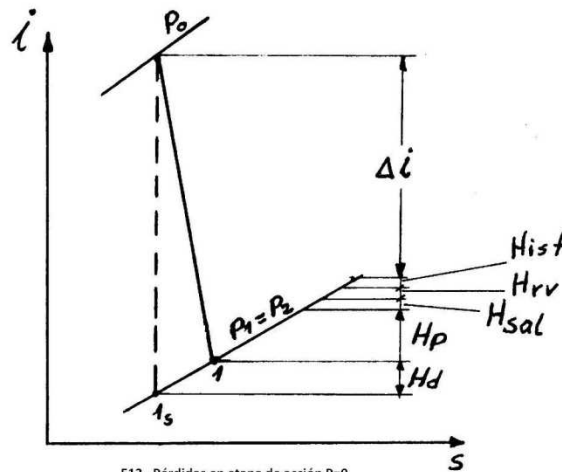


TURBINAS DE VAPOR – FORMAS BASICAS

ETAPA DE ACCION

En una etapa de acción, el grado de reacción es $\rho = 0$; o sea que toda la expansión se realiza en el canal directriz (o tobera) desde la presión p_0 hasta $p_1 = p_2$. En el canal móvil, la presión es constante y el vapor solamente cambia de dirección. El salto de entalpía $i_0 - i_1$ se transforma en energía cinética, aumentando la velocidad de c_0 a c_1 . (Ver el esquema en el diagrama $i - s$)



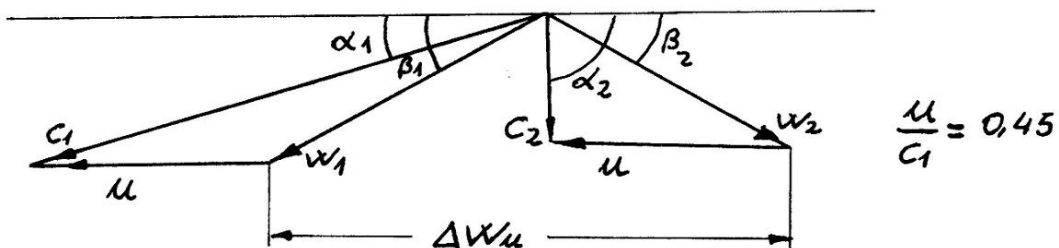
En un proceso ideal, sin pérdidas (velocidad $c_2 = 0$) resulta el trabajo teórico de la etapa:

$$L_t = i_0 - i_{1s} = \Delta i_s = \frac{c_{1s}^2}{2} \quad (\text{considerando } c_0 = 0)$$

El trabajo periférico, en el caso de la turbomáquina netamente axial, es:

$$L_u = U (c_{1u} - c_{2u}) = U \cdot \Delta C_u = U (w_{1u} - w_{2u}) = U \cdot \Delta W_u$$

(Ver el esquema de los triángulos de velocidades) y el rendimiento periférico es: $\eta_u = \frac{L_u}{L_t}$



Triángulo de velocidades de una etapa de acción

En los triángulos de velocidades se observa que el valor de L_u varía con la relación de velocidades $x = \frac{u}{c_1}$. O sea que su valor debe ser elegido de manera

que el trabajo y rendimiento periféricos sean máximos, con un mínimo valor de la velocidad de salida c_2 . En consecuencia debe existir una relación de velocidades óptima para la cual el rendimiento es máximo.

Si se analiza el caso teórico (ideal) sin pérdidas: $\phi = \psi = 1$ y los ángulos $\alpha_1 = \beta_1 = \beta_2 = \alpha_2 = 0$, las velocidades: $c_1 = c_{1s}$; $w_1 = w_{2s}$; $c_2 = 0$ resulta:

$w_1 = c_{1s} - u = w_{2s} = u$; por ser $c_2 = 0$; o sea: $c_{1s} = 2u$ y la relación de velocidades óptima resulta: $(\frac{u}{c_{1s}})_{\text{óptimo}} = 0,5$

También se puede demostrar analíticamente:

$$L_u = u (w_{1u} - w_{2u}) = 2u * w_{1u} = 2u (c_{1s} - u); \text{ es } L_u = 0 \text{ para } u=0 \text{ y } u=c_{1s}$$

Si se iguala a cero la derivada de esta expresión con respecto a u , se obtiene el valor de la relación $X = 0,5$ para la cual el L_u es máximo. Y el rendimiento periférico resulta:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_t} = \frac{4u(c_{1s} - u)}{c_{1s}^2} = 4X(1 - X); \text{ Ecuación de una parábola cuadrática (ver TV 10)}$$

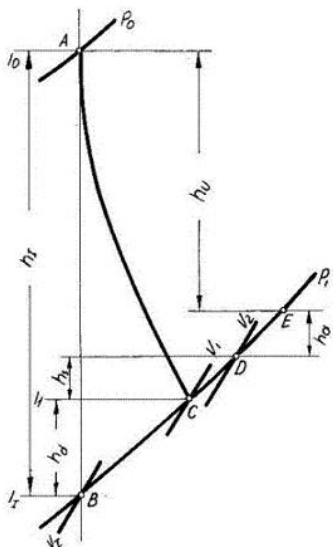


Fig.33: Representación de las pérdidas de toberas, de paleta móvil y de salida en el diagrama I-S...

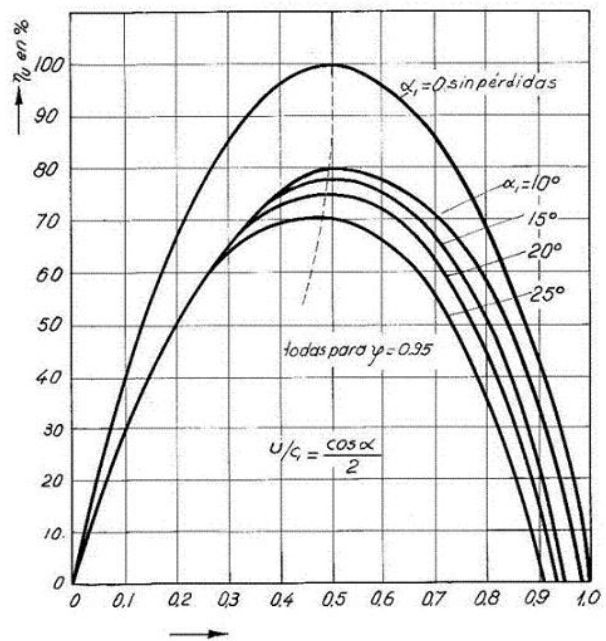


Fig.34: Rendimiento periférico para la turbina de acción en función de la relación $\frac{u}{c_1}$ (valores aproximados)...

Fuerza periférica:

$$F_u(N) = m_s \Delta w_u = m_s * 2 w_{1u} \text{ con } m_s \text{ en kg/s y la velocidad } w \text{ en m/s}$$

Para $u = 0$ es: $w_{1u} = c_{1u}$ y la fuerza periférica es máxima: $F_{u\text{max}} = 2 m_s * c_{1u}$

Para $u = c_{1u}$ es: $w_{1u} = 0$ y por lo tanto es $F_u = 0$

$$\text{Para } u = \frac{c_{1s}}{2} \text{ es: } w_{1u} = c_{1u} - u = \frac{c_{1u}}{2} \text{ y resulta } F_u = \frac{F_{u\text{max}}}{2}$$

Influencia de los ángulos y de las pérdidas en las paletas (Roemer, Pág. 70):

$\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ Mayores que 0 y los coeficientes φ, ψ menores que 1, siendo:

$$c_1 = \varphi * c_{1s} \quad w_2 = \psi * w_1 \quad c_{1u} = c_1 * \cos \alpha_1 \quad c_{2u} = w_2 * \cos \beta_2 - u$$

$$w_1 * \cos \beta_1 = c_1 * \cos \alpha_1 - u$$

Resulta; $\eta_u = 2\varphi^2 (1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}) * (\frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 - \frac{u^2}{c_1^2})$

Igualando a cero la derivada de esta expresión, se obtiene el valor de la relación de velocidades para la cual el rendimiento periférico es máximo:

$$(\frac{u}{c_1})_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad (\beta_1 = \beta_2; \varphi = 0.95; \psi = 0.90)$$

Con $\alpha_1 = 20^\circ$, resulta $X = 0,47$ pero se toma un valor un poco menor para reducir el diámetro de la rueda. Un valor práctico es:

$$\frac{u}{c_1} = 0.45$$

Para esta relación de velocidades resulta el salto de entalpía de la etapa:

$$\Delta i_s = \frac{c_{1s}^2}{2} (\frac{A}{g}) = \frac{1}{2} (\frac{u}{0.45})^2 * (\frac{A}{g}) \quad \text{en kcal/kp con } \frac{A}{g} = \frac{1}{4186}$$

(Ver el gráfico del salto de entalpía en función de la velocidad periférica) Los valores normales del salto de entalpía Δi_s de una etapa de acción están entre **15 y 40 kcal/kg**, con velocidades periféricas de **150 a 240 m/s**. Con los valores mayores se reduce el número de etapas y costo de la turbina, pero el rendimiento resulta también menor.

Los coeficientes de velocidad, para paletas de acción, conforme los ensayos de Stodola, dependen de los ángulos de entrada y salida. (Ver en la TV 13 las formas y dimensiones de las paletas en los casos de $\beta_1 = \beta_2; \beta_2 < \beta_1$). Los valores normales del ángulo α_1 están entre 14 y 22°. Ver en la TV 32, fig. A, los cortes diametral y cilíndrico de la etapa y las variaciones de presión, entalpía y velocidad.

Las turbinas de cámara se construyen con etapas de acción (TV 32 fig. C).

RUEDA CURTIS: (Láminas TV 11, 25 y 32 B)

Es una etapa de acción con dos o tres escalonamientos de velocidad; la rueda móvil tiene dos o tres coronas de paletas. Las directrices (paletas fijas) son toberas convergente-divergentes para escurrimiento supercrítico, o sea con velocidades de salida mayores que la del sonido. Se aprovecha un salto de entalpía mayor (60 a 160 kcal/kp).

Con un salto de entalpía de 100 kcal/kp, la velocidad de salida c_1 es aproximadamente 900 m/s. Por ser las velocidades tan elevadas, las paletas son de altura reducida y por lo tanto el rendimiento es relativamente bajo.

La Rueda Curtis se emplea como primera etapa o **Rueda de Regulación** (con admisión parcial) de una turbina de múltiples etapas y también como una turbina simple de contrapresión y de una sola etapa (TV 25), que son la gran mayoría de las turbinas industriales (de baja potencia) empleadas para el accionamiento de pequeños generadores eléctricos, molinos, bombas centrífugas, ventiladores y para suministrar vapor a los procesos de calefacción.

El vapor que se expande en las toberas desde la presión $p_0 \cdot a \cdot p_1 = p_2$ sale con velocidad c_1 supercrítica y luego se desvía en dos o tres coronas de paletas móviles, fijas a una misma rueda. Entre las coronas móviles se colocan paletas directrices, fijas a la carcasa, en el sector con admisión de vapor, para guiar el vapor hacia las paletas siguientes (ver en la TV 32 figura B los cortes diametral y cilíndrico de los enrejillados y las variaciones de presión, entalpía y velocidad).

Cuando el salto de entalpía disponible es muy grande y la velocidad de salida c_2 es elevada, se coloca una tercera corona de paletas móviles (poco usada).

Observar los esquemas de los triángulos de velocidades para las dos coronas I y II y el Trabajo Periférico se calcula con:

$$L_u = u(\Delta w_I + \Delta w_{II}) \quad (\text{Nm/kg})$$

En el Sistema Técnico se multiplica por $(A/g) = 1/4186$ para obtener el L_u en kcal/kp

También se comprueba, como en el caso de la etapa de acción simple, que la relación óptima de velocidades u/c_1 es para la Rueda Curtis con 2 coronas de paletas: $(\frac{u}{c_1})_{opt} = 0,250$ o sea: **$c_1 = 4 u$** como valor teórico, aunque como valor práctico se toma 0,23.

En el caso de una RC con 3 coronas, es: $(\frac{u}{c_1})_{opt} = 0,166$; o sea; $c_1 = 6 u$, como valor teórico, aunque como valor práctico se toma: 0,125

Comparación teórica de la RC con 2 escalones de velocidad, con la etapa de acción simple

Etapa de acción simple: $(\frac{u}{c_{1s}}) = 0,5$ o sea que: $c_{1s} = 2u$; $\Delta i_s = \frac{c_{1s}^2}{2} = 2u^2$

RC con 2 coronas: $(\frac{u}{c_{1s}}) = 0,25$ o sea que: $c_{1s} = 4u$; $\Delta i_s = \frac{c_{1s}^2}{2} = 8u^2$

Esto significa que una RC con 2 coronas de paletas móviles admite un salto de entalpía 4 veces mayor que la etapa de acción simple.

Para los coeficientes de velocidad se toman los valores de Stodola en función de los ángulos $\beta_{1I}, \beta_{2I}, \beta_{1II}, \beta_{2II}$ de las paletas móviles y α_{1D}, α_{2D} para las paletas directrices.

- Las pérdidas en las paletas se calculan con las siguientes fórmulas:

Pérdidas en las toberas, por causa del rozamiento del vapor: $h_d = (1 - \varphi^2) \Delta i_s$,

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1s}}$$

con coeficiente de velocidad:

- Pérdidas en las paletas de la 1ª corona, por causa del rozamiento del vapor

y choques en los bordes de entrada: $h_{sI} = (1 - \psi^2) \frac{w_{1I}^2}{2}$; $\psi = \frac{w_{2I}}{w_{1I}}$ función de β_{1I}, β_{2I}

- Pérdidas en las paletas directrices, por el rozamiento del vapor en el cambio de dirección y choques en los bordes de entrada:

$$h_D = (1 - \psi_D^2) \frac{c_{2I}^2}{2}; \quad \psi_D = \frac{c_{1II}}{c_{2I}} \text{ Función de } \alpha_{1D}, \alpha_{2D}$$

- Pérdidas en las paletas de la 2ª corona: $h_{sII} = (1 - \psi_{II}^2) \frac{w_{1II}^2}{2}$; $\psi_{II} = \frac{w_{2II}}{w_{1II}}$ función de β_{1II}, β_{2II}

- Pérdidas por velocidad de salida: $h_{sal} = \frac{c_{2II}^2}{2}$

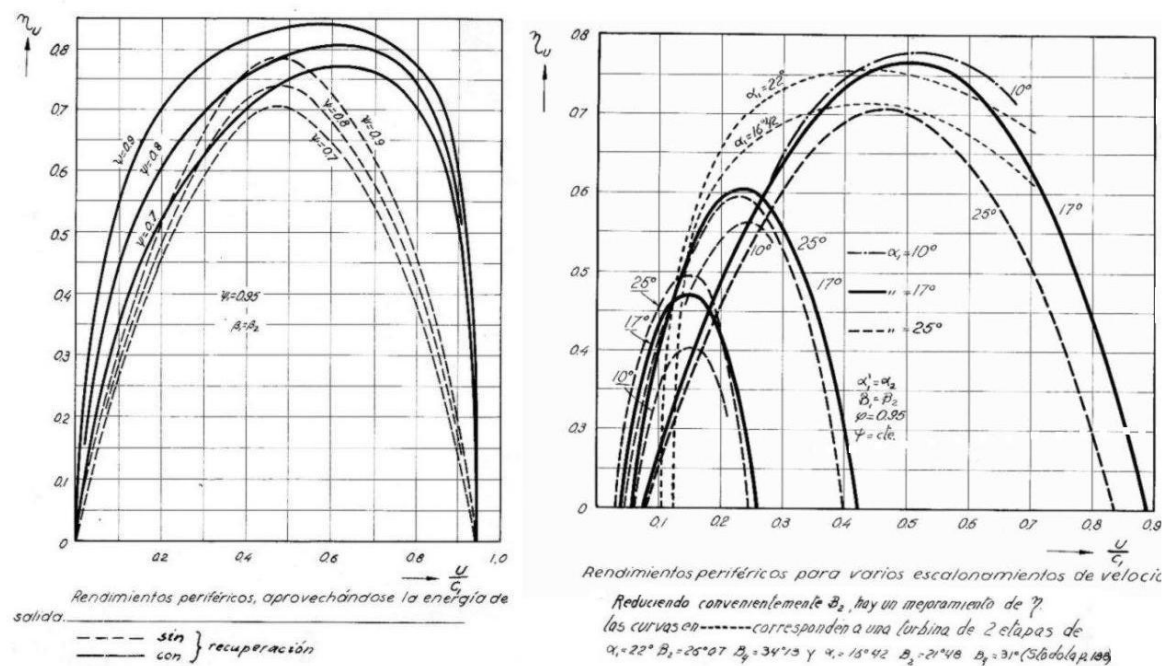
- Trabajo Periférico: $Lu = \Delta i_s - (h_d + h_{sI} + h_D + h_{sII} + h_{sal})$

- Rendimiento Periférico: $\eta_u = \frac{Lu}{\Delta i_s}$

En el cuadro siguiente se indican los valores medios de los ángulos para ruedas de acción simple y RC (varían con la relación de velocidades u/c_1):

		Rueda de acción simple	Rueda Curtis con 2 coronas
Angulo de toberas	α_1	15 - 16°	16 - 19°
1ª corona móvil	β_{2I}	24 - 28	22 - 24°
Directriz	α_{2D}		29 - 32°
2ª corona móvil	β_{2II}		38 - 45°

Según Stodola (Lámina TV 11) con ángulos $\beta_2 < \beta_1$ se obtiene un valor de Δw_{II} y por consiguiente de L_u mayor.



Se toma un ángulo de toberas α_1 mayor, para que el valor de Δw_{III} no sea muy grande con respecto a Δw_{II} ; de modo que se reduce la diferencia entre las velocidades relativas de la Iª y IIª corona y por lo tanto no es tan brusco el aumento de la longitud de las paletas

Para Rueda Curtis con 2 coronas debe ser: $\frac{l_2^{II}}{a} \cong 2.2$ a 2.5

Con l_2^{II} la longitud de las paletas de la IIª corona y a la altura de las toberas. El rendimiento de la R. C. es inferior que el de una turbina de múltiples etapas, pero tiene la ventaja de que al aprovechar un mayor salto de entalpía, se reducen considerablemente la presión y la temperatura en la cámara de la rueda, cuya pared resulta de menor espesor (más económica). Además cuando se usa como primera etapa o rueda de regulación, queda un salto de entalpía menor para repartir entre las etapas siguientes, resultando un menor número de

etapas (Turbina más barata). Con el aumento del volumen específico, en la 2ª etapa la longitud de las paletas es mayor y es posible la admisión total de vapor.

En el caso de las turbinas de múltiple etapas y de contrapresión, el salto de entalpía en la rueda de regulación es de 40 a 60 % del salto total y si es de condensación (con salto de entalpía mayor) es de 20 a 30% (ver los esquemas de la expansión del vapor en el diagrama $i - s$).