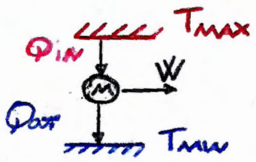
CICLI TERMODINAMICI

↳ 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 fredda a una calda a spese di lavoro meccanico → **CICLI INVERSI**

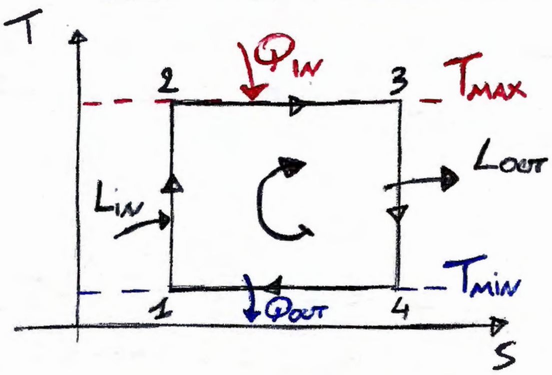


CICLI MOTORI

- ~~ESTERNAMENTE~~ **REVERSIBILI**: cicli che non presentano irreversibilità e possono essere percorsi in senso inverso

⇓

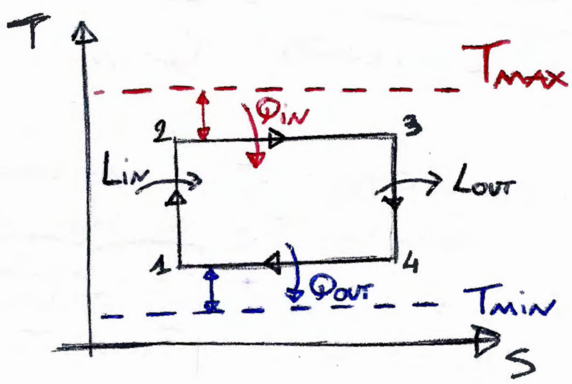
Es. Ciclo di Carnot che opera tra le sorgenti $T_{MIN} = T_1$ e $T_{MAX} = T_2$ scambiando calore sotto ΔT infinitesimi



- **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:

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

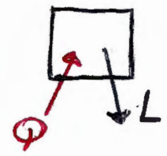
⇓

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

↳ Trasformazione irreversibile

- **CICLO IRREVERSIBILE**: PRESENTI IRREVERSIBILITÀ

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



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

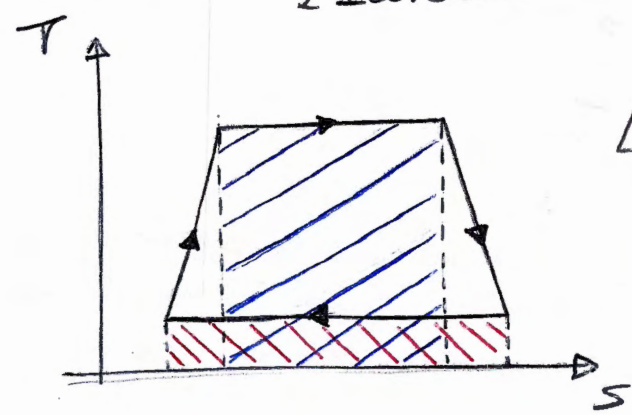
$$\underbrace{L_{NETTO} = L_{OUT} - L_{IN} = Q_{IN} - Q_{OUT}}_{\text{CICLO CHIUSO}}$$

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

⇓

NON VERO X UN CICLO REALE

⇓ 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 = $\frac{\text{EFFETTO UTILE}}{\text{RISORSA IMPIEGATA}} = \frac{L_{NETTO}}{Q_{IN}} = \eta_I$
  RENDIMENTO

- 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

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

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} → 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

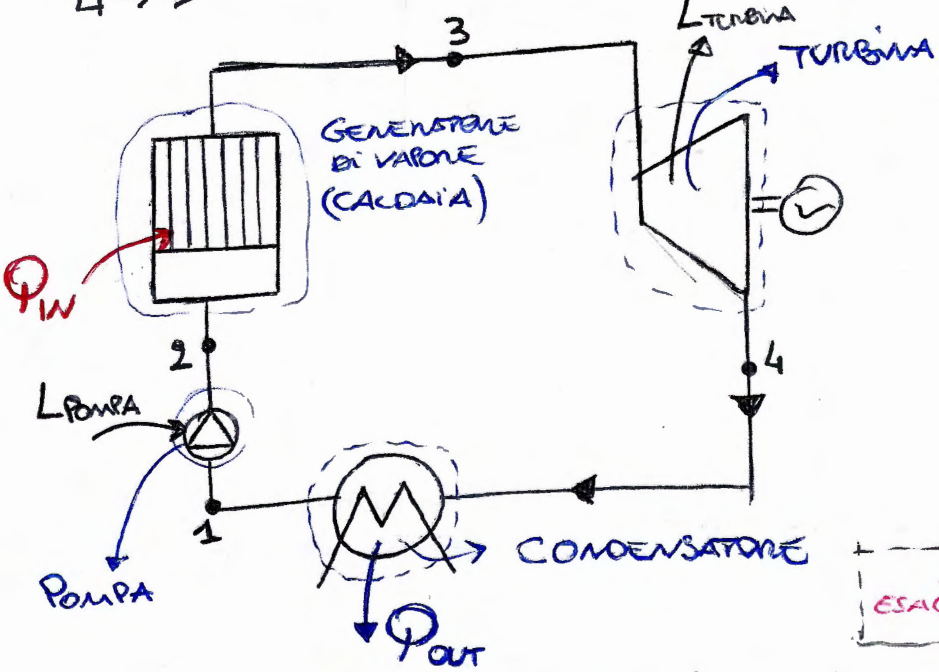
- IL CICLO RANKINE È COMPOSTO DA 4 TRASFORMAZIONI

1→2 COMPRESSIONE IN FASE LIQUIDA (IDEALMENTE ISOENTROPICA)

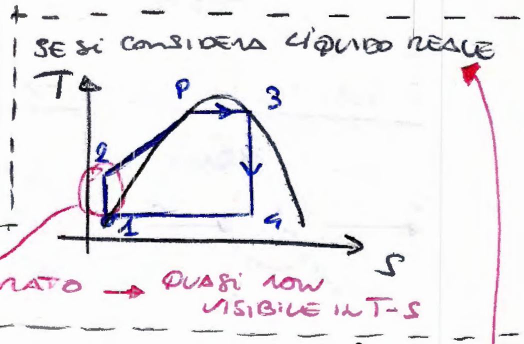
2→3 RISCALDAMENTO (IDEALMENTE ISOBARO)

3→4 ESPANSIONE (IDEALMENTE ISOENTROPICA)

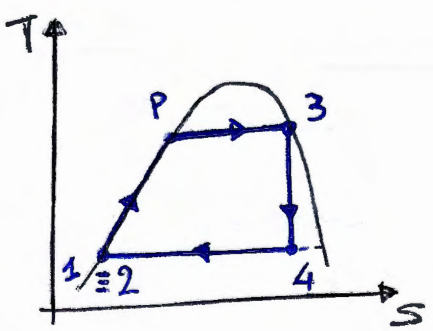
4→1 RILASCIO DEL CALORE

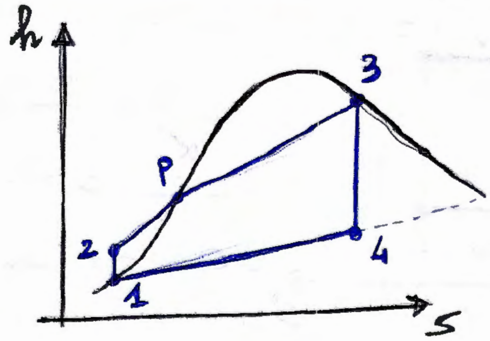


SCHEMA DI IMPIANTO CICLO RANKINE



ANALISI DEL CICLO IDEALE A VAPORE SATURO (USCITA GENERATORE DI VAPORE $X = 1$)





* LIQUIDO INCOMPRIMIBILE $1 \equiv 2$ → 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

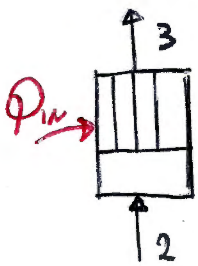
TRASFORMAZIONE 2→3 ⟹ GENERATORE DI VAPORE

2 → P RISCALDAMENTO FASE LIQUIDA

P → 3 CAMBIAMENTO DI FASE DA LIQUIDO A VAPORE

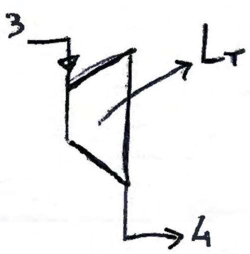
⇓

ISOTERMOBARICA



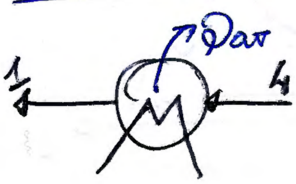
$$\Phi_{IN} = h_3 - h_2 \quad \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

TRASFORMAZIONE 3→4 (ESPANSIONE) → ISOENTROPICA



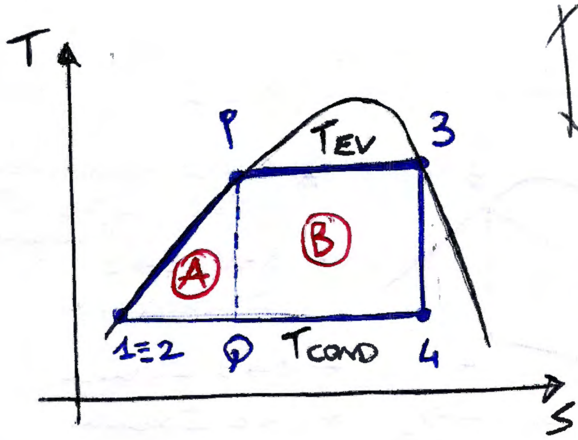
$$L_T = h_3 - h_4 = -\int_{P_3}^{P_4} v\,dP$$

TRASFORMAZIONE 4→1 (CESSIONE DI CALORE)



$$\Phi_{OUT} = h_4 - h_1$$

↳ 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≡2, P, Φ

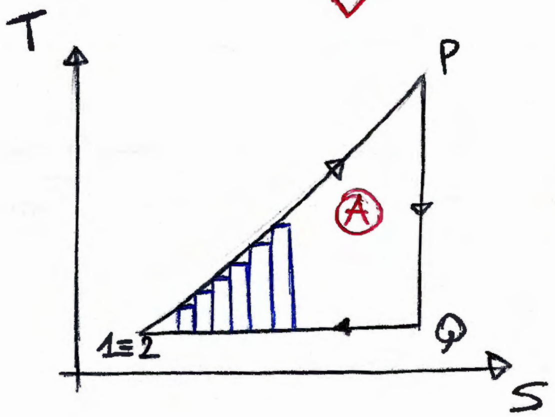
RENDIMENTO DEL CICLO GLOBALE

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

$$\eta_A \rightarrow \frac{L_A}{\Phi_A} \qquad\qquad \eta_B \rightarrow \frac{L_B}{\Phi_B} \rightarrow 1 - \frac{T_{COND}}{T_{EV}} \rightarrow \text{CICLO DI CARNOT}$$

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

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

($d\Phi = c_L \, dT$)

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

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

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

T_{ML} → TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

$$T_{ML} = \frac{T_{EV} - T_2}{\ln \frac{T_{EV}}{T_2}} = \frac{T_{EV} - T_{COND}}{\ln \frac{T_{EV}}{T_{COND}}}$$

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

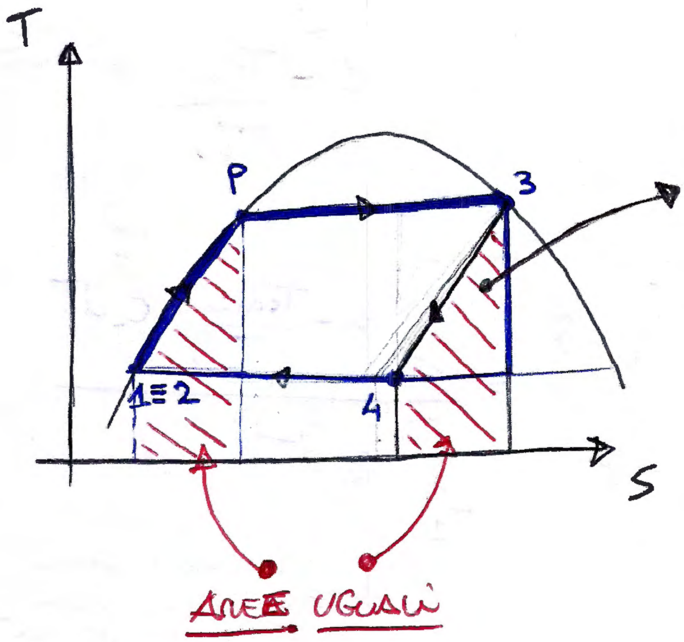
$\Downarrow$

[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)]

× 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)

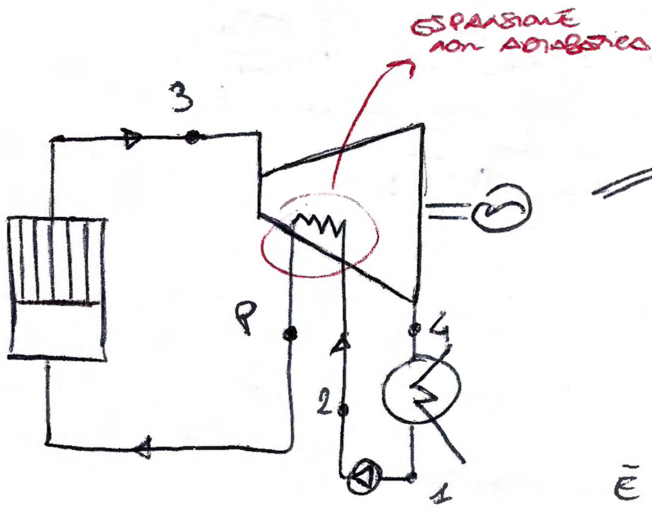
→ Avviene un trasferimento di energia termica internamente al ciclo

↓

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

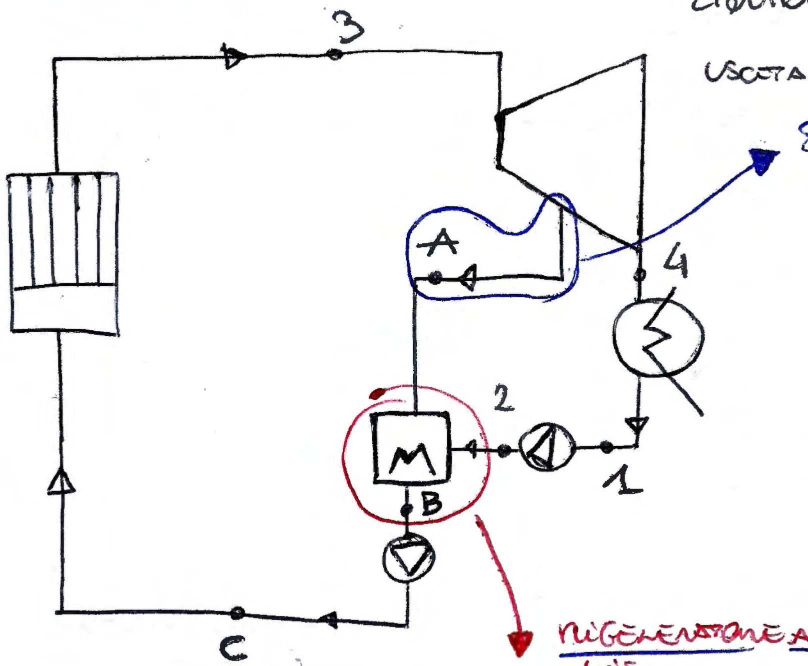
RIGENERAZIONE A MISCELA $\Longrightarrow$ MIXER

MISCELA ISOBARICA CALDA/FREDDA — LIQUIDO 2 CON VAPORE (UMIDO) A

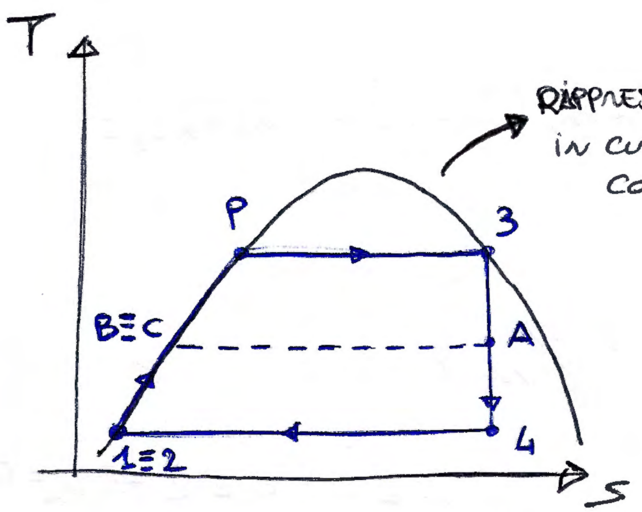
$\Downarrow$

USCITA È LIQUIDO CON $T_B > T_2$

SPILLAMENTO RIGENERATIVO



RIGENERAZIONE 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

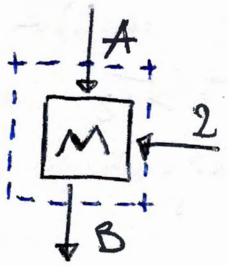
↓

(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 $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = 1\,kg/s = \dot{m}_2$

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



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

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

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

$$\Downarrow$$

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

• RENDIMENTO CICLO RIGENERATIVO

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

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

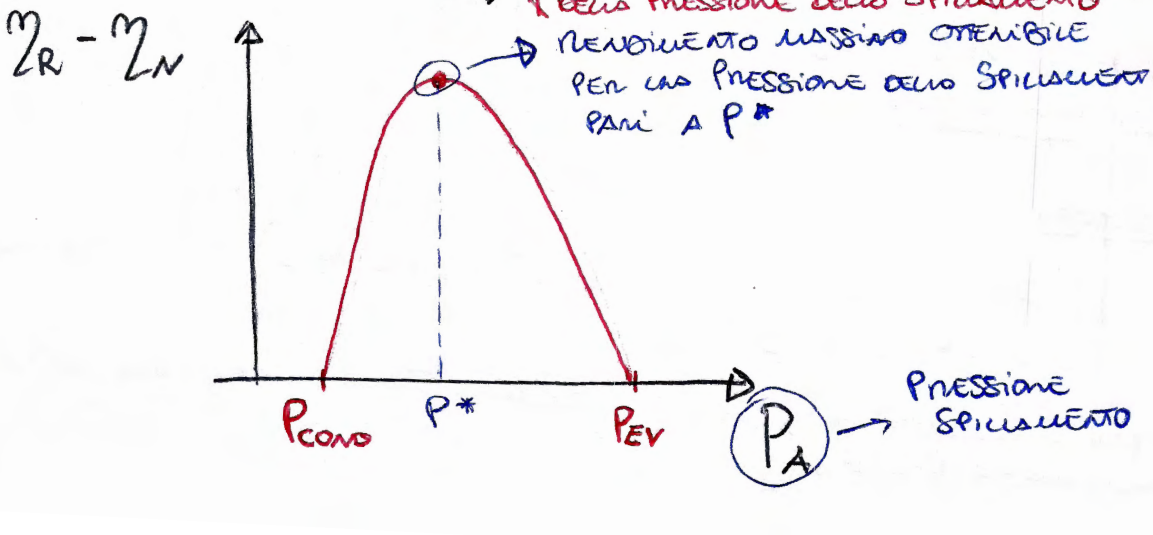
SE $m_A(h_3-h_A)>0$, $\Longrightarrow \eta_R > \eta_N$

$\Downarrow$

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

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

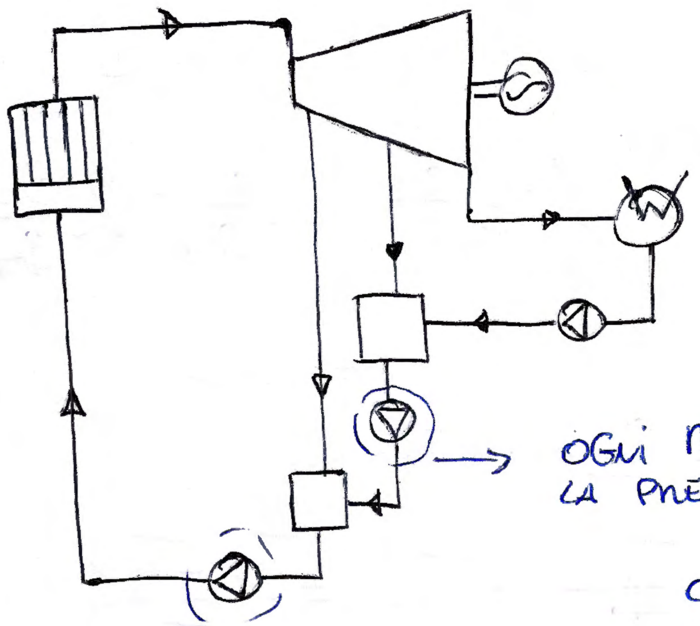
$\Downarrow$ ANDAMENTO DELLA DIFFERENZA TRA IL RENDIMENTO DEL CICLO RIGENERATIVO E NON RIGENERATIVO AL VARIARE DELLA PRESSIONE DELLO SPILLAMENTO



× Aumentare ulteriormente il rendimento è possibile usare più spillamenti ⟹ lo scambio termico avviene sotto ΔT ridotti

⇓

Se $n_{rigeneratori} \rightarrow \infty$ si ottiene una condizione simile a quella della rigenerazione ideale



→ ogni rigeneratore a miscela richiede la presenza di una pompa

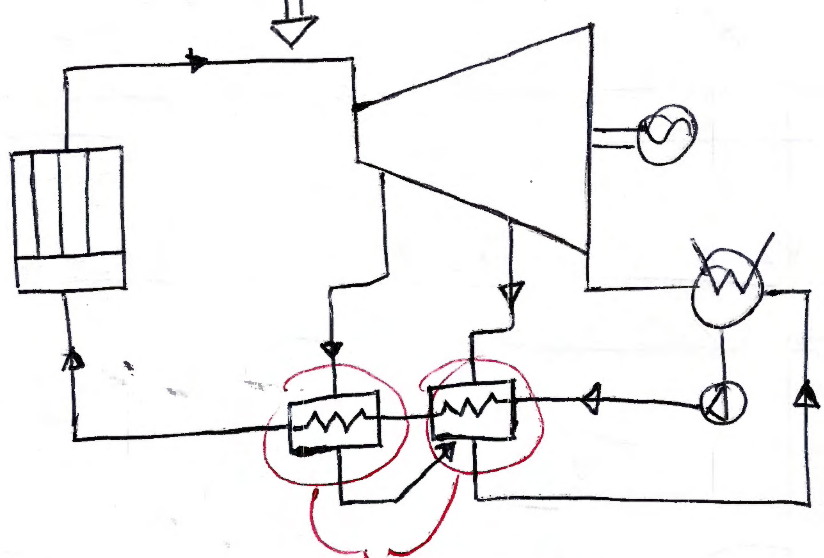
⇓

complicazione impianto

⇓

Si preferiscono rigeneratori a superficie (scambiatori di calore in cui l'acqua di alimento viene riscaldata dal vapore spillato)

⇓



rigeneratori a superficie

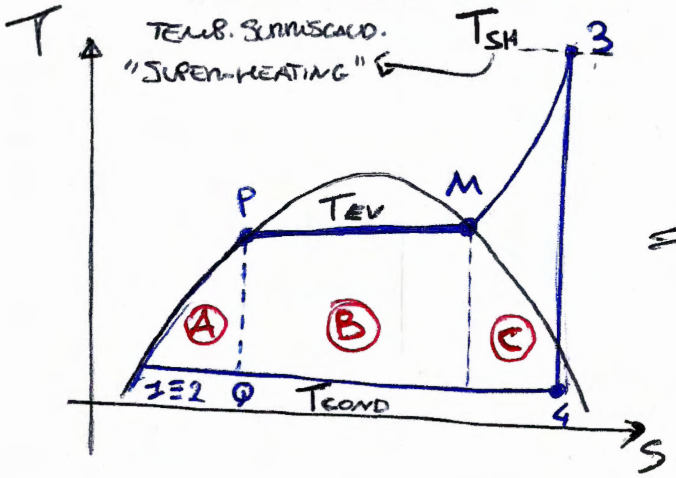
↓

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:

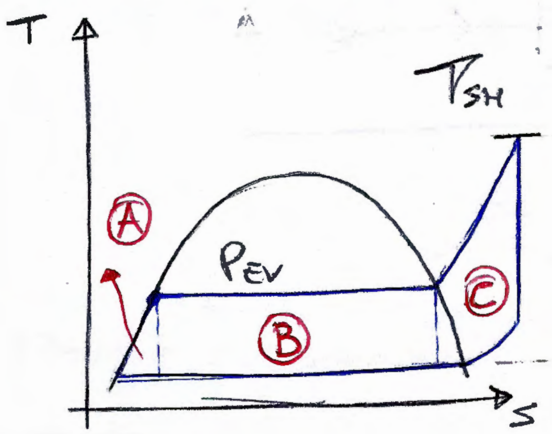
– AUMENTA IL TITOLO DI VAPORE NEGLI ULTIMI STADI DELLA TURBINA

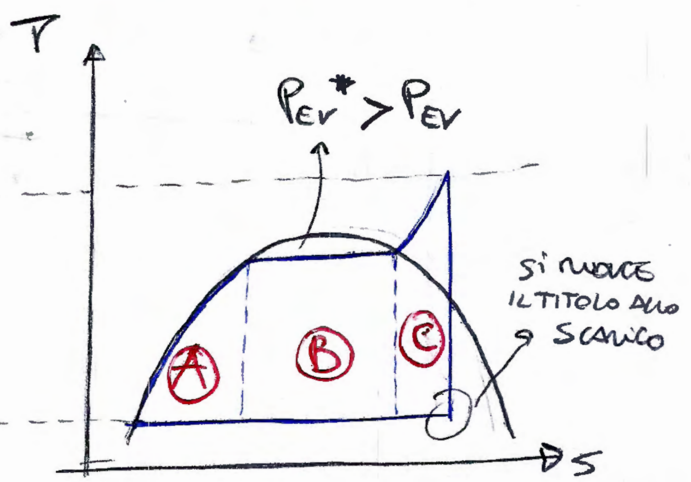
↙ GARANTISCE UN RENDIMENTO DELLA TURBINA MIGLIORE

↓ MINORI PROBLEMI DI USURA DELLA PALA (EROSIONE DELLE GOCCE DI ACQUA)

* SCELTA PARAMETRI OPERATIVI DEL CICLO *

– PRESSIONE DI EVAPORAZIONE



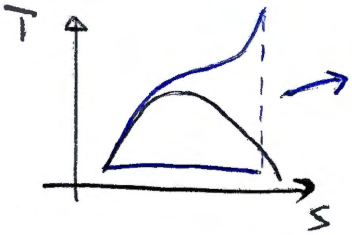


– L'AUMENTO DELLA PRESSIONE DI EVAPORAZIONE (A PARI T_{COND}, T_{SH}) IMPLICA L'AUMENTO DI RENDIMENTO DEI CICLI A, B, C

$$\Downarrow$$

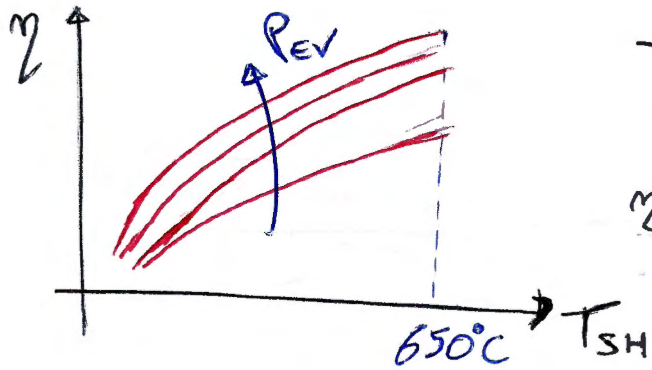
SE $P_{EV} \uparrow$ $\quad \eta_{\substack{CICLO \\ GLOBALE}} \uparrow$

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



→ CONVENIENTE ADOZIONE CICLI IPERCRITICI

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

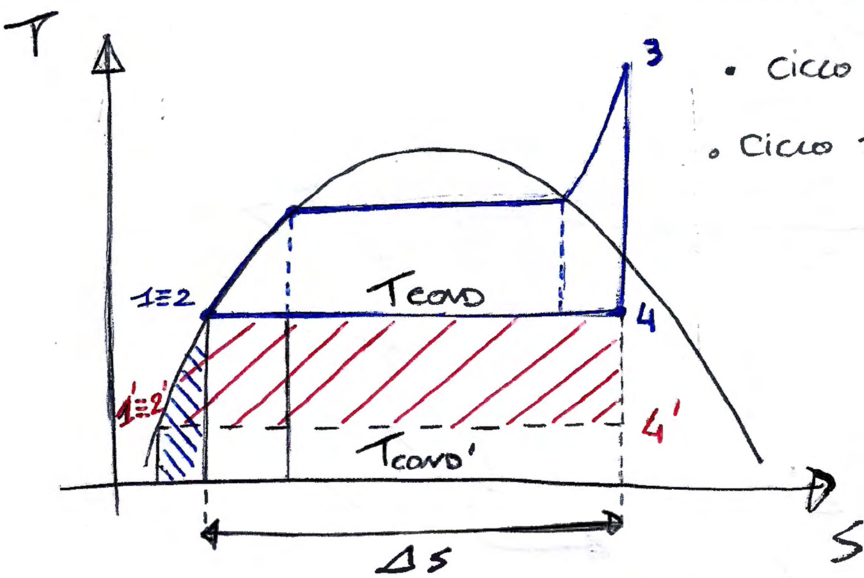


→ IL LIMITE DI INNALZAMENTO DI P_{EV}, T_{SH} È DETTATO DA MOTIVI ECONOMICI

$\eta \uparrow$

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

* PRESSIONE DI CONDENSAZIONE * → UNA 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 $\eta^* = \dfrac{\Delta L}{\Delta Q}$

CV 9

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

* DAL DIAGRAMMA T-S ΔQ

- $\Delta Q = c_{p\,LIQUIDO} \left(T_{COND} - T_{COND}' \right) = c_{p_L} \Delta T$

c_{p_L} → CALORE SPECIFICO A P = cost DELL'ACQUA

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

⇓

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

$$\Delta S = S_4 - S_2 = \frac{h_4 - h_2}{T_{COND}} = \frac{x_4 \, \Delta h_{EV}(T_{COND})}{T_{COND}}$$

Es. CONSIDERIAMO VALORI TIPICI (INDICATIVI)

$T_{COND} = 310\,K = 36{,}85\,°C$

$x_4 = 0{,}85$

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

$c_{p_L} = 4{,}16 \frac{kJ}{kg\,K}$

⇓

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

⇓

$$\eta' > \eta$$

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

– LIMITI ALL'ABBASSAMENTO DI PRESSIONE:

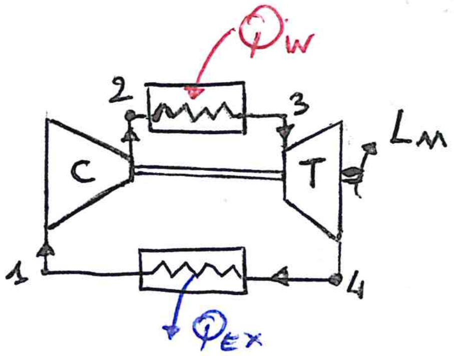
- POSSIBILITÀ DI INFILTRAZIONE DI ARIA
- DIMINUZIONE DEL TITOLO ALLO SCARICO DELL'ESPANSIONE
- LA P_{COND} NON PUÒ ESSERE INFERIORE ALLA PRESSIONE DI SATURAZIONE CORRISPONDENTE ALLA TEMPERATURA DEL SERBATOIO FREDDO

* CICLO JOULE-BRAYTON *

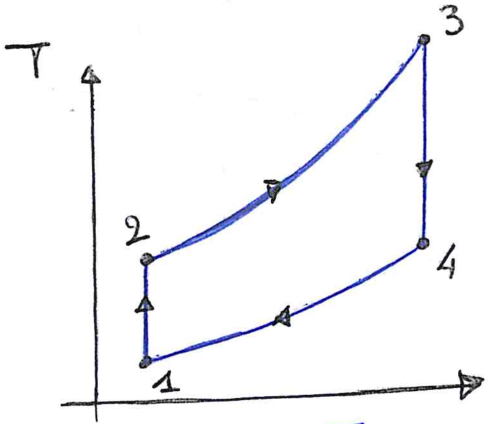
↳ Ciclo a gas che utilizza fluido nel campo di temperature superiori a quella critica

Trasformazioni:

* Compressione adiabatica (isoentropica)
* Riscaldamento (idealmente isobaro)
* Espansione adiabatica (isoentropica)
* Cessione di calore (idealmente isobaro)



Schema di impianto ciclo Joule Brayton chiuso



→ x ciclo ideale $\underbrace{1 \to 2 \text{ e } 3 \to 4}_{\text{isoentropiche}}$

Diagramma T-S di un ciclo chiuso a gas ideale

Rapporto di compressione: $\beta = \frac{P_2}{P_1}$ (x ciclo ideale è uguale a $\frac{P_3}{P_4}$)

Rendimento del ciclo ideale:

$$\eta = \frac{\text{Effetto utile}}{\text{Risorse impiegate}} = \frac{\text{Lavoro utile}}{\text{Calore entrante}} = \frac{\underset{\text{lavoro turbina}}{L_T} - \underset{\text{lavoro compressione}}{L_C}}{\Phi_{IN}} =$$

$$= \frac{\overbrace{\Phi_{IN} - \Phi_{EX}}^{L_T - L_C = L_M}}{\Phi_{IN}} = 1 - \frac{\Phi_{EX}}{\Phi_{IN}}$$

→ Aggiungo ipotesi di gas ideale a $c_p = \text{cost}$

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

moltiplico e divido per T_1, T_2

→ LE TRASFORMAZIONE 1→2 E 3→4 SONO ISOENTROPICHE

$$\theta = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\theta} = \beta^{\theta} \qquad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\theta} = \beta^{\theta}$$

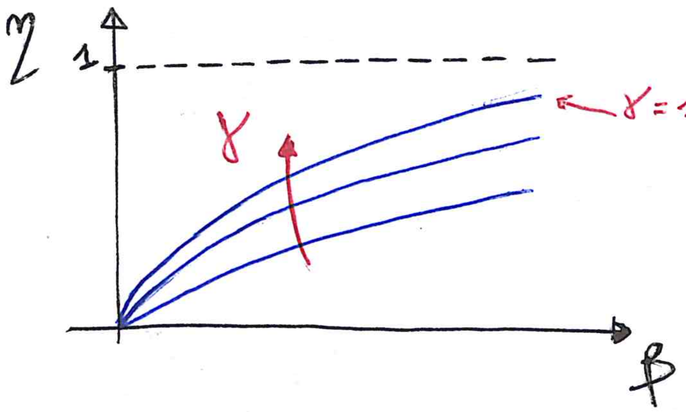
$$\Downarrow$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \Longrightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$\Downarrow$$

$$\eta_I = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \beta^{-\theta}$$

RENDIMENTO DEL CICLO IDEALE INDIPENDENTE DA T_3
DIPENDE SOLO DA β E DAL FLUIDO (θ)



← $\gamma = 1,6$ (GAS MONOATOMICO)

- A PARI β IL RAPPORTO $\frac{T_1}{T_2}$ DIPENDE DA $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

ES. · GAS BIATOMICO $\gamma = 1,4$
· MULTIATOMICO N ELEVATO $\gamma \to 1$

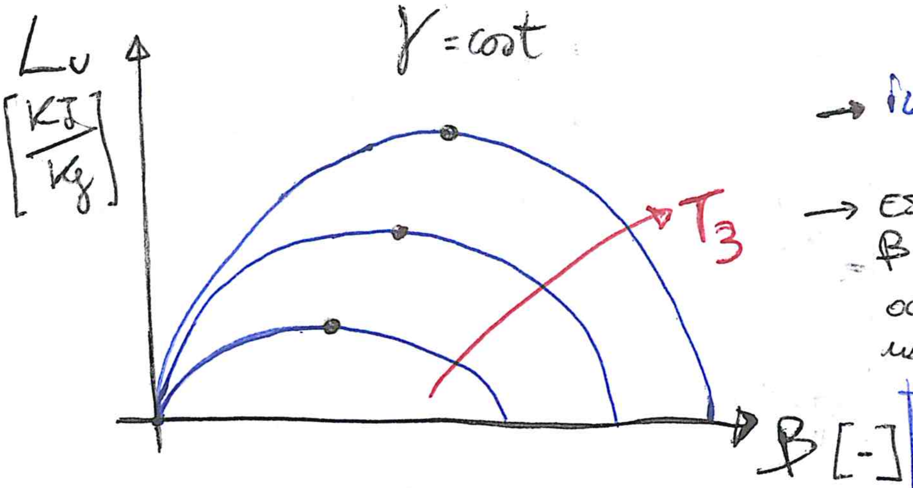
LAVORO UTILE DEL CICLO IDEALE:

$$L_u = L_T - L_C = \eta_I \Phi_{IN} = \underbrace{\left(1 - \beta^{-\theta}\right)}_{\eta_I} \underbrace{c_p(T_3 - T_2)}_{\Phi_{IN}} =$$

$$= \left(1 - \beta^{-\theta}\right) \underbrace{\frac{\gamma}{\gamma - 1} R}_{c_p} T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta^{\theta}\right)$$

$$\begin{pmatrix} c_p = c_v + R \\ \gamma = \frac{c_p}{c_v} \end{pmatrix}$$

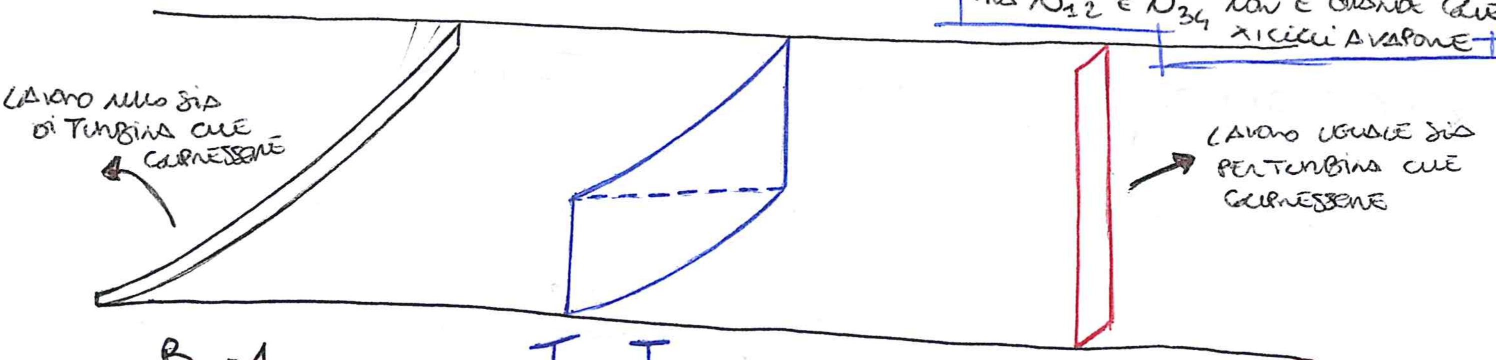
- A PARI PORTATA ELABORATA, UN AUMENTO DEL LAVORO UTILE IMPLICA UN AUMENTO DELLA POTENZA DELLA MACCHINA $(P = \dot{m} L_u)$
→ LA PORTATA CONDIZIONA LA SEZ. PASSAGGIO (INGOMBRI) DEI COMPONENTI E DI CONSEGUENZA I COSTI.
↳ SE $L_u \uparrow$ COSTO SPECIFICO $\frac{€}{kW} \downarrow$



→ Il Lavoro utile ↑ T_3 ↑

→ Esiste un rapporto di compressione β che massimizza Lu per ogni valore T_3 di temperatura massima del ciclo

L_T e L_C sono confrontabili $\int v\,dP$ dal momento che la differenza tra v_{12} e v_{34} non è grande come x cicli a vapore



$\beta \to 1$

$\eta \to 0$

$L_u \to 0$

$T_2 = T_4$

$L_u = MAX$

$$\frac{\partial L_u}{\partial \beta} = 0 \, ; \; \beta^{\Theta} = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$$

$\beta \to MAX \quad T_2 \to T_3$

$\eta \to MAX$

$L_u = 0$

Generalità del Ciclo Reale ⟹ differenti dai cicli quasi ideali

Differenze principali:

① Introduzione del calore nel ciclo avviene attraverso la combustione

⇓

Ad ogni ciclo si deve sostituire il fluido di lavoro per apportare il combustibile

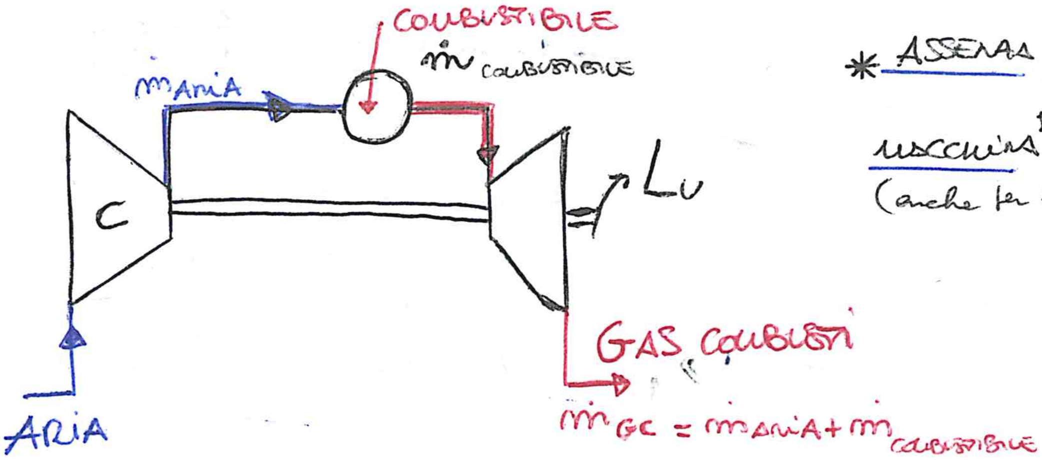
② Il fluido di lavoro è necessariamente aria aspirata alle condizioni ambiente (apporto di O_2 necessario per la combustione)

↳ La composizione del fluido cambia a valle della combustione (reaz. chimica)

③ La cessione di calore all'ambiente avviene per dispersione dei gas (non si utilizza nessuno scambiatore)

⇓

Ciclo Aperto (Combustione Interna)



* ASSENZA DI SCAMBIATORI

⇓

MACCHINA LEGGERA E COMPATTA
(anche per scopi propulsivi)

* I GAS COMBUSTI ESPANDONO DIRETTAMENTE IN TURBINA

⇓

DEVO EVITARE SPORCAMENTO ⟷ NO CENERI / NO METALLI ALCALINI

⇓

DEVO UTILIZZARE COMBUSTIBILI "PREGIATI"
(GAS NATURALE, CHEROSENE)

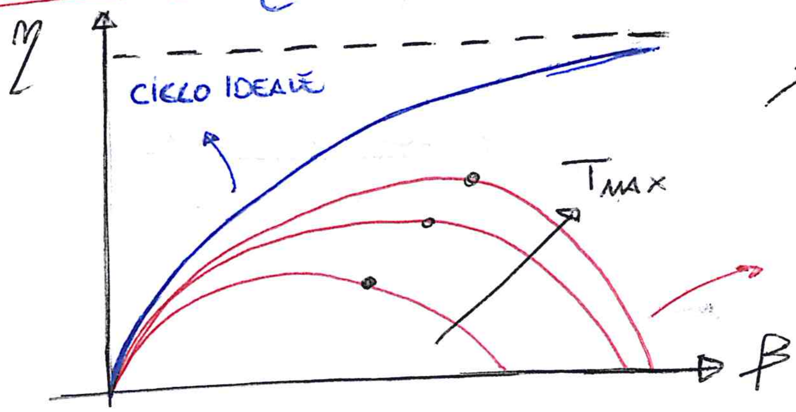
4. COMPRESSIONE E ESPANSIONE NON SONO ISOENTROPICHE
$\eta_{is} < 1$

5. LA FASE DI INTRODUZIONE DEL CALORE NON È ISOBARA, SONO PRESENTI PERDITE DI CARICO

6. PERDITE DI CARICO ALL'ASPIRAZIONE E ALLO SCARICO

7. PERDITE MECCANICHE (es. CUSCINETTI), PERDITE ELETTRICHE (es. ALTERNATORE)

LA NON IDEALITÀ DELLA FASE DI COMPRESSIONE ED ESPANSIONE MODIFICA L'ANDAMENTO DEL η TROVATO x CICLO IDEALE



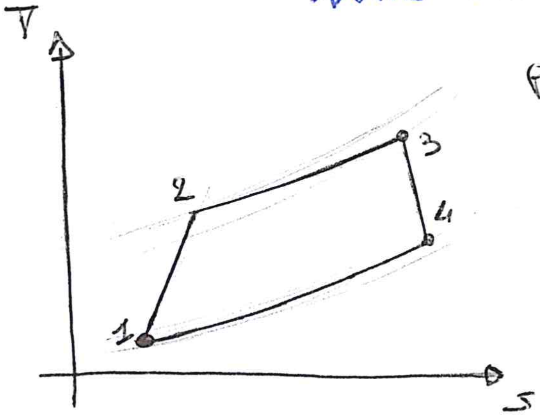
x OGNI T_{MAX} ESISTE UN β CHE REALIZZA IL η_{MAX}

CICLI REALI

x un ciclo reale l'aumento di T_{max} ha un effetto positivo sia sul rendimento che sul carico specifico

⇓

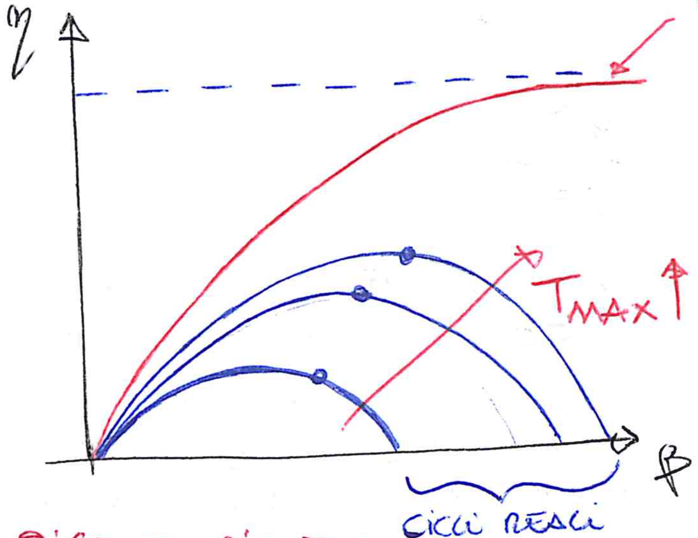
Materiali / raffreddamento delle zone calde



$P_3 < P_2$; $P_4 > P_1$ $\beta_{comp} > \beta_{exp}$

$L_{comp,reale} > L_{comp,id}$; $L_{T,reale} < L_{T,ideale}$

$L_{net,reale} < L_{netto,id}$



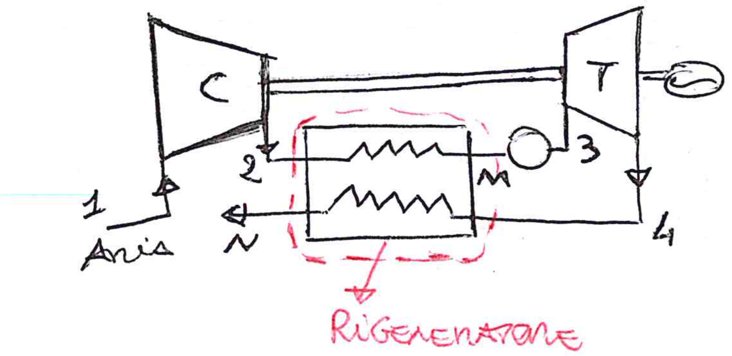
• La non idealità della fase di compressione ed espansione porta ad annullare il η per β elevati

$$L_{netto} = L_{is,T}\,\eta_{is,T} - \frac{L_{is,comp}}{\eta_{is,c}}$$

Rigenerazione

In un ciclo a gas rigenerativo il calore contenuto nei gas di scarico dalla turbina ~~viene~~ a temperatura elevata viene utilizzato per preriscaldare l'aria all'uscita del compressore

_ Affinché si possa rigenerare si deve avere $T_4 > T_2$

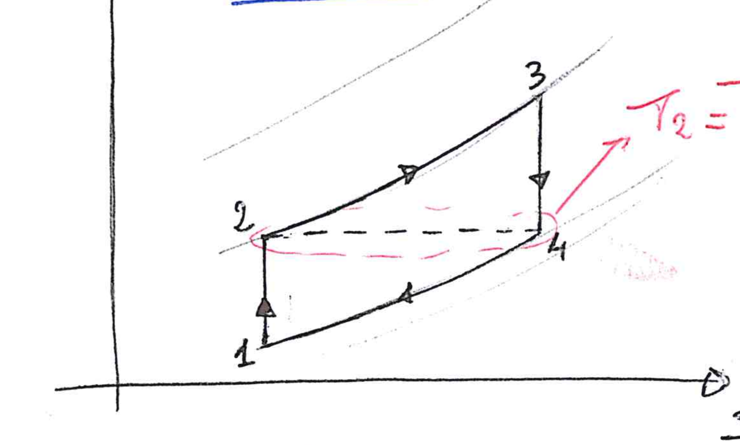


Caso ideale:

- Fluido con c_p = cost
- η macchine = 1
- No perdite di carico
- No perdite termiche

- Per ogni valore di T_3 esiste un valore β_{lim} per il quale $T_4 = T_2$
- Se $\beta < \beta_{lim}$ è possibile rigenerare

* Rappresentazione ciclo $\beta = \beta_{lim}$ *

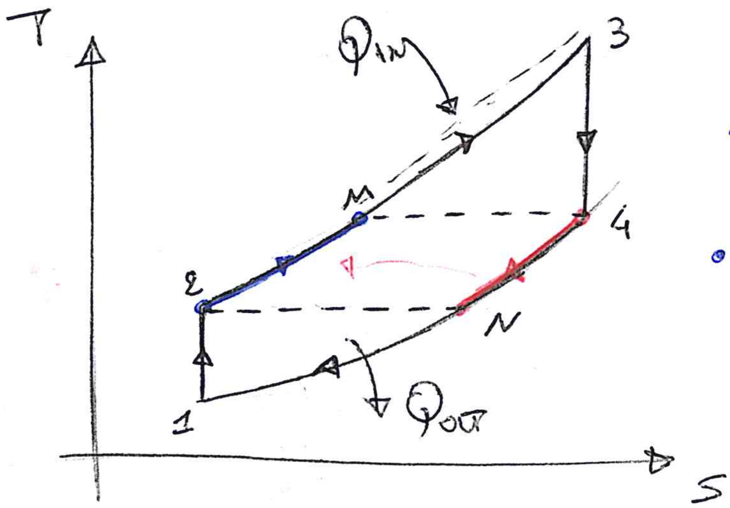


$T_2 = T_4$ $\qquad \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} = \beta_{lim}$

* Ciclo rigenerativo ideale *

$T_4 = T_M$

$T_2 = T_N$



- Il lavoro utile del ciclo rimane invariato rispetto al ciclo semplice
- Grazie al preriscaldamento nel rigeneratore (2 — M) Q_{IN} introdotto dall'esterno nel ciclo diminuisce (M-3)

$\Downarrow$

$$\boxed{\eta_{RIG} > \eta_{semplice} \ (\text{ideale})}$$

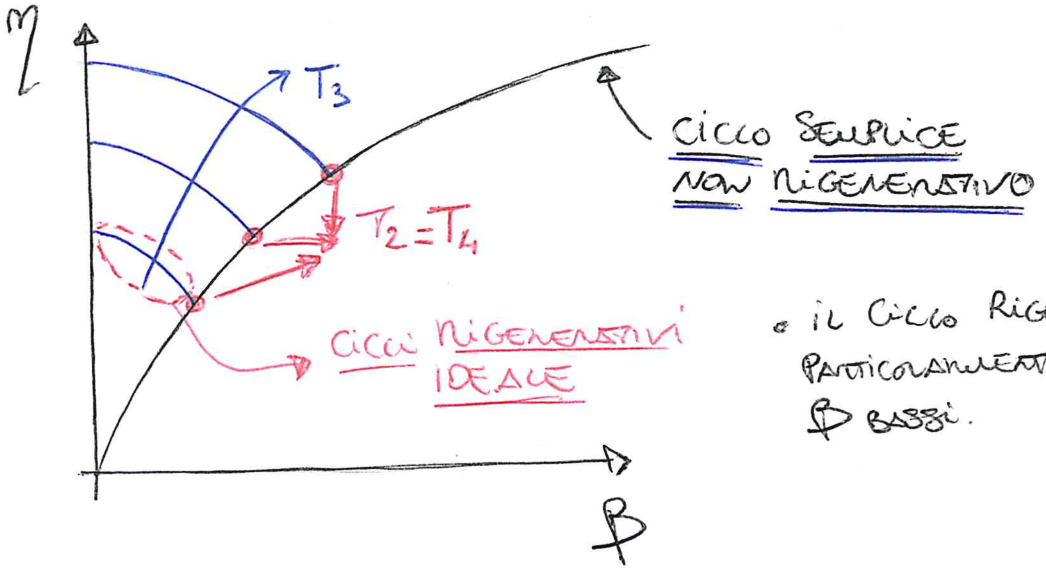
$$\eta_{RIG} = \frac{L_u}{Q_{IN}} = \frac{Q_{IN} - Q_{OUT}}{Q_{IN}} = 1 - \frac{Q_{OUT}}{Q_{IN}} = 1 - \frac{\cancel{c_p}(T_N - T_1)}{\cancel{c_p}(T_3 - T_M)} =$$

$c_p = \text{cost}$

$$= 1 - \frac{(T_2 - T_1)}{(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)}{T_4\left(\frac{T_3}{T_4} - 1\right)} = 1 - \frac{T_1(\beta^{\vartheta} - 1)}{T_4(\beta^{\vartheta} - 1)} =$$

Rigenerazione ideale $T_4 = T_M$ $T_2 = T_N$

$$= 1 - \frac{T_1}{T_4} = 1 - \frac{T_1}{T_3}\beta^{\vartheta}$$



- Il ciclo rigenerativo risulta particolarmente vantaggioso per β bassi.