

IMPIANTI A VAPORE

Grandi impianti termoelettrici

Propulsione navale

Industrie chimica / petrolchimica

MACCHINA A VAPORE
ALTERNATIVA (1800-1900)

→ Trazione ferroviaria
→ Navi a vapore
→ Macchine e utensili industriali

VAPORE D'ACQUA E PIANO T-S

Sotto la campana (vapore saturo) le isobare coincidono con le isoterme (p_s e T_s sono una funzione dell'altra).

Definiamo CALORE LATENTE l'energia necessaria a completare un passaggio di fase.

Il calore latente è tanto maggiore quanto più lungo è il tratto dell'isobare sotto la campana. Avvicinandoci al punto critico, il calore latente tende a 0.

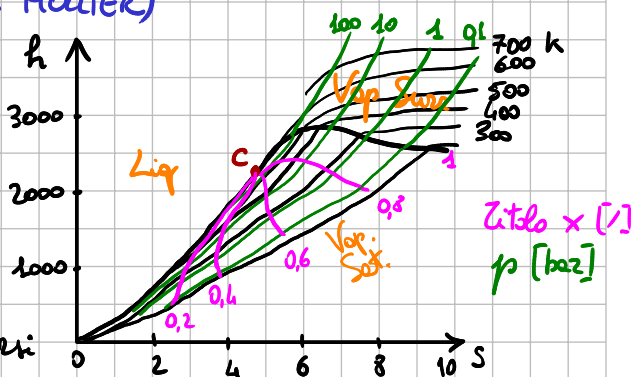
A $T_s \approx 300 \text{ K}$, $p_s \approx 0,1 \text{ bar}$, v molto elevato ($1 \sim 10 \text{ m}^3/\text{kg}$ circa)

VAPORE D'ACQUA E PIANO h-s (DIAGR. DI MOLLIER)

Le curve isotitolo convergono nel p.to crit.

Come vapore saturo, le isobare hanno inclinazione proporzionale alla temperatura.

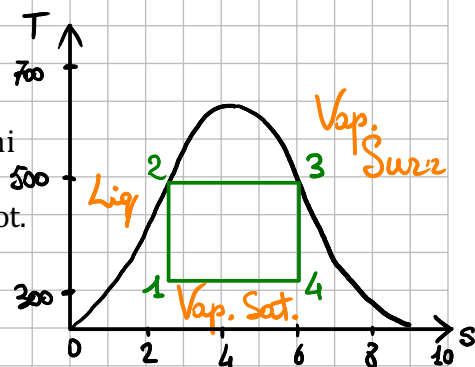
Come vapore surriscaldato, le isoterme tendono a diventare orizzontali al ridursi della pressione, perché il vapore inizia a comportarsi come un gas perfetto ($h \propto T$).



CICLI A VAPORE

Un impianto a vapore permette di realizzare adduzioni e sottrazioni di calore isoterme (all'interno della curva a campana del vapore saturo). In questo modo, il ciclo si avvicina all'idea del ciclo di Carnot.

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}}$$



LIMITI FISICI

Non è possibile realizzare una compressione di un fluido dalle condizioni di vapore a titolo basso a quelle di liquido saturo (non con rendimenti elevati, sicuramente non isoentropica).

Inoltre, una macchina capace di sostenere questo ciclo sarebbe troppo ingombrante e assorbirebbe troppa energia per la compressione (bassa potenza utile sulla potenza ottenuta dalla turbina).

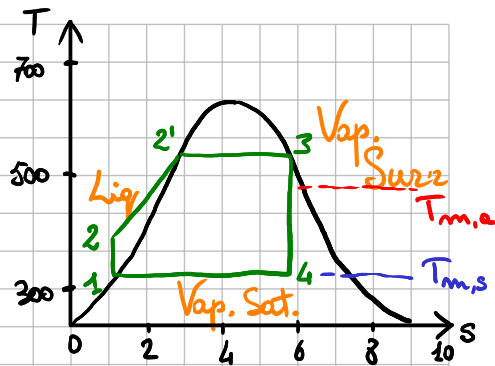
Come ovviare a questo problema? Semplicemente, nel punto 1 lavoriamo direttamente con un liquido, sostituendo il compressore con una meno dispendiosa pompa. Il fluido passa a vapore saturo in fase di adduzione di calore.

CICLO RANKINE

- ▷ GEN. DI VAPORE: adduce calore al liquido (2-2')
poi al vapore saturo (2'-3).
 - ▷ TURBINA per espansione
 - ▷ CONDENSATORE per sottrazione
 - ▷ POMPA per indilizzare il liquido
- $T_{me} < T_3$
 $T_{ms} \approx T_1$

$$T_{me} < T_3$$

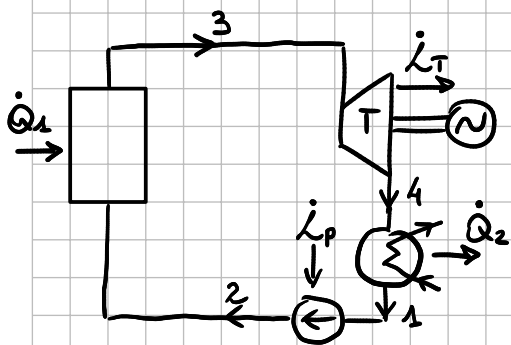
$$T_{ms} \approx T_1$$



Il vapore d'acqua si presta per l'uso in un ciclo di potenza:

- ▷ Per $T \rightarrow T_{cr}$, la pressione è dell'ordine dei 200 bar, realizzabile
- ▷ Per $T = T_{amb} (\sim 300 \text{ K})$, " " " 0,1 bar, realizzabile

SCHEMA D'IMPIANTO



$$L_{\text{out}} = L_T - L_p \approx L_T \text{ (справно)}$$

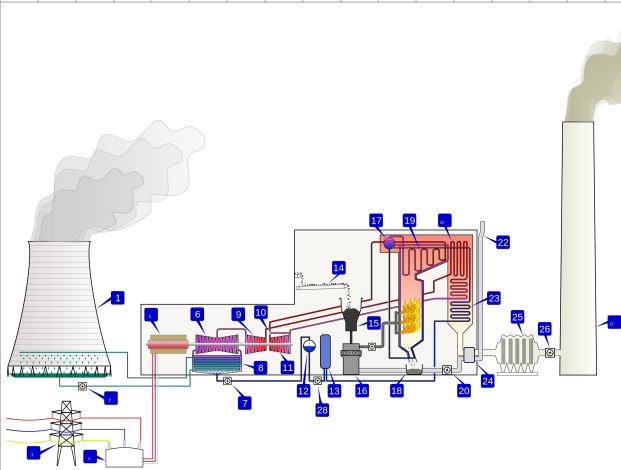
$$\dot{Q}_1 = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad \dot{Q}_2 = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

$$\dot{L}_T = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad \dot{L}_p = \dot{m}(h_2 - h_4) \approx 0$$

$$P_u \approx \gamma_m m (h_3 - h_4)$$

$$\eta_r = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_1}$$

$$\eta_{\text{gls}} = \frac{P_u}{\dot{m}_{\text{comb}} H_i}$$



Schema d'impianto di un generico impianto a carbone. (Wikipedia)

1. Torre di raffreddamento
- 2-7-20. Pompe
- 3-4-5. Transenna - Trasformatore - Generatore
6. Turbina di bassa pressione
8. Condensatore
9. Turbina di media pressione
10. Regolatore di vapore
11. Turbina di alta pressione
12. Degasatore termico
13. Feed heater
14. Nastro trasportatore per il carbone
15. Tramoggia per il carbone
16. Polverizzatore
- 17-19-21. Componenti della caldaia

- | |
|-----------------------------|
| 18. Tramoggia per le ceneri |
| 22. Cappa di aspirazione |

- | | | | |
|------------------------------|--|--|--|
| 23. Economizzatore | | | |
| 24. Preriscaldatore per aria | | | |

25. Precipitatore
26. Ventola

27. Ciminiera

EFFETTO DELLA PRESSIONE MASSIMA DEL CICLO

Guardiamo il diagramma T-s. Aumentando la pressione massima:

- Aumenta la temperatura massima, con un salto via via meno marcato

$$\begin{cases} p = 50 \text{ bar} \\ T \approx 540 \text{ K} \end{cases} \quad \begin{cases} p = 100 \text{ bar} \\ T \approx 580 \text{ K} \end{cases} \quad \begin{cases} p = 150 \text{ bar} \\ T \approx 615 \text{ K} \end{cases} \quad \begin{cases} p = 200 \text{ bar} \\ T \approx 638 \text{ K} \end{cases}$$

- Una aliquota crescente di calore è ceduta al liquido, piuttosto che al vapore
- Il titolo allo scarico si riduce

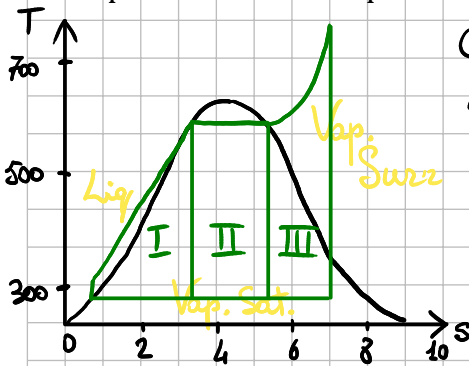
L'aumento della pressione massima del ciclo comporta aumenti di rendimento - aumenti che però diventano sempre meno significativi al crescere della pressione, com'è logico che sia.

Il rendimento limite diventa sempre più ridotto rispetto al rendimento di Carnot.

Anche la pressione minima ha effetti sul rendimento, rilevanti già per riduzioni dell'ordine di 1 bar.

CICLO HIRN

Nel ciclo Rankine ci siamo fermati al vapore saturo secco. Se però riuscissimo ad inoltrarci nella regione del vapore surriscaldato potremmo ottenere maggiore lavoro, rendimento e titolo allo scarico.



Cicli parziali I, II e III.

Maggiore area sottesa → Maggiore lavoro

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{\sum_i \eta_i Q_{1i}}{\sum_i Q_{1i}} \rightarrow \eta_i = 1 - \frac{T_{ms}}{T_{mei}}$$

T_{ms} rimane la stessa, mentre:

- ▷ T_{me1} e T_{me3} sono valori medi, $T_{me1} < T_{me}^{(R)}$, $T_{me3} > T_{me}^{(R)}$
 - ▷ $T_{me2} = T_{2'} > T_{me}^{(R)}$
- (*R sta per Rankine)

$$\frac{Q_{11} \left(1 - \frac{T_{ms}}{T_{me1}}\right) + Q_{12} \left(1 - \frac{T_{ms}}{T_{me2}}\right) + Q_{13} \left(1 - \frac{T_{ms}}{T_{me3}}\right)}{Q_{1TOT}} > \eta_{RANK} = 1 - \frac{T_{ms}}{T_{me}^{(R)}}$$

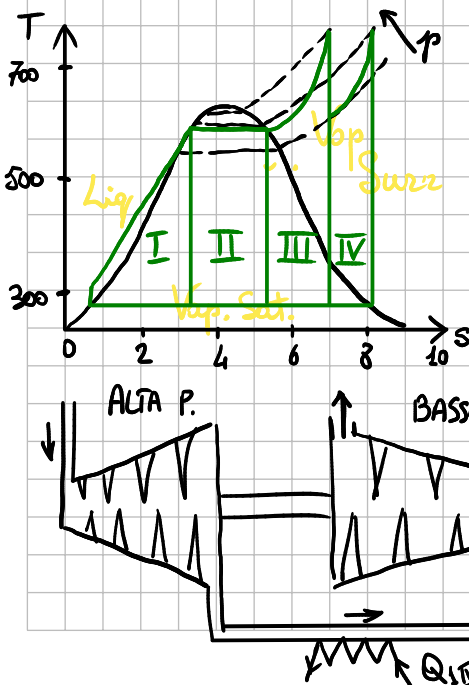
Perché se ragioniamo un attimo: $\eta_{RANK} = \frac{Q_{11} \left(1 - \frac{T_{ms}}{T_{me1}}\right) + Q_{12} \left(1 - \frac{T_{ms}}{T_{me2}}\right)}{Q_{11} + Q_{12}}$

Siccome $\left(1 - \frac{T_{ms}}{T_{me3}}\right) > \eta_{RANK}$

questa media ponderata aumenta.

RISURRISCALDAMENTO

Esiste un limite tecnico alla temperatura massima del vapore nel ciclo Rankine/Hirn: intorno ai 560-580°C l'acciaio subisce una riduzione delle caratteristiche meccaniche detta scorrimento viscoso; tale riduzione è aggravata in presenza di ionizzazione nel vapore, che ulteriormente contribuisce all'infragilimento del metallo a causa della presenza di ioni H^+ che meglio penetrano il reticolo. Si possono però adottare cicli di surriscaldamento successivi.



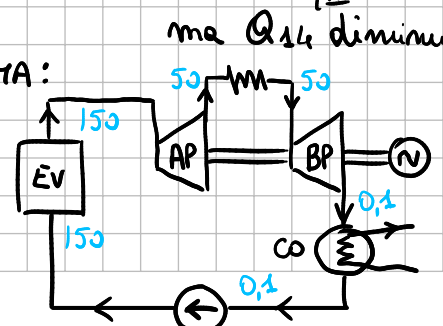
Ovviamente

$$\eta = \frac{Q_{11} \eta_I + Q_{12} \eta_{II} + Q_{13} \eta_{III} + Q_{14} \eta_{IV}}{Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14}}$$

Vogliamo ottimizzare il prodotto $Q_{14} \cdot \eta_{IV}$:

al crescere della pressione di scarico, η_{IV} aumenta ma Q_{14} diminuisce

IN SCHEMA:



A causa dell'aumento della portata volumetrica (aumenta il volume specifico) al ridursi della pressione, i condotti di adduzione del vapore aumentano di diametro, con conseguente incremento delle perdite di carico: per questo motivo, generalmente non si va oltre i due risurriscaldamenti.

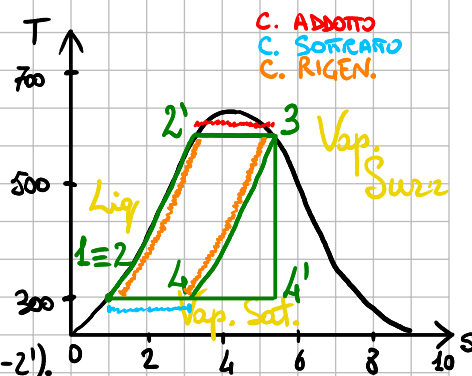
RIGENERAZIONE

$$T_{ma} = T_{MAX} \rightarrow \eta_{CAR} \text{ alto} \rightarrow \eta \text{ alto}$$

3-4 è ISOBARICA rispetto a 1-2' ($|Q_{34}| = |Q_{12'}|$)

$$(3-4) = (3-4') + (4'-4) = \text{ESPANSIONE} + \text{SOTTRAZIONE}$$

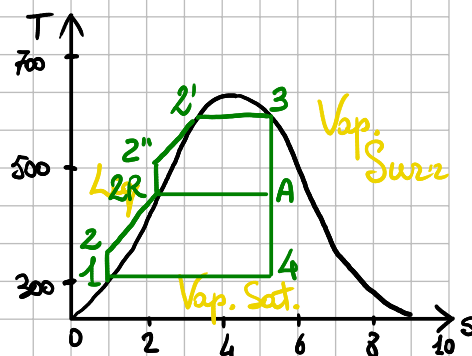
Il calore sottratto durante l'espansione è ceduto al liquido, risparmiando sulla fase di adduzione.



Questo ciclo avrebbe lo stesso rendimento di quello di Carnot equivalente; nella pratica, non lo si può realizzare efficientemente (sarebbero necessarie superfici di scambio superiori a quelle ottenibili in una turbina).

RIGENERAZ. A GRADIM

Si preferisce quindi riscaldare il liquido in uscita dalla pompa in uno scambiatore di calore dal punto 2 al punto 2R, sottraendo calore da una parte della portata di vapore spillata dalla turbina, in un punto A della linea di espansione.

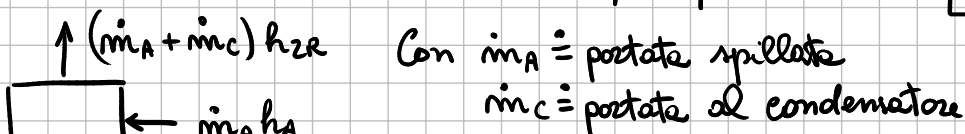


In pratica, invece di sottrarre parte del calore a tutto il fluido (rigenerazione continua), si sottrae tutto il calore da una parte del fluido (rigenerazione a gradini).

Ornamente $T_{2R} \leq T_A$

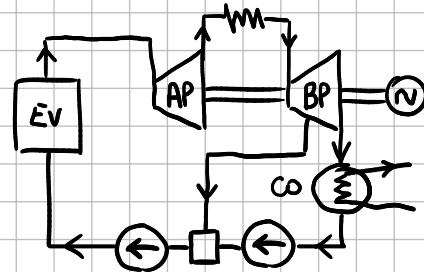
2 poutre: $\Delta p_1 = p_2 - p_1$, $\Delta p_2 = p_2'' - p_{2e}$

SCAMBIATORE A MISCELA IDEALE: $p_2 = p_{2e}$



$$\dot{m}_A h_A + \dot{m}_C h_C = (\dot{m}_A + \dot{m}_C) h_{2R}$$

$$\xrightarrow{\dot{m}_C / \dot{m}_R} \dot{m}_C (h_{2R} - h_1) = \dot{m}_A (h_A - h_{2R})$$



PORTATA SPILLATA:

RIATA SPIGAIA:
 $\dot{m}_V = \dot{m}_A + \dot{m}_C \rightarrow \dot{m}_A = \dot{m}_C \frac{h_{2R} - h_1}{h_A - h_{2R}} = (\dot{m}_V - \dot{m}_A) \frac{h_{2R} - h_1}{h_A - h_{2R}}$

$$\dot{m}_A \left(1 + \frac{h_{2R} - h_1}{h_A - h_{2R}} \right) = \dot{m}_V \frac{h_{2R} - h_1}{h_A - h_{2R}} \rightarrow \dot{m}_A \frac{h_A - h_1}{h_A - h_{2R}} = \dot{m}_V \frac{h_{2R} - h_1}{h_A - h_{2R}}$$

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_V} = \frac{h_{2R} - h_1}{h_A - h_2}$$

ma max per $A \rightarrow 3$, ma in quel caso a cosa servirebbe l'impianto?

PRO

+ Si riduce la quantità di calore necessaria in fase di adduzione iniziale (basso rendimento)

CONTRÔ

- Si sottrae parte del vapore in turbina a espansione incompleta, diminuendo il lavoro

RENDIMENTO

$$P_T = \dot{m}_v (h_3 - h_A) + \dot{m}_c (h_A - h_4) = \dot{m}_c (h_3 - h_4) + \dot{m}_A (h_3 - h_A) \quad \text{POTENZA UTILE}$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_v (h_3 - h_{2R}) \quad \text{SPESA}$$

Bilancio sullo scambiatore (da sopra):

$$\dot{m}_c (h_{2R} - h_1) - \dot{m}_A (h_A - h_{2R}) = 0$$

DUNQUE:

$$\eta = \frac{P_T}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{m}_c (h_3 - h_4) + \dot{m}_A (h_3 - h_A)}{\dot{m}_c (h_3 - h_{2R}) + \dot{m}_A (h_3 - h_{2R})} = \frac{\dot{m}_c (h_3 - h_4) + \dot{m}_A (h_3 - h_A)}{\dot{m}_c (h_3 - h_{2R}) + \dot{m}_A (h_3 - h_{2R}) + \underbrace{\dot{m}_c (h_{2R} - h_1) - \dot{m}_A (h_A - h_{2R})}_{=0}}$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_c (h_3 - h_4) + \dot{m}_A (h_3 - h_A)}{\dot{m}_c (h_3 - h_1) + \dot{m}_A (h_3 - h_A)}$$

RENDIM. SENZA RIGENER.
GRANDEZZA AGGIUNTIVA (>0)

$$\frac{A+x}{B+x} > \frac{A}{B} \quad \text{finché } x > 0$$

$$\eta_{\text{con}} > \eta_{\text{senza}}$$

MASSIMO RENDIMENTO:

$$\frac{A+x}{B+x} \rightarrow 1 \quad \text{per } x \rightarrow +\infty \rightarrow \text{Cerchiamo il max di } \dot{m}_A (h_3 - h_A)$$

$$\dot{m}_A \rightarrow 0 \Leftrightarrow h_A \rightarrow h_4 \cup h_{2R} \rightarrow h_1$$

$$\dot{m}_A \rightarrow \text{Max} \Leftrightarrow h_A \rightarrow h_3 \cup h_{2R} \rightarrow h_2'$$

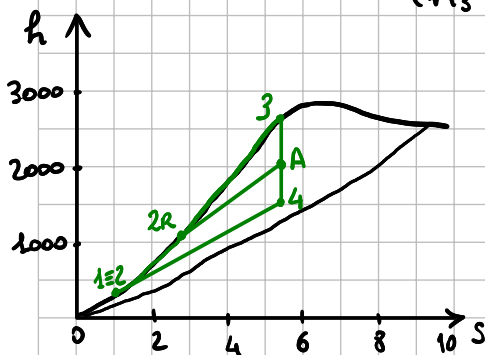
$$\begin{cases} A \rightarrow 3 \\ h_3 - h_A \rightarrow 0 \end{cases}$$

$$\text{Ma } \dot{m}_A = \dot{m}_c \frac{(h_{2R} - h_1)}{(h_A - h_{2R})}$$

$$\max \{ \dot{m}_A \} = \dot{m}_c \frac{(h_2' - h_1)}{(h_3 - h_2')}$$

$$\dot{m}_A (h_3 - h_A) \rightarrow 0$$

NESSUN INCREMENTO DEL RENDIMENTO IN ENTRAMBI I CASI!



GRADO DI RIGENERAZIONE

$$\text{DEFINIZIONE: } R = \frac{h_{2R} - h_1}{h_2' - h_1}, \quad 0 \leq R \leq 1$$

$$R=0, \text{ nessuna rigeneraz.} \quad R=1, \text{ tutto lavoro utile}$$

$$\text{Siccome } \begin{cases} \dot{m}_A = 0 \\ \text{per } R=0 \end{cases} \quad \begin{cases} h_3 - h_A = 0 \\ \text{per } R=1 \end{cases} \quad \begin{cases} \dot{m}_A \text{ e } \Delta h_{3A} \\ \text{sono lineari} \end{cases}$$

Il massimo valore di $\dot{m}_A (h_3 - h_A)$, e dunque il massimo rendimento, si ha per $R=0,5$

IRREVERSIBILITÀ DELLO SCAMBIO TERMICO

$$\Delta S = \int \frac{dQ}{T_f} - \int \frac{dQ}{T_c}$$

$$\Delta S \rightarrow 0 \Leftrightarrow A \rightarrow 4, \quad T_c \rightarrow T_f$$

$$\Delta S \rightarrow \text{Max} \Leftrightarrow A \rightarrow 3, \quad T_c \gg T_f$$

Se spiliamo vapore alle temperature più alte, stiamo sottraendo alla turbina un fluido con un maggiore contenuto energetico.

L'entropia (e quindi l'irreversibilità) aumenta nello scambiatore a miscela come conseguenza diretta.

$R=0,5 \rightarrow$ Massimizzazione del fattore aggiuntivo $m_A(h_3-h_A)$
 \rightarrow Buon compromesso tra un'elevata temp. di adduzione
 e un basso grado di irreversibilità

Ma perché $\eta \neq \eta_{max}$ se $T_{ma} = T_{ma,max}$? Perché in questo caso:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_{ms} (\int m ds)_s}{T_{ma} (\int m ds)_a} \quad \text{con } (\int m ds)_{sott} \neq (\int m ds)_{add}$$

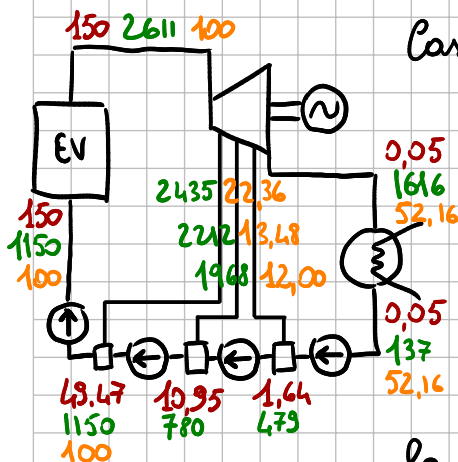
(cambiano le masse e i salti entropici)

SPILLAMENTI MULTIPLI

È possibile aumentare ulteriormente il rendimento adottando spillamenti multipli. In questo caso, il massimo rendimento si ottiene impostando i punti di prelievo a temperatura crescente equidistanti sulla linea di espansione 3-4, in modo da contenere le irreversibilità nello scambio termico.

Con infiniti spillamenti, si arriverebbe al caso limite della rigenerazione continua, che ricordiamo non è tecnicamente realizzabile per via di una serie di fattori.

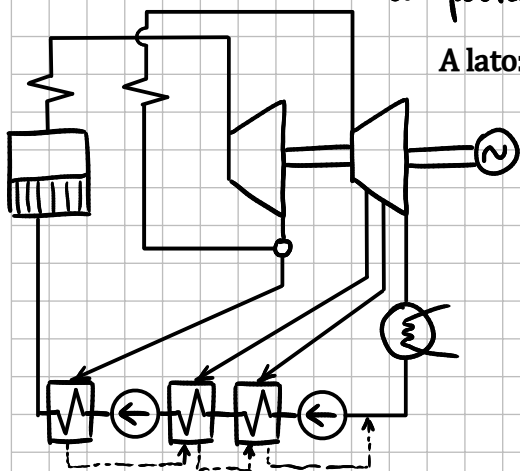
Se massimizzo T_f (T_{2R}) minimizzo le irreversibilità nello scambio termico.



Caso di impianto con 3 spillamenti, vicino alle condizioni di massimo rendimento.

$$\begin{cases} p \text{ [bar]} \\ h \text{ [kJ/kg]} \\ m_{in}/m_{out} \text{ [%]} \end{cases}$$

La portata al condensatore è circa la metà della portata totale, che è preferibile al raggiungere i limiti di potenza dell'impianto in quanto è minore la portata volumetrica nelle turbine di bassa pressione.



A lato: schema di impianto con 3 spillamenti ed un risurriscaldamento.

Gli scambiatori usati in questo caso sono a superficie, non a miscela. Ricordiamo che, a differenza di questi ultimi, gli scambiatori a superficie non mettono i fluidi direttamente in contatto. In questo modo abbiamo:

- Maggior semplicità di gestione;
- Minor ingombro;
- Nessuna necessità di pompe intermedie.