

TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS

EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA /
UNIVERSIDAD DEL PAÍS VASCO



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE
INGENIERÍA DE BILBAO



DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES



AUTORES

- Luis A. Del Portillo Valdés
- Víctor de la Peña Aranguren
- Leopoldo Martín Gómez
- Zigor Uriondo Arrúe

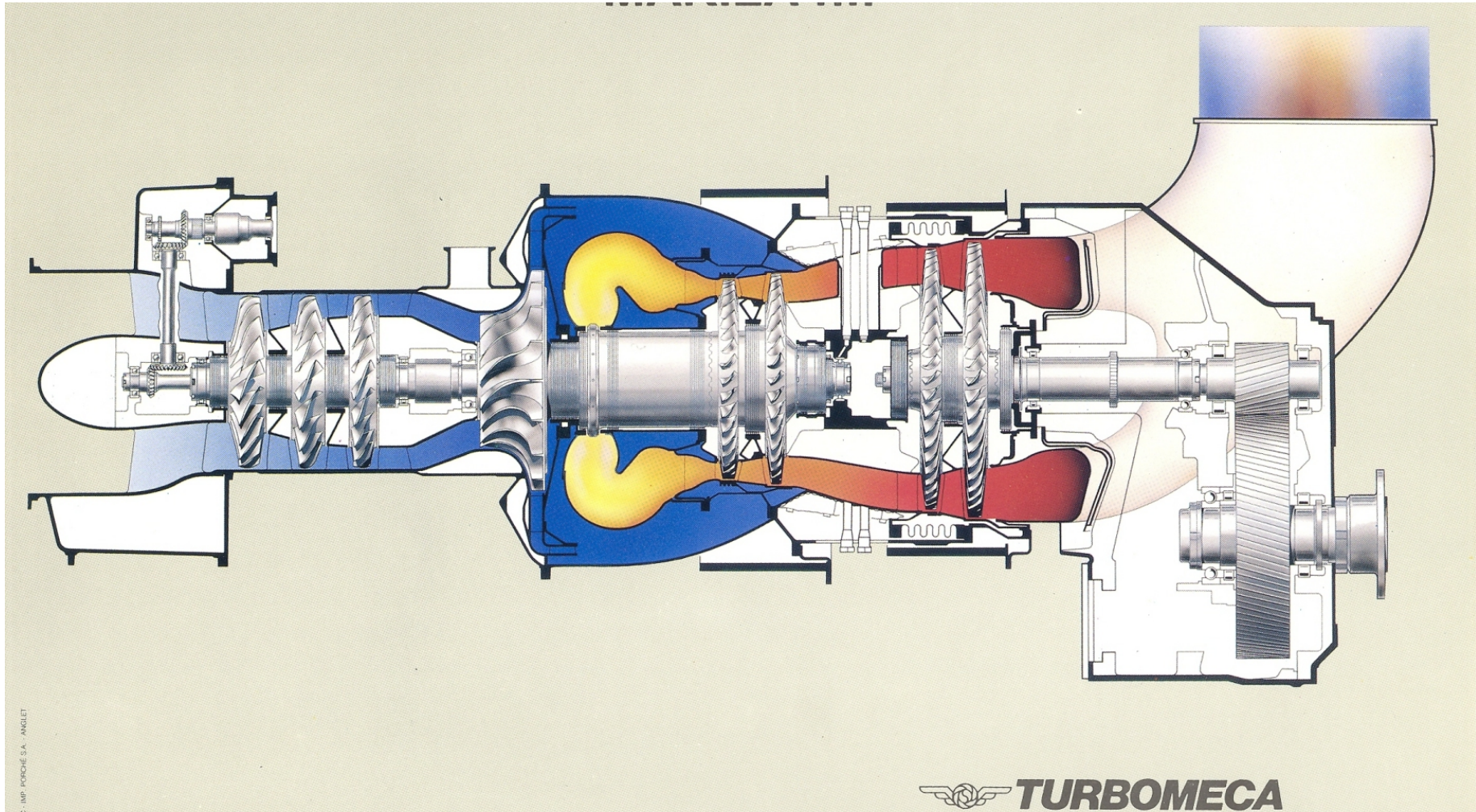
Febrero - 2015

Ficha CIP

CIP. Biblioteca Universitaria
Turbomáquinas térmicas [Recurso electrónico] / autores, Luis A. Del Portillo Valdés ...
[et al.] – Datos. – Bilbao : Universidad del País Vasco / Euskal Herriko Unibertsitatea,
Argitalpen Zerbitzua = Servicio Editorial, 2015. – 1 recurso en línea : PDF.
En port.: Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao. Dpto, de Máquinas y
motores.
ISBN: 978-84-9082-137-4.

1. Turbomáquinas – Problemas y ejercicios. I. Del Portillo Valdés, Luis A., coautor. II.
Escuela Técnica Superior de Ingeniería (Bilbao).
621.4(076.2)(0.034)

TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS



1.- MÁQUINAS QUE UTILIZAN FLUIDOS

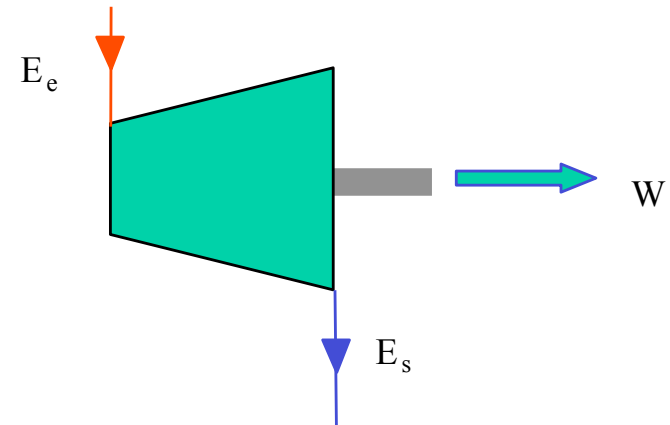
DEFINICIÓN DE MÁQUINA Y PARÁMETROS DE CLASIFICACIÓN

- Una máquina intercambia energía mecánica cambiando la energía del fluido. El concepto de máquina debe ser el más amplio posible.
- Los parámetros utilizados para clasificar las máquinas son:
 - La dirección de la energía mecánica.
 - La compresibilidad del fluido.
 - El flujo.

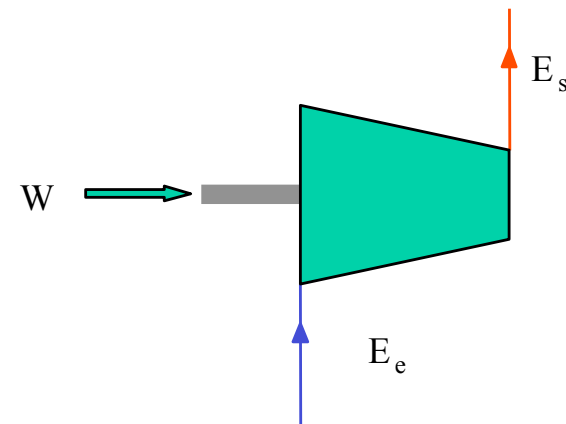
LA DIRECCIÓN DE LA ENERGÍA MECÁNICA

Según la dirección de la energía mecánica:

- Motora, si la energía mecánica se genera.
- Generadora, si la energía mecánica se consume.



MOTORA ($E_e > E_s$; $W > 0$)



GENERADORA ($E_e < E_s$; $W < 0$)

LA COMPRESIBILIDAD DEL FLUIDO

La variación del volumen específico tiene mucha importancia en la conversión de la energía del fluido en energía mecánica o viceversa.

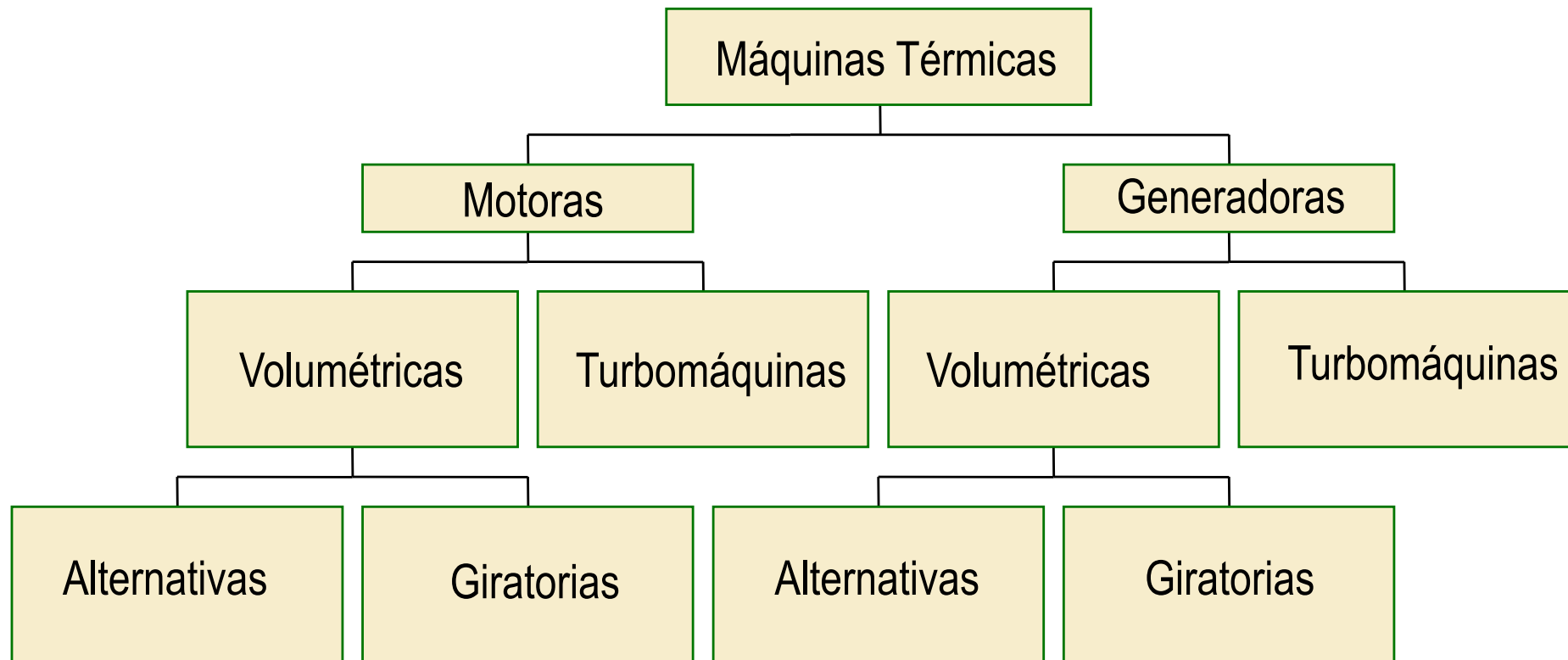
- Las máquinas hidráulicas utilizan fluidos incompresibles.
- Las máquinas térmicas utilizan fluidos compresibles.

EL FLUJO MÁSICO

Según el flujo másico:

- Turbomáquina. El flujo másico es continuo a través de la máquina.
- Máquina volumétrica o de desplazamiento positivo. Una cantidad concreta de masa es la que sufre los cambios.
 - Alternativa.
 - Giratoria.

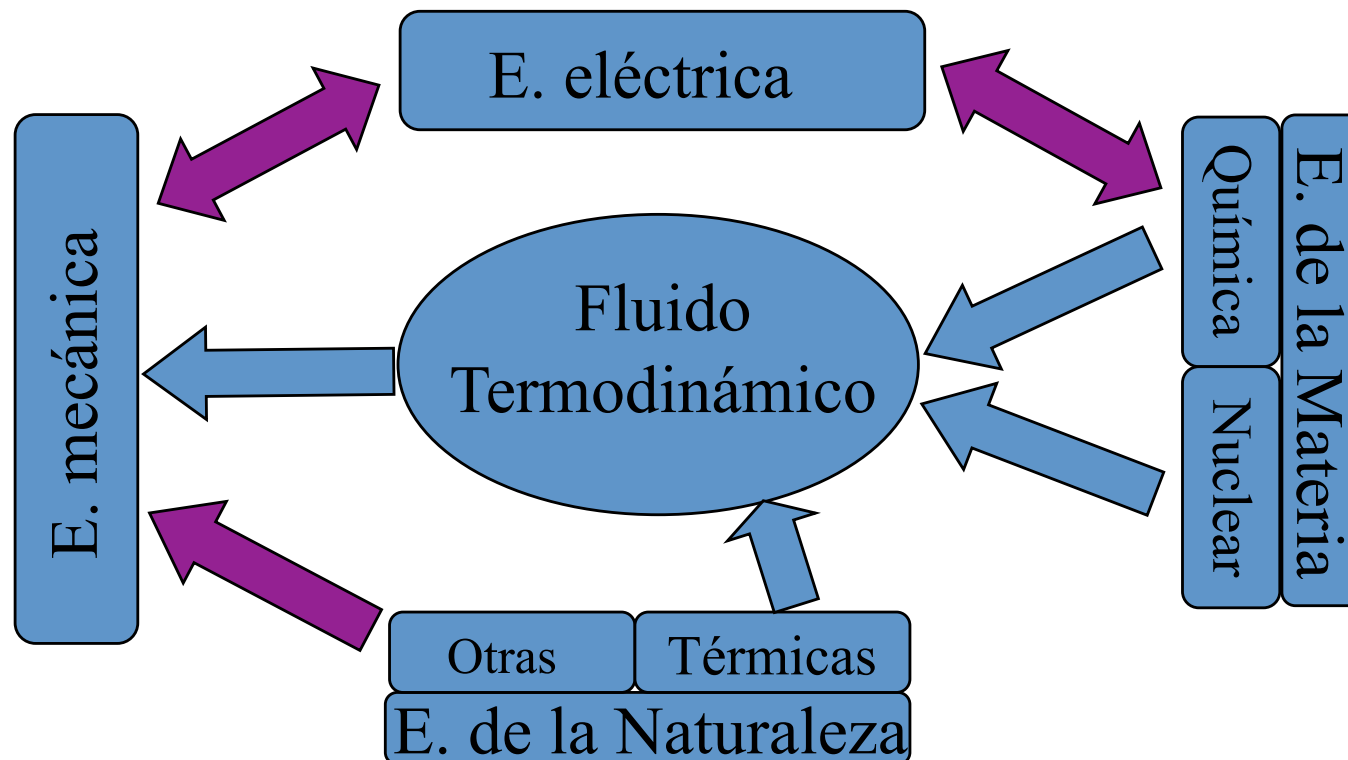
CLASIFICACIÓN



2.- FUNDAMENTOS DE LOS MOTORES TÉRMICOS

TRANSFORMACIONES ENTRE DISTINTAS FORMAS DE ENERGÍA

Para el aprovechamiento Energético debemos utilizar las principales formas de energía que hay en el universo (mecánica, de la materia, eléctrica y de la naturaleza) y para la transformación entre ellas utilizamos un fluido termodinámico.



FACTORES PARA SU CLASIFICACIÓN

Un motor térmico es un dispositivo mecánico, o conjunto de dispositivos mecánicos, que se utiliza para convertir la energía en energía mecánica, a través de un fluido termodinámico. Se clasifican según los tres siguientes factores:

- ***Combustión.***
- ***Fluido termodinámico.***
- ***Movimiento de la pieza principal del motor.***

COMBUSTIÓN

Tomando como criterio cómo se suministra calor al fluido termodinámico:

- ***Motores de combustión externa.*** Cuando el calor se transmite a través de la pared que separa el fluido termodinámico y los gases de la combustión.
- ***Motores de combustión interna.*** Cuando el proceso de combustión tiene lugar en el seno del propio fluido termodinámico.

FLUIDO TERMODINÁMICO

Los motores térmicos también se clasifican en función del comportamiento del fluido termodinámico en el proceso de conversión de la energía mecánica.

- ***De fluido condensable.*** Cuando el fluido termodinámico se vaporiza y se condensa.
- ***De fluido no condensable.*** Cuando el fluido termodinámico no cambia de fase.

MOVIMIENTO DE LA PIEZA PRINCIPAL DEL MOTOR

Según el movimiento de la pieza del motor que recoge la energía mecánica:

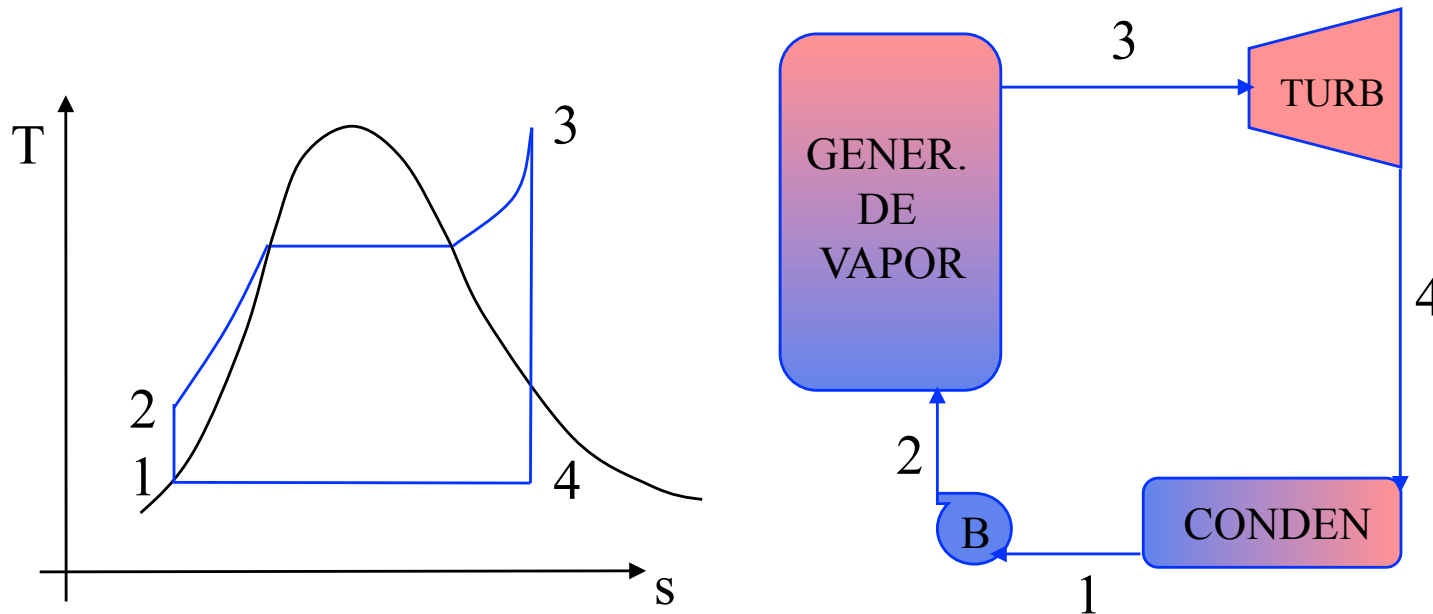
- ***Giratorio***. Cuando el eje tiene movimiento giratorio.
- ***Alternativo***. Cuando el movimiento del pistón es lineal.
- ***De reacción***. Cuando las piezas no se mueven.

3.- TURBINA DE VAPOR

INSTALACIÓN DE TURBINA DE VAPOR

Para mejorar el rendimiento de la instalación de vapor:

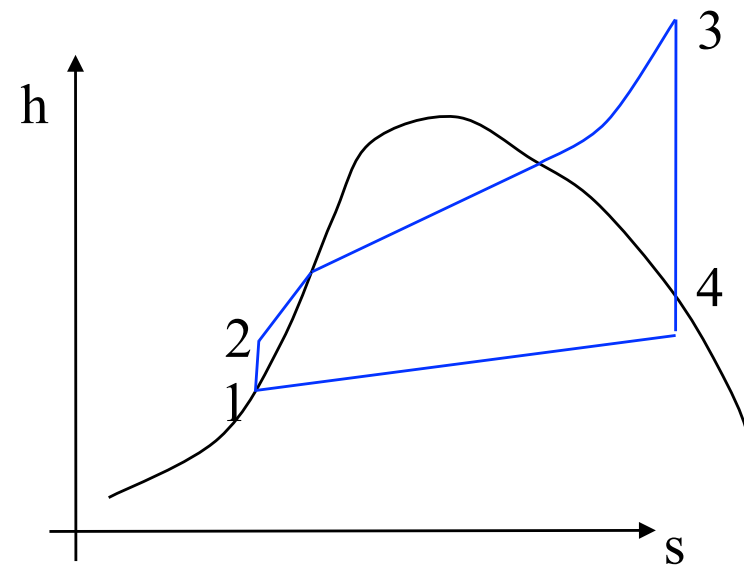
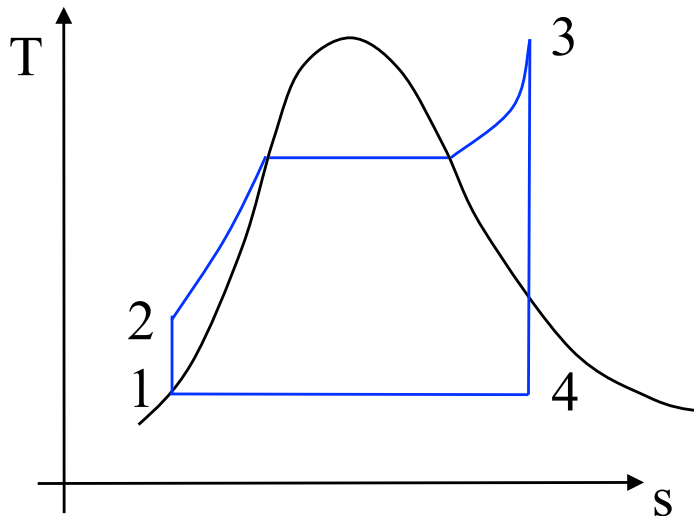
- ***Ciclo termodinámico.***
- Mejora de los dispositivos.



PARÁMETROS A ANALIZAR

Parámetros para analizar las mejoras:

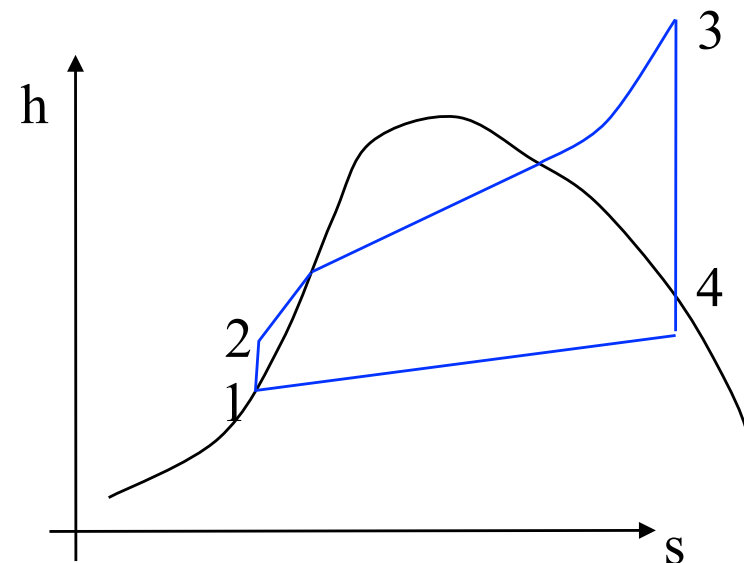
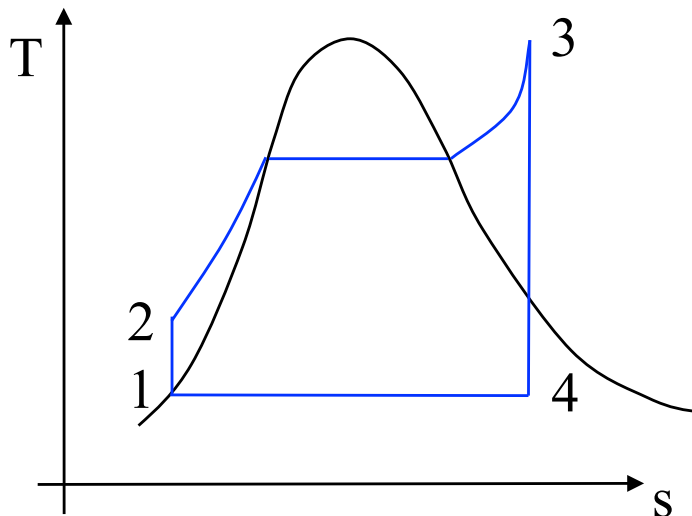
- Trabajo específico de la turbina $\rightarrow W_t = h_3 - h_4$.
- Rendimiento del ciclo $\rightarrow \eta = (h_3 - h_4) / (h_3 - h_2)$.
- Humedad en el escape de la turbina (x_4).



POSIBLES CAMBIOS

Influencia de la variación de las principales variables:

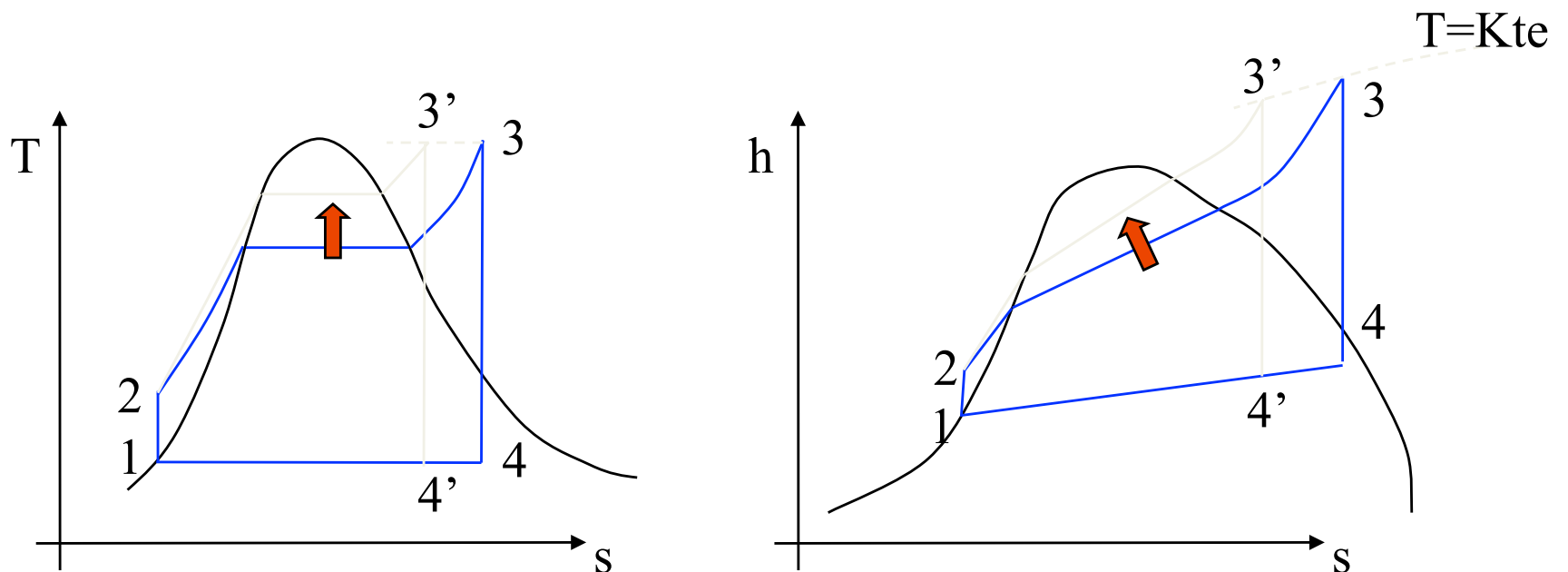
- Incremento de la presión del generador de vapor.(2-3)
- Incremento de la temperatura de entrada en la turbina.(3)
- Disminución de la presión del condensador.(4-1)



INCREMENTO DE LA PRESIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR

Si se **aumenta la presión en el generador de vapor**:

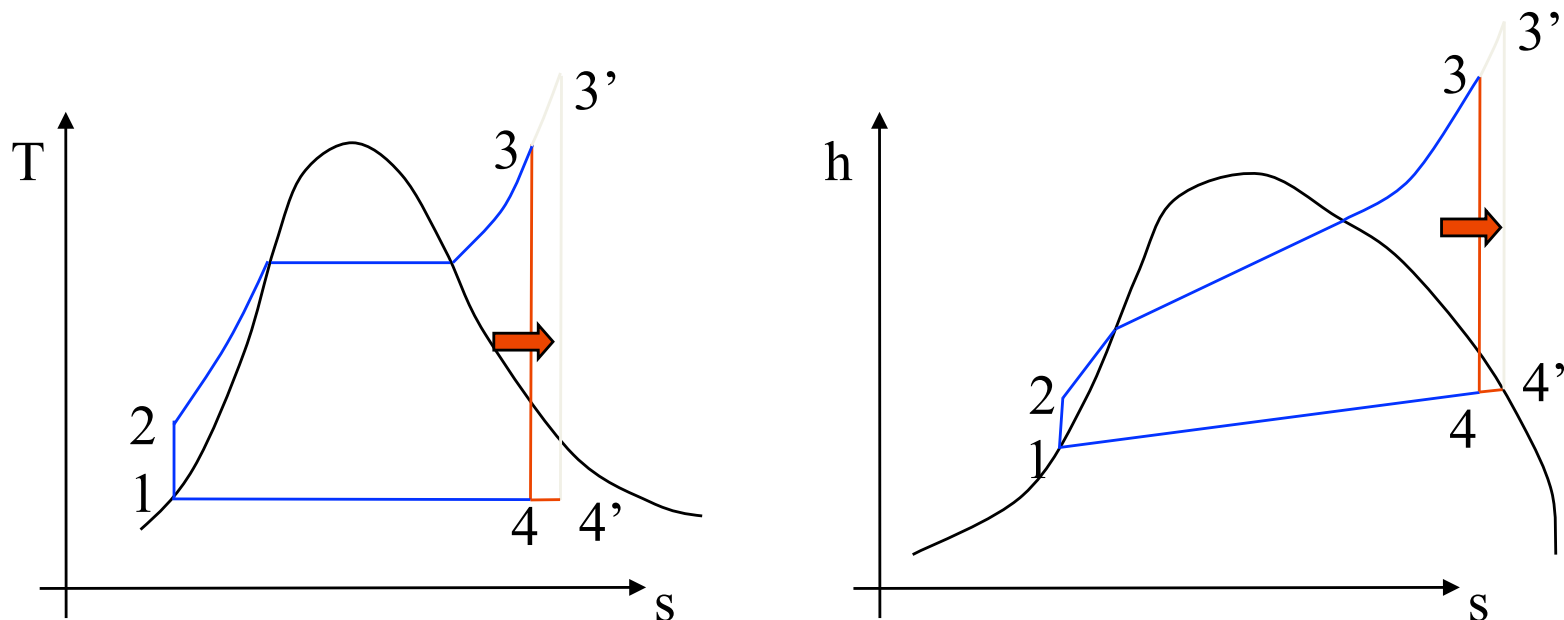
- El rendimiento del ciclo \uparrow pero cada vez menos
- El trabajo específico de la turbina \uparrow al principio, luego \downarrow
- La humedad en el escape de la turbina \uparrow



INCREMENTO DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA EN LA TURBINA

Si se **incrementa la temperatura de entrada en la turbina:**

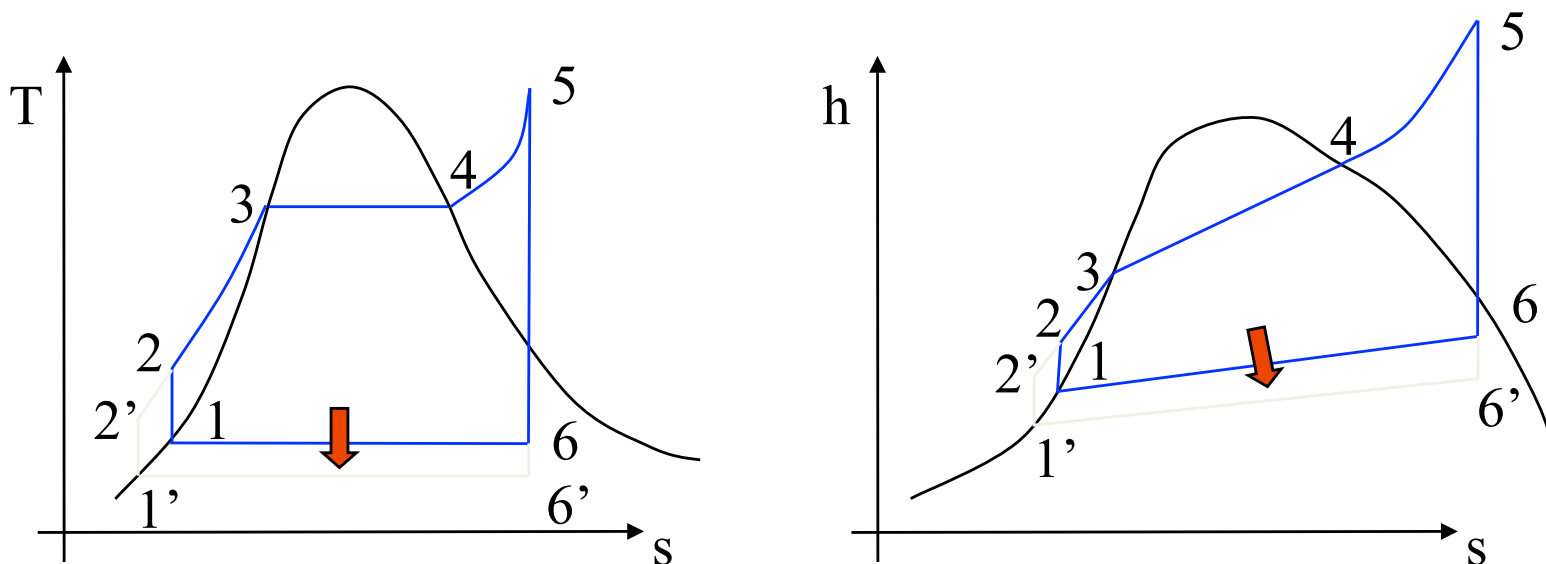
- El rendimiento del ciclo \uparrow
- El trabajo específico de la turbina \uparrow
- La humedad en el escape de la turbina \downarrow



DISMINUCIÓN DE LA PRESIÓN DEL CONDENSADOR

Si se **baja la presión del condensador**:

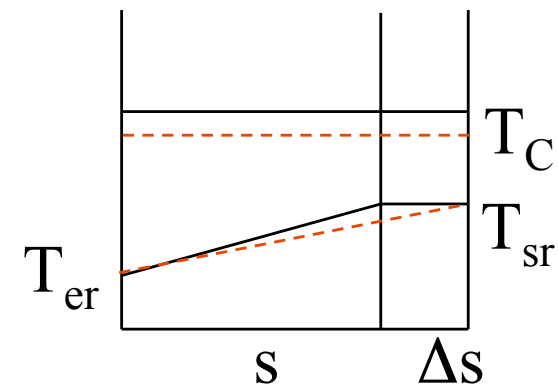
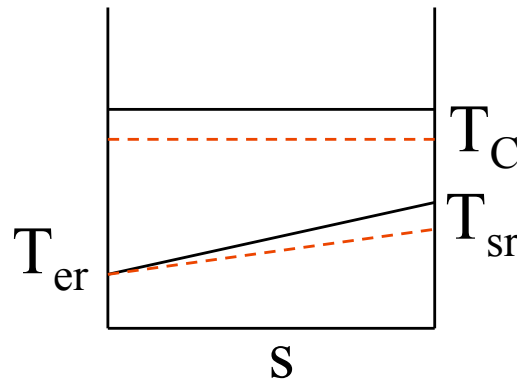
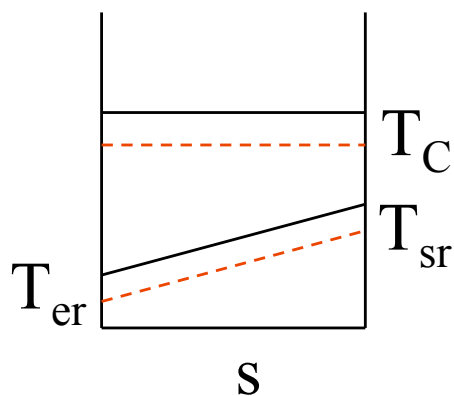
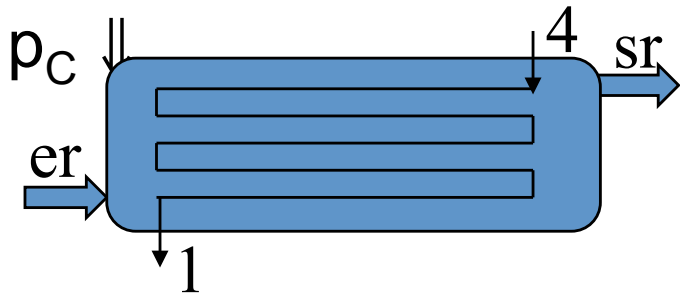
- El trabajo específico de la turbina \uparrow
- El rendimiento del ciclo \uparrow
- La humedad en el escape de la turbina \uparrow



CÓMO BAJAR LA PRESIÓN DEL CONDENSADOR

Cómo variar la presión del condensador.

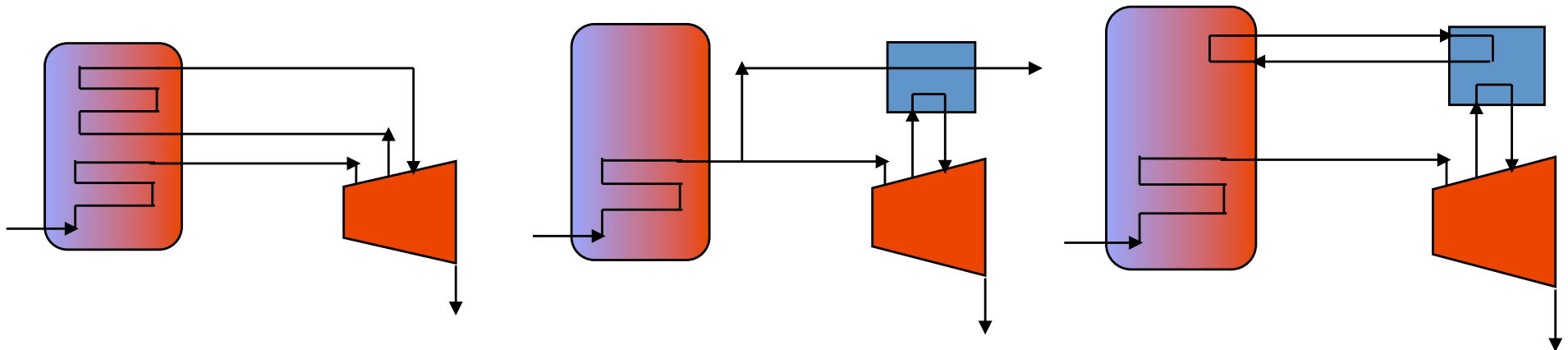
- $p_C = p_s(T_C) + p_{gi}$
- $Q = m_v \cdot (h_4 - h_1) = m_r \cdot c_r \cdot (T_{sr} - T_{er})$
- $Q = k \cdot s \cdot [T_C - (T_{sr} - T_{er}) / 2]$
 - $T_{er} \downarrow \rightarrow T_{sr} \downarrow$ y $T_C \downarrow$, por lo tanto, $p_C \downarrow$
 - $T_{sr} \downarrow \rightarrow T_C \downarrow$ y $p_C \downarrow$
 - $s \uparrow \rightarrow T_C \downarrow$ y $p_C \downarrow$



CICLO CON RECALENTAMIENTO

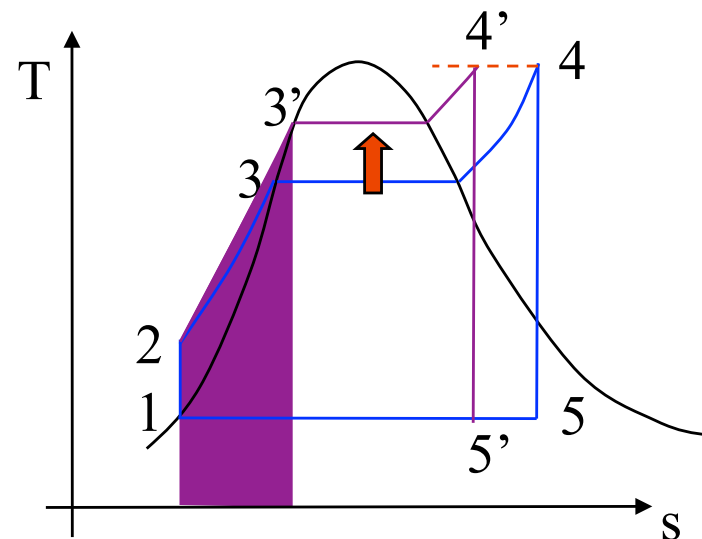
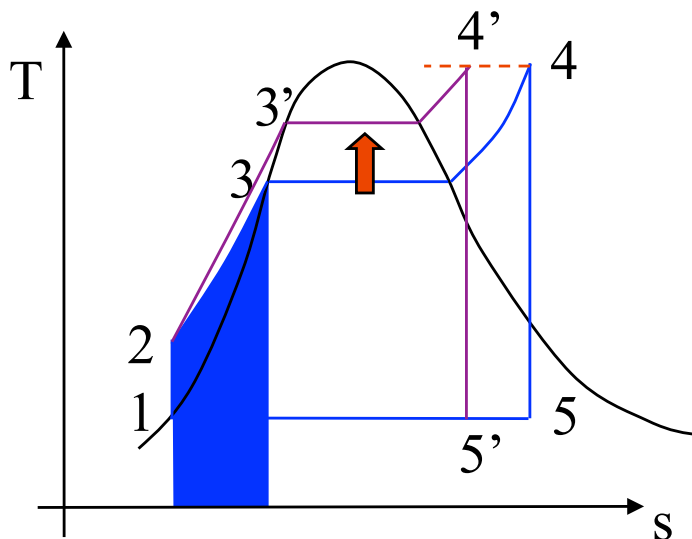
Para mejorar el título se utiliza el **recalentamiento**.

- Recalentamiento en la caldera.
- Recalentamiento por vapor vivo.
- Recalentamiento por circuito auxiliar.



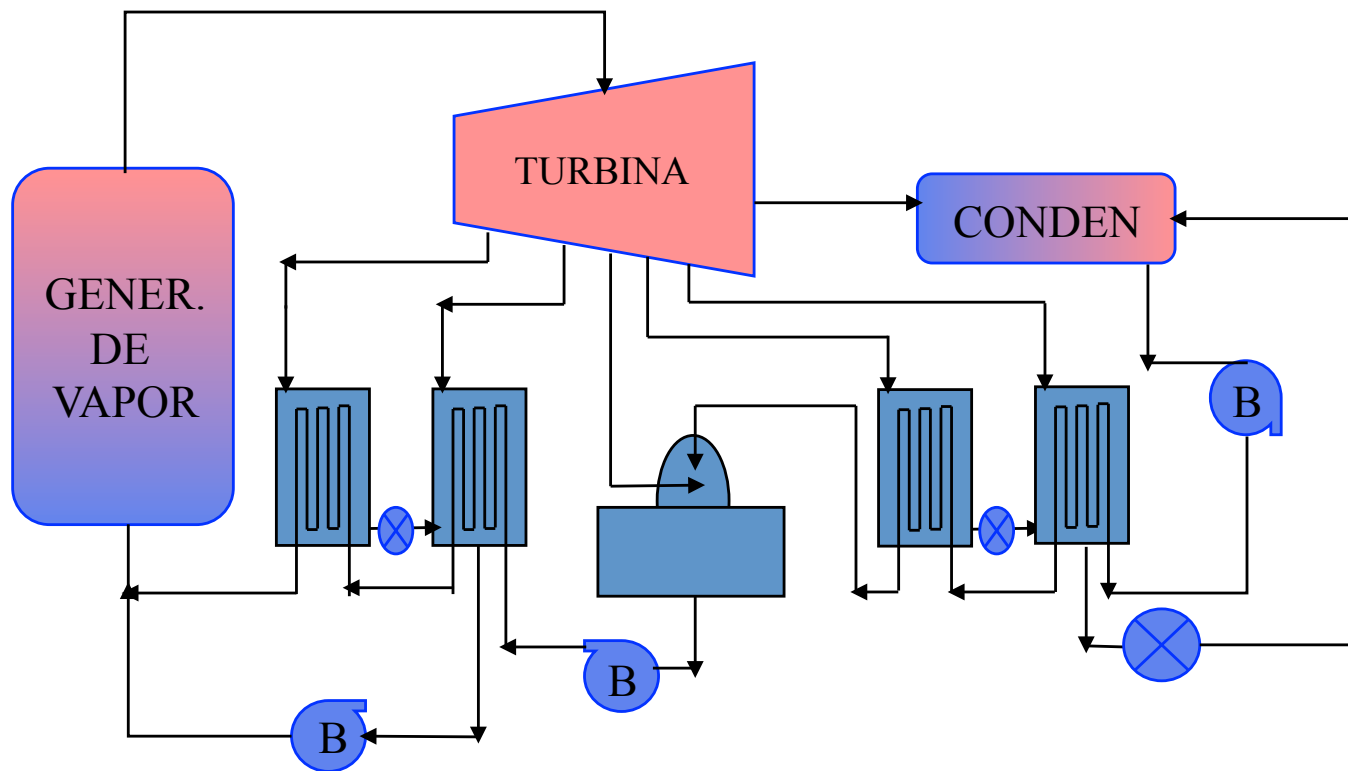
CICLOS REGENERATIVOS

Al aumentar la presión la cantidad de calor que debe suministrarse a la fase líquida también aumenta, lo que limita el aumento del rendimiento. Los ciclos regenerativos utilizan vapor para calentar el agua líquida.



CICLOS REGENERATIVOS

Los ciclos regenerativos consisten en realizar extracciones de vapor.



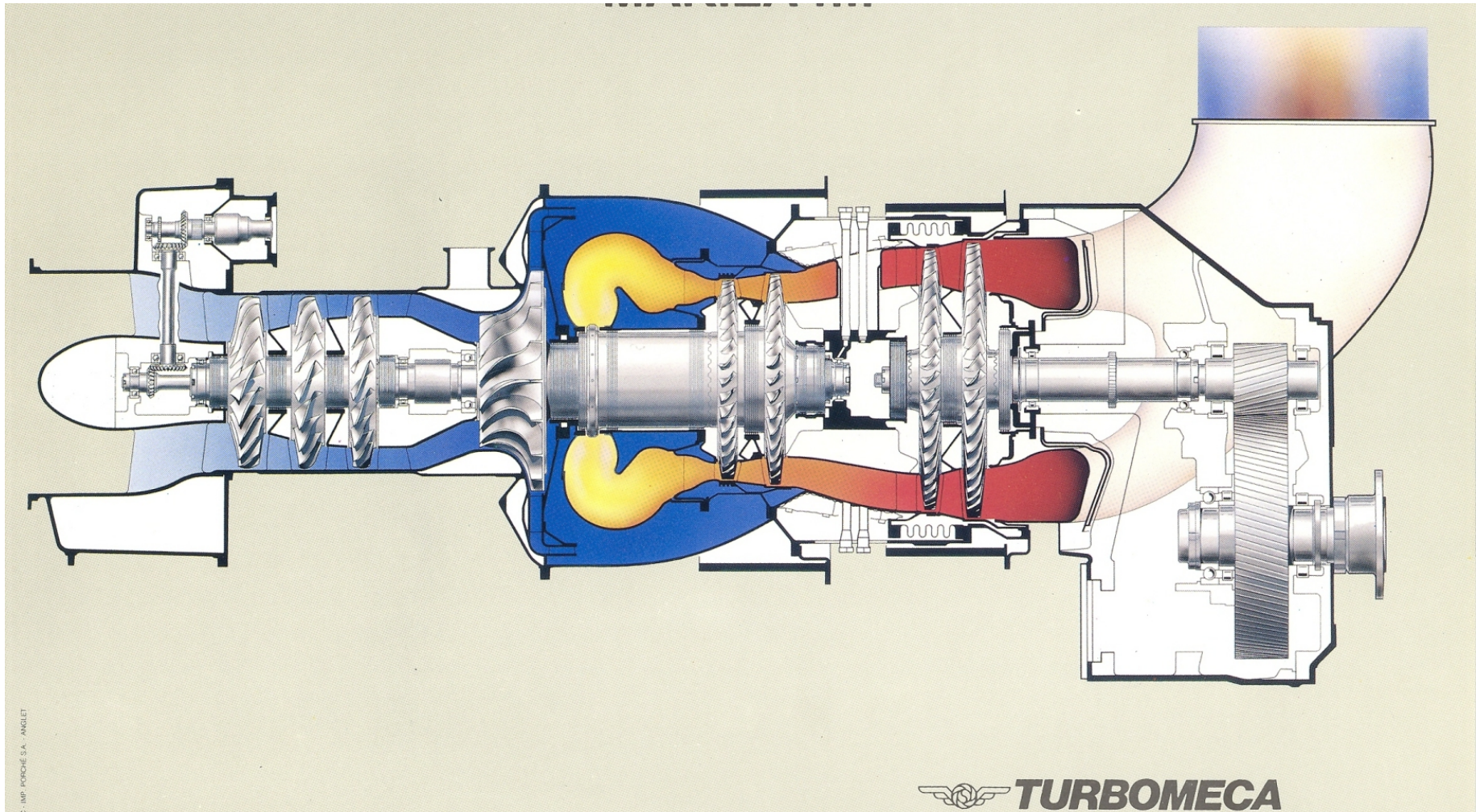
CICLOS REGENERATIVOS

Características de los ciclos regenerativos

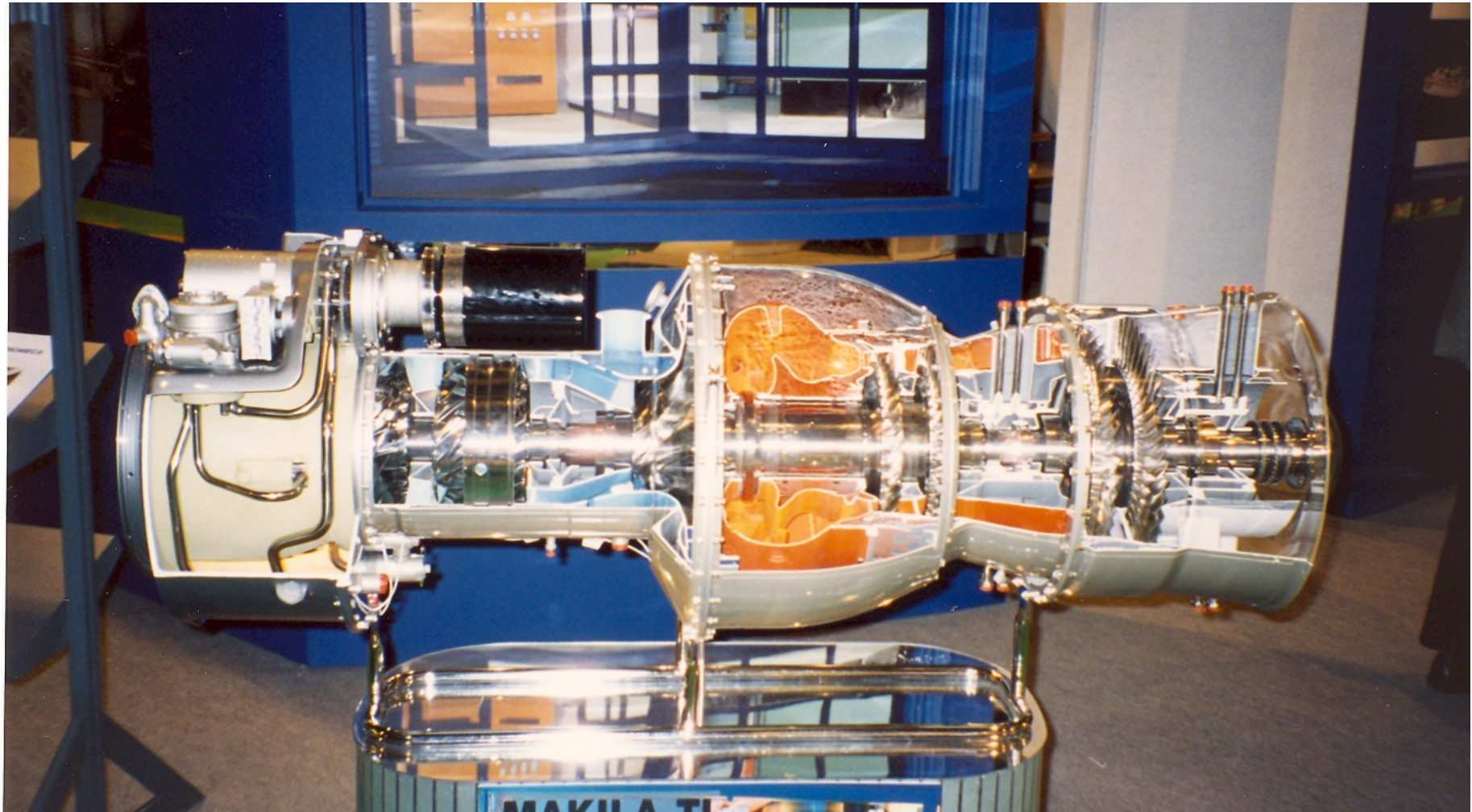
- Se mejora el rendimiento de los ciclos
- Secciones más pequeñas y menores pérdidas de velocidad
- Más vapor en altas presiones que en bajas presiones
- El número de extracciones varía entre 4 y 9
- Uno de los precalentadores debe ser abierto

4.- TURBINA DE GAS

TURBINA DE GAS DE 1.200 kW



TURBINA DE GAS DE 1.200 kW



ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN

Elementos básicos de la turbina de gas:

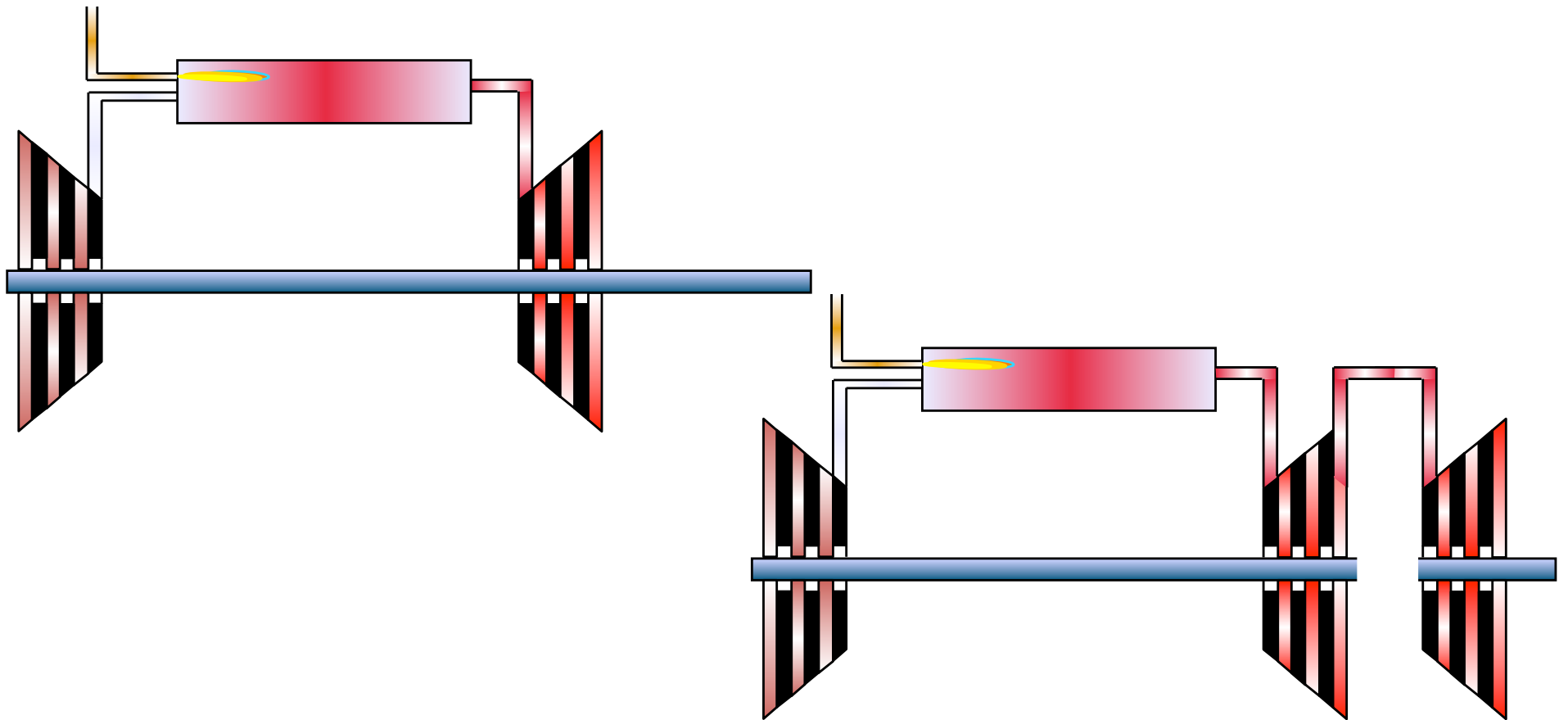
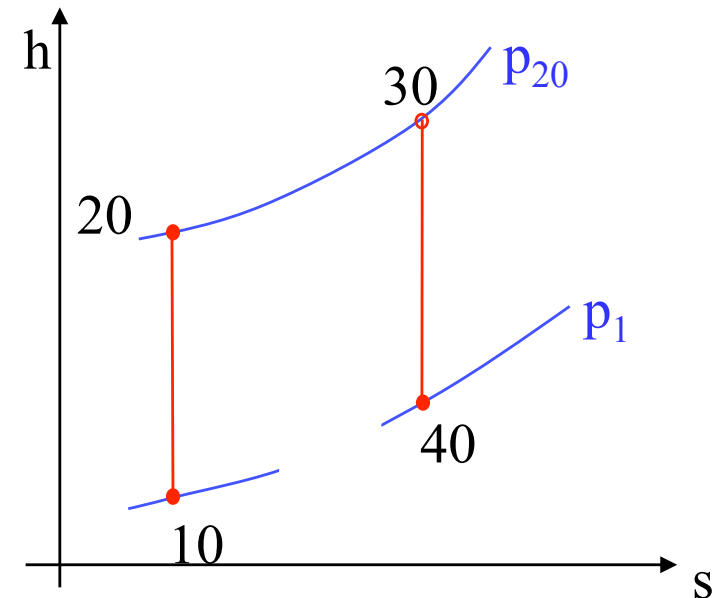


DIAGRAMA TERMODINÁMICO

Debemos utilizar valores de parada.

El ciclo básico lo componen tres transformaciones:

- Compresión 10-20.
- Proceso de combustión 20-30.
- Expansión en la turbina 30-40.

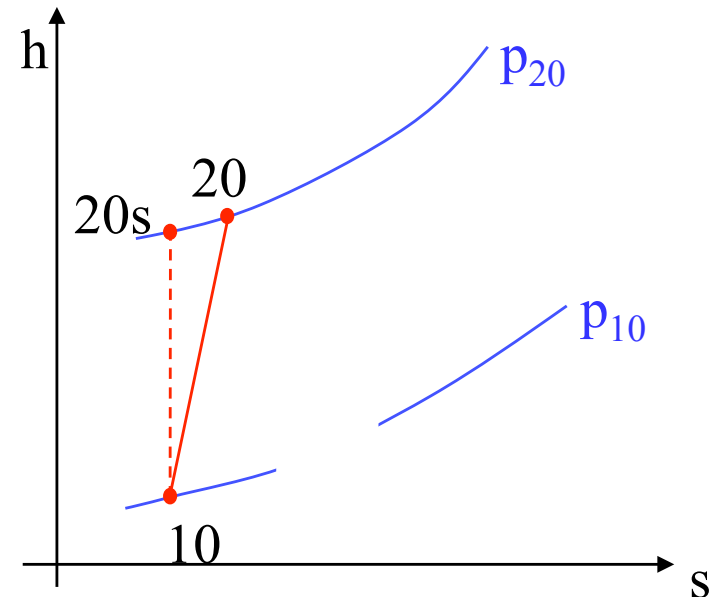


PROCESO DE COMPRESIÓN

El proceso real no es isoentrópico

los parámetros que se utilizan son:

- **Rendimiento interno del compresor:** $\eta_c = (h_{20s} - h_{10}) / (h_{20} - h_{10})$
- **Relación de compresión:** $\rho_c = p_{20} / p_{10}$



PROCESO DE COMBUSTIÓN

En el proceso de combustión real tenemos dos factores:

- Rendimiento de la cámara de combustión

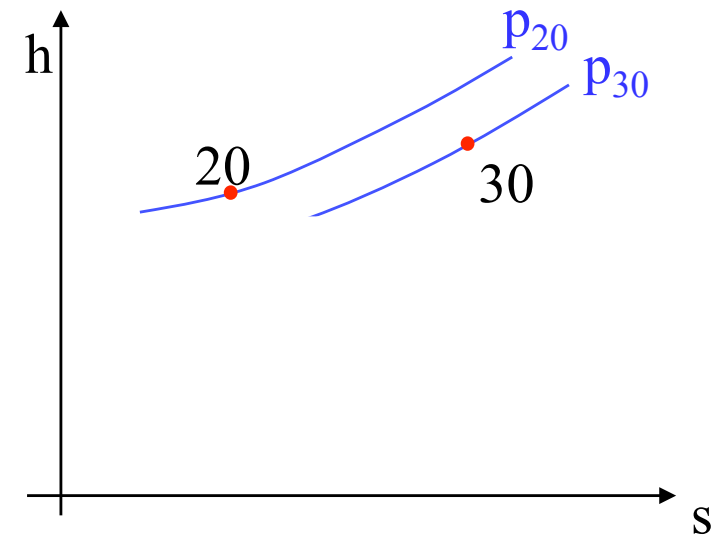
$$\eta_{eg} = [(m_a + m_f) \cdot h_{30} - m_a \cdot h_{20} - m_f \cdot h_f] / (m_f \cdot H_p)$$

$$\eta_{eg} = [(1 + F) \cdot h_{30} - h_{20} - F \cdot h_f] / (F \cdot H_p)$$

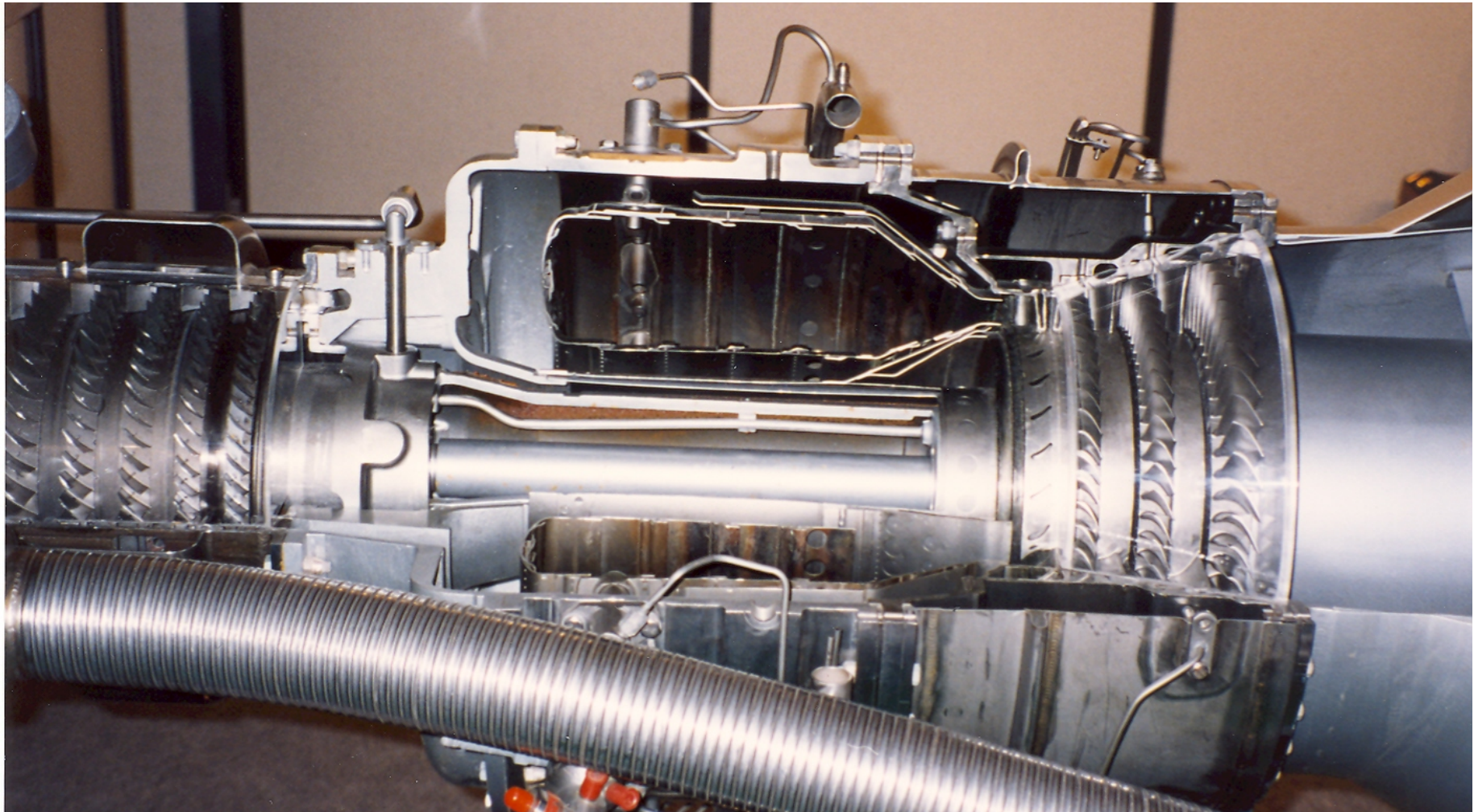
$$\eta_{eg} \approx [(1 + F) \cdot h_{30} - h_{20}] / (F \cdot H_p)$$

- Pérdida de carga

$$\varepsilon = 100 \cdot (p_{20} - p_{30}) / p_{20}$$



CÁMARA DE COMBUSTIÓN



COMPRESOR DE GAS NATURAL



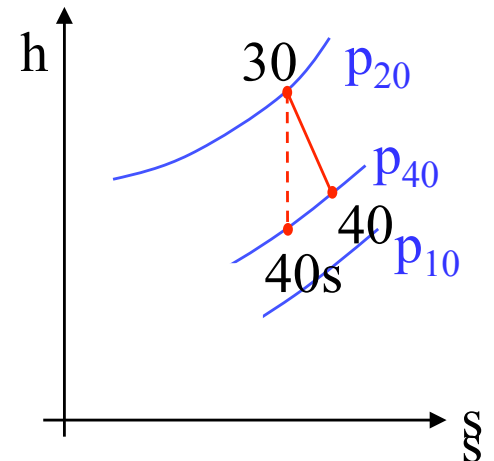
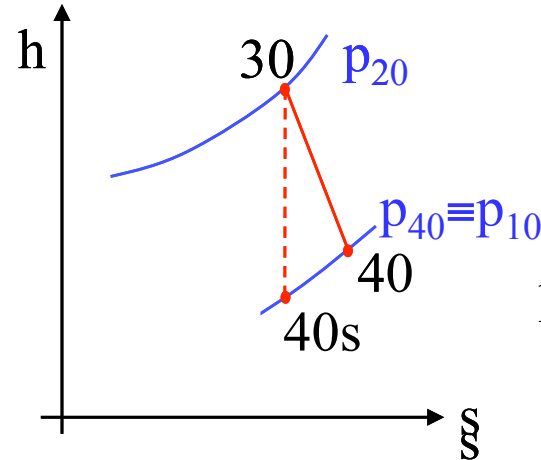
PROCESO DE EXPANSIÓN

El proceso real no es isoentrópico

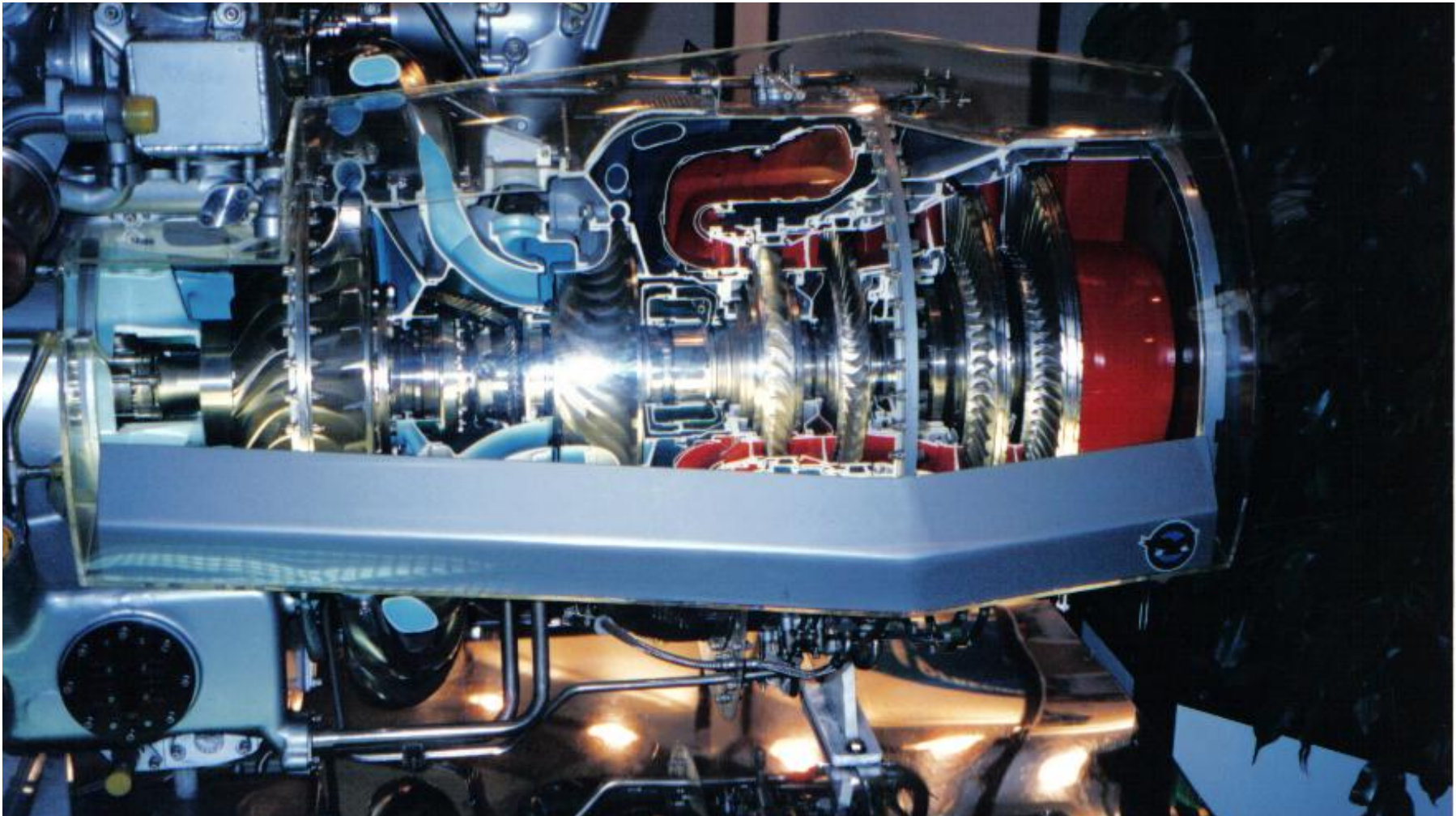
$$\eta_T = (h_{30} - h_{40}) / (h_{30} - h_{40s})$$

Según dónde termina el proceso de expansión:

- **Turbina atmosférica.**
- **Turbina de contrapresión**



COMPRESOR, CÁMARA DE COMBUSTIÓN Y EXPANSOR



ANÁLISIS DE LA INSTALACIÓN

Vamos a estudiar la evolución del W_u y del η_{TG} siguiendo la siguiente clasificación:

- **Ciclo simple.**
 - No regenerativo.
 - Regenerativo.
- **Ciclo compuesto.**
 - Con compresión multietapa con refrigeración intermedia.
 - Con expansión multietapa con calentamiento intermedio.

CICLO SIMPLE NO REGENERATIVO

- Potencia y rendimiento de la instalación

$$N_{TG} = (m_a + m_f) \cdot W_T - m_a \cdot W_C ; \eta_{TG} = N_{TG} / (H_p \cdot m_f)$$

- Rendimiento del ciclo

$$\eta_{CTG} = [(m_a + m_f) \cdot W_T - m_a \cdot W_C] / [(m_a + m_f) \cdot h_{30} - m_a \cdot h_{20}]$$

- Relación de temperaturas extremas

$$\theta = T_{30} / T_{10}$$

- Factor de Potencia

$$\varphi = (W_T - W_K) / W_T = W_u / W_T$$

CICLO SIMPLE NO REGENERATIVO (W_u)

$$W_u = (h_{30} - h_{40s})\eta_T - [(h_{20s} - h_{10}) / \eta_C]$$

Suponiendo comportamiento de gas perfecto

$$W_u = c_p \{ (T_{30} - T_{40s})\eta_T - [(T_{20s} - T_{10}) / \eta_C] \}$$

Además, $T \cdot p^{(1-\gamma)/\gamma} = \text{cte}$ en los procesos 10-20s y 30-40s

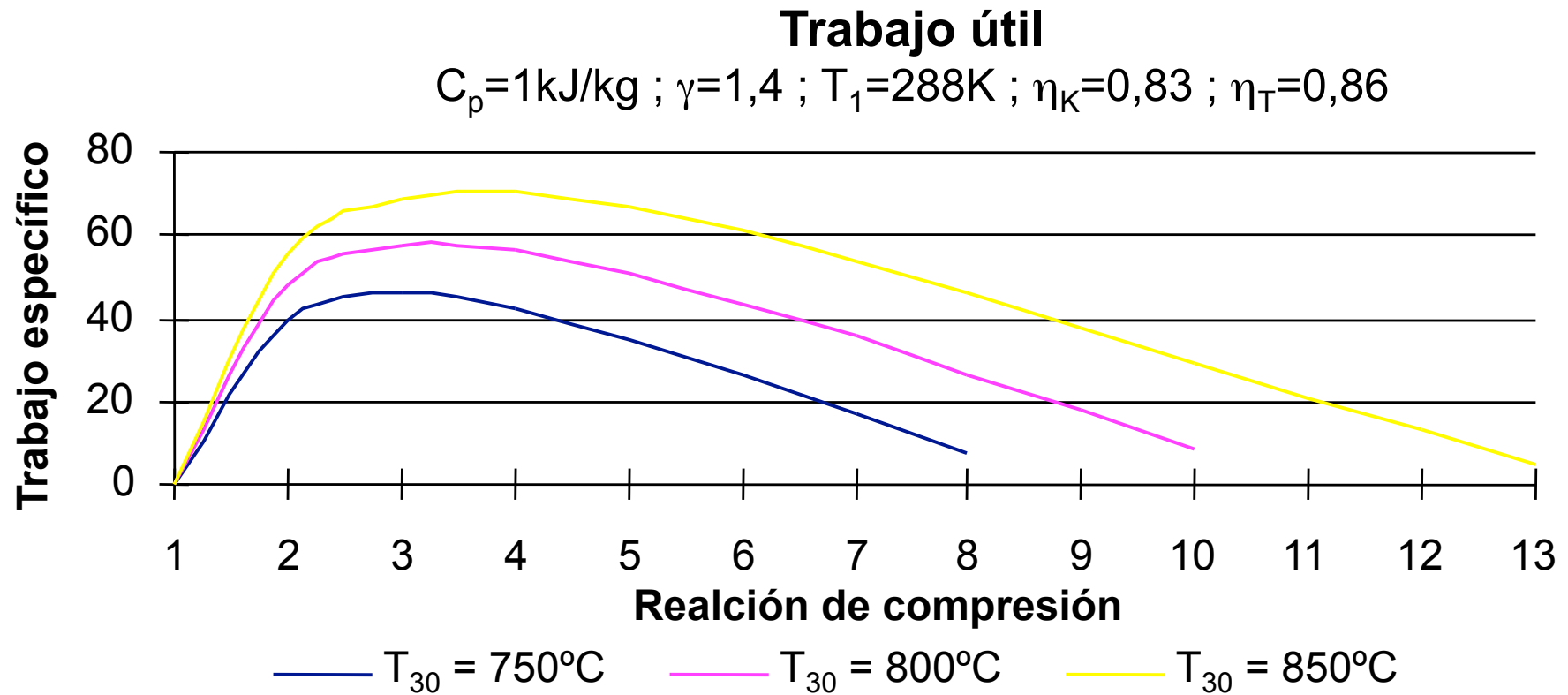
$$T_{20s} / T_{10} = T_{30} / T_{40s} = (p_{20} / p_{10})^{(\gamma-1)/\gamma} = \rho^{(\gamma-1)/\gamma} = \delta$$

$$W_u = c_p \{ T_{40s} [(T_{30}/T_{40s}) - 1] \eta_T - T_{10} [(T_{20s}/T_{10}) - 1] / \eta_C \}$$

$$W_u = c_p (\delta - 1) (T_{40s} \eta_T - T_{10} / \eta_C) = c_p (\delta - 1) T_{10} [(\eta_T \eta_C T_{40s} / T_{10}) - 1] / \eta_C$$

$$W_u = c_p T_{10} (\delta - 1) [(\eta_T \eta_C \theta / \delta) - 1] / \eta_C$$

CICLO SIMPLE NO REGENERATIVO (W_U)



$$\partial W_u / \partial \delta = 0 \rightarrow \theta c_p T_{10} \eta_T / \delta^2 - c_p T_{10} \eta_C = 0$$

$$1/\eta_C = \theta \eta_T / \delta^2 \rightarrow \delta = \sqrt{\theta \eta_T \eta_C} = \rho^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\rho_{(\text{trab. máx.})} = (\theta \eta_T \eta_C)^{\gamma/[2(\gamma-1)]}$$

CICLO SIMPLE NO REGENERATIVO (η_{TG})

$$\eta_{TG} = W_u / (h_{30} - h_{20}) = W_u / [c_p(T_{30} - T_{20})]$$

$$\eta_{TG} = W_u / \{c_p[(T_{30} - T_{10}) - (T_{20} - T_{10})]\}$$

$$\eta_{TG} = W_u / \{c_p[(\theta T_{10} - T_{10}) - (\delta T_{10} - T_{10})/\eta_C]\}$$

$$\eta_{TG} = W_u / \{c_p T_{10}[(\theta - 1)\eta_C - (\delta - 1)]/\eta_C\}$$

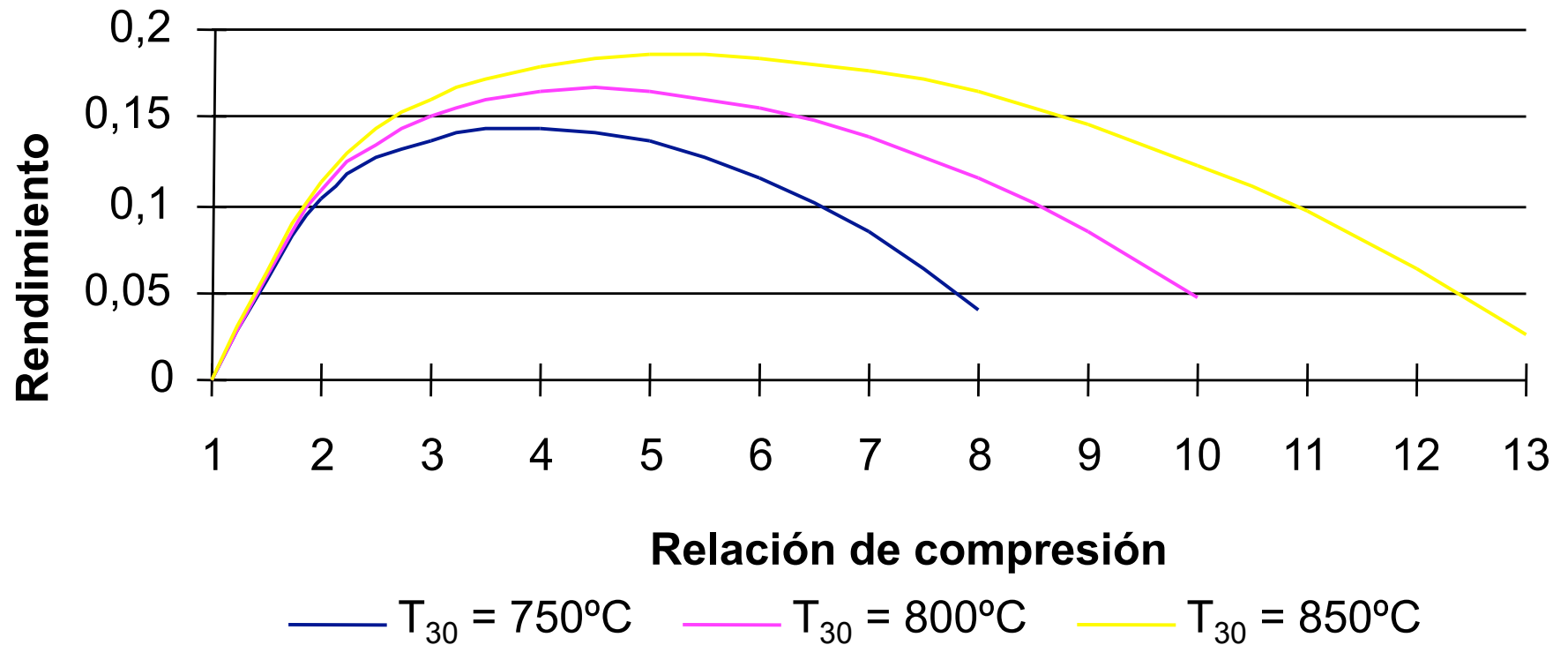
$$\eta_{TG} = \{c_p T_{10}(\delta - 1)[(\eta_T \eta_C \theta / \delta) - 1] / \eta_C\} / \{c_p T_{10}[(\theta - 1)\eta_C - (\delta - 1)] / \eta_C\}$$

$$\eta_{TG} = (\eta_T \eta_C \theta / \delta - 1) / [\eta_C(\theta - 1) / (\delta - 1) - 1]$$

CICLO SIMPLE NO REGENERATIVO (η_{TG})

Rendimiento de la instalación

$C_p=1\text{kJ/kg}$; $\gamma=1,4$; $T_1=288\text{K}$; $\eta_K=0,83$; $\eta_T=0,86$

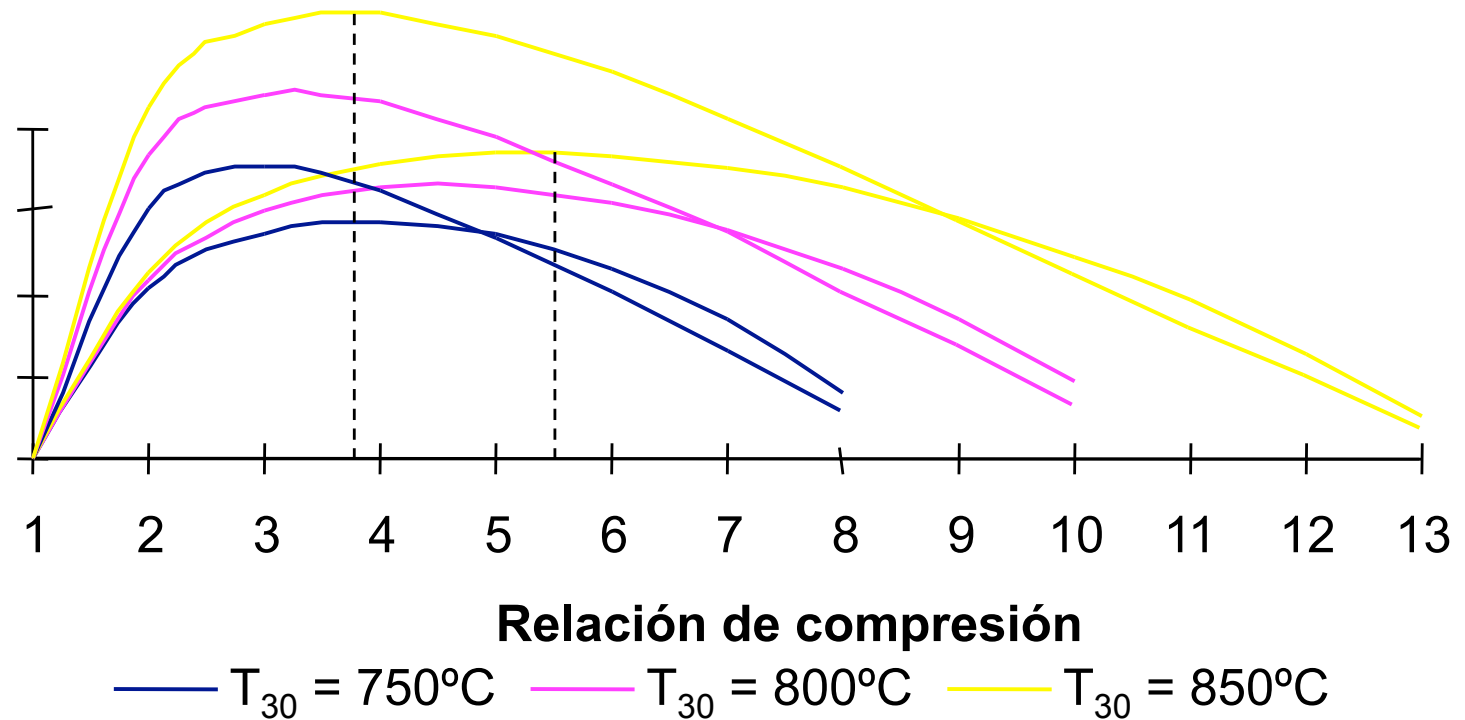


$$\frac{\partial \eta_{TG}}{\partial \delta} = 0 \rightarrow \rho_{\text{pot. máx.}}$$

CICLO SIMPLE NO REGENERATIVO

Comparación de las curvas de trabajo y rendimiento

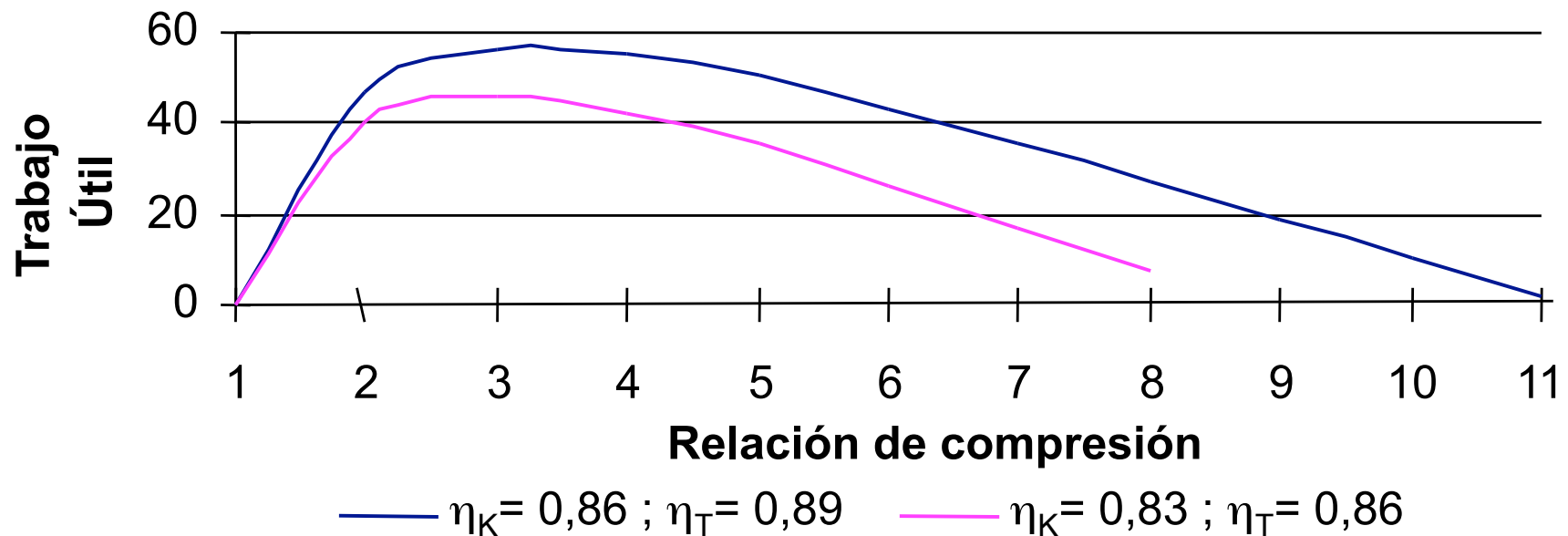
$$C_p = 1 \text{ kJ/kg} ; \gamma = 1,4 ; T_1 = 288 \text{ K} ; \eta_K = 0,83 ; \eta_T = 0,86$$



CICLO SIMPLE NO REGENERATIVO

Evolución del trabajo con el rendimiento de las máquinas

$$C_p=1\text{kJ/kg} ; \gamma=1,4 ; T_1=288\text{K} ; \eta_K=0,83 ; \eta_T=0,86 ; T_{30}=750^\circ\text{C}$$

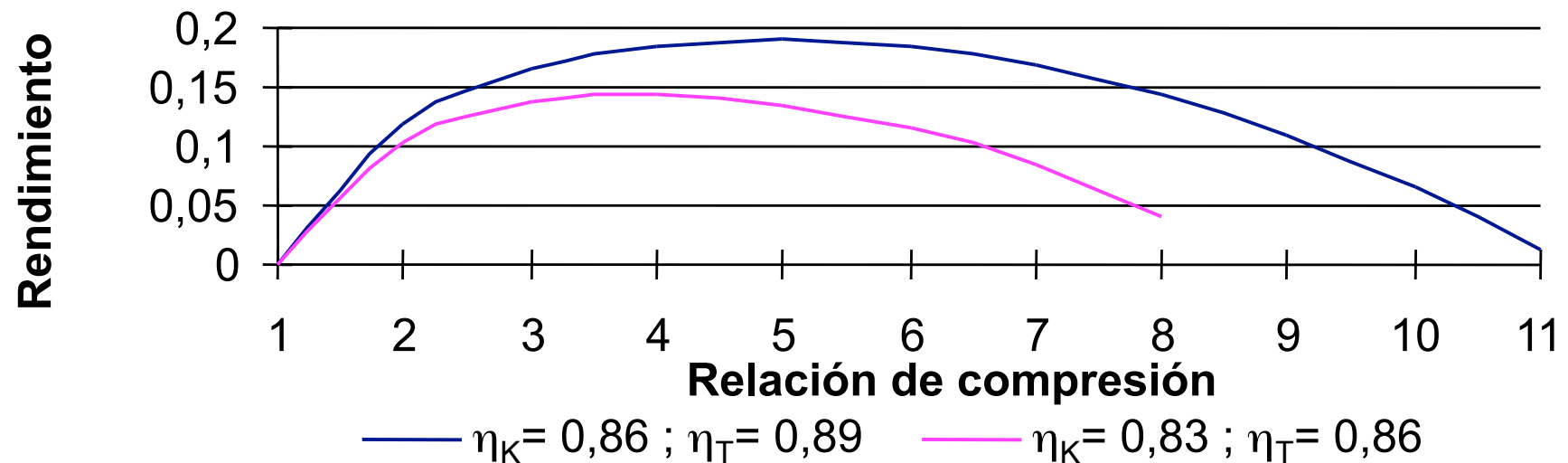


Al aumentar el rendimiento de las máquinas también aumenta el trabajo útil y la relación de compresión es mayor

CICLO SIMPLE NO REGENERATIVO

Evolución del rendimiento con el rendimiento de las máquinas

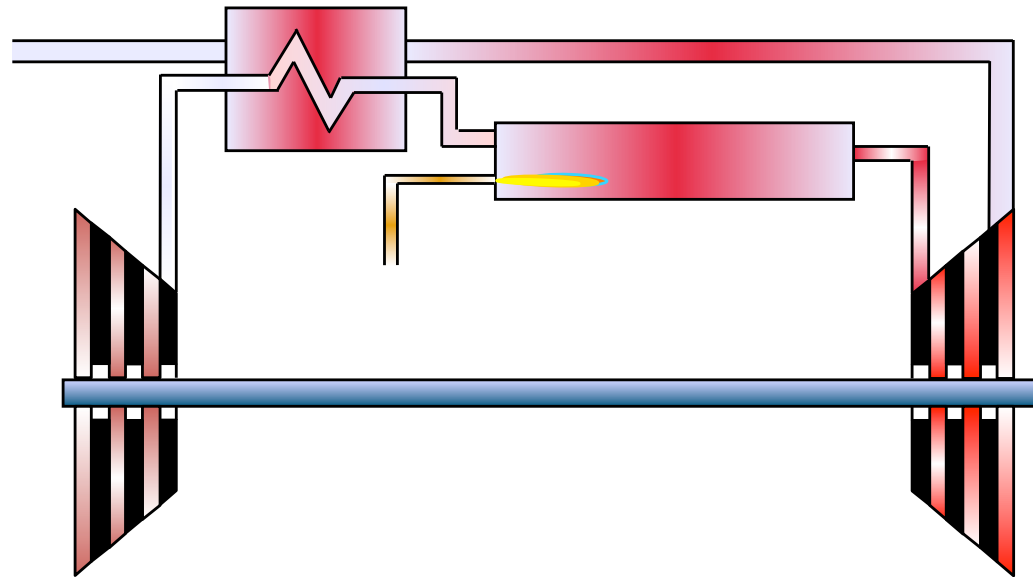
$C_p=1\text{kJ/kg}$; $\gamma=1,4$; $T_1=288\text{K}$; $\eta_K=0,83$; $\eta_T=0,86$; $T_{30}=750^\circ\text{C}$



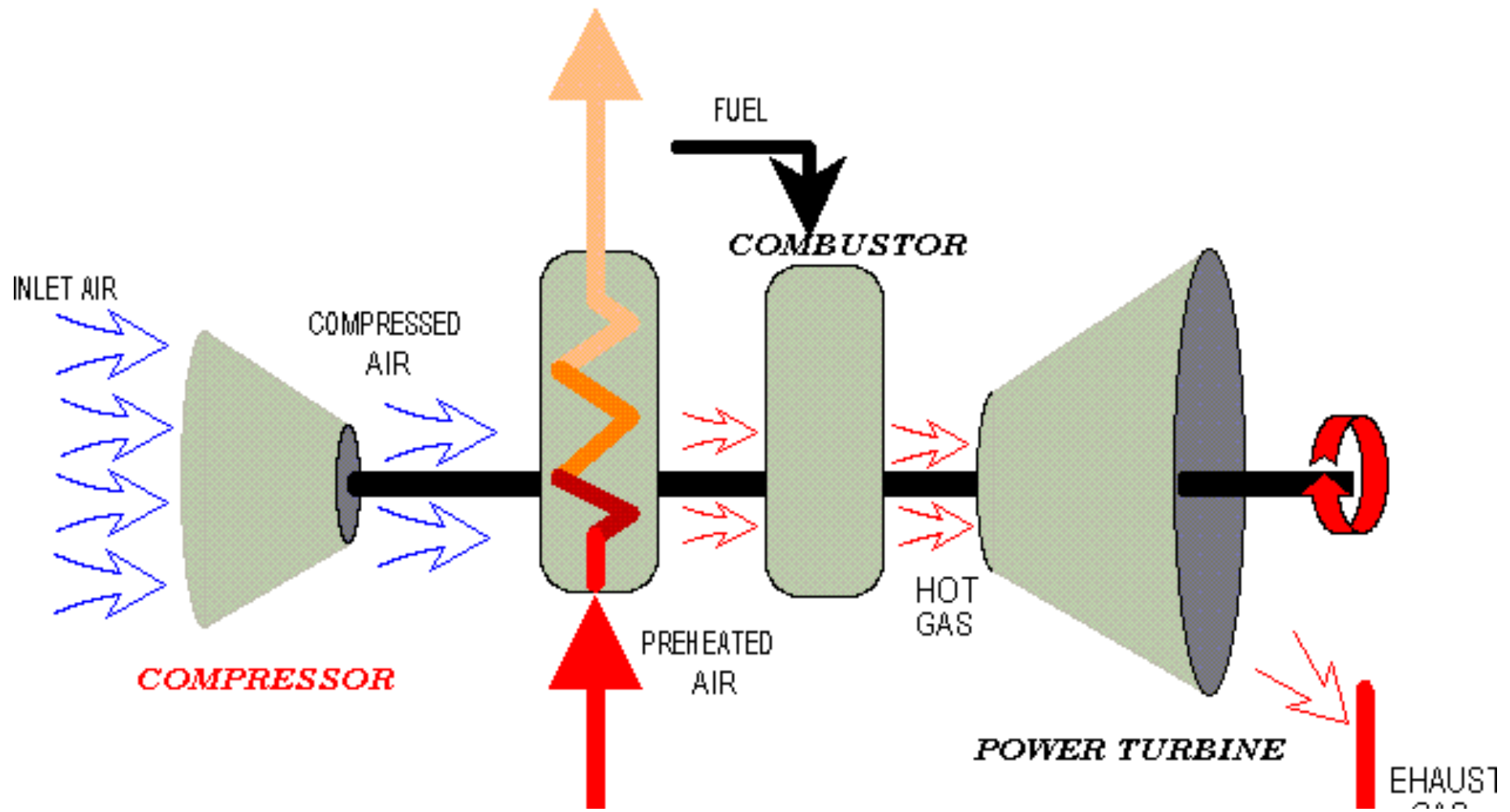
Cuando aumenta el rendimiento de las máquinas el rendimiento también sube y la relación de compresión es mayor.

CICLO SIMPLE REGENERATIVO

En los ciclos regenerativos parte de la exergía de los gases de escape de la turbina se recupera en un intercambiador.

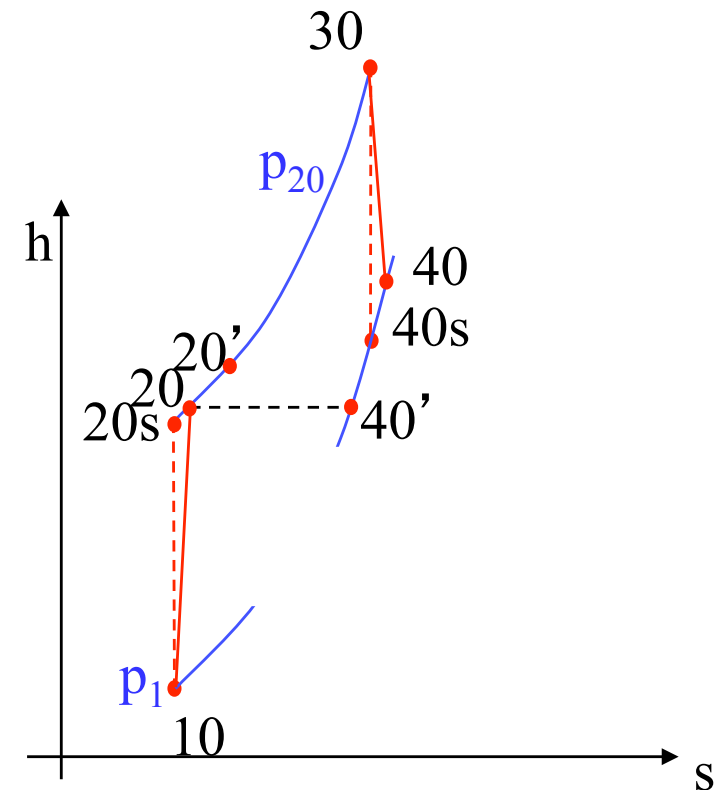
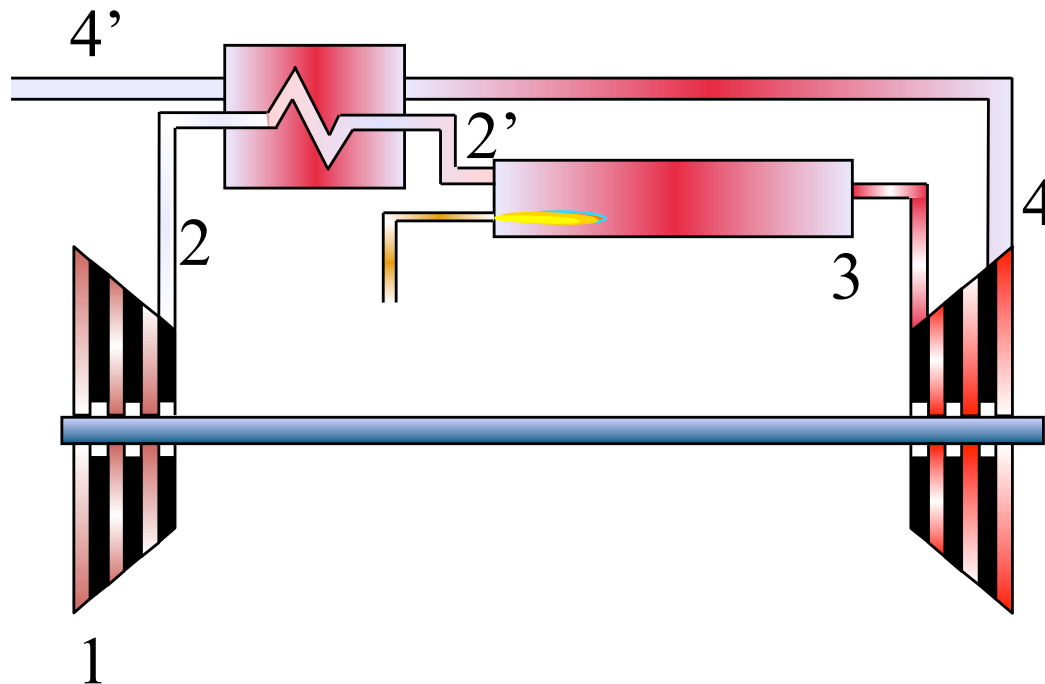


CICLO SIMPLE REGENERATIVO



CICLO SIMPLE REGENERATIVO

El punto 20' del diagrama indica el punto de entrada a la cámara de combustión. Los procesos 20-20' y 40-40' son del intercambiador de calor.



CICLO SIMPLE REGENERATIVO

- Rendimiento del intercambiador de calor

$$R = (T_{20'} - T_{20}) / (T_{40} - T_{20})$$

- El Trabajo útil vale lo mismo que en el ciclo no regenerativo.

$$W_u = c_p T_{10} (\delta - 1) [(\eta_T \eta_K \theta / \delta) - 1] / \eta_K$$

- Rendimiento de la instalación

$$\eta_{GT} = W_u / (h_{30} - h_{20'})$$

CICLO SIMPLE REGENERATIVO (η_{GT})

$$h_{30}-h_{20'} = c_p(T_{30}-T_{20'}) = c_p[(T_{30}-T_{20})-(T_{20'}-T_{20})]$$

$$(T_{20'}-T_{20}) = R(T_{40}-T_{20})$$

$$h_{30}-h_{20'} = c_p[(T_{30}-T_{20})- R(T_{40}-T_{20})]$$

Considerando esta aproximación; $T_{40}-T_{20} = T_{40s}-T_{20s}$

$$h_{30}-h_{20'} = c_p[(T_{30}-T_{10})-(T_{20}-T_{10})-R(T_{40s}-T_{20s})]$$

$$T_{30}/T_{10} = \theta ; T_{20s}/T_{10} = T_{30}/T_{40s} = \delta ; \eta_K = (T_{20s}-T_{10})/(T_{20}-T_{10})$$

$$h_{30}-h_{20'} = c_p T_{10}[(\theta - 1) - (\delta - 1)/\eta_K - R(\theta/\delta - \delta)]$$

CICLO SIMPLE REGENERATIVO (η_{GT})

$$\eta_{GT} = W_u / (h_{30} - h_{20'})$$

$$(h_{30} - h_{20'}) = c_p T_{10} [(\theta - 1) - (\delta - 1) / \eta_K - R(\theta / \delta - \delta)]$$

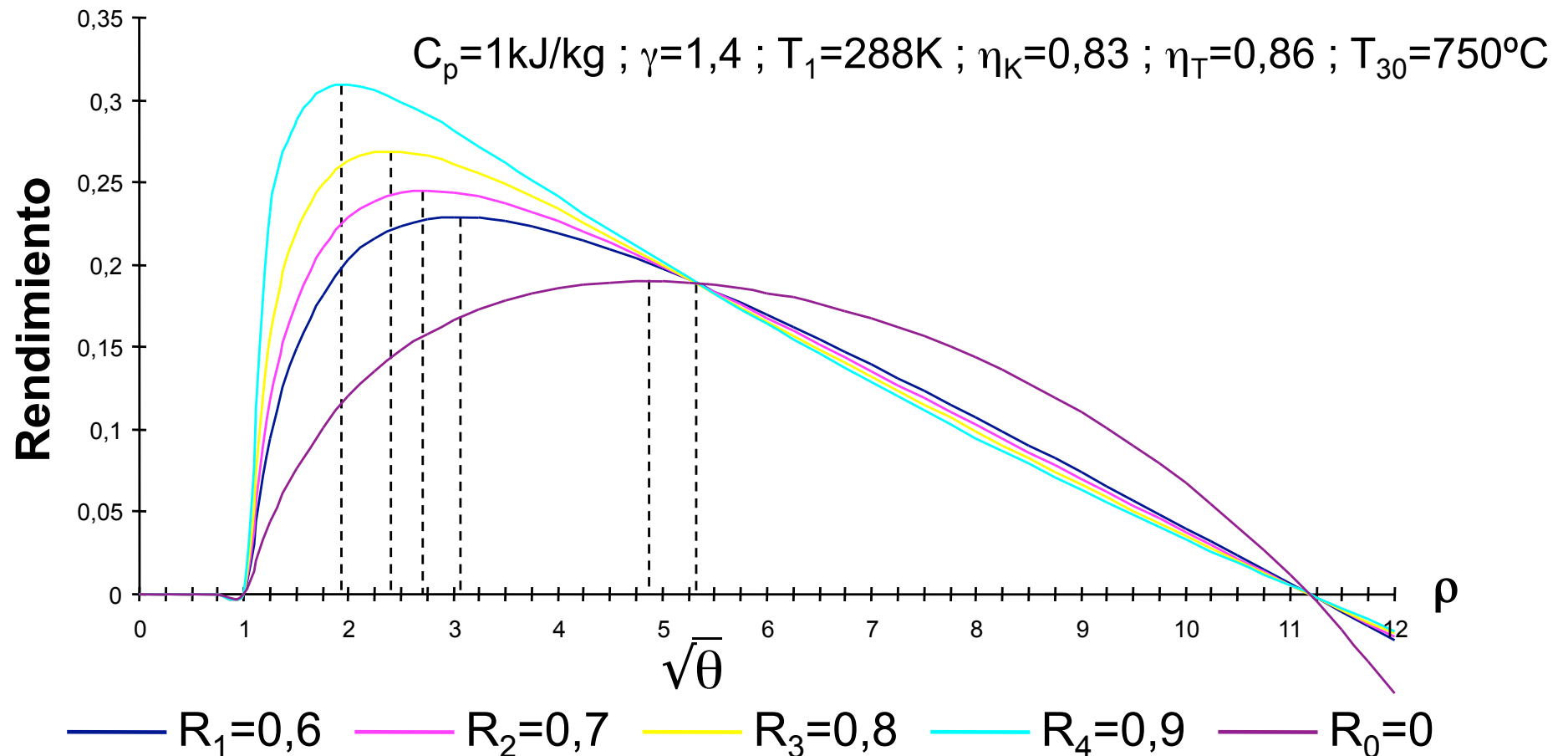
$$W_u = c_p T_{10} (\delta - 1) [(\eta_T \eta_K \theta / \delta) - 1] / \eta_K$$

$$\eta_{GT} = \{(\delta - 1) [(\eta_T \eta_K \theta / \delta) - 1] / \eta_K\} / [(\theta - 1) - (\delta - 1) / \eta_K - R(\theta / \delta - \delta)]$$

$$\eta_{GT} = \frac{\frac{\theta \eta_K \eta_T}{\delta} - 1}{\frac{\theta - 1}{\delta - 1} \eta_K - 1 - \frac{R(\theta - \delta^2)}{\delta(\delta - 1)} \eta_K}$$

CICLO SIMPLE REGENERATIVO (η_{GT})

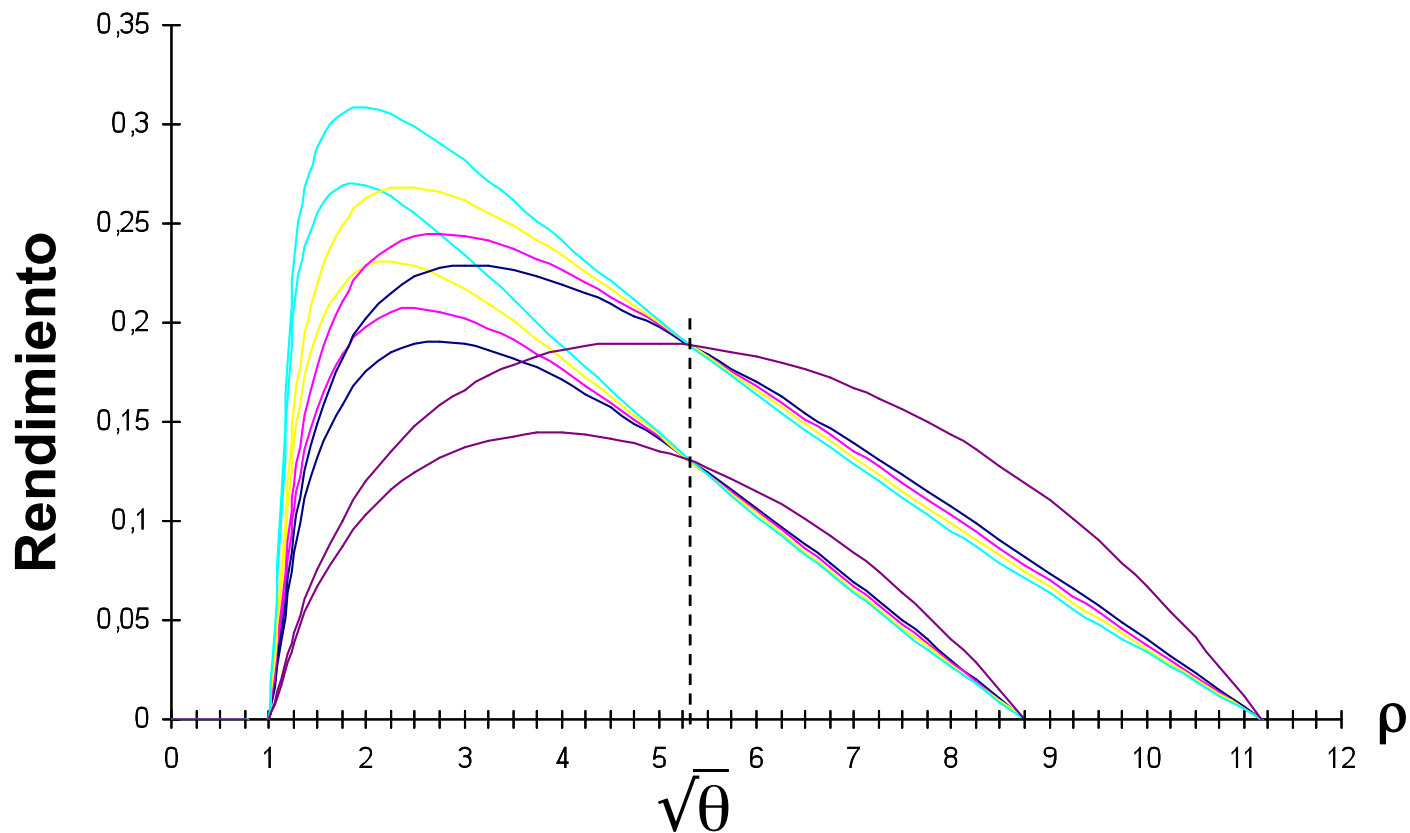
Variación del rendimiento del intercambiador.



CICLO SIMPLE REGENERATIVO (η_{GT})

Tendencia del haz de curvas con η_K y η_T

$C_p=1\text{kJ/kg}$; $\gamma=1,4$; $T_1=288\text{K}$; $\eta_{K1}=0,83$; $\eta_{T1}=0,86$; $\eta_{K1}=0,86$; $\eta_{T1}=0,89$; $T_{30}=750^\circ\text{C}$

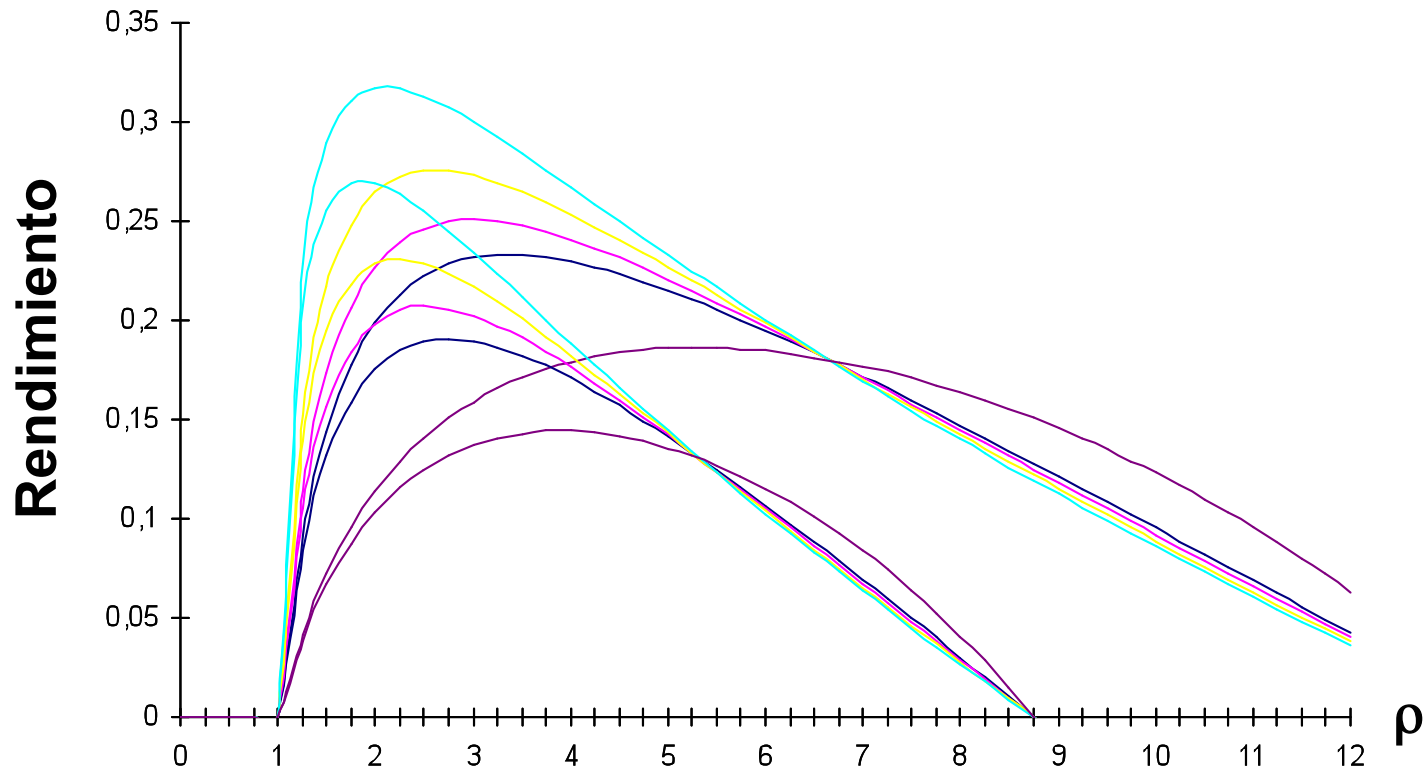


— $R_1=0,6$ — $R_2=0,7$ — $R_3=0,8$ — $R_4=0,9$ — $R_0=0$

CICLO SIMPLE REGENERATIVO (η_{GT})

Tendencia del haz de curvas, con T_{30}

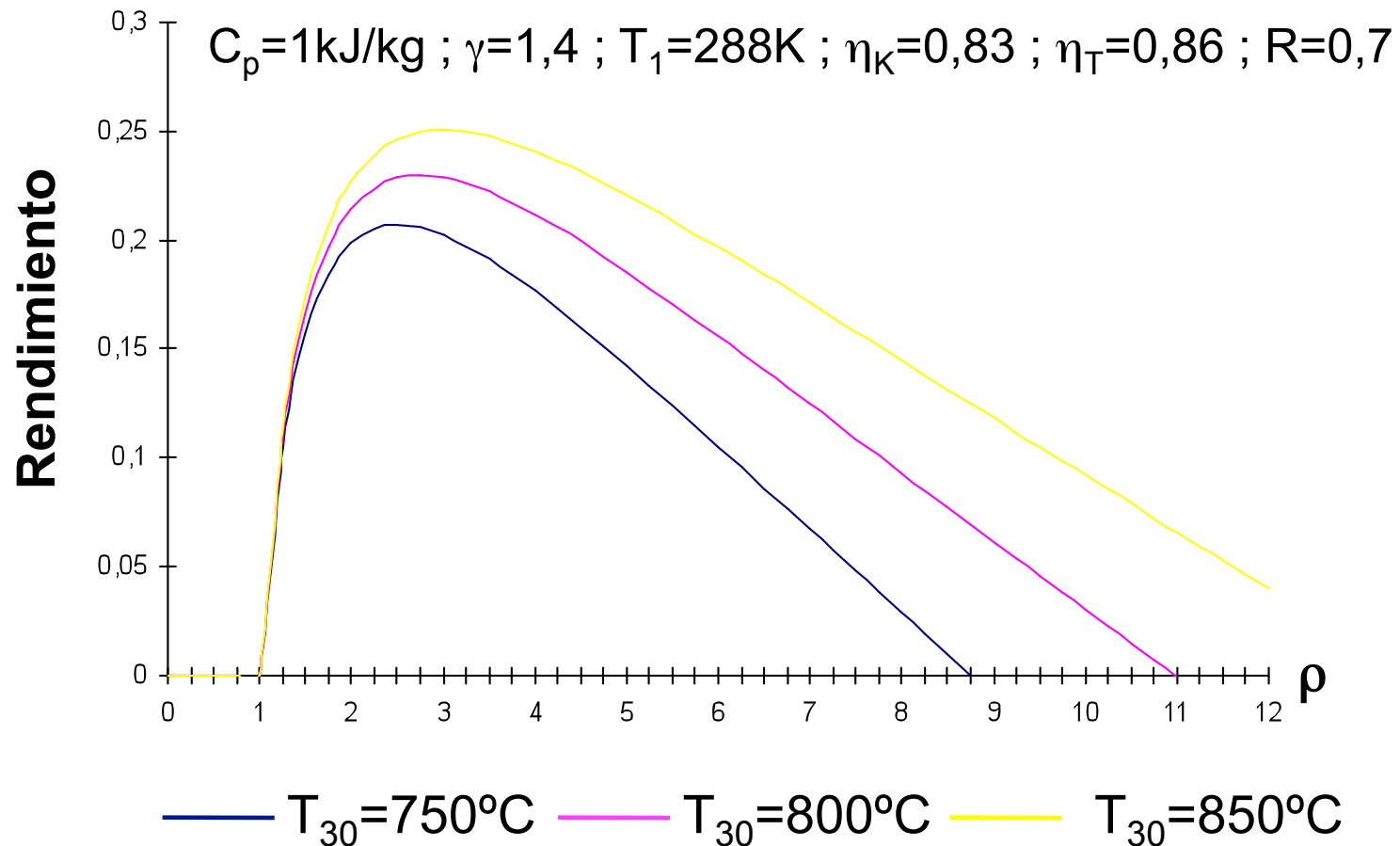
$C_p=1\text{kJ/kg}$; $\gamma=1,4$; $T_1=288\text{K}$; $\eta_K=0,83$; $\eta_T=0,86$; $T_{30}=750^\circ\text{C}$; $T_{30}=850^\circ\text{C}$



— $R_1=0,6$ — $R_2=0,7$ — $R_3=0,8$ — $R_4=0,9$ — $R_0=0$

CICLO SIMPLE REGENERATIVO (η_{GT})

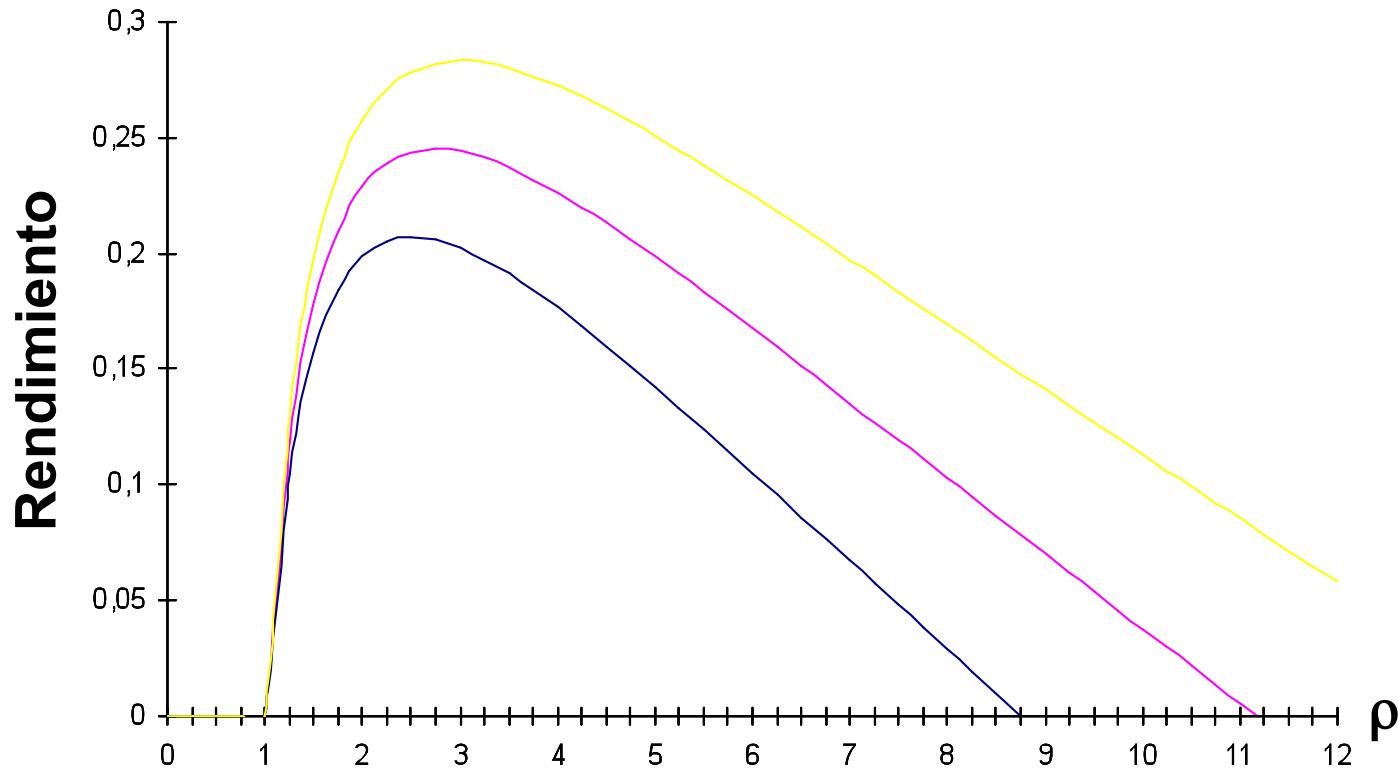
Variando la temperatura T_{30} .



CICLO SIMPLE REGENERATIVO (η_{GT})

Variando el rendimiento de las máquinas.

$C_p=1\text{kJ/kg}$; $\gamma=1,4$; $T_1=288\text{K}$; $T_{30}=750^\circ\text{C}$; $R=0,7$



— $\eta_K=0,83$; $\eta_T=0,86$ — $\eta_K=0,86$; $\eta_T=0,89$ — $\eta_K=0,89$; $\eta_T=0,92$

LÍMITE DE LA REGENERACIÓN

Para utilizar un ciclo regenerativo debe tener un rendimiento mejor que el no regenerativo.

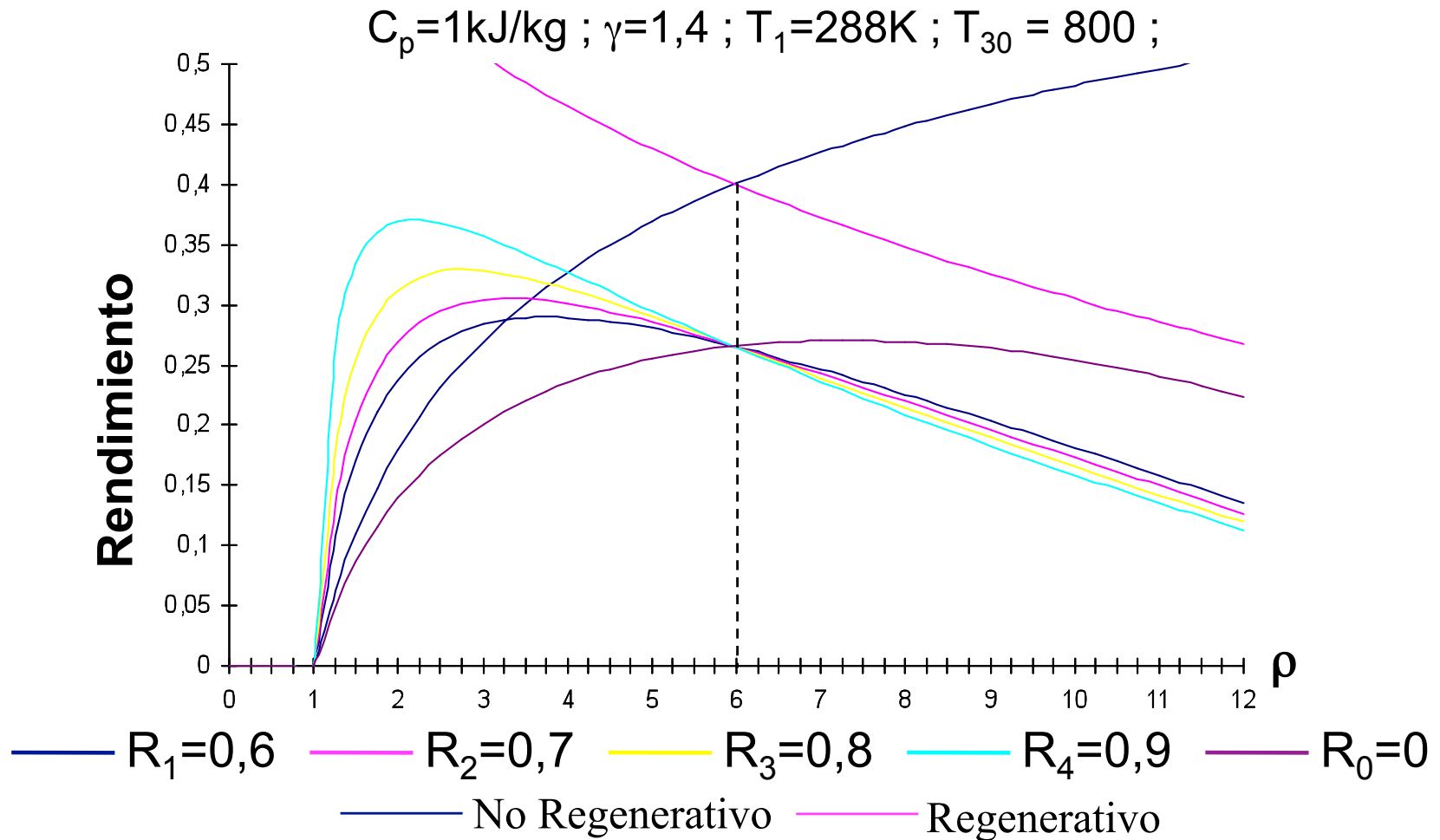
Suponiendo máquinas ideales $\eta_K = \eta_T = 1$

$$\eta_{GT} = \frac{\frac{\theta \eta_K \eta_T}{\delta} - 1}{\frac{\theta - 1}{\delta - 1} \eta_K - 1 - \frac{R(\theta - \delta^2)}{\delta(\delta - 1)} \eta_K}$$

$$R = 0 \rightarrow \eta_{TGNR} = 1 - \frac{1}{\delta} \qquad R = 1 \rightarrow \eta_{TGR} = 1 - \frac{\delta}{\theta}$$

LÍMITE DE LA REGENERACIÓN

Comparación entre ciclo real y ciclo ideal.



CARACTERÍSTICAS DE LOS CICLOS REGENERATIVOS

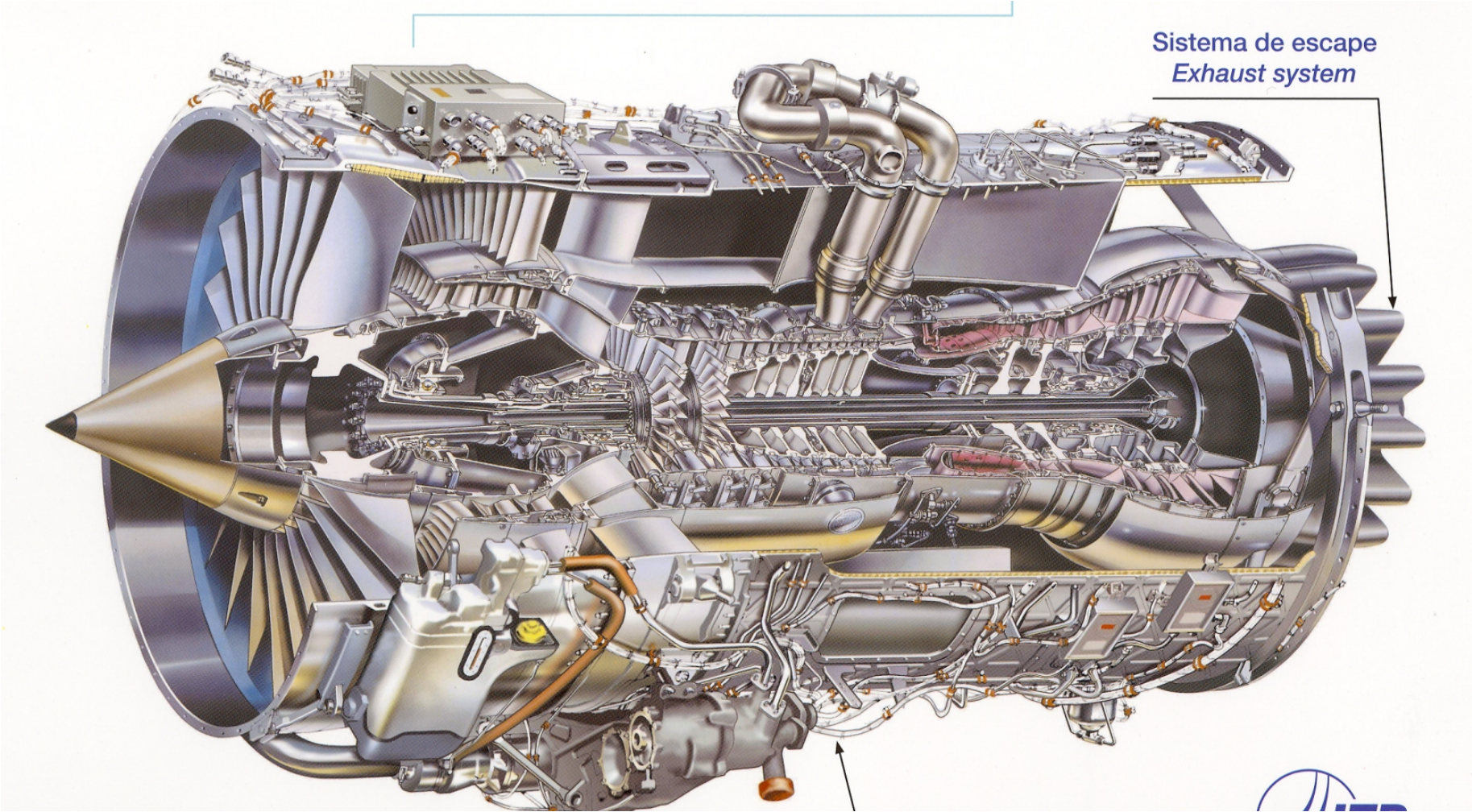
Puntos fuertes del ciclo regenerativo:

- Se mejora el rendimiento.
- La relación de compresión de máximo rendimiento es menor.

Puntos débiles del ciclo regenerativo:

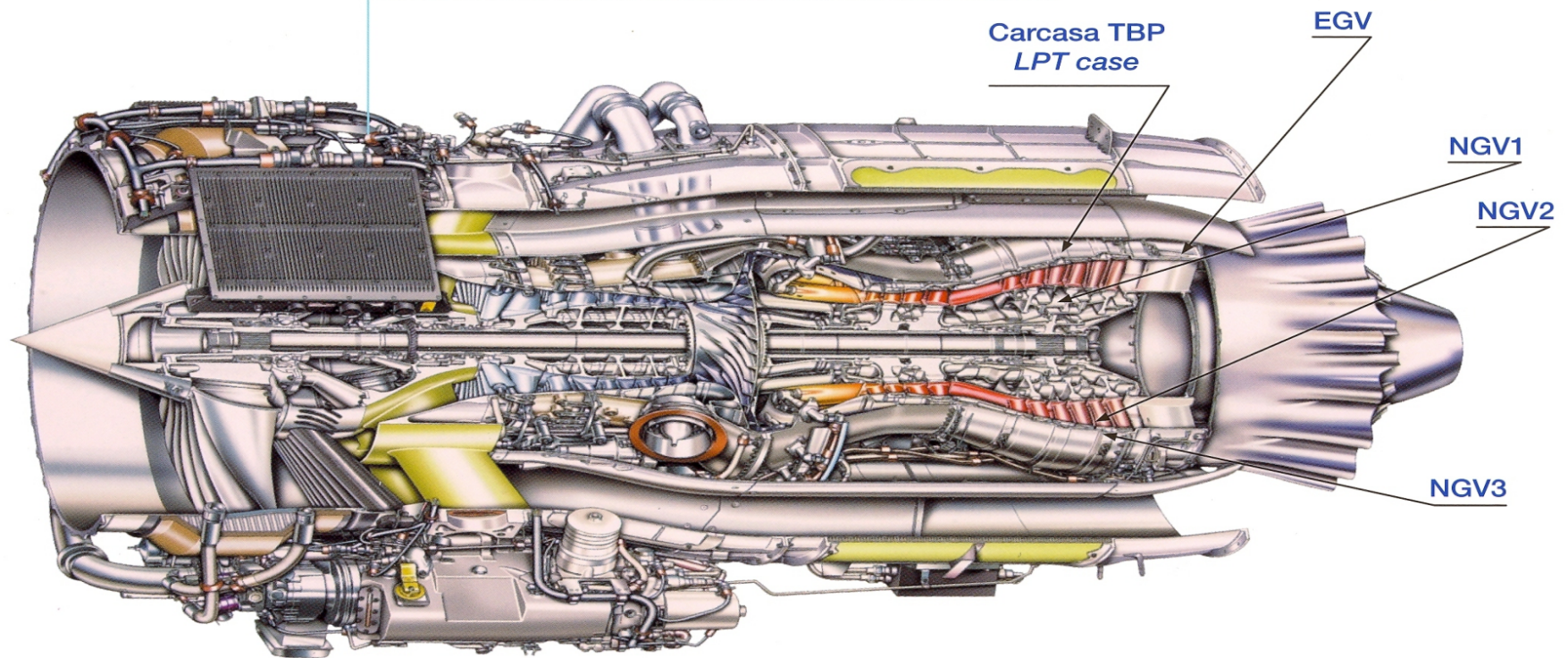
- El peso y el volumen del regenerador.
- Mayor coste del motor.
- Se necesitan programas de mantenimiento estrictos ya que el riesgo de incendio es elevado.

TURBINAS DE GAS

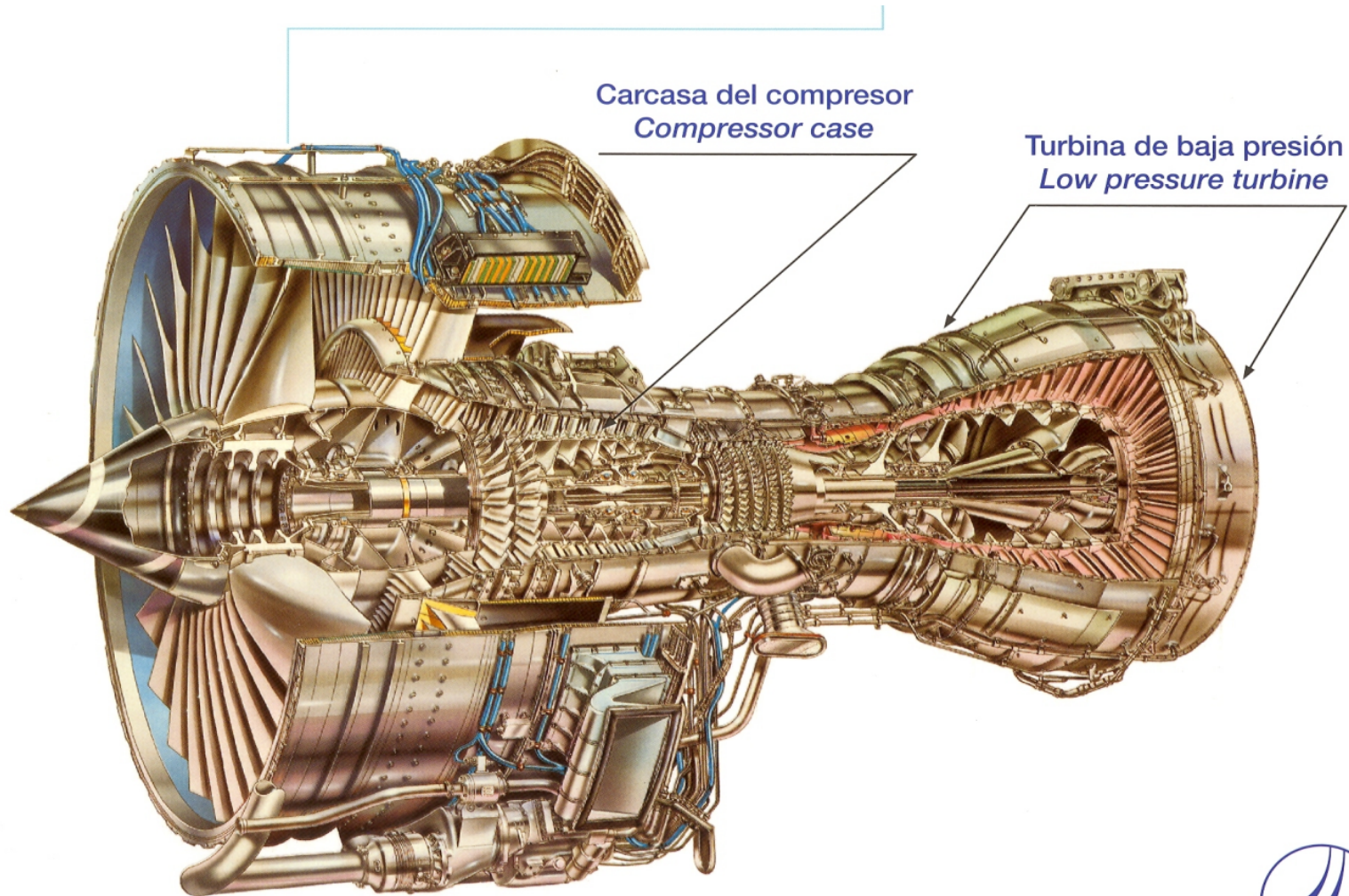


TURBINAS DE AVIACIÓN

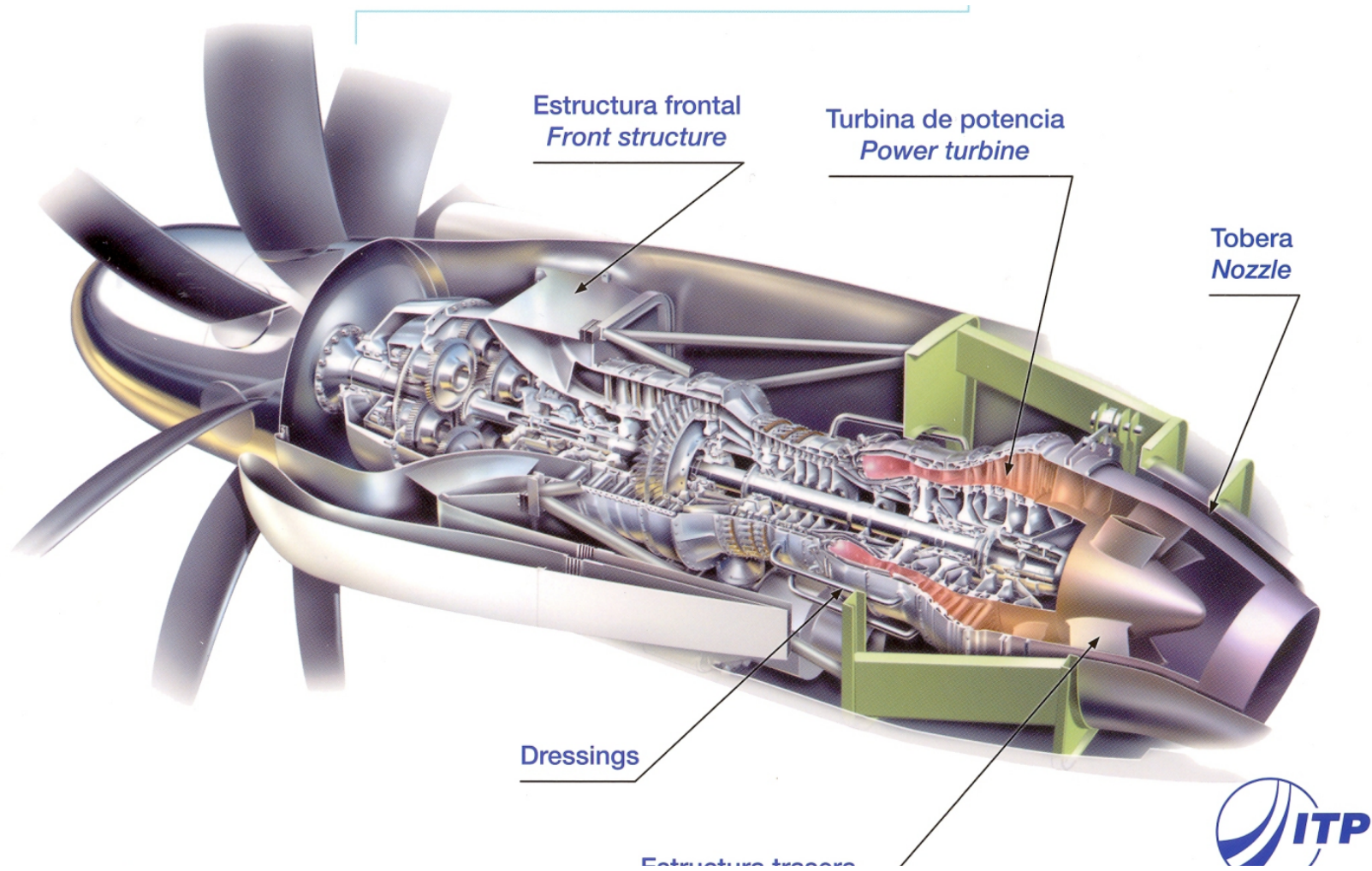
PROGRAMA AS907 AS907 PROGRAMME



TURBINAS DE AVIACIÓN



TURBINAS DE AVIACIÓN



5.- TOBERAS

TOBERAS Y DIFUSORES

Para estudiar los procesos de expansión y de difusión (compresión) que tienen lugar en conductos cortos asumiremos las siguientes hipótesis:

- Flujo estacionario y unidimensional.
- Adiabático y sin rozamiento.
- Gas perfecto (c_p constante).

TOBERAS Y DIFUSORES

Balance de masa: $\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \Rightarrow \dot{m} = A \cdot c \cdot \rho = kte \Rightarrow L(A \cdot c \cdot \rho) = Lkte$

$$LA + Lc + L\rho = Lkte \Rightarrow \frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (1)$$

Balance de energía: $\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_t + \sum_e \dot{m}_e (h_e + \frac{c_e^2}{2} + g \cdot z_e) - \sum_s \dot{m}_s (h_s + \frac{c_s^2}{2} + g \cdot z_s) \Rightarrow h + \frac{c^2}{2} = kte$

$$dh + cdc = 0 \Rightarrow dh = -cdc \quad (2)$$

2^{da} ecuación Tds: $T \cdot ds = dh - v \cdot dp \Rightarrow dh = \frac{dp}{\rho} \quad (3)$

(2) y (3): $\rho = \frac{dp}{dh} \Rightarrow \rho = \frac{dp}{-cdc} \quad (4)$

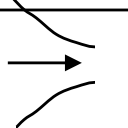
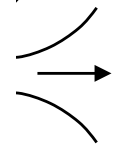
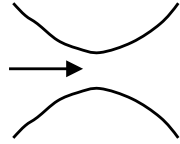
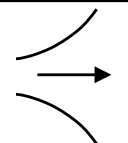
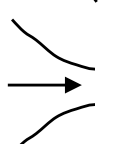
Ec. Estado: $p = p(s, \rho) \Rightarrow dp = \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right) \rho ds + \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s d\rho \Rightarrow dp = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s d\rho \Rightarrow dp = a^2 \cdot d\rho \quad (5)$

(4) y (5) en (1): $\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} + \frac{\frac{dp}{a^2}}{\frac{dp}{-cdc}} = 0 \Rightarrow \frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} + \frac{-cdc}{a^2} = 0 \Rightarrow \frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} \cdot \left(1 - \frac{c^2}{a^2}\right) = 0$

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} \left(1 - M^2\right) = 0 \Rightarrow \frac{dA}{A} = -\frac{dc}{c} \left(1 - M^2\right)$$

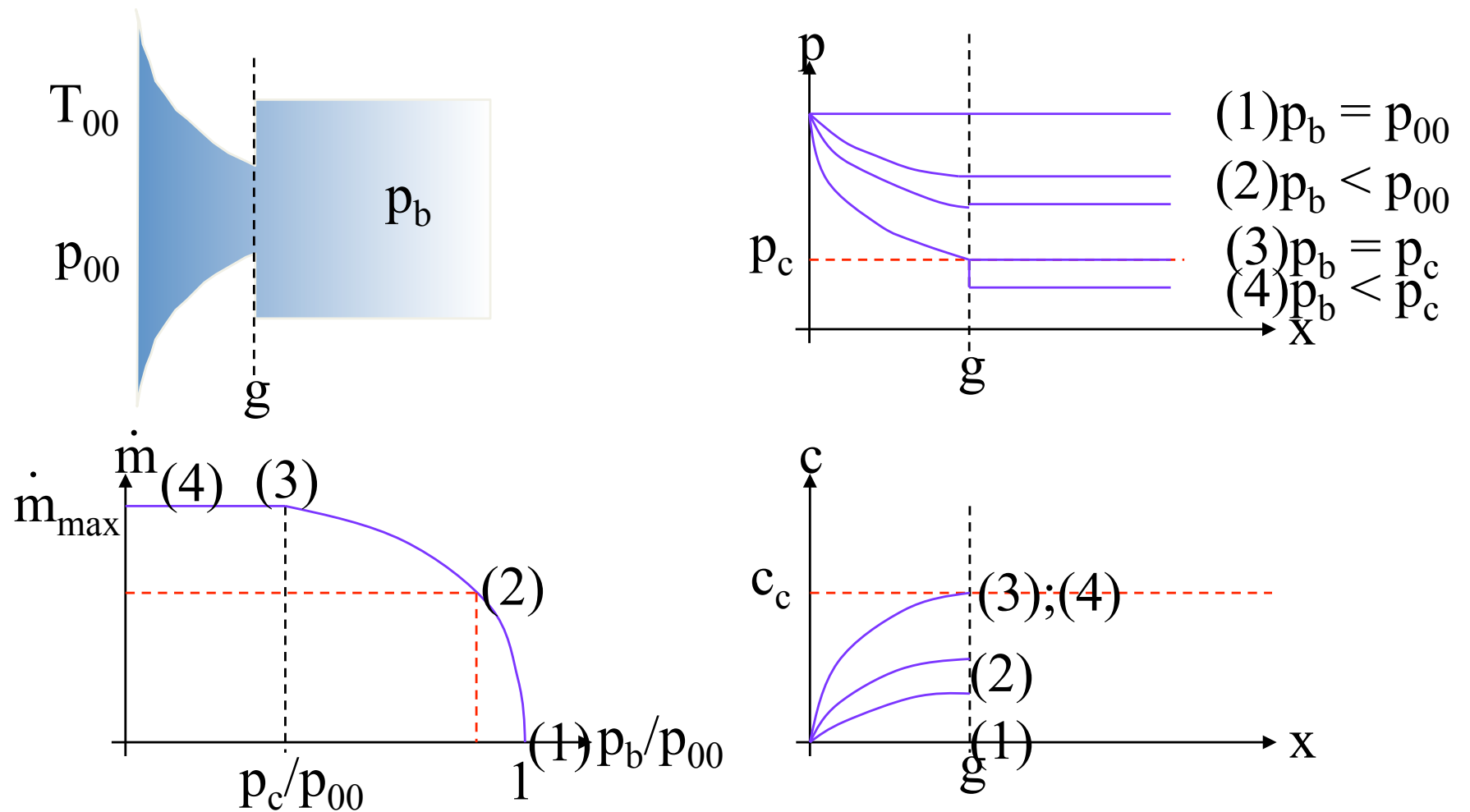
TOBERAS Y DIFUSORES

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dc}{c} (1-M^2)$$

Flujo	Proceso	Sección
Subsónico ($M < 1$)	Aceleración ($dc > 0$)	$dA < 0$ 
	Frenado ($dc < 0$)	$dA > 0$ 
Sónico ($M = 1$)		$dA = 0$ 
Supersónico ($M > 1$)	Aceleración ($dc > 0$)	$dA > 0$ 
	Frenado ($dc < 0$)	$dA < 0$ 

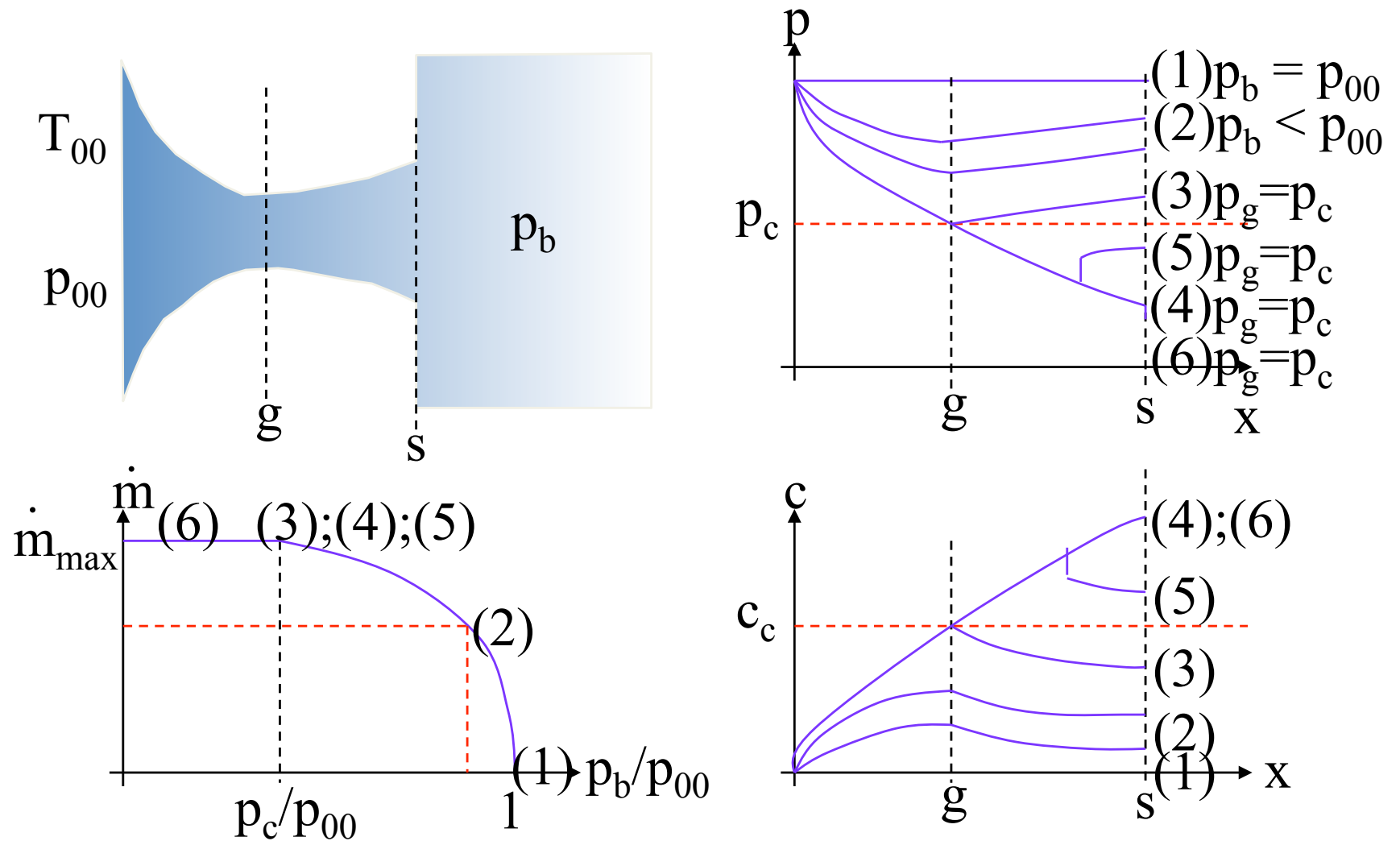
DESCARGA DE TOBERAS

Proceso de descarga en **toberas convergentes**



DESCARGA DE TOBERAS

Proceso de descarga en **toberas convergente-divergentes**



ECUACIONES DE FLUJO ISOENTRÓPICO

- Flujo isoentrópico:

$$\frac{T_{oo}}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad \frac{p_{oo}}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}$$

FLUJO NO ISOENTRÓPICO

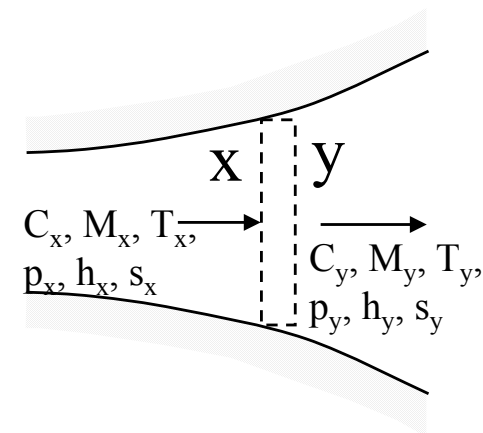
- Flujo a través de una onda de choque normal:

$$M_y^2 = \frac{M_x^2 + \frac{2}{\gamma - 1}}{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} M_x^2 - 1}$$

$$\frac{p_y}{p_x} = \frac{1 + \gamma M_x^2}{1 + \gamma M_y^2}$$

$$\frac{T_y}{T_x} = \frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_x^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_y^2}$$

$$\frac{A_x^*}{A_y^*} = \frac{p_{oy}}{p_{ox}} = \frac{M_x}{M_y} \left(\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_y^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_x^2} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}$$



TABLAS PARA TOBERAS Y DIFUSORES

Flujo compresible y unidimensional de gas perfecto ($\gamma=1.4$)

Flujo isoentrópico				Onda de choque normal				
M	T/Too	p/poo	A/A*	Mx	My	py/px	Ty/Tx	pox/poy
0,0	1,00000	1,00000	∞	1,0	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000
0,1	0,99800	0,99303	5,82183	1,1	0,91177	1,24500	1,06494	0,99893
0,2	0,99206	0,97250	2,96352	1,2	0,84217	1,51333	1,12799	0,99280
0,3	0,98232	0,93947	2,03507	1,3	0,78596	1,80500	1,19087	0,97937
0,4	0,96899	0,89561	1,59014	1,4	0,73971	2,12000	1,25469	0,95819
0,5	0,95238	0,84302	1,3398 4	1,5	0,70109	2,45833	1,32022	0,92979
0,6	0,93284	0,78400	1,18820	1,6	0,66844	2,82000	1,38797	0,89520
0,7	0,91075	0,72093	1,09437	1,7	0,64054	3,20500	1,45833	0,85572
0,8	0,88652	0,65602	1,03823	1,8	0,61650	3,61333	1,53158	0,81268
0,9	0,86059	0,59126	1,00886	1,9	0,59562	4,04500	1,60792	0,76736
1,0	0,83333	0,52828	1,00000	2,0	0,57735	4,50000	1,68750	0,72087
1,1	0,80515	0,46835	1,00793	2,1	0,56128	4,97833	1,77045	0,67420
1,2	0,77640	0,41238	1,03044	2,2	0,54706	5,48000	1,85686	0,62814

6.- TURBOMÁQUINAS

CONCEPTOS BÁSICOS

- La energía del fluido se convierte en energía mecánica en el eje.
- Su estudio se fundamenta en la ecuación de Euler para las turbomáquinas.
- Los procesos se dividen en etapas o escalonamientos.
- Cada **escalonamiento** está compuesto por:
 - **Estator.**
 - **Rotor.**

CONCEPTOS BÁSICOS

TURBINA

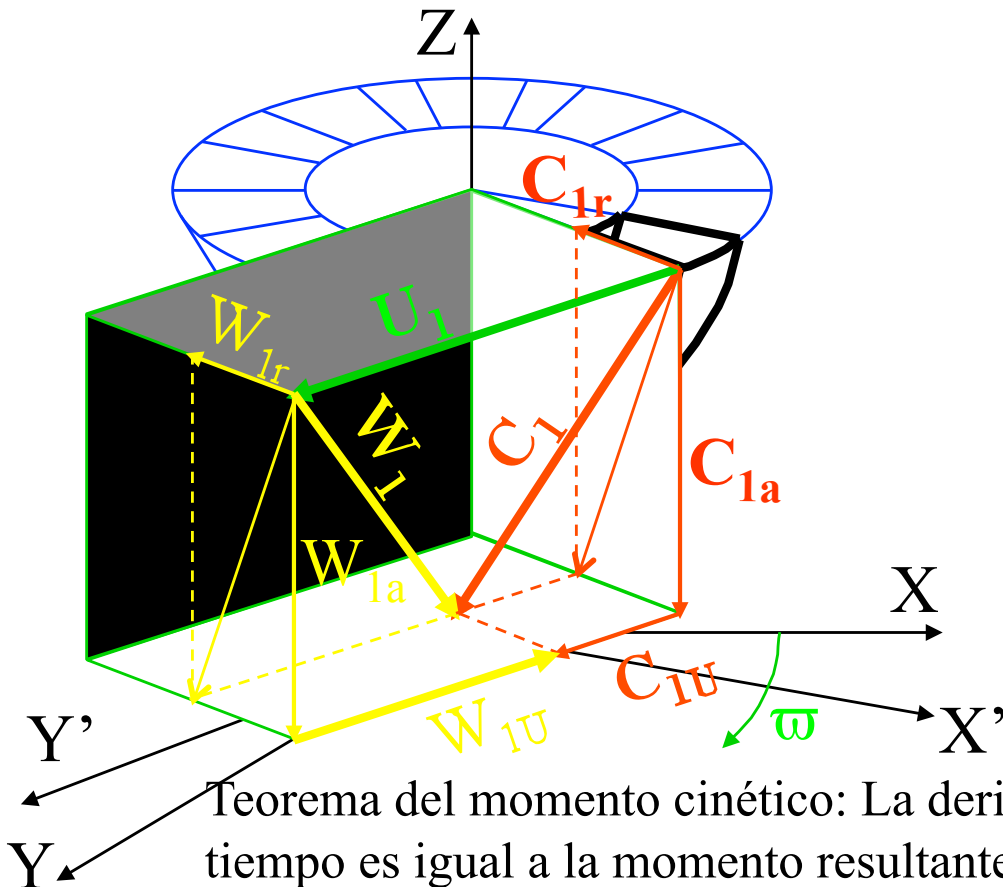
- Los álabes fijos del estator hacen las veces de toberas aumentando la energía cinética del fluido.
- Los álabes móviles del rotor, debido a su forma, modifican la velocidad (módulo y/o dirección) del fluido.
- El fluido ejerce contra los álabes móviles del rotor una fuerza igual y de sentido contrario (reacción).
- Como los álabes no están fijos giran.

CONCEPTOS BÁSICOS

COMPRESOR

- Debido a la forma de los álabes móviles del rotor, la velocidad del fluido se aumenta (módulo y/o dirección).
- Los álabes fijos del estator hacen las veces de difusor, disminuyendo la energía cinética del fluido.

ECUACIÓN DE EULER



- Las velocidades son:
 - Periféricas de los álabes U_1 y U_2
 - Absolutas del fluido C_1 y C_2
 - Axial C_{1a}
 - Radial C_{1r}
 - Tangencial C_{1u}
 - Relativas W_1 y W_2 que unen las anteriores mediante:
 - $C_1 = U_1 + W_1$
 - $C_2 = U_2 + W_2$

$$M_z = \dot{G}(r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) = -M_{mz}; M_{mz} = \dot{G}(r_1 C_{1u} - r_2 C_{2u}) \Rightarrow N_u = \omega \dot{G}(r_1 C_{1u} - r_2 C_{2u})$$

$$N_u = \dot{G}(U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u}) = \dot{G} W_u \Rightarrow W_u = (U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u})$$

ECUACIÓN DE EULER

- Ecuación de Euler: $W_s = U_1 C_{1U} - U_2 C_{2U}$

- ✦ Triángulo de velocidades:

$$\left. \begin{aligned} w_1^2 &= C_1^2 + U_1^2 - 2 U_1 C_{1U} \Rightarrow U_1 C_{1U} = \frac{w_1^2 - C_1^2 - U_1^2}{2} \\ w_2^2 &= C_2^2 + U_2^2 - 2 U_2 C_{2U} \Rightarrow U_2 C_{2U} = \frac{w_2^2 - C_2^2 - U_2^2}{2} \end{aligned} \right\} W_s = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

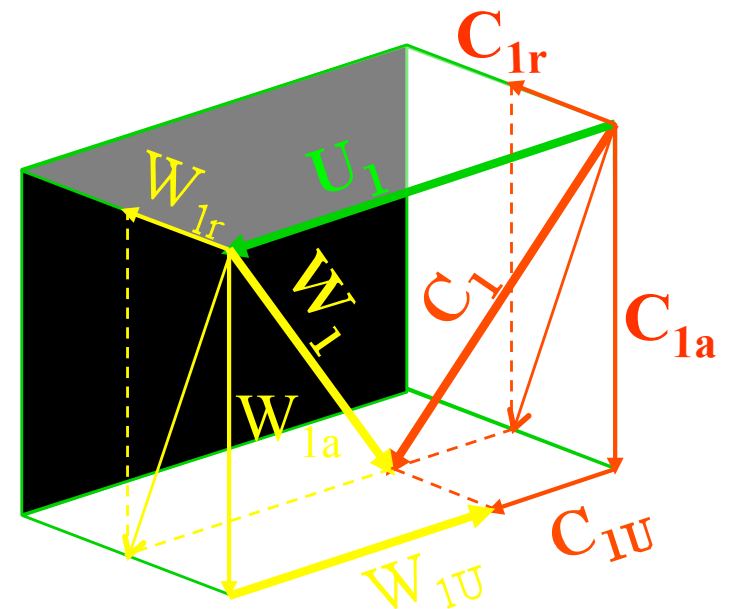
- ✦ 1^{er} principio: $W_s = h_{10} - h_{20} = (h_1 - h_2) + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2}$

- ✦ Carga estática: $(h_1 - h_2) = \frac{U_1^2 - U_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$

- ✦ Para el sistema (X', Y', Z) $(h_{10E} - h_{20E}) = \frac{U_1^2 - U_2^2}{2}$

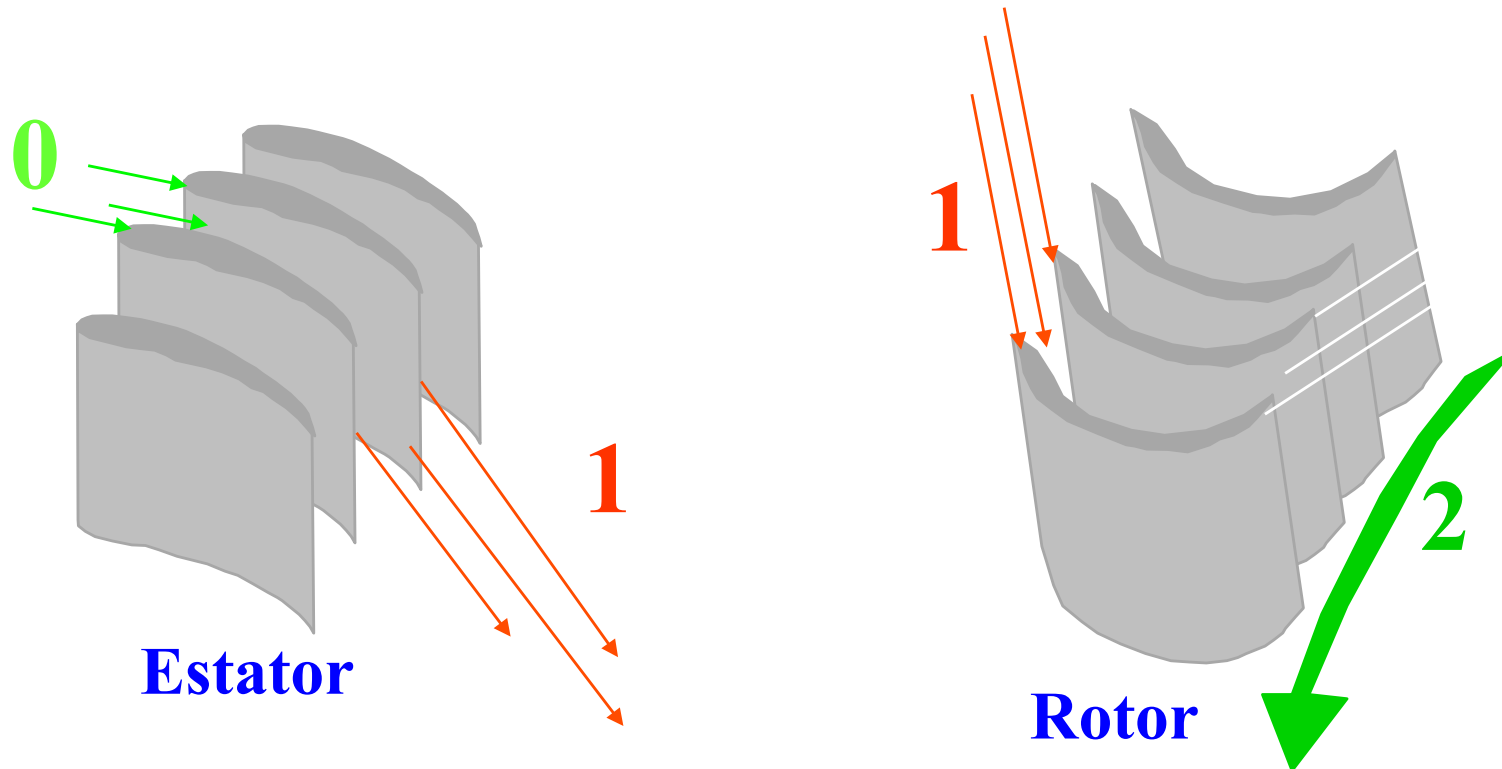
- ✦ Carga dinámica: $\frac{C_1^2 - C_2^2}{2}$

- ✦ Grado de reacción: $R = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_{10} - h_{20})}$



ESCALONAMIENTO BÁSICO

- Estator. Grupo de álabes fijos que para acelerar (frenar) el gas forman toberas (difusores).
- Rotor. Grupo de álabes móviles donde se obtiene (consume) la energía mecánica.
(Carga estática y dinámica)



TURBINAS

Clasificación de las turbinas :

- **Axial**. El flujo es coaxial con el eje ($C_r=0$ y $U_1=U_2$) $\rightarrow W_u = U(C_{u1}-C_{u2})$
 - **De acción**. Grado de reacción $R \leq 0$
 - De presión constante en el rotor. $p_1=p_2$
 - De entalpía constante en el rotor. $h_1=h_2$
 - **De reacción**. Grado de reacción $R > 0$
- **Centrípeta**. El flujo es casi perpendicular al eje ($C_a \approx 0$)

TURBINA AXIAL

Presión constante en el rotor

Estator $\rightarrow h_{00}=h_{10}; h_0 + \frac{1}{2} C_0^2 = h_1 + \frac{1}{2} C_1^2; C_1 > C_0$

Rotor $\rightarrow h_{10}=W_u+h_{20}; h_1 + \frac{1}{2} C_1^2 = W_u + h_2 + \frac{1}{2} C_2^2$

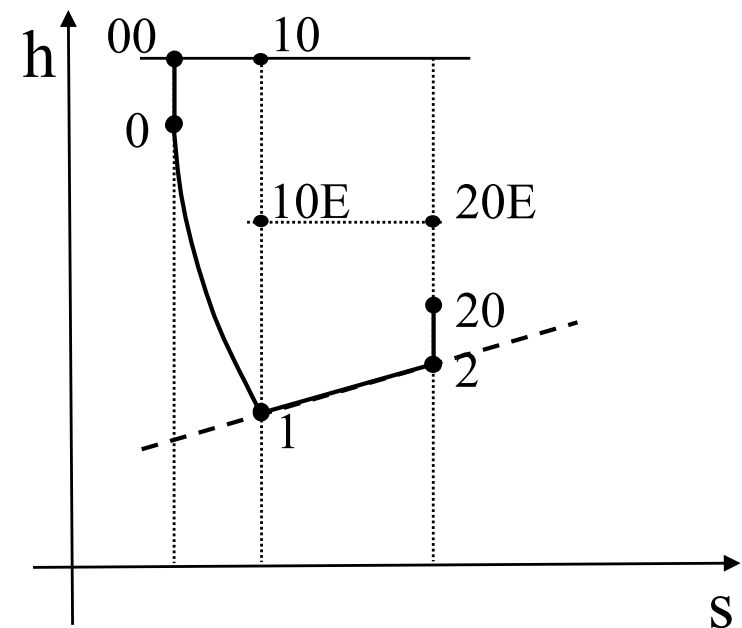
$$p_1 = p_2$$

$$h_2 > h_1 \rightarrow w_2 < w_1$$

$$R = \frac{h_1 - h_2}{h_{10} - h_{20}} < 0$$

Turbina de acción

Debido a la forma de las isóbaras en el rotor hay un ligero proceso de frenado.



TURBINA AXIAL

Entalpía constante en el rotor

Estator $\rightarrow h_{00} = h_{10}; h_0 + \frac{1}{2} C_0^2 = h_1 + \frac{1}{2} C_1^2; C_1 > C_0$

Rotor $\rightarrow h_{10} = W_u + h_{20}; h_1 + \frac{1}{2} C_1^2 = W_u + h_2 + \frac{1}{2} C_2^2$

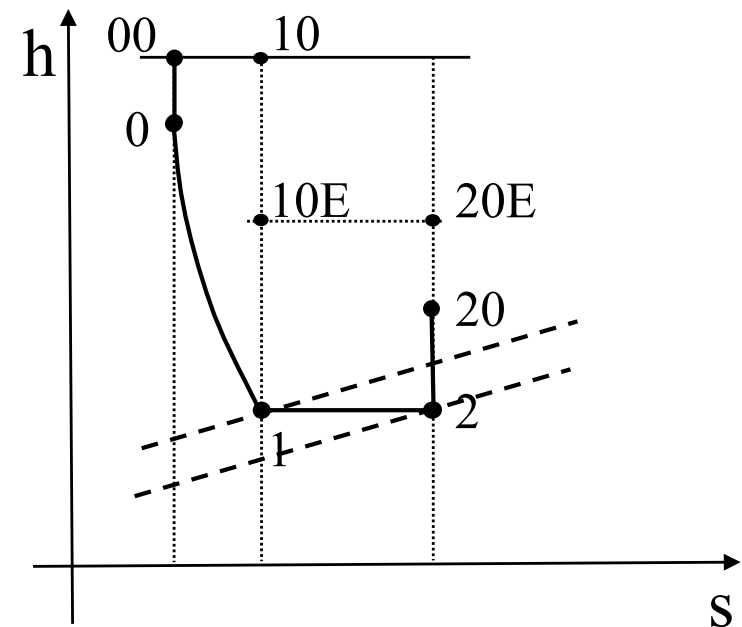
$h_1 = h_2 \rightarrow w_2 = w_1$

$p_1 > p_2$

Turbina de acción

$$R = \frac{h_1 - h_2}{h_{10} - h_{20}} = 0$$

Al ser un proceso isoentálpico existe una pequeña expansión en el rotor.



TURBINA AXIAL

Estator $\rightarrow h_{00}=h_{10}; h_0 + \frac{1}{2} C_0^2 = h_1 + \frac{1}{2} C_1^2; C_1 > C_0$

Rotor $\rightarrow h_{10} = W_u + h_{20}; h_1 + \frac{1}{2} C_1^2 = W_u + h_2 + \frac{1}{2} C_2^2$

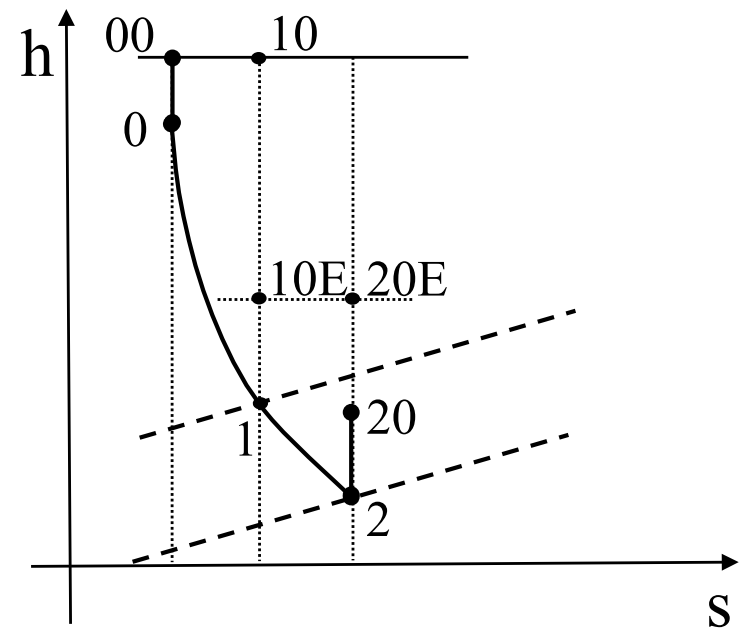
$h_1 > h_2 \rightarrow w_2 > w_1$

$p_1 > p_2$

Turbina de reacción

$$R = \frac{h_1 - h_2}{h_{10} - h_{20}} > 0$$

La expansión que tiene lugar en el rotor conlleva la variación de todas las variables termodinámicas.



TURBINA CENTRÍPETA

Se utiliza muy poco, solo en sobrealimentación de motores alternativos.

Estator $\rightarrow h_{00}=h_{10}; h_0 + \frac{1}{2} C_0^2 = h_1 + \frac{1}{2} C_1^2; C_1 > C_0$

Rotor $\rightarrow h_{10}=W_u+h_{20}; h_1 + \frac{1}{2} C_1^2 = W_u+h_2 + \frac{1}{2} C_2^2$

$$h_{10E}-h_{20E} = \frac{1}{2} (U_1^2-U_2^2)$$

$h_1 > h_2 \rightarrow w_2 > w_1$

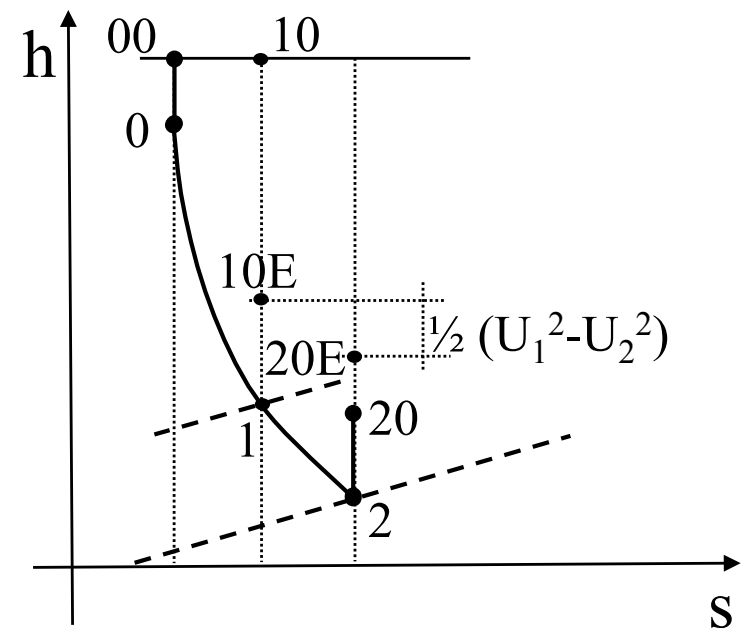
$p_1 > p_2$

$$R = \frac{h_1 - h_2}{h_{10} - h_{20}} > 0$$

Centrípeta $U_1 > U_2$

Centrífuga $U_1 < U_2$

Turbina de reacción



TURBOCOMPRESORES

En estas máquinas el rotor está antes que el estator. La clasificación de los turbocompresores es la siguiente:

- **Axial**. El flujo es coaxial con el eje de giro ($C_r=0$ y $U_1=U_2$) $\rightarrow W_u = U(C_{u2}-C_{u1})$
- **Centrífugo** ($U_2 > U_1$). El flujo es casi perpendicular al eje de giro ($C_a \approx 0$)

TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO

Rotor $\rightarrow h_{20} = W_u + h_{10}; h_2 + \frac{1}{2} C_2^2 = W_u + h_1 + \frac{1}{2} C_1^2$

Estator $\rightarrow h_{20} = h_{30}; h_2 + \frac{1}{2} C_2^2 = h_3 + \frac{1}{2} C_3^2; C_2 > C_3$

$$h_{20E} - h_{10E} = \frac{1}{2} (U_2^2 - U_1^2)$$

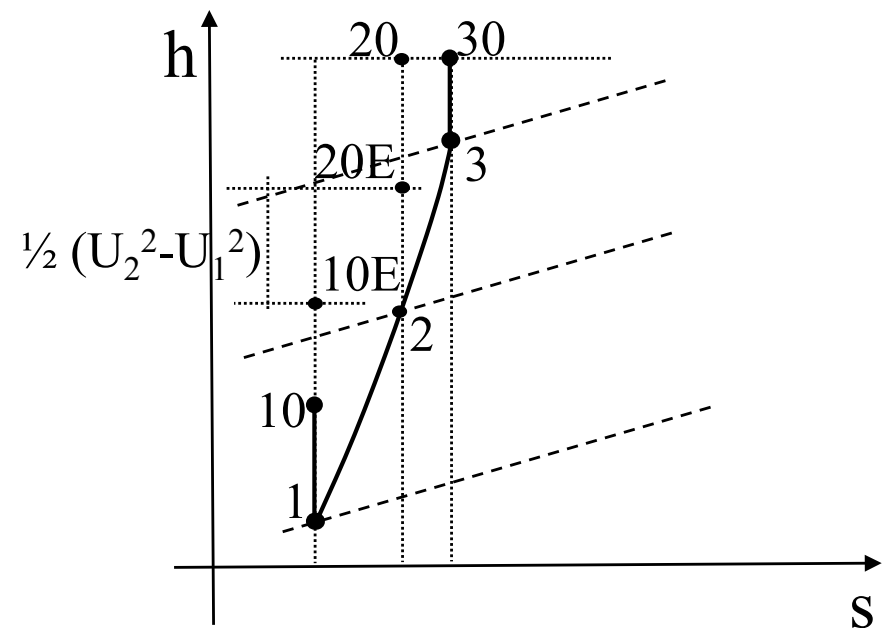
$$p_2 > p_1$$

$$h_2 > h_1 \rightarrow w_1 > w_2$$

$$C_2 > C_1$$

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{20} - h_{10}} > 0$$

El proceso de compresión tiene lugar tanto en el rotor como en el estator (difusión).



ESCALONAMIENTOS DE PRESIÓN EN TURBOMÁQUINAS

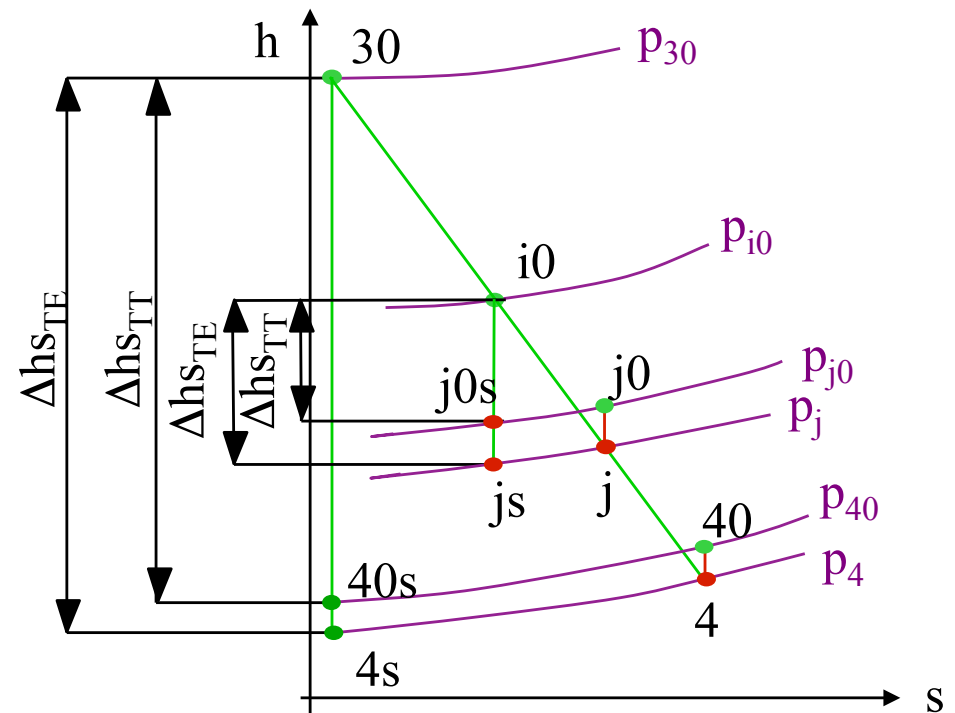
En vez de realizar el salto entálpico de una sola vez se hace por etapas, denominándose escalonamiento a cada una de ellas.

- Si se aprovecha la velocidad de salida

$$\eta_{TT} = (h_{i0} - h_{j0}) / (h_{i0} - h_{j0s})$$

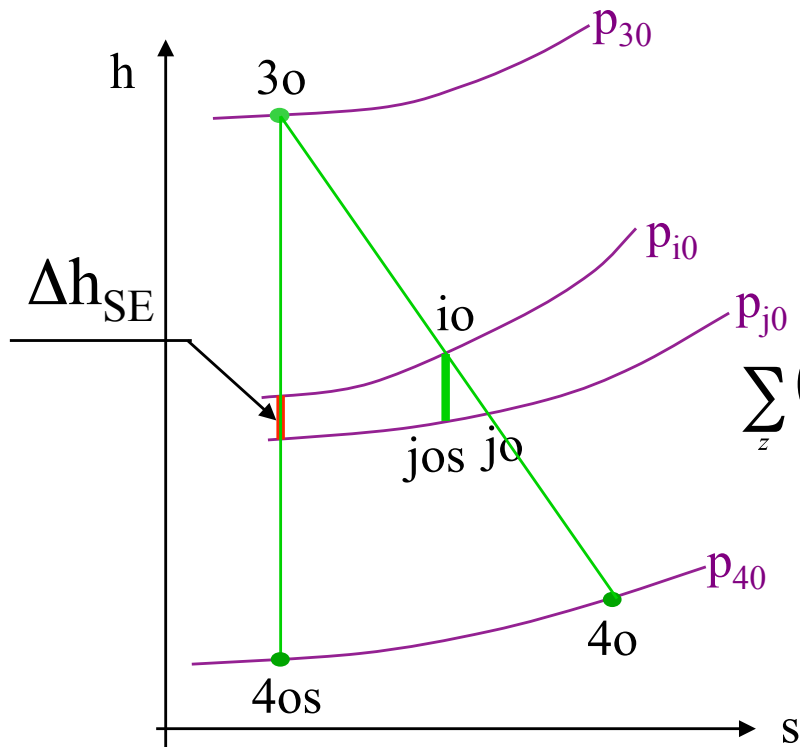
- Si la velocidad de salida se pierde

$$\eta_{TE} = (h_{i0} - h_{j0}) / (h_{i0} - h_{js})$$



ESCALONAMIENTOS DE LAS TURBINAS

Están limitados por los escalonamientos intermedios.



$$\eta_{ue} = \frac{h_{io} - h_{jo}}{h_{io} - h_{jos}} \Rightarrow h_{io} - h_{jo} = \eta_{ue} \cdot (h_{io} - h_{jos})$$

$$(h_{io} - h_{jos}) > \Delta h_{se} \Rightarrow (h_{io} - h_{jos}) = q_e + \Delta h_{se}$$

$$h_{io} - h_{jo} = \eta_{ue} \cdot (q_e + \Delta h_{se})$$

$$\sum_z (h_{io} - h_{jo}) = h_{3o} - h_{4o} = \eta_{ue} \cdot \sum_z (q_e + \Delta h_{se}) = \eta_{ue} \cdot \left(\sum_z q_e + \sum_z \Delta h_{se} \right)$$

$$\sum_z \Delta h_{se} = h_{3o} - h_{4os} \Rightarrow h_{3o} - h_{4o} = \eta_{ue} \cdot \left(h_{3o} - h_{4os} + \sum_z q_e \right)$$

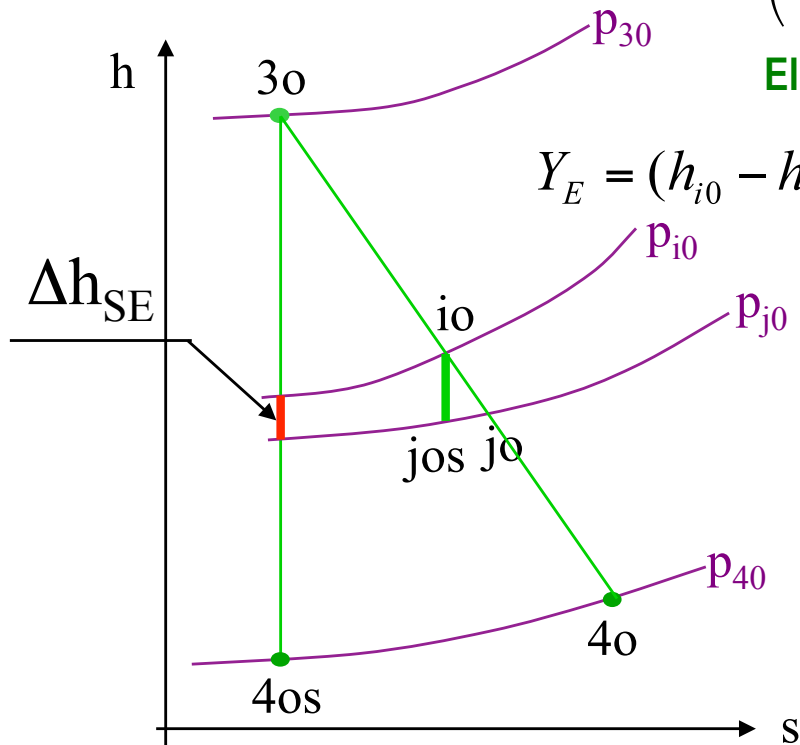
$$\frac{h_{3o} - h_{4o}}{h_{3o} - h_{4os}} = \eta_{ue} \cdot \left(1 + \frac{\sum_z q_e}{h_{3o} - h_{4os}} \right) = \eta_{uT} \Rightarrow$$

ESCALONAMIENTOS DE TURBINA

Factor de recuperación.

$$\left(1 + \frac{\sum q_e}{h_{30} - h_{40s}}\right) = Z > 1 \quad \eta_{uT} = \eta_{ue} \cdot Z \Rightarrow \eta_{uT} > \eta_{ue}$$

El rendimiento de la turbina es superior al de los escalonamientos.



$$Y_E = (h_{i0} - h_{j0s}) - (h_{i0} - h_{j0}) \Rightarrow \sum (h_{i0} - h_{j0s}) - \sum (h_{i0} - h_{j0}) = \sum Y_E$$

$$\sum (h_{i0} - h_{j0s}) = (h_{30} - h_{40s}) + \sum q_E$$

$$\sum (h_{i0} - h_{j0}) = (h_{30} - h_{40})$$

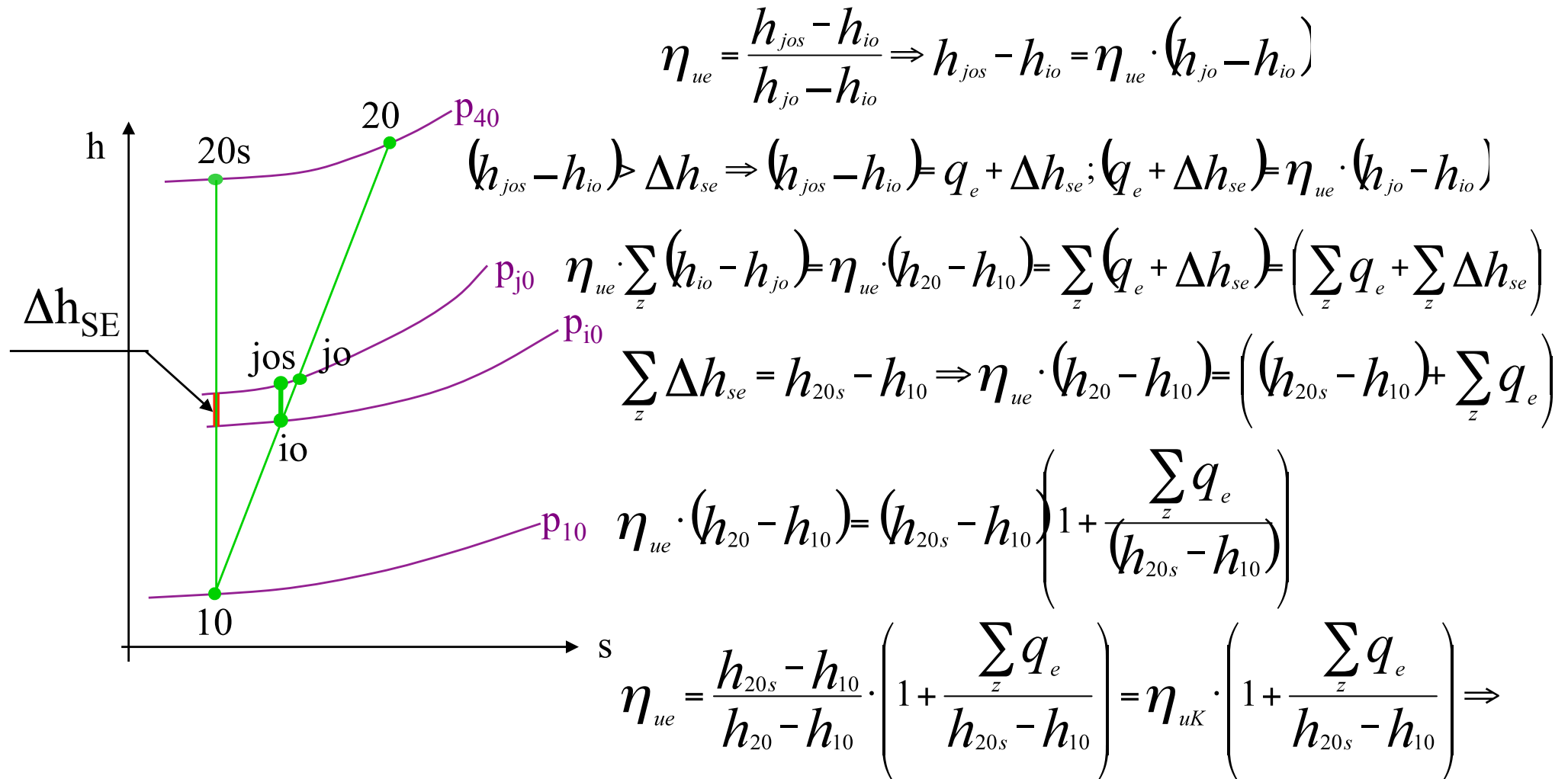
$$(h_{30} - h_{40s}) + \sum q_E - (h_{30} - h_{40}) = \sum Y_E$$

$$Y_T + \sum q_E = \sum Y_E \Rightarrow \sum Y_E > Y_T$$

Las pérdidas totales son menores que la suma de las pérdidas en los escalonamientos.

ESCALONAMIENTOS

Están limitados por los escalonamientos intermedios.

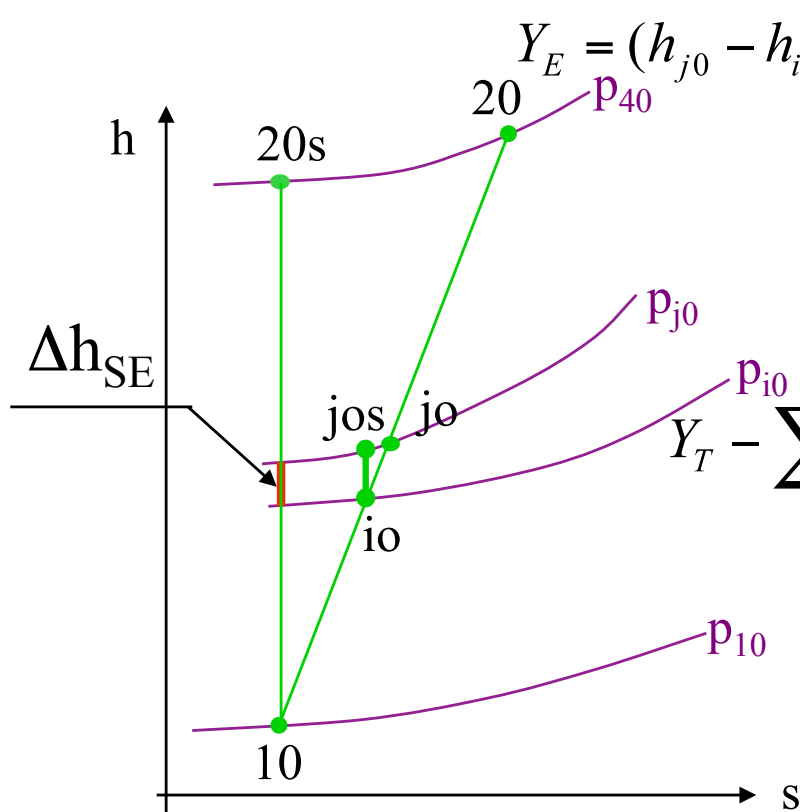


ESCALONAMIENTOS

Factor de recuperación.

$$\left(1 + \frac{\sum q_e}{h_{20s} - h_{10}}\right) = Z > 1 \quad \eta_{ue} = \eta_{uK} \cdot Z \Rightarrow \eta_{uK} = \frac{\eta_{ue}}{Z} \Rightarrow \eta_{uK} < \eta_{ue}$$

El rendimiento del turbocompresor es menor que el de los escalonamientos.



$$Y_E = (h_{j0} - h_{i0}) - (h_{j0s} - h_{i0}) \Rightarrow \sum (h_{j0} - h_{i0}) - \sum (h_{j0s} - h_{i0}) = \sum Y_E$$

$$\sum (h_{j0s} - h_{i0}) = (h_{20s} - h_{10}) + \sum q_E$$

$$\sum (h_{j0} - h_{i0}) = (h_{20} - h_{10})$$

$$(h_{20} - h_{10}) - (h_{20s} - h_{10}) - \sum q_E = \sum Y_E$$

$$Y_T - \sum q_E = \sum Y_E \Rightarrow Y_T = \sum Y_E + \sum q_E \Rightarrow \sum Y_E < Y_T$$

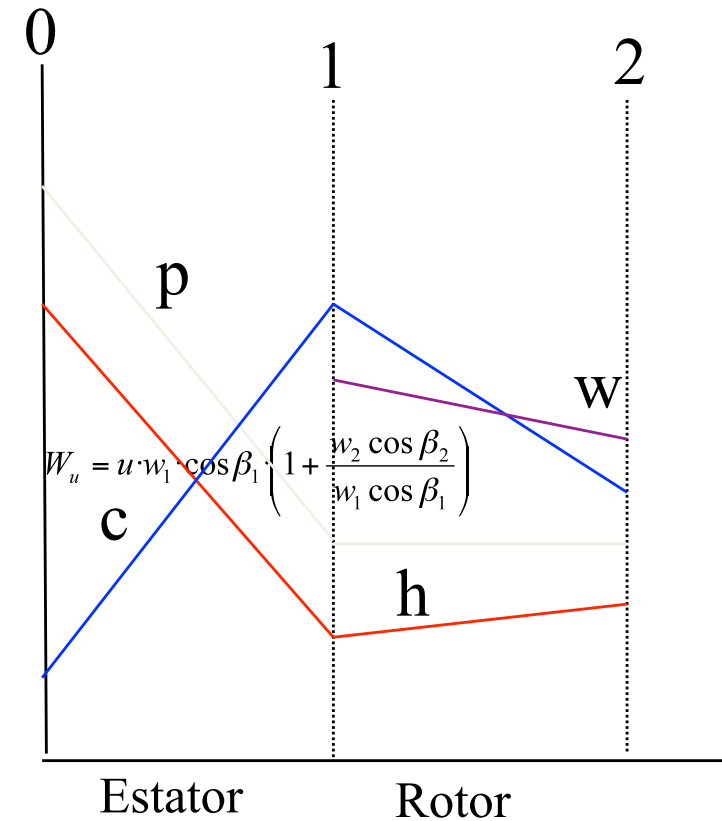
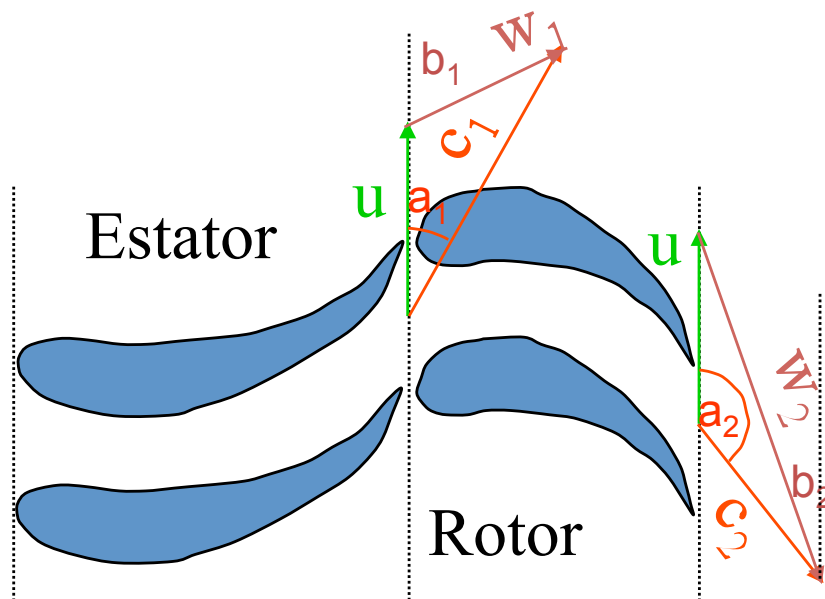
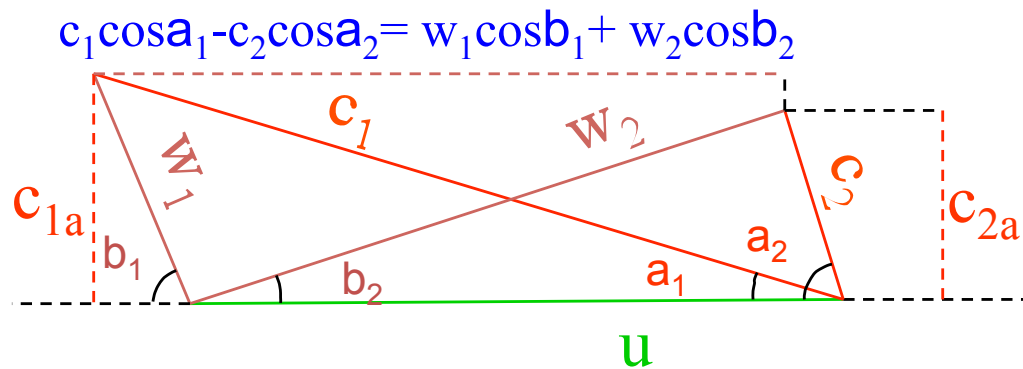
Las pérdidas totales son superiores a la suma de las pérdidas de los escalonamientos.

ESCALONAMIENTOS DE ACCIÓN

- En los escalonamientos de acción el proceso de expansión tiene lugar únicamente en el estator.
- Los escalonamientos de acción son de dos tipos:
 - Presión constante en el rotor. Se utilizan principalmente en los primeros escalonamientos de las turbinas de vapor para efectuar la regulación. Una variante de éste es el escalonamiento de velocidad.
 - Entalpía constante en el rotor. Se utiliza en los escalonamientos intermedios de las turbinas de vapor. Como la presión baja ligeramente el flujo es más estable.

ESCALONAMIENTO DE ACCIÓN. PRESIÓN CONSTANTE EN EL ROTOR

Utilizamos el diagrama de cambios y los triángulos de velocidades.



Ecuación de Euler: $W_u = u(c_{1u} - c_{2u})$

ESCALONAMIENTO DE ACCIÓN. PRESIÓN CONSTANTE EN EL ROTOR

Como no existe expansión en el rotor la pérdida de velocidad relativa, $w_2 < w_1$, será debida a la fricción. Ésta pérdida se define mediante el *coeficiente de pérdida de velocidad en el álabe* (Ψ).

$$(\Psi) = w_2/w_1$$

La simetría del triángulo de velocidades se define por el coeficiente de simetría k .

$$K = \cos \beta_2 / \cos \beta_1$$

La ecuación de Euler queda →

$$W_u = u \cdot w_1 \cdot \cos \beta_1 (1 + \psi k)$$

$$W_u = u \cdot (c_1 \cos \alpha_1 - u) \cdot (1 + \psi k)$$

Denominándosele trabajo periférico.

ESCALONAMIENTO DE ACCIÓN. PRESIÓN CONSTANTE EN EL ROTOR

- Se calcula la condición de **rendimiento máximo**.

$$\frac{\partial \eta_u}{\partial \left(\frac{u}{c_{1s}} \right)} = 2 \cdot \left(\varphi \cos \alpha_1 - 2 \frac{u}{c_{1s}} \right) \cdot (1 + \psi k) = 0 \Rightarrow \frac{u}{c_{1s}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2}$$

A ésta se le denomina **relación cinemática de máximo rendimiento**.

- El rendimiento periférico máximo vale:

$$(\eta_u)_{\max} = 2 \cdot \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2} \left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2} \right) \cdot (1 + \psi k)$$

$$(\eta_u)_{\max} = \frac{\varphi^2}{2} \cdot (1 + \psi k) \cos^2 \alpha_1$$

ESCALONAMIENTO DE ACCIÓN PRESIÓN CONSTANTE EN EL ROTOR

- Pérdidas periféricas. $Y_u = W_u - \Delta h_s = Y_{IE} + Y_{IR} + Y_2$

- $Y_{IE} \rightarrow$ Pérdidas en el estator

$$Y_{IE} = \frac{c_{1s}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_{1s}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2)$$

- $Y_{IR} \rightarrow$ Pérdidas en el rotor

- $Y_2 \rightarrow$ Pérdida de la velocidad de salida $Y_{IR} = \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_1^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)$

$$Y_2 = \frac{c_2^2}{2}$$

- Rendimiento periférico

$$\eta_u = \frac{\Delta h_s - Y_{IE} - Y_{IR} - Y_2}{\Delta h_s}$$

- Y_u serán mínimas cuando se utilice la **relación cinemática de**

máximo rendimiento periférico. $u = \frac{c_{1s}}{2} \varphi \cos \alpha_1 \xrightarrow{u \leq 450 \text{ m/s}} c_{1s} \Rightarrow \Delta h_s$

ESCALONAMIENTO DE ACCIÓN PRESIÓN CONSTANTE EN EL ROTOR

- Los coeficientes de pérdidas (Ψ y ϕ) son función de la deflexión (Θ) y del factor de forma (b/l).

$$\phi = f\left(\theta, \frac{b}{l}\right) \quad \text{y} \quad \psi = g\left(\theta, \frac{b}{l}\right)$$

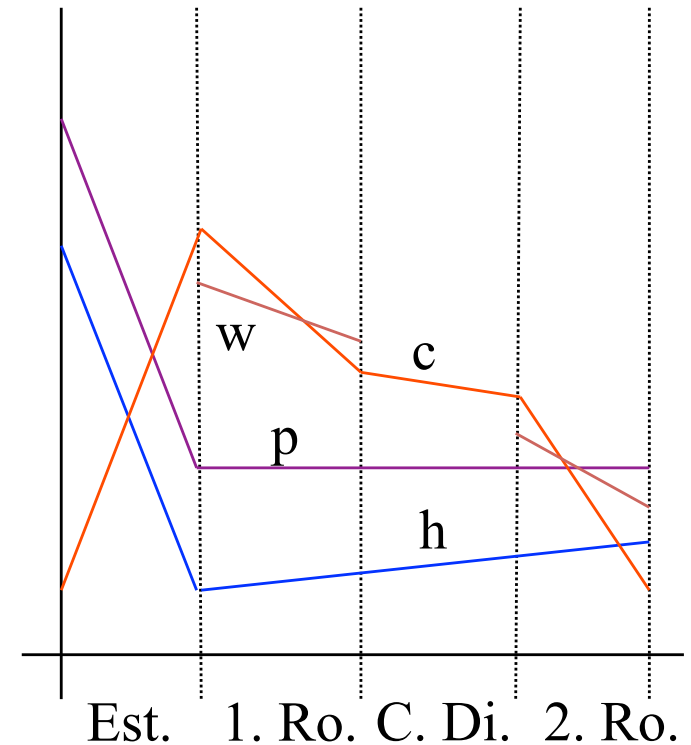
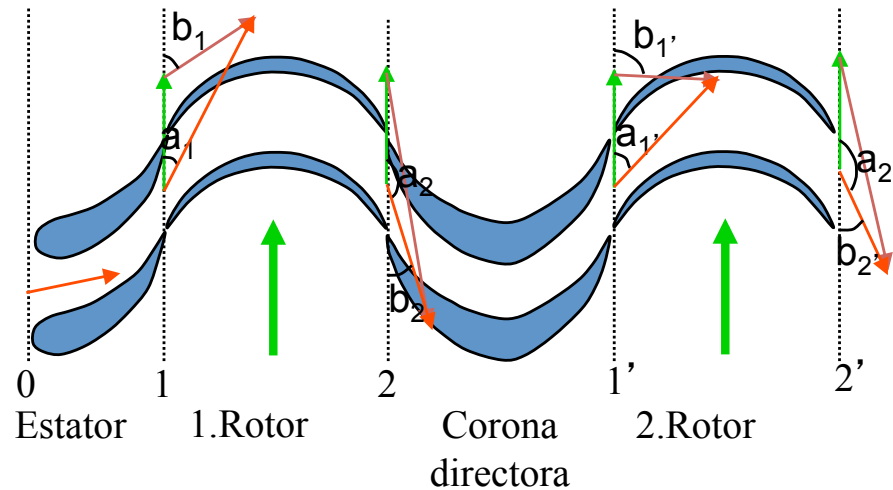
$$(\eta_u)_{\max} = \frac{\varphi^2}{2} \cdot (1 + \psi k) \cos^2 \alpha_1 \rightarrow \alpha_1 = 0 \Rightarrow ((\eta_u)_{\max})_{\max}$$

- Estas funciones se obtienen de experimentalmente.
- La deflexión, Θ , depende del ángulo α_1 y, por lo tanto, los coeficientes de pérdida de velocidad (Ψ , ϕ) también.

ESCALONAMIENTO DE ACCIÓN PRESIÓN CONSTANTE EN EL ROTOR (Escalonamiento Curtis)

- Un caso especial de éstos escalonamientos es el **escalonamiento de velocidad** o **escalonamiento *Curtis***.
- La velocidad de salida del estator se recoge en dos o tres rodetes, de este modo la gran velocidad periférica se reparte en varios rotores.
- Entre los rodetes se coloca un corona de álabes directores que recuperan la dirección correcta del flujo.
- Se suele emplear en las primeras etapas de las turbinas de vapor.
- Éste tendrá una nueva relación cinemática de máximo rendimiento.

ESCALONAMIENTO CURTIS



Trabajo periférico en los dos rodetes:

$$W_u = u \cdot (c_1 \cos \alpha_1 + c'_1 \cos \alpha'_1 - 2u) (1 + \psi k)$$

Los coeficientes Ψ , ϕ y k son constantes tanto en los rodetes como en la corona directora.

$$\psi = \frac{c_1}{c_2}; k = \frac{\cos \alpha_1}{\cos(180 - \alpha_2)} \Rightarrow c'_1 \cdot \cos \alpha'_1 = c_2 \psi \cdot k \cdot \cos(180 - \alpha_2)$$

$$\text{Además; } c_2 \cdot \cos(180 - \alpha_2) = w_2 \cos \beta_2 - u \Rightarrow c'_1 \cos \alpha'_1 = \psi k \cdot (w_2 \cos \beta_2 - u)$$

$$w_1 \cdot \cos \beta_1 = c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u \Rightarrow c'_1 \cos \alpha'_1 = \psi k \cdot [\psi k \cdot (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u]$$

ESCALONAMIENTO CURTIS

Introduciéndolo en la ecuación del trabajo específico:

$$W_u = u \cdot (1 + \psi k) \left\{ c_1 \cos \alpha_1 + [\psi \cdot k \cdot (\psi \cdot k \cdot (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u)] - 2u \right\}$$

$$W_u = u \cdot (1 + \psi k) \left[(1 + \psi^2 \cdot k^2) c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u \cdot (2 + \psi \cdot k + \psi^2 \cdot k^2) \right]$$

E introduciendo ésta última en la ecuación del rendimiento:

$$\eta_u = \frac{u \cdot (1 + \psi k) \left[(1 + \psi^2 \cdot k^2) c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u \cdot (2 + \psi \cdot k + \psi^2 \cdot k^2) \right]}{c_{1s}^2 / 2}$$

$$\eta_u = \frac{u}{c_{1s}} 2 \cdot (1 + \psi k) \left[(1 + \psi^2 \cdot k^2) \varphi \cdot \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{1s}} (2 + \psi \cdot k + \psi^2 \cdot k^2) \right]$$

Igualando a cero la derivada con respecto a la relación cinemática.

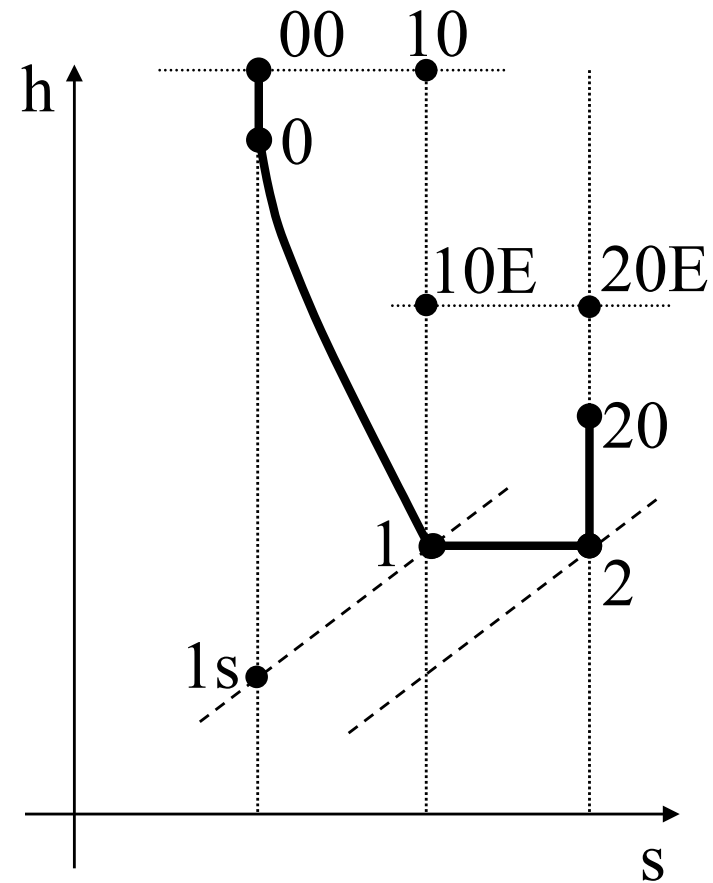
$$\frac{\partial \eta_u}{\partial \frac{u}{c_{1s}}} = 0 = \left(1 + \psi^2 \cdot k^2 \right) \cdot \cos \alpha_1 - 2 \cdot \left(2 + \psi k + \psi^2 \cdot k^2 \right) \frac{u}{c_{1s}} \Rightarrow \frac{u}{c_{1s}} = \frac{(1 + \psi^2 \cdot k^2) \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot (2 + \psi k + \psi^2 \cdot k^2)}$$

$$= \frac{c_1}{c_{1s}} \Rightarrow \frac{u}{c_1} = \frac{1 + \psi^2 \cdot k^2}{2 \cdot (2 + \psi k + \psi^2 \cdot k^2)} \cos \alpha_1 \xrightarrow[\text{y sin fricción } (\psi=1)]{\text{Álabe simétrico (k=1)}} \frac{u}{c_1} = \frac{1}{4} \cos \alpha_1$$

ESCALONAMIENTO DE ACCIÓN ENTALPÍA CONSTANTE EN EL ROTOR

- Al ser la entalpía constante en el rotor la presión baja ligeramente.
- La pequeña pérdida de presión compensa la pérdida por fricción de la energía cinética y la velocidad relativa permanece constante.
- La disminución de presión hace que el flujo sea más estable.
- La holgura existente entre escalonamientos hace que suela perderse la velocidad de salida.
- La relación cinemática de máximo rendimiento vale:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2} \cos \alpha_1$$



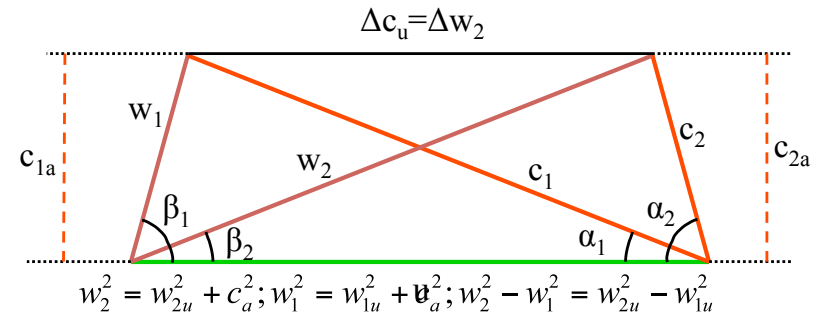
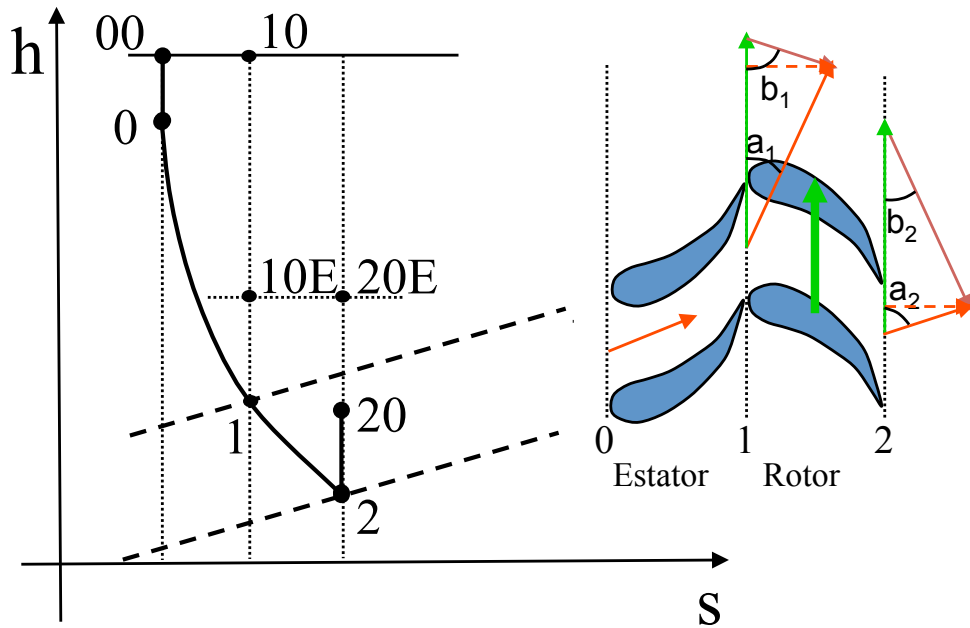
ESCALONAMIENTO DE REACCIÓN

- En los escalonamientos de reacción la expansión tiene lugar tanto en el estator como en el rotor.
- Este escalonamiento de reacción es de alto rendimiento, sobre todo cuando el grado de reacción es 0.5 y el ajuste entre escalonamientos no tiene holguras.
- En el diseño de estos escalonamientos se suele mantener constante la componente axial de la velocidad de flujo.
- El rendimiento periférico máximo se consigue con un grado de reacción 0.5. En este caso los triángulos de velocidad son simétricos y semejantes.

$$w_1 = c_2 ; w_2 = c_1$$

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

ESCALONAMIENTO DE REACCIÓN (R=0,5)



$$R = \frac{h_1 - h_2}{h_{00} - h_{20}}; \text{1. principio (X'Y'Z)} \Rightarrow h_1 - h_2 = \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}$$

$$\text{Euler} \Rightarrow W_u = u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} = u \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cos \beta_1)$$

$$R = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2u \cdot (w_{2u} - w_{1u})} = \frac{w_{2u}^2 - w_{1u}^2}{2u \cdot (w_{2u} - w_{1u})} = \frac{w_{2u} + w_{1u}}{2u}$$

$$\eta_u = \frac{W_u}{\Delta h_s} = \frac{\Delta h_s - Y_i}{\Delta h_s} = \frac{W_u}{W_u + Y_i} \Rightarrow Y_i = \text{pér. periféri.} = Y_E + Y_R \Rightarrow Y_E = \frac{c_{1s}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1^2}{2} \left(\frac{1 - \varphi^2}{\varphi^2} \right) = \frac{c_1^2}{2} \xi_E$$

$$Y_R = \frac{w_{2s}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_2^2}{2} \left(\frac{1 - \psi^2}{\psi^2} \right) = \frac{w_2^2}{2} \xi_R \xrightarrow{c_1 = w_2} \xi_E = \xi_R \Rightarrow Y_i = Y_E + Y_R = c_1^2 \cdot \xi_E$$

$$W_u = u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) = (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) = \{c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u - c_1 \cdot \cos \alpha_1\} = u \cdot (2 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u)$$

ESCALONAMIENTO DE REACCIÓN (R=0,5)

$$\eta_u = \frac{W_u}{W_u + Y_i} = \frac{u \cdot (2 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u)}{u \cdot (2 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u) + c_1^2 \cdot \xi_E} = \frac{1}{1 + \frac{\xi_E}{\frac{u}{c_1} (2 \cdot \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1})}} = \frac{1}{1 + \frac{\xi_E}{A}}$$

$$\eta_u = \frac{1}{1 + \frac{\xi_E}{A}} \Rightarrow (\eta_u)_{\max} \rightarrow A_{\max} \Rightarrow \frac{\partial A}{\partial \frac{u}{c_1}} = 2 \cdot \cos \alpha_1 - 2 \frac{u}{c_1} = 0 \Rightarrow \frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1 \Rightarrow u = c_1 \cdot \cos \alpha_1$$

Éste último resultado indica que los triángulos de velocidad deben ser rectángulos.

El máximo rendimiento periférico es:

$$(\eta_u)_{\max} = \frac{1}{1 + \frac{\xi_E}{\frac{u}{c_1} (2 \cdot \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1})}} = \frac{1}{1 + \frac{\xi_E}{\cos \alpha_1 \cdot (2 \cdot \cos \alpha_1 - \cos \alpha_1)}} = \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1 + \xi_E}$$

Como las pérdidas (ξ) no son constantes, el valor de $\alpha_1 = 0^\circ$ no proporciona el máximo rendimiento, en la práctica se sitúa en el intervalo 20° - 30° .

Como la velocidad periférica crece con la altura del álabe, el ángulo α_1 también debería cambiar torsionando el álabe.

PÉRDIDAS EN LAS TURBINAS

- Las pérdidas vistas hasta el momento se producen en los álabes, tanto en los fijos (estator) como en los móviles (rotor), y se denominan periféricas, pero en las máquinas existen otras pérdidas. Las pérdidas se clasifican en:
 - **Pérdidas internas.** Se generan en los escalonamientos, en general se deben a la degradación de la energía mecánica y una parte de ellas se invierte en aumentar la entalpía del fluido y otra parte sale al exterior en forma de calor, pérdidas caloríficas, estas últimas como son difíciles de medir se computan como pérdidas externas.
 - **Pérdidas externas.** Son las que se producen fuera de los escalonamientos, es decir son las que se producen en la máquina. En general son producidas por la degradación de la energía mecánica y las pérdidas de calor.

PÉRDIDAS INTERNAS

- **Pérdidas periféricas (Y_1).** Son las estudiadas en el capítulo anterior y son producidas por el discurrir del fluido entre los álabes.

$$Y_{1E} = \frac{1-\varphi^2}{\varphi} = \xi_E \frac{c_1^2}{2} ; Y_{1R} = \frac{1-\psi^2}{\psi} = \xi_R \frac{w_1^2}{2}$$

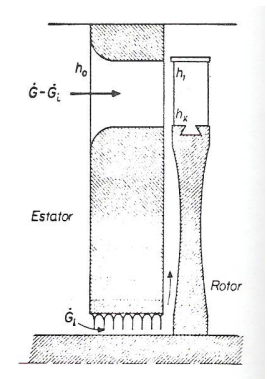
- **Pérdida de la velocidad de salida (Y_2).** Cuando la holgura entre escalonamientos es grande se pierde la velocidad de salida, cuando la holgura es pequeña no se pierde. En la práctica se puede perder parcialmente.

- **Pérdidas intersticiales internas (Y_{3ij}).** Son las pérdidas másicas que se producen en los cierres laberínticos del estator con el eje y del rotor con la carcasa. El proceso de paso por los laberintos se puede considerar isoentálpico.

$$Y_2 = (1-\theta) \frac{h_1}{2} ; \theta = \text{Factor de recuperación}; 0 < \theta < 1$$

Trabajo específico dado al rotor = $(h_0 - h_1)$; Trabajo específico realizado por el rotor = $(h_0 - h_x)$

$$\text{Pérdidas intersticiales internas} = (h_0 - h_1) - (h_0 - h_x) = (h_x - h_1) ; h_1(\dot{G} - \dot{G}_i) + h_0\dot{G}_i = h_x\dot{G} \Rightarrow \dot{G}_i = \frac{h_x\dot{G} - h_1\dot{G}}{h_0 - h_1}$$



- **Pérdidas de disco y de funcionamiento en vacío (Y_4).** El giro de los álabes del rotor genera turbulencias que reducen la energía mecánica producida en el rotor (pérdidas producidas por el rozamiento del disco, (N_r)).

En los escalonamientos de acción con admisión parcial los álabes funcionan en vacío, lo que genera turbulencias que disminuyen la energía recogida en el rotor (N_v)

$$\text{Potencia perdida por rozamiento del disco (en vatios); } N_r = 0,027 \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5$$

$$\text{Pérdida de potencia por funcionamiento en vacío (en vatios); } N_v = (1 - \alpha) \cdot k \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_m^5 \cdot l$$

$$Y_4 = \frac{N_r + N_v}{\dot{G}}$$

PÉRDIDAS EXTERNAS

- **Pérdidas intersticiales externas (Y_{3e}).** Son las derivadas de la pérdida de masa por el cierre laberíntico entre el eje y la carcasa. Si el salto interno es Δh_i y la pérdida de flujo másico G_e , la potencia perdida vale $G_e \cdot \Delta h_i$ y las pérdidas serán

$$y_{3e} = \frac{\dot{G}_e \Delta h_i}{\dot{G}}$$

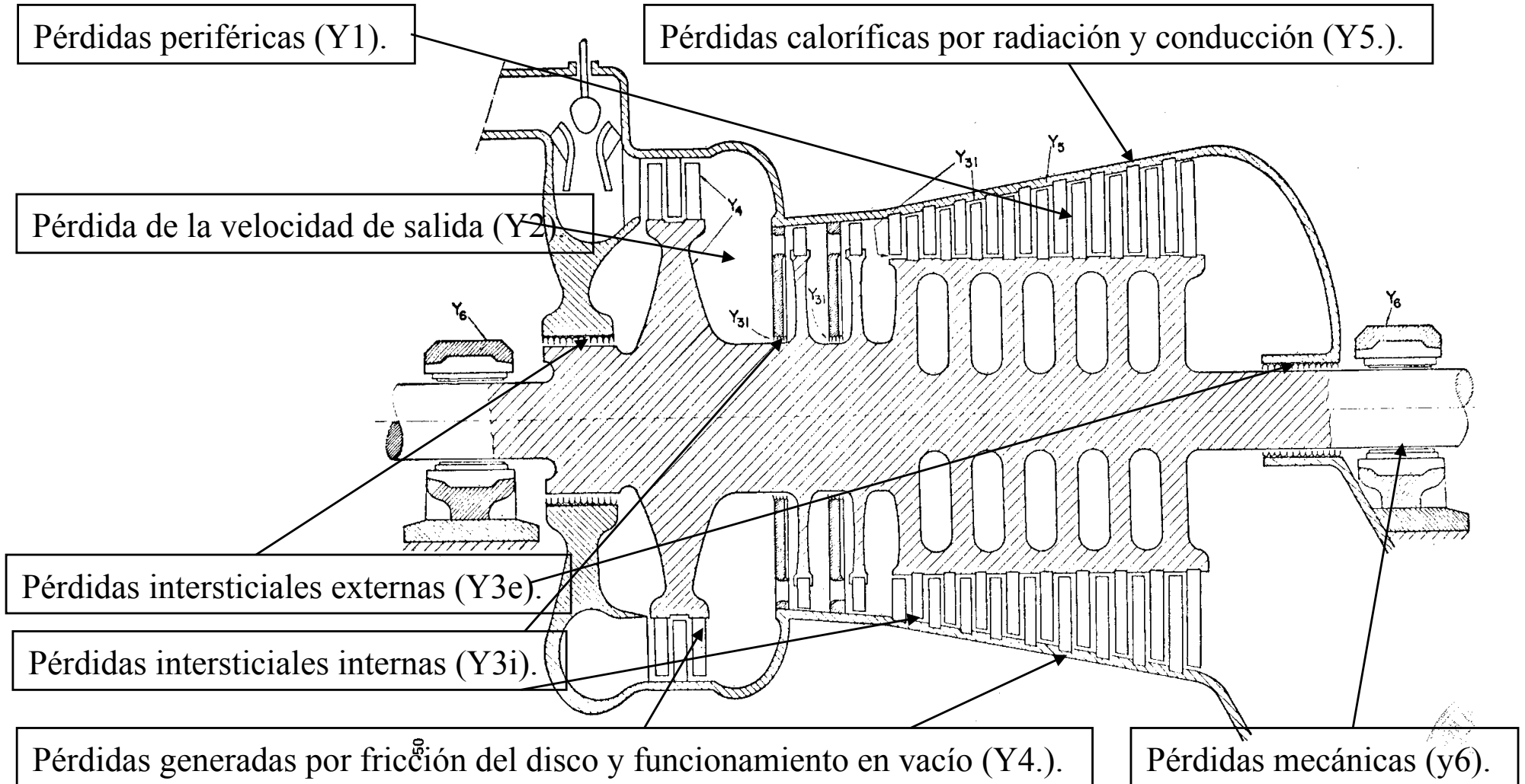
- **Pérdidas caloríficas por conducción y radiación (Y_5).** Estas pérdidas son de difícil evaluación, aunque normalmente son de poca importancia excepto en pequeñas turbinas de gas.

$$y_{3e} = \frac{Q}{\dot{G}}$$

- **Pérdidas mecánicas (y_6).** Son aquellas que se generan en los apoyos de los ejes y las debidas a los consumos energéticos para el accionamiento de los equipos auxiliares, reguladores, bombas, etc.

$$y_{3e} = \frac{N_{pm}}{\dot{G}}$$

PÉRDIDAS EN LAS TURBINAS



NOMENCLATURA DE LAS TURBINAS

Con respecto al escalonamiento. Si al salto isoentrópico se le restan las pérdidas periféricas se obtiene el salto periférico.

$$\Delta h_u = \Delta h_s - Y_1 - Y_2 \rightarrow \eta_{uTE} = \Delta h_u / \Delta h_s$$

Y si la velocidad de salida se recupera,

$$\eta_{uTT} = \Delta h_u / (\Delta h_s - Y_2)$$

Si al salto isoentrópico se le restan las pérdidas internas totales se obtiene el salto interno

$$\Delta h_i = \Delta h_s - Y_1 - Y_2 - Y_{3i} - Y_4 \rightarrow \eta_{iTE} = \Delta h_i / \Delta h_s$$

Y si la velocidad de salida se recupera,

$$\eta_{iTT} = \Delta h_i / (\Delta h_s - Y_2)$$

NOMENCLATURA DE LAS TURBINAS

- **Con respecto a la máquina.** Sumando todos los saltos internos se obtiene el salto interno de la máquina

$$\underline{\Delta h_i} = \Sigma \Delta h_i$$

Y el rendimiento interno de la máquina será

$$\eta_i = \underline{\Delta h_i} / \underline{\Delta h_s}$$

La potencia interna de la máquina se obtiene a partir del salto interno y del flujo másico

$$N_i = \dot{G} \cdot \underline{\Delta h_i}$$

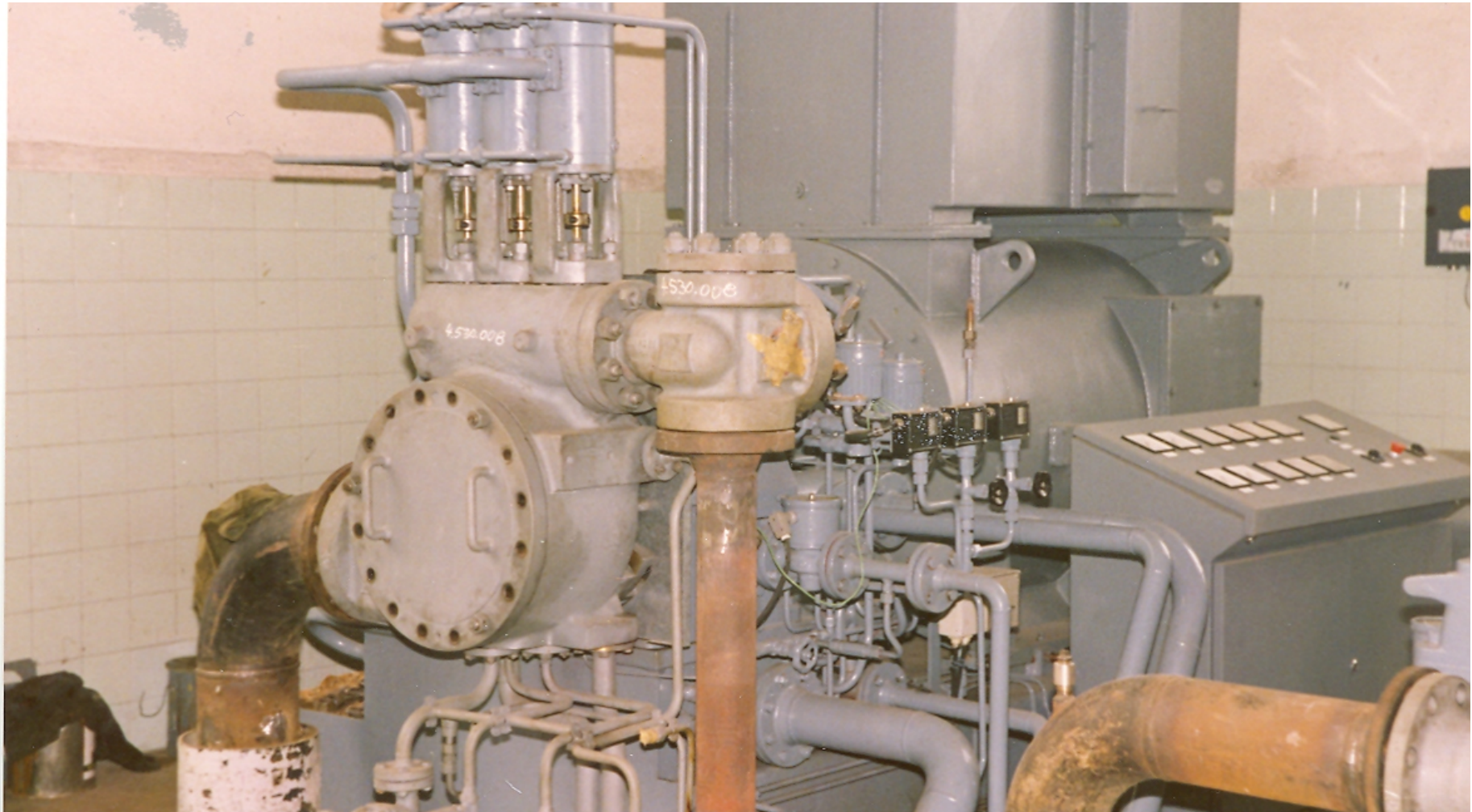
Si al salto interno se le restan todas las pérdidas externas se obtiene el salto efectivo

$$\underline{\Delta h_e} = \underline{\Delta h_{si}} - Y_{3e} - Y_{5e} - Y_{6e} \rightarrow N_e = \dot{G} \cdot \underline{\Delta h_e}$$

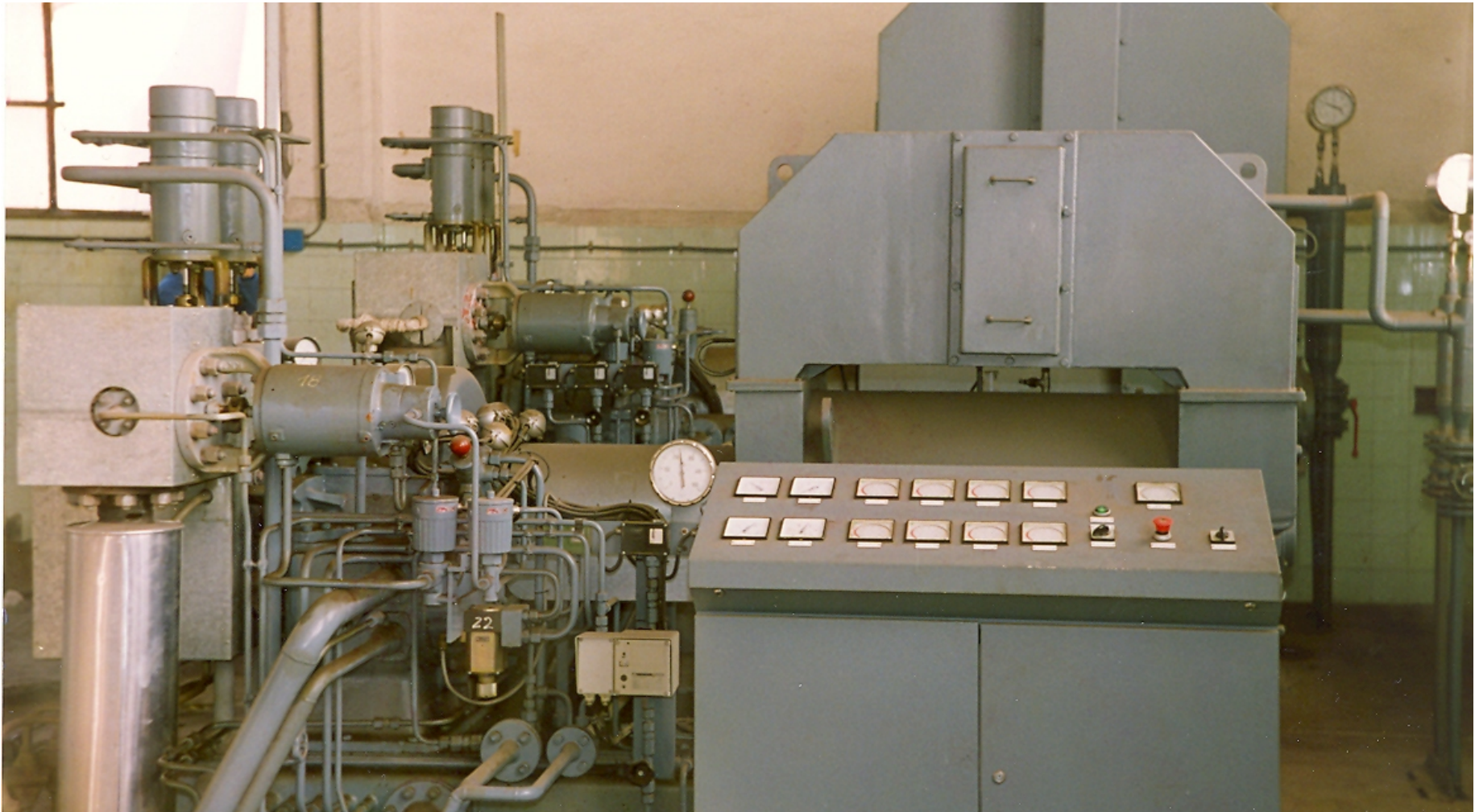
Los rendimientos efectivo y mecánico quedan definidos por las siguientes expresiones

$$\eta_e = \underline{\Delta h_e} / \underline{\Delta h_s} ; \eta_m = \underline{\Delta h_e} / \underline{\Delta h_i}$$

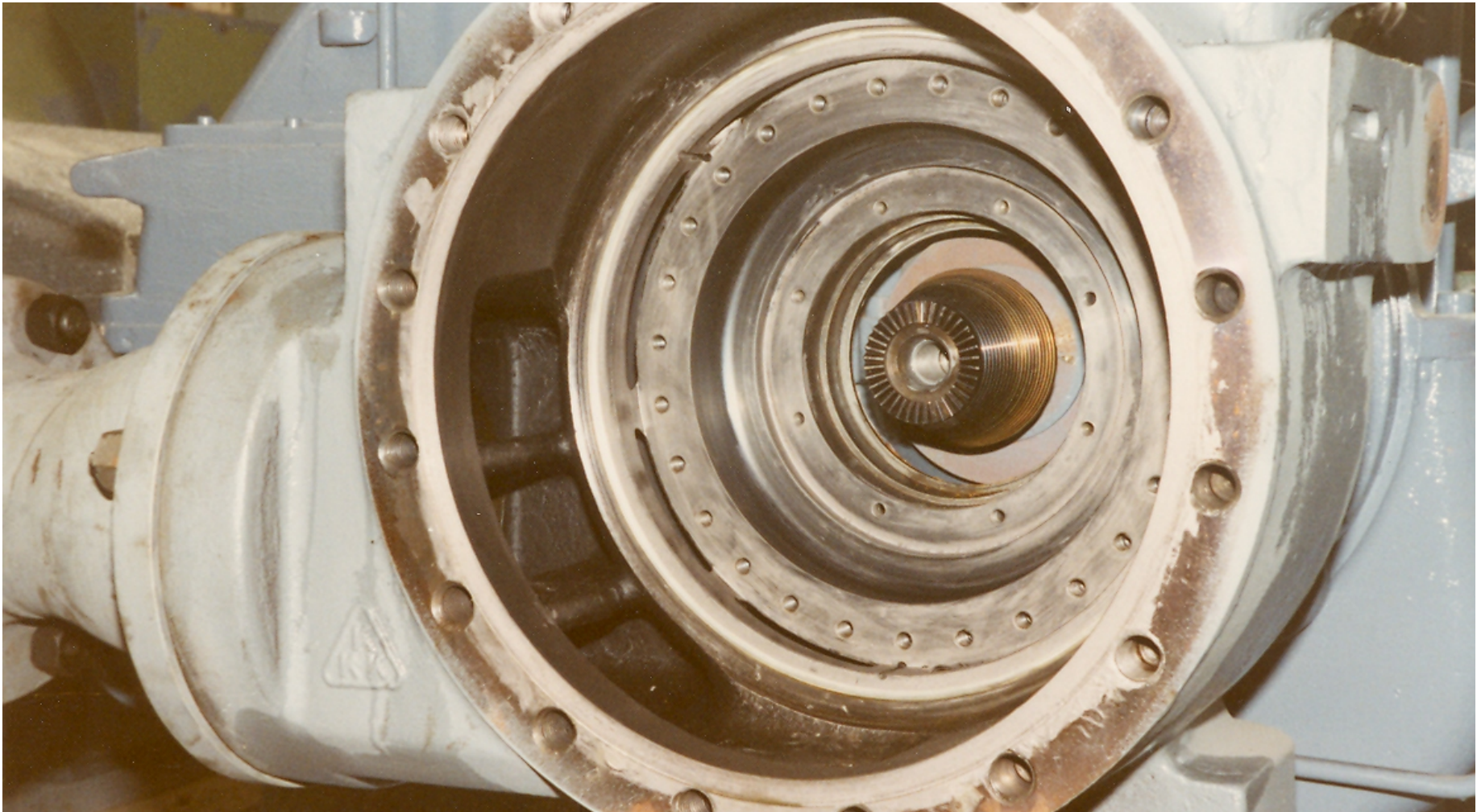
TURBINA DE VAPOR A CONTRAPRESIÓN



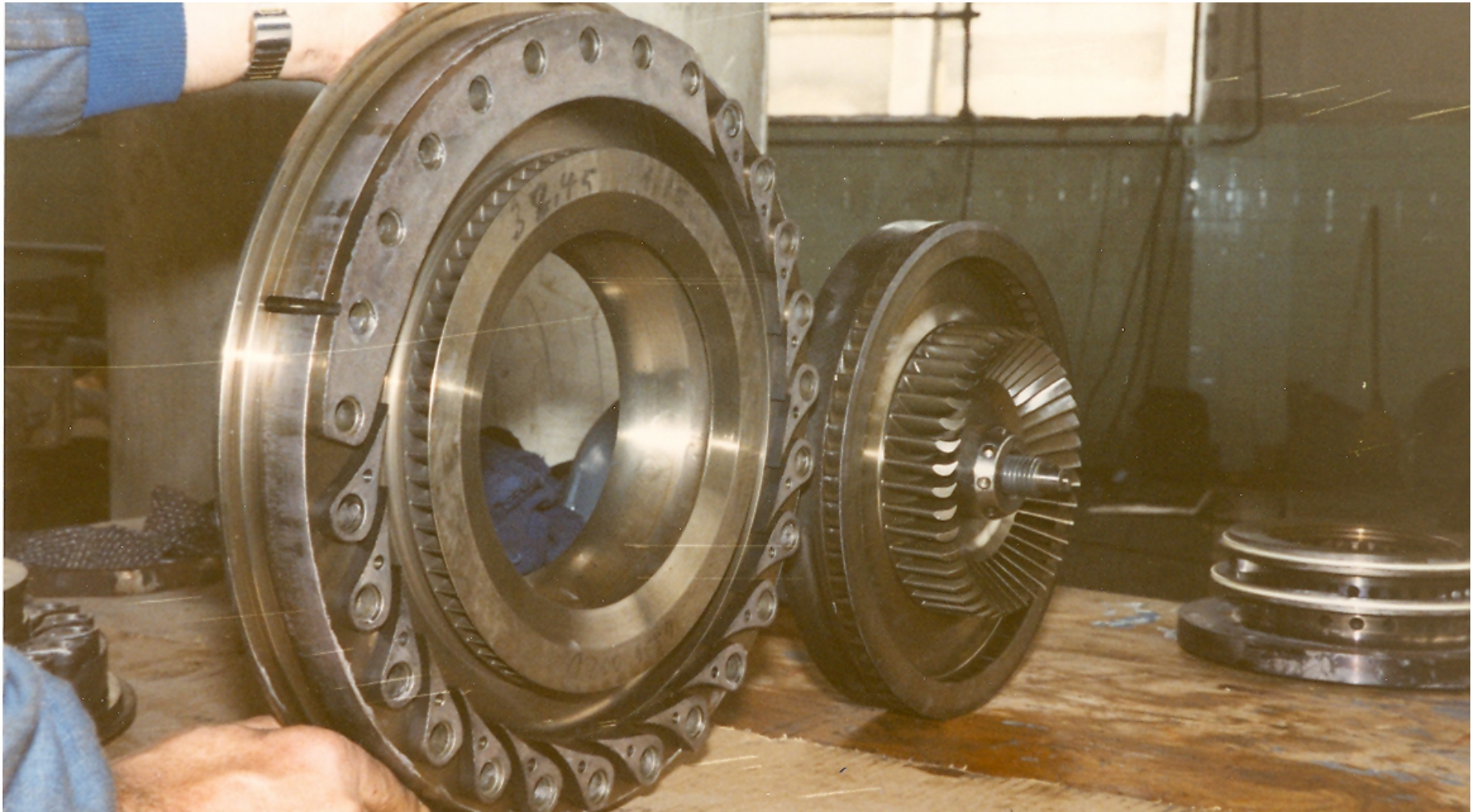
GRUPO TURBINA-ALTERNADOR



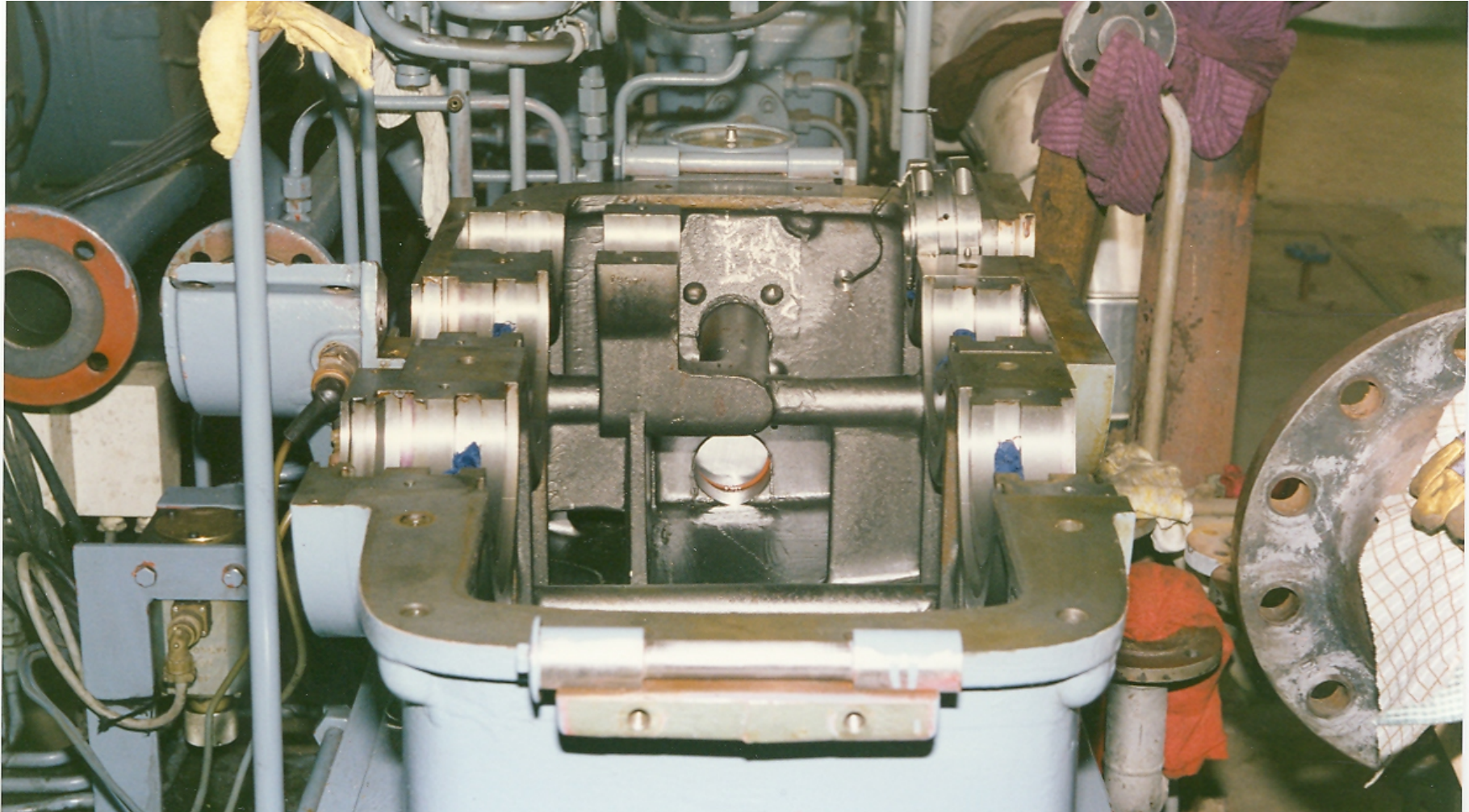
CUERPO DE LA TURBINA. CIERRE LABERÍNTICO



ESTATOR Y ROTOR



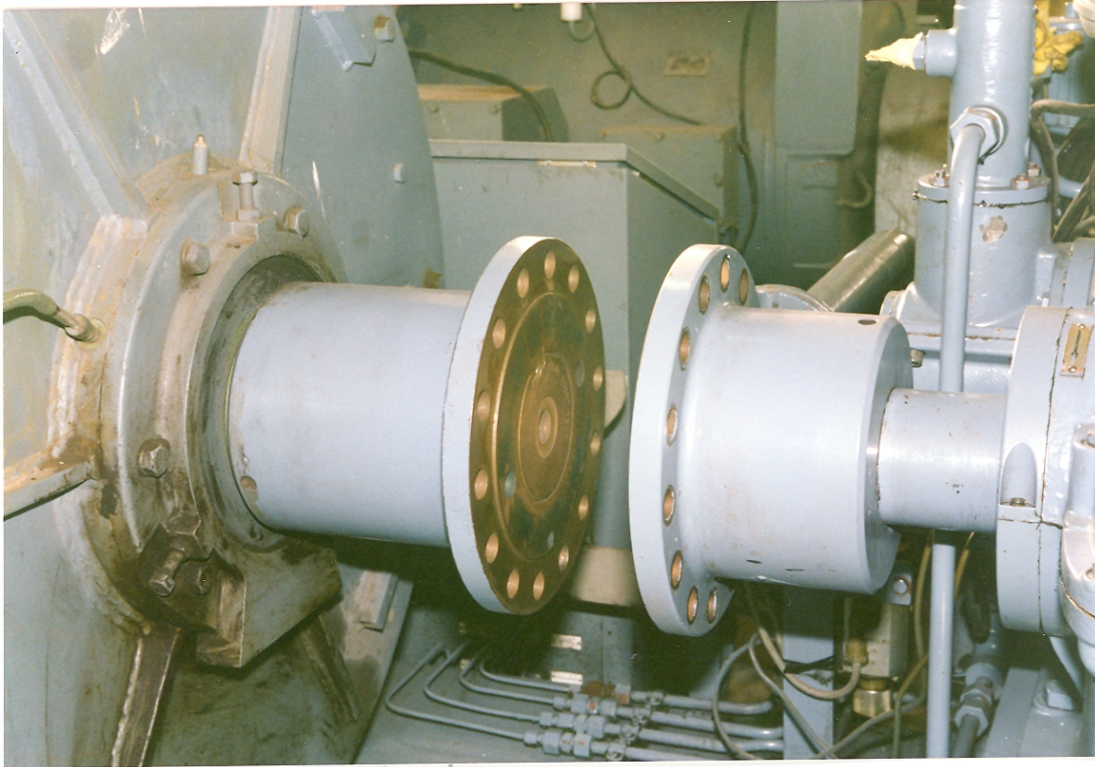
REDUCTOR DE VELOCIDADES



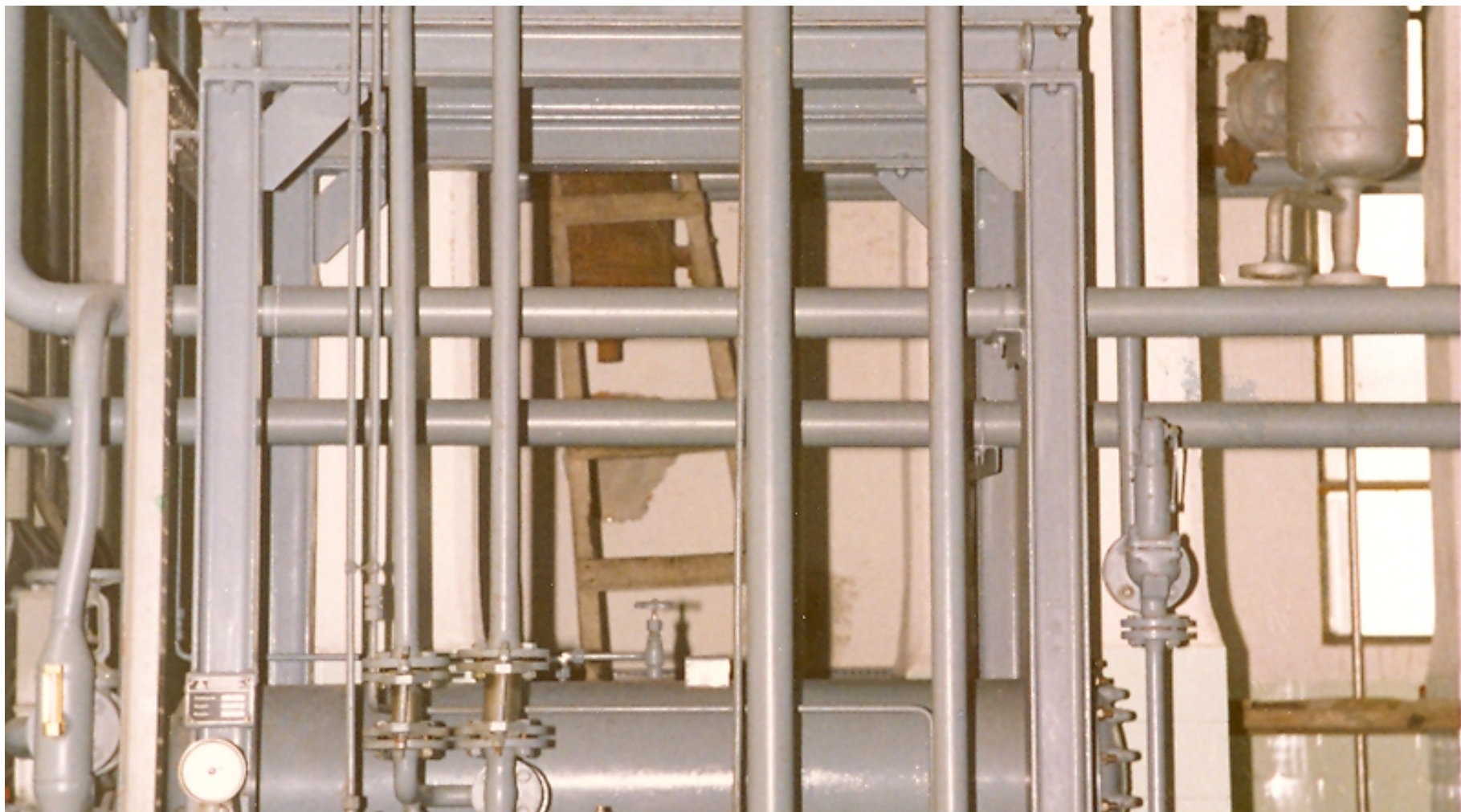
RUEDAS DENTADAS



ACOPLAMIENTO MECÁNICO



GRUPO DE ACEITE



ATEMPERADOR DE VAPOR

