



**Centro  
Universitario  
de la Defensa**

# **Lección 5. Ciclos de potencia de gas. *Generalidades. El ciclo Brayton.***

*Tecnología Energética  
Profesor: José Serna Serrano  
Despacho 28 CUD  
jose.serna@ cud.upct.es*



*Centro Universitario de la Defensa de San Javier  
MDE-UPCT.*



**Ciclo termodinámico:** Evolución de un sistema, interaccionando con el exterior, con el que intercambia calor y trabajo según los principios de la termodinámica.

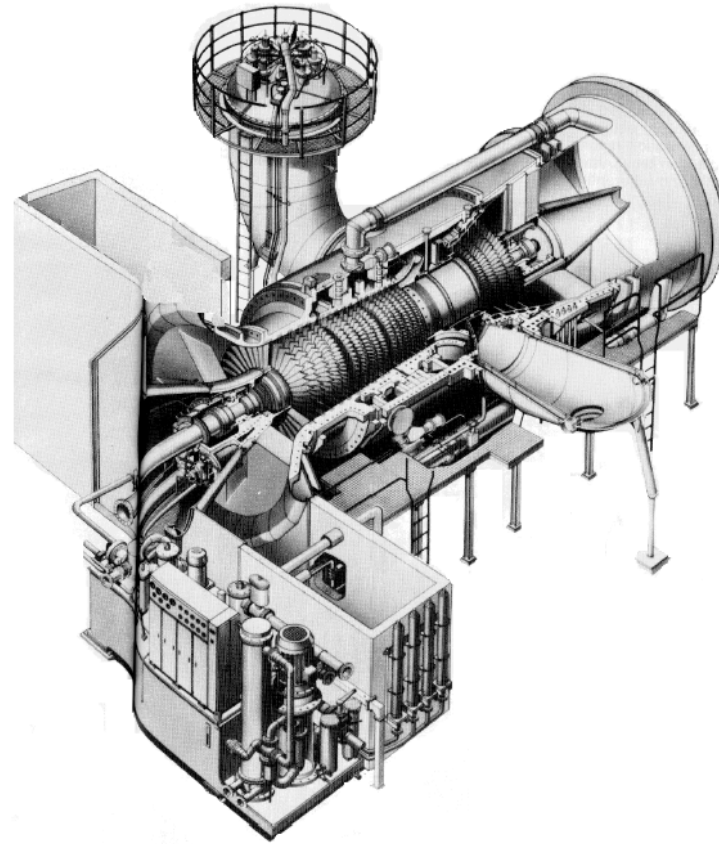
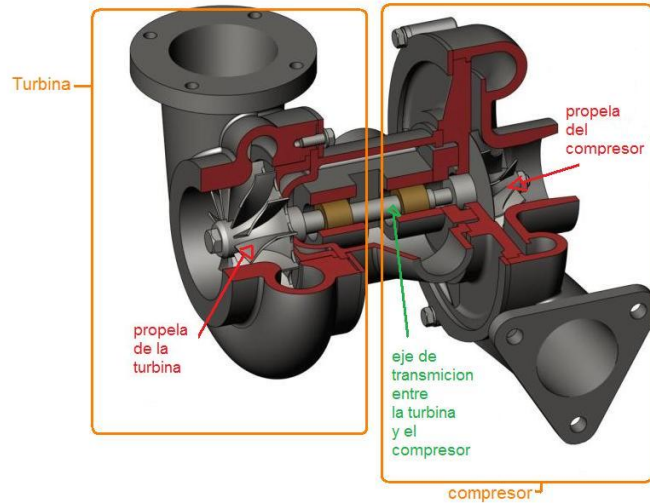
**Ciclo de potencia:** el objetivo es la realización de un trabajo (obtención de potencia) por parte de la sustancia que evoluciona.

**Ciclo de gas:** La sustancia que evoluciona se encuentra en estado gaseoso.

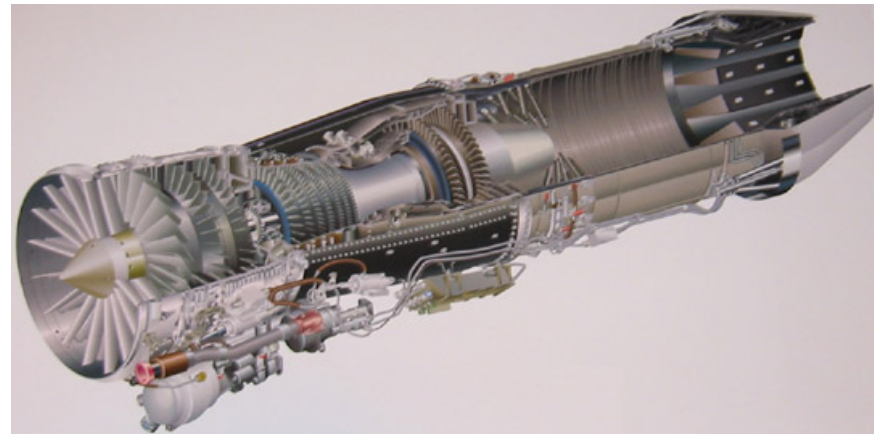
## Ciclos básicos y aplicaciones:

- Ciclo de Carnot: entelequia del ciclo de máximo rendimiento.
- Ciclo Otto: Motores alternativos de encendido provocado (gasolina).
- Ciclo Diesel: Motores alternativos de encendido por compresión (diesel).
- **Ciclo Brayton:** Turbina de gas . Usos:
  - Motor térmico: generación de electricidad.
  - Integración en otras aplicaciones: **aerorreactores**, turbos en MCIA.

## Ciclo Brayton → Turbina de gas

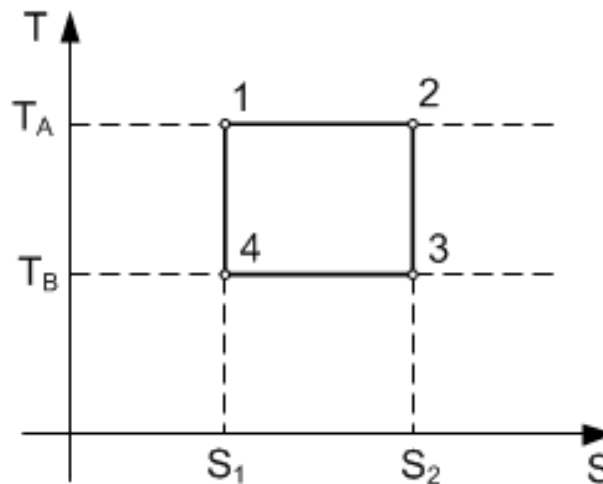
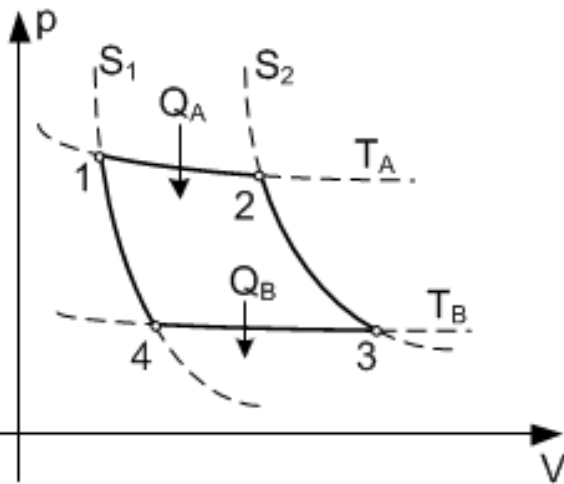


## Otto y Diesel → Lección 13





# Ciclo de Carnot Ideal (Ya estudiado en Física y repasado en T.Energ.)



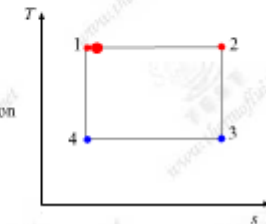
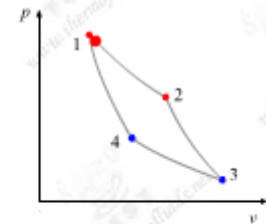
$$\eta = \frac{W}{Q_A} = \frac{Q_A - Q_B}{Q_A} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

- 1 → 2:** Expansión isoterma reversible.
- 2 → 3:** Expansión adiabática reversible
- 3 → 4:** Compresión isoterma reversible.
- 4 → 1:** Compresión adiabática reversible (isentrópica)

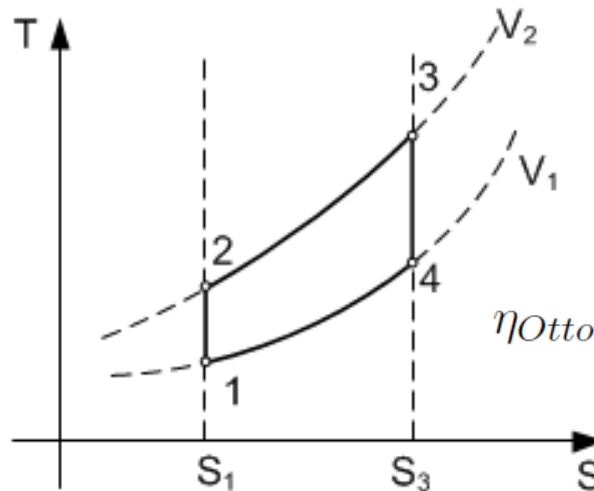
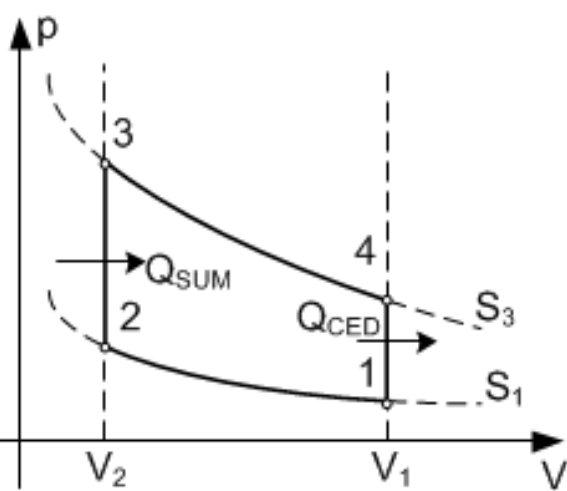
**\* Máximo rendimiento térmico para ciclos de gas con iguales temperaturas mínimas y máximas**



1-2 Isothermal Heat Addition and Expansion

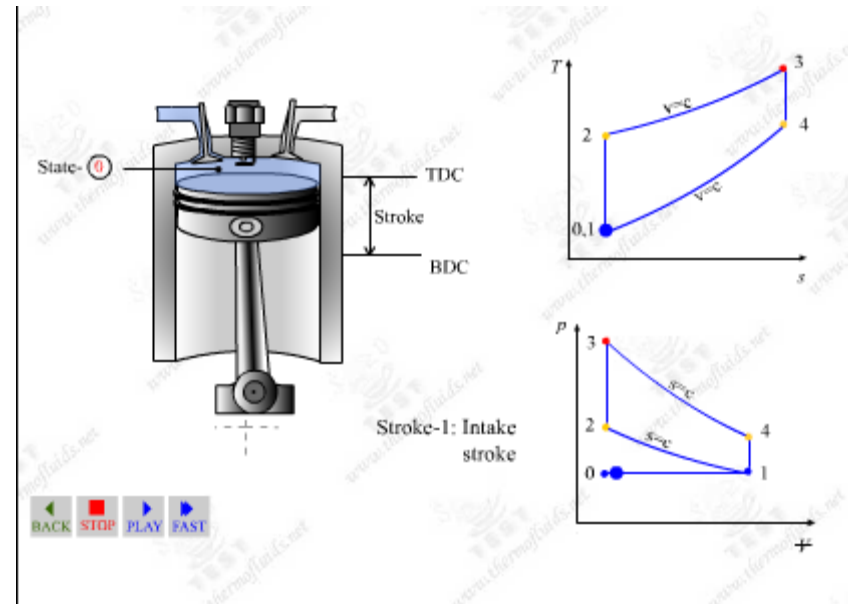


# Ciclo de Otto Ideal (Se estudiará en detalle en MCIA)



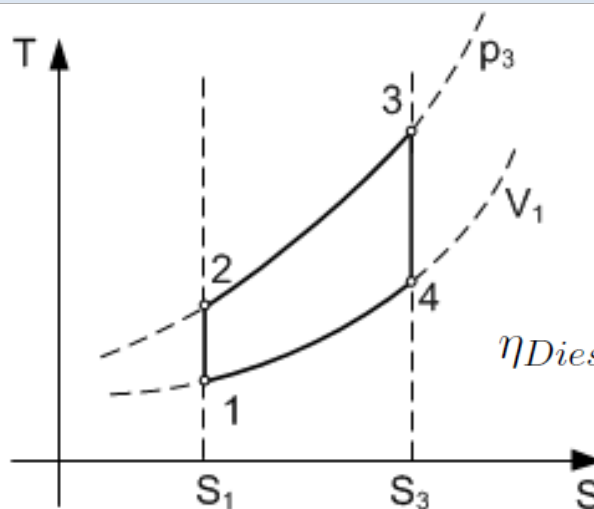
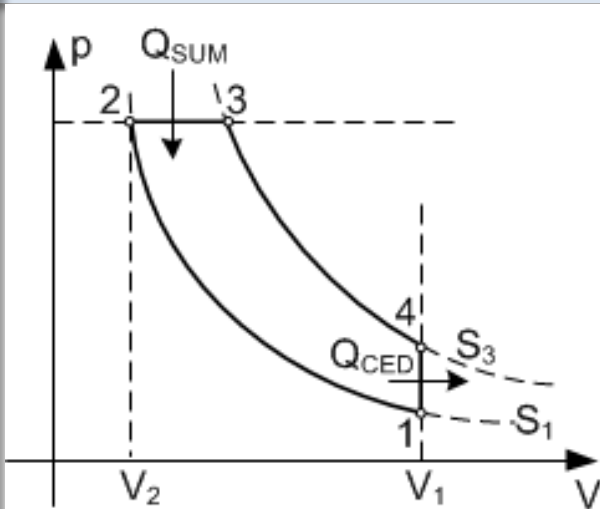
$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1}$$

- 1 → 2:** Compresión isentrópica
- 2 → 3:** Aporte de calor a volumen constante (combustión)
- 3 → 4:** Expansión isentrópica
- 4 → 1:** Cesión de calor a volumen cte (escape y renovación de carga)



- **Ciclo de los motores alternativos (gasolina)**
- **El rendimiento depende de la relación de compresión y el gas**

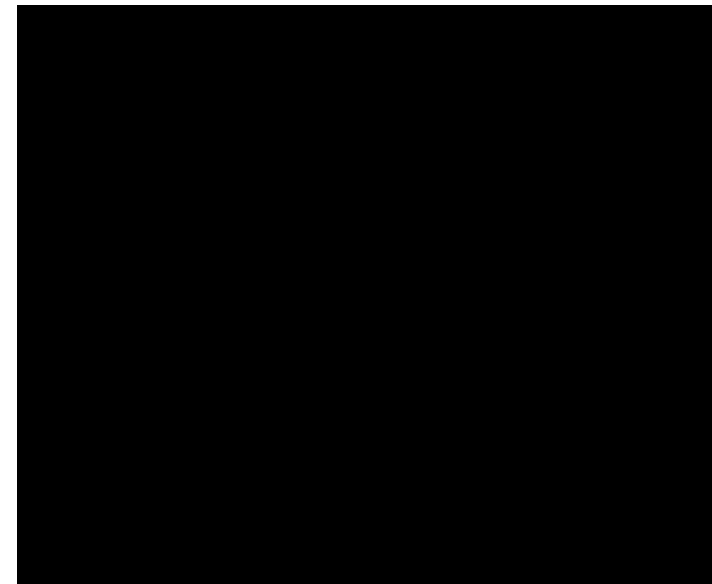
# Ciclo de Diesel Ideal (Se estudiará en detalle en MCIA)



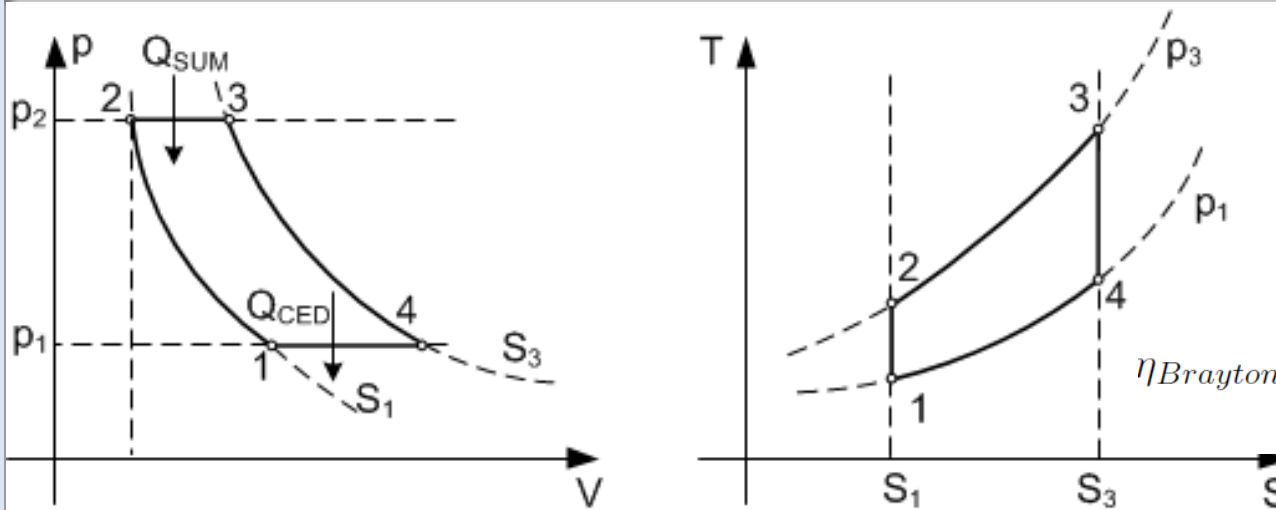
$$r = \frac{V_1}{V_2} \quad r_c = \frac{V_3}{V_2}$$
$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left[ \frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma(r_c - 1)} \right]$$

- 1 → 2: Compresión isentrópica
- 2 → 3: Aporte de calor a presión constante (combustión)
- 3 → 4: Expansión isentrópica
- 4 → 1: Cesión de calor a volumen cte

- **Ciclo de los motores alternativos (diesel)**
- El rendimiento depende de la relación de compresión ( $r$ ), de la relación de corte ( $r_c$ ) y el gas.
- El rendimiento es menor que en ciclo Otto.



# Ciclo de Brayton simple ideal



$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 - \frac{1}{\sigma}$$

**1 → 2:** Compresión isentrópica

**2 → 3:** Aporte de calor a presión constante

**3 → 4:** Expansión isentrópica

**4 → 1:** Cesión de calor a presión constante

- **Ciclo de los turbinas de gas.**

- **El rendimiento crece con la relación de compresión (en presiones)**

- **La potencia neta que se puede extraer crece con la relación de**

**temperaturas**

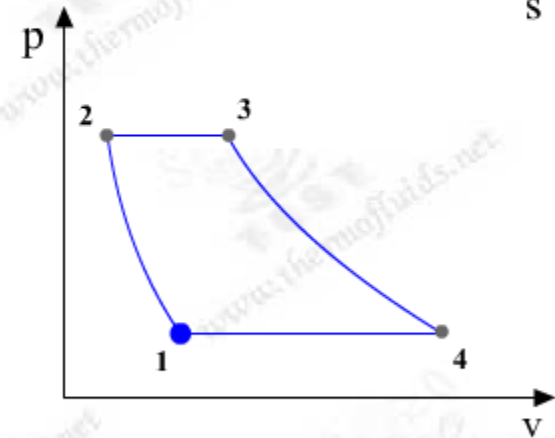
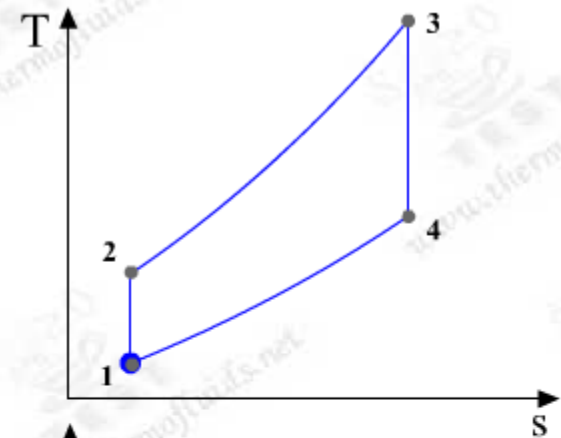
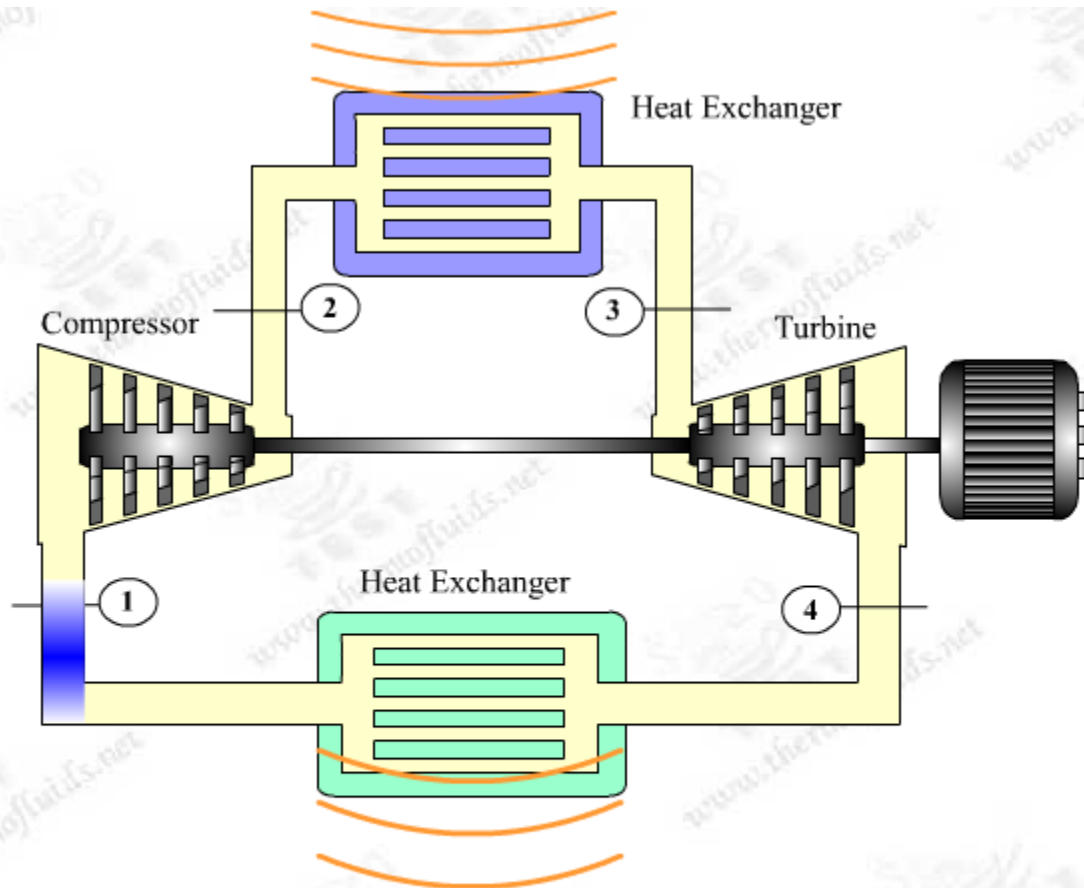
$$\frac{W_n}{c_p T_1} = (\sigma - 1) \left( \frac{\theta}{\sigma} - 1 \right) \quad \theta = \frac{T_3}{T_1}$$

# Ciclo de Brayton simple ideal. Elementos del ciclo cerrado.



El fluido de trabajo puede ser aire o cualquier otro gas.

Uso de combustión externa: combustible separado del fluido de trabajo y cesión de calor en un intercambiador.



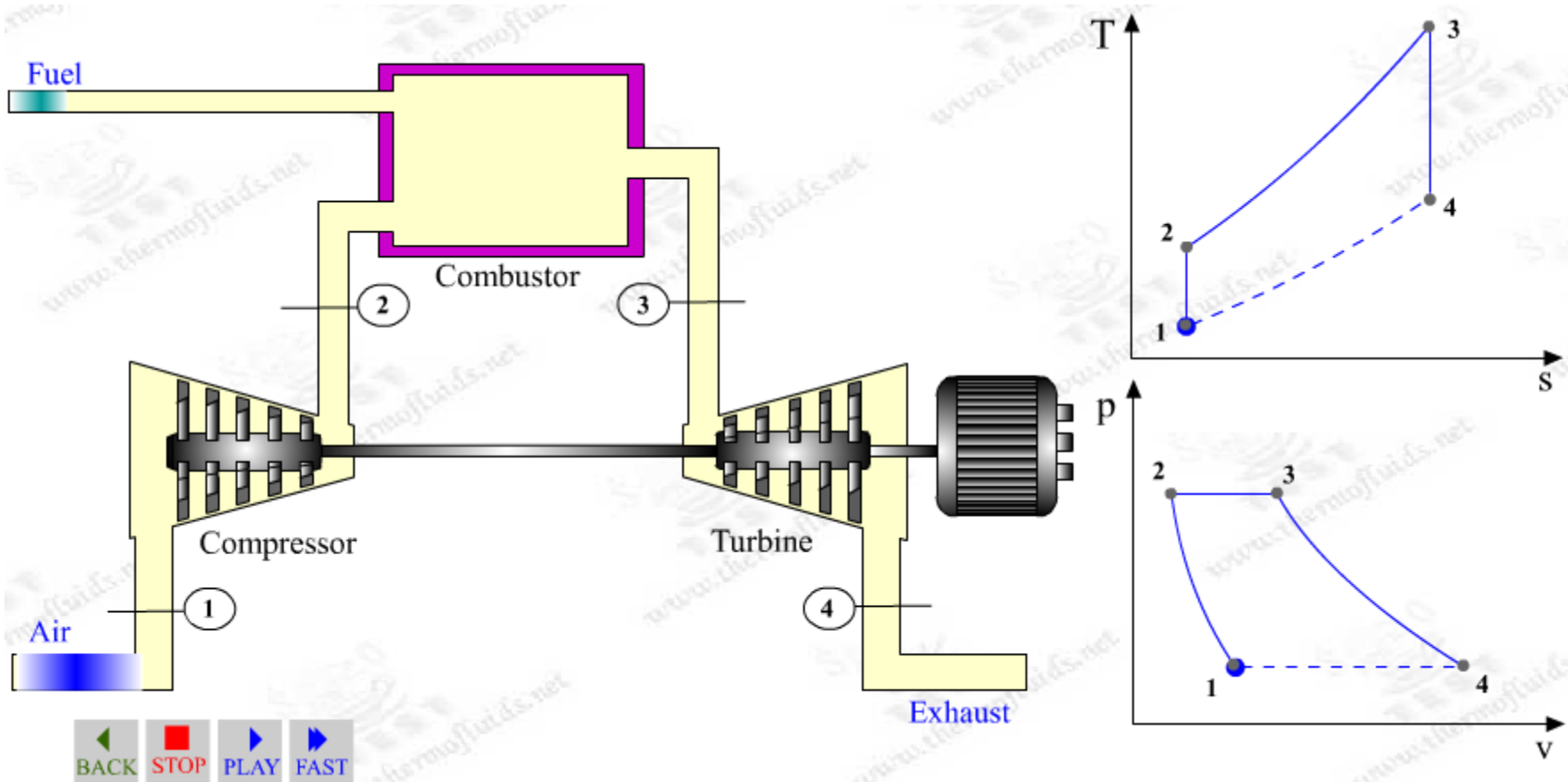


# Ciclo de Brayton simple ideal. Elementos del ciclo abierto.

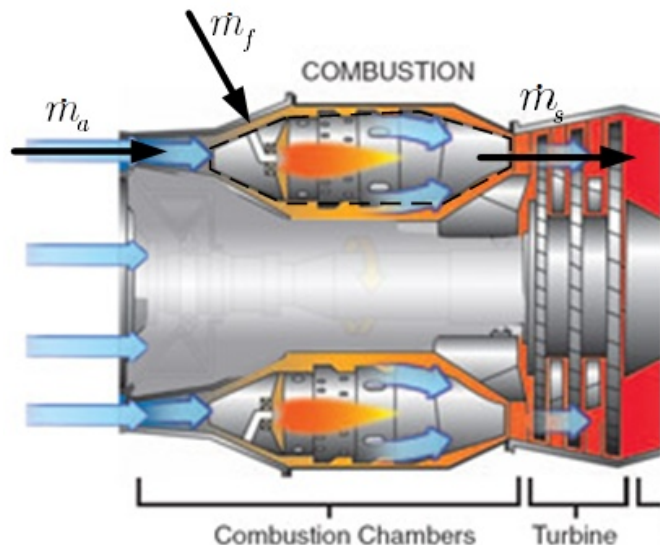


El fluido de trabajo es aire.

Uso de combustión interna: el combustible se mezcla con el fluido de trabajo y se produce la combustión de la mezcla.



# Balance energético en cámara de combustión.



Sistema abierto

- 2 entradas (aire, combustible)
- 1 salida (productos de la combustión)

Balance másico

$$\dot{m}_s = \dot{m}_a + \dot{m}_f$$

Balance energético. Sea

L = poder calorífico inferior del combustible

$\eta_q$  = rendimiento de la combustión

Opción 1: La combustión se modela como un aporte calorífico  $\dot{Q}_{comb} = \eta_q \dot{m}_f L$

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_f)h_{out} - \dot{m}_a h_{a,in} = \dot{Q} = \eta_q \dot{m}_f L > 0$$

en este caso la entalpía del comb. a la entrada no se considera (recogido en L)

Opción 2: Cámara adiabática y entalpía del combustible a la entrada  $h_{f,in} \approx \eta_q L$

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_f)h_{out} - \dot{m}_a h_{a,in} - \dot{m}_f h_{f,in} = 0 \quad \Rightarrow \quad (\dot{m}_a + \dot{m}_f)h_{out} - \dot{m}_a h_{a,in} = \dot{m}_f L > 0$$

$h_{f,in} \approx \eta_q L$

Otras simplificaciones habituales

-A la salida los productos de la combustión

se pueden modelar como aire

- Despreciar el gasto de combustible frente al de aire

$$\dot{m}_a (h_{a,out} - h_{a,in}) = \eta_q \dot{m}_f L$$

# Elementos del ciclo Brayton real. Irreversibilidades. Rendimientos.

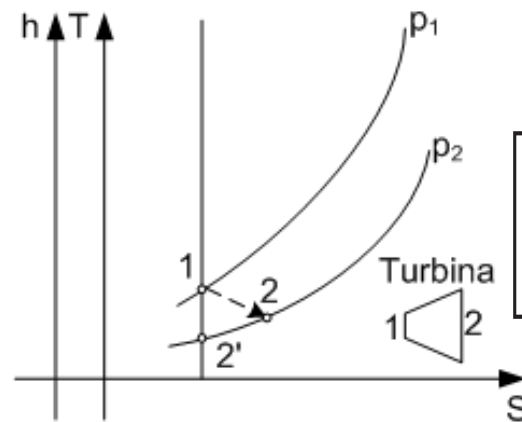
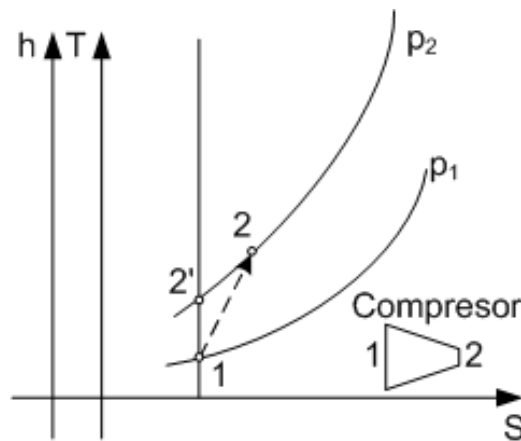


Como ya se ha estudiado, los procesos reales de compresión (compresores) y expansión (turbinas) no son isentrópicos, sino que aparecen irreversibilidades. Para cuantificar las mismas se definen los **rendimientos (son números menores que la unidad)**

En la lección 3 se definieron los **rendimientos adiabáticos**.

- *Compresores*: Trabajo real necesario > Trabajo ideal necesario.
- *Turbinas*: Trabajo ideal generado > Trabajo real generado

$$\eta_C = \frac{\pi_{12}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1}$$

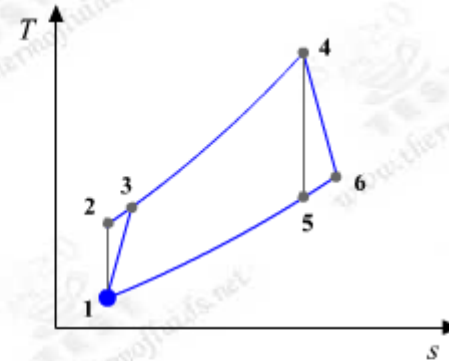
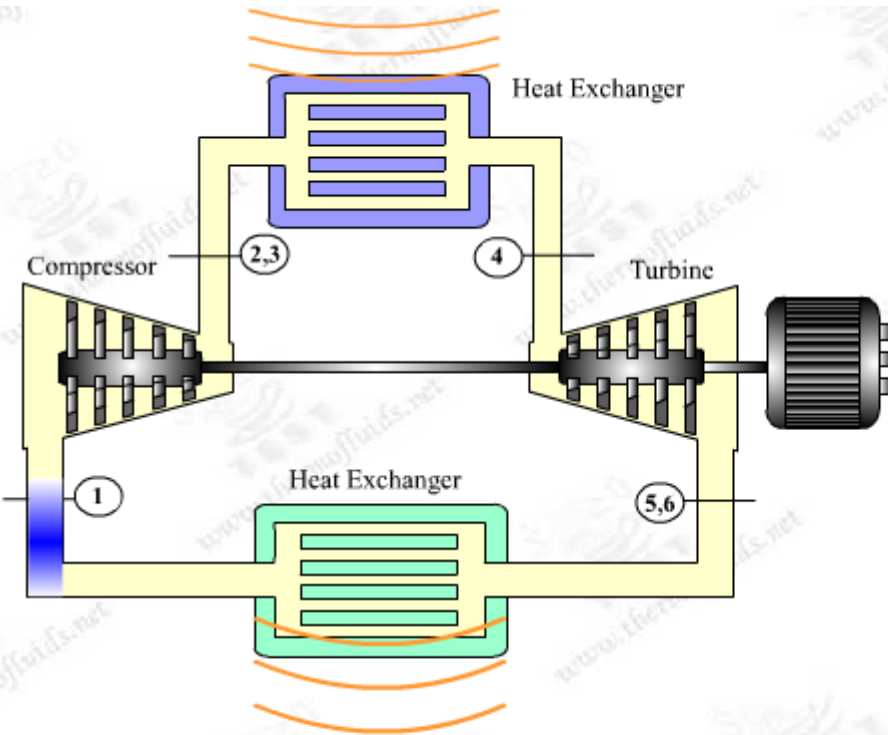
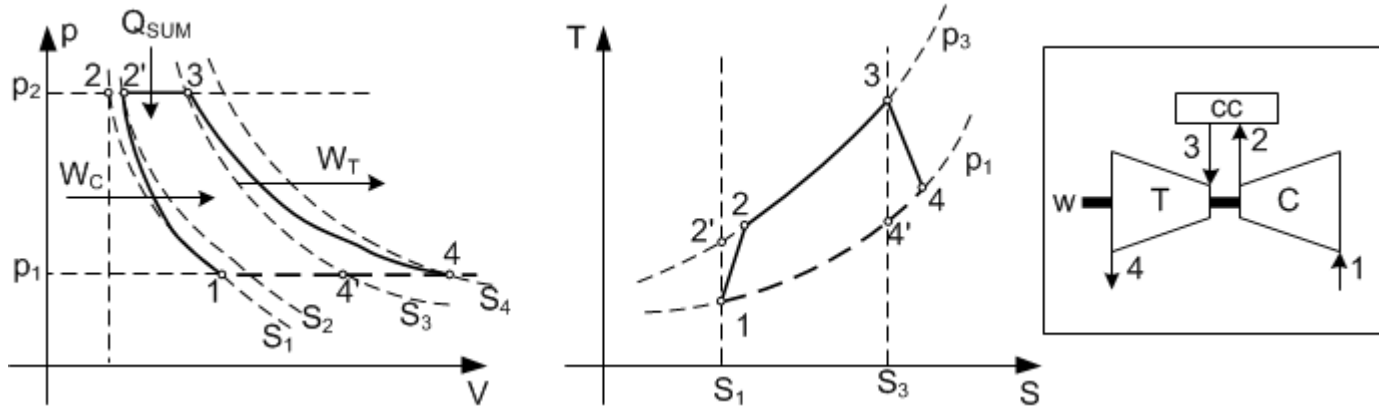


$$\eta_T = \frac{1 - \frac{T_2}{T_1}}{1 - \pi_{12}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Se puede definir el **rendimiento politrópico** (uso en aerorreactores)

$$\text{Compresor } e_C = \frac{\delta w_{ideal}}{\delta w_{real}} = \frac{dh_{ideal}}{dh_{real}} = \frac{dp/\rho}{c_p dT} = \frac{R T dp}{c_p p dT} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{T dp}{p dT} > \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{e_C \gamma}}$$

# Ciclo Brayton real simple.

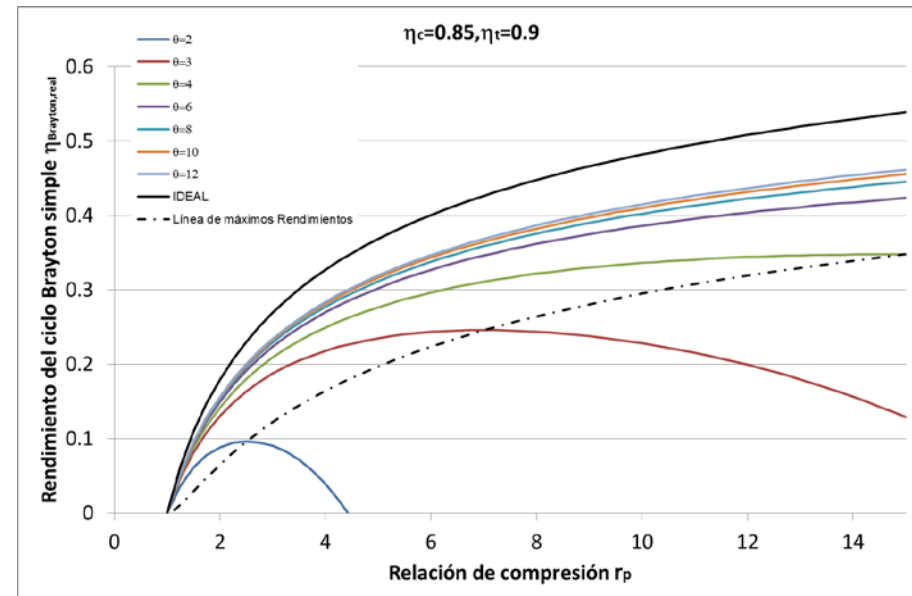
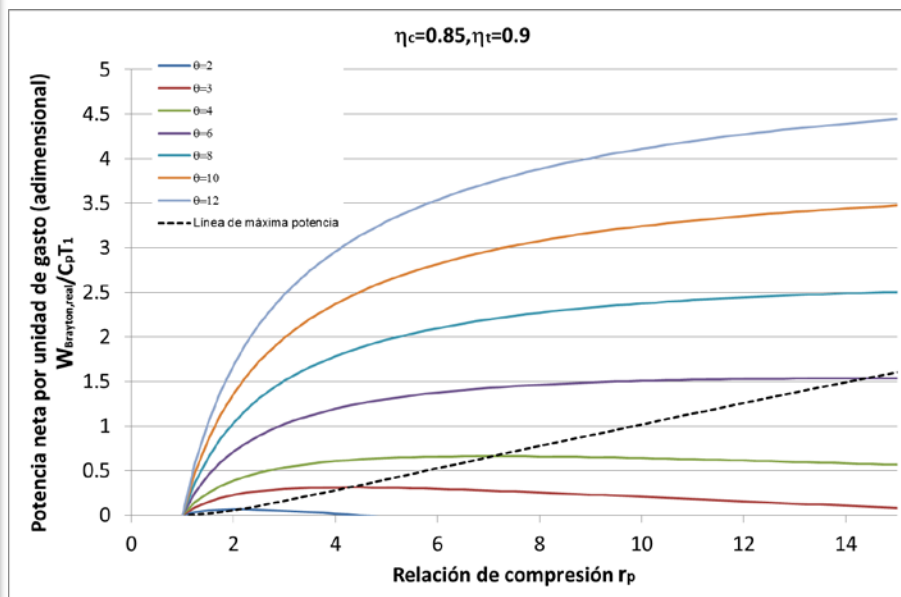


# Ciclo Brayton real simple.



• Fijo  $r_p$ ,  $T_1$ ,  $\eta_c$ ,  $\eta_T \rightarrow$  El rendimiento del ciclo y la potencia neta aumentan con la temperatura máxima del ciclo.

\* Fijo  $T_3$ ,  $T_1$ ,  $\eta_c$ ,  $\eta_T \rightarrow$  Existen  $r_p$  óptimas para maximizar el rendimiento y la potencia (y son distintas). La  $r_p$  que maximiza la potencia es menor que la que maximiza el rendimiento

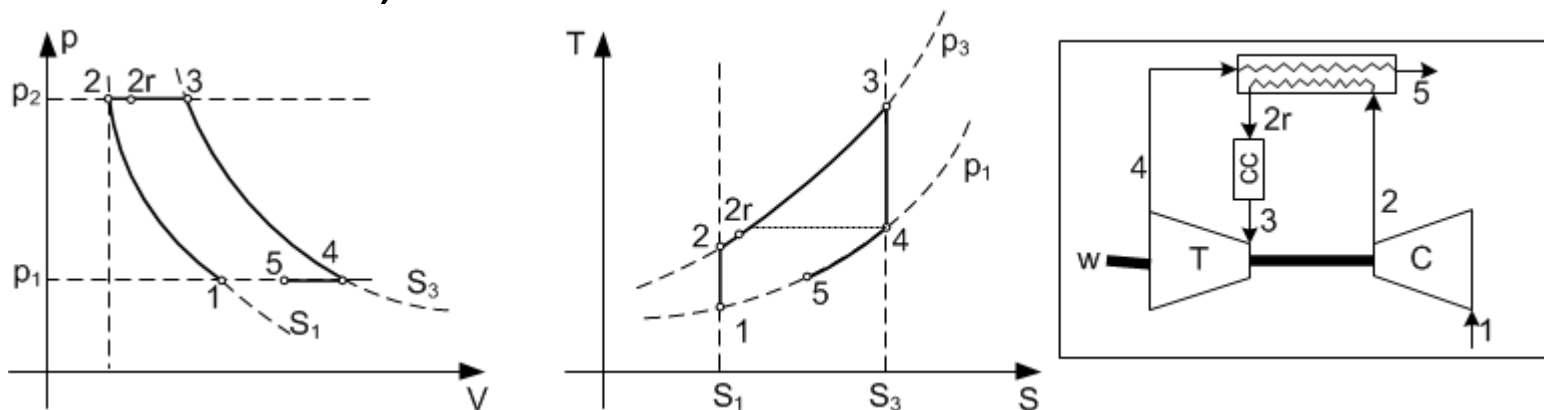




# Aumento del rendimiento I. Ciclo Brayton con regeneración.



El fluido a la salida de la turbina (estación 4 del ciclo simple) se puede encontrar a mayor temperatura que el aire a la salida del compresor (estación 2)  $\rightarrow$  Se podría aprovechar este hecho para aumentar la temperatura del fluido con anterioridad al proceso de adición de calor (proceso 2-3 del ciclo simple), de modo que para un mismo trabajo generado, el calor suministrado sea menor y, consecuentemente, aumente la eficiencia del ciclo.



El **regenerador** es un cambiador de calor entre las corrientes  $4 \rightarrow 5$  y  $2 \rightarrow 2r$ . Se puede definir un rendimiento considerando la desviación de  $T_{2r}$  de  $T_4$

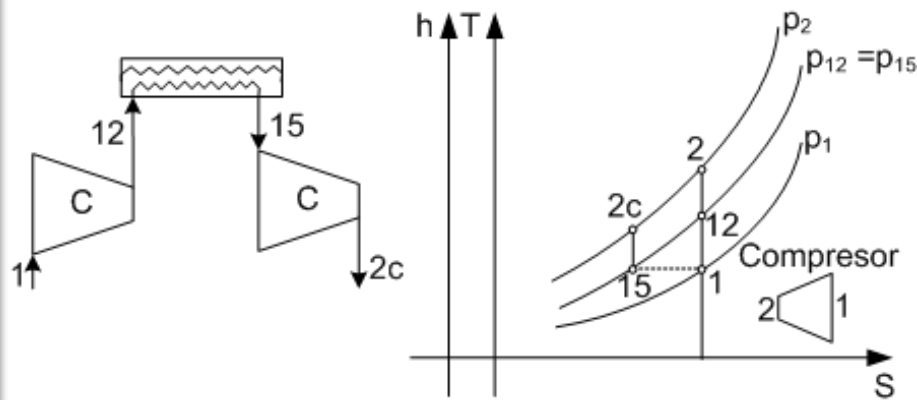
$$\epsilon_R = \frac{T_{2r} - T_2}{T_4 - T_2}$$

## Aumento del rendimiento II. Compresiones y expansiones escalonadas.



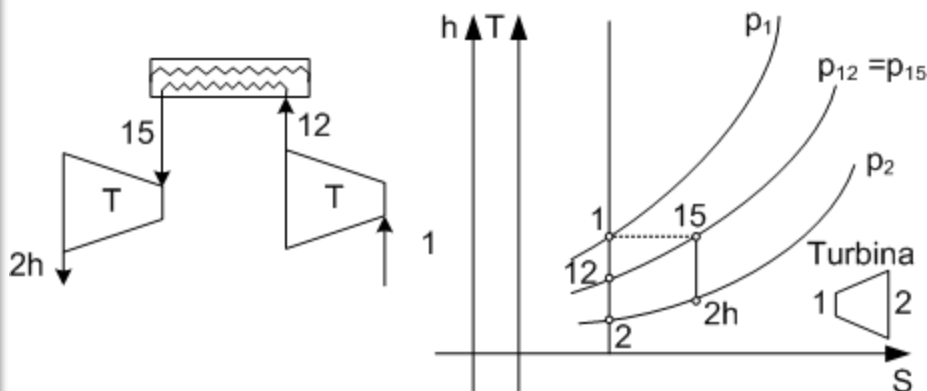
En la búsqueda por aumentar el rendimiento del ciclo se intenta reducir el trabajo necesario para mover el compresor y/o aumentar el trabajo extraído de la turbina (en el límite buscar procesos isotermos)

### Compresión multietapa con refrigeración intermedia



- Es más eficiente comprimir desde temperaturas menores.
- La temperatura final (2c) es menor que sin refrigeración (2) → Conviene usar regenerador.

### Expansión multietapa con recalentamiento intermedio



- Es más eficiente expandir desde temperaturas mayores.
- La temperatura final (2h) es mayor que sin recalentam (2) → Propicia uso de regenerador.

# Ciclo Brayton compuesto.



Aprovecha las ventajas de los escalonamientos en las etapas de compresión y expansión. Comparando con el ciclo simple

+ Trabajo neto: trabajo neto ciclo compuesto > trabajo neto ciclo simple.

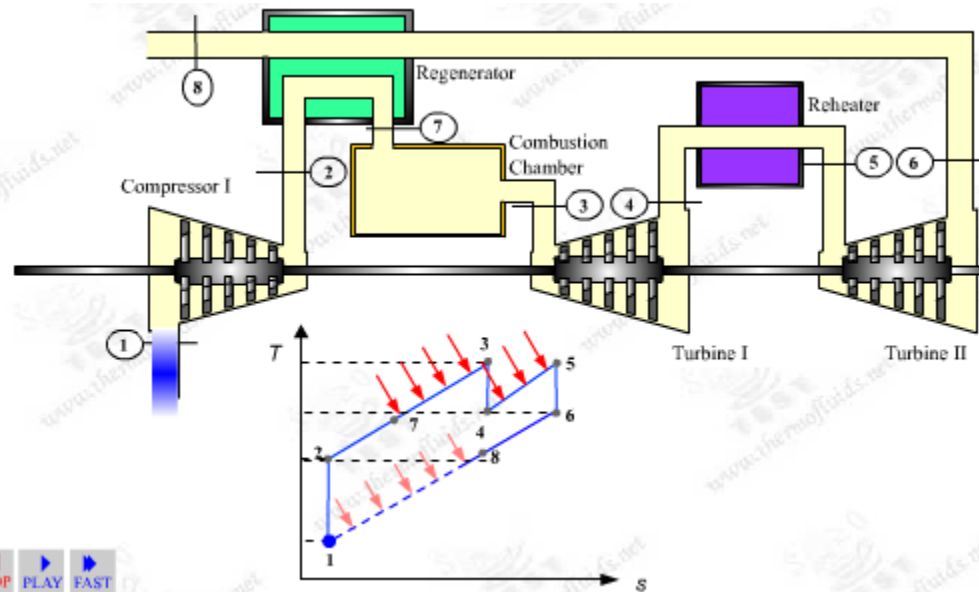
+ Rendimiento:

\* Sin regeneración: rendimiento compuesto < rendimiento simple.

\* Con regeneración: rendimiento compuesto > rendimiento simple.

Ej. Ciclo Brayton con

- Regenerador
- 2 etapas de turbina con recalentamiento.

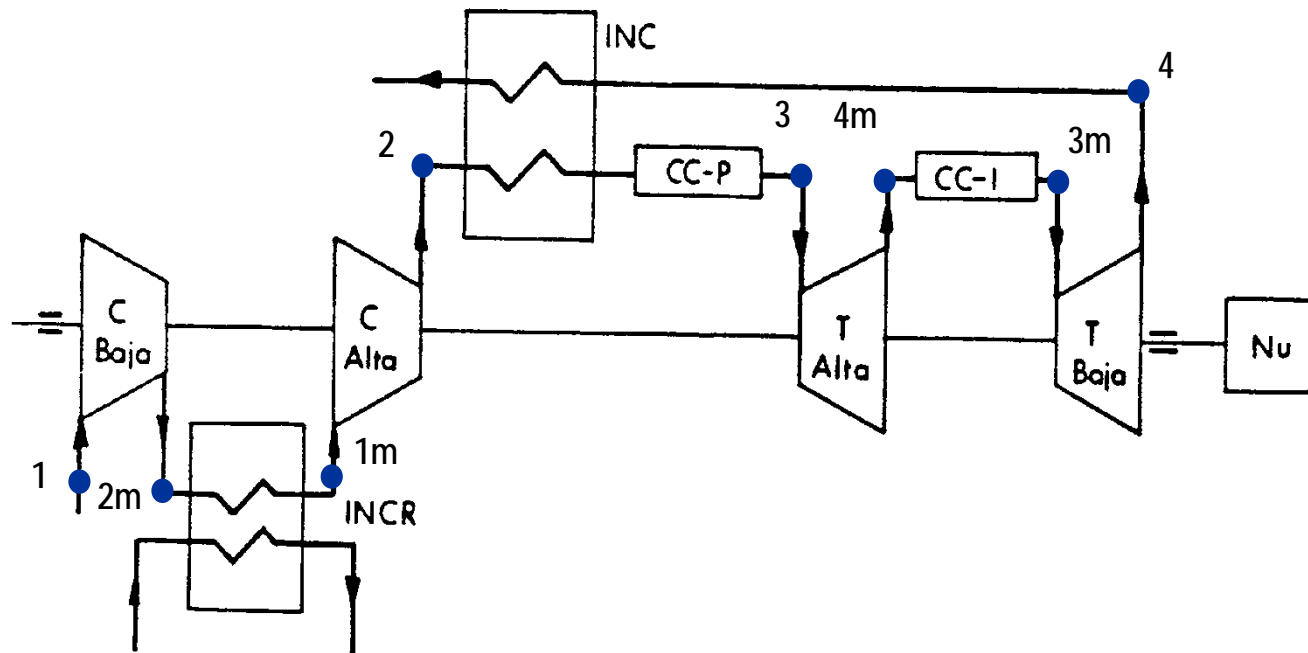


# Ciclo Brayton abierto compuesto.



Los elementos estudiados: compresores con refrigeración intermedia, turbinas con recalentamiento y regeneradores, se pueden combinar de manera racional para conseguir ciclos de mayores potencia neta y/o rendimiento que el ciclo simple.

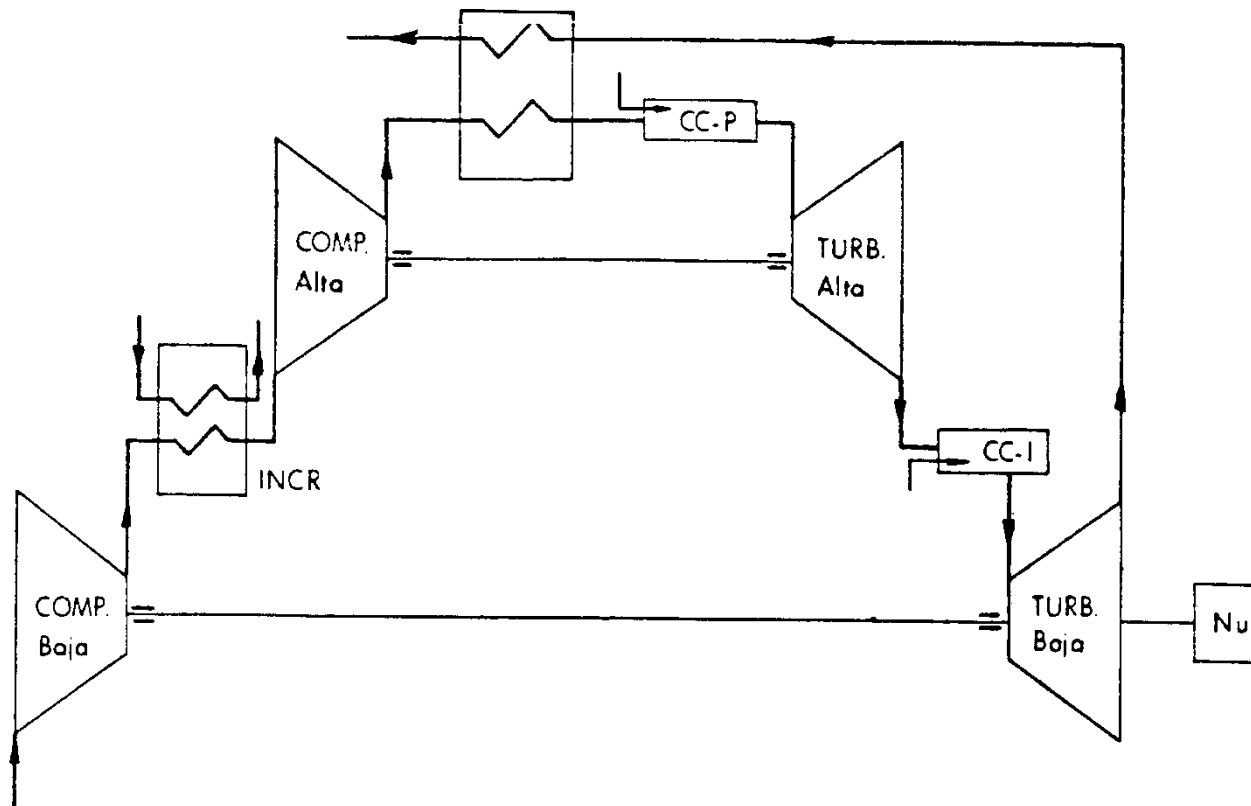
*Instalación de 1 eje.* Todas las etapas de compresión y expansión están acopladas al mismo eje:



# Ciclo Brayton abierto compuesto.



*Instalación de 2 ejes.* Se habla de etapas de baja presión y de alta Presión. Es común su uso en ciclos industriales por la baja variación del rendimiento con la carga. En aerorreactores se emplean varios ejes para optimizar el régimen de trabajo de los elementos que une y los procesos de fabricación (turbinas)



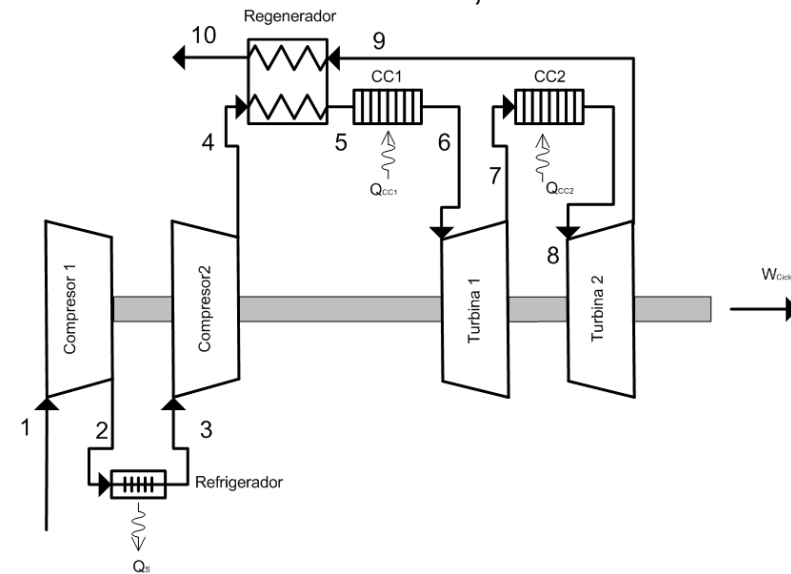


# Problema de Ciclo Brayton (Ex. TE Feb 2016)



El ciclo mostrado en la figura es una turbina de gas regenerativa con recalentamiento y refrigeración intermedia es el que se pretende instalar en una base de radar situada a 40 km al norte de Daneborg (Groenlandia). Sabiendo que:

- El compresor ingiere un flujo másico de 6 kg/s.
- El aire entra en el compresor 1 a  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  y 90 kPa.
- El gas entra al segundo compresor a la temperatura de  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- El ratio de presiones extremas del compresor de dos etapas es de 10.
- El ratio de compresiones entre ambas etapas de compresión es igual.
- La temperatura de entrada de los gases a la turbina de alta es igual a  $1273\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- La temperatura de entrada de los gases a la turbina de baja es igual a  $1073\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- El ratio de expansión de la primera etapa de la turbina es un 20 % mayor que el de la segunda etapa de turbinado.
- La presión de presión del punto 9 es de 90 kPa.
- Suponga un rendimiento isoentrópico en la primera etapa del compresor del 82% en la segunda del 85 %.
- El rendimiento isoentrópico de ambas etapas de turbinado se estima en un 80 %, además considere un rendimiento en el regenerador del 75%.

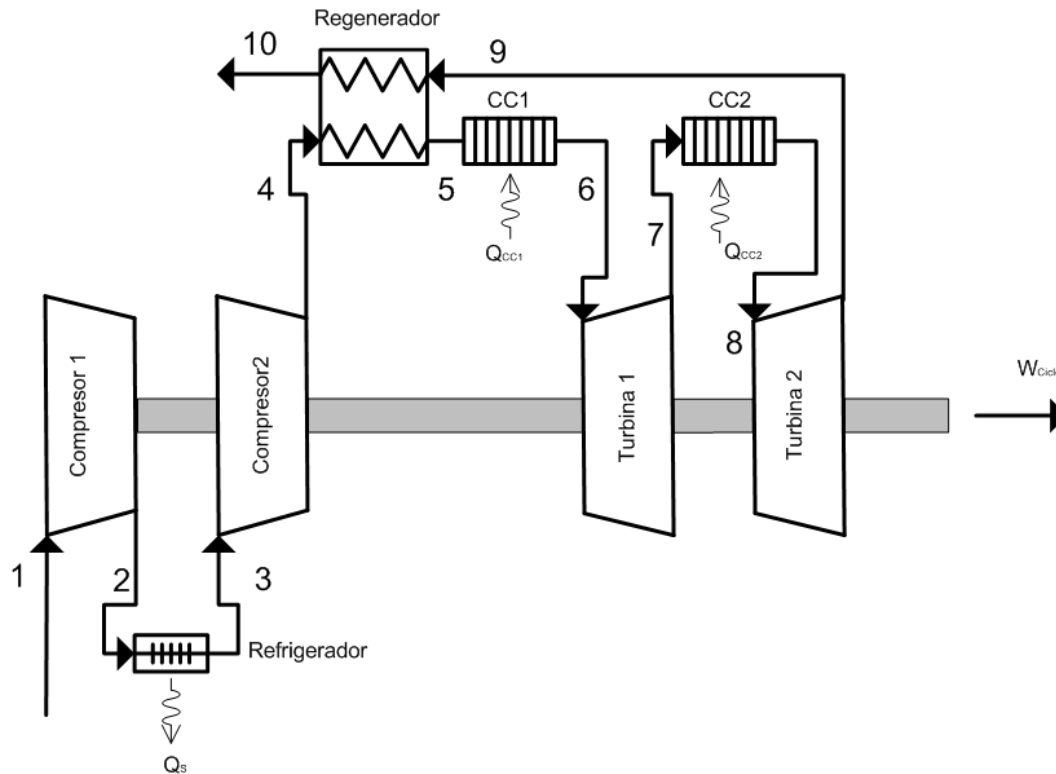


# Problema de Ciclo Brayton (Ex. TE Feb 2016)



Bajo condiciones de gas ideal con  $C_p = 1005 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$  y despreciando los efectos de energía cinética, determine:

1. Rendimiento térmico del ciclo. (3p.)
2. La relación de trabajos entre las etapas de turbinado y compresor. (1p.)
3. La potencia neta desarrollada en kW. (1p.)
4. Potencia intercambiada en el refrigerador y en el regenerador en kW. (2p.)
5. ¿Cuál debería ser el rendimiento de la turbina para incrementar el rendimiento térmico del ciclo a un valor del 80 % del ciclo ideal de carnot? Considere el rendimiento de ambas etapas de turbinado igual. (3p.)



## Problema de ciclo Brayton resuelto otros años en aula → Sol en Aula Virtual



Se desea estudiar un ciclo Brayton abierto (la presión de descarga es igual a la presión de la primera estación) compuesto, de 1 eje, de aire estándar, con 2 etapas de compresión con refrigeración intermedia, 2 etapas de turbina con recalentamiento y regenerador.

El gasto másico de aire que atraviesa la instalación es de 6 kg/s, siendo las condiciones de entrada a la primera etapa de compresión (estación 1)  $p_1 = 1$  bar,  $T_1 = 300$  K. La relación de compresión global es 10, verificándose que la relación de compresión de las etapas son iguales entre si. El enfriador consigue que la temperatura de entrada a la segunda etapa de compresión (estación 3), sea igual a la de entrada del ciclo ( $T_3 = T_1$ ). Resultado de la combustión, la temperatura de entrada a la turbina (estación 6) es  $T_6 = 1400$  K (temperatura que también se tiene a la salida del recalentador ( $T_8 = T_6$ )). Sabiendo que el enfriador y el recalentador trabajan a la misma presión ( $p_2 = p_7$ ), y que los rendimientos adiabáticos de las etapas de compresor y turbina así como el rendimiento del regenerador son de 0.8. Se pide

- Dibuje un esquema de la instalación y numere claramente las estaciones.
- Represente la evolución del aire en un diagrama TS.
- Calcule la potencia generada por la turbina (en kW).
- Calcule la potencia neta generada por el ciclo (en kW).
- Determine el rendimiento del ciclo.

Dato: Considere el aire gas ideal caloríficamente perfecto de  $\gamma = 1.4$ ,  $c_p = 1005$  J/kgK

# Problema de ciclo Brayton propuesto.



Un ciclo de turbina de gas de aire estándar funciona con aire que entra al compresor a 95 kPa y 22°C. La relación de presiones es 6:1 y la temperatura de entrada a la turbina es de 1100 K. Los rendimientos adiabáticos de compresor y turbina son respectivamente  $\eta_C = 0.82$  y  $\eta_T = 0.85$ . Se pide

1. Potencia y generación de entropía por unidad de gasto en el compresor (considere que no hay transferencia de calor a través de la superficie del compresor)
2. Potencia y generación de entropía por unidad de gasto en la turbina (considere que no hay transferencia de calor a través de la superficie de la turbina)
3. Rendimiento térmico del ciclo.

Al ciclo anterior se añade un regenerador de rendimiento 0.7

4. Determínese el rendimiento térmico con la nueva configuración.

Por último se añaden un refrigerador (que deja el aire a la entrada de la segunda etapa de compresión a una temperatura igual a la de la entrada) y una cámara de recalentamiento (que deja el aire a la entrada de la segunda etapa de turbina a 1100K) intermedios, de modo que ahora la compresión y la expansión se realizan en 2 etapas. La relación de compresión entre las 2 etapas de compresión se elige de modo que se minimice la potencia necesaria para mover el compresor, y la de expansión de las 2 etapas de turbina se selecciona para maximizar la potencia obtenida. Se pide:

5. Relaciones de compresión entre las etapas del compresor y potencia necesaria.
6. Relaciones de expansión entre las etapas de turbina y potencia extraída.
7. Rendimiento del ciclo.

DATO: Considere para el aire  $c_p = 1005 \text{ J/kgK}$ ,  $\gamma = 1.4$ .

NOTA: Para los apartados 5 y 6, si no consigue deducir las relaciones de compresión y expansión óptimas en cada etapa, considérese que son

$\sqrt{6}$  y  $1/\sqrt{6}$  respectivamente.