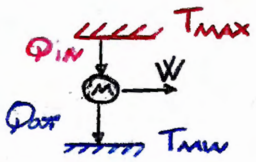
CICLI TERMODINAMICI

↳ Serie di trasformazioni effettuate in sequenza allo scopo di:
- Generare lavoro ricevendo calore da una sorgente calda e cedendone una parte a una sorgente più fredda → **CICLI MOTORI**
- Trasferire calore da una sorgente fredda a una calda a spese di lavoro meccanico → **CICLI INVERSI**

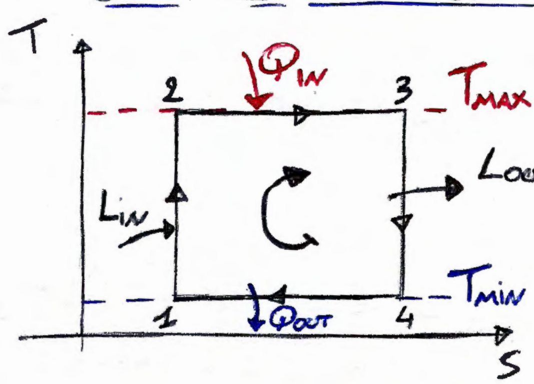


CICLI MOTORI

- ~~Esternamente~~ Reversibili: cicli che non presentano irreversibilità e possono essere percorsi in senso inverso

⇓

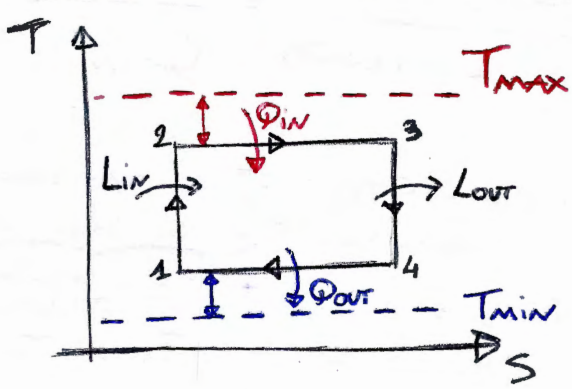
Es. Ciclo di Carnot che opera tra le sorgenti $T_{MIN} = T_1$ e $T_{MAX} = T_2$ scambiando calore sotto ΔT infinitesimi



- Internamente reversibile: cicli che presentano come unica irreversibilità quella connessa allo scambio termico sotto ΔT finiti nelle trasformazioni di introduzione e cessione del calore

⇓

Es. Ciclo di Carnot $T_2 = T_3 \neq T_{MAX}$ $T_1 = T_4 \neq T_{MIN}$



Fase di introduzione del calore:

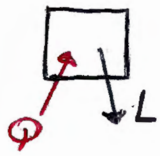
$$\Delta s_{FLUIDO} = \frac{Q_{IN}}{T_2} \qquad \Delta s_{SORGENTE} = \frac{-Q_{IN}}{T_{MAX}}$$

⇓

$$(\Delta s_{FLUIDO} + \Delta s_{SORGENTE}) > 0$$

↳ Trasformazione irreversibile

- **CICLO IRREVERSIBILE**: PRESENTI IRREVERSIBILITÀ
(PERDITE FLUIDODINAMICHE NELLE MACCHINE $\eta < 1$),
(PERDITE ATTRITO NEI CONDOTTI $\Delta P = P_{IN} - P_{OUT} > 0$)



$$\Delta U = Q - L = (Q_{IN} - Q_{OUT}) - (L_{OUT} - L_{IN}) = 0$$

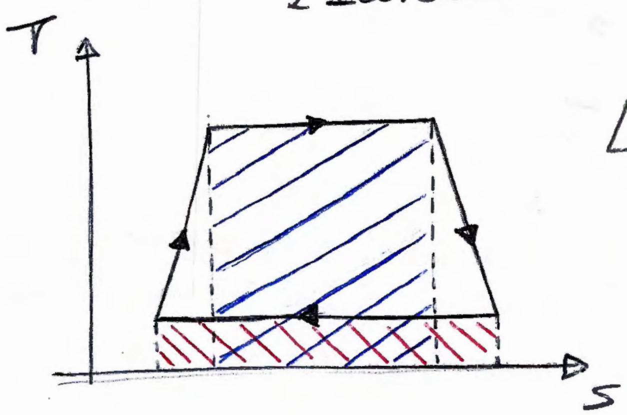
$$\underbrace{L_{NETTO} = L_{OUT} - L_{IN} = Q_{IN} - Q_{OUT}}_{\text{CICLO CHIUSO}}$$

X UN CICLO REVERSIBILE "INTERNAMENTE O ESTERNAMENTE" IL LAVORO NETTO COINCIDE CON L'AREA DEL CICLO

$\Downarrow$

NON VERO X UN CICLO REALE

$\Downarrow$ ES. CICLO FORMATO DA 2 ADIABATICHE REALI $(\Delta S > 0)$ E 2 ISOTERME



$$L_{NETTO} = Q_{IN} - Q_{OUT} \neq \text{AREA CICLO}$$

TEOREMI DI CARNOT:

1. IL η DI UN MOTORE TERMICO IRREVERSIBILE È SEMPRE INFERIORE A QUELLO DI UN MOTORE REVERSIBILE CHE OPERI TRA GLI STESSI SERBATOI
2. I η DI TUTTI I MOTORI TERMICI REVERSIBILI CHE OPERANO TRA GLI STESSI SERBATOI SONO GLI STESSI

$$\eta_{CARNOT} = 1 - \frac{T_{MIN}}{T_{MAX}}$$

INDICI DI MERITO X UN CICLO:

• EFFICIENZA TERMODINAMICA (RENDIMENTO) $= \dfrac{\text{EFFETTO UTILE}}{\text{RISORSA IMPIEGATA}} = \dfrac{L_{NETTO}}{Q_{IN}} = \eta_I$

• RENDIMENTO DI II° PRINCIPIO: CONFRONTA L'EFFETTO UTILE CON QUELLO CHE SI AVREBBE SFRUTTANDO LA MEDESIMA RISORSA CON PROCESSI REVERSIBILI

L_{REV} È IL MASSIMO OTTENIBILE

$$\eta_{II} = \frac{L_{NETTO}}{L_{REV}}$$

$\downarrow$

DATE 2 SORGENTI A T_{MAX} E T_{MIN}, PER DATI Q_{IN} E Q_{OUT} IL LAVORO MASSIMO È QUELLO DI UN CICLO DI CARNOT OPERANTE TRA T_{MIN} E T_{MAX} $\rightarrow L_{REV}$

CICLO A VAPORE (RANKINE)

→ Tecnologia di riferimento per la produzione di energia elettrica da combustibili di basso rango (carbone, biomassa, rifiuti, oli combustibili) o nucleare ⇓ ⇓

→ **Ciclo a combustione esterna**

⇓

i gas di combustione non coincidono con il fluido di lavoro

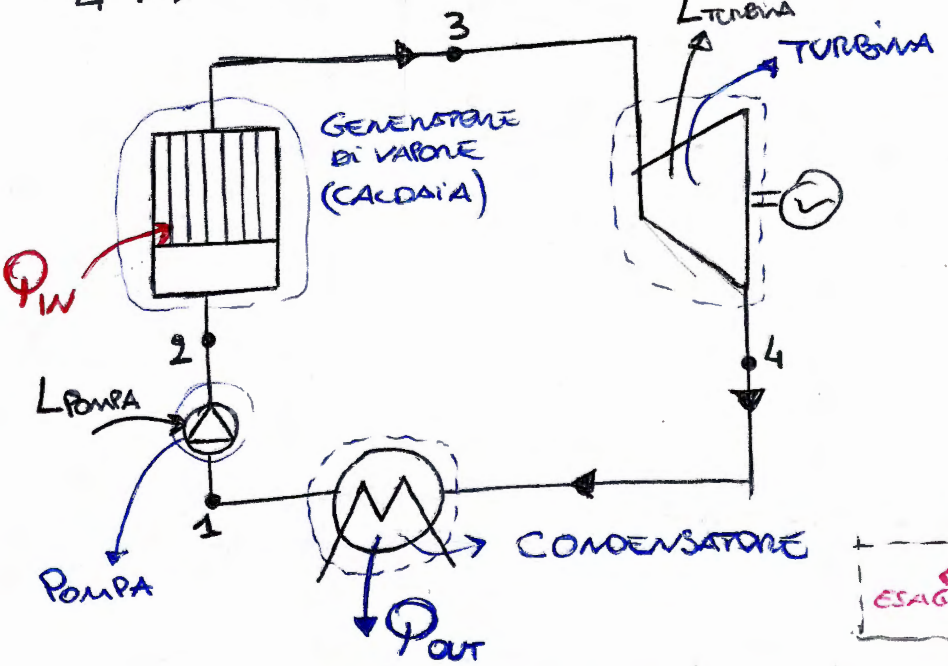
– il ciclo Rankine è composto da 4 trasformazioni

1 → 2 compressione in fase liquida (idealmente isoentropica)

2 → 3 riscaldamento (idealmente isobaro)

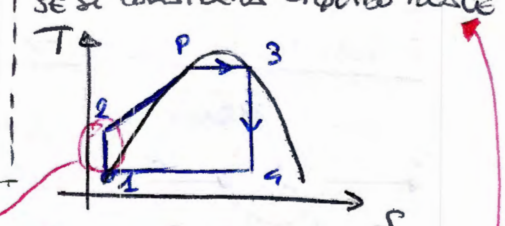
3 → 4 espansione (idealmente isoentropica)

4 → 1 rilascio del calore



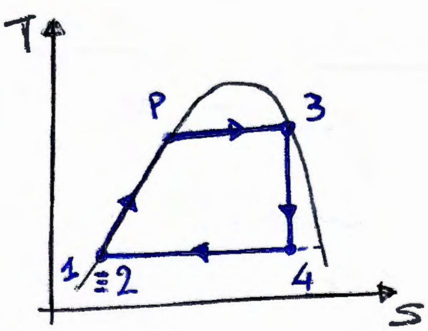
Scelta di impianto ciclo Rankine

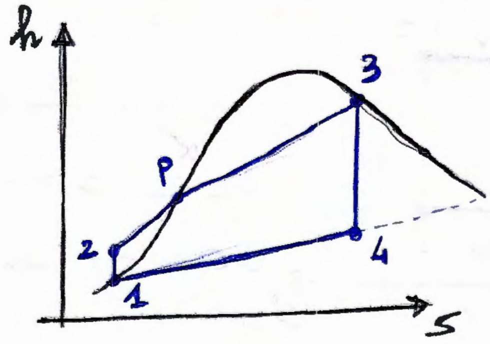
Se si considera liquido reale



Esagerato → quasi non visibile in T-S

Analisi del ciclo ideale a vapore saturo (uscita generatore di vapore $X = 1$)





* Liquido incomprimibile 1≡2 → isobare collassano
* 3→4, 1→2 isoentropiche
* 1→3 isobara
* 4→1 isobara
* $X_1 = 0$, $X_3 = 1$, $X_P = 0$

TRASFORMAZIONE 1→2 (COMPRESSIONE LIQUIDO INCOMPRIMIBILE)

$$L_P = h_2 - h_1 = \int_{P_1}^{P_2} v\,dP = v\,\Delta P = v\,(P_2 - P_1)$$

→ TRASCURATO CONTRIBUTO CINETICO E POTENZIALE

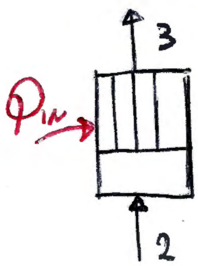
TRASFORMAZIONE 2→3 ⟹ GENERATORE DI VAPORE

$2 \to P$ RISCALDAMENTO FASE LIQUIDA

$P \to 3$ CAMBIAMENTO DI FASE DA LIQUIDO A VAPORE

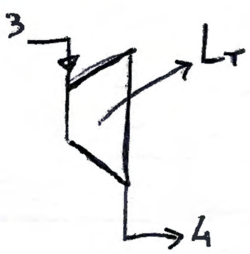
⇓

ISOTERMOBARICA



$$Q_{IN} = h_3 - h_2 \quad \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

TRASFORMAZIONE 3→4 (ESPANSIONE) → ISOENTROPICA

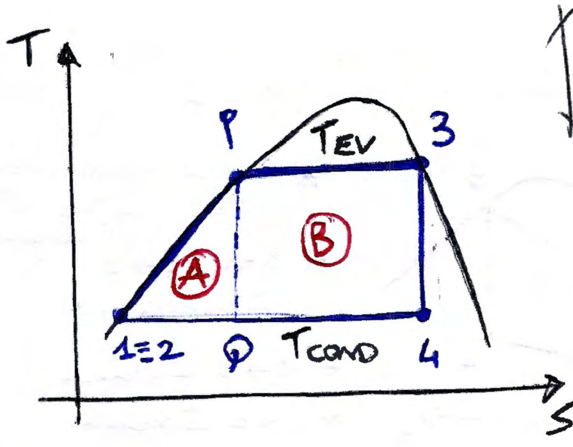


$$L_T = h_3 - h_4 = -\int_{P_3}^{P_4} v\,dP$$

TRASFORMAZIONE 4→1 (CESSIONE DI CALORE)

$$Q_{OUT} = h_4 - h_1$$

→ CONDENSAZIONE ISOTERMOBARICA



ANALISI CICLO IDEALE PORTA AD ALCUNE CONCLUSIONI CHE POSSONO ESSERE ESTESE AL CICLO REALE

CICLO IDEALE SCOMPONIBILE IN 2 PARTI

- CICLO B → CICLO DI CARNOT TRA T_{EV} E T_{COND}
- CICLO A → CICLO TRIANGOLARE $1 \equiv 2$, P, Q

RENDIMENTO DEL CICLO GLOBALE

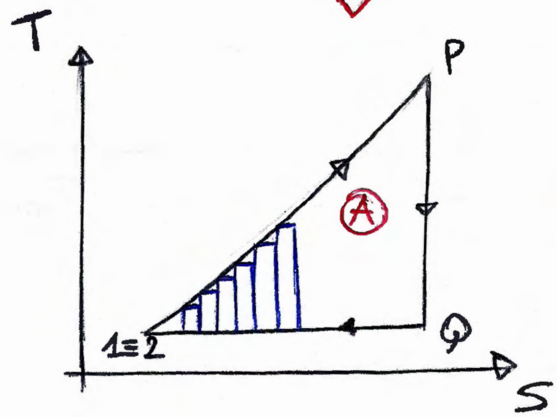
$$\eta = \frac{L_A + L_B}{\Phi_A + \Phi_B} = \frac{\eta_A \Phi_A + \eta_B \Phi_B}{\Phi_{TOT}} = \eta_A \frac{\Phi_A}{\Phi_{TOT}} + \eta_B \frac{\Phi_B}{\Phi_{TOT}}$$

$$\eta_A = \frac{L_A}{\Phi_A} \qquad \eta_B = \frac{L_B}{\Phi_B}$$

$$\eta_B = 1 - \frac{T_{COND}}{T_{EV}} \rightarrow \text{CICLO DI CARNOT}$$

IL RENDIMENTO DEL CICLO A (TRIANGOLARE) SI PUÒ CALCOLARE IPOTIZZANDO DI SUDDIVIDERE IL CICLO IN UNA SERIE DI CICLI DI CARNOT INFINITESIMI

$\Downarrow$



RENDIMENTO CICLO DI CARNOT INFINITESIMO

$$\eta_A = \frac{\int \eta_c \, d\Phi}{\int d\Phi} = \frac{\int_{T_2}^{T_P} \left(1 - \frac{T_{COND}}{T}\right) \cdot \overbrace{c_L \, dT}^{d\Phi}}{\int_{T_2}^{T_P} c_L \, dT}$$

$\Downarrow$ ASSUMENDO IL CALORE SPECIFICO DELL'ACQUA LIQUIDA INDIPENDENTE DA T

$$= \frac{c_L (T_P - T_2) - c_L T_{COND} \ln\left(\frac{T_P}{T_2}\right)}{c_L (T_P - T_2)}$$

$$= 1 - \frac{T_{COND}}{T_{ML}}$$

$\rightarrow$ TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

$$\left[T_{ML} = \frac{T_{EV} - T_2}{\ln \frac{T_{EV}}{T_2}} \right] = \frac{T_{EV} - T_{COND}}{\ln \frac{T_{EV}}{T_{COND}}}$$

– SICCOME $T_{ML} < T_{EV} \Rightarrow \eta_A < \eta_B$

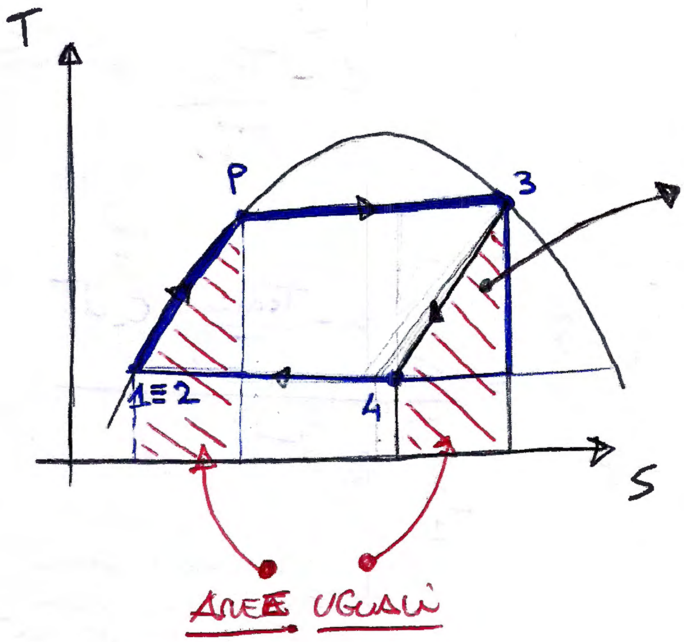
$\Downarrow$

[SUPPONIAMO CHE IL CICLO SCAMBI CON 2 SORGENTI A T_{EV} E T_{COND} IL CICLO B È COMPLETAMENTE REVERSIBILE MENTRE IL CICLO A PRESENTA IRREVERSIBILITÀ NELLA FASE DI INTRODUZIONE DEL CALORE (ΔT FINITI)]

X MIGLIORARE IL RENDIMENTO GLOBALE DEL CICLO SI PUÒ PENSARE DI RIDURRE LE IRREVERSIBILITÀ DEL CICLO A

⇓

CICLO RIGENERATIVO: IDEALMENTE IL CALORE NECESSARIO PER IL CICLO DI A È RESO DISPONIBILE DAL CICLO B CHE EFFETTUA UNA ESPANSIONE CON CESSIONE DI CALORE



ESPANSIONE IDEALE NON ADIABATICA (CON CESSIONE DI CALORE)

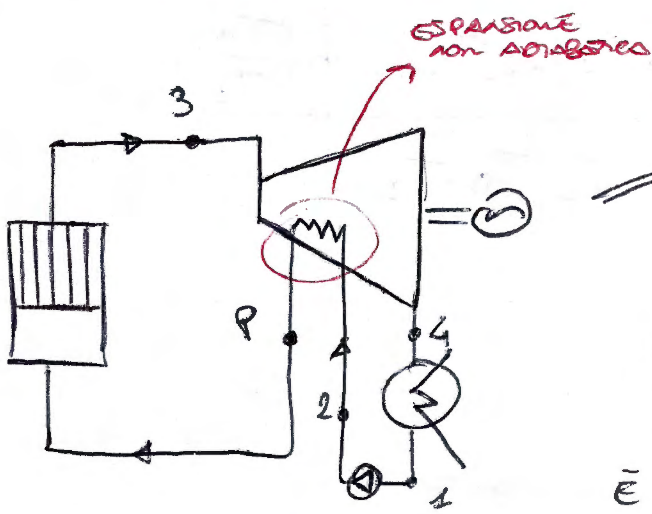
→ AVVIENE UN TRASFERIMENTO DI ENERGIA TERMICA INTERNAMENTE AL CICLO

↓

IL CICLO RISULTANTE HA INTRODUZIONE DI CALORE A T_{EV} E CESSIONE A T_{COND}

⇓

$$\eta = \eta_{CARNOT}$$



⇒ SCHEMA IMPIANTO RIGENERAZIONE IDEALE

⇓

NELLA REALTÀ È IMPOSSIBILE EFFETTUARE UNO SCAMBIO TERMICO EFFICACE ALL'INTERNO DELLE TURBOMACCHINE

⇓

È TECNICAMENTE IMPOSSIBILE UN PRERISCALDO DELL'ACQUA FINO A P IN MODO CONTINUO

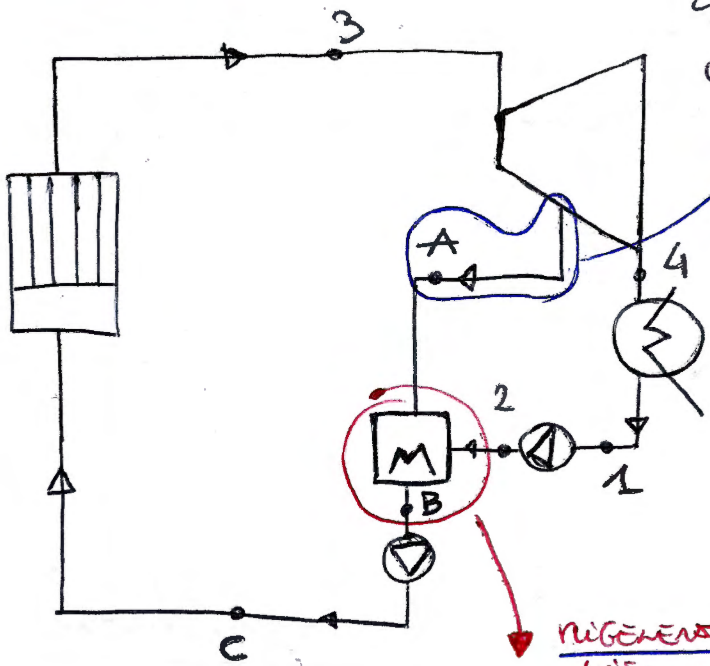
⇓

SI RICORRE ALLA RIGENERAZIONE DISCRETA

⇓

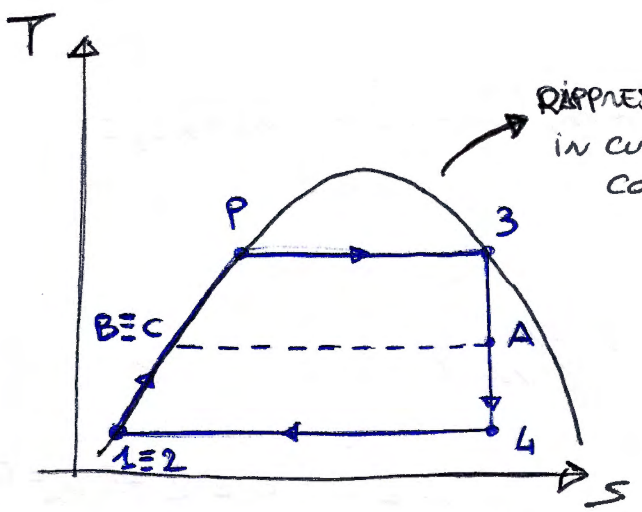
PRERISCALDO IL LIQUIDO ATTRAVERSO LA CONDENSAZIONE DI $\underbrace{\text{VAPORE ESTRATTO}}_{\text{SPILLAMENTO}}$ DALLA TURBINA

RIGENERATORE A MISCELA $\Longrightarrow$ MIXER miscela isobaricamente liquido 2 con vapore (umido) A
$\Downarrow$
uscita è liquido con $T_B > T_2$



SPILLAMENTO RIGENERATIVO

RIGENERATORE A MISCELA $\Longrightarrow$ USCITA B DOPO LA MISCELAZIONE DI A E 2



RAPPRESENTAZIONE NEL PIANO T-S NEL CASO IN CUI ALL'USCITA DEL MIXER SI È IN CONDIZIONI DI LIQUIDO SATURO

– DIMOSTRAZIONE CHE IL CICLO RIGENERATIVO "R" HA UN RENDIMENTO SUPERIORE DI UN CICLO NON RIGENERATIVO "N"

$$\eta_N = \frac{L_{T,N}}{Q_{in,N}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2}$$

(HP. TRASCURATO IL LAVORO DELLA POMPA RISPETTO A QUELLO DELLA TURBINA $\int v\,dP$)

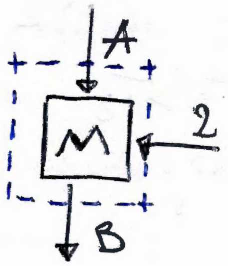
↳ CICLO NON RIGENERATIVO

– X CICLO RIGENERATIVO
↓
① CALCOLO PORTATA DI VAPORE SPILLATO DALLA TURBINA ($\dot{m}_A$) PER RIGENERARE IL LIQUIDO DA 2 A B

– MI RIFERISCO ALL'UNITÀ DI MASSA SCARICATA DALLA TURBINA NEL CONDENSATORE ④
cioè $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = 1\ kg/s = \dot{m}_2$

CV5

• APPLICO EQ. DI CONSERVAZIONE (MASSA E ENERGIA) AL MIXER



$$\begin{cases} \dot m_A + \dot m_2 = \dot m_B \\ \dot m_A h_A + \dot m_2 h_2 = \dot m_B h_B \end{cases}$$

$$\Downarrow \ \dot m_2 = 1\ kg/s$$

$$\dot m_A h_A + h_2 = (1+\dot m_A) h_B$$

$$\Downarrow$$

$$\boxed{\dot m_A = \frac{h_B - h_2}{h_A - h_B}}$$

• RENDIMENTO CICLO RIGENERATIVO

$$\eta_R = \frac{L_{T,R}}{\dot Q_{in,R}} = \frac{(h_3-h_4)+\dot m_A(h_3-h_A)}{(h_3-h_2)+\dot m_A(h_3-h_A)} = \frac{L_{T,N}+\dot m_A(h_3-h_A)}{\dot Q_{in,N}+\dot m_A(h_3-h_A)}$$

$$(1+\dot m_A)(h_3-h_C) = \dot L_T + \dot Q_{AT} = (h_3-h_4)+\dot m_A(h_3-h_A)+(h_4-h_1) =$$
$$= (h_3-h_2)+\dot m_A(h_3-h_A)$$

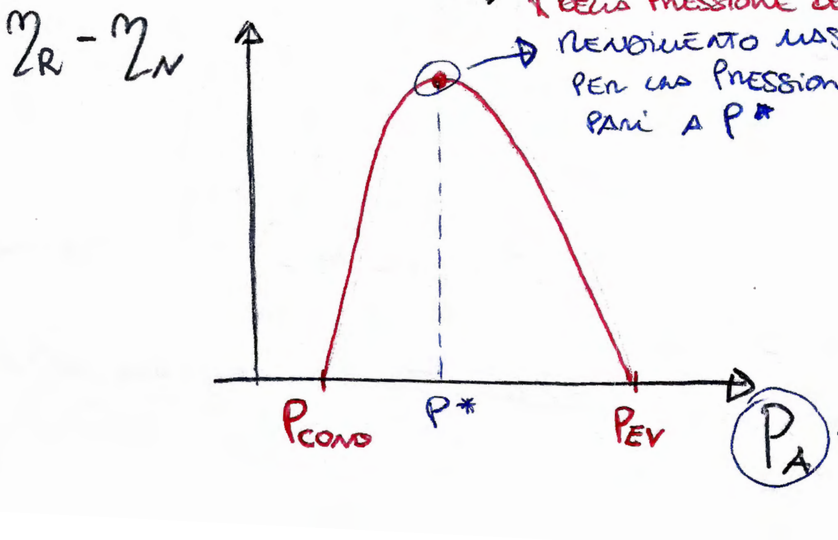
$$\boxed{\text{SE } m_A(h_3-h_A)>0, \Rightarrow \eta_R > \eta_N}$$

$$\Downarrow$$

$m_A(h_3-h_A)>0$ $\Longrightarrow$ $P_A = P_{COND}$ $\Longrightarrow$ $A \equiv 4$; $B \equiv 2$ $\Rightarrow \dot m_A = 0$

$\Longrightarrow$ $P_A = P_{EV}$ $\Longrightarrow$ $A \equiv 3$;

$\Downarrow$ [ANDAMENTO DELLA DIFFERENZA TRA IL RENDIMENTO DEL CICLO RIGENERATIVO E NON RIGENERATIVO AL VARIARE DELLA PRESSIONE DELLO SPILLAMENTO]



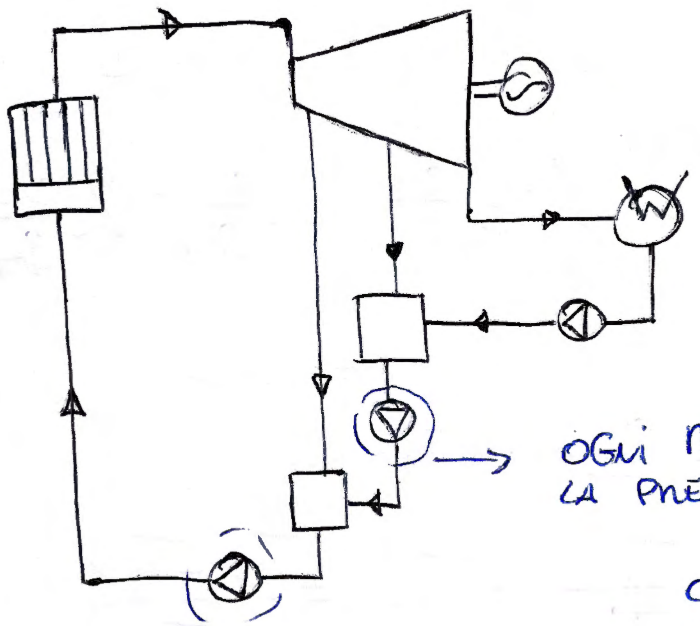
→ RENDIMENTO MASSIMO OTTENIBILE PER UNA PRESSIONE DELLO SPILLAMENTO PARI A P^*

P_A → PRESSIONE SPILLAMENTO

× AUMENTARE ULTERIORMENTE IL RENDIMENTO È POSSIBILE USARE PIÙ SPILLAMENTI ⟹ LO SCAMBIO TERMICO AVVIENE SOTTO ΔT RIDOTTI

⇓

SE $n_{\text{rigeneratori}} \longrightarrow \infty$ SI OTTIENE UNA CONDIZIONE SIMILE A QUELLA DELLA RIGENERAZIONE IDEALE



→ OGNI RIGENERATORE A MISCELA RICHIEDE LA PRESENZA DI UNA POMPA

⇓

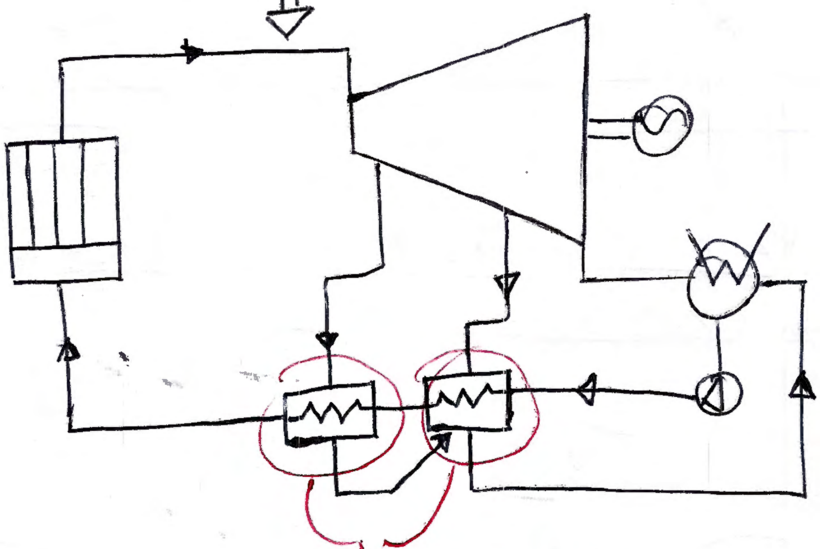
COMPLICAZIONE IMPIANTO

⇓

SI PREFERISCONO RIGENERATORI A SUPERFICIE

(SCAMBIATORI DI CALORE IN CUI L'ACQUA DI ALIMENTO VIENE RISCALDATA DAL VAPORE SPILLATO)

⇓



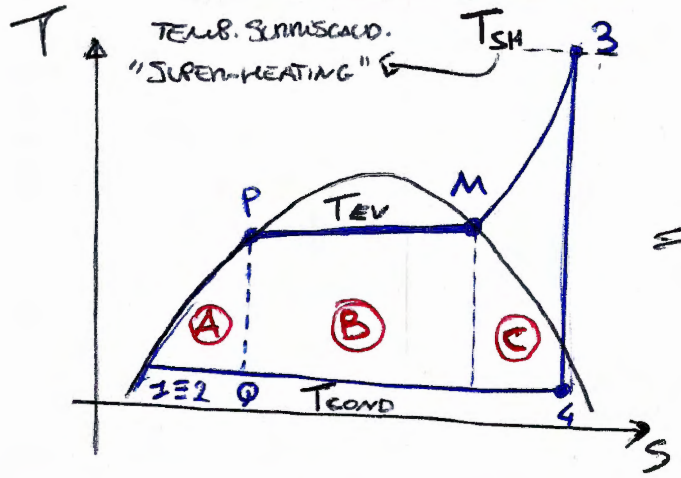
↓ RIGENERATORI A SUPERFICIE

↓

ACQUA DI ALIMENTO SI RISCALDA A SPESE DELLA CONDENSAZIONE DELLO SPILLAMENTO

* CICLO A VAPORE SURRISCALDATO *

X AUMENTARE IL RENDIMENTO ABBANDONO IL CICLO SATURO E SURRISCALDO IL VAPORE



SUDDIVIDO IL CICLO IN 3

$$\eta = \eta_A \frac{Q_A}{Q_{TOT}} + \eta_B \frac{Q_B}{Q_{TOT}} + \eta_C \frac{Q_C}{Q_{TOT}}$$

* RISPETTO AL CICLO SATURO AGGIUNGO C (CICLO TRIANGOLARE)

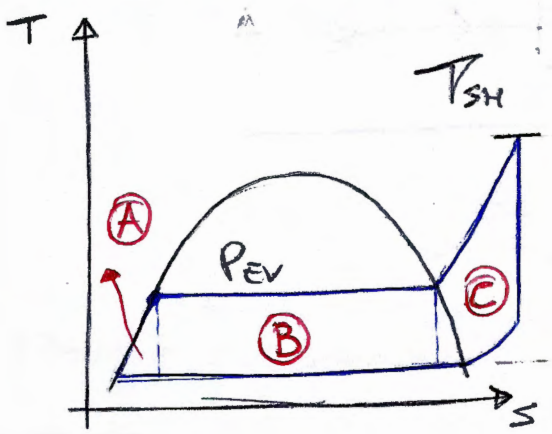
$$\eta_C = 1 - \frac{T_{COND}}{T_{ML,C}} \; ; \; T_{ML,C} = \frac{T_{SH} - T_{EV}}{\ln \frac{T_{SH}}{T_{EV}}}$$

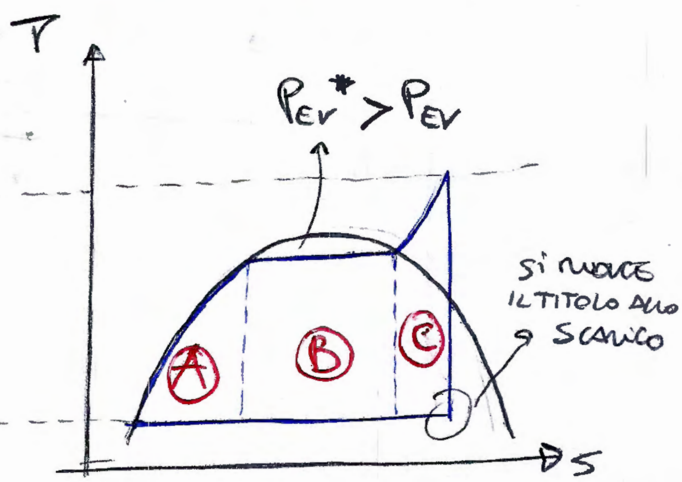
→ SICCOME $T_{SH} > T_{EV}$ ⇒ $\eta_C > \eta_B$ (AGGIUNTA DI SH INCREMENTA IL RENDIMENTO)

- OLTRE AD AUMENTARE IL RENDIMENTO, IL SURRISCALDAMENTO:
  - AUMENTA IL TITOLO DI VAPORE NEGLI ULTIMI STADI DELLA TURBINA
    - GARANTISCE UN RENDIMENTO DELLA TURBINA MIGLIORE
    - MINORI PROBLEMI DI USURA DELLA PALA (EROSIONE DELLE GOCCE DI ACQUA)

* SCELTA PARAMETRI OPERATIVI DEL CICLO *

- PRESSIONE DI EVAPORAZIONE



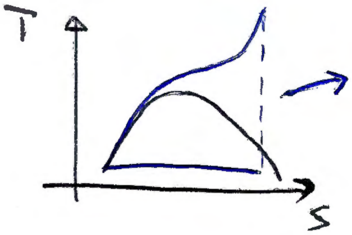


– L'AUMENTO DELLA PRESSIONE DI EVAPORAZIONE (A PARI T_{COND}, T_{SH}) IMPLICA L'AUMENTO DI RENDIMENTO DEI CICLI A, B, C

$\Downarrow$

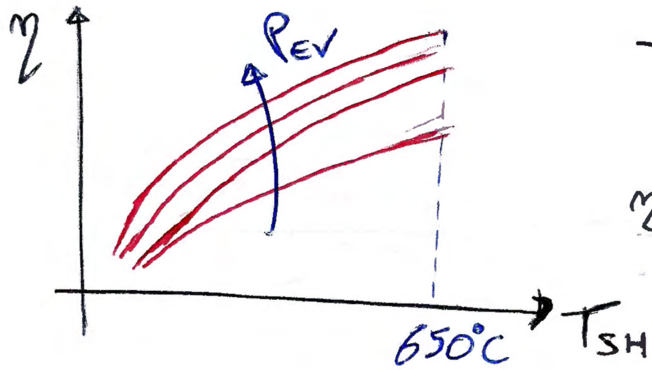
SE $P_{EV} \uparrow$ $\quad \eta_{\substack{CICLO \\ GLOBALE}} \uparrow$

CONCLUSIONE VALIDA ANCHE SE SI SUPERA LA $P_{CRITICA}$ (H_2O 221 bar)



→ CONVENIENTE ADOZIONE CICLI IPERCRITICI

* EFFETTO T_{SH}, E P_{EV} *



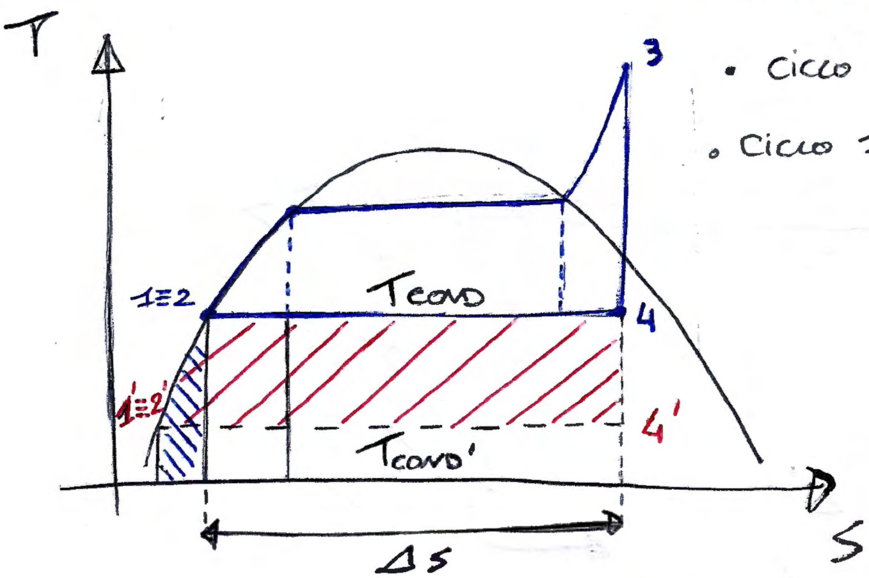
→ IL LIMITE DI INNALZAMENTO DI P_{EV}, T_{SH} È DETTATO DA MOTIVI ECONOMICI

$\eta \uparrow$

COSTI INVESTIMENTO $\uparrow$ (MATERIALI + RESISTENTI ecc → MAGGIORE SPESSORE TUBI)

* PRESSIONE DI CONDENSAZIONE *

→ LA RIDUZIONE DI P_{COND} (RIDUZIONE DI T_{COND}) AUMENTA IL RENDIMENTO



- CICLO 1→2→3→4 CONDENSA A T_{COND}
- CICLO 1'→2'→3→4' CONDENSA T_{COND}'

$T_{COND}' < T_{COND}$

$$\eta = \frac{L}{Q_{IN}} \qquad \eta' = \frac{L'}{Q'_{IN}} = \frac{L + \Delta L}{Q_{IN} + \Delta Q}$$

SE SI PONE $\eta^* = \dfrac{\Delta L}{\Delta Q}$

$$\eta' = \frac{L + \eta^* \Delta Q}{Q_{IN} + \Delta Q} \qquad \text{SE } \eta^* > \eta \Rightarrow \eta' > \eta$$

* DAL DIAGRAMMA T-S ΔQ

- $\Delta Q = C_{P\,LIQUIDO}\left(T_{COND} - T_{COND}'\right) = C_{P_L} \Delta T$

CALORE SPECIFICO A P = COST DELL'ACQUA

* ESSENDO I CICLI IDEALI ΔL È LA DIFFERENZA DELLE AREE RACCHIUSE DAI CICLI

$\Downarrow$

$$\Delta L \simeq \Delta S \cdot \Delta T_{COND} \quad (\text{PER DIFETTO})$$

$$\Delta S = S_4 - S_2 = \frac{h_4 - h_2}{T_{COND}} = \frac{X_4 \, \Delta h_{EV}(T_{COND})}{T_{COND}}$$

Es. CONSIDERIAMO VALORI TIPICI (INDICATIVI)

$T_{COND} = 310K = 36,85°C$

$X_4 = 0,85$

$\Delta h_{EV}(310K) = 2414 \; \frac{kJ}{kg}$

$C_{P_L} = 4,16 \; \frac{kJ}{kg\,K}$

$\Downarrow$

$$\eta^* = \frac{0,85 \cdot 2414}{4,16 \cdot 310} = 1,59 \Longrightarrow \eta^* > \eta$$

$\Downarrow$

$$\eta' > \eta$$

[SE $P_{COND} \downarrow$ $\eta' \uparrow$]

- LIMITI ALL'ABBASSAMENTO DI PRESSIONE:
  - POSSIBILITÀ DI INFILTRAZIONE DI ARIA
  - DIMINUZIONE DEL TITOLO ALLO SCARICO DELL'ESPANSIONE
  - LA P_{COND} NON PUÒ ESSERE INFERIORE ALLA PRESSIONE DI SATURAZIONE CORRISPONDENTE ALLA TEMPERATURA DEL SERBATOIO FREDDO