



**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI "PARTHENOPE"**  
**DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA**

**CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA GESTIONALE**

## **Tecnologie per la Generazione dell'Energia e la Mobilità**

Prof. Ing. Elio Jannelli

Prof. Ing. Ivan Arsie

*Ordinari di Sistemi per l'Energia e l'ambiente*

Dipartimento di Ingegneria

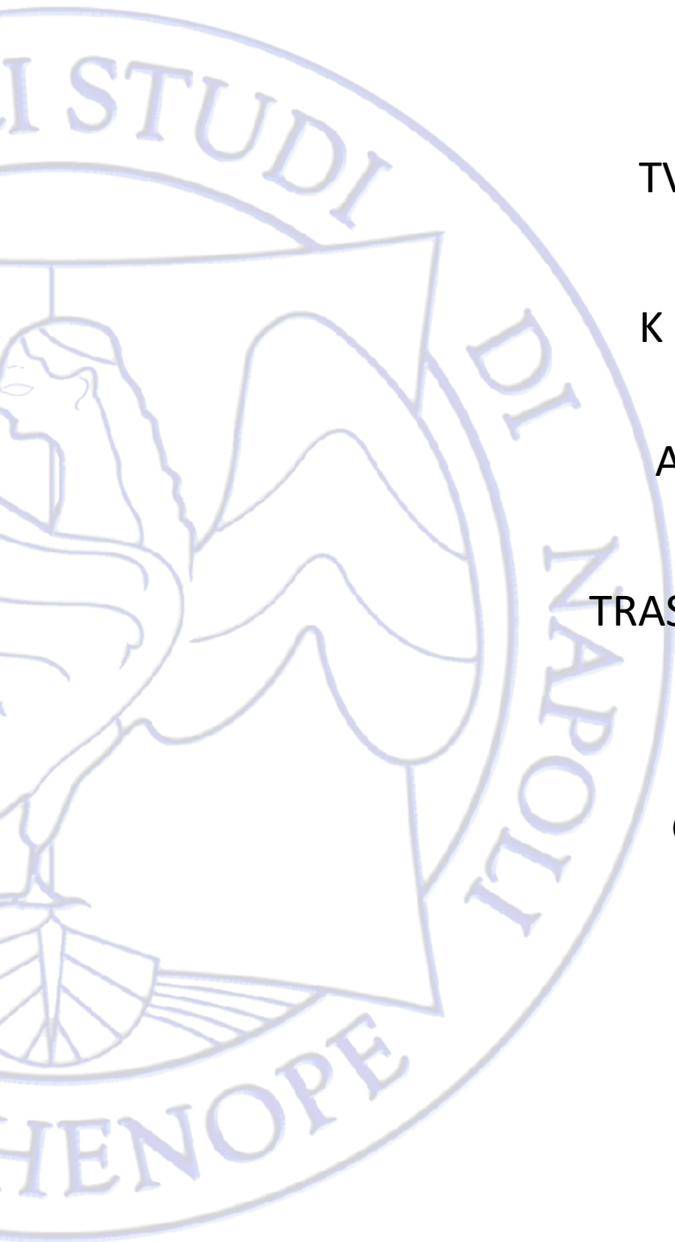
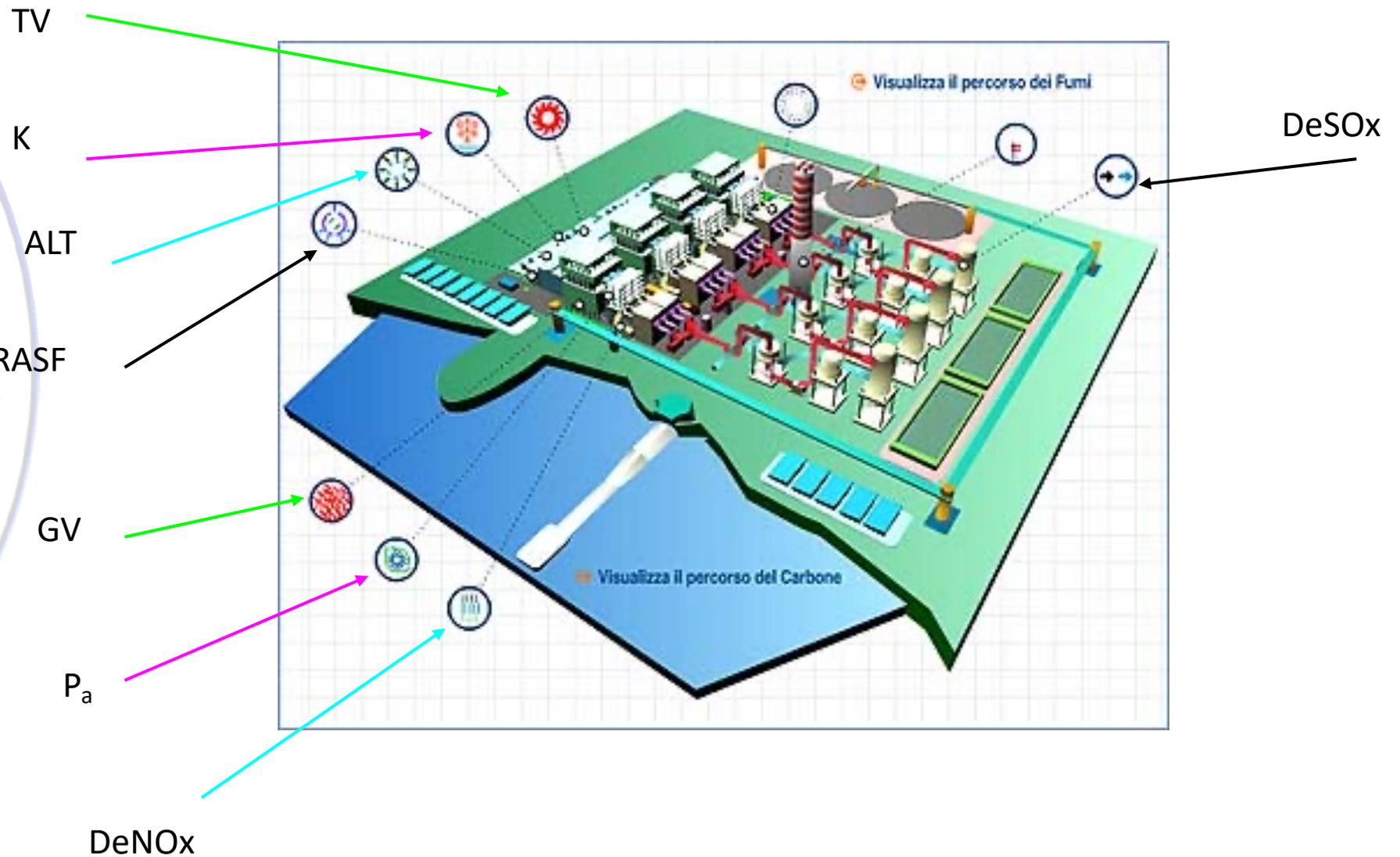
[elio.jannelli@uniparthenope.it](mailto:elio.jannelli@uniparthenope.it)

[Ivan.arsie@uniparthenope.it](mailto:Ivan.arsie@uniparthenope.it)

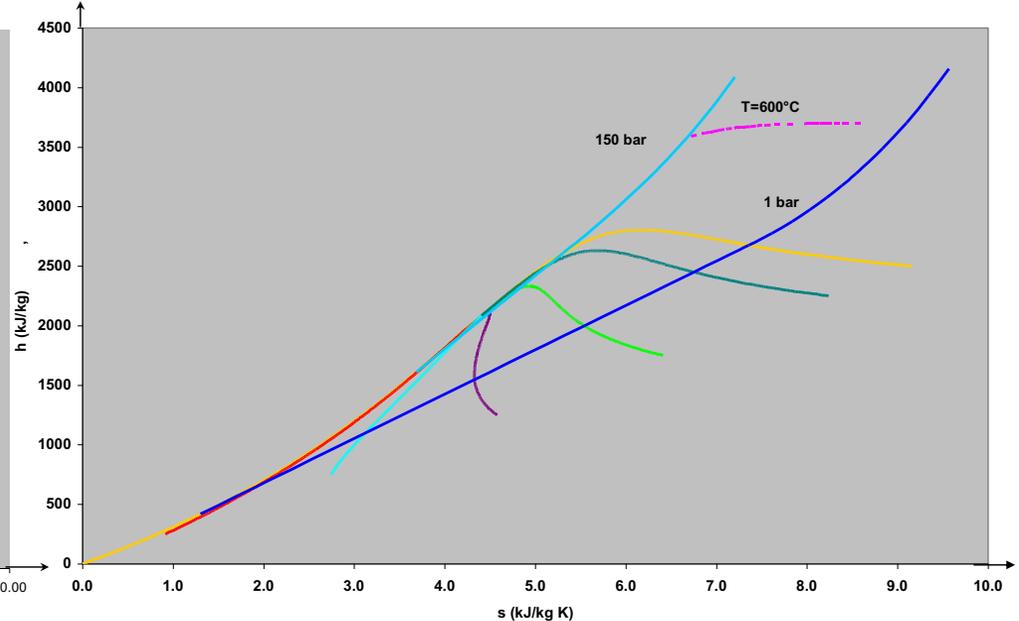
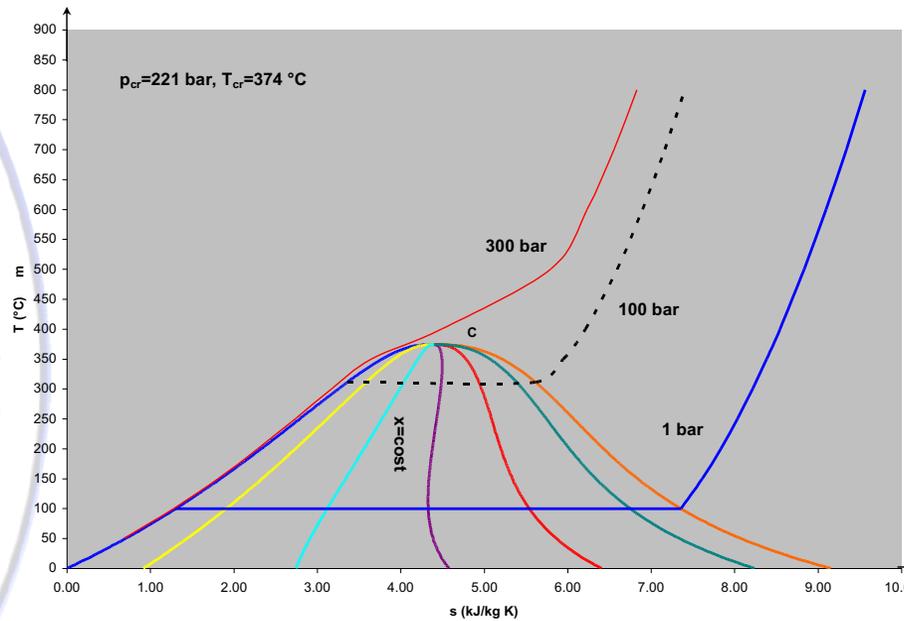


# Impianti Motori a Vapore

# LA CENTRALE A CARBONE



# I DIAGRAMMI DI STATO DELL'ACQUA

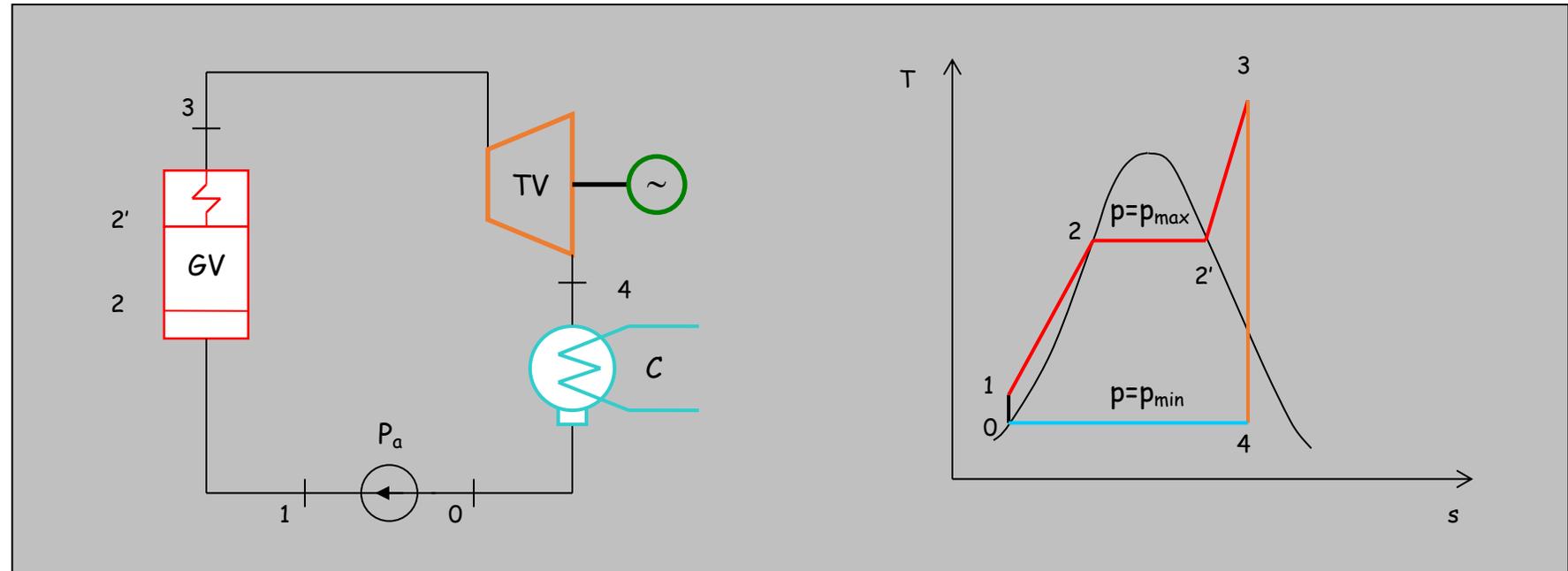


$$h = h_l + x(h_{vs} - h_l)$$

$$s = s_l + x(s_{vs} - s_l)$$



# L'IMPIANTO MOTORE TURBINA A VAPORE



- 0-1 Compressione del liquido → liquido saturo-liquido sottoraffreddato  $p=p_{\max}$
- 1-2 Riscaldamento liquido → liquido sottoraffreddato- liquido saturo
- 2-2' Vaporizzazione → liquido saturo-vapore saturo secco
- 2-3 Surriscaldamento a  $T=T_{\max}$  → vapore saturo secco-vapore surriscaldato
- 3-4 Espansione fino a  $p=p_{\min}$  → vapore surriscaldato-vapore saturo con titolo  $x$
- 4-0 Condensazione → vapore saturo con titolo  $x$ -liquido saturo

## LE PRESTAZIONI DEL CICLO HIRN

Il calore fornito al ciclo è:

$$Q_f = Q_{ECO} + Q_{EVA} + Q_{SH} = \Delta H_{1,3}$$

Il calore ceduto dal ciclo è:

$$Q_c = Q_{cond} = \Delta H_{4,0}$$

Il lavoro ottenuto dal ciclo è:

$$L_u = Q_f - Q_c = L_T - L_p = \Delta H_{1,3} - \Delta H_{4,0} = \Delta H_{3,4} - \Delta H_{0,1}$$

Assumendo una portata massica unitaria, i calori forniti e ceduti, il lavoro e il rendimento diventano:

$$q_f = h_3 - h_1 \quad q_c = h_4 - h_0 \quad l = l_T - l_p = h_3 - h_4 - h_1 + h_0$$

$$\eta = \frac{q_f - q_c}{q_f} = \frac{h_3 - h_1 - h_4 + h_0}{h_3 - h_1} = \frac{l}{q_f} = \frac{h_3 - h_4 - h_1 + h_0}{h_3 - h_1} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}$$

←  $h_0 \cong h_1$



## LA PROGETTAZIONE DEL CICLO: OTTIMIZZAZIONE DELLE PRESTAZIONI

L'ottimizzazione delle prestazioni di un ciclo termodinamico viene fatta perseguendo due obiettivi:

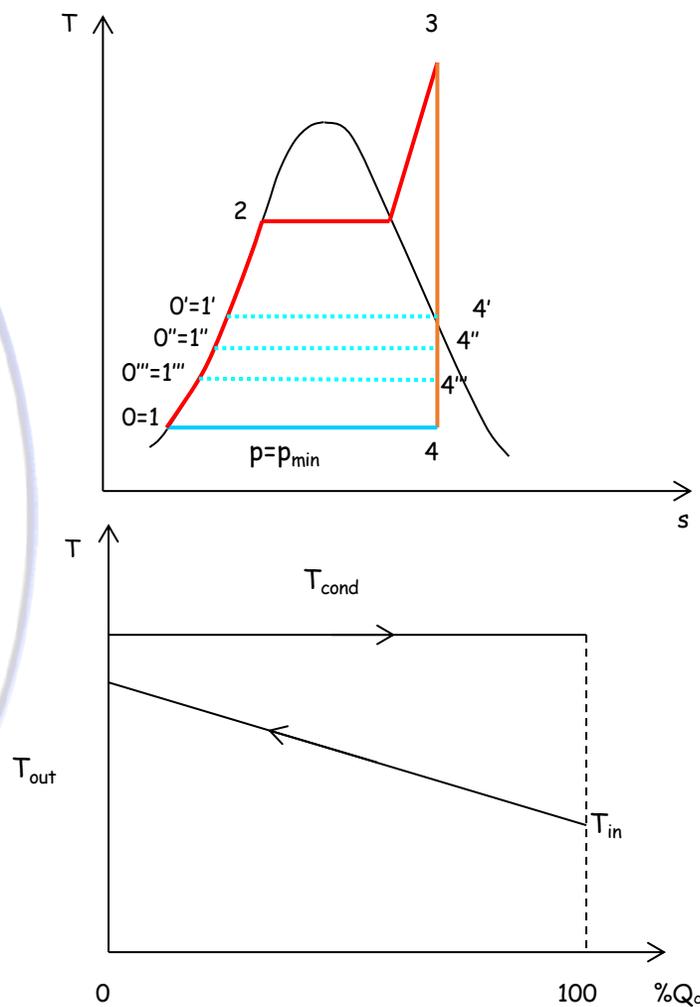
- Allontanare il più possibile le temperature medie di adduzione e sottrazione del calore, e quindi le temperature estreme del ciclo (sia per il rendimento che per il lavoro specifico);
- Avvicinare il ciclo al ciclo di Carnot, attraverso la concentrazione delle sorgenti termiche superiori ed inferiori.

Per il ciclo Hirn (ciclo di riferimento di un IMTV) si tratta di:

- Definire le condizioni al condensatore per la  $T_{\min}=T_{ms}$  e al generatore di vapore per la  $p_{\max}=p_{eva}$  e la  $T_{\max}$ .
- Intervenire sul ciclo attraverso i surriscaldamenti ripetuti e la rigenerazione termica.



## LE CONDIZIONI AL CONDENSATORE → ABBASSAMENTO DELLA $T_{MIN}$



Il condensatore ha la funzione primaria di aumentare, a parità di temperatura massima, il salto entalpico di espansione, funzionando a pressioni notevolmente inferiori alla pressione atmosferica.

A bassa pressione la derivata della temperatura rispetto alla pressione di saturazione assume valori che vanno via via diminuendo al crescere della pressione: ciò significa che a pari  $\Delta p$  il  $\Delta T$  è più elevato a basse pressioni di saturazione (da 1.033 ata a 0.050 ata  $\Delta T=67^\circ C$ , mentre lo stesso  $\Delta p$  a partire da 100 ata comporta un  $\Delta T=0.7^\circ C$ );

Le condizioni al condensatore,  $T=T_{min}$  e  $p=p_{min}$ , sono imposte dalla temperatura cui è disponibile il refrigerante, che solitamente è acqua prelevata da bacini naturali, essendo le portate di refrigerante richieste ingenti (per ogni kg di vapore condensato sono necessari 50-60 kg di refrigerante);



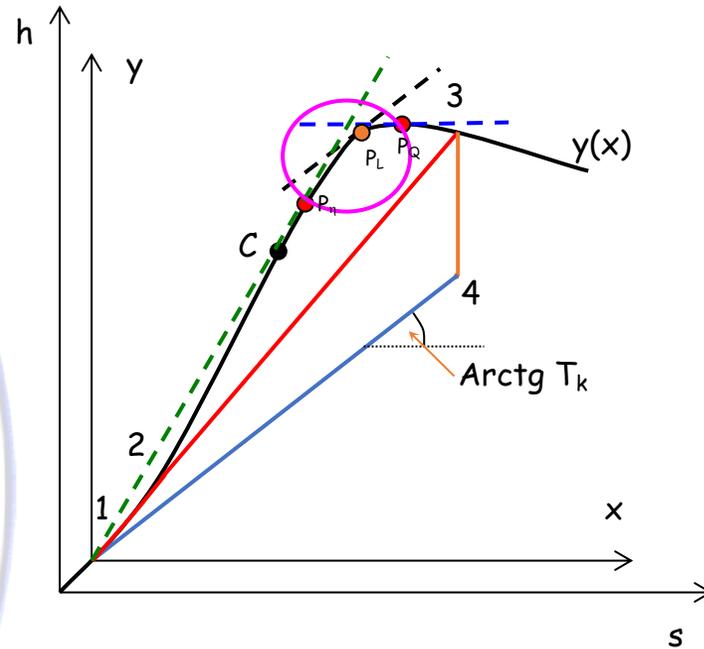
Un valore indicativo per i tradizionali IMTV è  $p_{cond}=p_{min}=0.005$  MPa (5 kPa),  $T_{cond}=T_{min}=32.9^\circ C$ .

Il condensatore consente inoltre di chiudere il circuito facendo circolare nell'impianto sempre la stessa acqua (peraltro trattata).

# LE CONDIZIONI AL GENERATORE DI VAPORE

Definire le condizioni al generatore di vapore significa determinare  $p_{\max}$  e  $T_{\max}=T_{\text{surr}}$  ottimali, cioè quelle per cui  $\eta = \eta_{\max}$  e  $L = L_{\max}$ .

La temperatura di surriscaldamento è vincolata dalla resistenza termica e di corrosione dei materiali che costituiscono i fasci tubieri surriscaldatori. Nel ciclo Rankine la variabile da ottimizzare è solo  $p_{\max}$ .



$$q_f = h_3 - h_1 = y(x) \quad q_c = h_4 - h_1 = T_{\text{cond}} x$$

$$l = q_f - q_c \quad l = y(x) - T_{\text{cond}} x$$

$$q_f = q_{\max} \rightarrow \frac{dy}{dx} = 0$$

$$l = l_{\max} \rightarrow \frac{dl}{dx} = 0 \rightarrow \frac{dy}{dx} - T_{\text{cond}} = 0 \rightarrow \frac{dy}{dx} = T_{\text{cond}}$$

$$\eta = \frac{l}{q_f} = \frac{y(x) - T_{\text{cond}} x}{y(x)} = 1 - \frac{T_{\text{cond}} x}{y(x)}$$

$$\frac{d\eta}{dx} = \frac{T_{\text{cond}} x \frac{dy}{dx} - T_{\text{cond}} y(x)}{(y(x))^2} = 0 \rightarrow \frac{dy}{dx} = \frac{y(x)}{x}$$

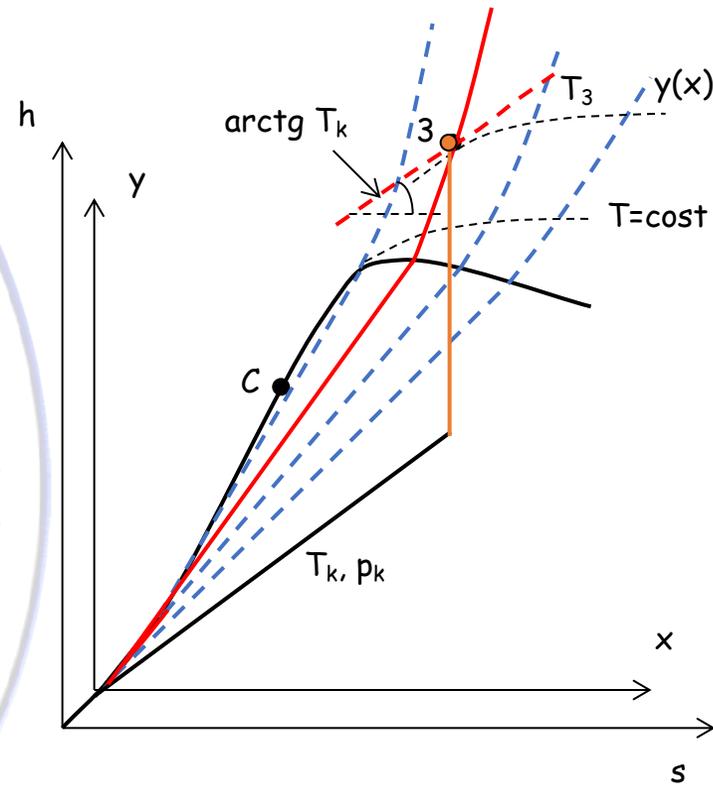
$P_Q(4 \text{ MPa}, 250^\circ\text{C})$

$P_L(12.5 \text{ MPa}, 325^\circ\text{C})$

$P_\eta(18.6 \text{ MPa}, 360^\circ\text{C})$



## IL SURRISCALDAMENTO NEL CICLO HIRN



Nel ciclo Hirn l'ottimizzazione delle condizioni al GV viene fatta partendo dalla temperatura di surriscaldamento.

Per il lavoro si ricercano le condizioni di massimo relativo, (per il calore la  $dh/ds$  è sempre positiva), considerando l'isobara per cui l'isoterma di surriscaldamento presenta una pendenza pari alla isothermobarica del condensatore. In modo analogo si procede per la valutazione delle condizioni di massimo relativo per il rendimento.

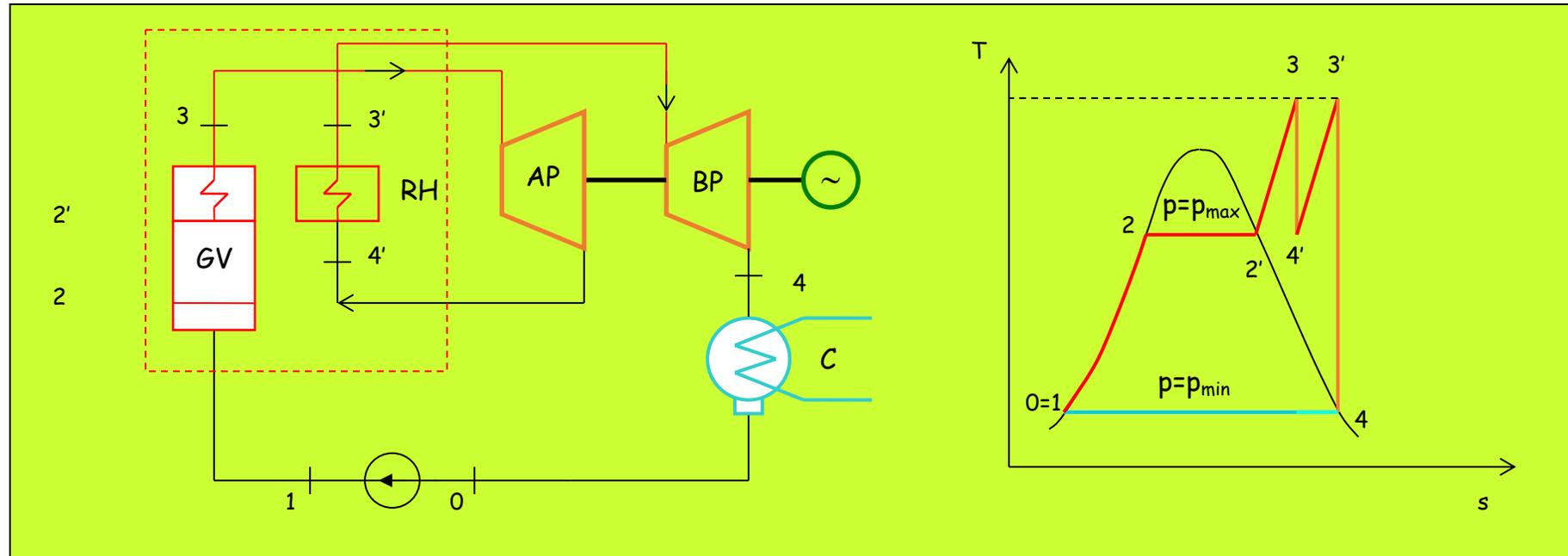
Fissate le condizioni al condensatore,  $p_k=0.005 \text{ MPa}$ ,  $T_k=32.9 \text{ }^\circ\text{C}$ , si può verificare ( dal diagramma di Mollier) che:

- |                         |                      |
|-------------------------|----------------------|
| $T_3=400^\circ\text{C}$ | $p_3=11 \text{ MPa}$ |
| $T_3=500^\circ\text{C}$ | $p_3=16 \text{ MPa}$ |

Per il rendimento le condizioni di massimo relativo si verificano per pressioni superiori ai 19 MPa, con temperature di surriscaldamento intorno ai 500-600°C.



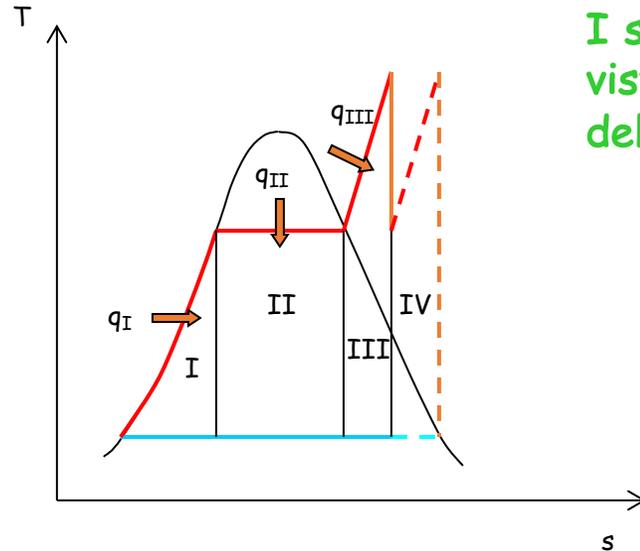
## I SURRISCALDAMENTI RIPETUTI



La tecnica dei surriscaldamenti ripetuti ha sul ciclo Hirn due effetti:

- Effetto termodinamico → aumento  $T_{ma}$
- Effetto "tecnico" → aumento del titolo (titoli bassi  $< 0.8$ , presenti negli ultimi stadi della TV sono negativi per gli effetti erosivi sulle pale)

## L'ANALISI TERMODINAMICA DEI CICLI IMTV CON SH/RH



I surriscaldamenti ripetuti determinano, dal punto di vista termodinamico, un incremento del rendimento del ciclo oltre che di lavoro specifico. Risulta infatti :

$$\eta = \frac{q_I \eta_I + q_{II} \eta_{II} + q_{III} \eta_{III} + q_{IV} \eta_{IV}}{q_I + q_{II} + q_{III} + q_{IV}}$$

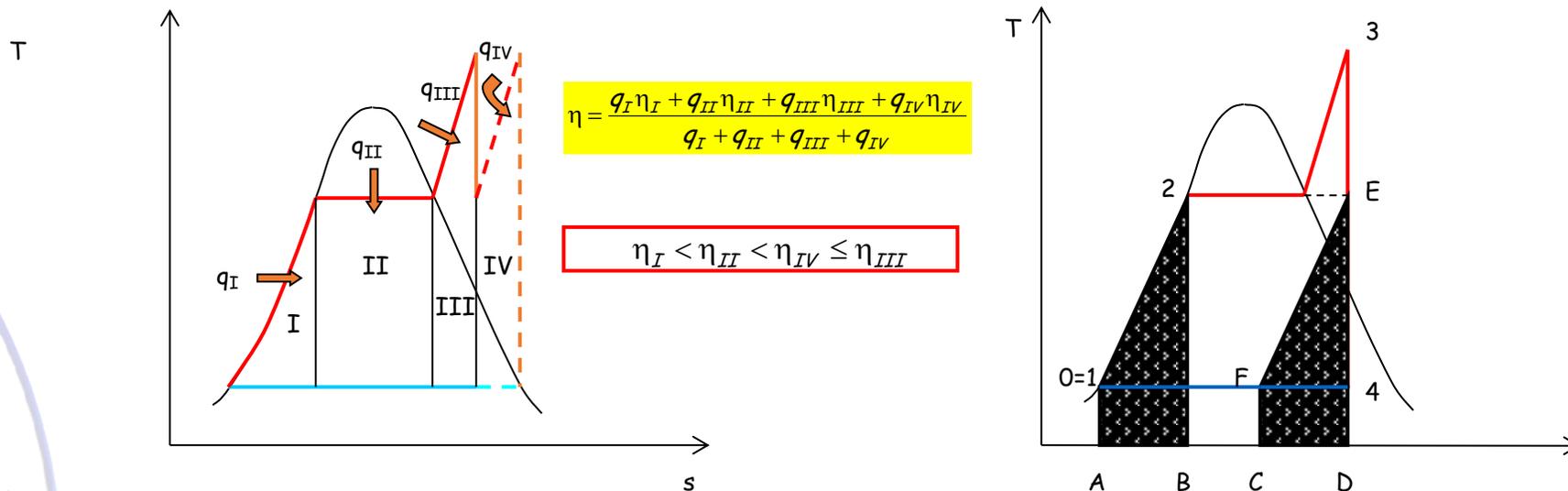
$$\eta_I < \eta_{II} < \eta_{IV} \leq \eta_{III}$$

L'aggiunta del ciclo parziale IV determina l'aumento del rendimento termodinamico perché si aggiunge al ciclo base un ciclo parziale con rendimento maggiore rispetto ai cicli parziali I e II.

Nella pratica tecnica i surriscaldamenti ripetuti sono limitati dalle complicazioni impiantistiche e dall'aumento dei costi d'impianto che non sono giustificati da incrementi sostanziali di rendimento e lavoro specifico.

Nella quasi totalità dei casi i surriscaldamenti sono 2 e le temperature di "reheat" prossime alle temperature di surriscaldamento (superheat).

# LA RIGENERAZIONE TERMICA NEGLI IMTV



Il ciclo parziale I è fortemente penalizzante per il rendimento totale del ciclo, poiché oltre a risentire dell'effetto di molteplicità delle sorgenti, assorbe calore a bassa temperatura.

*La Rigenerazione Termica consiste nel diminuire la quantità di calore fornita dall'esterno (cioè diminuire il peso  $q_I$ ) ricercando una fonte termica interna al ciclo, che dunque non può che essere il fluido stesso.*

Per limitare le irreversibilità termiche occorre che il calore sia prelevato al fluido mentre esso evolve in una gamma di temperature comprese tra  $T_1$  e  $T_2$  e quindi necessariamente lungo la linea di espansione.

La soluzione rappresentata, ideale, che prevede con un'opportuna legge di scambio termico, il prelievo del calore dal vapore in espansione lungo la trasformazione 3EF è praticamente irrealizzabile, in quanto le superfici di scambio delle TV non sono sufficientemente estese da consentire gli scambi di calore richiesti.



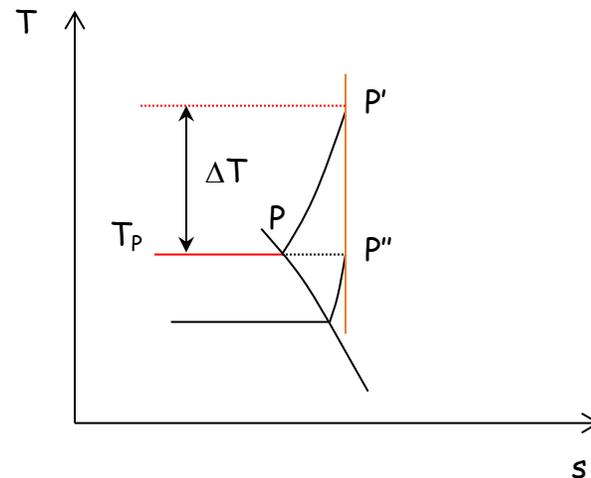
## LA RIGENERAZIONE TERMICA PER SOTTRAZIONE DI VAPORE

*Nella realtà tecnica la rigenerazione termica si realizza sottraendo vapore lungo la linea di espansione anziché calore.*

Il vapore estratto, cioè **spillato**, conferisce il suo contenuto termico al liquido in fase di riscaldamento, mentre la restante quantità di vapore continua l'espansione in turbina secondo l'adiabatica isoentropica (ovvero secondo la trasformazione reale).

Se si ipotizzano prelievi infinitesimi di vapore ( $dm$ ) che innalzano di una quantità infinitesima  $dT$  la temperatura del liquido risulterebbero nulle le irreversibilità e quindi l'effetto Clausius.

*Questa circostanza è vera nel campo del saturo ma non nel campo del surriscaldato, in quanto il prelievo di vapore non può che essere isobaro.*



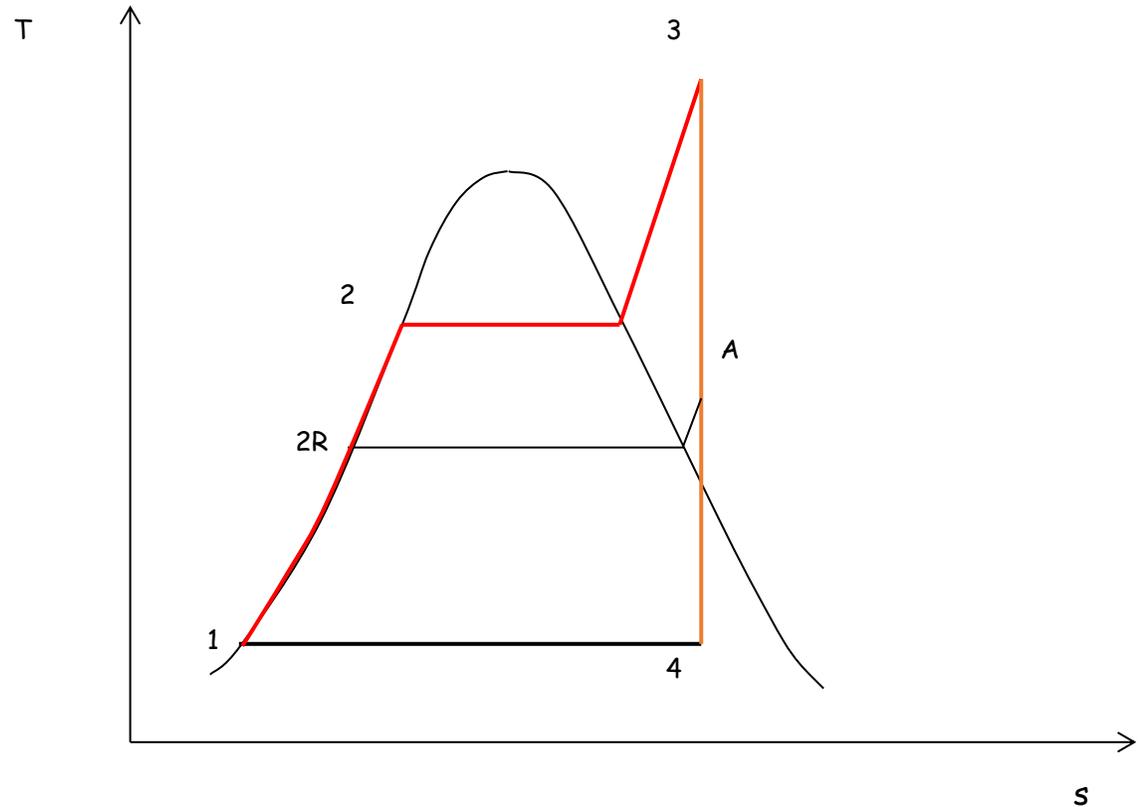
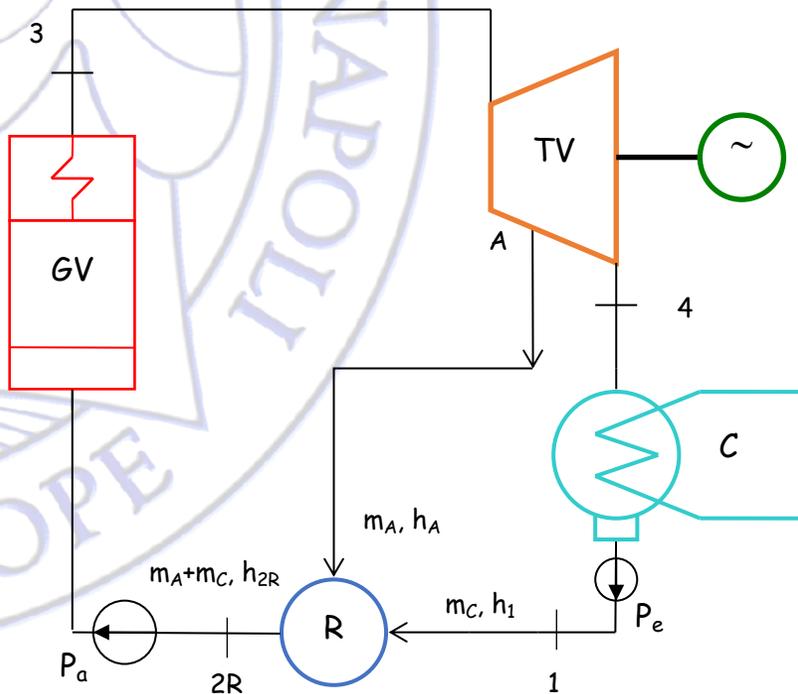
Volendo scambiare calore sotto  $dT$  infinitesimi, bisognerebbe realizzare, nel surriscaldato, una compressione isoterma del vapore spillato da  $P''$  a  $P$ .

In realtà lo spillamento è isobaro per cui per scambiare calore alla temperatura  $T_{P''} = T_P$  si spilla a partire dal punto  $P'$ . La differenza di temperatura sia pure modesta è sede di irreversibilità.

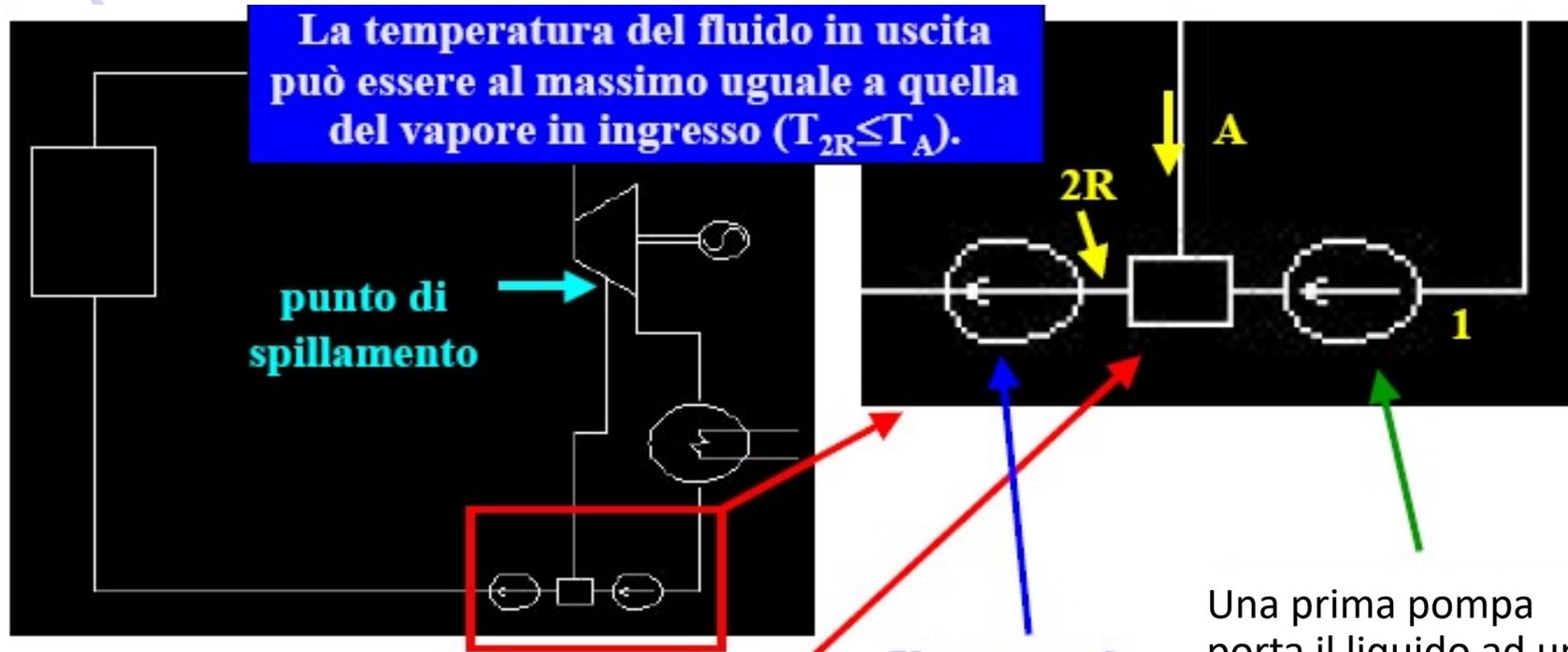
# La rigenerazione a gradini

E' molto difficile realizzare l'espansione isodiabatica ipotizzata: le superfici necessarie per lo scambio termico sarebbero molto maggiori di quelle ottenibili in una turbina.

Si preferisce quindi riscaldare il liquido in uscita dalla pompa in uno scambiatore di calore dal punto 1 al punto 2R, sottraendo calore ad una parte della portata di vapore, **spillata** dalla turbina lungo la linea di espansione (punto A). Nello schema si è ipotizzato l'uso di uno **scambiatore a miscela**.



# Rigenerazione. Scambiatore a miscela



La temperatura del fluido in uscita può essere al massimo uguale a quella del vapore in ingresso ( $T_{2R} \leq T_A$ ).

punto di spillamento

Una seconda

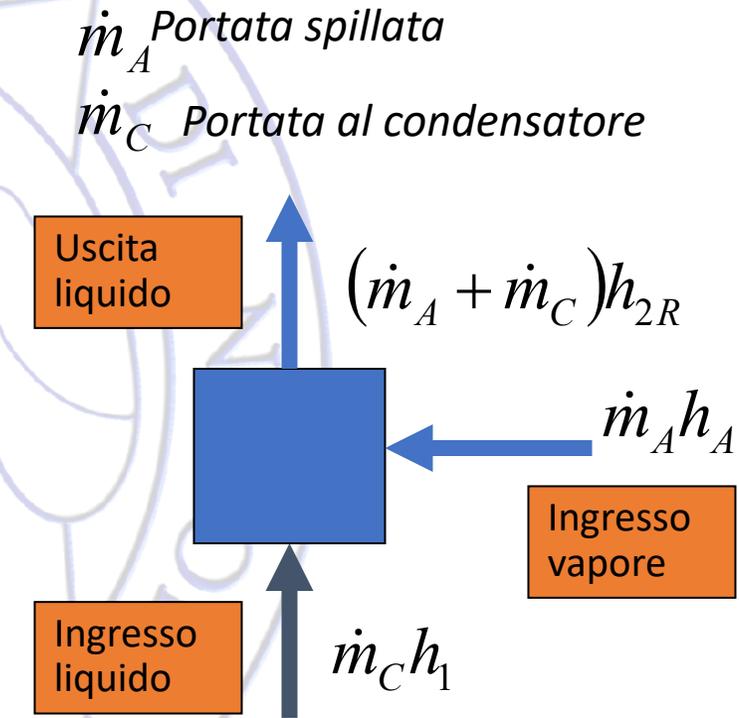
Una seconda pompa porta il liquido alla pressione finale.

Una prima pompa porta il liquido ad una pressione pari a quella del punto di spillamento A.

Nello schema si è considerato l'uso di uno scambiatore a miscela ideale, che prevede flussi in ingresso ed in uscita alla stessa pressione.

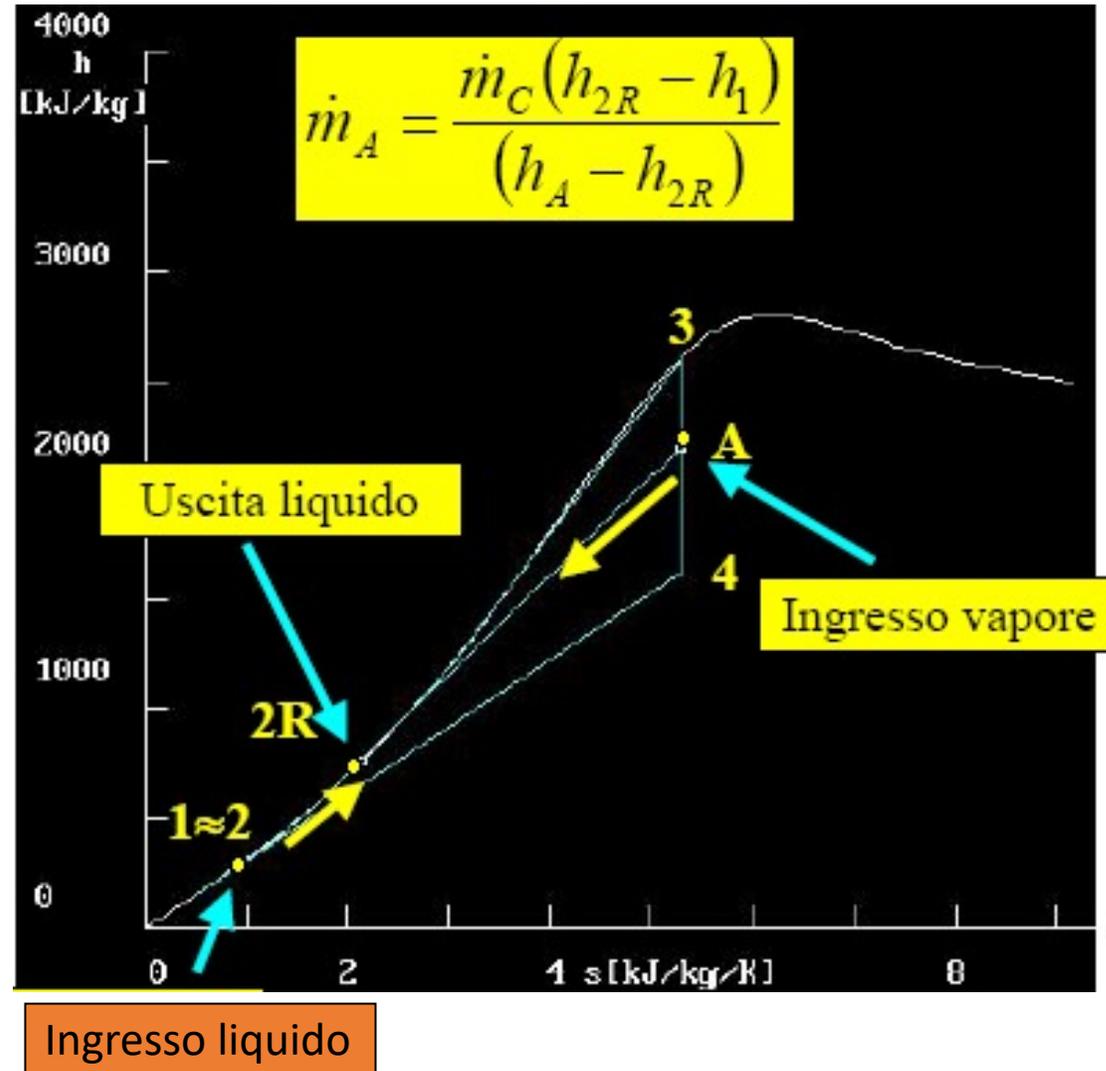
# La rigenerazione nel piano h-s

Bilancio entalpico dello scambiatore a miscela.



$$(\dot{m}_A + \dot{m}_C)h_{2R} = \dot{m}_A h_A + \dot{m}_C h_1$$

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



# Portata di vapore spillata nella rigenerazione

Dal bilancio di massa  $\dot{m}_v = \dot{m}_A + \dot{m}_C$

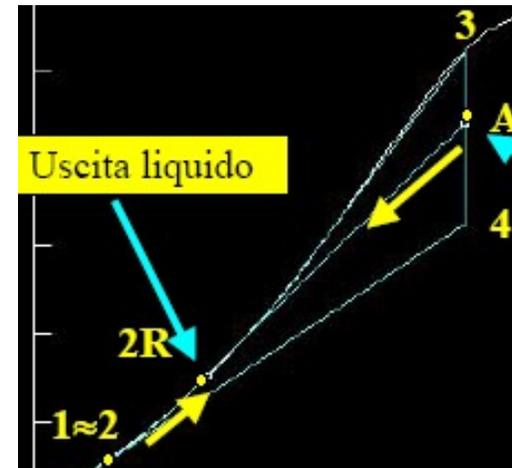
$$\dot{m}_A = \dot{m}_C \frac{(h_{2R} - h_1)}{(h_A - h_{2R})} = (\dot{m}_v - \dot{m}_A) \frac{(h_{2R} - h_1)}{(h_A - h_{2R})} = \dot{m}_v \frac{(h_{2R} - h_1)}{(h_A - h_{2R})} - \dot{m}_A \frac{(h_{2R} - h_1)}{(h_A - h_{2R})}$$

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

$$\dot{m}_A \frac{(h_A - h_{2R}) + (h_{2R} - h_1)}{(h_A - h_{2R})} = \dot{m}_A \frac{(h_A - h_1)}{(h_A - h_{2R})} = \dot{m}_v \frac{(h_{2R} - h_1)}{(h_A - h_{2R})}$$

$$\dot{m}_A = \dot{m}_v \frac{(h_{2R} - h_1)}{(h_A - h_1)} \Rightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_v} = \frac{(h_{2R} - h_1)}{(h_A - h_1)}$$

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_v} \rightarrow \max \quad \text{per} \quad A \rightarrow 3$$



# Calcolo del rendimento

$$P = (\dot{m}_A + \dot{m}_C)(h_3 - h_A) + \dot{m}_C(h_A - h_4)$$

Potenza meccanica in uscita

$$\dot{Q}_1 = (\dot{m}_A + \dot{m}_C)(h_3 - h_{2R})$$

Potenza termica in ingresso

$$(\dot{m}_A + \dot{m}_C)h_{2R} = \dot{m}_A h_A + \dot{m}_C h_1$$

Bilancio entalpico dello scambiatore

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

Aggiungendo e sottraendo lo stesso termine

$$\eta = \frac{P}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{m}_C(h_3 - h_4) + \dot{m}_A(h_3 - h_A)}{\dot{m}_A(h_3 - h_{2R}) + \dot{m}_C(h_3 - h_{2R})}$$

$$= \frac{\dot{m}_C(h_3 - h_4) + \dot{m}_A(h_3 - h_A)}{\dot{m}_A(h_3 - h_{2R}) + \dot{m}_C(h_3 - h_{2R}) + \dot{m}_C(h_{2R} - h_1) - \dot{m}_A(h_A - h_{2R})}$$

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

Ad una frazione <1 si aggiunge uno stesso termine >0 a numeratore e a denominatore. Il rendimento aumenta, al crescere del termine aggiunto.

Rendimento senza rigenerazione (<1)

Termine aggiuntivo (>0)

# Condizioni di massimo rendimento 1/2

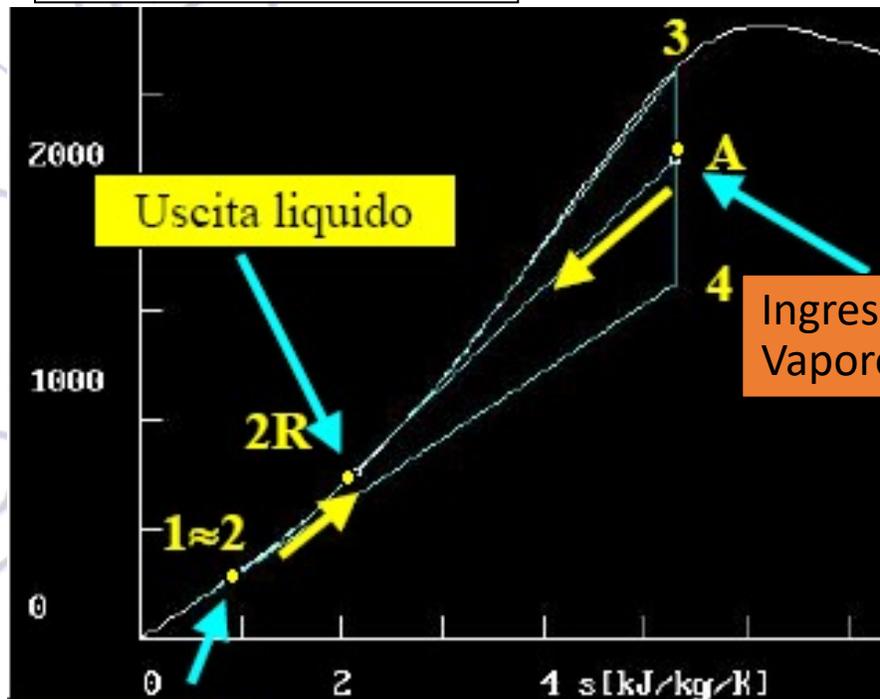
$$\eta = \frac{\dot{m}_C (h_3 - h_4) + \dot{m}_A (h_3 - h_A)}{\dot{m}_C (h_3 - h_1) + \dot{m}_A (h_3 - h_A)}$$

Il massimo aumento di rendimento si ottiene in corrispondenza del massimo valore del termine aggiuntivo

$$\max \eta \rightarrow \max [\dot{m}_A (h_3 - h_A)]$$

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

Dal bilancio entalpico dello scambiatore



$$h_A \rightarrow h_4 \quad h_{2R} \rightarrow h_1$$

$$\dot{m}_A \rightarrow 0$$

$$(h_3 - h_A) \rightarrow (h_3 - h_4)$$

Quando il punto A tende al punto 4, la portata spillata e l'aumento di temperatura del liquido tendono a zero: non c'è incremento di rendimento (non c'è rigenerazione).

# Condizioni di massimo rendimento 2/2

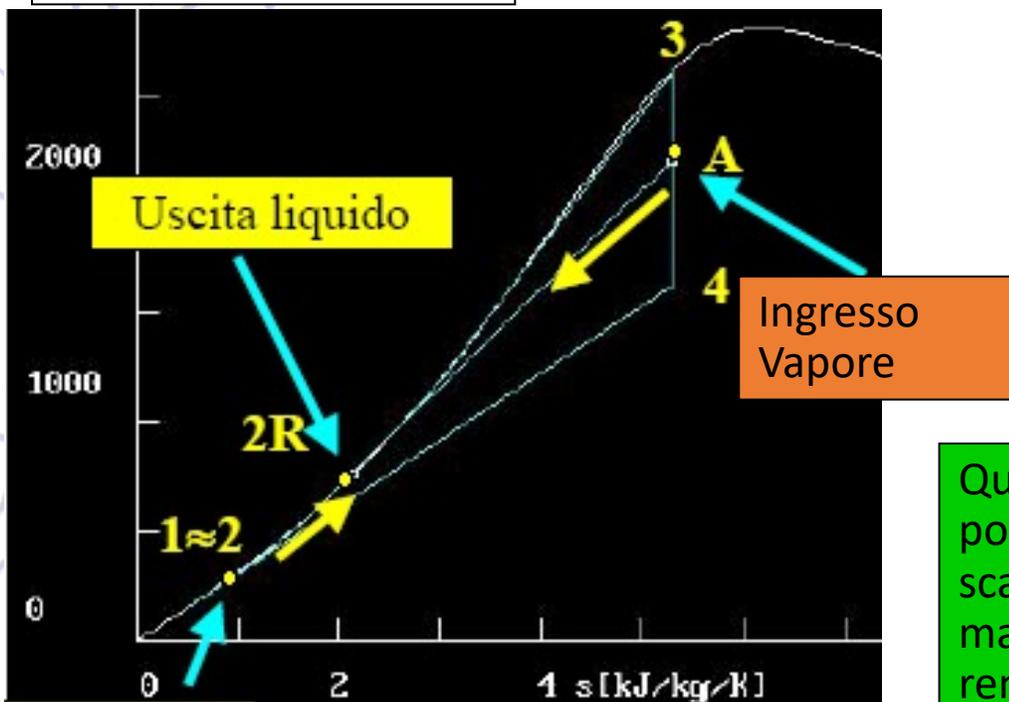
$$\eta = \frac{\dot{m}_C (h_3 - h_4) + \dot{m}_A (h_3 - h_A)}{\dot{m}_C (h_3 - h_1) + \dot{m}_A (h_3 - h_A)}$$

Il massimo aumento di rendimento si ottiene in corrispondenza del massimo valore del termine aggiuntivo

$$\max \eta \rightarrow \max [\dot{m}_A (h_3 - h_A)]$$

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

Dal bilancio entalpico dello scambiatore



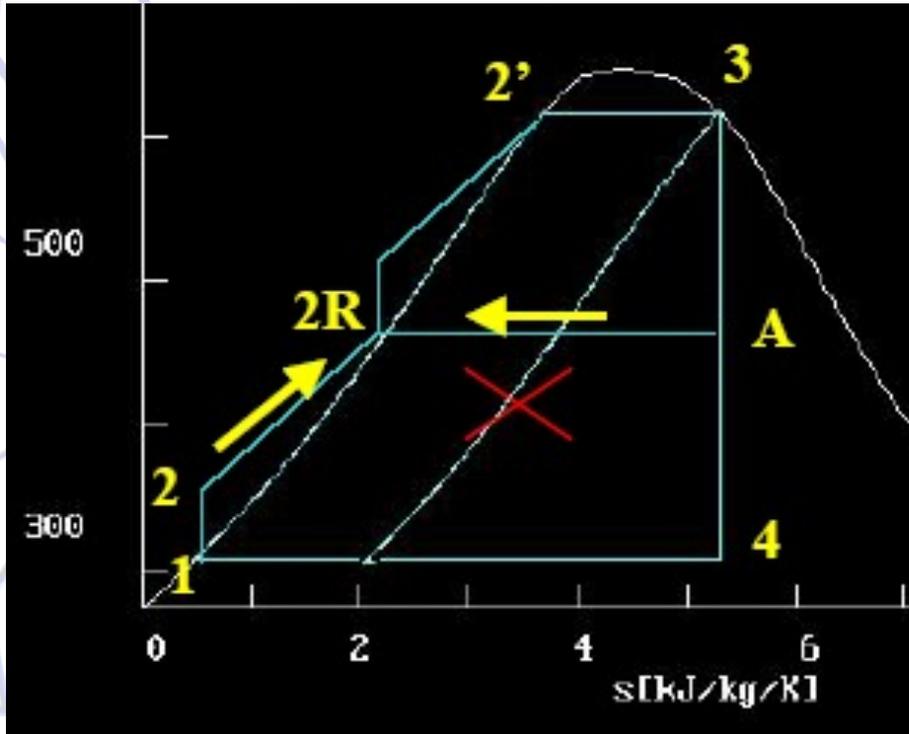
$$h_A \rightarrow h_3 \quad h_{2R} \rightarrow h_2'$$

$$\dot{m}_A \rightarrow \frac{\dot{m}_C (h_{2'} - h_1)}{(h_A - h_{2'})}$$

$$(h_3 - h_A) \rightarrow 0$$

Quando il punto A tende al punto 3, la portata spillata e l'entalpia all'uscita dello scambiatore tendono al valore massimo, ma non c'è nessun incremento di rendimento!

# Grado di rigenerazione



$$R = \frac{h_{2R} - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

Grado di rigenerazione ( $0 \leq R \leq 1$ )

$h_{2R} = h_1$   $R = 0$

$h_{2R} = h_{2'}$   $R = 1$

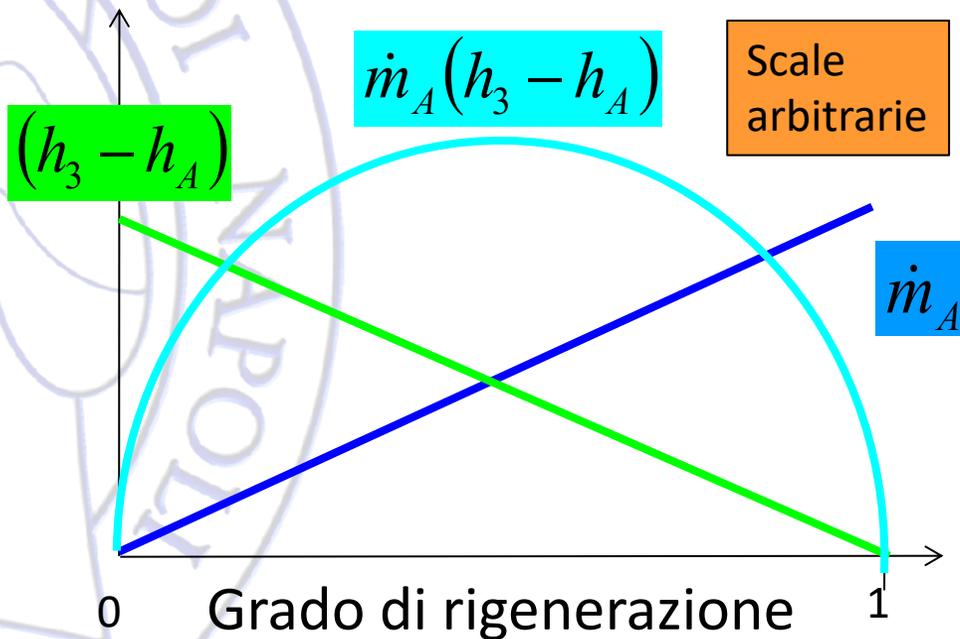
# Grado di rigenerazione ottimale

$$R = \frac{h_{2R} - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

Grado di rigenerazione ( $0 \leq R \leq 1$ )

$h_{2R} = h_1$      $R = 0$

$h_{2R} = h_{2'}$      $R = 1$

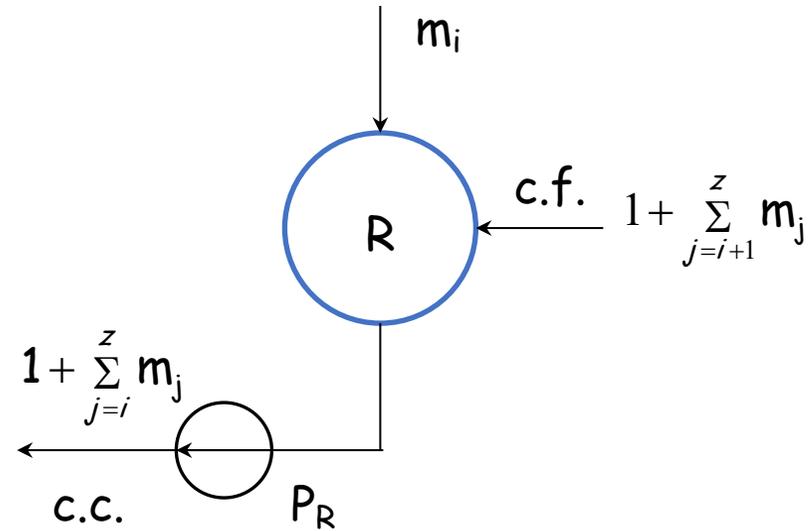


La portata spillata aumenta con legge quasi lineare al crescere di  $R$ .  
Il prodotto dei due fattori è massimo attorno al valore  $R=0.5$

Il massimo aumento di rendimento non si ottiene in corrispondenza del massimo grado di rigenerazione, che permetterebbe di eliminare il calore esterno addotto al primo ciclo e di massimizzare la temperatura media di adduzione del calore!

$$\max \eta \rightarrow \max [\dot{m}_A (h_3 - h_A)]$$

## IL RIGENERATORE A MISCELA



Il rigeneratore a miscela è costituito da un recipiente R al quale confluiscono il vapore spillato, la condensa fredda, proveniente dai rigeneratori a monte, e dal quale viene estratta la condensa calda mediante la pompa  $P_R$

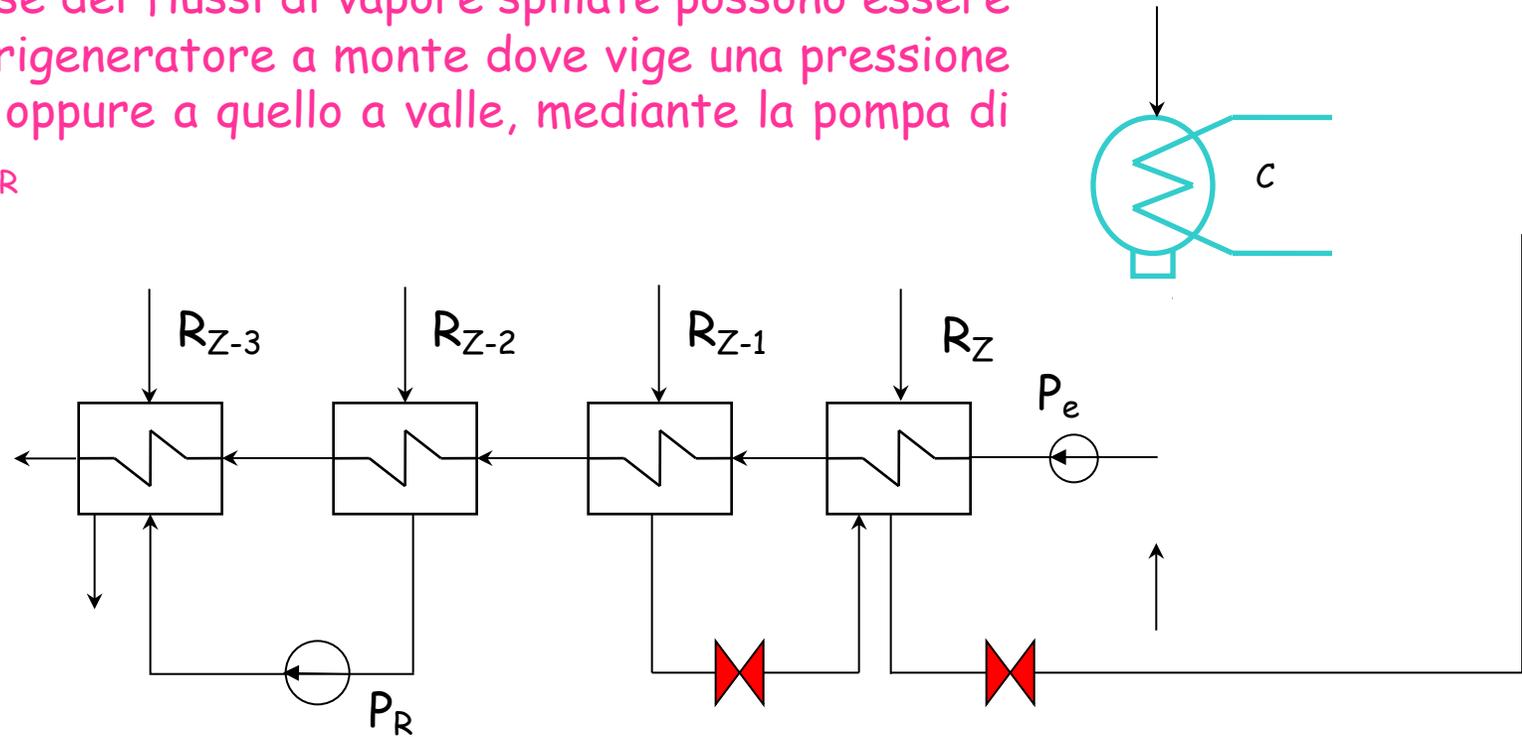
**VANTAGGI:** altissima efficienza di scambio termico

**SVANTAGGI:** dimensionalmente ingombranti e pesanti, ma soprattutto richiedono la presenza a valle della pompa  $P_R$ , necessaria per introdurre il liquido, in qualità di condensa fredda, nel rigeneratore successivo. Tale pompa deve essere dimensionata per una portata prossima a quella di alimento del generatore di vapore. Un impianto dotato di rigeneratori a miscela deve avere un uguale numero di pompe che complessivamente sostituiscono la pompa di alimento.



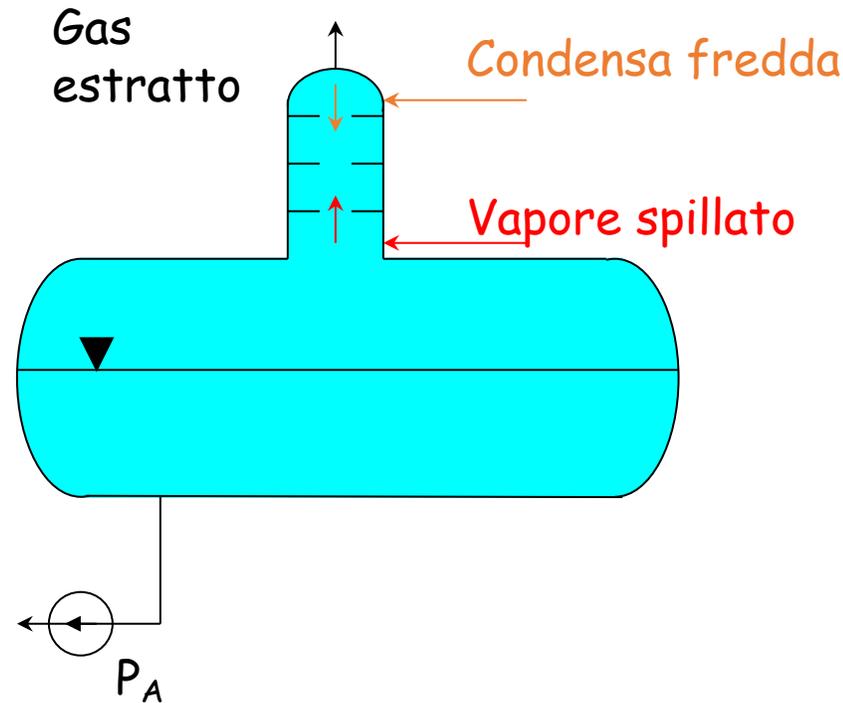
## IL RIGENERATORE A SUPERFICIE

Le condense dei flussi di vapore spillate possono essere inviate al rigeneratore a monte dove vige una pressione inferiore, oppure a quello a valle, mediante la pompa di ricircolo  $P_R$



La pompa  $P_R$  deve però elaborare solo la portata relativa allo spillamento considerato. Dal punto di vista dello scambio termico il rigeneratore a superficie è sicuramente meno efficiente di quello a miscela.

## IL DEGASATORE



Il degasatore è l'unico rigeneratore a miscela che di regola deve essere inserito negli impianti.

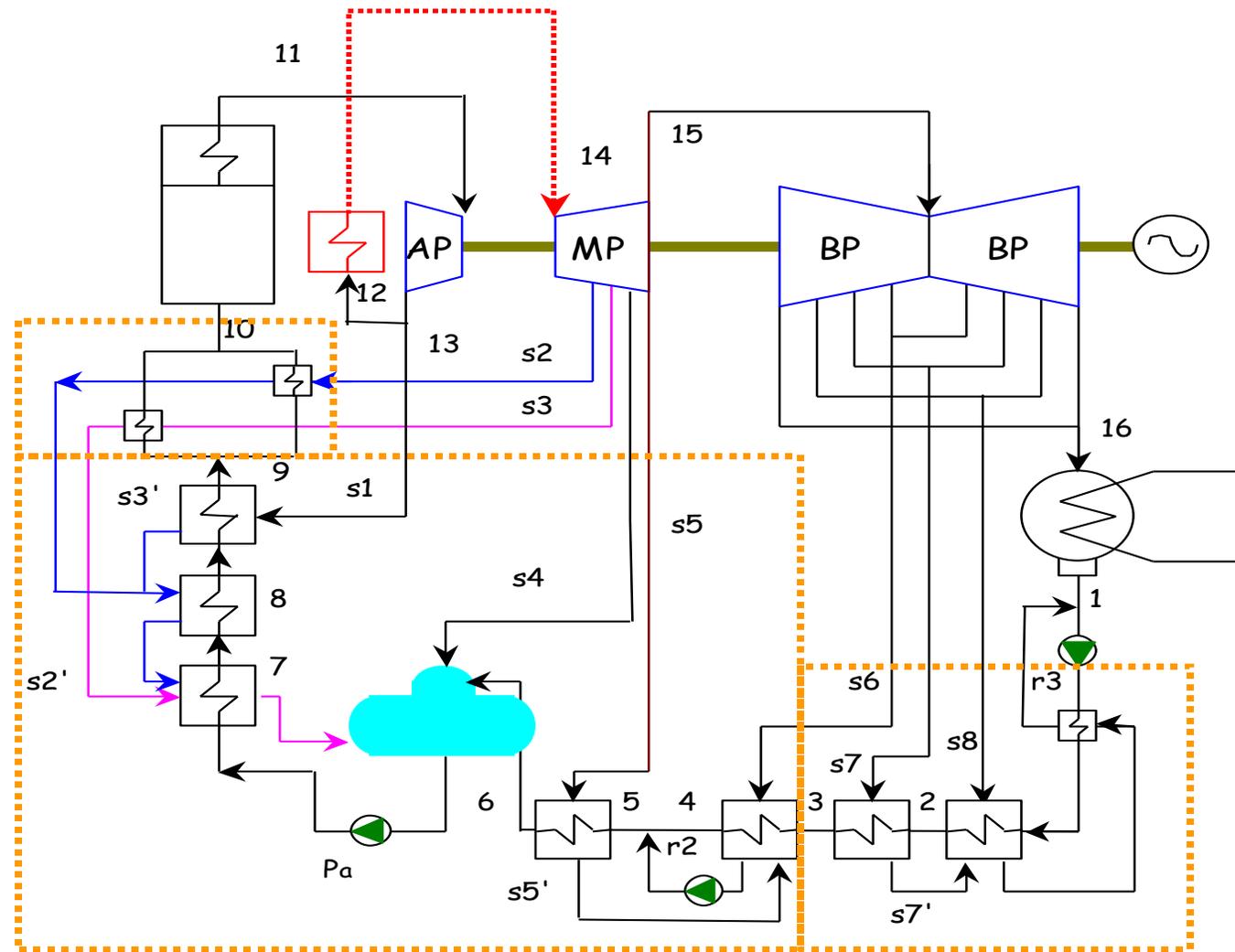
La pressione al degasatore è la pressione relativa alla temperatura di condensazione dello spillamento che gli compete, e deve essere superiore alla pressione atmosferica per favorire la fuoriuscita spontanea del gas dal sistema acqua-vapore.

Tale pressione varia da alcuni decimi di MPa ( $p_{atm}=0.1$  MPa) fino a 1÷1.5 MPa.

Dal punto di vista del layout d'impianto il degasatore è solitamente posto nella mezzeria (per i motivi detti)



# IMTV da 130 MW-SH/RH +8 Spillamenti





DATI LINEA DI ESPANSIONE IMPIANTO DA 135 MW										
		p	T	h	s	x	m		dh	etais
AP	0	18	525	3353.4			112.28	0-1		0.8045
	1	3.81	317	3012.1					341.24	
	1is	3.81	286.38	2929.2						
MP	1'	3.51	525	3504.5	7.2283		103.78	1'-2	123.52	0.8087
	2	2.14	462	3381	7.2889			2-3	138.17	
	2is=2*	2.14	441.9	3338.3						
	3	1.2	394	3242.8	7.3599		97.28	3-4	136.08	
	3*	1.2	372.13	3201.9						
	1'-3IS		354.05	3163.3						
	4	0.65	324	3106.8	7.421		92.25	4-5	139.54	
	4*	0.65	306.75	3075.1						
	1'-4IS		271.41	3001.1						
	5*	0.32	233.42	2933.3						
BP	5	0.32	250	2967.2			90.22	5-6	143.08	0.8729
	1'-5IS	0.32	188.28	2840.1						
	6	0.144	175	2824.1			86.33	6-7	157.01	
	7	0.0526	92	2667.1			82.39	7-8	115.14	
	8	0.0224	62.56	2552		0.9736	79.33	8-9	188.42	
	9is5-9	0.0047	31.8	2275.7		0.883				
	9	0.0047	31.8	2363.6		0.9192	75.31			
	9is	0.0047	31.8	2196.8						
									1482.2	



# TORRE VALDALIGA NORD

## Caratteristiche del progetto

Il progetto prevede la realizzazione di tre nuovi gruppi alimentati a carbone per una potenza nominale lorda di 1.980 MW (3x660) con un rendimento netto del 44,7%.

**Il ciclo termico del nuovo impianto sarà di tipo USC con singolo RH con pressioni e temperature di esercizio pari a 246/56 ATA e 600/610 °C.**

Il progetto è di tipo "brownfield" e prevede il reimpiego di importanti strutture e apparecchiature esistenti (stazione elettrica, sala macchine, edifici ausiliari, ciminiera, alternatori, ecc).

	<b>OGGI</b>	<b>DOMANI</b>
<b>Potenza Elettrica (MW)</b>	<b>2.640</b>	<b>1.980</b>
<b>Rendimento netto</b>	<b>39%</b>	<b>45%</b>
<b>Combustibile</b>	<b>Olio STZ</b>	<b>Carbone</b>
<b>Emissioni SO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>/Polveri (mg/Nm<sup>3</sup>)</b>	<b>400/200/50</b>	<b>100/100/15</b>

# TORRE VALDALIGA NORD

## Tecnologie al servizio delle emissioni

Il controllo delle emissioni viene assicurato da numerosi dispositivi ed accorgimenti quali:

- **Staging**, ovvero interventi primari sulla combustione
- **Denitrificatori** con iniezione di ammoniaca
- **Desolforatori** del tipo calcare-gesso che adottano sistemi per evitare le fughe di gas sporchi (scambiatori rigenerativi di tipo shell and tube con circuito intermedio ad acqua)
- **Filtri a manica** e abbattimento del particolato a valle dei desolforatori (3° stadio demister)
- **Stoccaggio e movimentazione al chiuso del carbone** e iniezione di acqua nei punti in cui è possibile la formazione di polveri (torri, tramogge, ecc)
- **Reimpiego delle acque reflue** dopo opportuno trattamento e conseguente minimizzazione dei rilasci liquidi
- **Cristallizzazione** delle acque di spurgo dei desolforatori con totale reimpiego delle acque recuperate dal processo





# TORRE VALDALIGA NORD

Lay-out dell'impianto





# **Generatori di Vapore**

# CLASSIFICAZIONE DEI GENERATORI DI VAPORE

- 
- Natura del fluido evaporante
  - Natura del combustibile impegnato
    - *Combustibili solidi (carbone)*
    - *Combustibili liquidi (oli combustibili)*
    - *Combustibili gassosi (gas naturale e gas derivanti da lavorazioni di processo)*
      - *A più combustibili (multifuel)*
      - *A recupero*
  - Disposizione dei condotti acqua-vapore e aria-fumi (per lo scambio termico principale, la vaporizzazione)
    - *Caldaie a tubi di fumo*
    - *Caldaie a tubi d'acqua (adatte per pressioni e potenzialità crescenti)*
      - *Caldaie a tubi suborizzontali (10°-20°)*
      - *Caldaie a tubi subverticali*
      - *Caldaie a tubi verticali*

# CLASSIFICAZIONE DEI GENERATORI DI VAPORE

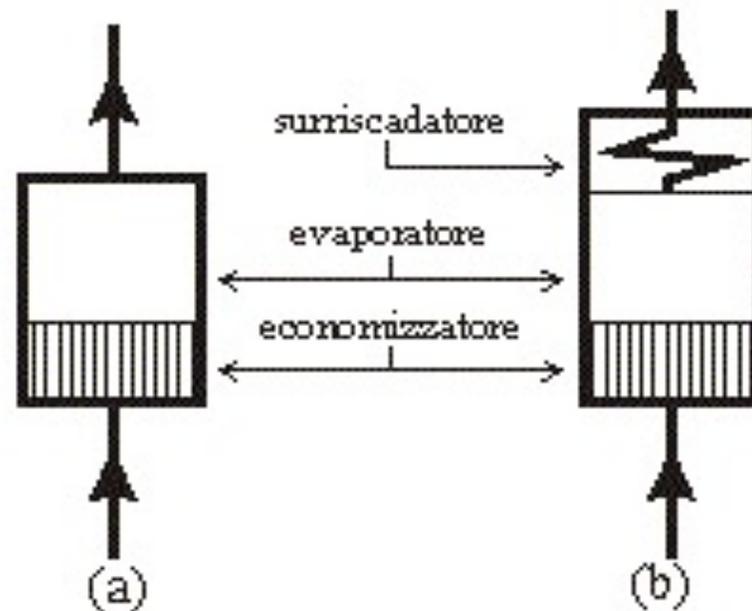
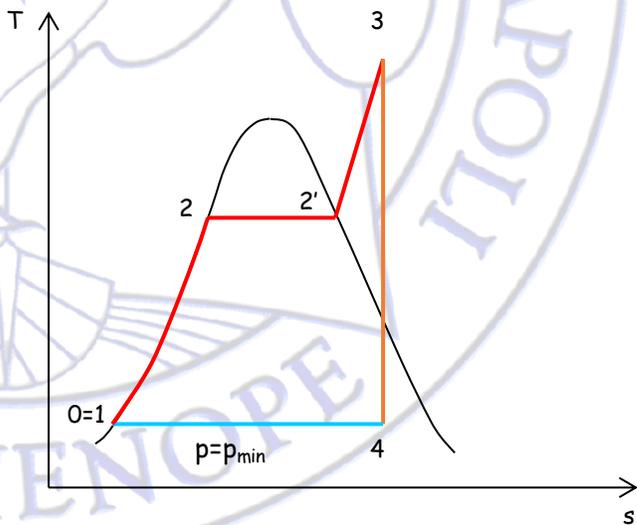
- 
- **Contenuto d'acqua (rapporto tra la massa d'acqua presente nel generatore a regime e la superficie totale di scambio termico):**
    - *Generatori a grande volume d'acqua (50-200 kg/m<sup>2</sup>) ⇒ caldaie a tubi di fumo*
    - *Generatori a piccolo volume d'acqua (20-50 kg/m<sup>2</sup>) ⇒ caldaie a tubi d'acqua*
    - *Generatori a piccolissimo volume d'acqua (5-20 kg/m<sup>2</sup>) ⇒ caldaie a tubi d'acqua per impianti di grande potenzialità e comunque per impianti ipercritici*
  - **Tipo di scambio termico per la vaporizzazione**
    - *Generatori ad irraggiamento*
      - *Generatori a tubi d'acqua di grande potenzialità*
    - *Generatori a convezione*
      - *Generatori a tubi d'acqua di piccola e media potenzialità*
      - *Generatori a tubi di fumo*
      - *Caldaie a recupero*

# CLASSIFICAZIONE DEI GENERATORI DI VAPORE

- Tipo di circolazione nei tubi vaporizzatori (caldaie a tubi d'acqua)
  - Circolazione naturale ( $\Delta p = g h \Delta \rho$ )
    - *Generatori di piccola e media potenzialità e a bassa e media pressione ( $p < 12$  MPa)*
  - Circolazione assistita
    - *Generatori di media e grande potenzialità e  $p > 12$  MPa*
  - Circolazione forzata
    - *Generatori di grande potenzialità e alte pressioni ( $p > 14$  MPa)*
  - Attraversamento forzato (caldaie monotubolari in cui è assente il corpo cilindrico) e la portata che attraversa i fasci vaporizzatori è uguale al vapore prodotto
    - *Generatori per impianti ipercritici*
- Pressione di esercizio
  - *Bassa pressione  $p < 2$  MPa (caldaie a tubi di fumo e a tubi d'acqua)*
  - *Media pressione  $p = 2-6$  MPa (caldaie a tubi d'acqua e impianti IMTV di qualche decina di MW)*
  - *Alta pressione  $p = 6-18$  MPa (caldaie a tubi d'acqua e impianti IMTV di grande potenza)*
  - *Pressioni supercritiche  $p \approx 25$  MPa*

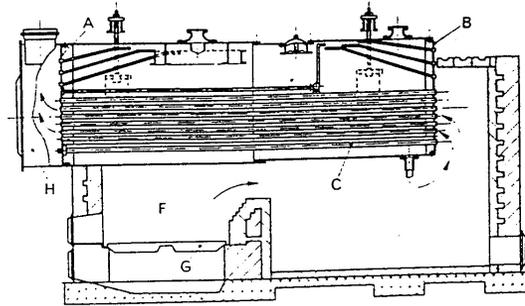
# GENERATORE DI VAPORE (GV)

- L'**economizzatore (E)** è la sezione del GV che ha il compito di riscaldare l'acqua di alimento fino alla condizione di liquido saturo. E' costituito da tubi alettati in ghisa oppure in acciaio inghisato: le alette aumentano la superficie di scambio così da aumentare la trasmissione del calore.
- L'**evaporatore (V)** è la sezione in cui avviene il passaggio di fase dell'acqua da liquido saturo a vapore saturo secco a temperatura e pressione costante: per tale motivo necessita di superfici di scambio maggiori per incrementare lo scambio di calore per convezione.

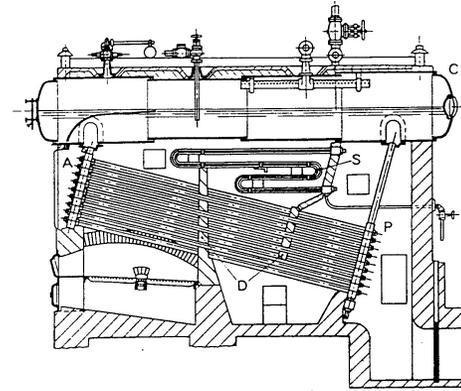


Il **surriscaldatore (SH)**, presente nel ciclo Hirn, è la sezione nella quale il vapore saturo secco riceve calore dai fumi della combustione, incrementando la propria temperatura, a pressione costante. In realtà l'ipotesi di pressione costante è solamente ideale in quanto il passaggio del vapore nel surriscaldatore determina in ogni caso una perdita di carico. In genere sono costituiti da un insieme di banchi di tubi in acciaio.

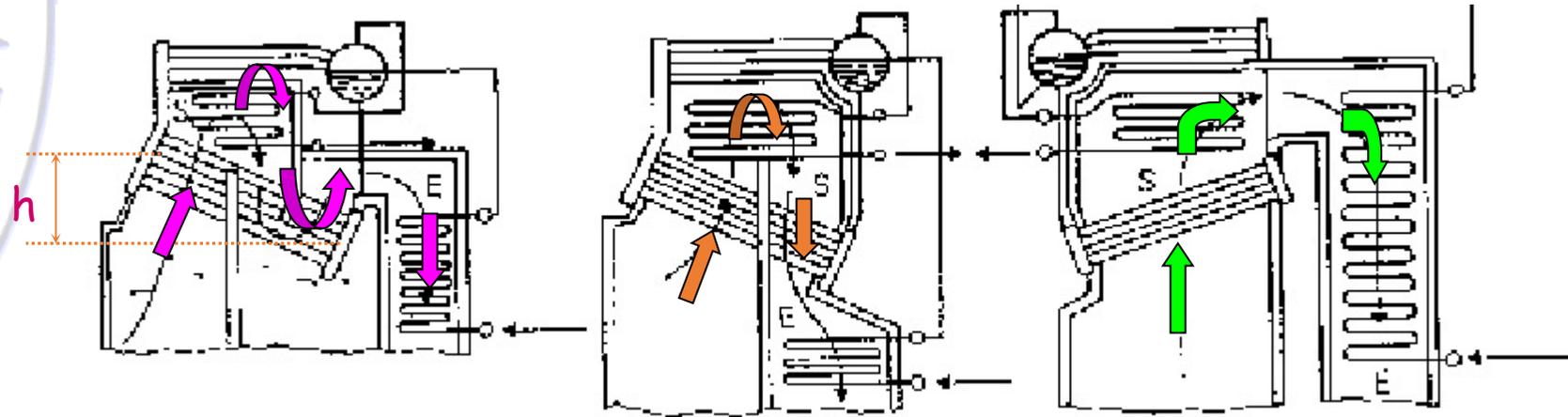
# SCHEMI DI CALDAIE



Caldaia a tubi di fumo

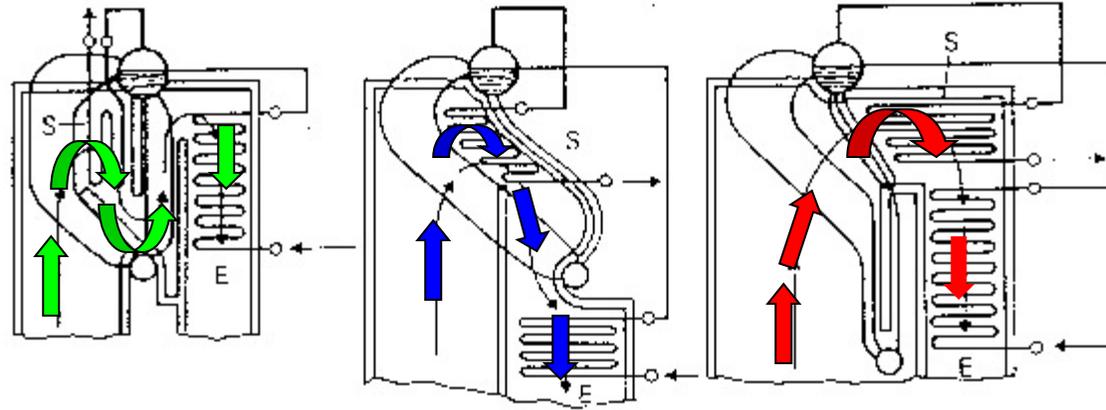


Caldaia a tubi d'acqua



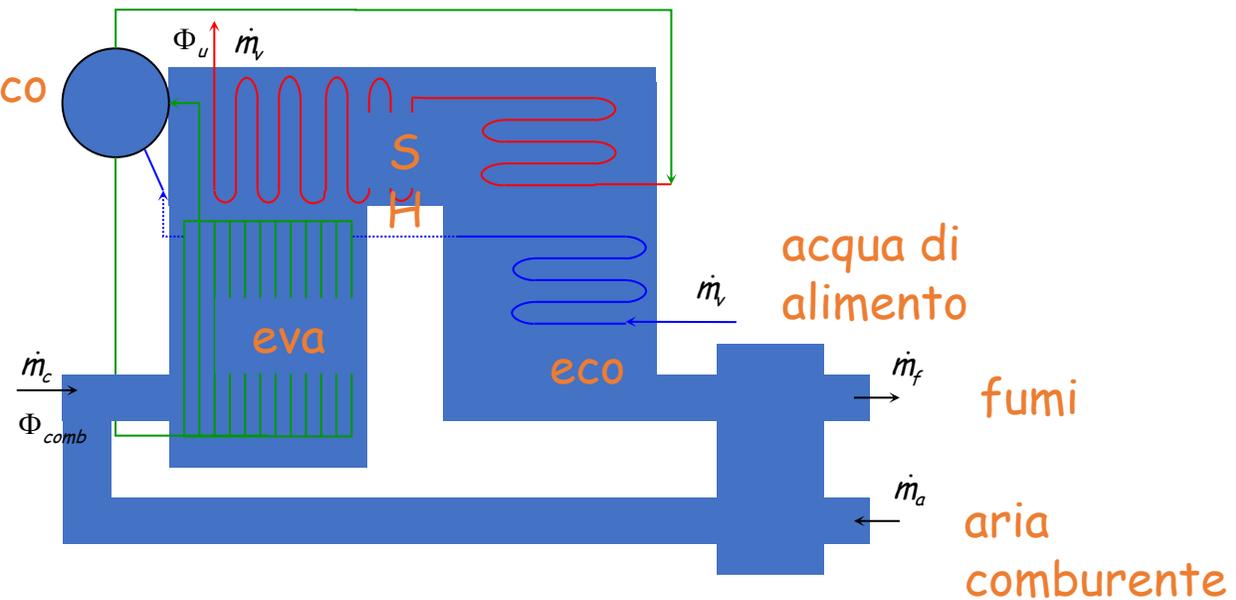
Schemi possibili di disposizioni sub-orizzontali dei tubi bollitori per caldaie a tubi d'acqua

# SCHEMI DI CALDAIE



Schemi possibili di disposizioni sub-verticali dei tubi bollitori per caldaie a tubi d'acqua

Corpo cilindrico



acqua di alimento

fumi

aria  
comburente

# PARAMETRI TECNICI CARATTERISTICI

- **Potenzialità assoluta:** produzione nominale di vapore (t/h);
- **Pressione di esercizio:** pressione nominale di progetto per il funzionamento del generatore;
- **Temperatura di esercizio:** è la temperatura nominale del vapore all'uscita dei tubi surriscaldatori ( $T_{\max}=600^{\circ}\text{C}$ );
- **Rendimento termico:** è il rapporto tra il flusso termico *utile* e il flusso termico *pagato*, cioè da combustibile ( $0.80 < \eta_{gv} < 0.94$ );
- **Superficie di riscaldamento:** superficie totale di scambio termico riferita alla parte esterna esposta ai fumi;
- **Potenzialità specifica e potenza specifica:** Potenzialità assoluta e potenza assoluta riferita alla superficie totale di scambio termico;
- **Cifra di circolazione:** rapporto tra la portata della miscela acqua-vapore che percorre i fasci tubieri vaporizzatori e la portata di vapore prodotto (il suo reciproco esprime il titolo della miscela acqua-vapore che ritorna nel corpo cilindrico superiore). Nei generatori ad attraversamento forzato è pari ad 1.



## Valori indicativi dei principali parametri di esercizio per le diverse tipologie di caldaie

	<i>SUBORIZZONTALI</i>	<i>SUBVERTICALI</i>	<i>VERTICALI</i>	<i>CIRCOLAZIONE FORZATA</i>	<i>MONOTUBOLARI</i>
Potenzialità assoluta (t/h)	100-300	200-600	300-2000	200-600	Fino a 2000
Pressione (MPa)	2.0-6.0	4.0-10.0	6.0-18.0	10.0-20.0	>22.0
Temperatura (°C)	300-400	300-500	400-550	500-550	500-550
Rendimento termico	0.8-0.9	0.85-0.92	0.85-0.94	0.85-0.94	0.85-0.94
Superficie totale di scambio termico (m <sup>2</sup> )	400-800	500-1500	500-3000	500-1500	Fino a 2000
Cifra di circolazione	10-20	8-15	5-10	8-3	1

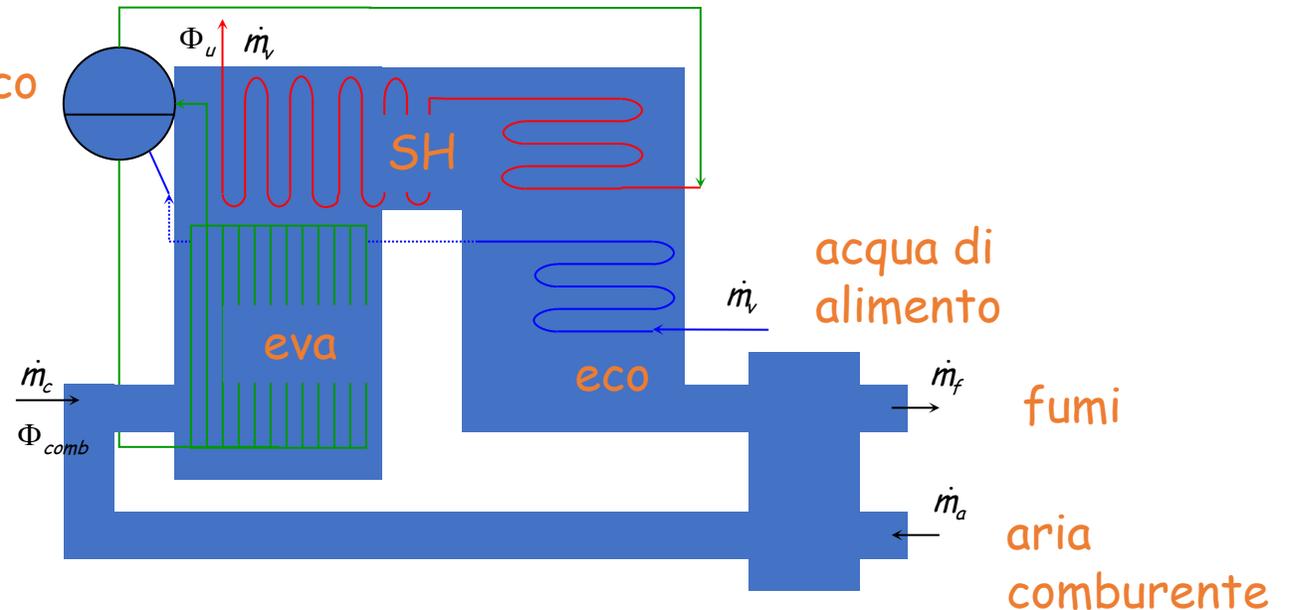


# CALCOLO DEL RENDIMENTO

$$\eta = \frac{\Phi_u}{\Phi_{comb}} = \frac{\dot{m}_v (H_v - H_a)}{\dot{m}_c LHV}$$

$\Phi_u$  flusso termico utile  
 $\Phi_{comb}$  flusso termico entrante  
 $\dot{m}_v$  portata di vapore prodotto  
 $\dot{m}_c$  portata di combustibile  
 $H_v$  entalpia del vapore all'uscita del generatore  
 $H_a$  entalpia dell'acqua di alimento  
 $LHV$  potere calorifico inferiore del combustibile

Corpo cilindrico



# CALCOLO DEL RENDIMENTO

## ➤ Metodo indiretto

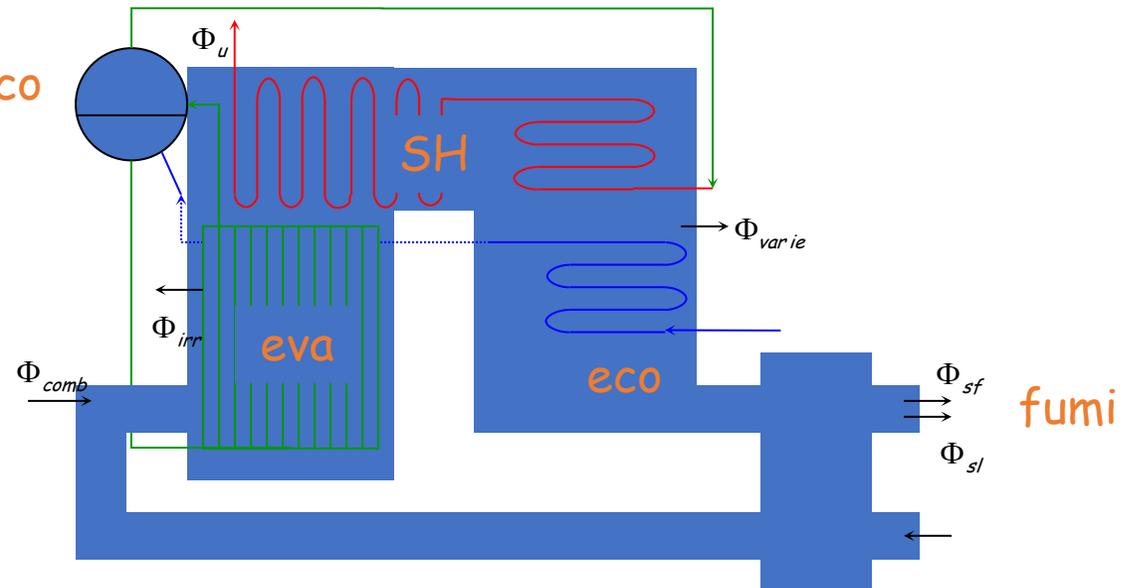
$$\Sigma \Phi_p = \Phi_{comb} - \Phi_u$$

$$\Sigma \Phi_p = \Phi_{sf} + \Phi_{sl} + \Phi_{irr} + \Phi_{varie}$$

$\Phi_{sf}$  perdite per calore sensibile dei fumi al camino  
 $\Phi_{sl}$  perdite per incombusti contenuti nei fumi  
 $\Phi_{irr}$  perdite di calore per irraggiamento  
 $\Phi_{varie}$  perdite varie

$$\eta = \frac{\Phi_u}{\Phi_{comb}} = \frac{\Phi_{comb} - \Sigma \Phi_p}{\Phi_{comb}} = 1 - \frac{\Sigma \Phi_p}{\dot{m}_c LHV}$$

Corpo cilindrico



# CALCOLO DELLE PERDITE

➤ Perdite per calore sensibile dei fumi al camino: è valutabile intorno al 5-10%, (0.07% per ogni °C di differenza tra  $T_f$  e  $T_{amb}$ )

$$\Phi_{sf} = \dot{m}_f c_{pm,f} (T_f - T_{amb})$$

$$\dot{m}_{aria} = (1 + e) \dot{m}_{aria,stech}$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{aria} + \dot{m}_c = \dot{m}_c (1 + \alpha_{stech} (1 + e))$$

$\alpha_{stech}$

rapporto stechiometrico aria/combustibile

$\dot{m}_{aria,stech}$

portata d'aria stechiometrica di combustibile

$e = (\dot{m}_{aria} - \dot{m}_{aria,stech}) / \dot{m}_{aria,stech}$  eccesso d'aria

$$\frac{\Phi_{sf}}{\Phi_c} \cdot 100 = \frac{(1 + \alpha_{stech} (1 + e)) \cdot (c_{pm,f} (T_f - T_{amb}))}{LHV} \cdot 100$$

$$120-140^\circ\text{C} < T_f < 180-220^\circ\text{C}$$

- Le perdite per calore sensibile dei fumi al camino aumentano all'aumentare dell'eccesso d'aria (aumenta la portata dei fumi);
- La riduzione di tali perdite passa quindi attraverso la riduzione dell'eccesso d'aria, che presenta limiti tecnici al di sotto dei quali si producono HC o la combustione risulta incompleta;
- Riduzione della temperatura finale dei fumi fino a 110-120 °C, attraverso un opportuno dimensionamento del preriscaldatore d'aria, compatibilmente con i limiti da corrosione per condensa acida.

# CALCOLO DELLE PERDITE

➤ *Perdite per calore latente (legate agli incombusti HC e a combustione incompleta CO, valutate intorno all'1%;*

Le perdite per calore sensibile vengono regolate attraverso l'eccesso d'aria:

- *Combustibili gassosi (incombusti HC)  $e \cong 10\%$*
- *Combustibili liquidi (combustione incompleta CO)  $e \cong 20\%-30\%$*
- *Perdite per irraggiamento, valutate intorno allo  $0.5-0.6 \text{ kW/m}^2$*
- *Perdite varie, valutate intorno allo  $0.4-1\%$* 
  - *Perdite per spurghi o prelievi di vapore per utilizzazioni interne alla caldaia;*
  - *Perdite per fughe di vapore, di fumi e/o aria;*
  - *altro*

LE PERDITE PIÙ IMPORTANTI SONO QUINDI LE *PERDITE PER CALORE SENSIBILE* DEI FUMI AL CAMINO.



# LO SCAMBIO TERMICO NEL GV

- SEZIONE EVAPORATORE: scambio termico convettivo e parzialmente per irraggiamento
- SEZIONE SH-RH: scambio termico convettivo
- SEZIONE ECONOMIZZATORE: scambio termico convettivo
- SEZIONE PRERISCALDATORE D'ARIA: scambio termico convettivo

Contrariamente a quanto si potrebbe pensare le sezioni SH e RH non si trovano direttamente nella zona irraggiata, cioè in camera di combustione. Questa scelta è dovuta ai gravi problemi di resistenza termica dei materiali costituenti i fasci tubieri surriscaldatori, qualora fossero posizionati in c.c.;

A parità di flusso termico scambiato, nell'evaporatore risulta:

$$\dot{q}_{th} = h_{c,f}(T_f - T_w) = h_{c,acqua}(T_w - T_{acqua})$$

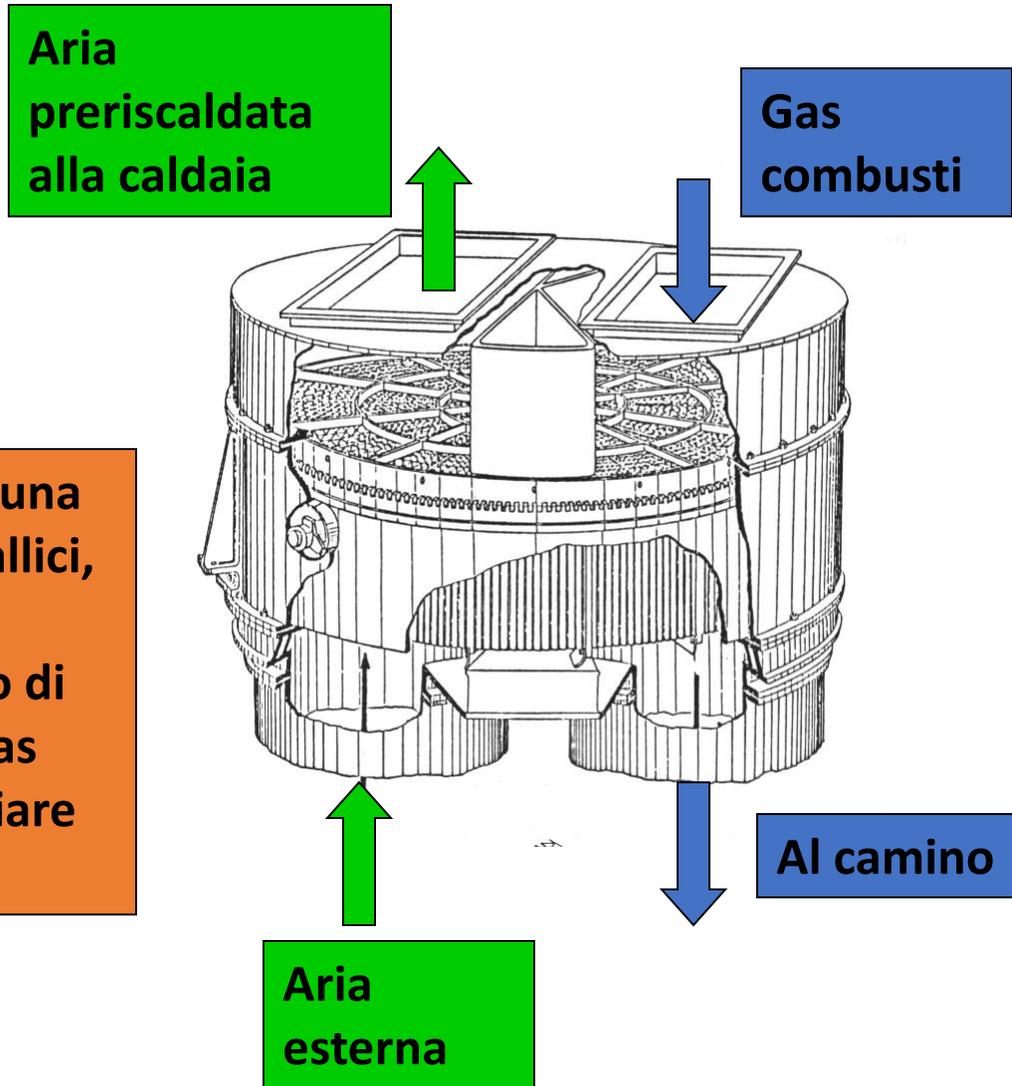
$h_{c,f} \approx O(1)$        $h_{c,acqua} \approx O(10)$        $T_w \approx T_{acqua}$

*Viceversa, nelle sezioni SH-RH, il modesto valore del coefficiente di scambio termico convettivo (in presenza di vapore surriscaldato) porterebbe  $T_w$  a valori inaccettabili.*

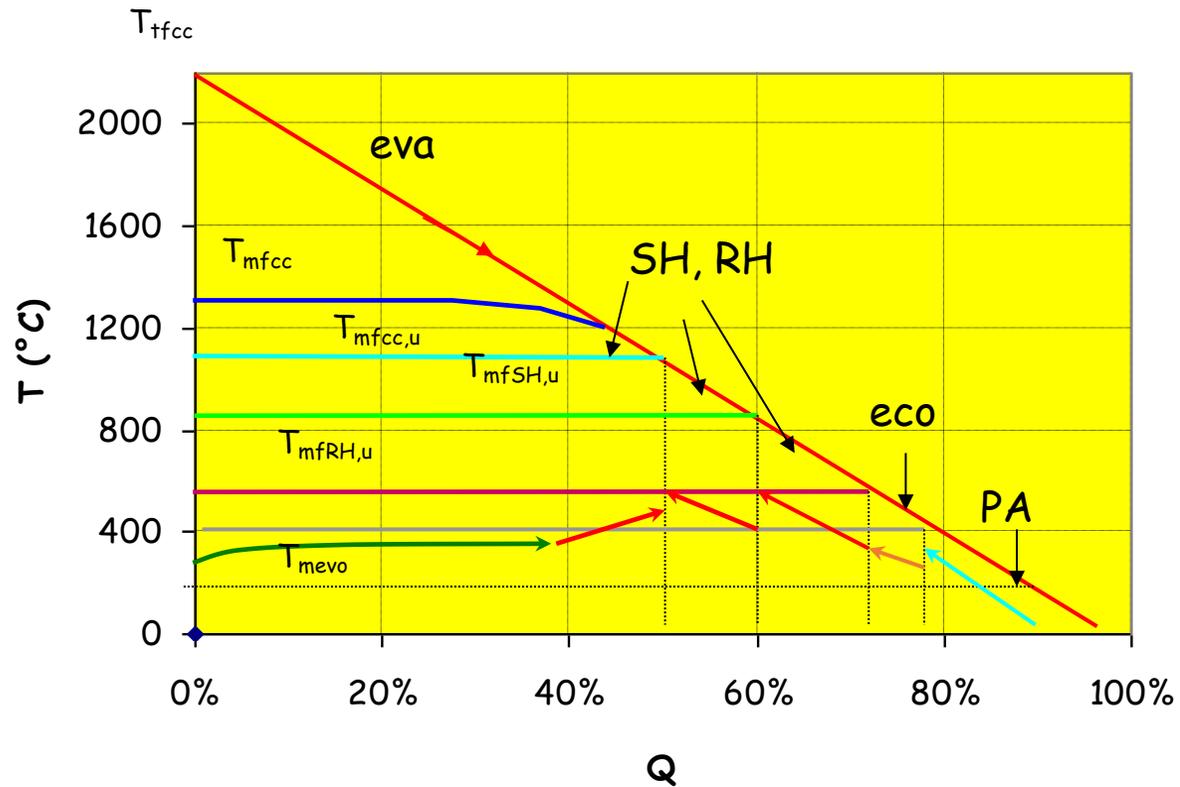
# Preriscaldatore Aria

Preriscaldatore d'aria di tipo rigenerativo (Lijungström)

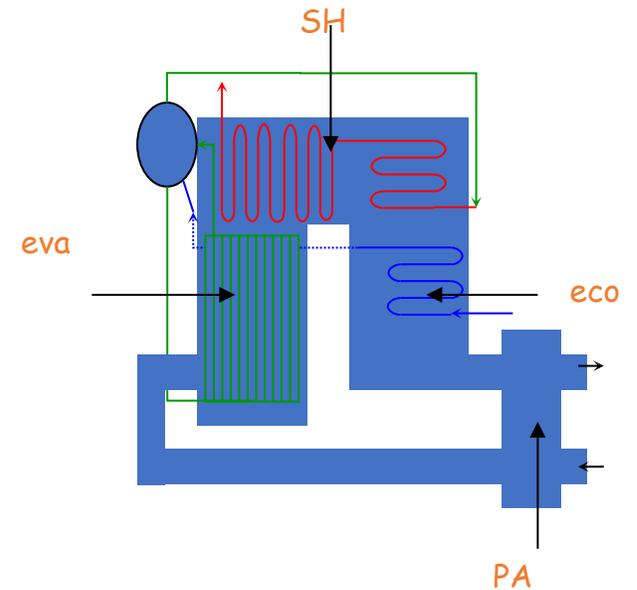
Il tamburo, formato da una griglia di lamierini metallici, ruota lentamente (2-3 giro/min), permettendo di trasferire il calore dai gas combusti all'aria da inviare alla combustione.



# IL PROFILO DI TEMPERATURA:IL DIAGRAMMA T-Q

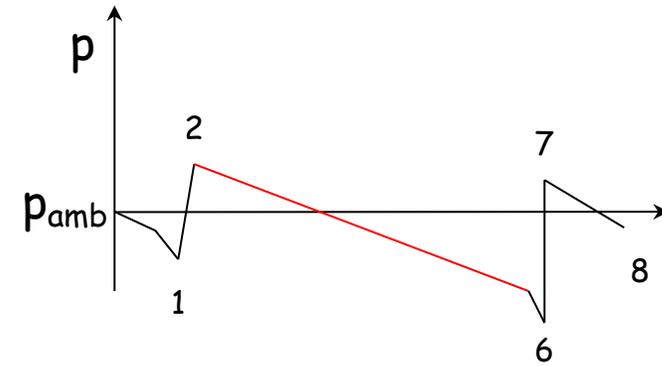
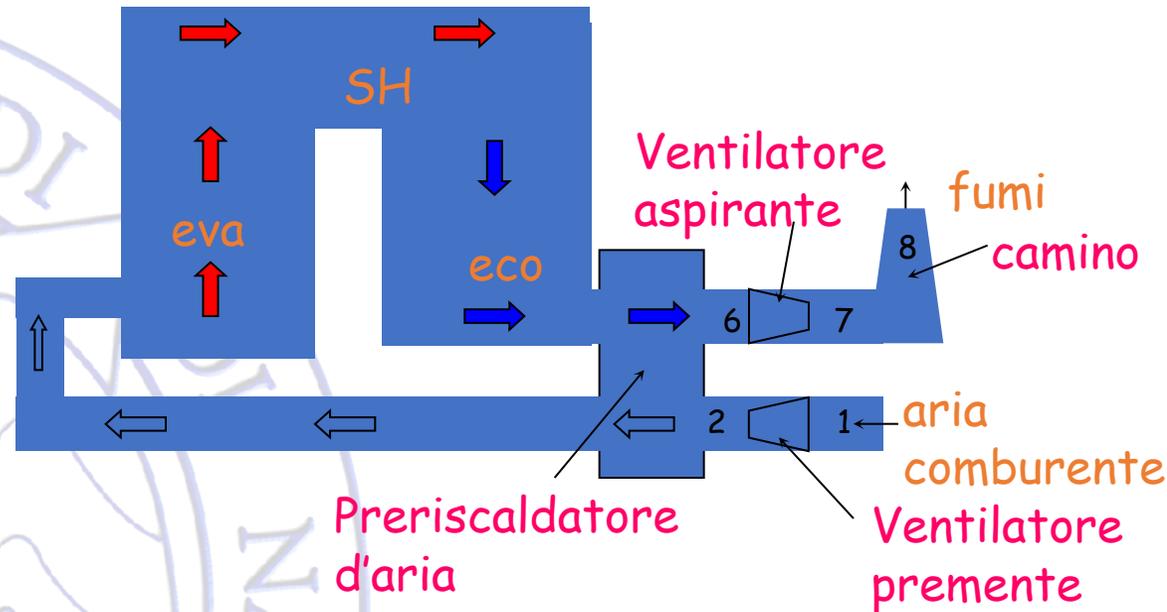


- $T_{tfcc}$  Temperatura teorica dei fumi in c.c.  $\Rightarrow 2200^{\circ}\text{C}$
- $T_{mfcc}$  Temperatura media dei fumi in c.c.  $\Rightarrow 1300^{\circ}\text{C}$
- $T_{mfcc,u}$  Temperatura media dei fumi in uscita dalla c.c.  $\Rightarrow 1100^{\circ}\text{C}$
- $T_{mfSH,u}$  Temperatura media dei fumi uscita SH  $\Rightarrow 850^{\circ}\text{C}$
- $T_{mfRH,u}$  Temperatura media dei fumi uscita RH  $\Rightarrow 550^{\circ}\text{C}$
- $T_{mevo,u}$  Temperatura media dei fumi uscita ECO  $\Rightarrow 400^{\circ}\text{C}$



- Eva: equicorrente
- SH,RH: controcorrente
- ECO: controcorrente
- PA: controcorrente

# CIRCOLAZIONE ARIA-FUMI



## UNITÀ A TIRAGGIO BILANCIATO

- Unità a tiraggio aspirato (ventilatore aspirante): aria e fumi fluiscono lungo il generatore sotto l'influenza di una pressione che progressivamente diminuisce rispetto a quella atmosferica. Quando è il camino che da solo fornisce il tiraggio necessario per la circolazione si parla di tiraggio naturale.
- Unità a tiraggio forzato (ventilatore premente): aria e fumi vengono mantenuti al di sopra della pressione atmosferica per mezzo di un ventilatore premente, per cui la pressione assume valori via via decrescenti passando dal ventilatore al camino. La camera di combustione risulta così pressurizzata.
- Unità a tiraggio bilanciato (ventilatore premente e ventilatore aspirante): la camera di combustione è in leggera depressione.

# CIRCOLAZIONE ARIA-FUMI

Nei moderni generatori di vapore la circolazione dell'aria e dei fumi è affidata ai ventilatori, mentre al camino viene affidato il compito di disperdere i fumi in atmosfera senza inquinare il suolo, e il suo tiraggio naturale viene utilizzato per superare le perdite di carico proprie.

I ventilatori aspiranti richiedono maggiore potenza, rispetto a quelli premententi, e sono soggetti all'erosione provocata dai fumi.

Le unità vengono quindi sempre più spesso realizzate con camera di combustione pressurizzata, cioè solo con il ventilatore prementente.

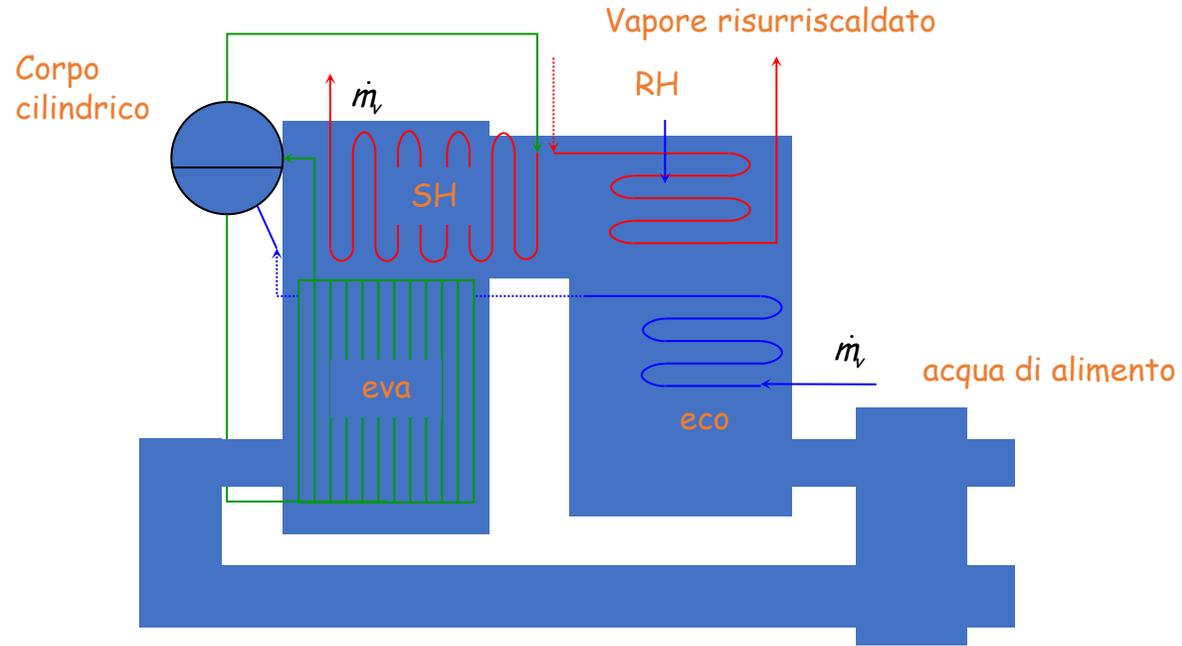
La differenza di pressione che trascina i fumi (effetto camino) è data da:

$$\Delta p = |g| h_{camino} (\rho_{amb} - \rho_f)$$

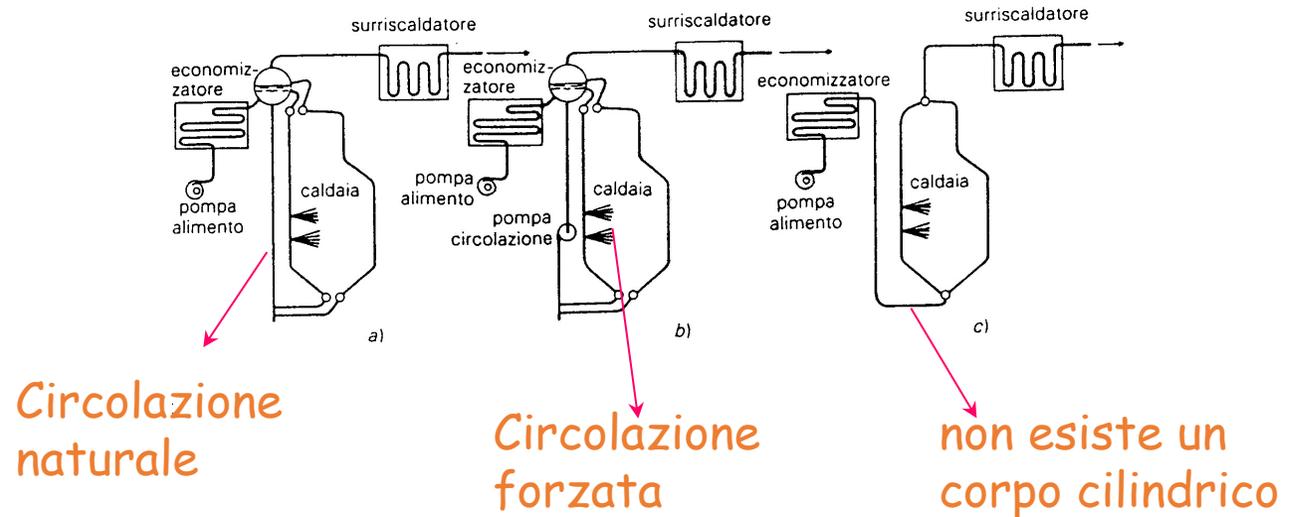
$h_{camino}$	altezza del camino
$\rho_{amb}$	densità dell'aria ambiente
$\rho_f$	densità dei fumi



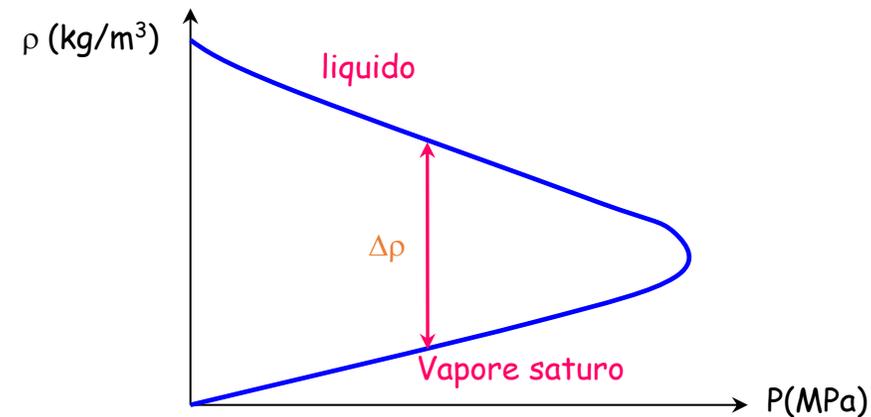
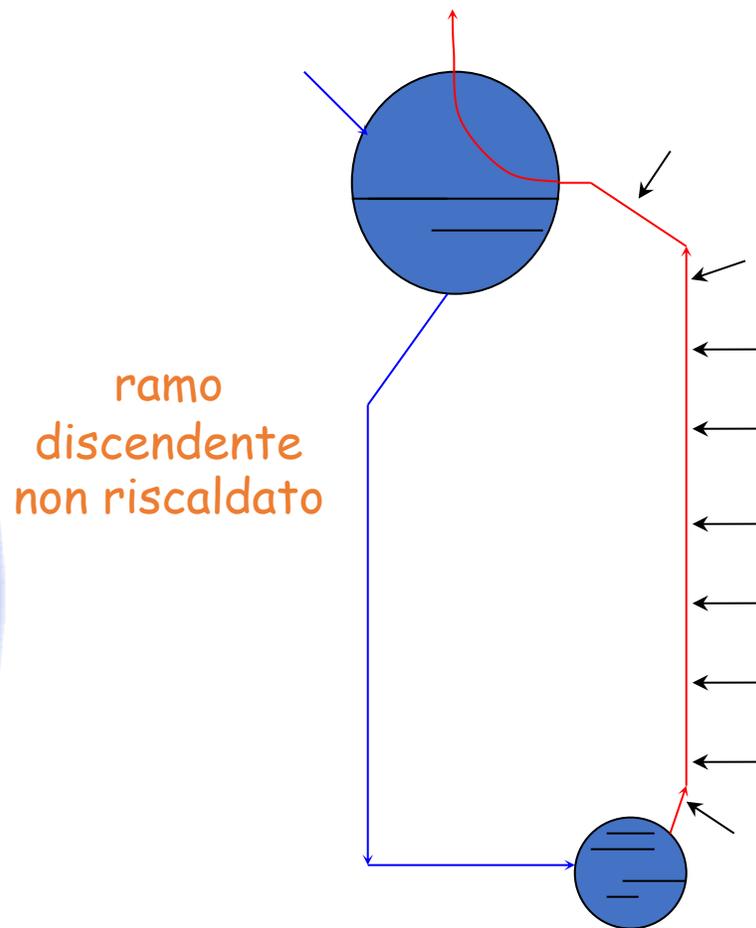
# CIRCUITO ACQUA-VAPORE



- Circolazione naturale
- Circolazione assistita
- Circolazione forzata
- Attraversamento forzato



# LA CIRCOLAZIONE NATURALE



$$\Delta p = |g| h \Delta \rho$$

La circolazione naturale è assicurata dalla differenza di densità tra il liquido saturo che scende lungo i tubi di caduta e la miscela acqua-vapore che risale nei tubi vaporizzatori.

All'aumentare della pressione si riduce la differenza di densità tra il liquido e il vapore non saturo; ciò significa che per mantenere lo stesso gradiente di pressione bisogna aumentare l'altezza dei fasci tubieri: si spiega così il passaggio dalle caldaie sub-orizzontali alle caldaie verticali all'aumentare della pressione di esercizio.



# SCHEMI DI GENERATORI DI VAPORE

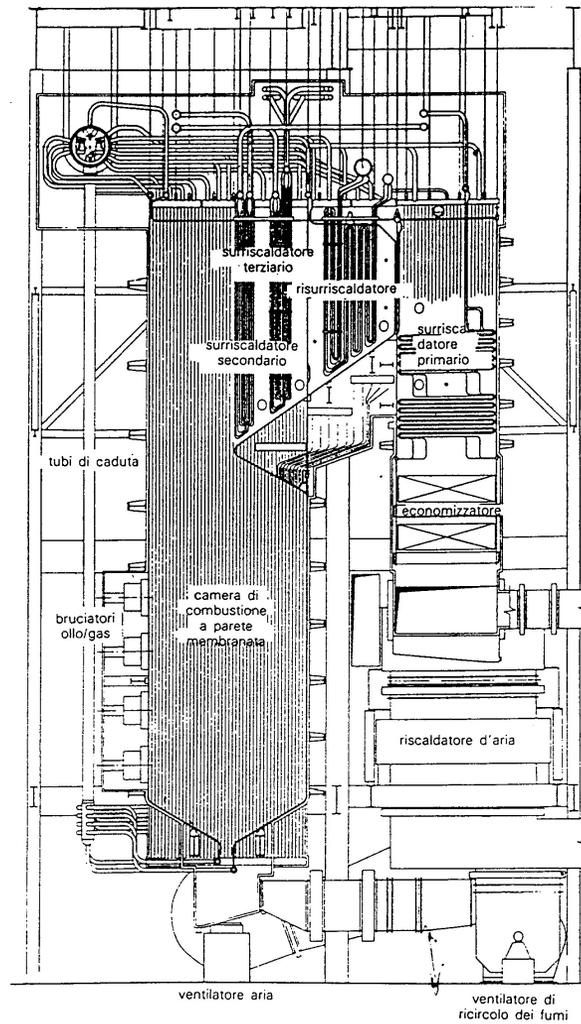


Fig. 6.1.21. — Generatore di vapore di grande taglia a circolazione naturale (Babcock & Wilcox).

13

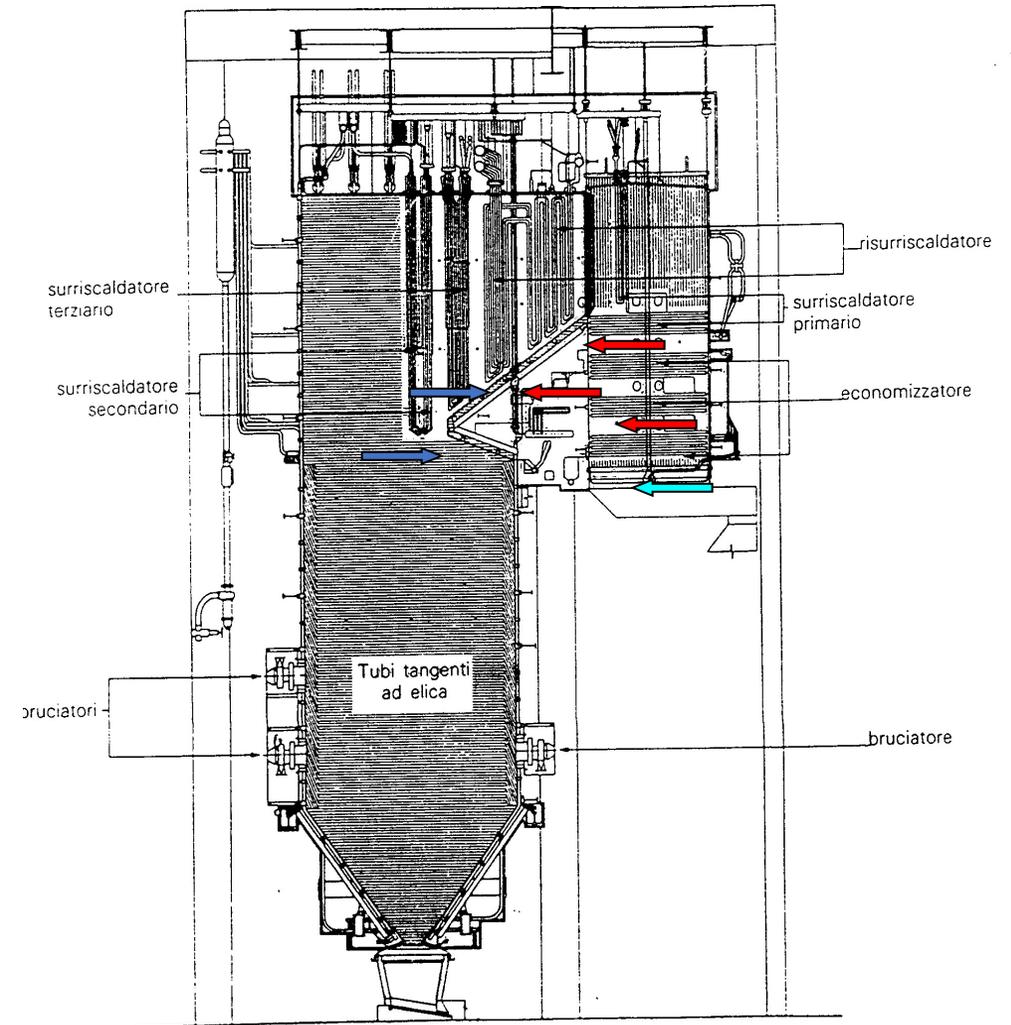


Fig. 6.1.23. — Generatore di vapore di grande taglia a circolazione forzata (Breda).

# DIMENSIONAMENTO DEL GENERATORE DI VAPORE

## ➤ *Dati di progetto Impianto*

- *Potenza impianto a vapore (MW)*
- *Caratteristiche operative del ciclo*
- *Rendimento pompa di alimentazione*
- *Rendimento turbina a vapore*

## ➤ *Dati di progetto GV*

- *Tipo di combustibile*
- *Eccesso d'aria*
- *Temperatura aria comburente uscita PA*
- *Temperatura gas combusti al camino*
- *Coefficiente perdite per calore latente, irraggiamento, varie*



# PROCEDIMENTO DI CALCOLO



- Calcolo del ciclo termodinamico
- Calcolo della portata di vapore  $\dot{m}_v$
- Calcolo delle potenze termiche nelle sezioni eco-eva-SH-RH
- Calcolo di  $\alpha_{\text{stech}}$
- Calcolo dell'aria effettiva attraverso l'eccesso d'aria e
- Calcolo della combustione
- Calcolo della massa percentuale dei fumi
- Calcolo del  $c_{\text{pm,fumi}}$  alla  $T_m$  tra la temperatura dei fumi al camino e la temperatura ambiente
- Calcolo del rendimento del generatore attraverso il metodo indiretto
- Calcolo della portata di combustibile
- Calcolo della portata di fumi
- Dimensionamento delle sezioni del GV

# CALCOLO DELLA COMBUSTIONE E ANALISI DEI FUMI

<i>Composizione in peso del combustibile</i>	<i>Prodotti della combustione per kg di combustibile %</i>
M% C	$m_{CO_2} = (MM_{CO_2}/MM_C)M\%C$
M% H	$m_{H_2O} = (MM_{H_2O}/MM_{H_2})M\%H$
M% O	$m_{O_2} = (\alpha - \alpha_{stech})/4.31$
M% N	$m_{N_2} = 0.768\alpha + M\%N$
M% S	$m_{SO_2} = (MM_{SO_2}/MM_S)M\%S$
M% H <sub>2</sub> O	$m_{H_2O} = (MM_{H_2O}/MM_{H_2})M\%H$

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O,H_2} + \dot{m}_{H_2O,comb} + \dot{m}_{H_2O,aria}$$

Per aria standard,  $U=0.013/kg_{aria\ secca}$

$$\frac{\dot{m}_{H_2O}}{kg_{comb}} = \frac{M\%H_2O + \frac{MM_{H_2O}}{MM_{H_2}} M\%H_2}{100} + \dot{m}_{H_2O,aria}$$

$$\dot{m}_{H_2O,aria} = 0.013\alpha$$

## CALCOLO DELLA COMBUSTIONE E ANALISI DEI FUMI

$$\dot{m}_{fumi} = \dot{m}_{CO_2} + \dot{m}_{O_2} + \dot{m}_{N_2} + \dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{SO_2}$$

Calcolo dell'aria effettiva

$$\alpha_{stech} = \frac{4.31(8M\%H + 2.667M\%C + M\%S - M\%O)}{100}$$

$$\alpha = (1 + e)\alpha_{stech}$$

