 1,25^{1/(34-1)} = 1,006785$$

Entrada

$$u_{1(8)} = k^7 u_{1(1)} = 1,006785^7 \times 86,9 = 91,16 \frac{m}{seg}$$

$$c_{1(8)} = \frac{91,16}{0,48} = 189,92 \frac{m}{seg}$$

$$i_{(8)} = 20^\circ$$

$$w_{1(8)} = \sqrt{189,9^2 + 91,16^2 - (2 \times 189,9 \times 91,16 \times \cos 20^\circ)} = 108,78 \frac{m}{seg}$$

$$\text{Para: } \alpha = 0,5 ; \quad i_1 = i_2 = 20^\circ ; \quad i_1 = i_2$$

$$\sin i_{(8)} = \frac{c_{1(8)} \sin i_{1(8)}}{w_{1(8)}} = \frac{189,9 \times \sin 20^\circ}{108,78} = 0,5967 ; \quad i_{(8)} = 36,66^\circ$$

Salida

$$c_{2(8)} = w_{1(8)} = 108,78 \frac{m}{seg}$$

$$u_{2(8)} = u_{1(8)} = 91,16 \frac{m}{seg}$$

$$w_{2(8)} = c_{1(8)} = 189,9 \frac{m}{seg}$$

$$i_{2(8)} = 36,66^\circ ; \quad i_{2(8)} = 20^\circ$$

Potencia interna de este escalonamiento

$$N_{int(8)} = G \frac{u_{1(8)}}{g} (2 c_{1(8)} \cos i_{1(8)} - u_{1(8)}) = 40 \frac{kg}{seg} \frac{91,16 (m/seg)}{g (m/seg^2)} (2 \times 189,92 \cos 20^\circ - 91,16) \frac{m}{seg} = 98890 \frac{Kgm}{seg} = 969,5 kW$$

De otra forma:

$$N_{int(8)} = G \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \right) = \left| \frac{c_1}{w_1} = \frac{w_2}{c_2} \right| = G \frac{c_1^2 - c_2^2}{g} = 40 \frac{189,9^2 - 108,78^2}{9,8} = 98920 \frac{Kgm}{seg}$$

13.- En una central térmica con turbina de vapor, se realiza un ensayo para determinar el estado de la turbina; en el punto de funcionamiento nominal se tiene:

A la entrada del vapor en la turbina, $p_3 = 100 \text{ bar}$ y $T_3 = 500^\circ\text{C}$

Presión del condensador, $0,05 \text{ bar}$

Gasto de vapor, 330 kg/seg ; potencia en el eje, 350 MW .

Suponiendo que la turbina de vapor trabaja formando parte de un ciclo Rankine, se pide:

a.- Despreciando el trabajo de accionamiento de la bomba y sabiendo que el rendimiento mecánico de la turbina es $0,97$, estimar su rendimiento y el global de la instalación.

b.- Suponiendo que la turbina tiene dos cuerpos de baja presión de doble flujo, y que el área transversal de paso del vapor a la salida del último escalón de la turbina es de 7 m^2 , determinar la velocidad de salida c_2 del vapor, y la energía perdida en caso de no recuperarse en el difusor.

c.- Un escalón intermedio de la turbina tiene las siguientes características:

Grado de reacción $= 0,5$

Diámetro medio del escalón $1,2 \text{ m}$

Ángulo de salida de la corona de palas fijas (distribuidor), 25° .

Se puede admitir, con suficiente grado de aproximación, que la velocidad de salida se recupera totalmente en el siguiente escalón, y que la velocidad de circulación axial es constante.

Sabiendo que el escalón trabaja en el punto de relación cinemática de máximo rendimiento y que el régimen de giro de la turbina es de 3000 rpm , calcular:

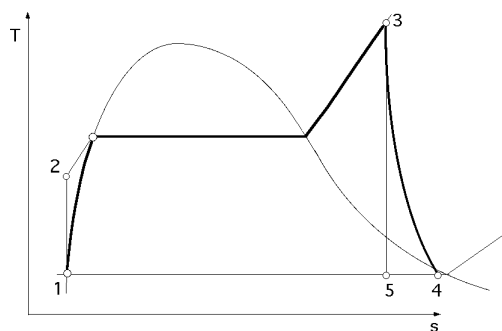
c.1.- Trabajo efectivo del escalón.

c.2.- La velocidad de salida del escalón, y el ángulo de la misma.

c.3.- Suponiendo que el coeficiente de pérdida de velocidad en el rotor y en el estator es, $\lambda = 0,95$, ¿cuáles son el rendimiento periférico del escalón y el salto isentrópico?.

RESOLUCIÓN

a.- Rendimiento de la turbina, y rendimiento global de la instalación. Se desprecia el trabajo de accionamiento de la bomba



Haciendo uso del diagrama de Mollier, los datos a la entrada en la turbina son:

$$\text{Punto 3 : } \left| \begin{array}{l} p_3 = 100 \text{ bars} \\ T_3 = 500^\circ\text{C} \end{array} \right| \quad i_3 = 3380 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \quad ; \quad s_3 = 6,596 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

En el punto 5 se tiene, $p_5 = 0,05 \text{ bars}$

$$s_5 = s_3 = 6,596 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \quad \left| \begin{array}{l} s_{5'} = 0,476 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \\ s_{5''} = 8,394 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \end{array} \right| \quad x_5 = \frac{6,596 - 0,476}{8,394 - 0,476} = 0,773$$

$$i_5 = 137,8 + 0,773 (2560,9 - 137,8) = 2010,7 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$N = G T_{\text{int}} \text{ mec} = G (i_3 - i_4) \text{ mec} = G (i_3 - i_5) \text{ int mec}$$

$$i_{int} = \frac{N}{(i_3 - i_5)_{mec} G_e} = \frac{350 \times 10^3 \text{ kW}}{(3380 - 2010,7) \times 0,97 \times 330} = 0,798 = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_5}$$

$$i_4 = i_3 - 0,798 (i_3 - i_5) = 3380 - 0,798 \times (3380 - 2010,7) = 2287,3 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$(\text{Térmico del ciclo teórico}) = \frac{i_3 - i_5}{i_3 - i_1} = \left| i_1 = 137,8 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \right| = \frac{3380 - 2010,7}{3380 - 137,8} = 0,4223$$

$$\text{instalación} = \text{térmico} \quad \text{interno} \quad \text{mecánico} = 0,4223 \times 0,798 \times 0,97 = 0,327$$

b.- Suponiendo que la turbina tiene dos cuerpos de baja presión de doble flujo, y que el área transversal de paso del vapor a la salida del último escalón de la turbina es de 7 m², la velocidad de salida del vapor, y la energía perdida en caso de no recuperarse en el difusor, se determinan en la forma:

A la salida del último escalonamiento (punto 4) se tiene:

$$x_4 = \frac{i_4 - i_4'}{i_4'' - i_4'} = \frac{2287,3 - 137,8}{2560,9 - 137,8} = 0,887$$

$$v_4 = v_4' + x_4 (v_4'' - v_4') = 1,0053 + 0,887 (28196 - 1,0093) = 25010 \frac{\text{dm}^3}{\text{kg}} = 25 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_4 = 0,05 \text{ atm} ; i_4 = 2287,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad v_4 = 25 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Aplicando la ecuación de continuidad y teniendo en cuenta que la turbina tiene dos cuerpos de baja presión, cada uno de ellos de doble flujo, el área total de salida es:

$$s_5 = 4 \times 7 = 28 \text{ m}^2$$

Por trabajar con máximo rendimiento: $\alpha_2 = 90^\circ$; $c_2 = c_{2m}$

Velocidad de salida:

$$G_e = \frac{s \times c_s}{v_s} = \frac{s \times c_2}{v_4} \quad c_2 = \frac{G_e v_4}{s} = \frac{330 \times 25}{28} = 294,6 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

y la energía perdida:

$$P_{salida} = \frac{c_2^2}{2g} = \frac{294,6^2}{2g} = 4428 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}} = 43,4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

c.- Para un escalonamiento de grado de reacción 0,5 con recuperación de la velocidad de salida se tiene que la velocidad periférica de máximo rendimiento es:

$$2u = c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \alpha_2 = 2c_1 \cos \alpha_1$$

$$u = c_1 \cos \alpha_1 ; c_1 = \frac{u}{\cos \alpha_1} = \left| u = R\omega = 0,6 \frac{3000}{30} = 188,5 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right| = \frac{188,5}{\cos 25} = 208 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

c.1.- Trabajo interno del escalonamiento

$$T_{int} = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \left| \alpha_2 = 90^\circ \right| = \frac{u c_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{u^2}{g} = \frac{188,5^2}{g} = 3625,7 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 35,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

c.2.- La velocidad de salida del escalón, y el ángulo de la misma.

En condiciones de rendimiento máximo: $c_2 = c_{2m}$ y $\alpha_2 = 0,5$ se tiene:

$$c_2 = c_1 \sin \alpha_1 = 208 \times \sin 25^\circ = 87,9 \frac{\text{m}}{\text{seg}} ; \alpha_2 = 90^\circ$$

c.3.- Suponiendo que el coeficiente de pérdida de velocidad en el rotor y en el estator es $\lambda = 0,95$,

$$\text{Rendimiento interno máximo, } i_{int} = \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1 + \lambda} = \left| \lambda = \frac{1 - \alpha_2^2}{2} = \frac{1 - 0,95^2}{0,95^2} = 0,108 \right| = 0,8838 = 88,38\%$$

$$\text{Salto isentrópico, } i_{adiab} = \frac{T_{int}}{i_{int}} = \frac{35,54}{0,8838} = 40,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

14.- El vapor de agua a la entrada de una turbina viene especificado por una presión de 140 kg/cm² y una temperatura de 500°C, siendo las condiciones de entrada en el condensador de superficie de 0,1 kg/cm² y temperatura de 120°C.

El gasto de vapor es de 14 kg/seg

La turbina es mixta con parte de acción y parte de reacción, siendo $n = 7500$ rpm

Determinar:

a) Potencia aproximada de esta turbina en CV

b) Sabiendo que las características de la parte de acción de álabes simétricos $\alpha_1 = \alpha_2$ son:

$$\cos \alpha_1 = 0,95 ; \alpha_1 = 17^\circ ; \cos \alpha_2 = 0,74 ; \cos \alpha_3 = 0,90 ; \cos \alpha_4 = 0,478 ; u = 400 \text{ m/seg}$$

calcular:

b-1) Los triángulos de velocidades de la parte de acción

b-2) El salto interno de la parte de acción

c) La parte de reacción tiene los siguientes datos:

$$\cos \alpha_1 = 0,90 ; \alpha_1 = 20^\circ ; \cos \alpha_2 = 0,90 ; \cos \alpha_3 = 0,70 ; k = 0,9 ; \text{ altura del primer escalón: } 12 \text{ mm}$$

siendo el volumen específico del vapor a la entrada del primer escalón de reacción, 0,065 m³/kg

calcular:

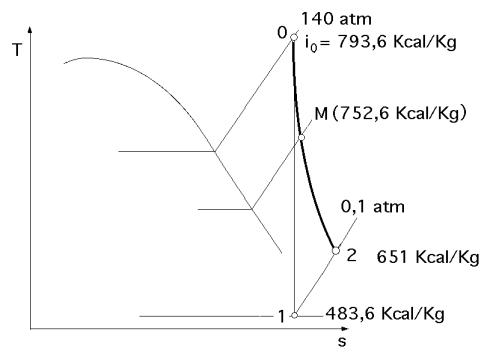
c-1.- Diámetro del primer escalón y velocidad periférica del mismo

c-2.- N° de Parsons de la parte de reacción con $\cos \alpha = 0,5$

c-3.- N° de escalonamientos de la parte de reacción sabiendo que, $u_n/u_1 = 1,3$

d) En el condensador de superficie el agua condensada sale a una temperatura de 26°C, mientras que la temperatura del agua de refrigeración pasa de $t_e = 12^\circ\text{C}$ a $t_s = 25^\circ\text{C}$. ¿Cuál es la relación entre el peso del agua de refrigeración y el del vapor condensado?

RESOLUCIÓN



$$i_0 = 3322 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} = 793,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} i_2 = |120^\circ\text{C} ; p_2 = 0,1 \text{ Atm}| = 2726 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} = 651 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \\ i_2'' = 2513 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \end{array} \right\} \quad \text{Recalentado}$$

$$x_1 = \frac{s_1 - s_1'}{s_1'' - s_1'} = \frac{1,5292 - 0,1539}{1,9480 - 0,1539} = 0,7665$$

$$i_1 = i_1' + x_1 (i_1'' - i_1') = 45,45 + 0,7665 (617 - 45,45) = 483,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Salto adiabático teórico total: } I_{\text{adiab total}} = 793,6 - 483,6 = 310 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

a) Potencia aproximada de esta turbina en CV

El rendimiento termodinámico (salto interno) de la turbina es:

$$termod = i_{int} = \frac{i_0 - i_2}{i_0 - i_1} = \frac{793,6 - 651}{793,6 - 483,6} = 0,4608 = 46,08\%$$

Salto interno: $(793,6 - 651) = 142,6 \text{ Kcal/kg}$

$$\text{Potencia aproximada: } 142,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \times 14 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} = 1996,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}} = 11.366 \text{ CV} = 8,357 \text{ MW}$$

b-1) Triángulos de velocidades de la parte de ACCIÓN

Entrada

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1} = \left| \begin{array}{l} u = 400 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \\ c_1 = \frac{u}{1} = \frac{400}{0,478} = 836,82 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \end{array} \right| =$$

$$= \sqrt{400^2 + 836,82^2 - 2 \times 400 \times 836,82 \times \cos 17^\circ} = 469,1 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1} = \frac{836,82 \times \sin 17^\circ}{469,1} = 0,5215$$

$$\alpha_1 = 31,44^\circ$$

Salida

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 31,44^\circ$$

$$w_2 = w_1 = 0,90 \times 469,1 = 422,2 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{400^2 + 422,2^2 - (2 \times 400 \times 422,2 \times \cos 31,43^\circ)} = 223,75 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \alpha_2}{c_2} = \frac{422,2 \times \sin 31,44^\circ}{223,75} = 0,9839$$

$$\alpha_2 = 79,72^\circ$$

b-2) Salto interno de la parte de acción

$$c_{1t} = 91,48 \sqrt{i_{adiad}} = \frac{c_1}{1} ; i_{adiad} = \left(\frac{c_1}{91,48} \right)^2 = \left(\frac{836,82}{91,48 \times 0,95} \right)^2 = 92,7 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Salto interno parte de acción: } 92,7 \times i_{int} = 92,7 \times 0,74 = 68,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$i_M = 793,6 - 68,5 = 725,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

c.1.- Diámetro del primer escalón de reacción y velocidad periférica del mismo

En el primer escalonamiento de reacción la inyección es total

$$n D_1^2 = \frac{n D_1 G}{a_1 k c_1 \sin \alpha_1 \text{ vapor}(1)} = \left| \begin{array}{l} D_1 = \frac{2 u}{w} = \frac{60 u}{n} \\ c_1 = \frac{u_1}{1} \end{array} \right| = \frac{60 G}{2 a_1 k \sin \alpha_1} =$$

$$= \frac{60 \times 14 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \times 0,70 \times 0,065 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2 \times 0,012 \text{ m} \times 0,9 \times \sin 20^\circ} = 1048,37 \text{ m}^2 \quad D_1 = \sqrt{\frac{1048,37}{7500}} = 0,37387 \text{ m}$$

Velocidad tangencial del primer escalonamiento

$$u_{1(\text{reacción})} = \frac{0,37387}{2} \times \frac{7500}{30} = 146,82 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

c-2.- N° de Parsons de la parte de reacción con = 0,5

$$X = \frac{2 \times 427 \text{ g}}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1 \right) + \frac{2 \cos \alpha_1}{1} - 1} = \frac{2 \times 427 \text{ g}}{\frac{1}{0,7^2} \left(\frac{1}{0,9^2} - 1 \right) + \frac{2 \cos 20^\circ}{0,7} - 1} = 3868,27$$

c-3.- N° de escalonamientos de la parte de reacción sabiendo que, $u_n/u_1 = 1,3$

Salto adiabático teórico total en la parte de reacción:

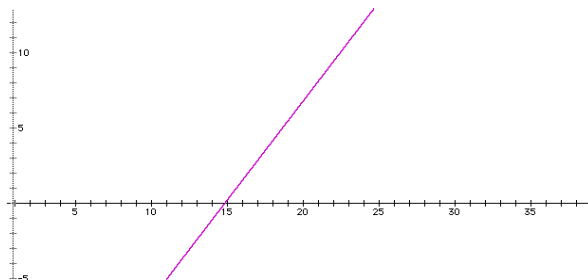
$$\frac{393,6 - 725,6}{793,6 - i_A} = 0,74 \quad i_A = 701,7 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$701,7 - 483,6 = 218,1 \text{ Kcal/kg}$$

$$u_n = k u_{n-1} = k^{n-1} u_1 \quad ; \quad k = \left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{1/(n-1)} = 1,3^{1/(n-1)}$$

$$\frac{\left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{2n/n-1} - 1}{\left(\frac{u_n}{u_1}\right)^{2/n-1} - 1} = \frac{k^{2n} - 1}{(k^2 - 1)} = \frac{X \cdot I}{2 u_1^2} = \frac{3868,27 \times 218,1}{2 \times 146,82^2} = 19,57$$

$$\frac{1,3^{2n/(n-1)} - 1}{(1,3^{2/(n-1)} - 1)} = 19,57 \quad ; \quad \boxed{n = 15}$$



d) En el condensador de superficie el agua condensada sale a una temperatura de 26°C, mientras que la temperatura del agua de refrigeración pasa de $t_e = 12^\circ\text{C}$ a $t_s = 25^\circ\text{C}$. La relación entre el peso del agua de refrigeración y el del vapor condensado es:

$$q_{\text{agua}} = \frac{i_{C1} - i_{C2}}{t_{\text{sal}} - t_{\text{ent}}} = \left| \begin{array}{l} i_{C1} = 651 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \quad ; \quad i_{C2} = c_{p \text{ agua}} \times 26^\circ\text{C} = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \times 26^\circ\text{C} = 26 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \\ t_s = 25^\circ\text{C} \quad ; \quad t_e = 12^\circ\text{C} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{651 - 26}{25 - 12} = 48,07 \frac{\text{Kg agua refrigeración}}{\text{Kg vapor condensado}}$$

15.- Se dispone de un gasto másico de agua de 7,5 kg/seg que en forma de vapor recalentado a la presión de 50 kg/cm² y 450°C de temperatura, penetra en una turbina y posteriormente es aprovechado con fines industriales a la presión de 6,5 kg/cm².

Se pide:

a) Potencia aproximada de esta turbina, para un rendimiento termodinámico del 75%.

b) Triángulo de velocidades a la entrada y salida de la parte de acción, $\alpha_1 = \alpha_2$, en el que supondremos los siguientes datos:

Altura del álabe: $a = 0,015$ m ; $n = 6000$ rpm

$$\phi = 0,95 ; \alpha_1 = 17^\circ ; \phi_2 = 0,74 ; \alpha_2 = 0,90 ; \phi_3 = 0,478 ; u = 200 \text{ m/seg}$$

c) Presión, temperatura y volumen específico a la salida de este escalonamiento.

d) Rendimientos interno y mecánico de la parte de acción

e) Sección de salida de la tobera, y n° de toberas máximo que puede llevar la parte de acción

f) Pérdidas mecánicas

g) Valor del nD^2 de la parte de reacción, sabiendo que:

$$\phi = 0,90 ; \alpha_1 = 20^\circ ; \phi_2 = 0,90 ; \alpha_2 = 0,70 ; k = 0,9 ; \phi_3 = 0,5$$

altura del álabe del primer escalón: 15 mm

h) Diámetro del primer escalón y velocidad periférica del mismo

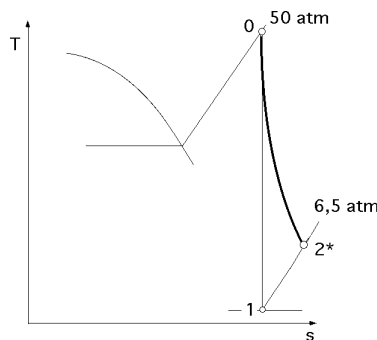
i) N° de escalonamientos de reacción, suponiendo que todos son iguales

j) N° de escalonamientos de reacción en el supuesto de que $u_n/u_1 = 1,20$

k) Rendimiento interno del álabe y salto interno

RESOLUCIÓN

a) Potencia aproximada de esta turbina, para un rendimiento termodinámico del 75%.



Para: $p_0 = 50 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$; $T_0 = 450^\circ\text{C}$, obtenemos:
$$\left\{ \begin{array}{l} i_0 = 792 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 3315,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ s_0 = 1,6302 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \end{array} \right\}$$

Para: $p_1 = 6,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$; $s_0 = s_1 = 1,6302 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$,
$$\left\{ \begin{array}{l} s_{1''} = 1,609 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \\ i_1 = 667,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \end{array} \right. \quad (\text{Estado 1), vapor recalentado}$$

Salto adiabático teórico: $792 - 667,5 = 124,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$

$T = 124,5 \times 0,75 = 93,37 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$

$N = 93,37 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times 7,5 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 427 \frac{\text{Kgm}}{\text{Kcal}} = 299.033 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 3.987 \text{ CV} = 2,93 \text{ MW}$

b) Triángulo de velocidades a la entrada y salida de la parte de ACCIÓN, $\alpha_1 = \alpha_2$, en el que se conocen los siguientes datos:

altura del álabe: $a = 0,015 \text{ m}$; $n = 6000 \text{ rpm}$

$$= 0,95 ; \quad \beta_1 = 17^\circ ; \quad \text{total acción} = 0,74 ; \quad \phi = 0,90 ; \quad \psi = 0,478 ; \quad u = 200 \text{ m/seg}$$

Entrada

$$c_1 = \frac{u}{\psi} = \frac{200}{0,478} = 418,4 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_{1t} = \frac{c_1}{\phi} = \frac{418,4}{0,95} = 440,43 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$i_{\text{adiab acción}} = \left(\frac{440,43}{91,48} \right)^2 = 23,13 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \beta_1} = \sqrt{200^2 + 418,4^2 - (2 \times 200 \times 418,4 \times \cos 17^\circ)} = 234,54 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \beta_1 = \frac{c_1 \sin \beta_1}{w_1} = \frac{418,4 \times \sin 17^\circ}{234,54} = 0,8533 \quad \beta_1 = 31,44^\circ$$

Salida

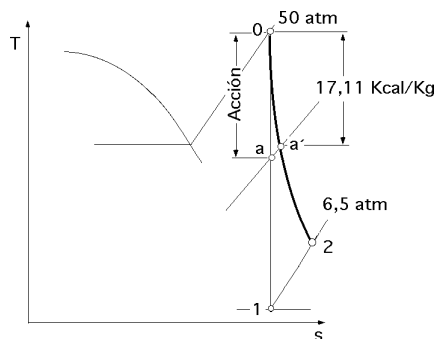
$$\beta_2 = \beta_1 = 31,44^\circ$$

$$w_2 = \phi w_1 = 0,90 \times 234,54 = 211 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \beta_2} = \sqrt{200^2 + 211^2 - (2 \times 200 \times 211 \times \cos 31,44^\circ)} = 111,78 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2} = \frac{211 \times \sin 31,44^\circ}{111,78} = 0,9846 \quad \beta_2 = 79,93^\circ$$

c) Presión, temperatura y volumen específico a la salida de este escalonamiento.



$$\text{Salto total parte de acción: } 23,13 \times 0,74 = 17,11 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$i_a = 792 - 23,13 = 768,87 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 3218,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$i_{a'} = 792 - 17,11 = 774,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 3243,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\begin{aligned} \text{En el punto (a) se tiene,} \quad i_a &= 768,87 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 3218,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} & p_a &= 36 \text{ kg/cm}^2 \\ s_a &= s_0 = 1,6302 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} = 6,823 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} & T_a &= 400^\circ\text{C} \\ & & v_a &= 0,082 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{En el punto (a') se tiene,} \quad i_{a'} &= 3243,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} & v_{a'} &= 0,0834 \text{ m}^3/\text{kg} \\ p_{a'} &= 36 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

d) Rendimiento interno y mecánico de la parte de acción

Trabajo interno:

$$T_{\text{int}} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{418,4^2 - 111,78^2}{2g} - \frac{234,54^2 - 211^2}{2g} = 7760 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 18,17 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{Rendimiento interno, } \eta_{\text{int}} = \frac{18,17}{23,13} = 0,785$$

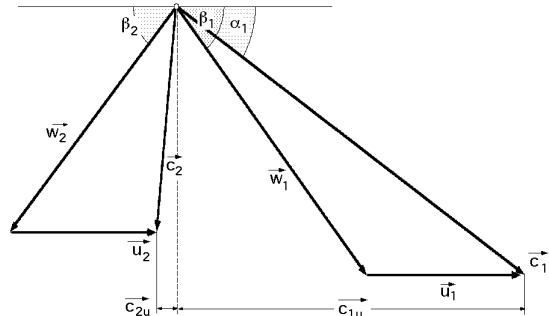
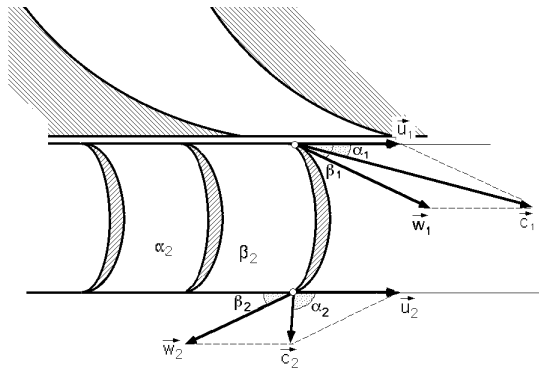
o de otra forma:

$$i_{int} = 2 \cdot \frac{c_1^2}{c_2^2} (1 + \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}) (\cos \beta_1 - \cos \beta_2) = 2 \times 0,95^2 \times 0,478 \times (1 + 0,9) (\cos 17^\circ - 0,478) = 0,784 = 78,4\%$$

$$\text{Rendimiento mecánico, } \eta_{mec} = \frac{17,11}{18,17} = 0,942$$

e) Sección de salida de la tobera

Velocidad de salida de la tobera, $c_1 = 418,4 \frac{m}{seg}$



$$\text{Sección de salida guía rectilínea de la tobera, } A_{guía} = \frac{G v_{sal}}{c_1} = \frac{7,5 \frac{kg}{seg} \times 0,0834 \frac{m^3}{kg}}{418,4 \frac{m}{seg}} = 1,495 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$\text{Sección de salida de la tobera, } \frac{A_{guía}}{\sin 17^\circ} = \frac{1,495 \cdot 10^{-3} m^2}{\sin 17^\circ} = 5,11 \cdot 10^{-3} m^2$$

Forma de la tobera

$$\text{Presión crítica: } p_k = 0,546 p_1 = 0,546 \times 50 = 27,3 \frac{kg}{cm^2}$$

que es un valor menor que la presión a la salida de la parte de acción y en consecuencia la tobera se reduce a un onducto convergente

Nº de toberas máximo que puede llevar la parte de acción

$$\text{Diámetro medio en la sección de salida de la tobera: } D = \frac{2 u}{\pi} = \frac{2 \times 200}{\pi \times 6000} = 0,636 m$$

Suponiendo que la sección en la guía rectilínea sea cuadrada (para reducir las pérdidas transversales una disminución de las pérdidas por rozamiento), la longitud del arco de inyección correspondiente a esta sección a la salida será aproximadamente rectangular, de valor:

$$a \times (\text{arco inyección}) = 5,11 \cdot 10^{-3} m^2 \quad \text{arco inyección} = \frac{5,11 \cdot 10^{-3} m^2}{0,015 m} = 0,3408 m$$

Nº de toberas que entran en la circunferencia de inyección:

$$N^\circ \text{ de toberas} = \frac{1}{6} = \frac{\text{Longitud de la circunferencia}}{\text{Arco de inyección}} = \frac{0,636 m}{0,3408} = 1,86 \quad 6 \text{ toberas} \quad ; \quad = 0,17065$$

es decir, el arco de inyección en grados es de, $360^\circ/6 = 60^\circ$.

Sin embargo, para el gasto $G = 7,5 \text{ kg/seg}$ sólo se necesita 1 tobera, de las 6 posibles que entrarían en la circunferencia.

f) Pérdidas mecánicas

Las **pérdidas mecánicas por rozamientos de los discos** se determinan mediante la expresión,

$$P_1 = 3 \cdot 10^{-7} D^{1,4} u^{2,8} \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}} = 3 \cdot 10^{-7} \times 0,636^{1,4} \times 200^{2,8} \times \frac{1}{0,08624} = 5,1184 \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}} = \frac{5,1184 \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}}}{7,5 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}} = 0,6824 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

en la que, D es el diámetro medio de la rueda en metros, u en m/seg, y en kg/m³.

Las **pérdidas de ventilación** vienen originadas por el rozamiento de las aletas que no están sometidas a la inyección del vapor; se pueden determinar mediante la expresión:

$$P_2 = 1,35 \cdot 10^{-5} D^{0,7} a u^{2,8} (1 -) \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}} =$$

$$= 1,35 \cdot 10^{-5} \times 0,636^{0,7} \times 0,015 \times 200^{2,8} \times \frac{1}{0,0834} (1 - 0,17065) \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}} = 4,067 \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}} = \frac{4,067 \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}}}{7,5 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}} = 0,5423 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

en la que a es la altura del álabe en metros, u viene en m/seg, y es el grado de inyección.

Las **pérdidas debidas a la inyección parcial** se determinan mediante la ecuación:

$$P_3 = 100 (-0,07 - 1) \frac{\text{Salto interno}}{100} \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 100 \times 0,17065 (0,17065^{-0,07} - 1) \frac{17,11 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}}{100} = 0,3847 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

y son debidas a los remolinos producidos en los álaves de la corona móvil por la trayectoria diferente de las primeras ráfagas y de las últimas.

$$\text{Pérdidas mecánicas totales, } 0,6824 + 0,5423 + 0,3847 = 1,61 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{Con estos resultados el salto total es, } i_{\text{total}} = 18,17 - 1,61 = 16,56 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

y se observa que no coincide con el salto total deducido anteriormente que es de 17,11 Kcal/kg, por lo que habría que reajustar el enunciado modificando el rendimiento .

$$\text{Rendimiento total, } i_{\text{total}} = \frac{16,56}{23,13} = 0,715 \quad \boxed{71,5\%}$$

en vez del 74% del enunciado

g) Valor del nD² de la parte de reacción, sabiendo que:

$$= 0,90 ; \quad i_1 = 20^\circ ; \quad = 0,90 ; \quad = 0,70 ; k = 0,9 ; \quad = 0,5 ; \text{ altura del álabe del primer escalón: 15 mm}$$

En el primer escalonamiento de reacción la inyección es total

$$n D_1^2 = \frac{n D_1 G}{a_1 k c_1 \sin i_1 \text{ vapor}(1)} = \left| \begin{array}{l} D_1 = \frac{2 u_1}{w} = \frac{60 u_1}{n} \\ c_1 = \frac{u_1}{1} \end{array} \right| = \frac{60 G i_1 v_1}{2 a_1 k \sin i_1} =$$

$$= \frac{60 \times 7,5 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \times 0,70 \times 0,0834 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{2 \times 0,015 \text{ m} \times 0,9 \times \sin 20^\circ} = 576,5 \text{ m}^2$$

h) Diámetro del primer escalón y velocidad periférica del mismo

$$D_1 = \sqrt{\frac{576,5}{6000}} = 0,2893 \text{ m}$$

$$\text{Velocidad tangencial del primer escalonamiento: } u_{1(\text{reacción})} = \frac{0,2893}{2} \times \frac{6000}{30} = 90,89 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$X = 2 g \quad ^2 \quad ^2 = 2 g \times 427 \times 0,9^2 \times 0,7^2 = 3321,7$$

i) N° de escalonamientos de reacción, si suponemos que todos son iguales ($\alpha = 0,5$)

$$X = 2 \text{ g}^2 = 2 \text{ g} \times 427 \times 0,9^2 \times 0,7^2 = 3321,7$$

Salto adiabático teórico total en la parte de reacción: $768,87 - 667,72 = 101,15 \text{ Kcal/kg}$

$$Z = \frac{X}{2 u^2} = \frac{3321,7 \times 101,15}{2 \times 90,89^2} = 20 \text{ escalones iguales, con } i_{ad(1 \text{ escalón})} = \frac{101,15}{20} = 5,05 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

j) N° de escalonamientos de reacción en el supuesto de que, $u_n/u_1 = 1,20$

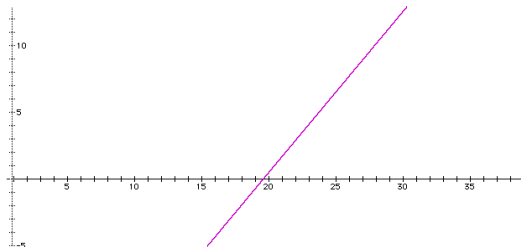
N° de Parsons de la parte de reacción con $\alpha = 0,5$.

$$X = \frac{2 \times 427 \text{ g}}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1 \right) + \frac{2 \cos 1}{1} - 1} = \frac{2 \times 427 \text{ g}}{\frac{1}{0,7^2} \left(\frac{1}{0,9^2} - 1 \right) + \frac{2 \cos 20^\circ}{0,7} - 1} = 3868,27$$

$$u_n = k u_{n-1} = k^{n-1} u_1 \quad ; \quad k = \left(\frac{u_n}{u_1} \right)^{1/(n-1)} = 1,2^{1/(n-1)}$$

$$\frac{\left(\frac{u_n}{u_1} \right)^{2n/(n-1)} - 1}{\left(\frac{u_n}{u_1} \right)^{2/(n-1)} - 1} = \frac{1,2^{2n/(n-1)} - 1}{1,2^{2/(n-1)} - 1} = \frac{X}{2 u_1^2} = \frac{3868,27 \times 101,15}{2 \times 90,89^2} = 23,68$$

$$n = 19$$



$$k = \left(\frac{u_n}{u_1} \right)^{1/(n-1)} = 1,2^{1/(19-1)} = 1,01018$$

Con este valor obtenemos los diferentes escalonamientos de presión en la forma:

Primer escalón, con admisión total

$$u_{(1)} = 90,89 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \quad ; \quad c_{1(1)} = \frac{u_{(1)}}{1} = \frac{90,89}{0,7} = 129,84 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$w_{1(1)} = \sqrt{c_{1(1)}^2 + u_{1(1)}^2 - 2 c_{1(1)} u_{1(1)} \cos 1} = \sqrt{129,84^2 + 90,89^2 - (2 \times 129,84 \times 90,89 \cos 20^\circ)} = 54,22 \text{ m/seg}$$

$$w_{1(1)} = c_{2(1)} = 54,22 \text{ m/seg} \quad ; \quad w_{2(1)} = c_{1(1)} = 129,84 \text{ m/seg}$$

Salto adiabático

$$c_{1(1)} = \sqrt{g i_{ad(1)}} \quad i_{ad(1)} = \frac{\left(\frac{c_{1(1)}}{427 \text{ g}} \right)^2}{\left(\frac{129,84}{0,9} \right)^2} = 4,97 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Segundo escalón, con admisión parcial

$$u_{(2)} = k u_{(1)} = 1,01018 \times 90,89 = 91,82 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_{1(2)} = \frac{91,82}{0,7} = 131,16 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$w_{1(2)} = \sqrt{c_{1(2)}^2 + u_{1(2)}^2 - 2 c_{1(2)} u_{1(2)} \cos 1} = \sqrt{131,16^2 + 91,82^2 - (2 \times 131,16 \times 91,82 \cos 20^\circ)} = 54,77 \text{ m/seg}$$

ó a partir de:

$$w_{2(2)} = \sqrt{8370 \frac{u_{(2)}^2}{X} + w_{1(2)}^2} \quad w_{1(2)}^2 = \left(\frac{w_{2(2)}}{X}\right)^2 - 8370 \frac{u_{(2)}^2}{X} = \left(\frac{131,16}{0,9}\right)^2 - 8370 \frac{91,82^2}{3868,27} = 2997,5$$

$$w_{1(2)} = 54,75 \text{ m/seg}$$

y así sucesivamente.

Salto adiabático correspondiente al escalón (2)

$$c_{1(2)} = \sqrt{g \cdot i_{ad(2)} + c_{2(1)}^2} \quad i_{ad(2)} = \frac{\left(\frac{c_{1(2)}}{g}\right)^2 - c_{2(1)}^2}{427 \text{ g}} = \frac{\left(\frac{131,16}{0,9}\right)^2 - 54,22^2}{427 \text{ g}} = 4,27 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

o también:

$$T_{int(2)} = \frac{c_{1(2)}^2 - c_{2(2)}^2}{g} = \frac{131,16^2 - 54,77^2}{g} = 1450 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 3,394 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$i_{int} = \frac{1(2 \cos 1^\circ - 1)}{1(2 \cos 1^\circ - 1) + \frac{1 - 2}{2}} = \frac{0,7 \times (2 \cos 20^\circ - 0,7)}{0,7 \times (2 \cos 20^\circ - 0,7) + \frac{1 - 0,9^2}{0,9^2}} = 0,7868$$

$$\text{Salto adiabático del escalón (2)} = \frac{3,394}{0,7868} = 4,31 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Los saltos adiabáticos irán creciendo a medida que aumentan las velocidades

Para el escalón (14) se tiene:

$$u_{(14)} = k^{13} u_{(1)} = 1,01018^{13} \times 90,89 = 103,7 \text{ m/seg}$$

$$c_{1(14)} = \frac{u_{(14)}}{0,7} = \frac{103,7}{0,7} = 148,12 \text{ m/seg} = w_2$$

$$w_{1(14)} = \sqrt{103,7^2 + 148,12^2 - (2 \times 103,7 \times 148,12 \cos 20)} = 61,84 \text{ m/seg} = c_{2(14)}$$

$$T_{int(14)} = \frac{c_{1(14)}^2 - c_{2(14)}^2}{g} = \frac{148,12^2 - 61,84^2}{g} = 1848,5 \frac{\text{Kgm}}{\text{kg}} = 4,32 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{Salto adiabático del escalón (14)} = \frac{4,32}{0,7868} = 5,50 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

k) Salto interno total

$$\text{Salto interno} = 101,15 \times 0,7868 = 79,58 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

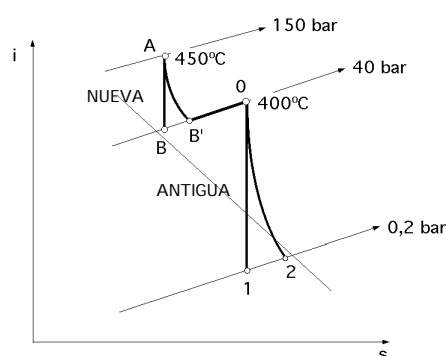
16.- A una turbina de vapor ya construida se superpone una nueva TV de alta presión. El rendimiento interno de la antigua turbina es $i_{(ant)} = 75\%$ y el de la nueva $i_{(nueva)} = 82\%$. La presión a la entrada de la turbina nueva es $p_A = 150$ bar y la temperatura $T_A = 450^\circ\text{C}$, y la presión a la salida $p_{B'} = 40$ bar. A continuación el vapor se recalienta a presión constante, entrando en la turbina antigua de baja presión a 400°C , siendo la presión final en el condensador $0,2$ bar. La turbina antigua desarrolla una potencia de 50.000 kW. Determinar

a) La potencia desarrollada por la nueva turbina superpuesta

b) El ahorro en consumo específico de calor en kJ/kW logrado con la superposición de la nueva turbina.

RESOLUCIÓN

El proceso termodinámico correspondiente a la instalación se representa en la figura en el diagrama i - s



Designaremos con (') a la turbina moderna y por (") a la antigua.

a) **Potencia desarrollada por la nueva turbina superpuesta**

Con los datos del problema se determinan:

$$\text{Punto A} \left\{ \begin{array}{l} 150 \text{ bar} \\ 450^\circ\text{C} \end{array} \right\} \quad v_A = 0,01844 \text{ m}^3/\text{Kg} ; i_A = 3157 \text{ kJ/Kg} ; s_A = 6,142 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$\text{Punto 0} \left\{ \begin{array}{l} 40 \text{ bar} \\ 400^\circ\text{C} \end{array} \right\} \quad v_0 = 0,07334 \text{ m}^3/\text{Kg} ; i_0 = 3214 \text{ kJ/Kg} ; s_0 = 6,769 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$\text{Punto B} \left\{ \begin{array}{l} 40 \text{ bar} \\ s_B = 6,142 \end{array} \right\} \quad s'_B = 2,797 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} ; s''_B = 6,07 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} ; \text{VAPOR RECALENTADO } i_B = 2840 \text{ kJ/Kg}$$

$$\text{Punto B'} : i_{B'} = i_A - \eta (i_A - i_B) = 3157 - 0,82 (3157 - 2840) = 2897 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Punto 1} \left\{ \begin{array}{l} s_1 = s_0 = 6,769 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C} \\ s'_1 = 0,8321 ; s''_1 = 7,907 \\ i'_1 = 251,5 \text{ kJ/Kg} ; i''_1 = 2609,1 \text{ kJ/Kg} \end{array} \right\} \quad \text{VAPOR HUMEDO } x_1 = \frac{s_1 - s'_1}{s''_1 - s'_1} = \frac{6,769 - 0,8321}{7,907 - 0,8321} = 0,838$$

$$i_1 = 251,5 + (0,838 \times 2.357,7) = 2.227,4 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

Nueva:

$$i_{ad(')} = i_A - i_{B'} = 3157 - 2840 = 317 \text{ kJ/Kg} ; \text{Salto interno (')} = 0,82 \times 317 = 260 \text{ kJ/Kg}$$

Antigua:

$$i_{ad('')} = i_0 - i_1 = 3214 - 2227,4 = 986,6 \text{ kJ/Kg} ; \text{Salto interno (')} = 0,75 \times 986,6 = 740 \text{ kJ/Kg}$$

$$i_{B'} = 3157 - \text{Salto interno (')} = 3157 - 260 = 2897 \text{ kJ/Kg}$$

El consumo de vapor se obtiene a partir de la turbina antigua, en la forma:

Consumo de vapor (se desprecian las pérdidas mecánicas) : $G = \frac{N''}{\text{Salto interno (")}} = \frac{50.000 \text{ kW}}{740 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}} = 67,57 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$

Potencia de la nueva turbina : $N' = 67,57 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \times 260 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} = 17.567,56 \text{ kW}$

b) Ahorro en consumo específico de calor en kJ/kW logrado con la superposición de la nueva turbina.

Designaremos por $q_{1''}$ el consumo específico de calor por kW de la turbina antigua

Designaremos por q_1 el consumo específico de calor por kW en la instalación con la turbina nueva

El calor aplicado por la caldera a la turbina antigua $Q_{1''}$ es:

$$Q_{1''} = i_0 - i_{1'} = 3214 - 251,46 = 2962,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$1 \frac{\text{kW}}{\text{hora}} = 102 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} \times 3600 \frac{\text{seg}}{\text{hora}} \times \frac{1}{427} \frac{\text{Kcal}}{\text{Kgm}} = 860 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}} = 860 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}} \times 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{Kcal}} = 3600 \frac{\text{kJ}}{\text{hora}}$$

$$\text{y el consumo específico por kW, } q_{1''} = \frac{Q_{1''} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{\text{Salto interno } \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \frac{1 \text{ kW}}{3600 \text{ kJ}}} = \frac{2962,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{740 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \frac{1 \text{ kW}}{3600 \text{ kJ}}} = 14.412,4 \frac{\text{kJ}}{\text{hora}}$$

El calor aplicado por la caldera a toda la instalación Q_1 es:

$$Q_1 = (i_A - i_1) + (i_0 - i_{B'}) = (3157 - 251,46) + (3214 - 2897) = 3222,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{y el consumo específico de la instalación por kW, } q_1 = \frac{3222,5}{\frac{260 + 740}{3600}} = 11.600 \frac{\text{kJ}}{\text{kW}}$$

$$\text{El ahorro energético es: } 14412,4 - 11600 = 2812,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kW}}$$

17.- Hallar el balance exergético de una instalación de turbina de vapor, sabiendo que:

Potencia calorífica del fuel, 40000 kJ/kg

Temperatura de la combustión, 1800°C

Pérdidas de calor en la caldera, 12%

Presión del vapor a la salida de la caldera, 100 bar

Temperatura del vapor a la salida de la caldera, 400°C

Presión a la entrada de la turbina, 90 bar

Temperatura a la entrada de la turbina, 400°C

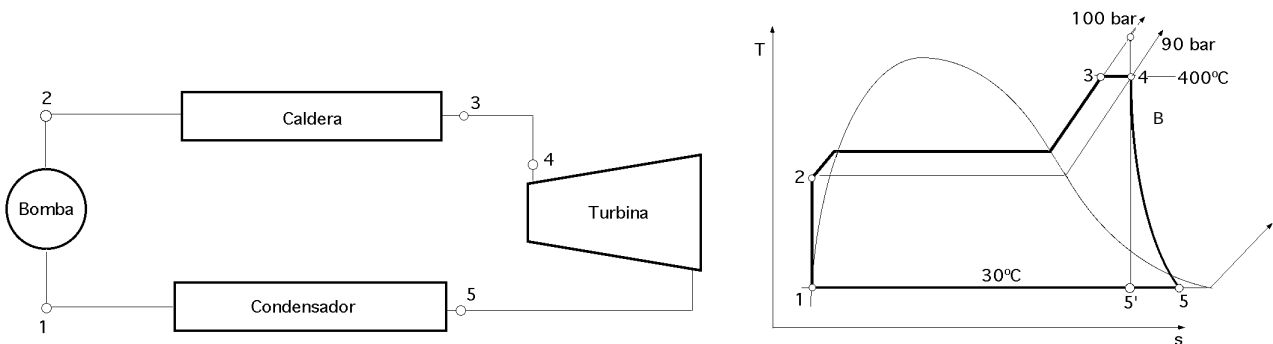
Temperatura a la entrada del condensador, 30°C

Rendimiento isentrópico de la turbina, 80%

Condiciones ambientales, (estado muerto), 1 bar, 20°C

Trabajo de bombeo; despreciable.

RESOLUCIÓN



Al despreciarse el trabajo de la bomba el punto (2) se confunde con el (1)

$$x_{5'} = \frac{s_{5'}' - s_{5'}'}{s_{5'}'' - s_{5'}'} = \frac{6,293 - 0,437}{8,455 - 0,437} = 0,73$$

$$i_{5'} = i_{5'}' + x_{5'} (i_{5'}'' - i_{5'}') = 124,75 + 0,73 \times (2556,44 - 124,75) = 1900 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$i_5 = i_4 - T (i_4 - i_{5'}) = 3121 - 0,8 \times (3121 - 1900) = 2144,3 \text{ kJ/Kg}$$

$$x_5 = \frac{i_5 - i_5'}{i_5'' - i_5'} = \frac{2144,3 - 125,7}{2556,4 - 125,2} = 0,8304$$

$$s_5 = s_5' + x_5 (s_5'' - s_5') = \dots = 7,096 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Punto	Temperatura °C	Presión bar	Entalpía kJ/Kg	Entropía kJ/Kg.°C	Título
1	30	0,0424	125,7	0,437	
2	30	0,0424	125,7	0,437	
3	400	100	3100	6,218	
4	400	90	3121	6,293	
5'	30	0,0424	1900	6,293	0,73
5	30	0,0424	2144,3	7,096	

Calor absorbido por el vapor en la caldera:

$$Q_1 = G_v (i_3 - i_1) = (\text{Calor desprendido en la combustión, menos las pérdidas}) = 40.000 \times 0,88 = 35.200 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Masa de vapor: } G_v = \frac{Q_1}{i_3 - i_1} = \frac{35.200 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}}{3100 - 125,7 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}} = 11,835 \frac{\text{Kg de agua}}{\text{Kg de fuel}}$$

Exergías en los distintos puntos de la instalación:

$$Ex = i - i_0 - T_0 (s - s_0) \quad G_v \frac{\text{kJ}}{\text{Kg fuel}}$$

Punto	$Ex = i - i_0 - T_0 (s - s_0) \quad G_v \frac{\text{kJ}}{\text{Kg fuel}}$
1-2	$(125,7 - 83,8) - 293 (0,437 - 0,294) = 0,001 \text{ kJ/Kg vapor} = 0,001 \times 11,835 = 0,01183 \text{ kJ/Kg fuel}$
3	$(3100 - 83,8) - 293 (6,218 - 0,294) = 1280,5 \text{ kJ/Kg vapor} = 1280,5 \times 11,835 = 15.154 \text{ kJ/Kg fuel}$
4	$(3121 - 83,8) - 293 (6,293 - 0,294) = 1279,5 \text{ kJ/Kg vapor} = 1279,5 \times 11,835 = 15.142,8 \text{ kJ/Kg fuel}$
5	$(2144 - 83,8) - 293 (7,096 - 0,294) = 67,2 \text{ kJ/Kg vapor} = 67,2 \times 11,835 = 799 \text{ kJ/Kg fuel}$

Exergía suministrada por la combustión

$$Ex = Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{combustión}}} \right) = 40.000 \left(1 - \frac{293}{1800 + 273} \right) = 34.346,35 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg fuel}}$$

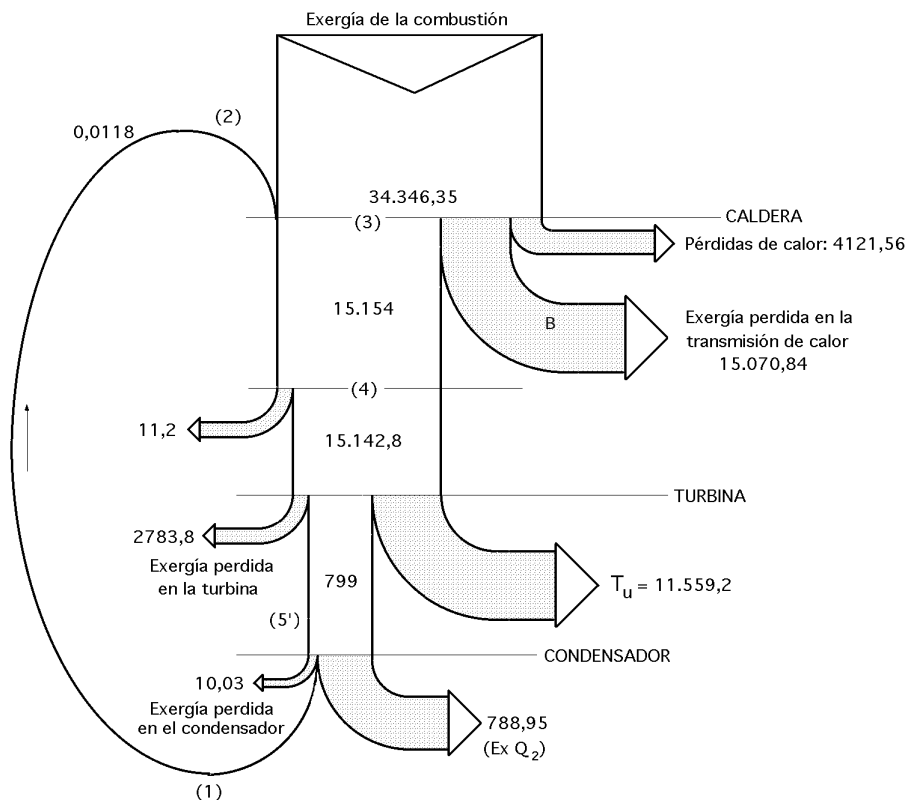
$$\text{Exergía (pérdidas de calor) en la caldera} = 4121,56 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg fuel}}$$

$$\text{Trabajo en la turbina} = G_v (i_4 - i_5) = 11,835 \times (3121 - 2144,3) = 11.559,2 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg fuel}}$$

$$\text{Calor cedido al condensador} = Q_2 \quad G_v (i_5 - i_1) = 11,835 \times (2144,3 - 125,7) = 23.890,1 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg fuel}}$$

$$\text{Exergía del calor cedido al condensador} = 23.890,1 \left(1 - \frac{293}{303} \right) = 788,45 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg fuel}}$$

$$\text{Rendimiento exergético: } \text{exerg} = \frac{11.559,2}{34.346,35} = 0,337 = 33,7\%$$



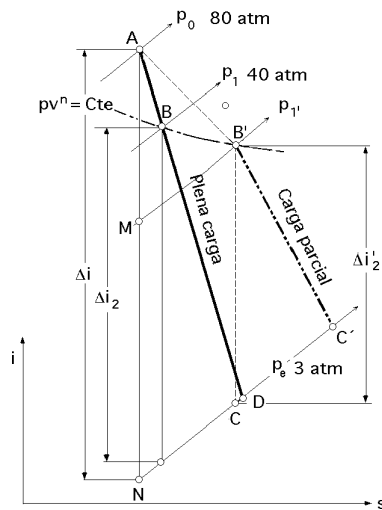
18.- El vapor de una turbina penetra en la misma a la presión de 80 atm y temperatura 400°C, y se expande hasta la presión de 3 atm, con un rendimiento del 85%. El primer escalonamiento de regulación, CURTIS, está diseñado para que en el mismo se realice una expansión 2/1, es decir, pasa de 80 a 40 atm en condiciones normales.

a) Si la turbina se regula en forma cuantitativa (admisión parcial) hasta reducir el gasto de vapor al 70% del valor de diseño, determinar el grado de carga de la turbina y el rendimiento interno, suponiendo que el escalonamiento de regulación funciona con un rendimiento del 65%.

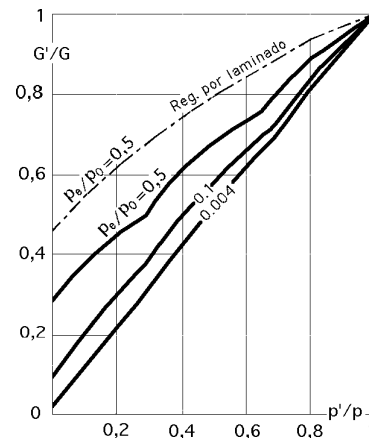
b) Si la turbina se regula en forma cualitativa (laminado en la válvula de admisión) hasta reducir el gasto de vapor al 70% del valor de diseño, determinar el grado de carga de la turbina y el rendimiento interno, suponiendo que se mantienen las condiciones del apartado a.

RESOLUCIÓN

a) Si la turbina se regula en forma cuantitativa (admisión parcial) hasta reducir el gasto de vapor al 70% del valor de diseño, quiere decir que habrá una nueva presión de regulación. En estas circunstancias las condiciones del vapor a la entrada A se mantienen, pero no a la salida, pasándose no a una presión de 40 atm que era la de regulación de diseño, sino a otra inferior p_1' .



Línea de expansión (Regulación por admisión parcial)



Valores de regulación por admisión parcial

Entalpías:

$$i_A = 3139 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Punto A, 80 atm y 400°C

$$s_A = 6,364 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

Punto N 3 atm

$$s_N = s_A = 6,364 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

vapor HUMEDO

$$x_N = \frac{6,364 - 1,672}{6,992 - 1,672} = 0,882$$

$$i_N = 561,4 + (0,882 \times 2163,9) = 2470 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Punto D, } \frac{i_A - i_D}{i_A - i_N} \quad i_D = i_A - (i_A - i_N) = 3139 - 0,85 \times (3139 - 2470) = 2570,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La presión p_1' se calcula en la forma:

$$\frac{p_1'^2}{p_e^2} - \frac{G'^2}{b^2} = 1$$

$$\text{eliminando b } \frac{p_1'^2 - p_e^2}{p_1'^2 - p_e^2} = \frac{G'^2}{G^2} \quad ; \quad \frac{p_1'^2 - 3^2}{40^2 - 3^2} = 0,7^2$$

$$p_1' = 28,08 \text{ atm}$$

$$\frac{p_1'^2}{p_e^2} - \frac{G^2}{b^2} = 1$$

que es la nueva presión de salida del primer escalón; ésto quiere decir que al disminuir el gasto, la relación de presiones 2/1 no se mantiene, pasando p_1 a valer $p_1' = 28,08$ atm.

Punto M, 28,08 atm y $s_M = 6,364 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$ $i_M = 2883 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Como el escalón de regulación funciona con un rendimiento del 65%, se tiene:

$$0,65 = \frac{i_A - i_{B'}}{i_A - i_M} = \frac{3139 - i_{B'}}{3139 - 2883} \quad i_{B'} = 3139 - 0,65 (3139 - 2883) = 3139 - 166,5 = 2972,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{B'} = 6,5627 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

siendo el salto interno de este escalón de 166,5 kJ/kg.

Punto C, 3 atm y $s_C = s_{B'} = 6,5627 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$ Vapor HÚMEDO

$$x_C = \frac{6,5627 - 1,672}{6,992 - 1,672} = 0,92$$

$$i_C = 561,4 + (0,92 \times 2163,9) = 2550,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El salto isentrópico puesto a disposición del resto de los escalonamientos es,

$$i_{B'} - i_C = i_2 = 2972,6 - i_C = 2972,6 - 2550,6 = 422 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Punto C', $\frac{i_{B'} - i_{C'}}{i_{B'} - i_C} = 0,85 = \frac{2972,6 - i_{C'}}{2972,6 - 2550} \quad ; \quad i_{C'} = 2614 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

El salto interno de la máquina es, $i_A - i_{C'} = 3139 - 2614 = 525 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

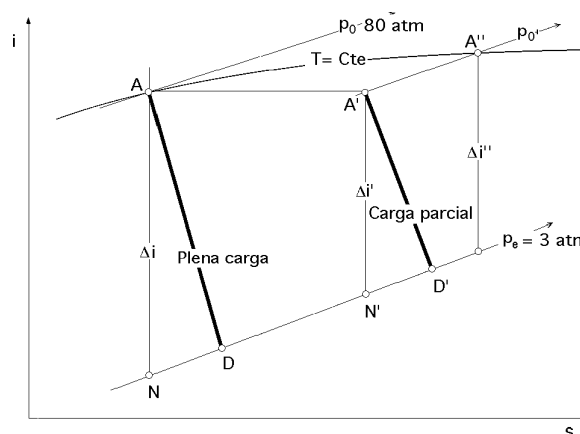
El grado de carga es, $\frac{N'}{N_{\text{diseño}}} = \frac{G'}{G} \frac{i_{\text{int}}}{i_{\text{adiab}}} = 0,7 \frac{525}{i_A - i_N} = 0,7 \frac{525}{3139 - 2570,35} = 0,6462$

a partir de la cual se puede calcular la nueva potencia

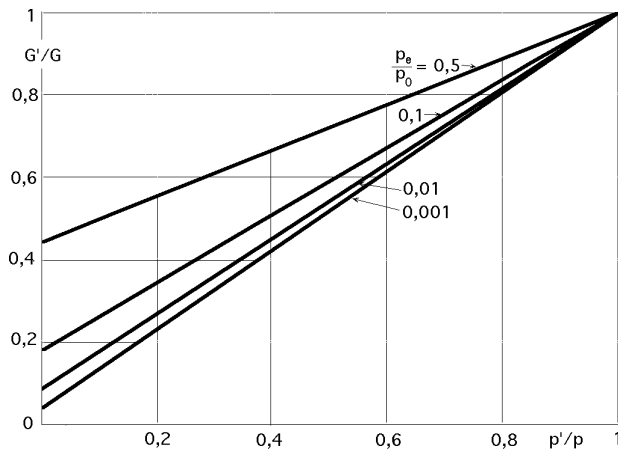
Rendimiento interno de la turbina, $\eta_{\text{int}} = \frac{i_A - i_{C'}}{i_A - i_N} = \frac{3139 - 2614}{3139 - 2470} = 0,7847 = 78,47\%$

b) Si la turbina se regula en forma cualitativa (laminado en la válvula de admisión) hasta reducir el gasto de vapor al 70% del valor de diseño, con un rendimiento interno 0,7847, se tiene:

$$\frac{p_{0'}}{p_0} = \frac{G' i'}{G i} = \left| \frac{i' = i}{i' = i} \right| = \frac{G'}{G} \quad \frac{p_{0'} - 3}{80 - 3} = \frac{G'}{G} = 0,7 \quad p_{0'} = 56,9 \text{ atm}$$



Línea de expansión (Regulación por laminado en la válvula de admisión)



Representación de G'/G en función de p_0 .

Punto A', $i_A = i_{A'} = 3139 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ Vapor recalentado $s_{A'} = 6,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$
 $p_{A'} = 56,9 \text{ atm}$

Punto N' $p_e = 3 \text{ atm}$ Vapor HUMEDO $x_{N'} = \frac{6,52 - 1,672}{6,992 - 1,672} = 0,9112$
 $s_{N'} = 6,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$ $i_{N'} = 561,4 + (0,9112 \times 2163,9) = 2533,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Rendimiento interno de la turbina, $i_{\text{int}} = \frac{i_{A'} - i_{D'}}{i_{A'} - i_{N'}} = \frac{3139 - i_{D'}}{3139 - 2533,3} = 0,7847$ $i_{D'} = 2663,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

El grado de carga es, $\frac{N'}{N_{\text{diseño}}} = \frac{G'}{G} \frac{i_{\text{int}}}{i_{\text{adiab}}} = 0,7 \frac{i_{A'} - i_{D'}}{i_A - i_D} = 0,7 \frac{3139 - 2663,7}{3139 - 2570,35} = 0,5851$

y el rendimiento del ciclo:

$$= \frac{i_{A'} - i_{D'}}{i_A - i_N} = \frac{3139 - 2663,7}{3139 - 2470} = 0,71 = 71\%$$
