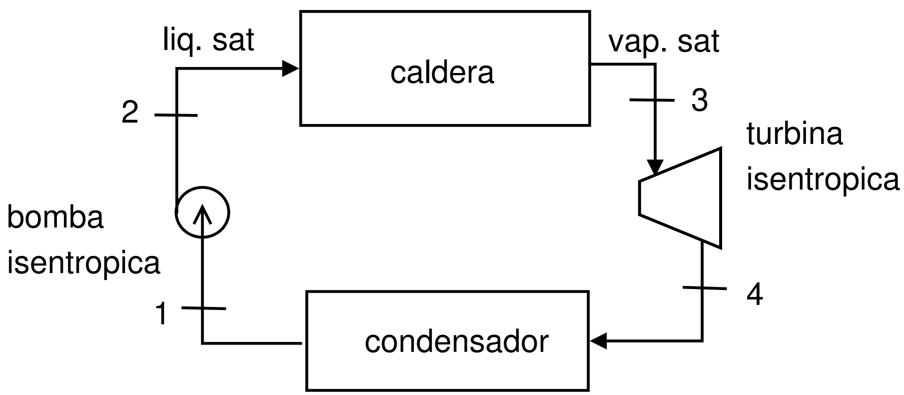
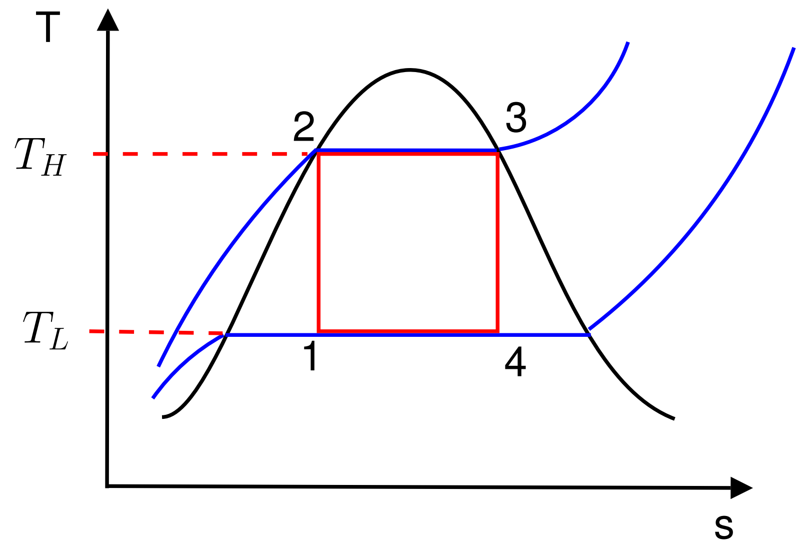
ciclos de vapor

- ciclo de Carnot
- Ciclo Rankine
  - simple
  - con sobrecalentamiento
  - con recalentamiento
  - con regeneración
  - combinado
  - pérdidas
- ciclo de refrigeración por compresión de vapor

ciclo de Carnot con vapor



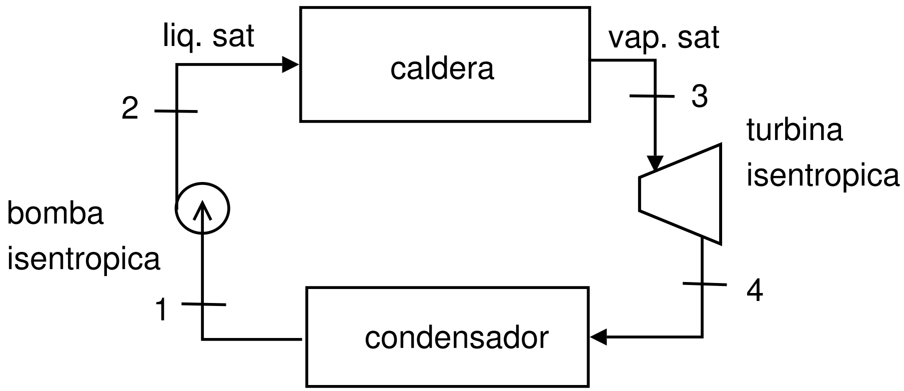


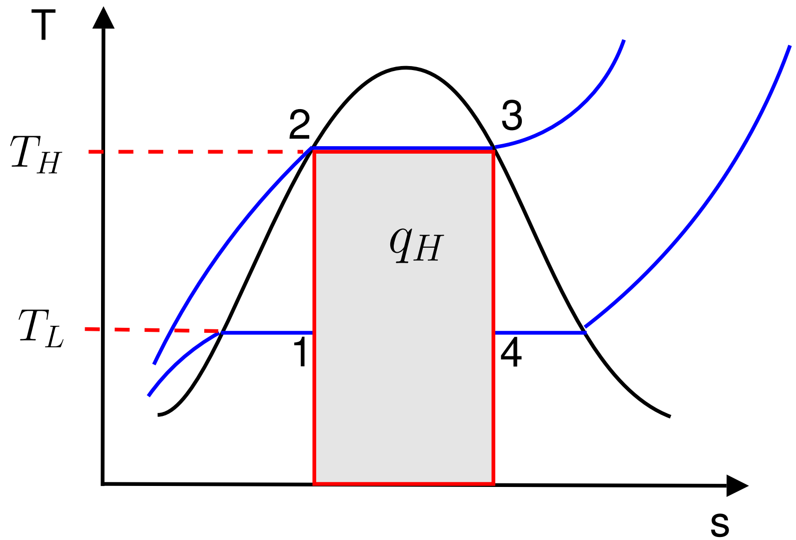
trabajo neto ($w = w_t - w_b$)

$$w = q_H - q_L$$

eficiencia térmica de Carnot $\eta_C = \frac{w}{q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$

ciclo de Carnot con vapor



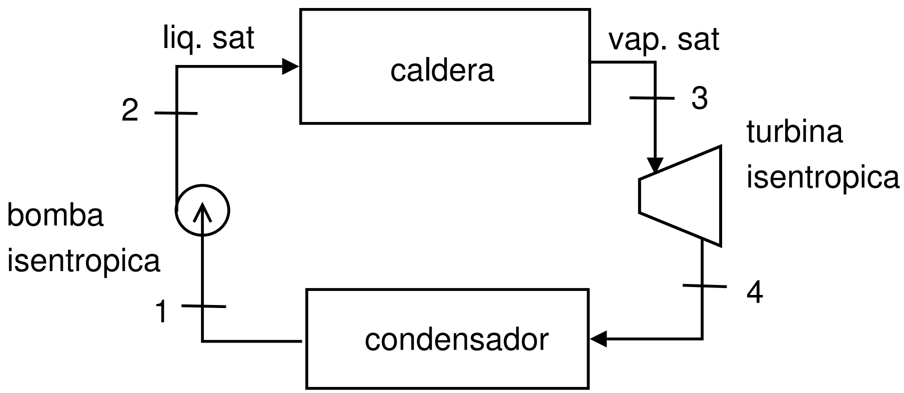


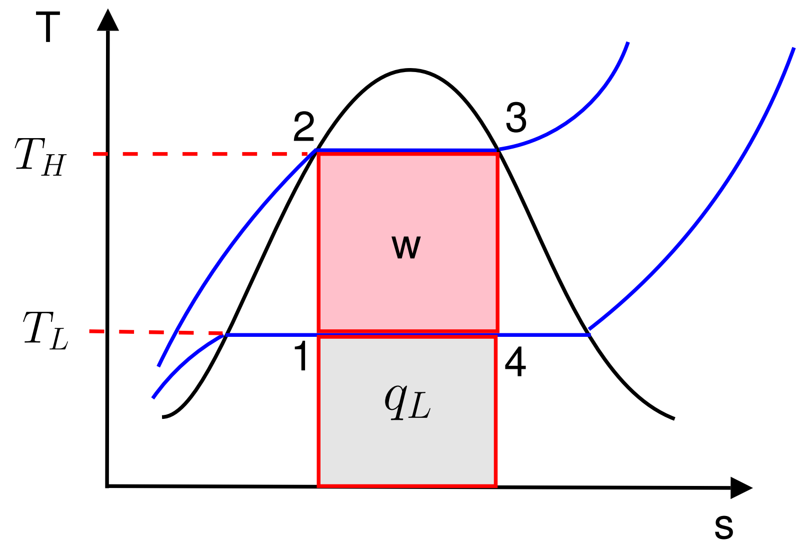
calor absorbido:

$$q_H = \int_2^3 T\, ds$$

eficiencia térmica de Carnot $\eta_C = \frac{w}{q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$

ciclo de Carnot con vapor





calor liberado:

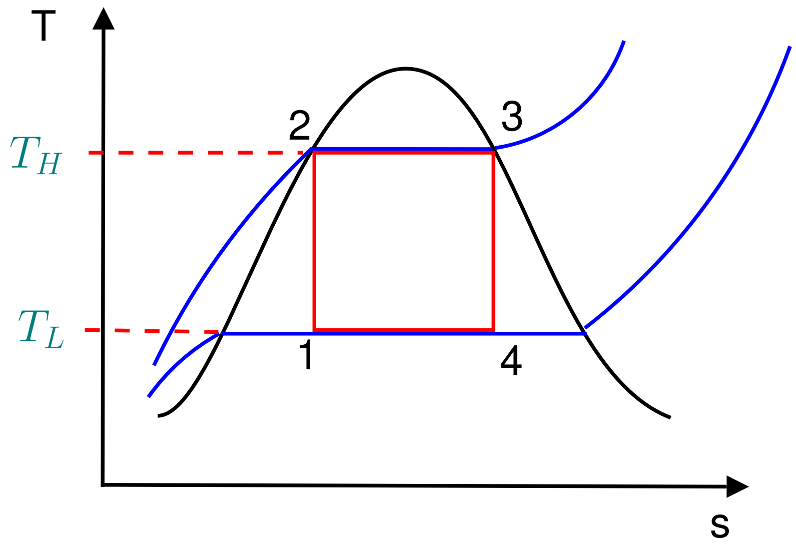
$$q_L = \int_1^4 T\,ds$$

eficiencia térmica de Carnot $\eta_C = \frac{w}{q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$

ciclo de Carnot no es práctico

Problemas:

- la calidad del vapor a la salida de la turbina es relativamente baja, lo cual acorta la vida útil de la turbina.
- la etapa de compresión isentrópica 1-2 es difícil de realizar con un fluido bifásico.
- al salir vapor saturado (y no sobrecalentado) se limita la temperatura T_H y por tanto la eficiencia.

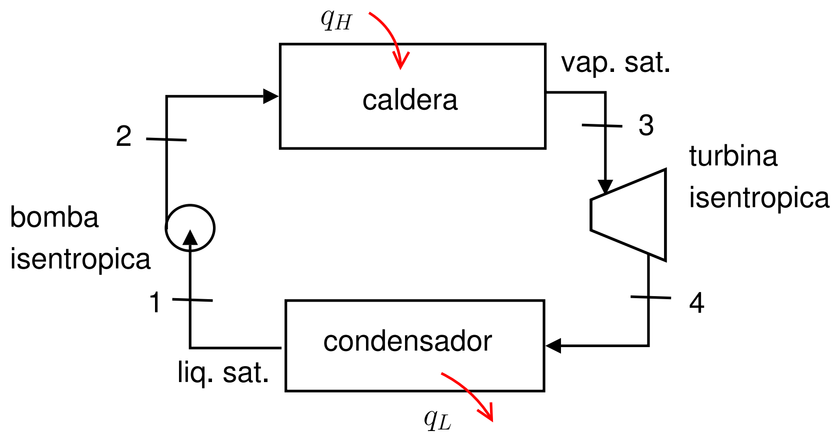


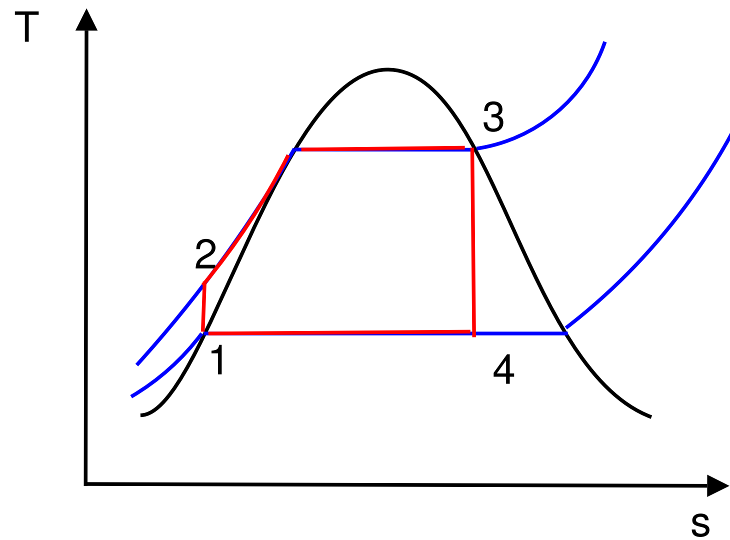
en todo ciclo reversible

$$\eta_C = 1 - \frac{\bar{T}_L}{\bar{T}_H}$$

$\longrightarrow$ es deseable subir $\bar{T}_H$ y bajar $\bar{T}_L$

ciclo Rankine simple





temperatura media a la cual se recibe calor

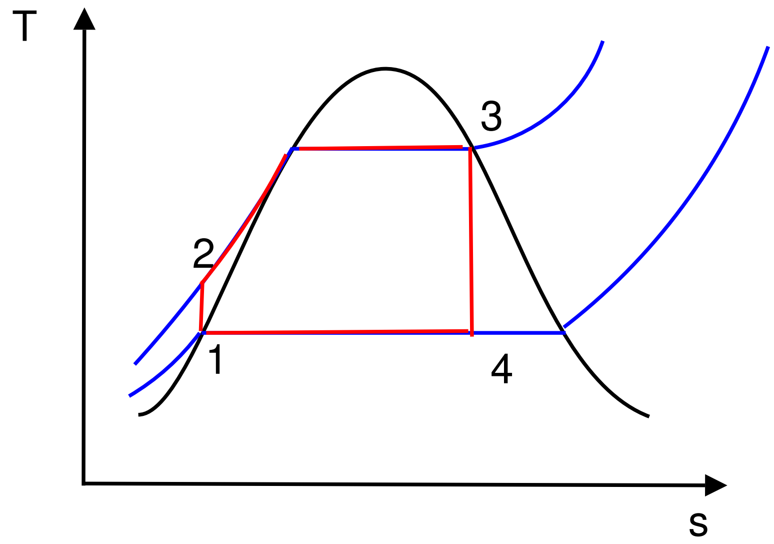
$$\bar{T}_H = \frac{1}{\Delta s} \int_2^3 T\, ds = \frac{q_H}{s_3 - s_2} < T_3$$

un ciclo reversible cumple $\eta_t = 1 - \bar{T}_L / \bar{T}_H$

ciclo Rankine simple

ejemplo:
un ciclo Rankine ideal
opera con agua
entre 10 kPa y 2 MPa.
sale vapor saturado
de la caldera.

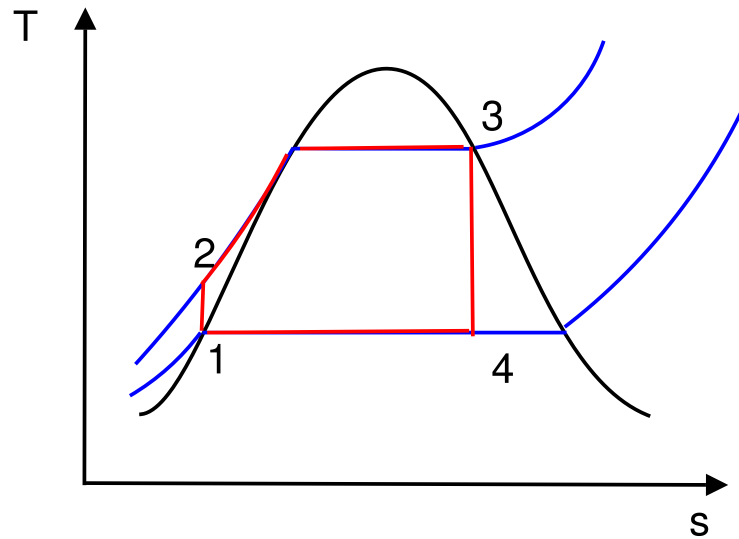
determinar la eficiencia y $\bar{T}_H$



ciclo Rankine simple

ejemplo:
un ciclo Rankine ideal
opera con agua
entre 10 kPa y 2 MPa.
sale vapor saturado
de la caldera.

determinar la eficiencia y $\bar{T}_H$



	P(MPa)	T(^oC)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	estado
1	**0,01**	46	191,8	0,649	**liq. sat**
2	**2**		193,8	**0,649**	liq. s/comp.
3	**2**	212	2799,5	6,341	**vap. sat.**
4	**0,01**	46	2007,5	**6,341**	$x_4 = 0,7588$

estado 2: $h_2 \approx h_1 + v_1(P_2 - P_1)$

$$\eta_t = \frac{w}{q_H} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 0,30 \qquad \bar{T}_H = \frac{q_H}{s_3 - s_2} = 184,6^oC$$

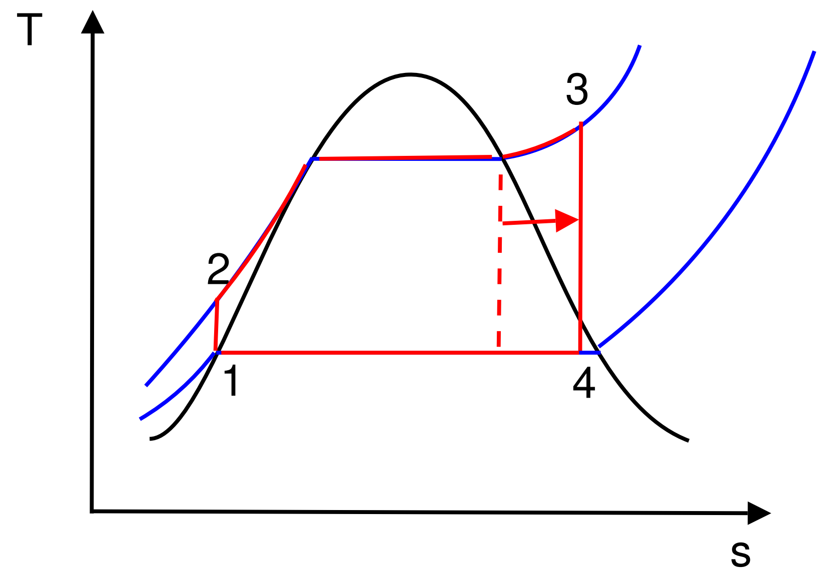
como mejorar la eficiencia?

- bajar la temperatura T_L en el condensador implica bajar P_1 y reducir la calidad x_4... no es conveniente.

como mejorar la eficiencia?

- bajar la temperatura T_L en el condensador implica bajar P_1 y reducir la calidad x_4... no es conveniente.

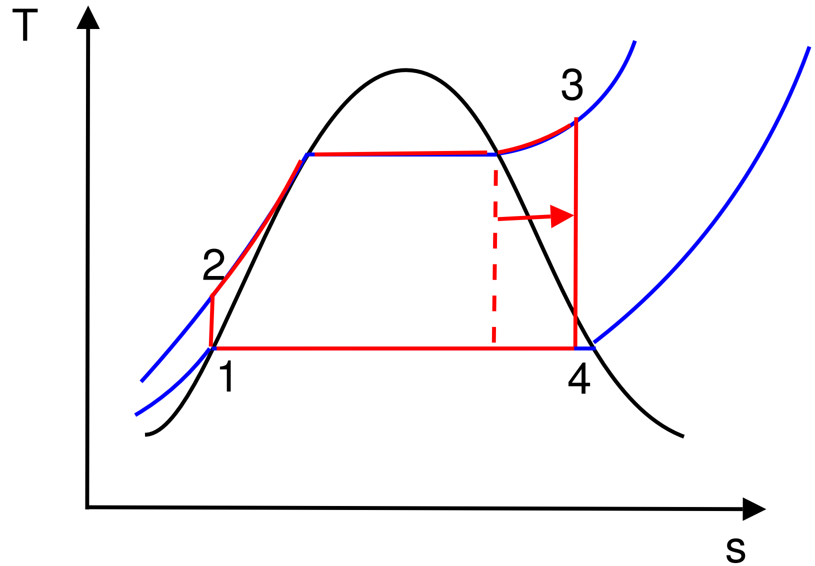
- sobrecalentar el vapor en la caldera implica subir la temperatura media $\bar{T}_H$ y mejora la eficiencia, además tiende a aumentar la calidad x_4



como mejorar la eficiencia?

- bajar la temperatura T_L en el condensador implica bajar P_1 y reducir la calidad x_4... no es conveniente.

- sobrecalentar el vapor en la caldera implica subir la temperatura media $\bar{T}_H$ y mejora la eficiencia, además tiende a aumentar la calidad x_4

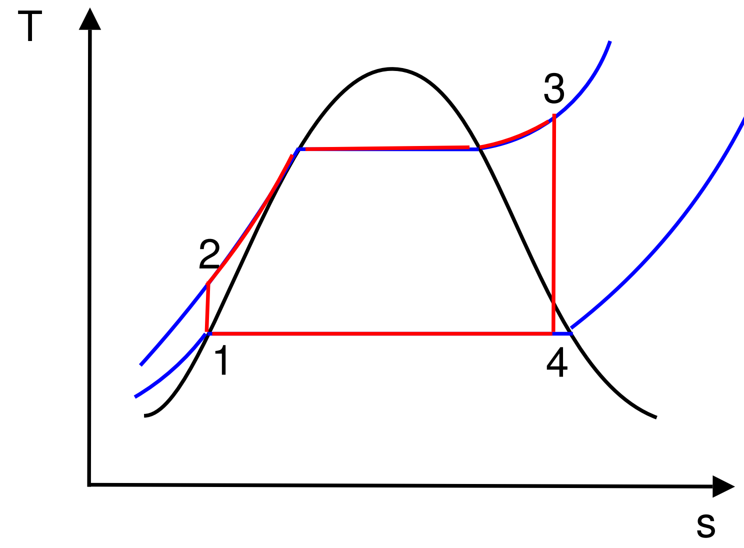


- subir la presión de caldera mejora $\bar{T}_H$ pero tiende a bajar x_4. Se resuelve con recalentamiento.

Rankine con sobrecalentamiento

ejemplo:
ciclo Rankine ideal opera con agua
entre 10 kPa y 4 MPa.
de la caldera sale vapor
sobrecalentado a 4 MPa, 400 ^oC

determinar la eficiencia y $\bar{T}_H$

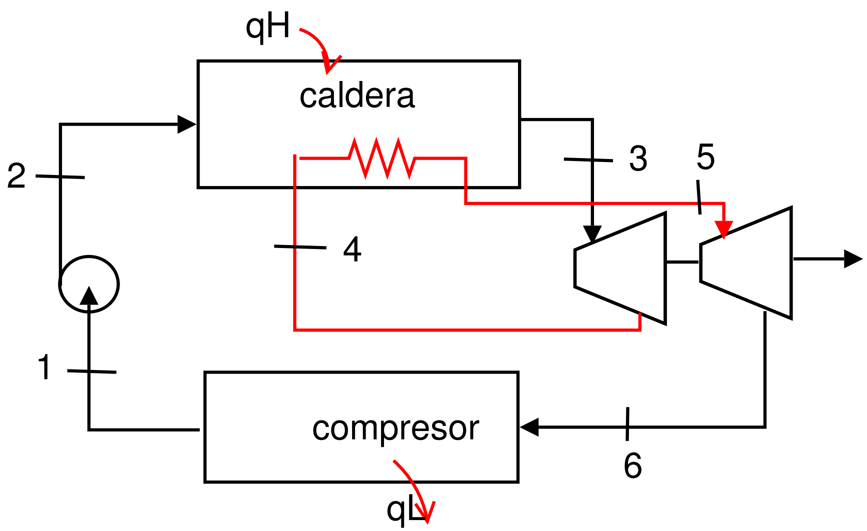


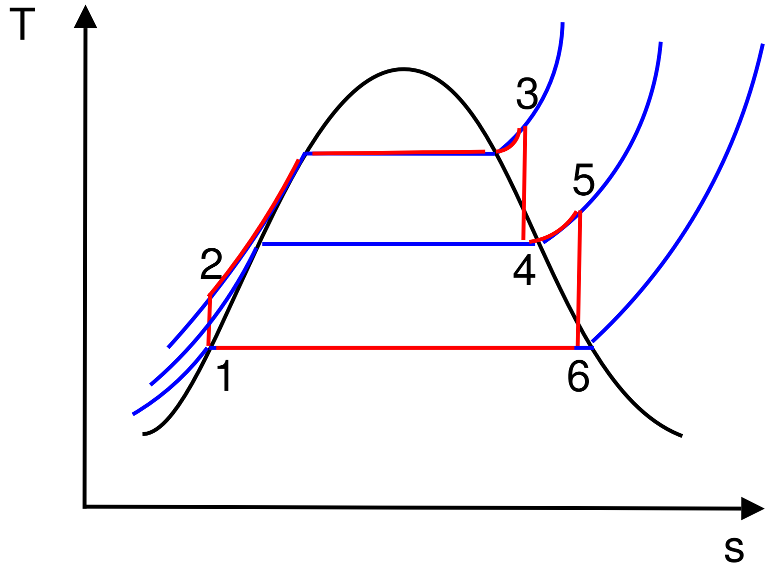
	P(MPa)	T(^oC)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	estado
1	**0,01**	46	191,8	0,649	**liq. sat**
2	**4**		195,8	**0,649**	liq. s/comp.
3	**4**	**400**	3213,6	6,7690	vap. s/cal.
4	**0,01**	46	2144,0	**6,7690**	x=0,816

estado 2: $h_2 \approx h_1 + v_1(P_2 - P_1)$

$$\eta_t = \frac{w}{q_H} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 0,353 \qquad \bar{T}_H = \frac{q_H}{s_3 - s_2} = 220^oC$$

Rankine con recalentamiento



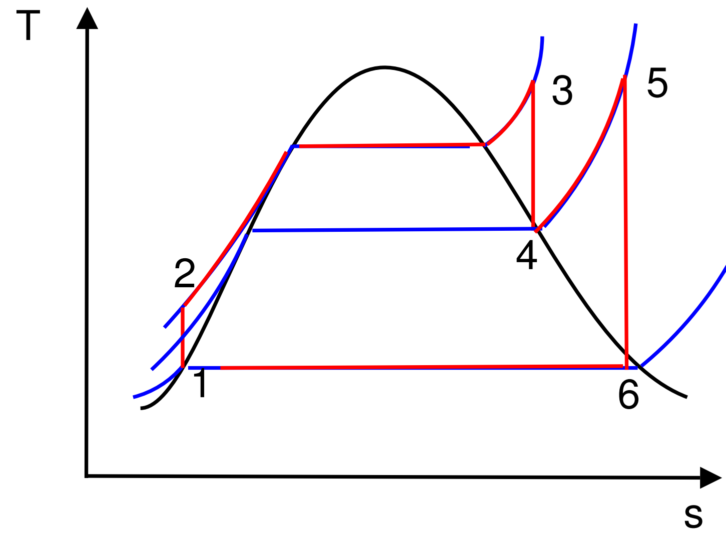


la expansión en la turbina se realiza en dos etapas, recalentando el vapor entre ellas

- aumenta la temperatura media a la cual se recibe calor
- aumenta la calidad a la salida de la turbina

Rankine con recalentamiento

ejemplo:
ciclo Rankine ideal opera con agua
el vapor sale de la caldera a 4 MPa, 400 ^oC
se expande en la turbina de alta hasta 400 kPa.
luego se recalienta a 400 ^oC y se expande en la turbina de baja hasta la presión
del condensador, 10 kPa.



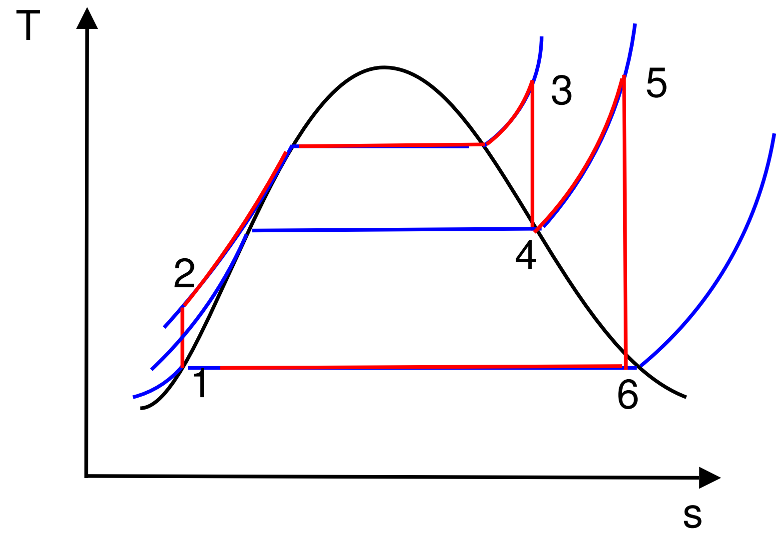
determinar la eficiencia térmica

	P(MPa)	T(^oC)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	estado
1	**0,01**	46	191,8	0,649	**liq. sat**
2	**4**		195,8	**0,649**	liq. s/comp.
3	**4**	**400**	3213,6	6,7690	vap. s/cal.
4	**0,4**	$\sim$ 144	2685,6	**6,7690**	$x_4 = 0,9752$
5	**0,4**	**400**	3273,4	7,8985	s/cal.
6	**0,01**	46	2504,7	**7,8985**	$x_6 = 0,9666$

Rankine con recalentamiento

ejemplo:
ciclo Rankine ideal opera con agua
el vapor sale de la caldera a 4 MPa, 400 ^oC
se expande en la turbina de alta hasta 400 kPa.
luego se recalienta a 400 ^oC y se expande en la turbina de baja hasta la presión del condensador, 10 kPa.

determinar la eficiencia térmica



eficiencia

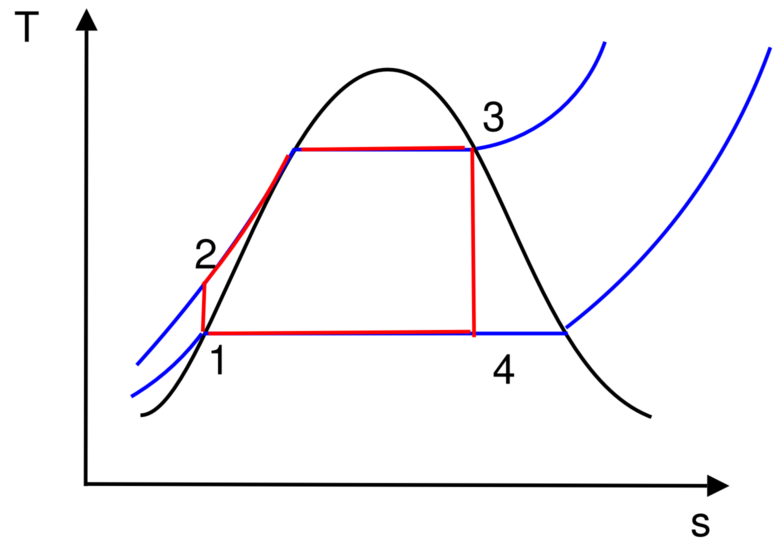
$$
\begin{aligned}
w &= w_{t1} + w_{t2} - w_b = h_3 - h_4 + h_5 - h_6 - v_1(P_2 - P_1) = 1292,7\ kJ/kg \\
q_H &= q_{H1} + q_{H2} = h_3 - h_2 + h_5 - h_4 = 3017,8 + 587,8 = 3605,6\ kJ/kg
\end{aligned}
$$

$$\eta_t = \frac{w}{q_H} = 0,358$$

calidad del vapor a la salida de la turbina: $\gtrsim 0.97$

Regeneración

en un ciclo Rankine, parte del calor se invierte en calentar el líquido sobrecomprimido lo cual occurre a relativamente baja T...

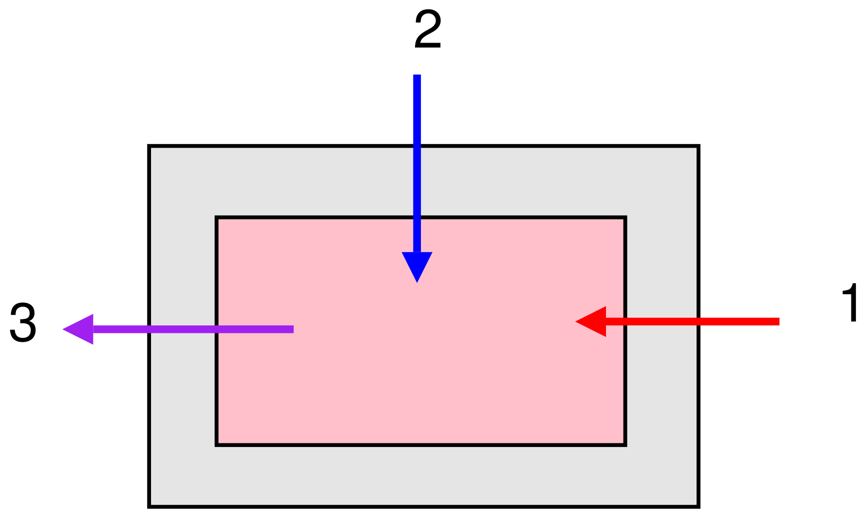


Regeneración:
Se puede precalentar el líquido que entra en la caldera usando uno (o más) intercambiadores (abiertos o cerrados) en los cuales entra en contacto térmico con un drenaje intermedio de la turbina.

intercambiadores de alimentación ideales

(OFH: open feedwater heater)
intercambiador abierto ideal (cámara de mezcla)
se mezclan los flujos que deben estar a igual presión

- adiabático
- entra mezcla bifásica de la turbina (1) y liq. s/comp. (2)
- sale líquido saturado (3) a la presión de la mezcla

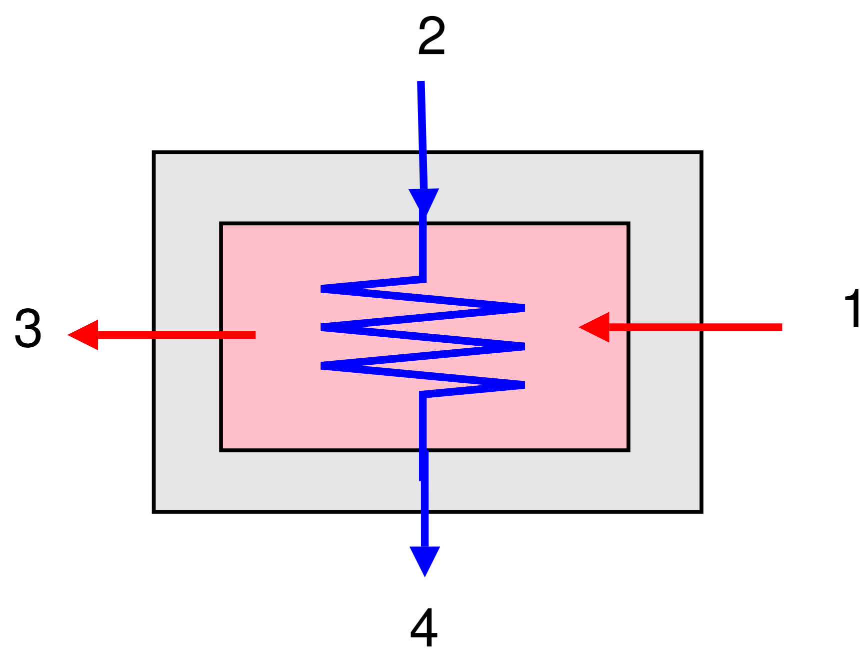


$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

intercambiadores de alimentación ideales

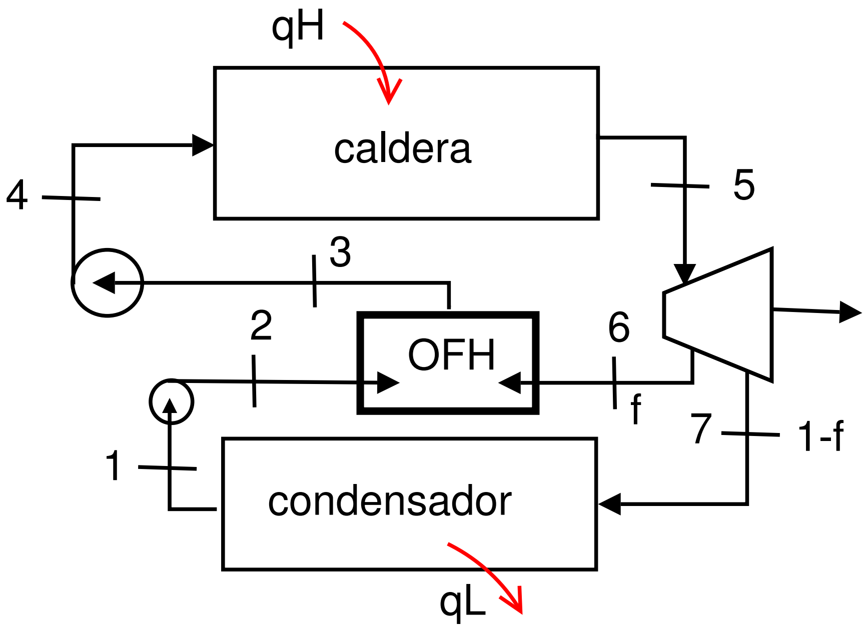
(CFH: closed feedwater heater)
intercambiador cerrado ideal:
no se mezclán los flujos que pueden ser de distintos fluídos a diferentes presiones

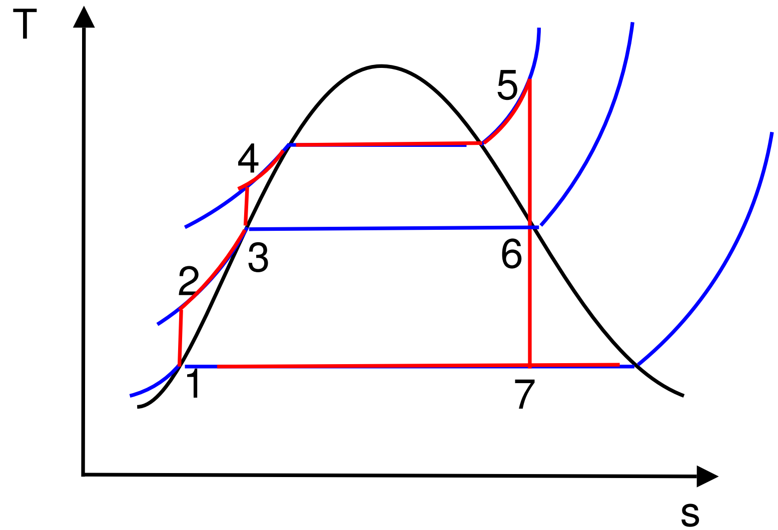
- adiabático
- flujo caliente: entra mezcla bifásica de la turbina (1) y sale líquido saturado (3).
- flujo frío: entra y sale sobrecomprimido, aumenta T.



$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_1 h_3 + \dot{m}_2 h_4$$

Rankine con regeneración

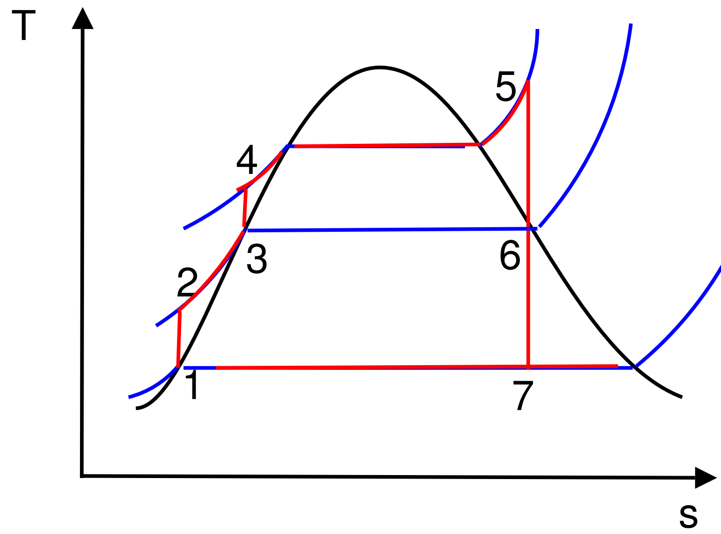




- requiere dos bombas
- división de flujo en la turbina: $f \equiv \dot{m}_6/\dot{m}$
- en OFH ideal f se ajusta para que $\rightarrow$ 3: líquido saturado

Rankine con regeneración

ejemplo:
ciclo Rankine regenerativo opera con agua
el vapor sale de la caldera a 4 MPa, 400 ^oC
se drena la turbina a 400 kPa para precalentar la alimentación de la caldera en un OFH ideal
el resto del vapor se expande en la turbina hasta la presión del condensador, 10 kPa.



determinar la eficiencia térmica

	P(MPa)	T(^oC)	v (m3/kg)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	estado
1	**0,01**	46	0,0010	191,8	0,649	**liq. sat**
2	**0,4**			192,2	**0,649**	liq. s/comp.
3	**0,4**	$\sim$ 144	0,0011	604,7	1,7766	**liq. sat.**
4	**4**			608,7	**1,7766**	liq. s/comp.
5	**4**	**400**		3213,6	6,7690	vap. s/cal.
6	**0,4**	$\sim$ 144		2685,6	**6,7690**	$x_6 = 0,975$
7	**0,01**	46		2504,7	**6,7690**	$x_7 = 0,816$

Rankine con regeneración

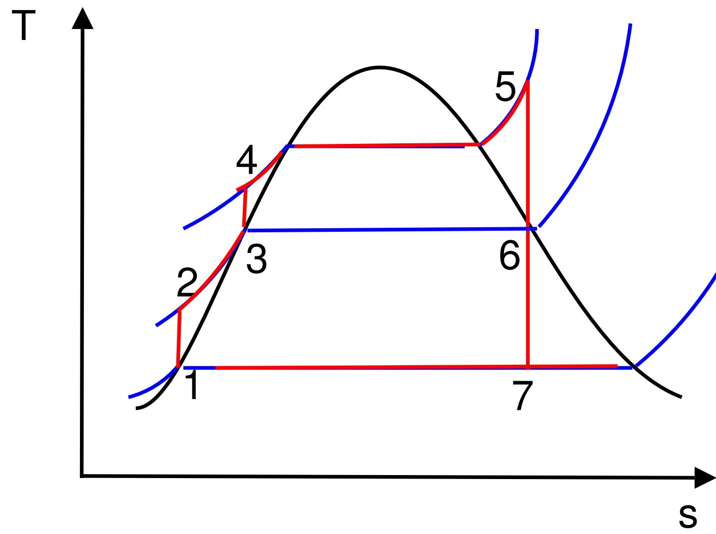
ejemplo:

ciclo Rankine regenerativo opera con agua

el vapor sale de la caldera a 4 MPa, 400 ^{o}C

se drena la turbina a 400 kPa para precalentar la alimentación de la caldera en un OFH ideal

el resto del vapor se expande en la turbina hasta la presión del condensador, 10 kPa.



determinar la eficiencia térmica

bombas isentrópicas

$$w_{b1} \approx v_1(P_2 - P_1) = 0,39\ kJ/kg \qquad w_{b2} \approx v_3(P_4 - P_3) = 3,96\ kJ/kg$$

trabajo generado en la turbina

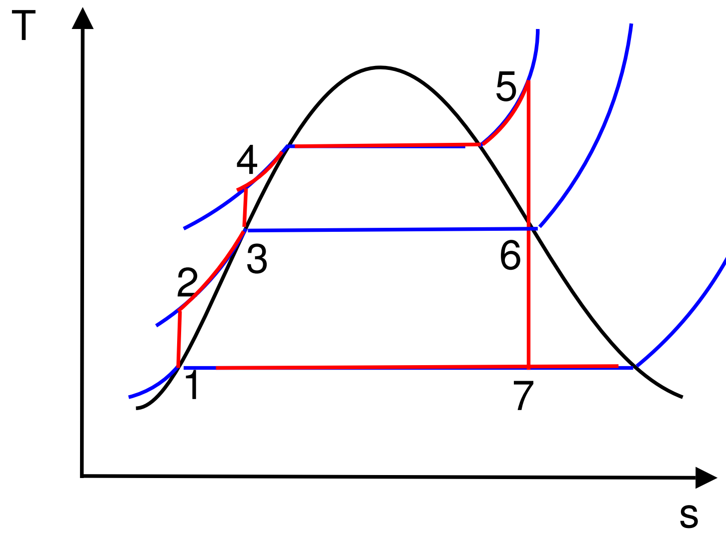
$$w_t = h_5 - fh_6 - (1-f)h_7$$

en el intercambiador se fija la fracción de flujo drenado f

$$fh_6 + (1-f)h_2 = h_3 \rightarrow f = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = 0,1654$$

Rankine con regeneración

ejemplo:
ciclo Rankine regenerativo opera con agua
el vapor sale de la caldera a 4 MPa, 400 ^{o}C
se drena la turbina a 400 kPa para precalentar la alimentación de la caldera en un OFH ideal
el resto del vapor se expande en la turbina hasta la presión del condensador, 10 kPa.



determinar la eficiencia térmica

$w_t = 980,1$ kJ/kg y $w = w_t - w_{b1}$ *(1-f)* $- w_{b2} = 975,7$ kJ/kg

Por otro lado, $q_H = h_5 - h_4 = 2604,9$ kJ/kg

eficiencia térmica

$$\eta_t = \frac{w}{q_H} = 0,375$$

pero la calidad a la salida de la turbina es baja...
$\rightarrow$ se usa un ciclo combinado con regeneración + recalentamiento

pérdidas, irreversibilidades

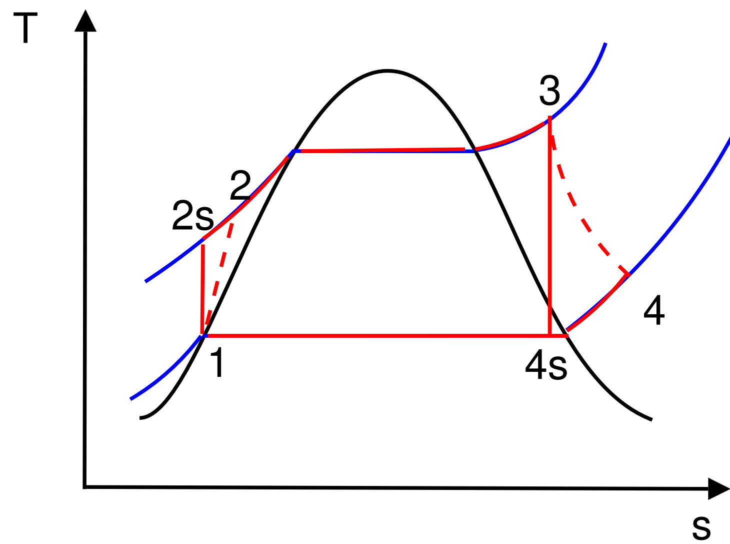
en ciclos reales ocurren pérdidas diversas

- pérdidas de bombeo (eficiencia isentrópica): $\eta_{s,b} = \frac{w_s}{w_b}$
- pérdidias en turbina (eficiencia isentrópica): $\eta_{s,t} = \frac{w_t}{w_{s,t}}$
- pérdidas en cañerías:
  caída de temperatura por pérdida de calor
- fricción en cañerias:
  caída de presión y aumento de entropía, por fricción
- intercambiadores no son perfectamente adiabáticos

con suficientes datos, no es dificil tenerlas en cuenta...

eficiencia adiabática

en una turbina



$$\eta_{s,t} = \frac{w_t}{w_{s,t}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \leq 1$$

de modo que

$$h_4 = h_3 - \eta_{s,t}(h_3 - h_{4s})$$

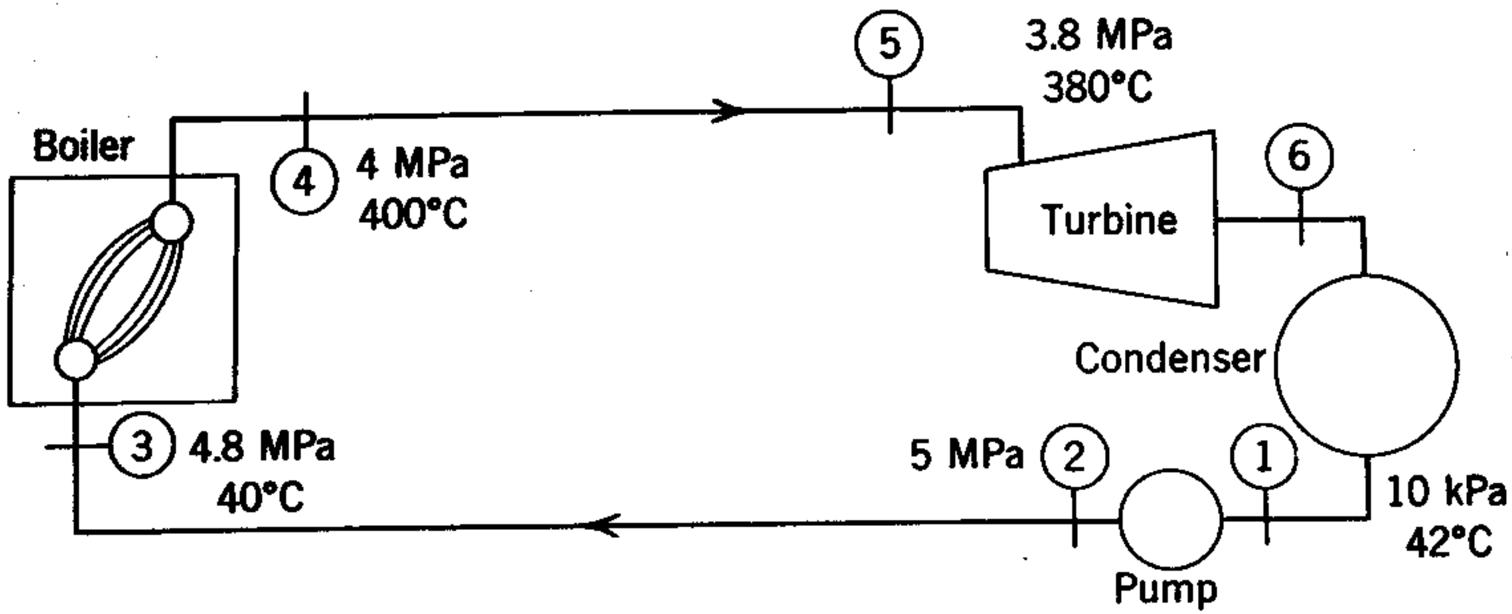
en una bomba o compresor

$$\eta_{s,b} = \frac{w_{s,b}}{w_b} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \leq 1 \longrightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{s,b}}$$

ejemplo con pérdidas

ejemplo (ej. 6, práctico):
ciclo Rankine con sobrecalentamiento a 4 MPa, 400 ^{o}C .
hay pérdidas en cañerías 2-3 y 4-5
eficiencias adiabáticas:
bomba $\eta_{s,b} = 0,80$ y turbina $\eta_{s,t} = 0,86$

determinar la eficiencia térmica del ciclo

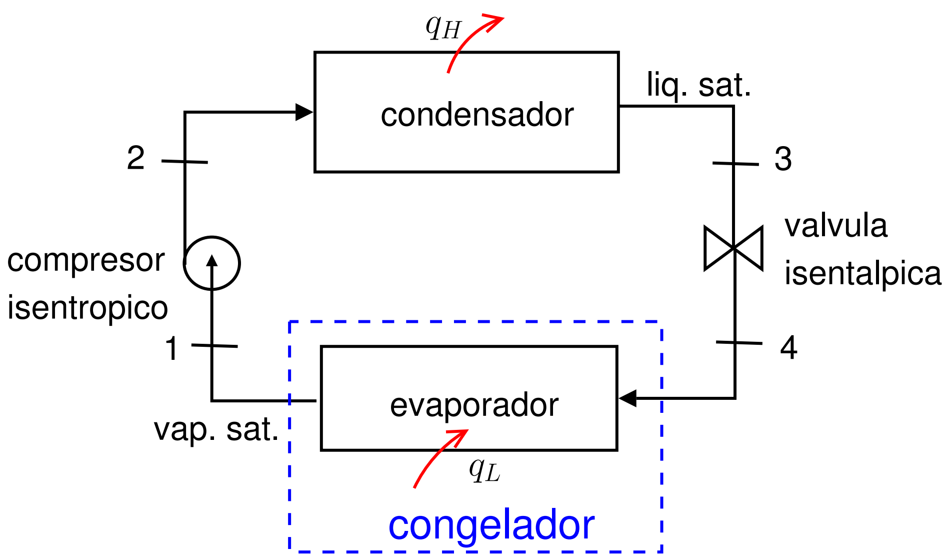


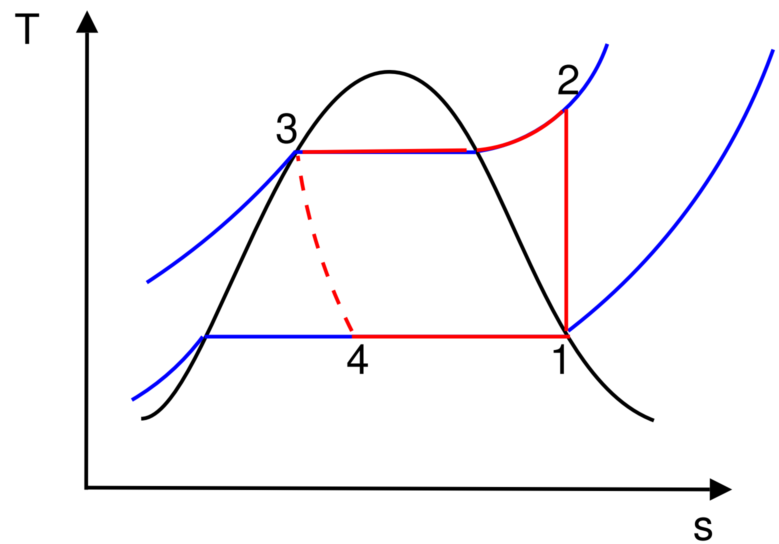
Rankine, en suma

ciclo	η_t	salida turbina
simple (2MPa, vap. sat)	0,303	0,759
sobrecalentado (4MPa,400 ^{o}C)	0,353	0,816
s/cal con pérdidas (ej. 6) $\eta_{s,b} = 0,80$ y $\eta_{s,t} = 0,86$	0,2914	0,871
s/cal y recalentado	0,358	0,967
s/cal y regeneración	0,375	0,816
s/cal, recalentado con regeneración (ej. 5)	0,398	>0,90

ciclo ideal de refrigeración

por compresión de vapor





- la expansión en la valvula lo hace irreversible
- diversos refrigerantes: R-410a, amoniaco NH_3, R-134a, etc...
- sale líquido saturado del condensador
- sale vapor saturado del evaporador

coeficiente de perfomance

el COP tiene relación con la eficiencia del ciclo

como refrigerador,

$$COP_R \equiv \frac{q_L}{w_c}$$

y como bomba de calor,

$$COP_B \equiv \frac{q_H}{w_c}$$

donde, $w_c = q_H - q_L$, de modo que

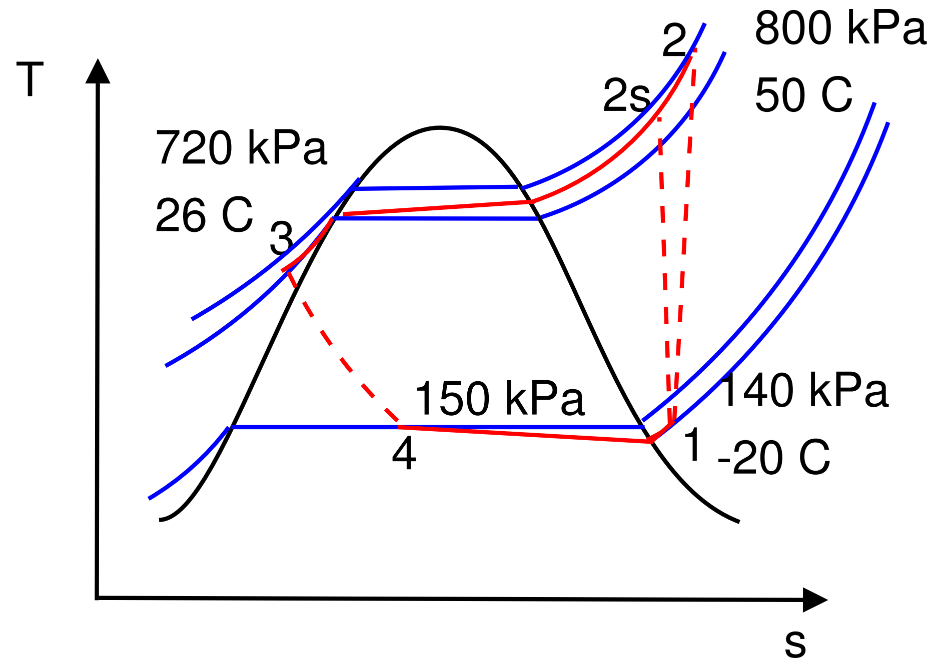
$$COP_B - COP_R = 1$$

ciclo no ideal con pérdidas

el ciclo de refrigeración de la figura operan con R12 y hay:

- pérdida de presión en el evaporador y condensador
- sobrecalentamiento a la salida del evaporador
- compresión no isentrópica

determinar eficiencia adiabática del compresor y COP_R



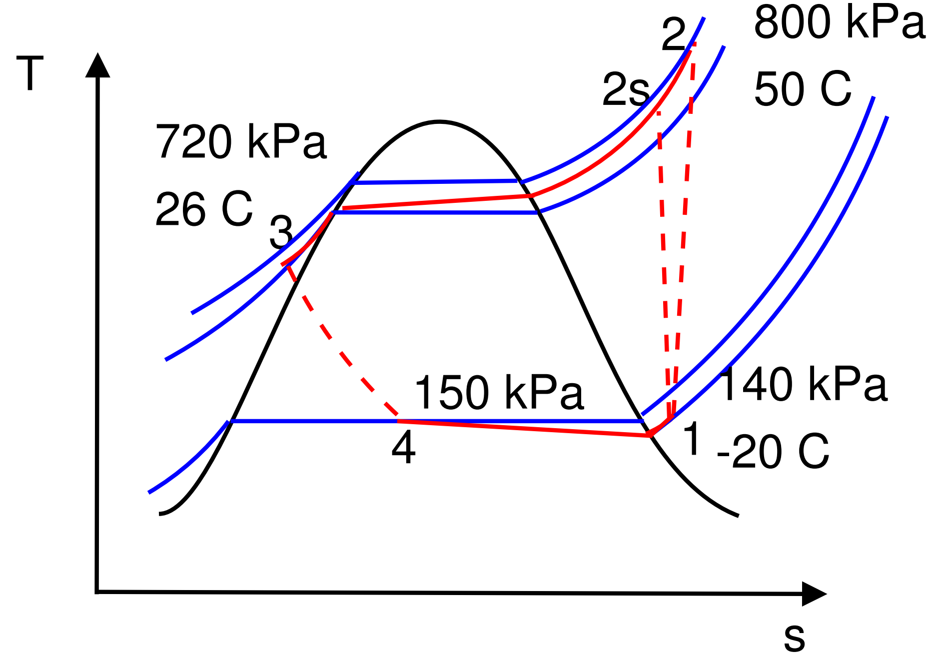
	P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	estado
1	**140**	**-20**	179,0	0,7147	vap. s/cal
2s	**800**	$\sim$ 45	210.1	**0,7147**	vap. s/cal
2	**800**	**50**	213,5	0,7253	vap. s/cal
3	**720**	**26**	60,7	0,2271	liq. s/comp.
4	**150**	~ -20	**60,7**	0,2425	$x_4 = 0,2665$

ciclo no ideal con pérdidas

en el ciclo de refrigeración de la figura hay

- pérdida de presión en el evaporador y condensador
- sobrecalentamiento a la salida del evaporador
- compresión no isentrópica

determinar eficiencia adiabática del compresor y COP_R



$$\eta_s = \frac{w_{s,c}}{w_c} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = 0,90$$

$$COP_R = \frac{q_L}{w_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 3,44$$

¿cuanto sería el COP_R si el ciclo fuese ideal?