

## ADMISION PARCIAL

En el caso de turbinas de vapor que trabajan con vapor vivo de alta presión (volumen específico reducido) y potencias no muy elevadas (poco caudal Gs.v), el caudal volumétrico **Gs.v**, es relativamente pequeño.

Por otro lado, sabemos que la altura **a** de las toberas se calcula con la ecuación de continuidad:

$$G_s.v = \tau_d * c_1 * \pi * D_m * a * \text{sen } \alpha_1$$

Con

Gs, caudal de vapor en [kp/s]

V, volumen específico del vapor en [m<sup>3</sup>/kg]

C<sub>1</sub>, velocidad absoluta del vapor en [m/s]

D<sub>m</sub>, diámetro medio de la rueda en [m]

**a**, altura de toberas en [m]

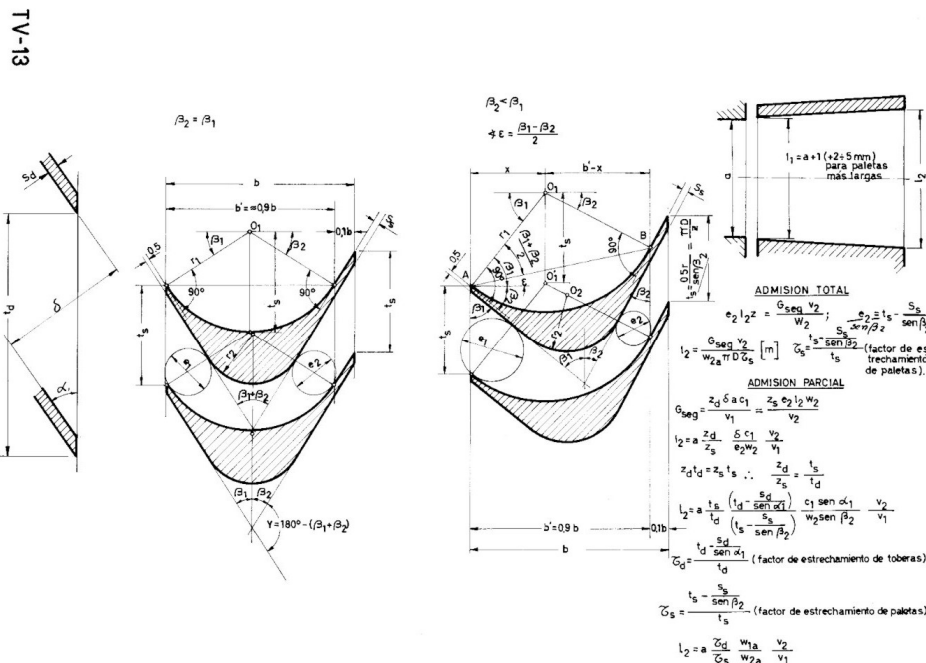
$\alpha_1$ , ángulo de inclinación de toberas [°]

$\tau_d$ , coeficiente de estrechamiento que tiene en cuenta el espesor de las paredes de las toberas (s).

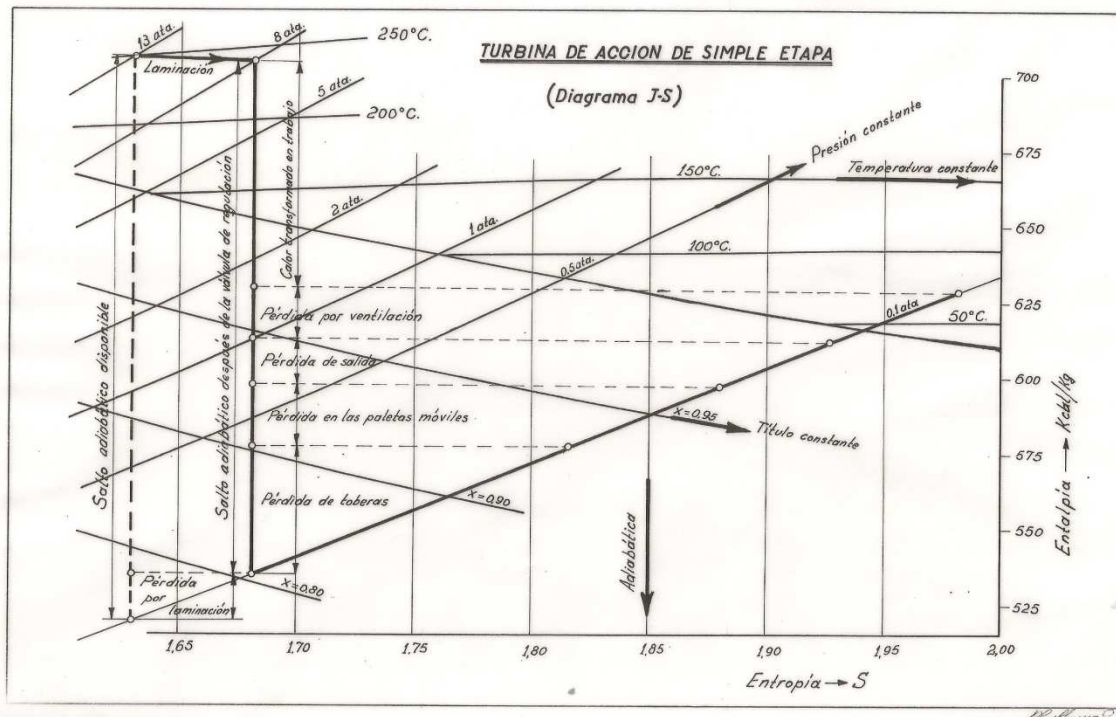
Si c<sub>1</sub> y D<sub>m</sub> son elevados, resultaría **a** muy pequeña. Su valor no puede ser menor que un mínimo admisible (aproximadamente 10 mm), para evitar que esto ocurra, se recurre a la admisión parcial, que permite hacer paletas más largas. En la expexpresión anterior, se introduce el grado de admisión  $\epsilon$ , que es menor que la unidad,

$$G_s.v = \epsilon * \tau_d * c_1 * \pi * D_m * a * \text{sen } \alpha_1$$

**La admisión parcial es posible únicamente en una rueda de acción simple o en una rueda Curtis.**



**PÉRDIDAS EN LOS ENREJILLADOS; COEFICIENTES**  
 (S/ H. J. Thomas, Thermische Kraftanlage pag. 226)



Con los rendimientos  $\eta'$  y  $\eta''$  de los enrejillados fijo y móvil definidos anteriormente, se obtiene a partir del salto isoentrópico de entalpía en la etapa, el salto real convertible en energía cinética del fluido o trabajo periférico. Para el análisis de las causas que afectan a los rendimientos, se introducen los coeficientes de pérdidas:

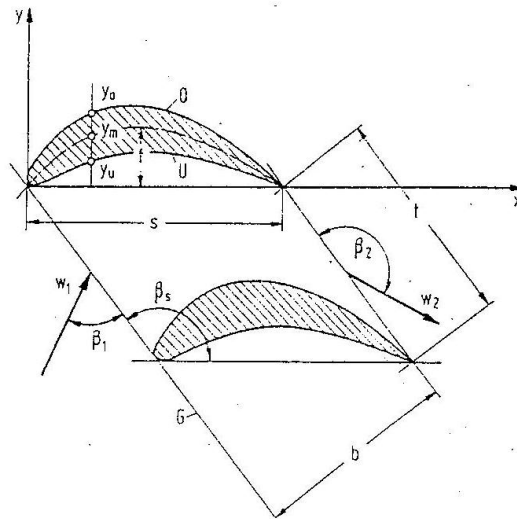
$$\xi' = 1 - \eta' \quad \text{y} \quad \xi'' = 1 - \eta''$$

La determinación de estos coeficientes es teóricamente posible mediante el análisis del rozamiento en la capa límite y la inercia del flujo. Para corrientes con velocidades inferiores a la del sonido (número de Mach  $< 0,7$ ), se obtienen buenos resultados en casos de perfiles con reducida desviación; sin embargo, siempre se recurre finalmente a los resultados de ensayos en turbinas y ventiladores, modelos accionados generalmente con aire y que pueden ser aplicados a turbo máquinas de mayores dimensiones mediante las leyes de semejanza.

Los coeficientes de pérdidas se expresan básicamente por:

$$\xi = \xi_g + \xi_z + \xi_f$$

El primer término se denomina "coeficiente de pérdidas básico" e implica las pérdidas del propio perfil y de "bordes" del enrejillado. Es válido para números de Reynold mayores de  $10^5$  y depende del largo de la paleta, de la cuerda  $\underline{s}$  y de los ángulos de entrada y salida (ver esquema del perfil).



Paletas para etapas con grado de reacción  $p=0.5$ , perfil de ala de sustentación. Las paletas directrices y móviles son semejantes.

Las pérdidas por rozamiento dependen también de la rugosidad de la superficie; los valores de los gráficos corresponden a  $K_s = 0,015 \text{ mm}$ . Los valores de la figura 6.19 corresponden a un enrejillado de aceleración de una turbina; la fig. 6.20 es para un enrejillado de desvío puro. Como los valores aumentan fuertemente con longitudes pequeñas, se evita en general  $L < 20 \text{ mm}$ .

El perfil de la paleta (perfil de ala de sustentación) tiene una línea media de forma de arco de círculo, el canto de entrada redondeado y el de salida lo más afilado posible (2,75 % del ancho  $b$ ).

El segundo término  $\xi_z$  corresponde a las pérdidas por fugas en los intersticios axiales en el pie y tope de las paletas; se puede calcular aproximadamente con las siguientes fórmulas:

$$\xi_z' = \frac{B}{\text{sen} \beta_{2v}} \left( \frac{\delta_{a2}}{l_2} \right)_v \left( \frac{w_{2v}}{c_1} \right)^2 \quad \xi_z'' = \frac{B_z}{\text{sen} \alpha_1} \left( \frac{\delta_{a1}}{l_1} \right) \left( \frac{c_1}{w_2} \right)^2$$

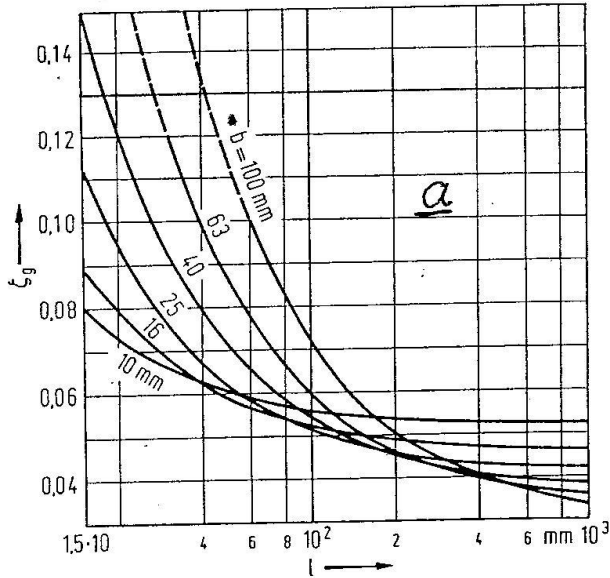
$$B_z = 0,05a0,06 \quad \delta_a = \text{Luz del intersticio}$$

El subíndice "v" significa que las magnitudes corresponden al enrejillado anterior. En el caso de paletas largas, estas pérdidas son despreciables.

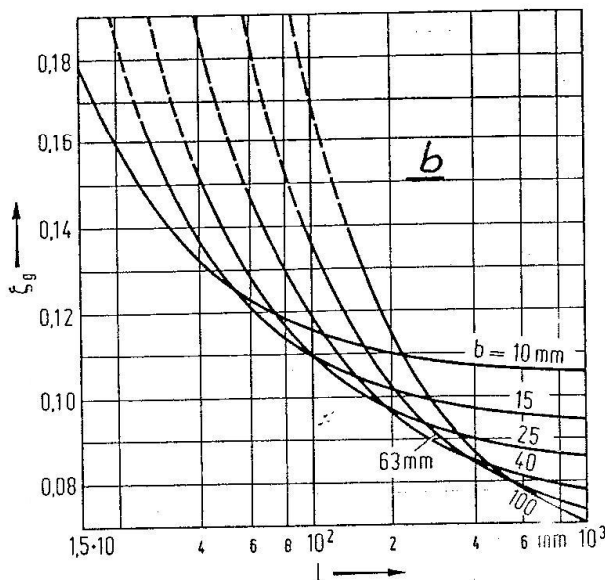
El tercer término considera pérdidas debidas al aumento del paso en paletas largas:

$$\xi_f = \frac{1}{3} \left( \frac{l}{D} \right)^2$$

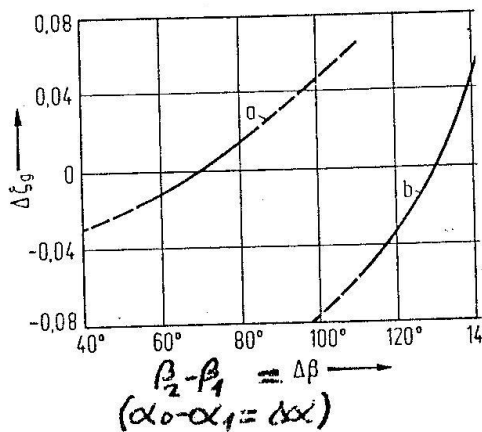
**Coeficientes de Pérdidas en Paletas**  
 Según Thomas pag. 226



**a.** Coeficiente básico de pérdidas para enrejado de aceleración, en función de la longitud  $l$  y del ancho  $b$ , con ángulos  $\beta_1$  (o  $\alpha_0$ ) =  $90^\circ$  y  $\beta_2$  (o  $\alpha_1$ ) =  $160^\circ$



**b.** Coeficiente básico de pérdidas para enrejado de desvío, con ángulos  $\beta_1$  (o  $\alpha_0$ ) =  $25^\circ$  y  $\beta_2$  (o  $\alpha_1$ ) =  $155^\circ$



**c.** Coeficiente de corrección para ángulos de paletas diferentes a los casos a y b, con ángulos de desvío  $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$  o  $\Delta\alpha = \alpha_0 - \alpha_1$

## Pérdidas por Rozamiento y Ventilación, pérdidas por Intersticios, Rendimiento Interno de la etapa

Además de las pérdidas incluidas en el rendimiento periférico de la etapa de la TV, existen otras pérdidas que incrementan la entalpía del vapor de salida y son consideradas en el rendimiento interno (termodinámico) de la etapa. Estas son las pérdidas por rozamiento y ventilación y las pérdidas por intersticios

$\Delta i_s$  = Salto de entalpía isentrópico

$\Delta i$  = Salto de entalpía interno =  $L_u - h_{rv} - h_{inst}$

$L_u$  = Trabajo Periférico =  $i_s - h_d - h_p - h_{sal}$

$h_d$  = Pérdidas en paletas directrices

$h_p$  = Pérdidas en paletas móviles

$h_{sal}$  = Pérdidas por velocidad de salida

$h_{rv}$  = Pérdidas por rozamiento y ventilación

$h_{inst}$  = Pérdidas por intersticios

Rendimiento Interno:  $\eta_i = \Delta i / \Delta i_s$

### **PÉRDIDAS POR ROZAMIENTO:** $h_r$ (kcal/kp) o $N_r$ (kw, CV)

Son pérdidas debidas al roce de ambas caras del disco de la rueda móvil con el vapor;. Ver en lámina TV 25 el corte diametral de una Rueda Curtis.

### **PÉRDIDAS POR VENTILACIÓN:** $h_v$ (kcal/kp) o $N_v$ (kw, CV)

En el caso de ruedas con admisión parcial, las paletas que giran en la zona sin admisión de vapor sufren un frenado. **Esto NO existe en etapas de reacción.** Para reducir estas pérdidas, se recubre con un anillo la zona donde no hay admisión, para evitar que las paletas remuevan el vapor. (Ver TV 25)

Estas pérdidas se representan en el diagrama  $i - s$  como:

$$h_{rv} = N_{rv} \text{ (kw)} / 4,186 * G_s \quad \text{Consumo de vapor } G_s \text{ (kg/s)}$$

$$h_{rv} = N_{rv} \text{ (CV)} / 5,7 * G_s$$

Las fórmulas para calcular  $N_v$  y  $N_r$  son empíricas, o sea resultados de ensayos de los fabricantes de TV.

### **Según AEG:**

$$N_{rv} \text{ (kw)} = 1,2 * 10^{-6} * D_m^3 * n^{2,5} * L_m * \gamma$$

Válida para Ruedas Curtis con 2 coronas de paletas sin anillo de protección y con admisión parcial pequeña ( $\epsilon \cong 0$ )

Ver el esquema:  $D_m$  (m);  $L_m$  (m);  $n$  (rpm);  $\gamma$  (kg/m<sup>3</sup>)

### **Según BBC:**

Para rueda con una corona y con aro de protección:

$$N_r \text{ (CV)} = 0,109 * D_m^{4,2} * (n/1000)^{2,8} * \gamma$$

Para rueda con dos coronas:  $N_{r2c} = 1,2 * N_r$

Para una corona con aro de protección:

$$N_v \text{ (CV)} = 0,05 * D_m^{3,5} * L_m * (n/1000)^{2,8} * \gamma$$

Para dos coronas, multiplicar por 2 a 2,4 y sin aro de protección, por 3,4

**Según Stodola:**

Para turbinas de una corona con  $D_m > 0,6 \text{ m}$

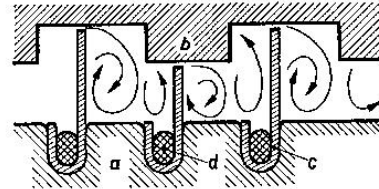
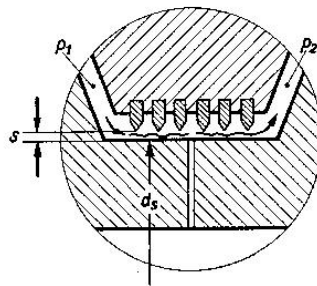
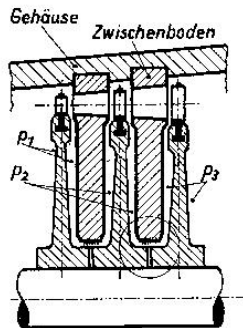
$$N_v \text{ (CV)} = \alpha * (1,46 * D_N^2 + 0,83 (1 - \epsilon) * D_m * L_m^{1,5}) * u^3 * \gamma * 10^{-6}$$

$\alpha = 1,0$  para aire,  $\alpha = 1,2$  para vapor sobrecalentado;  $u \text{ (m/s)}$  = velocidad periférica,  $\epsilon$  = grado de admisión;  $D_N = D_m - L_m$

**PERDIDAS POR INTERSTICIOS:**

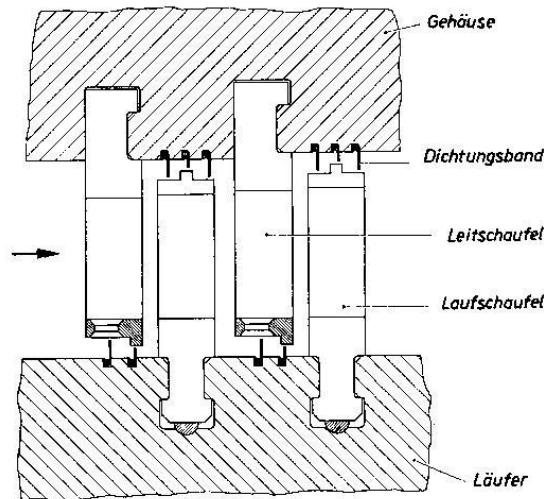
Estas pérdidas se deben a la laminación del vapor que escurre a través de los intersticios existentes entre las partes fijas y móviles y cuando hay diferencias de presión. Este vapor no entrega trabajo y debido a la laminación (entalpía constante) cuando se mezcla con el resto del vapor, eleva la entalpía del vapor de salida de la etapa. Ver el esquema del proceso en el diagrama  $i-s$ . Se distinguen dos casos:

1. **Etapas de acción en TV de cámara:** laminación del vapor desde  $P_0$  a  $P_1$  en los intersticios existentes entre los tabiques de paletas directrices (fijas) y el eje de la TV. En los intersticios entre paletas móviles y carcasa, no hay laminación del vapor ( $p_1 = p_2$ ). Como la diferencia de presión  $p_0 - p_1$  es relativamente grande, para reducir estas pérdidas, se construyen los tabiques hasta el eje de la TV, de manera que la sección del intersticio ( $F_{ist} = \pi * d_{eje} * s$ ) resulta menor. Ver el esquema del corte diametral de la etapa de acción. ( $s$  = luz del intersticio)



**B 77,3** Labyrinthstopfbüchse. a = Läufer, b = Gehäuse, c = Dichtungsdraht, d = Stemmdraht

2. **Etapas de reacción en turbinas de tambor:** Hay laminación del vapor tanto en los intersticios existentes entre las paletas fijas y el tambor, como en los intersticios entre paletas móviles y la carcasa. Ver el esquema del corte diametral de una etapa de reacción. Notar las diferencias constructivas entre las TV de cámara y tambor.



### Cálculo del caudal de vapor que escurre a través del intersticio:

Para el cálculo se distinguen dos casos:

- Cuando el escurrimiento es subcrítico, o sea con  $p_1$  mayor que  $0,55 p_0$ , se puede calcular la velocidad con la diferencia de presiones  $p_0 - p_1$ :

$$c = \sqrt{2 * g * (p_0 - p_1) * v_1} \quad (\text{m/s});$$

$$G_{int} \text{ (kg/s)} = \mu * F_{ist} * c / v_1 \quad p \text{ (kp/m}^2) \quad v \text{ (m}^3/\text{kp)}$$

$$F_{int} \text{ (m}^2) = \pi * d * s \quad \mu = 0,5 \text{ a } 0,8 \quad (\text{coef. de gasto}) \quad s = 0,2 \text{ a } 0,5 \quad (\text{luz})$$

- En caso de ser  $p_1$  menor que la presión crítica, se debe calcular con la expresión de Lodge:

$$G_{ist} = 200 * \mu * F_{ist} * \sqrt{p_0 / v_0} \quad (\text{kg/s})$$

Las pérdidas  $h_{int}$  se representan en el diagrama  $i-s$ , haciendo un balance térmico entre el vapor que trabaja y el que escurre por los intersticios. Ver el esquema en el diagrama  $i-s$

$$h_{int} = i_2 - i_2' = (L_u - h_{rv}) * G_{ist} / G_s \quad (\text{kcal/kp})$$

### PERDIDAS MECANICAS:

Las pérdidas mecánicas no aparecen en el diagrama  $i-s$  y tampoco se las relaciona con el consumo de vapor.

Rendimiento mecánico:	$\eta_{mec}$
Rendimiento efectivo:	$\eta_e = \eta_i * \eta_{mec}$
Potencia Interna:	$N_i = 4.186 * \Delta i_s * m_s * \eta_i \text{ [Kw]}$
Potencia Efectiva:	$N_e = N_i - N_{Pérdidas Mecánicas}$
Potencia Eléctrica:	$N_{el} = N_e * \eta_{el}$

La potencia de pérdidas mecánicas contempladas en el rendimiento mecánico  $\eta_{mec}$ , se deben a las pérdidas por rozamientos en los cojinetes, la potencia utilizada en accionar las máquinas auxiliares, como bombas de aceites para lubricación y regulación, y también las pérdidas en el reductor de velocidad en el caso de que lo posea.

Como las pérdidas mecánicas no son significativas, los fabricantes las indican según:

$$N_e = 4.186 * \Delta i_s * m_s * \eta_e \text{ [Kw]}$$

Consumo específico de vapor:

$$D_e = m_s * 3600 / N_e \text{ [Kw]} = 860 / (\Delta i_s * \eta_e) \text{ [kg/Kw.h]}$$

$$D_e = 632 / (\Delta i_s * \eta_e) \text{ [kg/CV.h]}$$

