

# ME-5300 MAQUINAS

## Capítulo 2. TURBINAS DE VAPOR

### 2.1 ANALISIS DE PERDIDAS EN TURBINAS DE VAPOR

- Interés de analizar pérdidas: unificación del lenguaje y del concepto mismo.
- Importancia de una buena definición de los rendimientos, en particular del rendimiento interno. Ejemplo Turbinas a Gas:  $\Delta\eta=1\% \Rightarrow \Delta\dot{W}=3,5\%$ .
- El utilizador se interesa en el rendimiento global ( $\eta_{global}$ )
- El diseñador se interesa en la descomposición de  $\eta_{global}$  en rendimientos parciales (pérdidas parciales),  $\Rightarrow$  influencia en el dimensionamiento de la máquina.
- Caso de turbinas de turborreactores: Energía Cinética residual no es pérdida  $\Rightarrow$  Energía útil de propulsión.
- Caso de turbinas para generación (de vapor o a gas): Energía Cinética residual es una pérdida (**Z2**).
- Centrales Térmicas: las pérdidas de las turbinas constituyen la parte más preponderante. Las pérdidas de las restantes unidades (hogar, caldera, sobrecalentadores, condensador, etc.) son menores y objeto de otro análisis.
- Las pérdidas en turbinas (vapor, gas, turbocompresores, etc.) se dividen en general en:
  - ✓ **Pérdidas Internas** (“visualizadas” en el diagrama entalpía-entropía, h-s)
  - ✓ **Pérdidas Externas** (**NO** “visualizadas” en el diagrama entalpía-entropía, h-s)

## ➤ PERDIDAS INTERNAS

- Irreversibilidades internas que ocurren en estatores y rotores. Hacen disminuir el salto entálpico (lo aumentan en Turbocompresores) con un aumento de entropía ( $\Delta S \neq 0$ ). Estas se dividen en:

- ✓ **pérdidas de superficie**

- ✓ **pérdidas de forma.**

- **Pérdidas Internas de Superficie:**

- ✓ Debido a fricción o roce del flujo con las superficies en contacto (álabes, toberas, carcasa, piso entre álaves)

dando origen a **capa límite**:  $\tau_w \propto \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0}$ .

- ✓ Proporcionales a la superficie mojada.

- ✓ Se reduce haciendo la tobera más corta o disminuyendo el número de toberas ( $\otimes$ ).

- **Pérdidas Internas de Forma:**

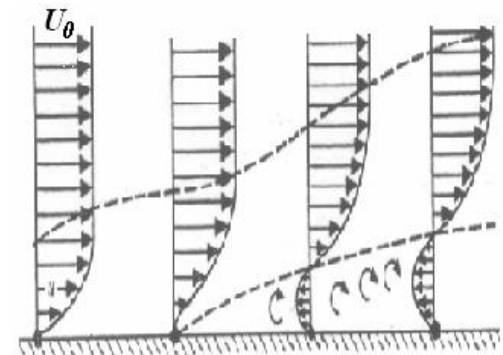
- ✓ Se deben a desprendimientos de capa límite.

- ✓ Implicando formación de torbellinos o vórtices (remolinos)

- ✓ Aumentan con el aumento ángulo de divergencia de toberas

- ✓ Aumentan con toberas cortas ( $\rightarrow \leftarrow \otimes$ )

- ✓ Aumenta con la disminución del número de toberas (corriente poco guiada) ( $\rightarrow \leftarrow \otimes$ )

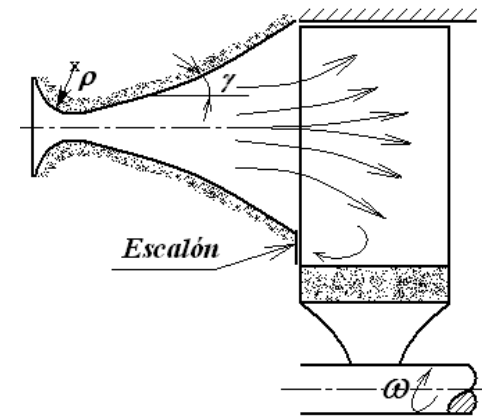
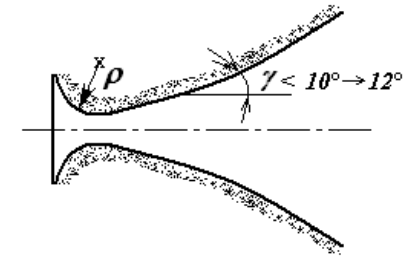


⇒ **Necesidad de tobera ideal:**

$\left\{ \begin{array}{l} \text{Pérdidas Superficiales} \downarrow \\ \text{Pérdidas de Forma} \downarrow \end{array} \right.$

- **Pérdidas Internas de Estatores** asociadas al coeficiente  $\varphi$ , el cual depende de muchos parámetros o factores:

- ✓ Longitud de las toberas o álabes que ofician de toberas (álabes-toberas).
- ✓ Rugosidad de la superficie de las toberas o álabes-toberas.
- ✓ Tamaño de toberas o álabes-toberas ( $\varphi$  toberas chicas <  $\varphi$  toberas grandes).
- ✓ Radio de curvatura  $\rho$  (si es pequeño  $\Rightarrow$  desprendimiento capa limite).
- ✓ Angulo de divergencia  $\gamma$  de toberas (si  $\gamma$  grande  $\Rightarrow$  desprendimiento capa limite).
- ✓ Distanciamiento entre las toberas o álabes-toberas (perturbaciones mutuas).
- ✓ Espesor del “escalón” a la salida de toberas o álabes-toberas (vértices en el borde de salida de la tobera).
- ✓ Necesidad de embocadura aerodinámica (entrada brusca  $\Rightarrow$  desprendimiento capa limite).



- **Pérdidas Internas en Rotores** asociadas al coeficiente  $\psi$ , al igual depende de muchos parámetros o factores.
  - ✓ El análisis es similar al caso anterior de los estatores.

➤ **CLASIFICACIÓN DE LAS PERDIDAS INTERNAS:**

✓ **Pérdidas Internas, estator y rotor ( $Z_1$ ):**

- Constituyen la parte más importante de las pérdidas en turbinas.
- Están asociadas a la naturaleza de los estatores (toberas o álabes-toberas) y de los rotores (geometría, materiales, terminación superficial, etc.), que se confunde con el concepto de “roce o fricción”.
- Si bien el roce tiene una contribución importante en las pérdidas, éste no es el único causante.
- Además, contribuyen los choques, la humedad del vapor, etc.
- El conjunto de factores que contribuyen a estas pérdidas se funden en el coeficiente  $\varphi$  para el caso de estatores y en el coeficiente  $\psi$  para el caso de rotores.

✓ **Pérdidas por Energía Cinética Residual ( $Z_2$ ):** De manera general estas pérdidas se evalúan en base a la velocidad absoluta de salida del rotor ( $\frac{1}{2} C_2^2$ ). Pero su cálculo depende del tipo de turbina:

$$Turbina\ de\ Acción \left\{ \begin{array}{l} Curtis : Z_2 = \frac{1}{2} C_{2, \text{última etapa}}^2 \\ Rateau\ o\ Zoëilly \left\{ \begin{array}{l} Con\ Recuperación : Z_2 = \frac{1}{2} C_{2, \text{última etapa}}^2 \\ Sin\ Recuperación : Z_2 = \sum_{i=1}^{i=etapa\ n} \frac{1}{2} C_{2,i}^2 \end{array} \right. \end{array} \right.$$

$$Turbina\ de\ Reacción \left\{ \begin{array}{l} Parsons : Con\ Recuperación : Z_2 = \frac{1}{2} C_{2, \text{última etapa}}^2 \end{array} \right.$$

✓ **Pérdidas Intersticiales Internas “Leakage” ( $Z_3$ ):**

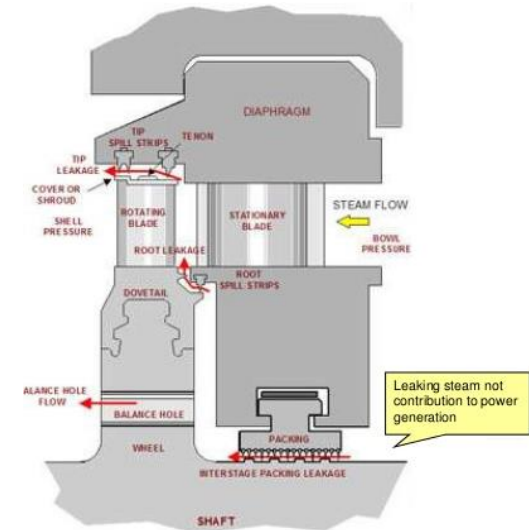
- Debido a fugas de vapor dentro del volumen de control (ductos por donde circula el vapor en la zona de estatores y rotores), a través de intersticios.
- Se trata de vapor con energía térmica que pasa a través de estatores y rotores, pero no interviene en el intercambio de energía, en especial en el proceso de conversión a Energía Mecánica o Torque en el eje.

- Esta pérdida se traduce en una pérdida del caudal nominal de la turbina. Se designan por  $Z_3$ .
- Debemos entenderlas básicamente como una pérdida de caudal másico por los intersticios (“*laminado*”):

$$\underbrace{\dot{m}_S}_{\text{Caudal másico suministrado o Nominal}} > \underbrace{\dot{m}_U}_{\text{Caudal másico útil } (\Rightarrow \dot{W} \downarrow)}$$

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_S - \dot{m}_U$$

$$\Delta \dot{m} = \Delta \dot{m}_{\text{int}} + \Delta \dot{m}_{\text{ext}}$$



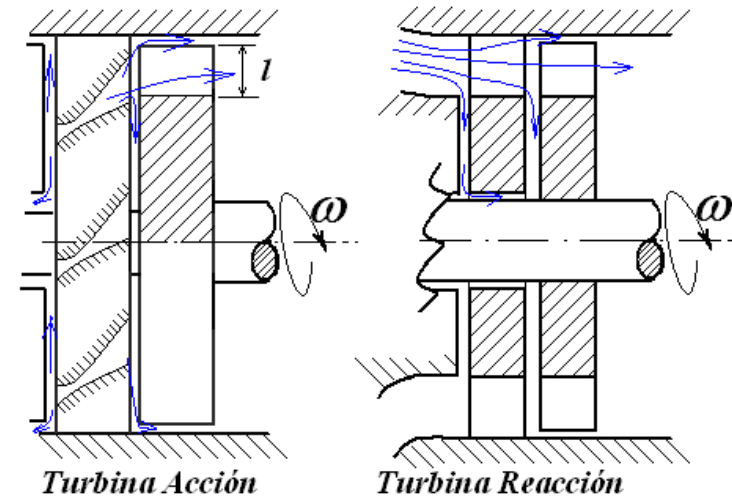
✓ Las **Pérdidas Intersticiales Internas** ( $Z_{3,\text{int.}}$ ,  $\Delta \dot{m}_{\text{int}}$ )

- Se producen cuando el vapor pasa por estatores y rotores.
- Estatores: Álabes fijos → Álabes y tambor o eje y discos
- Rotores: Álabes móviles → Carcasa y discos
- Dirección de flujo de pérdidas igual al de la corriente principal

$$\Delta \dot{m}_{T.\text{reacción}} > \Delta \dot{m}_{T.\text{acción}}$$

- Estimación de la pérdida de flujo másico interno como función del salto entálpico:

$$\Delta h_S = (h_i - h_{fS}) \quad (\text{Salto entálpico isentrópico})$$



$$\dot{m}_s \cdot h_f = (\dot{m}_s - \Delta\dot{m}) \cdot h_{fs} + \Delta\dot{m} \cdot h_i$$

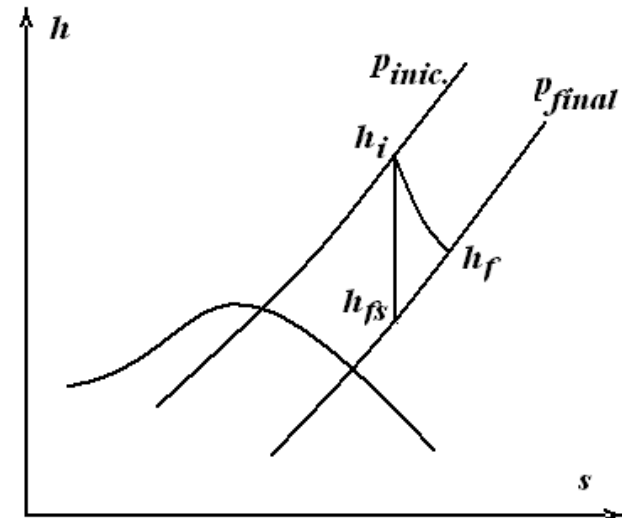


“laminado”

$$h_f = \frac{(\dot{m}_s - \Delta\dot{m}) \cdot h_{fs} + \Delta\dot{m} \cdot h_i}{\dot{m}_s}$$

$$h_f = h_{fs} + \frac{(h_i - h_{fs}) \cdot \Delta\dot{m}}{\dot{m}_s} = h_{fs} + \frac{\Delta h_s \cdot \Delta\dot{m}}{\dot{m}_s}$$

$$h_f - h_{fs} = \frac{\Delta h_s \cdot \Delta\dot{m}}{\dot{m}_s} \Rightarrow \Delta\dot{m}_{\text{int}} = \frac{\dot{m}_s \cdot (h_f - h_{fs})}{\Delta h_s}$$



✓ **Pérdidas Intersticiales Internas en Turbinas de Reacción (  $\Delta\dot{m}_{\text{int}}$  )**

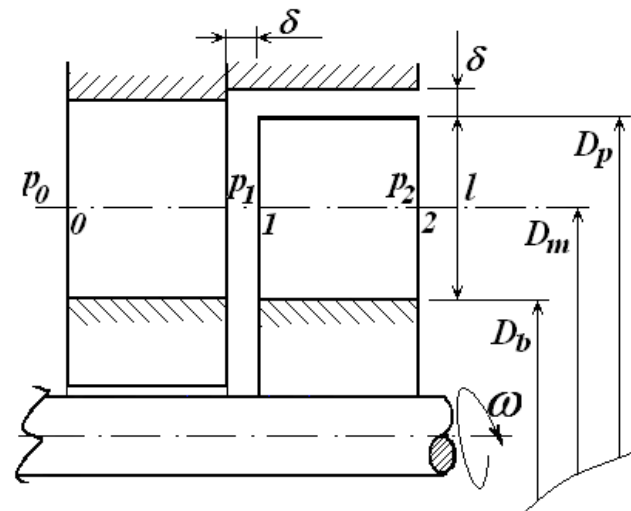
- En estas turbinas la presurización hace particularmente importante el “laminado”.
- Determinación de  $\Delta\dot{m}_{\text{int}}$  **SIN** juntas laberínticas:

$$\Delta\dot{m}_{\text{int}} = \frac{k \cdot \pi \cdot D_p \cdot \delta \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma \cdot \Delta h_s}}{v_1}$$

$\sigma$  : Grado de Reacción

Subíndice “p”: extremo superior del álabe

$k = 0,6 \rightarrow 0,8$

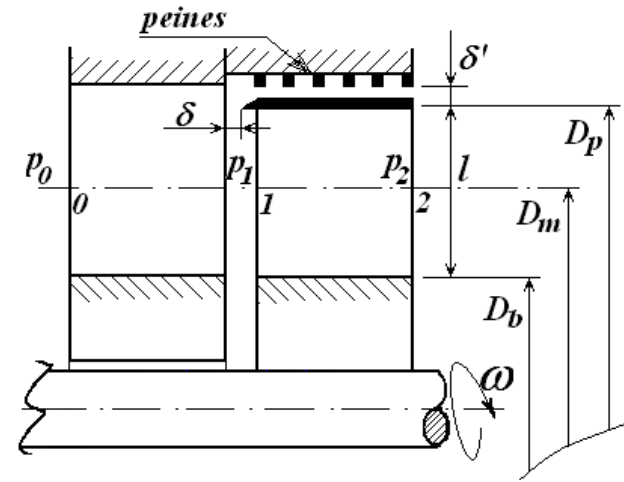


- Determinación de  $\Delta \dot{m}_{\text{int}}$  **CON** juntas laberínticas (peines):

$$\Delta \dot{m}_{\text{int}} = \frac{k \cdot \pi \cdot D_p \cdot \delta \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma \cdot \Delta h_s}}{v_2 \cdot \sqrt{1 + Z \cdot k'}}$$

Z: Número de peines

$$k' = (0,1 \rightarrow 0,7) \cdot \frac{\delta}{\delta'}$$



✓ **Pérdidas por rozamiento del rotor con el vapor (“*disk friction*”) y por “Efecto Ventilación” (*windage*), ( $Z_4$ ):**

- Se trata de vapor “atrapado” en el hueco entre estator y rotor, desarrollando flujos de “Couette”
- Las tensiones de corte son disipadoras de calor, las cuales no participan en el intercambio de energía, i.e. la conversión a Energía Mecánica o Torque en el eje.
- El “Efecto Ventilación” se produce por la no utilización de toda la periferia del rodete (inyección parcial).
- Inyección parcial caracterizada por el coeficiente  $\varepsilon$  (grado de admisión).
- Más adelante se proponen correlaciones para evaluar  $Z_4$ :

$$\dot{Z}_4 = \left( \dot{Z}_{4,disk} + \dot{Z}_{4,ventilación} \right)$$

## ✓ Estimación de pérdidas por Rozamiento y Ventilación ( $Z_4$ )

### ▪ Correlación #1:

$$\begin{cases} \rightarrow \dot{Z}_{4,disk} = \frac{3 \cdot 10^{-7} D^{1,8} U^{2,8}}{v} \quad [kcal / s] \\ \rightarrow \dot{Z}_{4,ventilación} = \frac{1,35 \cdot 10^{-5} D^{0,7} \cdot l \cdot U^{2,8} (1 - \varepsilon)}{v} \quad [kcal / s] \end{cases}$$

( $\varepsilon$  ; cuando los álabes del rotor que están sometidos a inyección parcial)

$D$  [m] (diámetro medio del rodete);  $U$  [m/s] (velocidad periférica del Rotor)

$l$  [m] (altura del álabe);  $v$  [m<sup>3</sup>/kg] (volumen específico vapor)

$$\varepsilon = \frac{\text{Arco de Inyección}}{\text{Longitud Perimetral}} = \frac{\sum S}{\pi D} \quad (\text{Grado de Admisión}) \quad \text{O bien:}$$

$$\varepsilon = \frac{\text{Area de Inyección} [m^2]}{\pi \cdot D \cdot l [m^2]}$$

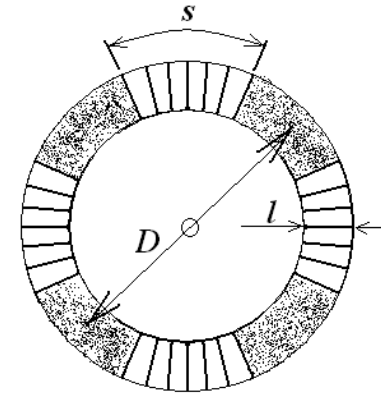
### ▪ Correlación #2:

$$\left\{ \rightarrow \dot{Z}_4 = \alpha \cdot \left[ \left( \frac{1,07 \cdot D^2}{v} \right) + \left( \frac{0,61 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot D \cdot l^{1,5}}{v} \right) \right] \left( \frac{u}{100} \right)^3 \right. [kW]$$

$$\alpha = \begin{cases} 1 & \text{vapor recalentado} \\ 1,3 & \text{vapor húmedo} \end{cases}$$

$$l = [cm]$$

De preferencia, porque toma en cuenta la humedad eventual del vapor.





▪ **Correlación #3:**

$$\begin{cases} \rightarrow \dot{Z}_{4,dis\cos} = \frac{0.0095 \cdot n^3 \cdot D^5}{\nu} [W] \\ \rightarrow \dot{Z}_{4,ventilación} = \frac{(1-\varepsilon)k \cdot n^3 \cdot D^4 \cdot l}{\nu} [W] \end{cases}$$

$D$  [m] (diámetro medio del rodete);

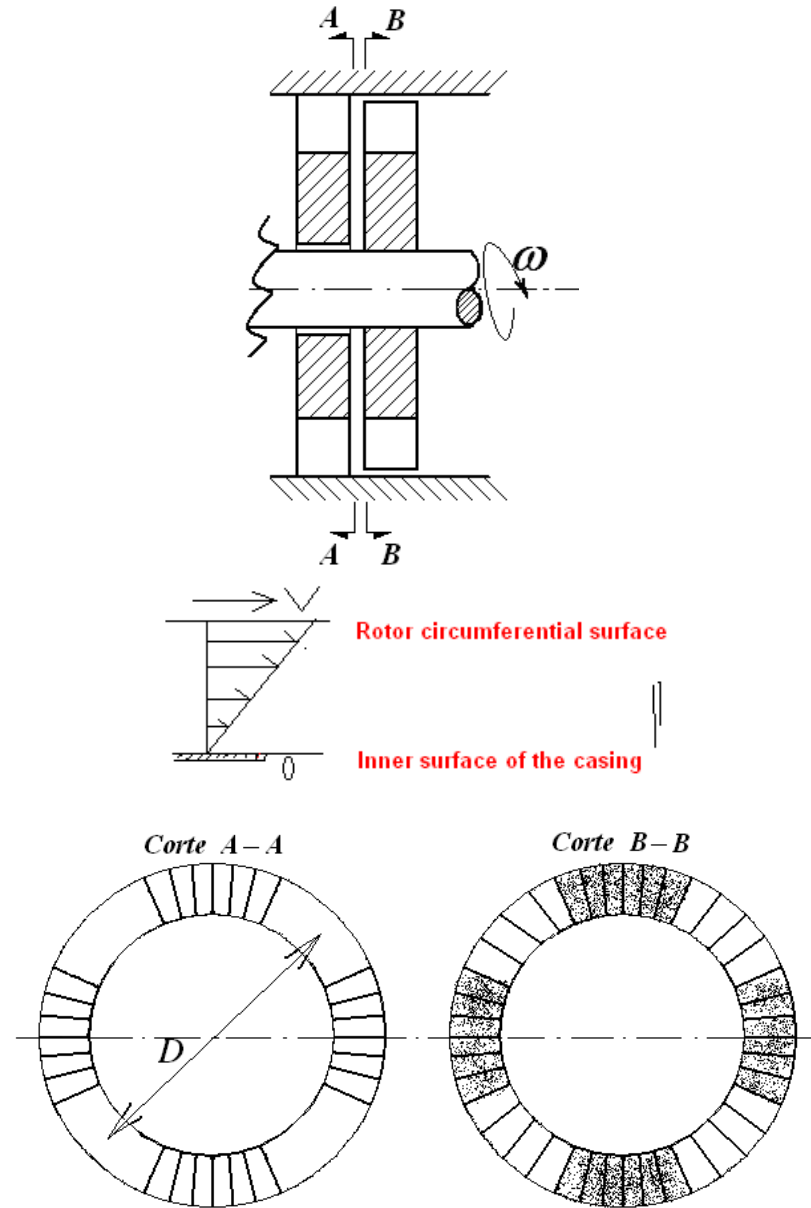
$n$  [reps] (velocidad periférica del Rotor)

$l$  [m] (altura del álabe);  $\nu$  [m<sup>3</sup>/kg] (volumen específico vapor)

$$k = \frac{2}{3} k_{Curtis} \quad k = \text{coeficiente}$$

( $k_{Curtis}$ : 3,8 para 1 etapa; 4,5 para 2 etapas; 6 para 3 etapas).

Menos interesante porque está definida en base a otra turbina (Curtis)



➤ **PERDIDAS INTERSTICIALES EXTERNAS:** las cuales NO se reflejan en el diagrama entalpía-entropía, h-s, son de origen muy diverso que pueden resumirse como sigue:

✓ **Pérdidas Intersticiales Externas ( $Z_{3,ext}$ ,  $\Delta\dot{m}_{ext}$ ):**

- debido a fugas de vapor hacia el exterior del volumen de control (ductos por donde circula el vapor en la zona de estatores y rotores), a través de intersticios. Esta pérdida se traduce en una pérdida del caudal nominal de la turbina. Se designan por  $Z_{3,ext}$ . Difícil de calcular y relacionar con  $\Delta\dot{m}_{ext}$
- Entre el huelgo o tolerancia del eje y la carcasa
- $\Delta\dot{m}_{ext} > \Delta\dot{m}_{int}$
- Se contabilizan al calcular la potencia interna (y/o efectiva)

✓ **Pérdidas por Transferencia de Calor ( $Z_5$ ):**

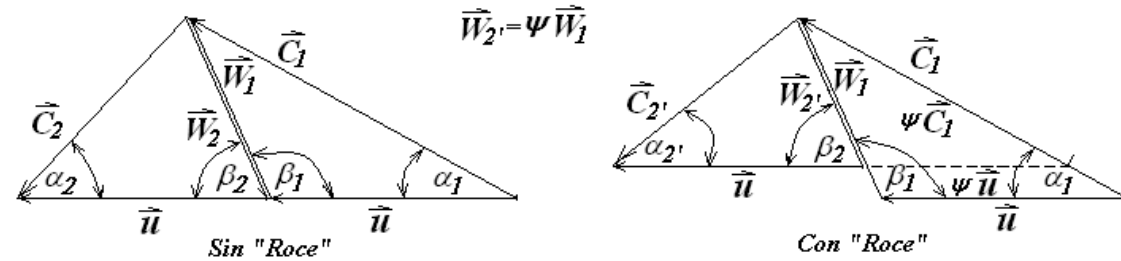
- Pérdidas de calor por falta de adiabatismo de las turbinas (a pesar de la aislación térmica). Este calor va hacia el refrigerante de cojinetes y hacia al ambiente por los mecanismos de conducción, convección y radiación térmica. Son difíciles de evaluar y se consideran sólo si un cálculo indirecto lo permite. Estas pérdidas son relativamente pequeñas. Se designan por  $Z_5 \approx 0$ .

✓ **Pérdidas Mecánicas por fricción o roce ( $Z_6$ ):**

- Influyen en el rendimiento mecánico de la turbina, es decir en la potencia al freno o al eje. Se designan por  $Z_6$ . Se avalúan como sigue:

$$\dot{Z}_6 = \dot{m}_s \cdot Z_6 = (1\% \rightarrow 6\%) \text{ de } \dot{W}_{eje} = \dot{W}_f \begin{cases} \approx 1\% \text{ Turbinas Grandes, } 100 \text{ MW} \rightarrow \\ \approx 4\% \text{ Turbinas Medianas, } 50 \text{ MW} \rightarrow 100 \text{ MW} \\ \approx 6\% \text{ Turbinas Chicas, } 1 \text{ MW} \rightarrow 50 \text{ MW} \end{cases}$$

## 2.2 SUPERPOSICIÓN DE TRIÁNGULOS



- De los triángulos de velocidades:  $C_2 \cos \alpha_2 = (u + u\psi) - \psi C_1 \cos \alpha_1$

$$\eta_k = 2 \frac{u}{C_{ad}} \left[ \frac{C_1 \cos \alpha_1 - [(u + \psi u) - \psi C_1 \cos \alpha_1]}{C_{ad}} \right]$$

$$\eta_k = 2 \frac{u}{C_{ad}} \left[ \frac{C_1 \cos \alpha_1 (1 + \psi) - u (1 + \psi)}{C_{ad}} \right]$$

Pero como:  $C_1 = \phi C_{ad}$

$$\eta_k = 2 \cdot (1 + \psi) \frac{u}{C_{ad}} \left[ \phi \cos \alpha_1 - \frac{u}{C_{ad}} \right]$$

Siendo:  $\xi = \frac{u}{C_{ad}} \Rightarrow \eta_k = 2 \cdot (1 + \psi) \xi [\phi \cos \alpha_1 - \xi]$

Derivando para maximizar el rendimiento:

$$\left. \frac{d\eta_k}{d\xi} \right|_{\xi=\xi^*} = 0 \Rightarrow \xi^* = \phi \cdot \frac{\cos \alpha_1}{2} \Rightarrow (\eta_k)_{\max} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \psi) \phi^2 \cos^2 \alpha_1$$

- $\Rightarrow (\eta_k)_{\max} = f(\phi, \psi, \alpha_1)$
- $\Rightarrow \xi^* = g(\phi, \alpha_1)$  ; pero no depende de  $\psi$