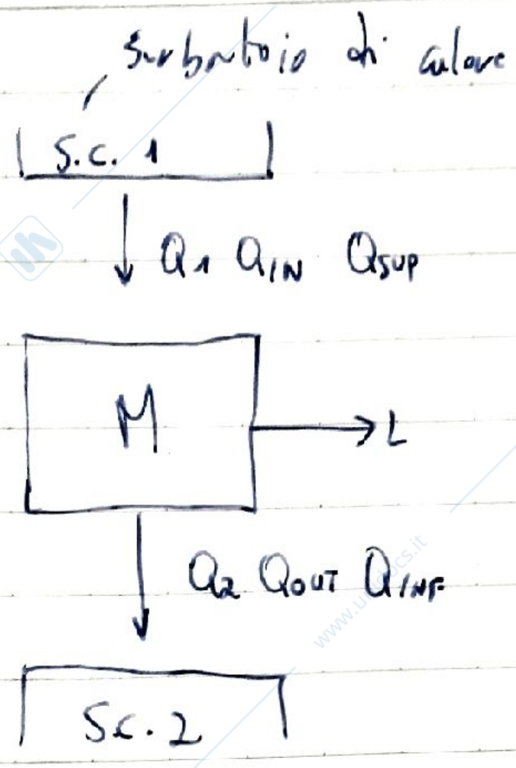
1

Ricapitolando:

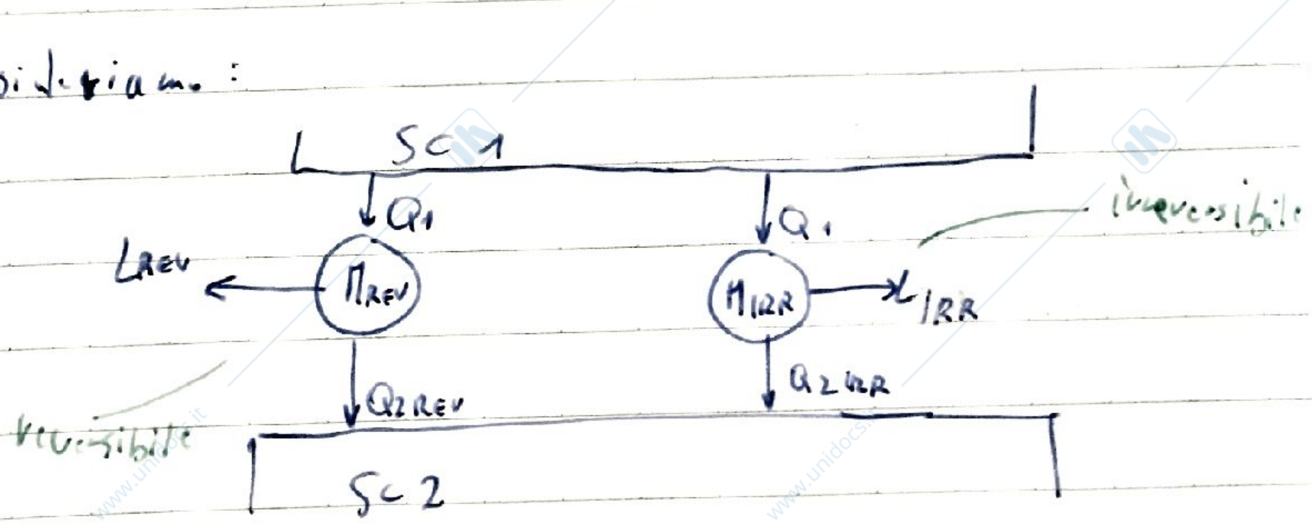


$$\Delta S_{TOT} = \cancel{\Delta S_M} + \Delta S_{SC1} + \Delta S_{SC2} + \cancel{\Delta S_{SL}}$$

$$\Delta S_{TOT} = \frac{-Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \qquad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

per essere ideale

Consideriamo:



Vogliamo dimostrare:

1. $L_{IRR} < L_{REV}$

$\downarrow$

2. $L_{PERSO} = \underbrace{L_{REV} - L_{IRR}}_{\downarrow} = \underbrace{\Delta S \cdot T_{INF}}$

$$\hookrightarrow (\cancel{Q_1} - Q_{2\,REV}) - (\cancel{Q_1} - Q_{2\,IRR}) = T_{INF}\left(-\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_{2\,IRR}}{T_{INF}}\right)$$

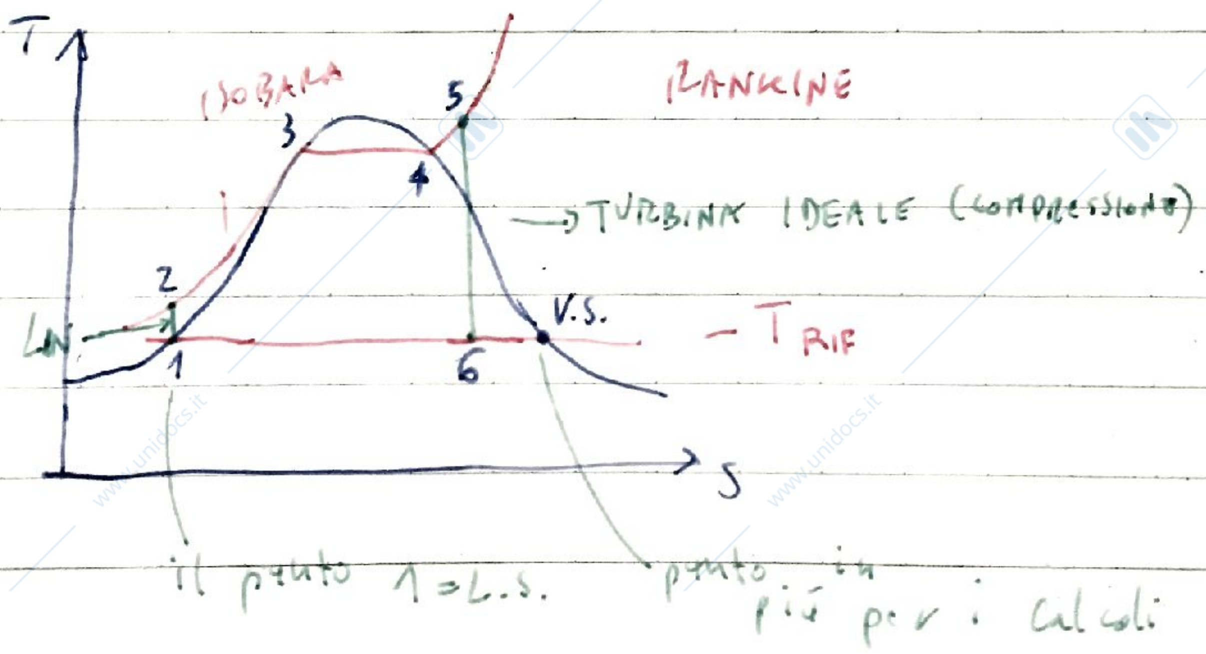
$$Q_{2\,IRR} - Q_{2\,REV} = Q_{2\,IRR} - \frac{\overbrace{T_{INF}}^{T_2} Q_1}{T_1}$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad \checkmark \rightarrow \text{macchina reversibile}$$

$$\Rightarrow L_{PERSO} = L_{REV} - L_{IRR} = \Delta S \cdot T_{INF}$$

Ciclo Rankine

Esaminiamo il grafico:



Nel percorso: 1→2 abbiamo un L_{IN}

2→5 abbiamo un Q_{IN}

5→6 abbiamo un L_{OUT}

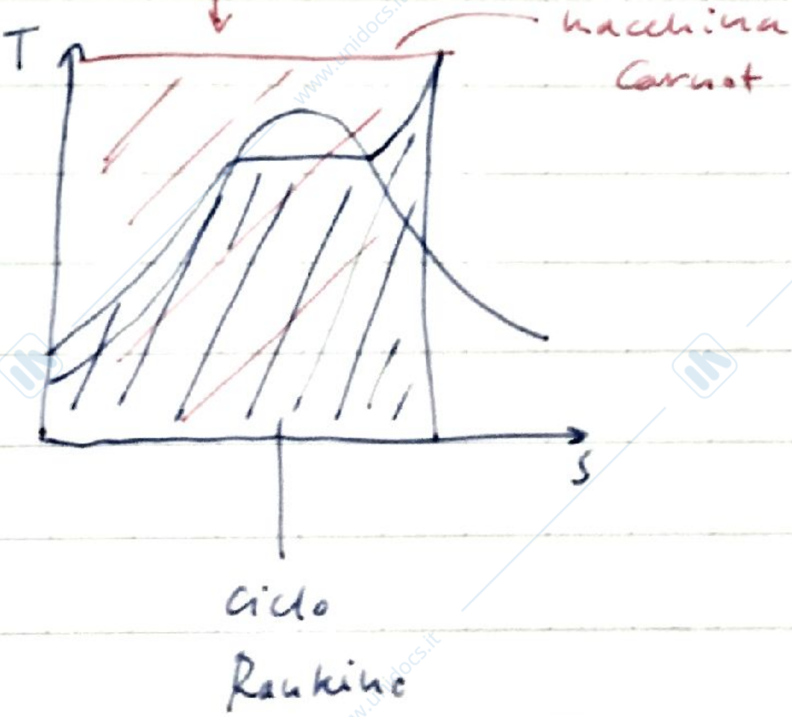
6→1 abbiamo Q_{OUT}

Lavoro netto uscente

$$\eta_I = \frac{L_{N_{OUT}}}{Q_{IN}}$$ → rendimento di primo principio

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{\eta_{CARNOT}}$$ → rendimento di secondo principio

macchina di Carnot che lavora tra le temperature estreme del ciclo (T_5, T_1)



Avremo che per il ciclo di Rankine:

$\dot{m} = cost$

$$\hookrightarrow \eta = \frac{\overbrace{\dot{L}_{OUT} - \dot{L}_{IN}}^{\dot{L}_{N\,OUT}}}{\dot{Q}_{IN}} = \frac{\cancel{\dot{m}}\, l_{OUT} - \cancel{\dot{m}}\, l_{IN}}{\cancel{\dot{m}}\, q_{IN}}$$

$$= \frac{\Delta h_{56} - \Delta h_{12}}{\Delta h_{25}}$$

Tutti i punti sono sistemi aperti → Vale il primo principio per i sistemi aperti

(IPdT S.A.) $q_{IN} + l_{IN} = \Delta h$
(semplificato)

pressione — titolo

tab. acqua satura

Tabella per ricavare i dati

Punti	P	T	h	S	X
1	Dato ↔	Dato	Tab.	Tab.	(0)
2	Dato	$\cong T_1$	⚠	$(=S_1)$	(<0)
(3)	$=P_2$ →	Tab.	(Tab.)	(Tab.)	(0)
(4)	$=P_2$	$=T_3$	(Tab.)	(Tab.)	(1)
5	$=P_2$	Dato	Tab. A.S.	Tab. A.S.	(>1)
6	$=P_1$	$=T_1$	$\boxed{*}$	$=S_5$	*
V.S.	$=P_1$	$=T_1$	Tab.	Tab.	1

tab. Acqua (vapore) surriscaldata

$$* \; X_6 = \frac{\Delta S_{16}}{\Delta S_{1-VS}} = \frac{S_6 - S_1}{S_{VS} - S_1}$$

No. FISICA TECNICA

Date 3 12 19

$\boxed{*}$ $h_6 = (1 - x_6) h_{c.s.} + h_6 h_{vs}$

$\triangle$ $l_{12} = \Delta u_{12}$

$l_{12} = \int v \, dp = v \Delta p$

Avvcm. : $1 \to 2$ $l_{id} = v \Delta p$

$l_{re} > l_{id}$

reale

$\eta_p = \frac{l_{id}}{l_{re}}$

Se $p_1 = 0{,}1$ bar $p_2 = 100$ bar $\eta = 80\%$

$l_{12\,id} = v \Delta p = \underbrace{0{,}001}_{v} (10000 - 10) \cong 10 \frac{kJ}{kg}$

$\dot{L}_{id} = 10 \frac{kJ}{kg} \cdot 400 \frac{kg}{s} = 4000$ kW

$\hookrightarrow l_{12\,Re} = \frac{10}{0{,}8} = 12{,}5 \frac{kJ}{kg}$

5→6 (Turbina)

$$\eta_T = \frac{\Delta h_{re}}{\Delta h_{id}} \neq \frac{\Delta T_{re}}{\Delta T_{id}}$$

vale solo per i gas perfetti

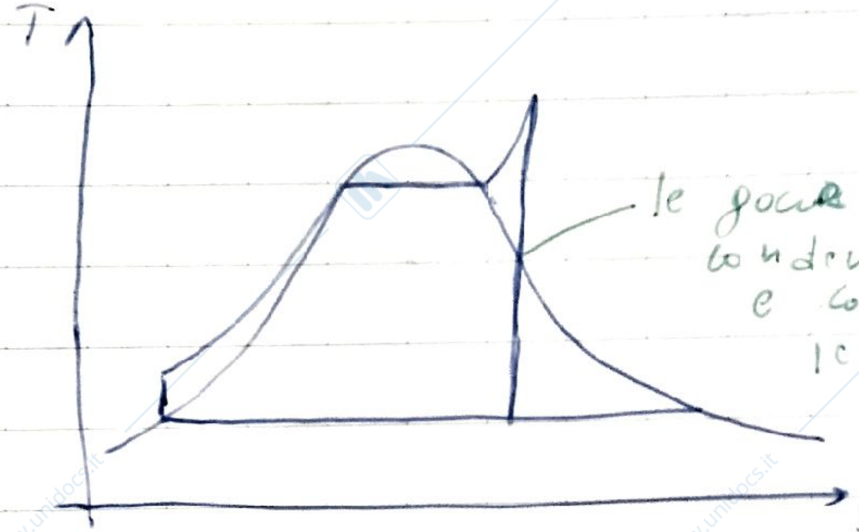
turbina, pompa

$$\eta_{C.R.} = \frac{l_T - l_p}{q_{IN}} = \frac{\Delta h_{56} - \Delta h_{12}}{\Delta h_{25}} =$$

Ciclo Rankine

$$= \frac{\Delta h_{56\,id} \cdot \eta_T - \Delta h_{12\,id}\,\eta_p}{\Delta h_{25\,re}}$$

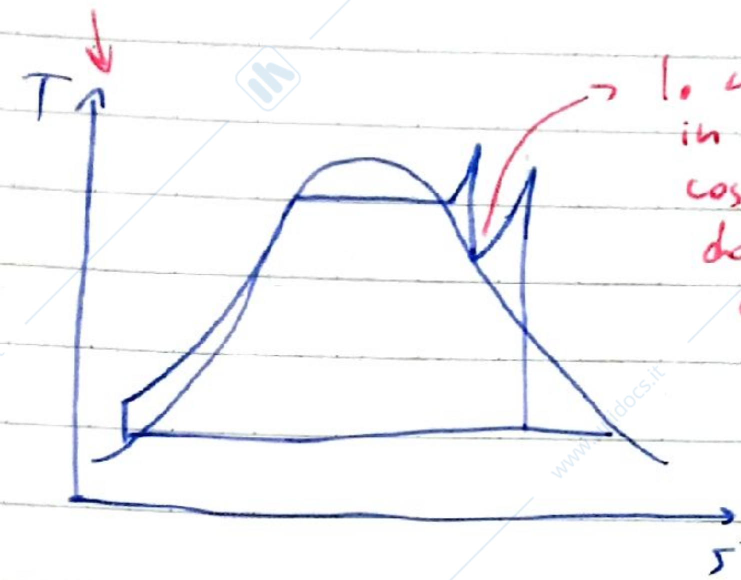
Osserviamo che:



le gocce di vapore condensano e colpiscono le turbine in movimento
che vanno circa alla velocità del suono

minuscoli ma molto resistenti ← dopo un po' le erodono ←

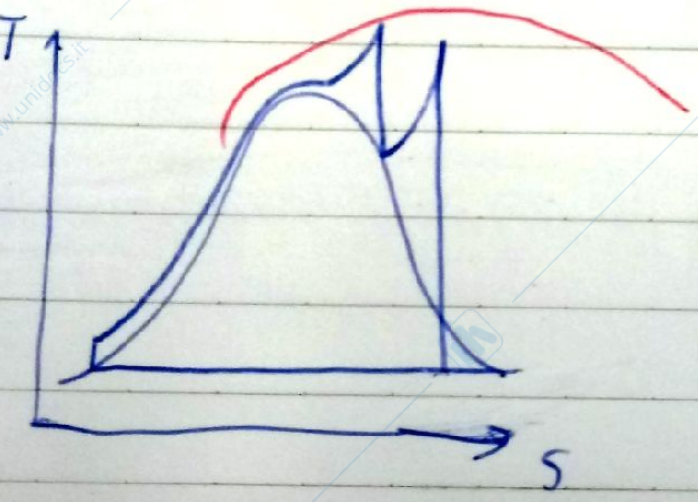
Per evitare l'eccessiva erosione delle pale delle turbine si fa così



lo rimando in caldaia così condensano dopo e per meno tempo

a La Spezia c'è una centrale che fa anche il terzo riscaldamento

Alcuni per aumentare il rendimento fanno $\eta \simeq 38\%$ o 40%



fa isobare molto critiche che non passano nemmeno per il bifase

Contro: pressioni + alte

↓

tubi + resistenti

Esercizi

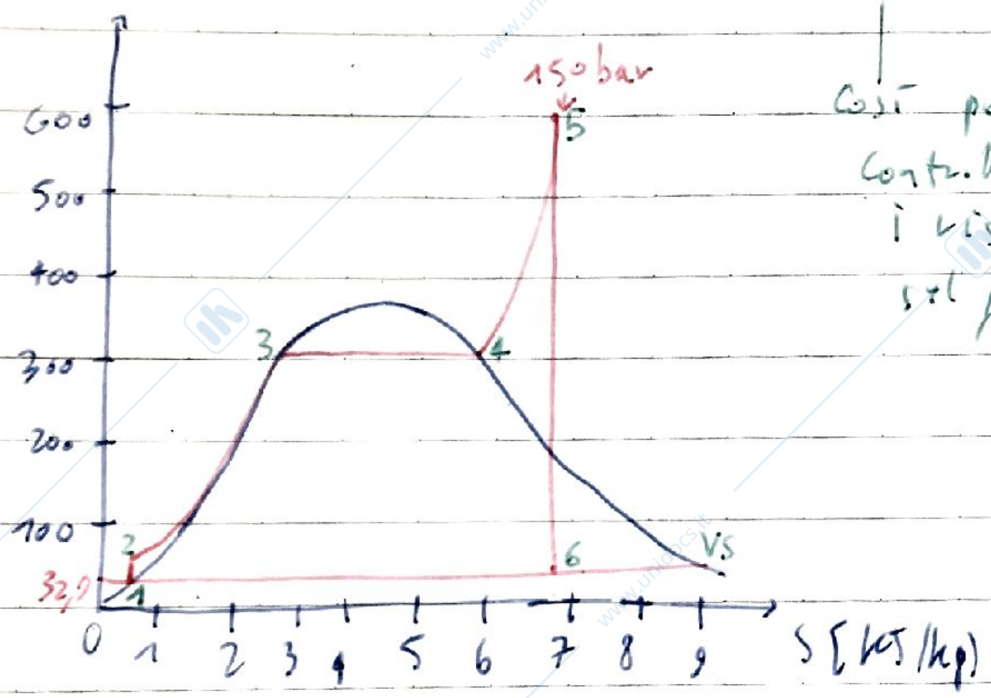
① (Lo fa sempre all'esame) / da Dispense

$P_{MIN} = 0,05$ bar → 32,9° (Tab.)

$P_{MAX} = 150$ bar

$T_{MAX} = 600°C$

— esercitarsi a disegnare la trasformazione sul grafico (da computer) → così poi controlli i risultati sul grafico



	P	T	h	s	X
1	0,05	32,9•	137,8•	0,4763•	0
2	150	(32,0)•	152,8		(<0)
(3)	150	(342)•			(0)
(4)	150	(342)•			(1)
5	150	600	3579,8°	6,6764°	(>1)
6	0,05	32,9	2035,8	6,6764	0,783
VS	0,05	32,9	2561,6•	8,396•	1
2_{RE}			160		

(3), (4): non ci interessa

da 2→5 isobara

• → da Tab. saturo

° → da Tab. Surriscald.

$$X_6 = \frac{S_6 - S_1}{S_{VS} - S_1} = \frac{6,6764 - 0,4763}{8,396 - 0,4763} = \boxed{0,783}$$

$$h_6 = (1-x_6)h_L + x_6 h_V = 0{,}217 \cdot 137{,}8 + 0{,}783 \cdot 2561{,}6 = \boxed{2035{,}8}$$

$$\Delta h_{12} = v\,\Delta p = \underset{\left[\frac{m^3}{kg}\right]}{0{,}001005}\ \underbrace{\overset{[bar]}{(150-0{,}05)}\cdot 100}_{\text{in kPa}} \simeq 15\ \frac{kJ}{kg}$$

poiché e entalpia in $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$ in tab.

Sappiamo

$h_1 = 137{,}8$

$h_2 = h_1 + 15 = \boxed{152{,}8}$

possiamo considerare un punto 2 REALE

$h_{2RE} = 160$ — da problema

$$\eta_I = \frac{\overset{\text{lavoro uscente}}{l_{NU}}}{q_{IN}} = \frac{l_T - l_P}{q_{IN}} = \frac{(h_5-h_6)-(h_2-h_1)}{h_5-h_2} = \frac{(3579{,}8-2035{,}8)-(160-137{,}8)}{3579{,}8-160} = 44{,}5\%$$

$$\eta_P = \frac{\overset{\Delta h_{12}}{15\ kJ/kg}}{160-137{,}8} = 67\%$$

pompa

$\dot{L} = \dot{m}\, l_{NU}$

dato

$600\ MW = \dot{m}\, 1{,}523\ \frac{MJ}{kg}$

$\hookrightarrow \dot{m} \simeq 400\ \frac{kg}{s}$

$\dot{Q}_{IN} = \dot{m}\, q_{IN} = (400 \cdot 3420)$

$q_{IN} = h_3 - h_2 \simeq 3420\ \frac{KJ}{kg}$

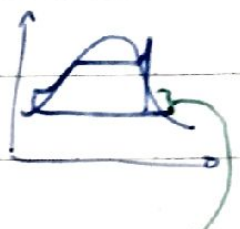
oppure $\eta = \frac{\dot{L}}{\dot{Q}} \rightarrow \dot{Q} = \frac{\dot{L}}{\eta_I} = \frac{600\ MW}{0{,}445} = 1400\ MW$

quantità energia prodotta

P.C.I. = Potere calorifico inferiore

lo raffredda ma il vapore non condensa →

P.C.S. = Potere calorifico superiore



lo raffredda e il vapore condensa

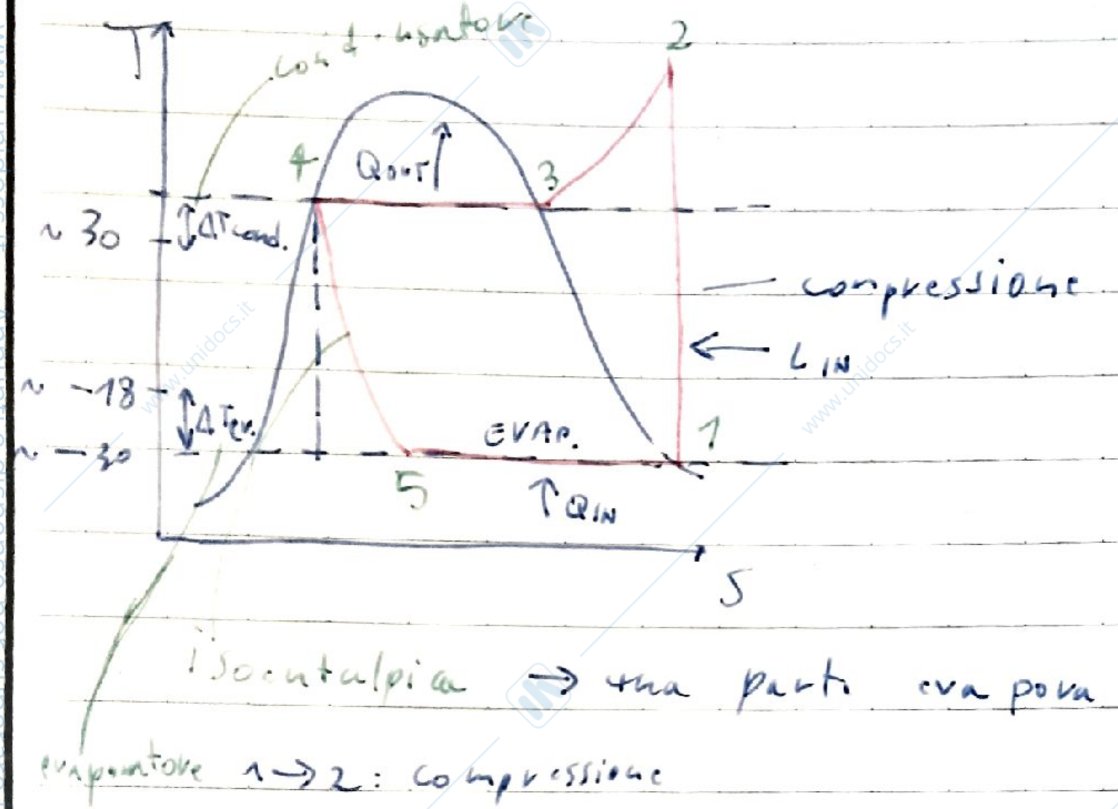
$\hookrightarrow$ più o meno per gli idrocarburi

$PCI \simeq 10\,500\ kcal/kg = 44\,000\ \frac{KJ}{kg} = 44\ \frac{MJ}{kg}$

$\dot{Q} = \dot{m}_{comb} \cdot (P.C.I.)$ $\rightarrow \dot{m}_{comb} = \frac{1400}{44} = 32\ \frac{kg}{s}$

combustibile

CICLI FRIGORIFERI



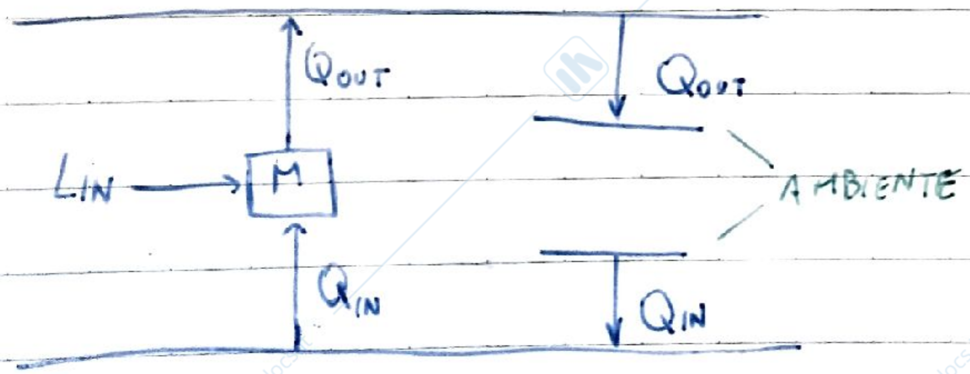
isoentalpica → una parte evapora

1 → 2 : compressione

2 → 3 : raffreddo su isobara

3 → 4 : isotermobarica

4 → 5 : isoentalpica



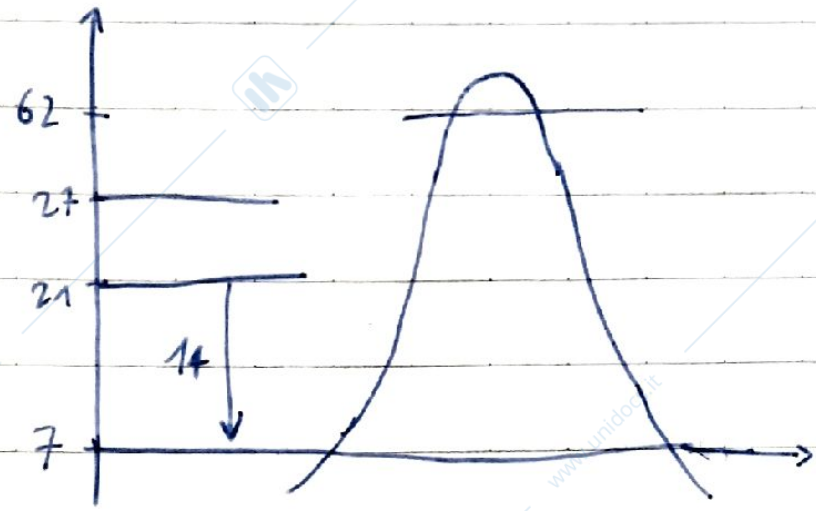
5

Mo Tu We Th Fr Sa Su

No. FISICA TECNICA

Date 4 · 12 · 19

es (29 p. 93 dispense)

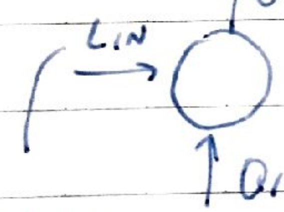


$$COP_{F,ID} = \frac{Q_{IN}}{L_{IN}} = \frac{Q_{IN}}{Q_{OUT} - Q_{IN}} = \frac{T_{IN}}{T_{OUT} - T_{IN}} = \frac{280}{55} = 5,3$$

7°C in k

(62 − 7)°C in k

$$COP_{F,RE} = 5,3 \cdot \underbrace{0,55}_{\text{dato}} \simeq 3$$



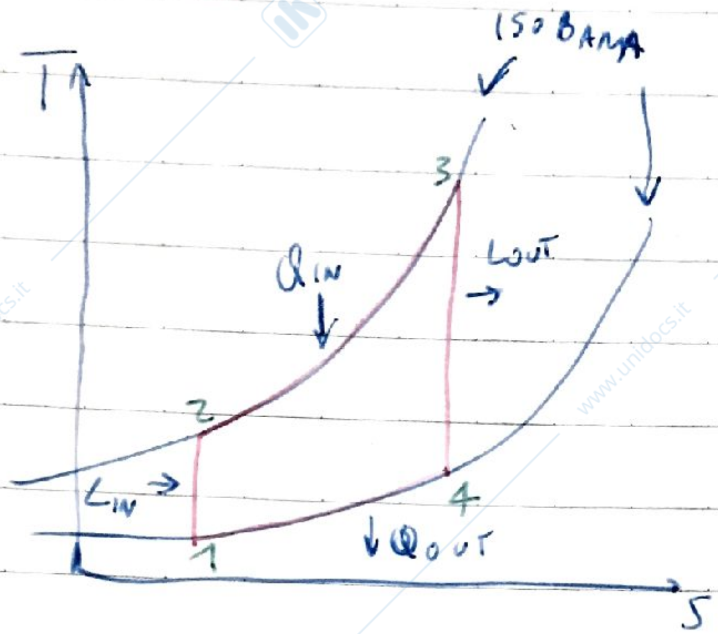
$Q_{OUT} = 1600\,W$

$Q_{IN} = 400 \times 3 = 1200\ W$

$L_{IN} = 400\,W$ (dato)

CICLI A GAS

→ Joule - Brayton



Si usa nei motori degli aerei

Ipotizziamo che il ciclo sia chiuso (nella realtà lo troviamo aperto)

- non consideriamo la chimica

Ci interessa:
- aria = gas perfetto
- $\dot{m}$ cost

- $\frac{P_2}{P_1} = \beta$ | e L isobare su cui ci muoviamo.
- T_3

→ η_I (calcolare gli scambi energetici e vedere i loro rapporti)

No. FISICA TECNICA

Date 4 12 19

turbina compressore

$$\eta_I = \frac{l_{NO}}{q_{IN}} = \frac{l_t - l_c}{q_{IN}} \underset{\substack{1° \text{ p. d. t.} \\ \text{S.A.}}}{=} \frac{\Delta h_t - \Delta h_c}{\Delta h_{23}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} =$$

$$= \frac{\cancel{c_p}(T_3 - T_4) - \cancel{c_p}(T_2 - T_1)}{\cancel{c_p}(T_3 - T_2)} = \frac{T_3\left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) - T_2\left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)}{T_3 - T_2} =$$

Ipotesi: gas perfetto e c_p costante

Osserviamo che $1 \to 2$ e $3 \to 4$ sono isoentropiche

↳ perciò valgono le formule:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \beta^\theta$$

$$\parallel$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \beta^\theta$$

$$\Downarrow$$

$$= \frac{\left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)\cancel{(T_3 - T_2)}}{\cancel{T_3 - T_2}} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

rendimento di Carnot (tra T_1 e T_2)

η_I dipende solo dalla compressione $1 \to 2$