

ESERCITAZIONI DI CENTRALI TERMOELETTRICHE

Esercitazione 1

Controllo del consumo specifico di una sezione termoelettrica

Esercitazione 2

Ciclo di prova di una sezione termoelettrica da 320 MW

Esercitazione 3

Rendimento di un generatore di vapore

Esercitazione 4

Dimensionamento di un generatore di vapore

Esercitazione 5

Recupero termico sui fumi di una centrale termoelettrica a carbone

Esercitazione 6

Sistema di recupero termico sui fumi di centrali termoelettriche

Esercitazione 7

Dimensionamento di un condensatore

Esercitazione 8

Repowering di sezione termoelettrica da 320 MW

Esercitazione 1**Controllo del consumo specifico di una sezione termoelettrica****1. Parametri che influiscono sul consumo specifico e scostamenti ad essi relativi**

I principali parametri che influiscono sul consumo specifico di una sezione termoelettrica, da rilevare per il calcolo degli scostamenti rispetto alle condizioni progettuali, sono classificati come di seguito indicato:

1. Parametri che caratterizzano le condizioni di vapore in turbina:

- pressione vapore all'ammissione p_{SH}
- temperatura vapore all'ammissione t_{SH}
- temperatura vapore alla riammissione t_{RH}
- pressione assoluta nel condensatore p_{sc}

I primi tre parametri relativi alle condizioni del vapore all'ingresso in turbina danno luogo a scostamenti (A_1 , A_2 , A_3) che sono sempre dovuti a cause interne all'impianto e vengono raggruppati sotto la sigla AI .

Lo scostamento dovuto alla pressione assoluta nel condensatore è indicato con la sigla AU e comprende sia una quota AU_e dovuta a cause esterne (temperatura acqua condensatrice e livello corpo idrico) sia una quota AU_i dovuta a cause interne (sporco tubi, rientrate aria, ecc.).

Si avrà pertanto:

$$\begin{aligned} AI &= A_1 + A_2 + A_3 \\ AU &= AU_e + AU_i \\ A &= AI + AU \end{aligned}$$

2. Parametro che caratterizza il consumo degli ausiliari elettrici:

- potenza P_a assorbita dagli ausiliari di unità

Lo scostamento dovuto ad un consumo degli ausiliari elettrici diverso da quello di riferimento viene indicato con la sigla B .

3. Parametri che caratterizzano lo stato del ciclo condensato – alimento:

- differenza di temperatura acqua alimento Δt_{AP} tra ingresso economizzatore e ingresso degasatore
- differenza di temperatura condensato Δt_{BP} tra ingresso degasatore e mandata pompe estrazione

Tali parametri danno luogo a scostamenti C_1 , C_2 che sono raggruppati sotto la sigla C .

4. Parametri che caratterizzano il funzionamento del generatore di vapore:

- differenza di temperatura Δt_{ag} tra i gas all'uscita del riscaldatore aria (RA) e l'aria sulla mandata del ventilatore (VA)
- differenza di temperatura Δt_{RAV} dell'aria tra l'ingresso e l'uscita del riscaldatore d'aria a vapore (RAV)
- percentuale di ossigeno O_2 nei gas a monte dei RA
- rientrata aria percentuale R dai riscaldatori aria RA

I suddetti parametri, a seconda che influenzino le perdite al camino o il guadagno per uso dei RAV , danno luogo a scostamenti D_1 , D_2 che sono raggruppati sotto la sigla D .

Relativamente ai primi due parametri si determinano scostamenti sia per cause interne che per cause esterne; gli altri due parametri (O_2 e R) comportano scostamenti dovuti solamente a cause interne.

Poiché il metodo si basa sulla valutazione delle differenze rispetto a valori di riferimento, si ritiene di valutare soltanto le perdite al camino considerando solo i parametri che maggiormente le influenzano, invece che tutte le perdite previste dalla normativa ASME.

La componente attribuibile a cause esterne (per temperatura aria ambiente) viene indicata con D_e , quella dovuta a cause interne con D_i .

Si avrà quindi:

$$D = D1 + D2$$

$$D = D_e + D_i$$

$$D1 = D1e + D1i$$

$$D2 = D2e + D2i$$

$$D_e = D1e + D2e$$

$$D_i = D1i + D2i$$

5. Parametri che individuano “altre cause” di scostamento:

- portata totale acqua Q_d di attemperamento RH
- portata acqua di integrazione Q_i
- percentuale incombusti I_c nelle ceneri leggere (solo nel caso di funzionamento con combustibile solido)

Non viene considerata la correzione per l'attemperamento SH poiché normalmente la sua influenza sul consumo specifico è trascurabile.

Tali parametri danno luogo agli scostamenti $E1$, $E2$, $E3$.

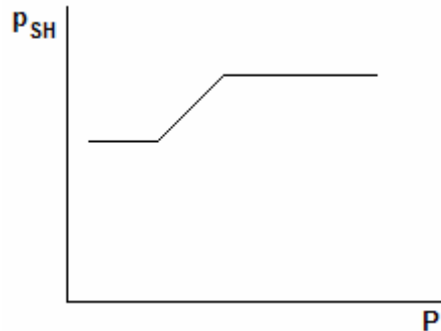
Per tenere conto inoltre di situazioni particolari d'impianto potrà essere utilizzato lo scostamento $E0$.

Gli scostamenti $E1$, $E2$, $E3$, $E0$ sono raggruppati con la sigla E .

2. Calcolo degli scostamenti relativi alle condizioni vapore turbina

2.1. Pressione vapore all'ammissione (p_{SH})

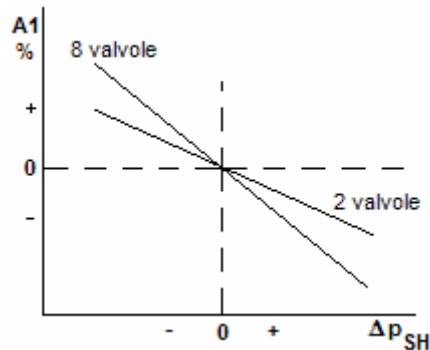
Il valore preso come riferimento è individuato dal diagramma che riporta l'andamento di p_{SH} in funzione del carico ai morsetti P.



Questo diagramma è quello fornito dal costruttore di turbina o quello risultante dalle esperienze di esercizio.

In generale una variazione di pressione all'ammissione rispetto a quella di riferimento provoca una variazione del consumo specifico. La variazione di consumo specifico è funzione della pressione e del numero di valvole aperte.

Il calcolo dello scostamento è ottenuto mediante diagrammi del tipo indicato in figura:



Poiché non è ammissibile funzionare con pressione più elevata rispetto a quella di riferimento ai vari carichi, le correzioni positive di consumo specifico per pressioni all'ammissione maggiori del riferimento non sono considerate.

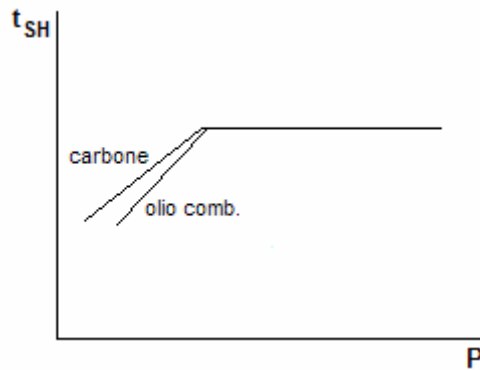
Per l'utilizzo di tale diagramma va precisato che:

- il carico elettrico corrispondente al numero delle valvole aperte, che serve per l'interpolazione lineare tra le curve date, sarà ricavato dalle prove di esercizio o, in assenza di queste, dalle prove di collaudo o dai bilanci del costruttore.
- le curve del costruttore sono fornite normalmente con riferimento ad una pressione all'ammissione costante e si ritengono applicabili anche nel caso di pressione all'ammissione di riferimento variabile.

Lo scostamento che si ricava dal diagramma, in base alla differenza fra valore rilevato della p_{SH} e il valore di riferimento, viene indicato con il simbolo A1 ed è dovuto a cause interne.

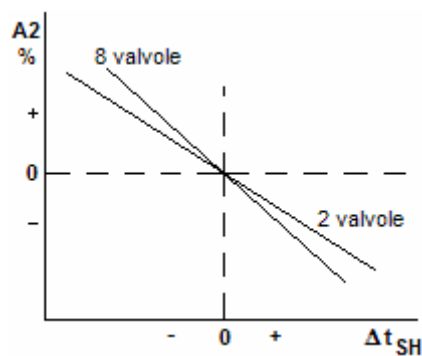
2.2. Temperatura vapore all'ammissione (t_{SH})

Il valore di riferimento è individuato dai diagrammi che riportano l'andamento della t_{SH} in funzione del carico P e per tipo di combustibile impiegato. Tali diagrammi sono forniti dal costruttore di caldaia o risultanti dalle esperienze di esercizio.



Una diminuzione della t_{SH} provoca un aumento di consumo specifico.

Il diagramma per il calcolo dello scostamento è quello fornito dal costruttore di turbina.

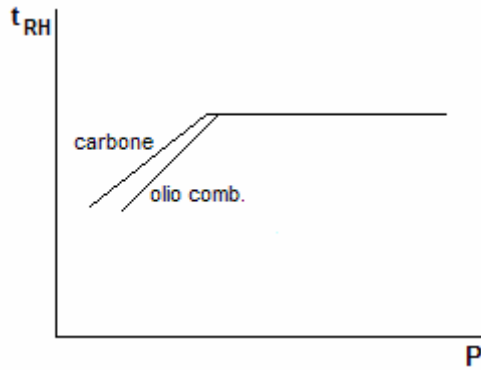


Per l'utilizzo di tale diagramma va precisato che la curva del costruttore, fornita normalmente ad una t_{SH} costante, si ritiene applicabile anche quando la t_{SH} è variabile, ad esempio al di sotto del carico di controllo.

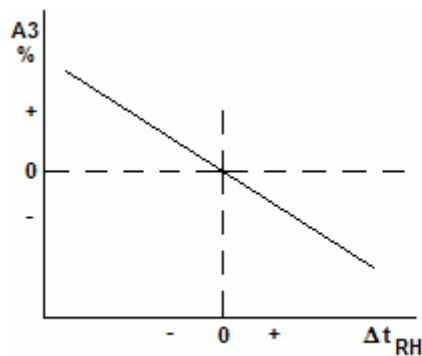
Lo scostamento che si ricava in base alla differenza fra valore rilevato e valore di riferimento viene indicato con il simbolo $A2$ ed è dovuto a cause interne.

2.3. Temperatura vapore alla riammissione (t_{RH})

Il valore di riferimento è individuato dai diagrammi che danno la t_{RH} in funzione del carico P e per tipo di combustibile: questi ultimi sono forniti dal costruttore di caldaia e risultano dalle esperienze di esercizio.



Lo scostamento si calcola in modo analogo a quanto visto per t_{SH} utilizzando il diagramma fornito dal costruttore di turbina.



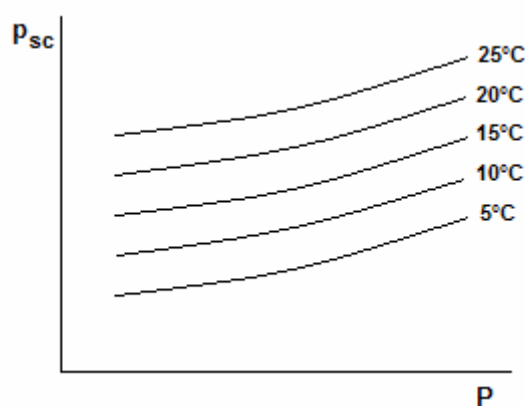
Lo scostamento che deriva dalla differenza tra t_{RH} rilevata e il valore di riferimento è dovuto a cause interne e viene indicato con il simbolo $A3$.

2.4. Pressione assoluta nel condensatore (p_{sc})

Il valore ottimale di funzionamento della pressione assoluta nel condensatore p_{sc} è rilevato da un insieme di curve che forniscono la pressione al condensatore, al variare del carico P , per diverse temperature dell'acqua condensatrice.

Tali curve sono anche denominate curve del vuoto e possono essere parametrizzate, per le centrali che risentono in maniera sensibile del livello del fiume o del bacino da cui derivano l'acqua condensatrice, in funzione del livello del corpo idrico.

Questi diagrammi sono ottenuti elaborando quelli forniti dal costruttore del condensatore, dati normalmente in funzione del calore scambiato, oppure rilevando i valori di funzionamento in un lungo periodo di esercizio a condensatore pulito e in assenza di rientrate d'aria.



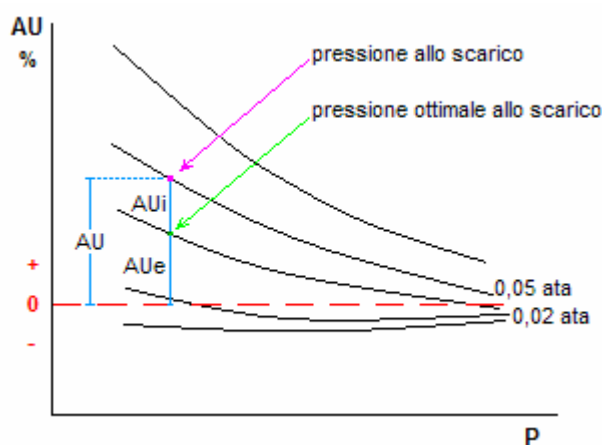
Per la trasformazione del diagramma del costruttore occorre fissare un legame univoco tra il calore scambiato ed il carico ai morsetti dell'alternatore, anche se a rigore detto legame è funzione della pressione al condensatore. Essendo però possibile trascurare tale influenza, si assume che il suddetto legame sia quello risultante dalle prove di esercizio. Tra queste curve, quella relativa alla temperatura dell'acqua condensatrice di 15°C è assunta come valore di riferimento.

Le norme ASME per il collaudo delle turbine prescrivono una pressione allo scarico costante.

In questa trattazione si è invece ritenuto opportuno adottare come riferimento la temperatura dell'acqua condensatrice per poter distinguere le cause di scostamento interne da quelle esterne.

Le curve per individuare lo scostamento AU (per variazione del vuoto al condensatore) si ottengono da quelle fornite dal costruttore riferendole al vuoto assunto come riferimento.

Detto scostamento si individua sul diagramma in base al carico P e alla pressione misurata al condensatore p_{sc} .



La variazione per causa esterna A_{Ue} si determina sullo stesso diagramma valutando lo scostamento in corrispondenza del valore ottimale di pressione p_{sco} allo scarico al condensatore.

La p_{sco} si ricava dalle curve del vuoto p_{sc} in funzione del carico P alla temperatura dell'acqua condensatrice rilevata all'ingresso del condensatore.

La parte di scostamento imputabile a cause interne (sporco, rientrate d'aria, ecc.) si ricava come differenza:

$$A_{Ui} = AU - A_{Ue}$$

Il diagramma degli scostamenti percentuali AU in funzione del carico P si costruisce a partire dall'analogo diagramma fornito dal costruttore di turbina, dato normalmente con la portata di vapore allo scarico turbina in ascissa e con lo scostamento sull'asse delle ordinate riferito ad una prefissata pressione allo scarico, indipendentemente dalla temperatura dell'acqua condensatrice.

Detto diagramma deve essere trasformato in modo tale da avere il carico lordo in ascissa e lo scostamento sulle ordinate riferito non più ad una pressione fissa, ma a quella ottenibile a condensatore pulito e con temperatura dell'acqua condensatrice di 15°C .

Per ottenere agevolmente questa trasformazione conviene procedere come segue:

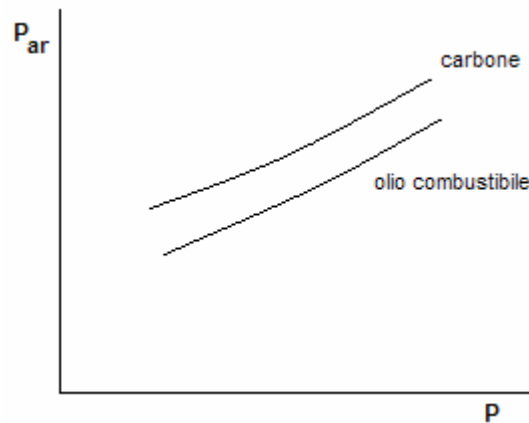
- 1) dai risultati delle prove di esercizio si ricava la relazione tra carico lordo e portata allo scarico;
- 2) utilizzando detta relazione e le curve del vuoto, determinate come sopra esposto, si riporta sul diagramma di correzione fornito dal costruttore la curva corrispondente al vuoto ottenibile con 15°C di temperatura dell'acqua condensatrice;
- 3) sempre utilizzando la relazione tra carico lordo e portata allo scarico si costruisce il diagramma voluto, riportando in corrispondenza dei vari carichi lordi e per le varie pressioni allo scarico gli scostamenti riferiti alla curva del vuoto ottenibile a 15°C di temperatura dell'acqua condensatrice.

E' ovvio che detto procedimento porterà ad avere scostamenti positivi per tutto il campo di pressioni al di sopra di detta curva e scostamenti negativi nel campo al di sotto di essa.

3. Calcolo dello scostamento relativo al consumo di ausiliari elettrici

La potenza degli ausiliari elettrici è rappresentata dalla somma dell'assorbimento di quelli di unità (misurato a valle dei trasformatori di unità) e della quota parte degli ausiliari generali.

Il valore di riferimento del consumo di ausiliari elettrici di unità (P_{ar}) è individuato da una curva che riporta la potenza degli ausiliari in funzione della potenza ai morsetti (P) e del tipo di combustibile impiegato. Il valore di riferimento da utilizzare risulta dalla ponderazione effettuata in base alla percentuale dei combustibili utilizzati.



In sede di prove di esercizio viene stimata la sola potenza assorbita dalle sbarre di gruppo; la quota parte dei servizi generali può essere determinata solo sulla base di esperienze di esercizio maturate nell'impianto.

Lo scostamento del consumo specifico rispetto al valore di riferimento è dato dalla formula:

$$B = \frac{P_a - P_{ar}}{P - P_{aux}} \cdot 100$$

dove:

P_a è la misura della potenza degli ausiliari,

$P_{aux} = (P_a + 0,0038 \cdot P)$ per tener conto delle perdite nel trasformatore principale (TP) e nei trasformatori dei servizi ausiliari.

L'espressione sopra riportata si determina nel seguente modo.

Poiché
$$B = \frac{CS - CSr}{CSr} \cdot 100$$

essendo
$$CS = \frac{(\text{calore fornito})}{(P - P_{aux})}$$

sarà
$$B = \frac{\frac{(\text{calore dato al ciclo})}{(P - P_{aux})} - \frac{(\text{calore dato al ciclo})}{(P - P_{auxr})}}{\frac{(\text{calore dato al ciclo})}{(P - P_{auxr})}} \cdot 100$$

da cui:

$$B = \frac{(P_{aux} - P_{auxr})}{P - P_{aux}} \cdot 100$$

$$B = \frac{(P_a + 0,0038P) - (P_{ar} + 0,0038P)}{P - (P_a + 0,0038P)} \cdot 100$$

$$B = \frac{(P_a - P_{ar})}{P - (P_a + 0,0038P)} \cdot 100$$

4. Calcolo degli scostamenti relativi allo stato del ciclo condensato-alimento

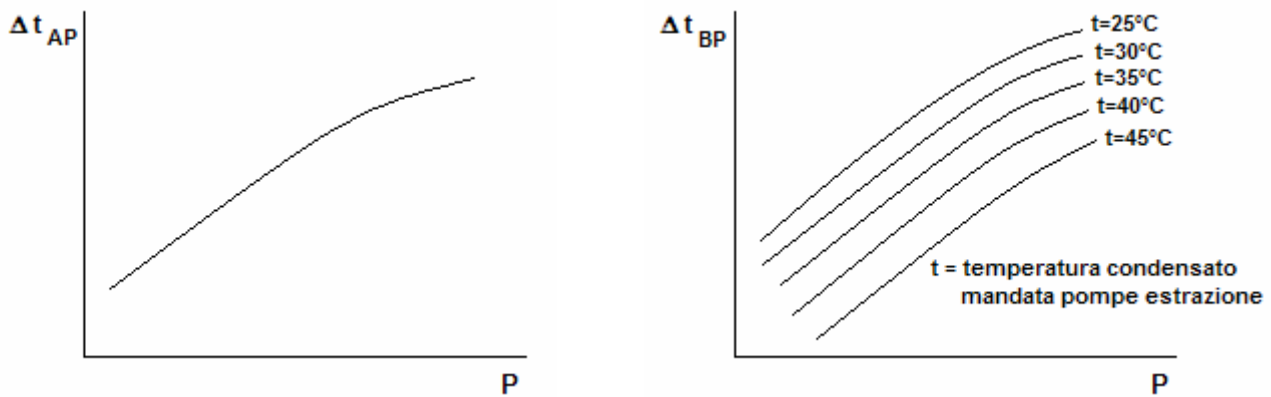
4.1. Generalità

L'esclusione di uno o più riscaldatori, come pure la diminuzione della loro efficienza, provoca un aumento del consumo specifico.

A rigore, per l'analisi del ciclo rigenerativo, come previsto dalla normativa ASME, sarebbe necessario analizzare il funzionamento di ogni scambiatore e valutarne l'influenza sul consumo specifico. Poiché tale scelta richiederebbe un elevato numero di misure e di considerazioni sull'assetto dei drenaggi, si è ritenuto opportuno, anche in base ad un'analisi costi-benefici, di considerare i due cicli di bassa pressione (BP) e di alta pressione (AP) nel loro insieme.

Lo scostamento corrispondente si calcola pertanto determinando la variazione della differenza di temperatura dell'acqua alimento tra ingresso economizzatore e ingresso degasatore (Δt_{AP}) e della differenza di temperatura del condensato tra ingresso degasatore e alla mandata pompe estrazione (Δt_{BP}) dai rispettivi valori di riferimento (Δt_{APr} e Δt_{BPr}).

Questi ultimi sono individuati da grafici in funzione del carico P, ricavati da prove specifiche sull'impianto.



L'esclusione di uno o più riscaldatori di AP o una diminuzione della loro efficienza causa uno scostamento:

$$C1 = K_{AP} \cdot [(\Delta t_{APr} - \Delta t_{AP}) + (\Delta t_{BPr} - \Delta t_{BP})]$$

dove K_{AP} è il "coefficiente di alta pressione" che esprime la percentuale di aumento del consumo specifico per ogni grado di diminuzione del Δt_{AP} ed è calcolato una tantum sulla base dei bilanci termici.

L'espressione di C1 è tale che solo malfunzionamenti dei riscaldatori di AP provocano uno scostamento nel consumo specifico.

Si presuppone, infatti, che ad ogni grado di variazione del Δt_{BP} corrisponda la stessa variazione, ma di segno contrario, del Δt_{AP} , accettando che la temperatura all'ingresso economizzatore resti sempre costante, a parità di carico, in tutte le condizioni di funzionamento del ciclo di BP.

Quindi un malfunzionamento dei soli riscaldatori di bassa pressione causa una variazione di Δt_{BP} rispetto al valore di riferimento uguale ma di segno opposto a quello di Δt_{AP} rispetto al suo valore di riferimento e quindi uno scostamento di consumo specifico C1 nullo.

L'esclusione di uno o più riscaldatori di BP o una diminuzione della loro efficienza causa uno scostamento:

$$C2 = K_{BP} \cdot (\Delta t_{BPr} - \Delta t_{BP})$$

dove K_{BP} è il "coefficiente di bassa pressione" che esprime la percentuale di aumento del consumo specifico per ogni grado di diminuzione del Δt_{BP} .

Lo scostamento C totale per il ciclo condensato-alimento sarà dato da:

$$C = C1 + C2$$

4.2. Calcolo dei coefficienti K_{AP} e K_{BP}

Il calcolo del coefficiente K_{AP} si esegue elaborando i bilanci termici contrattuali sulla base della diminuzione della temperatura dell'acqua alimento all'ingresso economizzatore ottenuta bypassando una parte (circa il 25%) della portata acqua alimento da una linea di preriscaldatori. In tale ipotesi ovviamente varia il Δt_{AP} .

La formula da applicare è la seguente:

$$K_{AP} = \frac{CS_A - CS_C}{CS_C \cdot dt_A} \cdot 100$$

dove:

- CS_C è il consumo specifico lordo di turbina e ciclo risultante dal bilancio termico del costruttore al carico considerato;
- CS_A è il consumo specifico lordo di turbina e ciclo risultante dalla rielaborazione del bilancio termico al carico considerato effettuato nelle ipotesi sopra descritte;
- dt_A è la variazione della differenza di temperatura tra ingresso economizzatore e ingresso degasatore nelle condizioni considerate.

Il calcolo del coefficiente K_{BP} si esegue elaborando i bilanci termici risultanti da prove di esercizio o di collaudo o contrattuali, sulla base della variazione del Δt_{BP} ottenuta bypassando una parte del condensato che attraversa i riscaldatori BP (circa il 25%). Si assume che l'incremento di temperatura dell'acqua del degasatore abbia lo stesso valore, ma di segno contrario, della variazione del Δt_{BP} .

La formula da applicare è la seguente:

$$K_{BP} = \frac{CS_B - CS_C}{CS_C \cdot dt_B} \cdot 100$$

dove:

- CS_C ha il significato visto precedentemente;
- CS_B è il consumo specifico lordo di turbina e ciclo risultante dalla rielaborazione del bilancio termico di riferimento effettuato nell'ipotesi sopra descritta;
- dt_B è la variazione della differenza di temperatura tra ingresso degasatore e mandata pompe estrazione condensato nelle condizioni considerate.

5. Calcolo degli scostamenti relativi al funzionamento del generatore di vapore

5.1. Generalità

Lo scostamento complessivo relativo al funzionamento del generatore di vapore (D) tiene conto sia dello scostamento dovuto alle perdite al camino (D1) sia dello scostamento dovuto ai RAV (D2), cioè:

$$D = D1 + D2$$

L'aumento delle perdite al camino, indipendentemente dal fatto che siano determinate dai RAV o meno, comporta un peggioramento del consumo specifico. Viceversa l'inserimento dei RAV determina da un lato un peggioramento del rendimento di caldaia per aumento della differenza di temperatura aria-gas, dall'altro costituisce un recupero analogo a quello di uno spillamento determinando un miglioramento del rendimento del ciclo termodinamico.

Quindi quando si parlerà di scostamento dovuto ai RAV si intenderà quest'ultimo contributo, poiché l'effetto sul rendimento di caldaia è compreso nella variazione relativa alle perdite al camino.

Entrambi gli scostamenti D1 e D2 sono dovuti sia a cause esterne (D1e e D2e) sia a cause interne (D1i e D2i), per cui si avrà:

$$\begin{aligned} D &= D_i + D_e \\ D_i &= D_{1i} + D_{2i} \\ D_e &= D_{1e} + D_{2e} \end{aligned}$$

5.2. Scostamento dovuto alle perdite al camino (D1)

D1 rappresenta lo scostamento del consumo specifico dovuto alla variazione della perdita percentuale al camino rispetto al valore di riferimento.

Esso è calcolato come segue:

$$D1 = \frac{\text{Perdita reale}\% - \text{Perdita di riferimento}\%}{\eta_{cr}}$$

dove η_{cr} è il rendimento di caldaia nella condizione di riferimento in funzione del combustibile utilizzato.

La perdita reale percentuale al camino si calcola con la formula:

$$\text{Perdita reale}\% = \frac{100}{PCI} \cdot \left[Pog + Poas \cdot \left(K_1 \cdot Ax + \frac{R}{100} \right) \right] \cdot Cg \cdot \Delta tag$$

dove:

- Pog è la quantità di gas, espressa in peso, ottenuta bruciando un chilogrammo di combustibile con l'aria stechiometrica in assenza di CO;
- Poas è l'aria stechiometrica secca;
- K_1 è un coefficiente che dipende dal tipo di strumento utilizzato per misurare l'eccesso d'aria;
- R rappresenta la quantità di aria rientrante attraverso le tenute del preriscaldatore d'aria, espressa in percentuale in peso della portata di aria stechiometrica;
- Cg è il calore specifico dei gas;
- Δtag è la differenza di temperatura aria-gas;
- Ax è un termine dato dal rapporto $\frac{O_2}{Oa - O_2}$ in cui O_2 è la percentuale in volume di ossigeno nei gas e Oa è la percentuale in volume di O_2 nell'aria di riferimento (pari al 20,95%). Si adottano le seguenti notazioni:
 - Ax senza pedice, quando è calcolato con O_2 a valle economizzatore;
 - Ax con pedice r, quando è calcolato con O_2 di riferimento (O_{2r});
 - Ax con pedice v, quando è calcolato con O_2 a valle RA (O_{2v}).

La perdita di riferimento si calcola con la stessa formula quando tutte le grandezze in essa contenute sono quelle di riferimento.

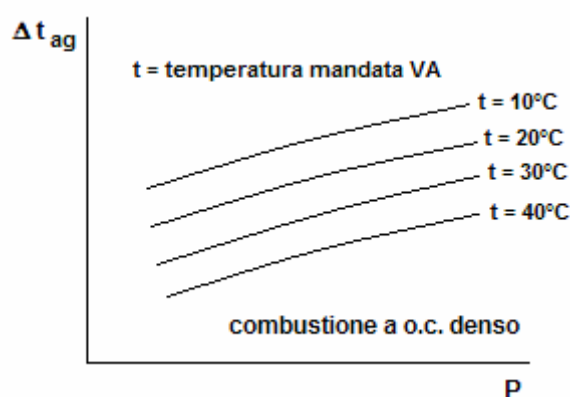
5.2.1 Valori di riferimento

I valori di riferimento ed ottimali saranno determinati attraverso prove specifiche sull'impianto nelle migliori condizioni di combustione ottenibili con un combustibile simile a quello preso come riferimento base nei calcoli (con caldaia, riscaldatori d'aria e RAV in condizioni ottime di pulizia e manutenzione):

- Differenza di temperatura aria-gas (Δt_{ag})

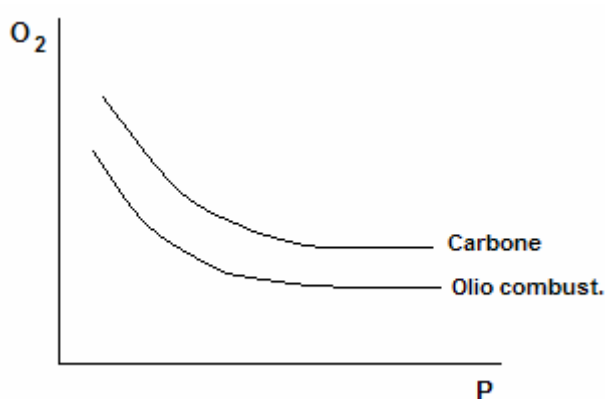
Essa è intesa come differenza fra la temperatura dei gas all'uscita dei riscaldatori aria (RA) e quella sulla mandata dei ventilatori aria (VA).

I suoi valori ottimali sono rappresentati da un insieme di curve che riportano il Δt_{ag} in funzione del carico P per diversi valori della temperatura aria. Queste curve sono determinate in base alle norme di esercizio e al tipo di combustibile usato. Tra queste curve quella relativa alla temperatura aria di 20°C viene assunta come riferimento.



- Ossigeno all'economizzatore (O_2)

L'ossigeno di riferimento (che coincide con il valore ottimale di funzionamento) viene dato con un grafico che riporta la percentuale di O_2 , espressa sul secco o sull'umido in base al tipo di strumento installato sull'impianto, in funzione del carico ai morsetti P. Tale curva è determinata in base alle norme di esercizio e al tipo di combustibile impiegato.



- Rientrata dal riscaldatore d'aria (RA)

Per la rientrata aria dalle tenute del riscaldatore d'aria il valore di riferimento viene assunto fisso al variare del carico e pari al 10% in caso di riscaldatori d'aria tipo Ljungstrom e pari al 15% in caso di riscaldatori tipo Rothemuhle.

I valori sono espressi in percentuale del peso dell'aria stechiometrica.

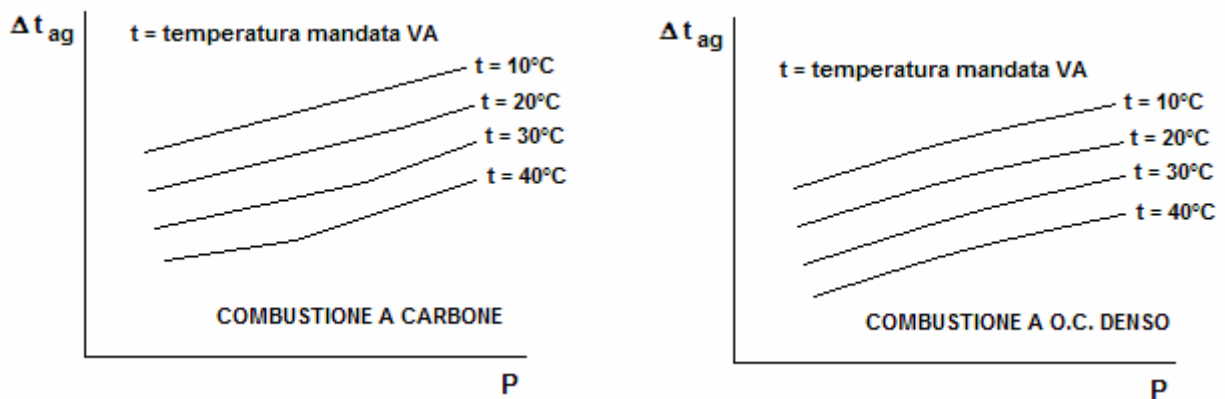
5.2.2. Scostamento per cause esterne (D1e)

Rappresenta la parte dello scostamento per perdite al camino D1 imputabile alla variazione della temperatura aria rispetto al suo valore di riferimento, nell'ipotesi che l'ossigeno all'economizzatore e la rientrata d'aria siano ai valori di riferimento O_{2r} e R_r

Questo scostamento viene indicato con D1e.

$$D1e = \frac{100}{PCI \cdot \eta_{cr}} \left[P_{og} + P_{oas} \cdot \left(K_1 \cdot A_{xr} + \frac{R_r}{100} \right) \right] \cdot Cg \cdot (\Delta t_{ago} - \Delta t_{agr})$$

Per la determinazione di Δt_{ago} si utilizza il valore della temperatura aria misurata sulla mandata dei ventilatori ed i diagrammi di figura.



I valori di riferimento Δt_{agr} sono ricavati dalle stesse curve con riferimento alla temperatura di mandata VA di 20°C.

5.2.3. Scostamento per cause interne (D1i)

Rappresenta la parte dello scostamento per perdite al camino (D1) derivante dal funzionamento in condizioni diverse da quelle ottimali, sia per lo stato della caldaia che per il tipo di conduzione della stessa. Esso si indica con il simbolo D1i e può essere espresso dalla somma di tre termini D1_T, D1_{O₂}, D1_R che rappresentano rispettivamente gli scostamenti imputabili alla variazione dei parametri Δt_{ag}, O₂, R:

$$D1i = D1_T + D1_{O_2} + D1_R$$

$$D1_T = \frac{100}{PCI \cdot \eta_{cr}} \cdot P_{gr} \cdot C_g \cdot (\Delta t_{ag} - \Delta t_{ago}) = \frac{100}{PCI \cdot \eta_{cr}} \cdot \left[Pog + Poas \left(K_1 \cdot Axr + \frac{Rr}{100} \right) \right] \cdot C_g \cdot (\Delta t_{ag} - \Delta t_{ago})$$

$$D1_{O_2} = \frac{100}{PCI \cdot \eta_{cr}} \cdot \Delta P_{g_{O_2}} \cdot C_g \cdot \Delta t_{ag}$$

dove ΔP_{g_{O₂}} rappresenta la differenza fra il peso del gas riferito all'O₂ e quello riferito all'O_{2r} così calcolato:

$$\Delta P_{g_{O_2}} = \left[Pog + Poas \left(K_1 \cdot Ax + \frac{Rr}{100} \right) \right] - \left[Pog + Poas \left(K_1 \cdot Axr + \frac{Rr}{100} \right) \right]$$

$$\Delta P_{g_{O_2}} = Poas \cdot K_1 \cdot (Ax - Axr)$$

per cui, sostituendo, si ha:

$$D1_{O_2} = \frac{100}{PCI \cdot \eta_{cr}} \cdot Poas \cdot K_1 \cdot (Ax - Axr) \cdot C_g \cdot \Delta t_{ag}$$

Infine:

$$D1_R = \frac{100}{PCI \cdot \eta_{cr}} \cdot \Delta P_{g_R} \cdot C_g \cdot \Delta t_{ag}$$

dove ΔP_{g_R} rappresenta la differenza fra il peso del gas riferito ad R e quello riferito ad Rr così calcolato:

$$\Delta P_{g_R} = \left[Pog + Poas \left(K_1 \cdot Axr + \frac{R}{100} \right) \right] - \left[Pog - Poas \left(K_1 \cdot Axr + \frac{Rr}{100} \right) \right]$$

$$\Delta P_{g_R} = Poas \cdot \frac{(R - Rr)}{100}$$

per cui, sostituendo, si ha:

$$D1_R = \frac{100}{PCI \cdot \eta_{cr}} \cdot Poas \cdot \frac{(R - Rr)}{100} \cdot C_g \cdot \Delta t_{ag}$$

5.3. Scostamento per funzionamento RAV (D2)

L'inserimento dei riscaldatori aria a vapore (RAV) determina una riduzione del consumo specifico del ciclo termodinamico.

Tale guadagno di rendimento può essere determinato attraverso un coefficiente K_2 , ricavato dai bilanci termici, che rappresenta lo scostamento percentuale del consumo specifico per ogni °C dato dai RAV all'aria stechiometrica.

Il coefficiente K_2 sarà negativo, dipenderà dal carico e dal punto di prelievo del vapore ai RAV.

Lo scostamento dovuto al funzionamento dei RAV pertanto sarà dato dalla differenza tra la variazione percentuale di consumo specifico nelle condizioni reali e quella nelle condizioni di riferimento:

$$D2 = (Variazione\ reale) - (Variazione\ di\ riferimento)$$

Sulla base della definizione del coefficiente K_2 , se l'aria riscaldata dai RAV fosse la stechiometrica secca risulterebbe:

$$Variazione\ Cs\ turbina\ e\ ciclo\ per\ inserzione\ RAV = K_2 \cdot \Delta t_{RAV}$$

Poiché i RAV riscaldano una quantità d'aria che contiene anche l'eccesso, le rientrate e l'umidità in essa contenuta, la variazione nelle condizioni di funzionamento sarà:

$$Variazione\ reale = K_2 \cdot \left[(1 + Ua) + K_1 \cdot Ax + \frac{R}{100} \right] \cdot \Delta t_{RAV}$$

dove $Ua = 0,013$ kg di acqua per ogni kg di aria secca; da cui:

$$Variazione\ reale = K_2 \cdot \left(1,013 + K_1 \cdot Ax + \frac{R}{100} \right) \cdot \Delta t_{RAV}$$

La variazione di riferimento si calcola con la stessa formula sostituendo al posto dei parametri Δt_{RAV} , R , Ax i rispettivi valori di riferimento.

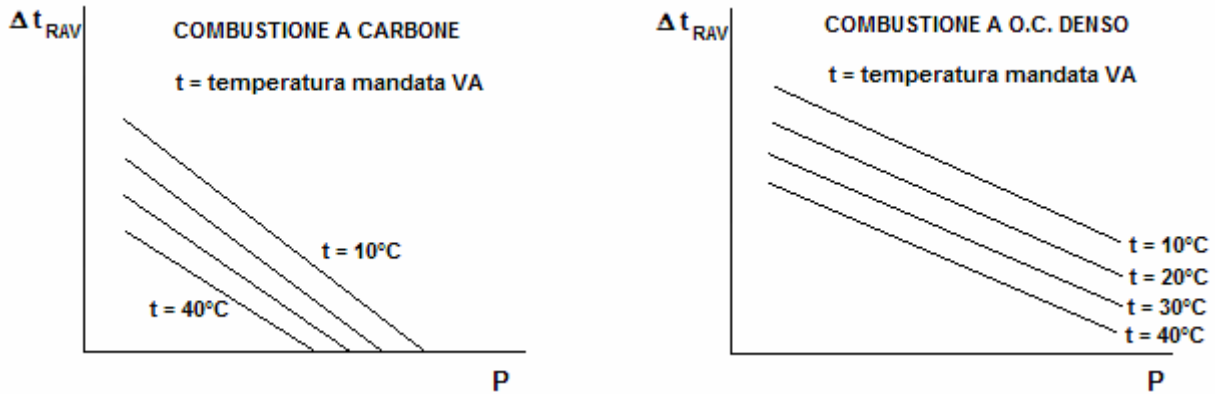
5.3.1. Valori di riferimento

I valori di riferimento, per quel che riguarda Ax ed R, sono stati già definiti.

Per Δt_{RAV} si ha che i valori ottimali (Δt_{RAV0}) sono dati da un insieme di curve che riportano il Δt_{RAV0} in funzione del carico per diversi valori di temperatura aria.

Queste curve sono determinate in base alle norme di esercizio e al tipo di combustibile usato.

Tra queste curve quella relativa alla temperatura di 20°C viene assunta come riferimento (Δt_{RAVr}).



5.3.2. Scostamento per cause esterne (D2e)

Rappresenta la parte dello scostamento D2 che si ha per una temperatura aria diversa da quella di riferimento con O_2 e R ai valori di riferimento.

Si indica con D2e.

$$D2e = K_2 \cdot \left[(1 + Ua) + K_1 \cdot Axr + \frac{Rr}{100} \right] \cdot (\Delta t_{RAV0} - \Delta t_{RAVr})$$

5.3.3. Scostamento per cause interne (D2i)

Rappresenta la parte dello scostamento D2 imputabile al funzionamento dell'impianto.

Si indica con D2i e si calcola in base alla definizione:

$$D2i = D2_T + D2_{O_2} + D2_R$$

dove le tre componenti possono essere determinate come segue:

- scostamento per Δt ai RAV diverso dall'ottimale ($D2_T$)

$$D2_T = K_2 \cdot \left[(1 + Ua) + K_1 \cdot Axr + \frac{Rr}{100} \right] \cdot (\Delta t_{RAV} - \Delta t_{RAV0})$$

- scostamento per O_2 all'economizzatore diverso dall'ottimale ($D2_{O_2}$)

$$D2_{O_2} = K_2 \cdot K_1 \cdot (AX - Axr) \cdot \Delta t_{RAV}$$

- scostamento per rientrata d'aria diversa dal valore di riferimento ($D2_R$)

$$D2_R = K_2 \cdot \left(\frac{R}{100} - \frac{Rr}{100} \right) \cdot \Delta t_{RAV}$$

5.4. Definizioni e calcoli delle grandezze che compaiono nelle formule degli scostamenti relativi al funzionamento del generatore di vapore

5.4.1 Caratteristiche dei combustibili

Nella determinazione degli scostamenti relativi al generatore di vapore si sarebbe, a rigore, dovuto prendere in considerazione uno scostamento per cause esterne legato alla composizione dei combustibili utilizzati.

Poiché tale scostamento sarebbe risultato trascurabile per gli scopi prefissi, si è fatta la scelta di considerare costante, per ogni tipo di combustibile, le composizioni elementari.

Tali composizioni, che corrispondono a quelle dei combustibili mediamente utilizzati nelle centrali termoelettriche, sono quelle di seguito riportate:

	C	H	S	H₂O	O+N	Ceneri	PCI
ATZ	83	10,5	3	0,3	3	0,2	9.670
BTZ	85	11,2	1	0,2	2,5	0,1	10.000
CE	65	4,4	0,6	9	10*	11	6.150
GN	72	23	-	-	5**	-	11.200

Le composizioni sono espresse in percentuale del loro peso.

Il PCI è espresso in kcal/kg.

CE è il carbone estero.

GN è il gas naturale.

* Il 90% della percentuale di (O+N) riportata è da intendersi come ossigeno.

** Solo gas inerti.

5.4.2. Perdite di calore sensibile al camino

E' la quantità di calore percentuale che viene perduta per calore sensibile nei gas uscenti dalla caldaia per ogni kg di combustibile bruciato.

Essa risulta:

$$Perd. = \frac{100}{PCI} \cdot Pg \cdot Cg \cdot \Delta t_{ag}$$

$$Perd. = \frac{100}{PCI} \cdot \left[Pog + Poas \cdot \left(K_1 \cdot Ax + \frac{R}{100} \right) \right] \cdot Cg \cdot \Delta t_{ag}$$

5.4.3. Aria stechiometrica secca (Poas)

E' calcolata con la seguente relazione (ricavata dalle norme ASME PTC 4.1):

$$Poas = \frac{11,51 C + 34,28 H + 4,31 S - 4,32 O}{100}$$

La relazione sopra riportata e tutte le determinazioni eseguite nei paragrafi successivi fanno riferimento alla composizione dell'aria:

	in volume	in peso
ossigeno (Oa)	20,95% (Oa)	23,15%
inerti (N ₂ , CO ₂ , ecc.)	79,05% (Na)	76,85%
rapporto N ₂ /O ₂	3,77327	3,31965

peso specifico O ₂ a 0°C e 760 mmHg	1,4287 kg/m ³
peso specifico Na a 0°C e 760 mmHg	1,2367 kg/m ³
peso specifico aria secca a 0°C e 760 mmHg	1,29273 kg/m ³

Poas è espressa in kg di aria per ogni kg di combustibile bruciato, e nella formula precedente C, H, S, O sono le percentuali dei singoli componenti nel combustibile considerato risultanti dall'analisi elementare dello stesso.

Sulla base dei valori di cui al paragrafo precedente si determinano i corrispondenti pesi di aria stechiometrica secca.

	Poas
ATZ	13,17 kg aria/kg combustibile bruciato
BTZ	13,57 kg aria/kg combustibile bruciato
CE	8,63 kg aria/kg combustibile bruciato
GN	15,97 kg aria/kg combustibile bruciato

5.4.4. Gas stechiometrici (Pog)

E' la quantità di gas espressa in peso ottenuta bruciando un kg di combustibile con l'aria stechiometrica in assenza di CO, tenendo conto dell'acqua prodotta dall'ossidazione dell'idrogeno, dell'umidità contenuta nel combustibile, di eventuali ceneri o sedimenti e del contenuto di umidità nell'aria. Quest'ultimo è stato fissato convenzionalmente (secondo le norme ASME) pari a 0,013 kg di acqua per ogni kg di aria secca.

Il peso dei gas stechiometrici viene calcolato con la seguente relazione:

$$Pog = Poas \cdot (1 + Ua) + 1$$

dove Ua è l'umidità dell'aria.

Per i vari tipi di combustibile risulta:

	Pog
ATZ	14,34 kg gas/kg combustibile bruciato
BTZ	14,75 kg gas/kg combustibile bruciato
CE	9,74 kg gas/kg combustibile bruciato
GN	17,18 kg gas/kg combustibile bruciato

5.4.5. Aria in eccesso (Pea)

E' la quantità di aria in peso in più rispetto a quella stechiometrica per ogni kg di combustibile bruciato.

Viene calcolata in funzione del parametro Ax precedentemente definito partendo dalla misura di O₂ in volume nei condotti gas a monte dei preriscaldatori d'aria.

Si tiene conto del tipo di strumento usato attraverso un opportuno coefficiente K₁ secondo la seguente formula:

$$Pea = K_1 \cdot Poas \cdot Ax$$

a) Calcolo di Pea con O₂ misurato sul secco (strumenti paramagnetici e similari)

Con questi tipi di strumenti si determina la percentuale di O₂ espressa in volume rispetto al volume totale dei gas secchi.

Essendo Vogs il volume dei gas stechiometrici secchi e N₂ e Ov rispettivamente il volume di azoto e di ossigeno contenuti nell'aria secca in eccesso Veas, la percentuale di O₂ misurato si esprime come segue:

$$O_2 = \frac{Ov}{Vogs + Veas} \cdot 100$$

Poiché $Ov = \frac{Oa}{100} \cdot Veas$, sostituendo nella relazione precedente si ha:

$$O_2 = Oa \cdot \frac{Veas}{Vogs + Veas}$$

e dividendo numeratore e denominatore per Vogs:

$$O_2 = Oa \cdot \frac{\frac{Veas}{Vogs}}{1 + \frac{Veas}{Vogs}}$$

da cui, con semplici passaggi, si ottiene:

$$\frac{Veas}{Vogs} = \frac{O_2}{Oa - O_2} = Ax$$

Moltiplicando ambo i membri per il rapporto tra il peso specifico dell'aria secca e quello dei gas stechiometrici secchi $\frac{\Gamma_{as}}{\Gamma_{ogs}}$ considerati alla stessa temperatura, si ottiene:

$$\frac{Peas}{Pogs} = \frac{\Gamma_{as}}{\Gamma_{ogs}} \cdot Ax$$

da cui si determina l'aria secca in eccesso:

$$Peas = Pogs \cdot \frac{\Gamma as}{\Gamma ogs} \cdot Ax$$

L'aria in eccesso comprensiva dell'umidità sarà:

$$Pea = Peas \cdot (1 + Ua)$$

Sostituendo e moltiplicando numeratore e denominatore per Poas si ha:

$$Pea = \frac{Poas}{Poas} \cdot Pogs \cdot \frac{\Gamma as}{\Gamma ogs} \cdot Ax \cdot (1 + Ua)$$

Ponendo $K_1' = \frac{Pogs \cdot \Gamma as}{Poas \cdot \Gamma ogs} \cdot (1 + Ua)$ si ottiene l'espressione cercata:

$$Pea = K_1' \cdot Poas \cdot Ax$$

- b) *Calcolo di Pea con O₂ misurato sul tal quale* (strumenti ad ossido di zirconio o similari)
 Con questo tipo di strumento si determina la percentuale di O₂ espressa in volume, rispetto al volume totale dei gas umidi.
 Essendo Vog' il volume dei gas stechiometrici umidi più l'acqua nell'aria in eccesso e Veas l'aria secca in eccesso Veas pari a Ov e N₂ più l'acqua nell'aria in eccesso, si può esprimere la percentuale di O₂ misurato come segue:

$$O_2 = \frac{Ov}{Vog' + Veas} \cdot 100$$

Essendo $Ov = \frac{Oa}{100} \cdot Veas$, sostituendo nella precedente si ha:

$$O_2 = Oa \cdot \frac{Veas}{Vog' + Veas}$$

Dividendo numeratore e denominatore per Vog' si ha:

$$O_2 = Oa \cdot \frac{\frac{Veas}{Vog'}}{1 + \frac{Veas}{Vog'}}$$

da cui si ottiene:

$$\frac{Veas}{Vog'} = \frac{O_2}{Oa - O_2} = Ax$$

Moltiplicando ambo i membri per il rapporto tra il peso specifico dell'aria secca Γ_{as} e quello dei gas stechiometrici umidi (comprensivi della quota di umidità dell'aria in eccesso) $\Gamma_{og'}$ si ottiene:

$$\frac{Pe_{as}}{Po_{g'}} = \frac{\Gamma_{as}}{\Gamma_{og'}} \cdot Ax$$

da cui:

$$Pe_{as} = Po_{g'} \cdot \frac{\Gamma_{as}}{\Gamma_{og'}} \cdot Ax$$

L'aria in eccesso comprensiva dell'umidità sarà:

$$Pe_a = Pe_{as} \cdot (1 + U_a)$$

Sostituendo e moltiplicando numeratore e denominatore per Po_{as} si ottiene:

$$Pe_a = \frac{Po_{as}}{Po_{as}} \cdot Po_{g'} \cdot \frac{\Gamma_{as}}{\Gamma_{og'}} \cdot Ax \cdot (1 + U_a)$$

Ponendo $K_1'' = \frac{Po_{g'}}{Po_{as}} \cdot \frac{\Gamma_{as}}{\Gamma_{og'}} \cdot (1 + U_a)$ si ottiene:

$$Pe_a = K_1'' \cdot Po_{as} \cdot Ax$$

c) *Determinazione dei valori di K_1' e K_1''*

Per la determinazione di K_1' e K_1'' è comodo scrivere le loro espressioni nella seguente forma:

$$K_1' = \frac{Po_{gs}}{Po_{as}} \cdot \frac{\Gamma_{as}}{\Gamma_{ogs}} \cdot (1 + U_a) = \frac{Vo_{gs}}{Vo_{as}} \cdot (1 + U_a)$$

$$K_1'' = \frac{Po_{g'}}{Po_{as}} \cdot \frac{\Gamma_{as}}{\Gamma_{og'}} \cdot (1 + U_a) = \frac{Vo_{g'}}{Vo_{as}} \cdot (1 + U_a)$$

dove Vo_{as} rappresenta il volume dell'aria stechiometrica secca dato da $Vo_{as} = \frac{Po_{as}}{\Gamma_{as}}$.

Vo_{gs} e $Vo_{g'}$ si possono determinare con le seguenti espressioni:

$$Vo_{gs} = \frac{V_c \cdot C + V_s \cdot S}{100} + \frac{Po_{as}}{\Gamma_{as}} \cdot \frac{Na}{100}$$

$$Vo_{g'} = Vo_{gs} + \frac{\frac{P_{H_2O} \cdot H_2 + H_2 O_{comb}}{100} + U_a \cdot Po_{as} \cdot (1 + e)}{\Gamma_v}$$

dove:

- V_c e V_s sono i volumi (Nm^3) di CO_2 e di SO_2 che si formano dalla combustione di 1 kg di C e di 1 kg di S ($V_c = 1,865 \text{ Nm}^3/\text{kg C}$, $V_s = 0,699 \text{ Nm}^3/\text{kg S}$);
- $P_{\text{H}_2\text{O}}$ sono i kg di H_2O che si formano dalla combustione di 1 kg di H_2 ($P_{\text{H}_2\text{O}} = 8,93 \text{ kg/kg H}_2$);
- Γ_v è il peso specifico di H_2O sotto forma di vapore nei fumi (kg/m^3);
- e è l'eccesso d'aria (%) rispetto all'aria stechiometrica.

Il valore dell'eccesso d'aria, considerato nei calcoli e che si riscontra mediamente nel funzionamento degli impianti al carico nominale continuo, dipende dal tipo di combustibile utilizzato:

	Eccesso d'aria (%)
ATZ	5
BTZ	5
CE	17
GN	5

Eseguendo i calcoli per i vari tipi di combustibili, si ricavano i risultati riportati nella seguente tabella:

	P_{oas}	P_{og}	V_{ogs}	K₁'	V_{og}'	K₁''
ATZ	13,17	14,34	9,62	0,9573	11,02	1,0959
BTZ	13,57	14,75	9,89	0,9549	11,37	1,0975
CE	8,63	9,74	6,50	0,9859	7,26	1,1019
GN	15,97	17,18	11,11	0,9113	13,94	1,14929

5.4.6. Gas uscita economizzatore (P_{gE})

La quantità di gas all'uscita dell'economizzatore, espressa in peso per ogni kg di combustibile bruciato, si determina sommando il peso dei gas stechiometrici umidi (P_{og}) con il peso dell'aria umida in eccesso (P_{ea}):

$$P_{gE} = P_{og} + P_{ea} = P_{og} + P_{oas} \cdot K_1 \cdot Ax$$

dove K_1 assume il valore K_1' o K_1'' a seconda del tipo di strumento usato per la misura dell' O_2 .

5.4.7. Rientrata del preriscaldatore d'aria (R)

Rappresenta la quantità d'aria rientrante attraverso le tenute del preriscaldatore espressa in percentuale in peso della portata di aria stechiometrica secca:

$$R = \frac{P_{eav} - P_{ea}}{P_{oas}} \cdot 100$$

dove:

- P_{eav} è la quantità d'aria in eccesso a valle del preriscaldatore d'aria espressa in peso per kg di combustibile bruciato;
- P_{ea} e P_{oas} sono rispettivamente l'aria in eccesso a valle dell'economizzatore e l'aria stechiometrica secca.

La definizione di R è effettuata a partire dalle misure di O_2 a monte e a valle del preriscaldatore.

Risulta quindi:

$$R = \frac{P_{eav} - P_{ea}}{P_{oas}} \cdot 100 = \frac{P_{oas} \cdot K_1 \cdot Axv - P_{oas} \cdot K_1 \cdot Ax}{P_{oas}} \cdot 100 = (K_1 \cdot Axv - K_1 \cdot Ax) \cdot 100$$

dove al posto di K_1 sarà usato K_1' o K_1'' in relazione al tipo di strumento usato.

5.4.8. Gas al camino (P_g)

Rappresenta la quantità di gas espressa in kg per ogni kg di combustibile bruciato, comprensiva dell'eccesso d'aria, dell'umidità (dell'aria, del combustibile, di formazione) e della rientrata d'aria precedentemente definita.

Si determina con la seguente relazione:

$$P_g = P_{gE} + \frac{R}{100} \cdot P_{oas} = P_{og} + P_{oas} \cdot \left(K \cdot Ax + \frac{R}{100} \right)$$

5.4.9. Calore specifico gas (C_g)

Per la determinazione del calore specifico dei gas (C_g) sono considerati i seguenti calori specifici:

- $C_{H_2O} = 0,45$ kcal/kg·°C per il vapore d'acqua prodotto dalla combustione e contenuto sia nell'aria comburente sia nei combustibili;
- $C_{gs} = 0,24$ kcal/kg·°C per i gas secchi.

L'espressione generale risulta:

$$C_g = \frac{\left(P_{og} - \frac{P_{H_2O} \cdot H_2 + H_2O_{comb}}{100} - U_a \cdot P_{oas} \right) \cdot C_{gs}}{P_{og}} + \frac{\left(\frac{P_{H_2O} \cdot H_2 + H_2O_{comb}}{100} + U_a \cdot P_{oas} \right) \cdot C_{H_2O}}{P_{og}}$$

nella quale si è trascurato il contributo dovuto alla rientrata d'aria (R) e al peso dell'aria in eccesso (P_{ea}).

Per i vari tipi di combustibile ipotizzati si ha:

	C_g (kcal/kg·°C)
ATZ	0,2563
BTZ	0,2568
CE	0,2528
GN	0,2674

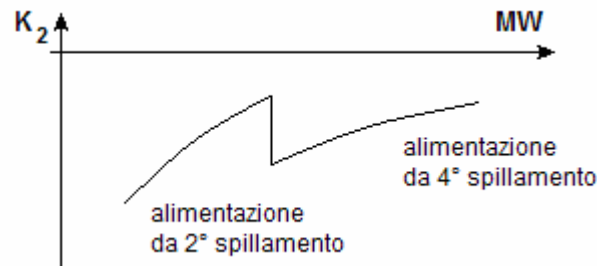
5.4.10. Differenza di temperatura aria-gas (Δt_{ag})

E' definita come differenza tra la temperatura gas a valle preriscaldatore aria e la temperatura aria misurata sulla mandata dei ventilatori.

Questa scelta è giustificata dal fatto che nella valutazione del consumo specifico netto il calore fornito attraverso il ventilatore è già considerato in termini di potenza assorbita dagli ausiliari.

5.4.11. Coefficiente di guadagno sul ciclo per inserzione RAV (K_2)

Il coefficiente K_2 dipende dal carico e dallo spillamento che alimenta i RAV.
Il suo andamento è del tipo rappresentato in figura.



Le discontinuità della curva sono tante quante sono le possibilità di prelievo vapore per alimentare i RAV.

Il coefficiente K_2 viene determinato ai vari carichi con la seguente formula:

$$K_2 = \frac{CS' - CS_C}{CS_C - \Delta t_{RAV}} \cdot 100$$

dove:

- Δt_{RAV} è la differenza di temperatura aria sui RAV assunta per il calcolo;
- CS_C è il consumo specifico lordo di turbina e ciclo risultante dal bilancio termico del costruttore al carico considerato;
- CS' è il consumo specifico lordo determinato ricalcolando il bilancio termico con l'introduzione, nel punto di spillamento del vapore ai RAV, di un prelievo di vapore di entità pari a:

$$Q_{sp} = \frac{Poas \cdot Q_{NP} \cdot Ca \cdot \Delta t_{RAV}}{H_{sp} - h_{RAV}}$$

- $Poas$ è l'aria stechiometrica secca relativa al combustibile ATZ;
- Q_{NP} è la portata di combustibile ATZ desunta dalla curva di consumo specifico di riferimento al carico considerato e con un PCI di 9660 kcal/kg;
- Ca è il calore specifico dell'aria pari a 0,242 kcal/kg°C;
- H_{sp} è l'entalpia del vapore spillato per i RAV, ricavata dal bilancio del costruttore;
- h_{RAV} è l'entalpia delle condense del vapore in uscita dai RAV.

I ricalcoli dei bilanci termici saranno fatti nelle ipotesi che:

- la portata acqua alimento aumenti della quantità Q_{sp} ,
- le entalpie nei vari punti del ciclo rimangono costanti,
- le portate ed entalpie delle fughe tenute turbina rimangono costanti.

Nel calcolo del CS' , al calore ceduto dalla caldaia al ciclo andrà sottratto il calore ceduto dal ciclo alla caldaia.

Va notato che il coefficiente K_2 è funzione anche del tipo di combustibile utilizzato.

Poiché nel funzionamento a carbone e a gas i RAV non vengono normalmente impiegati, si utilizza per ogni combustibile il K_2 definito per l'ATZ.

6. Scostamenti per altre cause

Si riportano di seguito i metodi di calcolo dei principali scostamenti classificati sotto la voce “altre cause”.

6.1. Portata attemperamento RH (E1)

Poiché attemperare il vapore RH comporta un sensibile aumento del consumo specifico dell'unità ed essendo, di norma, possibile controllare la temperatura del vapore RH senza l'ausilio dell'attemperamento, si considera per tutti gli impianti una portata di attemperamento RH di riferimento uguale a zero.

Qualora si faccia uso dell'attemperamento, il calcolo dello scostamento del consumo specifico relativo sarà effettuato con la formula:

$$E1 = K_3 \cdot Q_d$$

dove:

- Q_d rappresenta la portata totale di attemperamento RH (t/h);
- K_3 è lo scostamento percentuale di consumo specifico per ogni t/h di acqua di attemperamento RH. Il coefficiente K_3 è funzione del carico.

Il calcolo viene eseguito rielaborando i bilanci termici contrattuali, ipotizzando una portata di attemperamento vapore RH nelle analoghe ipotesi contenute nel paragrafo 5.4.11.

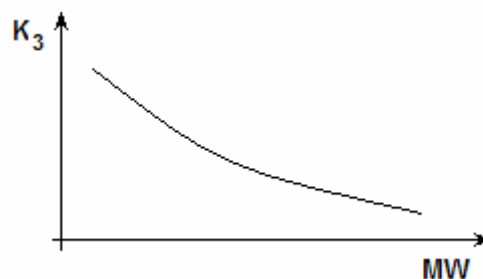
La formula da applicare è la seguente:

$$K_3 = \frac{CS' - CS_c}{CS_c \cdot Qd'} \cdot 100$$

dove:

- Qd' è la portata di acqua di attemperamento vapore RH ipotizzata;
- CS_c è il consumo specifico lordo di turbina e ciclo risultante dal bilancio termico del costruttore al carico considerato;
- CS' è il consumo specifico lordo di turbina e ciclo risultante dalla rielaborazione del bilancio termico, con le ipotesi sopra descritte.

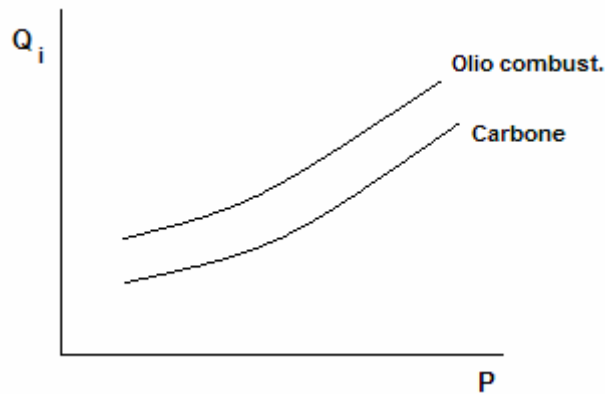
L'andamento del coefficiente K_3 risulta del tipo indicato in figura.



6.2. Portata acqua integrazione (E2)

Il valore preso come riferimento è individuato da un diagramma che riporta la portata di acqua integrazione, mediamente necessaria per il funzionamento dell'unità, in funzione del carico ai morsetti dell'alternatore.

L'andamento è del tipo riportato in figura e viene determinato per ogni tipo di combustibile utilizzato.



Per il calcolo dello scostamento dovuto a consumi di acqua e vapore diversi da quelli di riferimento si fa uso della seguente formula:

$$E2 = K_4 \cdot (Q_i - Q_{ir})$$

dove:

- Q_i e Q_{ir} rappresentano rispettivamente la portata d'acqua di integrazione rilevata sull'impianto e quella di riferimento espresse in t/h;
- K_4 è lo scostamento percentuale di consumo specifico per ogni t/h d'acqua di integrazione eccedente il valore di riferimento.

Il coefficiente K_4 dipende dal carico e dallo spillamento che alimenta il collettore del vapore ausiliario; viene calcolato rielaborando i bilanci termici contrattuali analogamente a quanto esposto al paragrafo 5.4.11 e nell'ipotesi che il 25% dell'acqua integrata lasci il ciclo all'entalpia dell'acqua alimento e il rimanente 75% all'entalpia del vapore ausiliario.

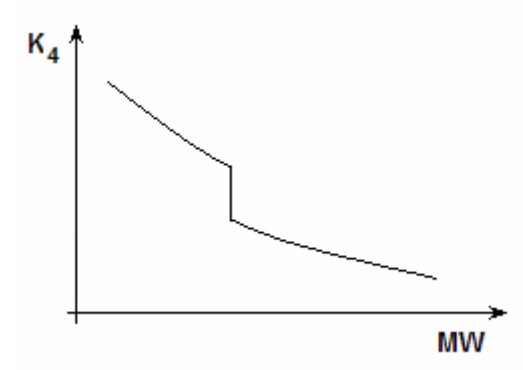
La formula da applicare è la seguente:

$$K_4 = \frac{CS' - CS_c}{CS_c \cdot Q_i'} \cdot 100$$

dove:

- Q_i' è la portata d'acqua integrazione ipotizzata espressa in t/h;
- CS_c è il consumo specifico lordo di turbina e ciclo risultante dal bilancio termico del costruttore al carico considerato;
- CS' è il consumo specifico lordo di turbina e ciclo risultante dalla rielaborazione del bilancio termico effettuato con le ipotesi sopra descritte.

L'andamento del coefficiente K_4 risulta del tipo indicato in figura.



6.3. Incombusti nelle ceneri da carbone (E3)

Supponendo che le quantità di incombusti misurati nelle ceneri leggere, raccolte nelle tramogge degli elettrofiltri, siano rappresentative degli incombusti che si hanno nella combustione del carbone, la relativa perdita è determinata dalla seguente relazione:

$$Perdita = \frac{P_i \cdot PCc}{PCI}$$

dove:

- P_i è il peso degli incombusti riferito al peso del combustibile tal quale;
- PCc è il potere calorifico del carbonio (8133 kcal/kg);
- PCI è il potere calorifico inferiore del carbone.

Esprimendo P_i in funzione della quantità percentuale di incombusti I_c misurati nelle ceneri leggere, indicando con I_n il peso degli inerti nel campione si ha:

$$I_c = \frac{P_i}{I_n + P_i} \cdot 100$$

da cui:

$$P_i = \frac{I_c \cdot I_n}{100 - I_c}$$

Volendo esprimere tutto in funzione del PCI del combustibile (o facendo riferimento al peso unitario del combustibile) ed indicando con c la percentuale di inerti nel combustibile, il peso di inerti I_n risulta:

$$I_n = \frac{c}{100}$$

Sostituendo tale valore nella precedente ed esprimendo percentualmente si ha:

$$P_i (\%) = \frac{I_c \cdot c}{100 - I_c}$$

per cui la perdita percentuale per incombusti diventa:

$$P_i (\%) = \frac{I_c \cdot c \cdot PCc}{(100 - I_c) \cdot PCI}$$

Poiché lo scostamento E3 è dato da:

$$E3 = P - Prif$$

sostituendo si ottiene:

$$E3 = PCc \cdot \left(\frac{Ic \cdot c}{PCI \cdot (100 - Ic)} - \frac{Icr \cdot cr}{PCIr \cdot (100 - Icr)} \right)$$

in cui il valore degli incombusti nelle ceneri da carbone (Icr) è fissato al 7% in peso.

Nel caso di combustione mista il valore di $E3$ sarà ponderato con il rapporto tra le calorie di carbone e quelle degli altri combustibili usati.

6.4. Cause particolari (E0)

Allo scopo di tener conto ed evidenziare eventuali scostamenti di consumo specifico non rilevabili con gli scostamenti sino ad ora definiti potrà essere data direttamente una causa di scostamento E0.

Questa causa di scostamento, non essendo definita sotto l'aspetto della modalità di calcolo, dovrà essere associata ai seguenti codici:

TT	Rendimento turbina
RV	Ricircoli acqua e vapore interni alla sezione
UV	Utenze vapore diverse con rientro condense in ciclo
RT	Rendimento turbopompa
AP	Drenaggi riscaldatori AP non allineati
BP	Drenaggi riscaldatori BP non allineati
DS	Desurriscaldamento SH
XX	Varie

7. Calcolo degli scostamenti nel caso di combustioni miste

Nel caso di funzionamento a combustione mista, la determinazione del consumo specifico di riferimento si effettua attraverso la media ponderale dei consumi specifici dei singoli combustibili utilizzati, sulla base delle rispettive percentuali delle quantità di calore prodotte.

I valori di riferimento dei parametri sono stati fissati con i seguenti criteri:

- *combustione mista olio combustibile/gas naturale*: riferimenti ponderati con la percentuale in calorie dei singoli combustibili utilizzati;
- *combustione mista carbone/olio combustibile*: riferimenti relativi al solo carbone tranne che per gli ausiliari che sono ponderati come sopra descritto.

Per il calcolo degli scostamenti relativi alle perdite al camino ed al funzionamento RAV si adottano le stesse formule valide per i singoli combustibili, pesandole rispettivamente con le percentuali di calorie prodotte con relativo combustibile.

Dette AA e BB rispettivamente le frazioni di calorie prodotte con il combustibile A e con il combustibile B, con la consueta simbologia la perdita al camino sarà così calcolata:

$$Perdita = \left(AA \cdot \frac{100}{PCI_A} \cdot PgA \cdot CgA + BB \cdot \frac{100}{PCI_B} \cdot PgB \cdot CgB \right) \cdot \Delta t_{ag}$$

Nel caso dello scostamento dovuto al funzionamento RAV si avrà:

$$Variazione = AA \cdot K_2 \cdot \left(1 + Ua + K_{1A} \cdot Ax + \frac{R}{100} \right) \cdot \Delta t_{RAV} + BB \cdot K_2 \cdot \left(1 + Ua + K_{1B} \cdot Ax + \frac{R}{100} \right) \cdot \Delta t_{RAV}$$

Esercitazione 2

Ciclo di prova di una sezione termoelettrica da 320 MW

Lo scopo delle prove di collaudo di una sezione termoelettrica consiste nel ricavare i valori delle prestazioni termodinamiche relative a caldaia, turbina e ciclo rigenerativo e confrontarli con quelli garantiti dai costruttori.

Le prestazioni oggetto di verifica sono quelle indicate nei documenti contrattuali; in particolare per la turbina esse sono:

- *la potenza nominale continua,*
- *la differenza tra la potenza nominale continua e la potenza nominale di punta,*
- *i consumi specifici relativi al 100%, 70% e 40% della potenza nominale continua.*

Le prove e la elaborazione dei dati sono eseguite in conformità alle metodologie contenute nelle norme ASME¹.

La strumentazione impiegata per il rilievo dei parametri termodinamici d'impianto (temperature, pressioni e portate) ha caratteristiche rispondenti alle norme ASME e viene sottoposta a taratura prima e dopo l'utilizzo sull'impianto.

Per le misure di pressione sono impiegati trasduttori di pressione assoluta a strain gauge di precisione, tarati per confronto mediante bilance a pesi diretti di elevata precisione.

Le misure di temperatura sono eseguite impiegando termoresistenze e termocoppie tarate per confronto con termometro campione a resistenza di platino.

La misura di portata del condensato all'ingresso del degasatore viene eseguita utilizzando un boccaglio costruito in conformità alle norme ASME e tarato, prima dell'esecuzione del collaudo, presso un centro di calibrazione certificato.

Prima dell'inizio di ciascuna prova sono realizzati, con verifica in contraddittorio delle Parti (Fornitore e Utente), gli assetti previsti dai documenti contrattuali.

Durante le prove di turbina, questa è posta sotto il controllo del limitatore di carico; la regolazione è nel modo "Caldaia segue"; l'alimentazione del collettore vapore ausiliario è prelevata da fonte esterna alla sezione; l'attemperamento del vapore risurriscaldato e il reintegro al condensatore sono intercettati.

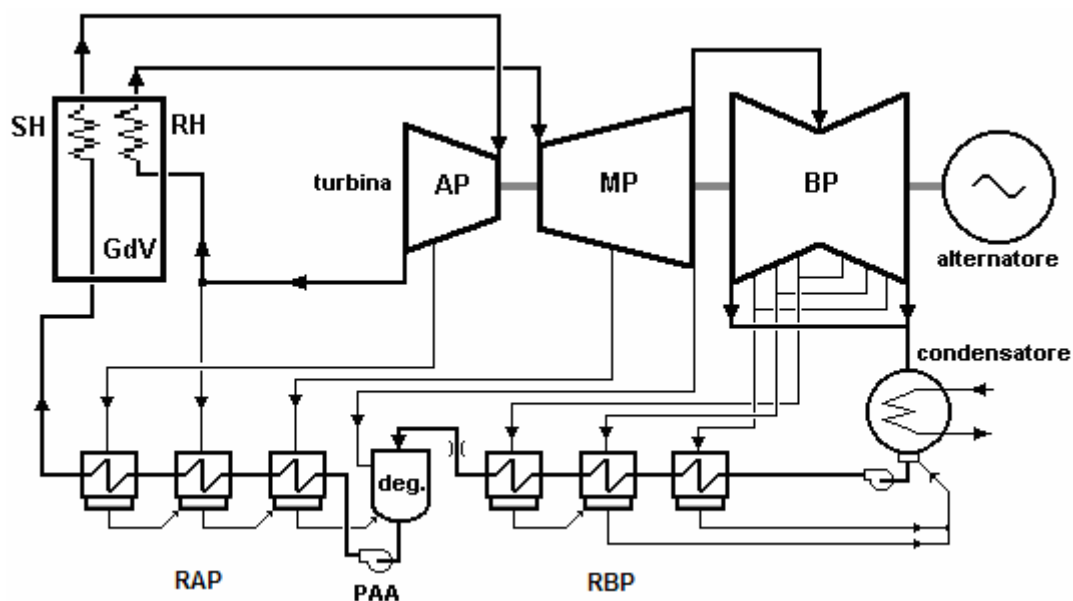
Le tenute ai manicotti turbina BP sono alimentate dalle sfuggite della turbina AP-MP; ai carichi ridotti l'integrazione al collettore vapore tenute è prelevata dal vapore principale.

Le prove sono precedute da un adeguato periodo di stabilizzazione in corrispondenza del carico prefissato.

¹ American Society of Mechanical Engineers

I dati sottoelencati si riferiscono alle misure effettuate durante le prove di collaudo di turbina e ciclo di una sezione termoelettrica da 320 MW.

Con questi dati è possibile calcolare la potenza all'asse della turbina, il consumo specifico e il rendimento del ciclo termodinamico con 7 e con 4 valvole di regolazione turbina aperte.



Ciclo a vapore	7 valvole aperte			4 valvole aperte		
	Temperatura °C	Pressione assoluta bar	Temperatura drenaggio °C	Temperatura °C	Pressione assoluta bar	Temperatura drenaggio °C
SH uscita caldaia	541,12	170,41		539,57	171,68	
1° spillamento	427,93	75,651	246,8	374,06	46,723	220,67
RH scarico turbina AP – 2° spillamento	324,10	36,619	207,85	279,74	22,951	187,43
RH caldo – uscita caldaia	541,60	35,32		538,10	22,12	
3° spillamento	438,22	16,574	171,43	432,23	10,564	153,38
4° spillamento	316,64	7,159		313,72	4,567	
5° spillamento	221,86	2,497	94,563	218,52	1,607	82,594
6° spillamento		0,7438	66,976		0,4643	57,724
7° spillamento		0,2481	63,377		0,1663	53,036
Scarico al condensatore		0,05365			0,03438	

Ciclo condensato-alimento	7 valvole aperte		4 valvole aperte	
	Temp. ingresso (°C)	Pressione (bar)	Temp. ingresso (°C)	Pressione (bar)
Riscaldatore 1 (BP)	33,965	16,085	26,671	9,644
Riscaldatore 2 (BP)	65,664	15,364	56,717	9,353
Riscaldatore 3 (BP)	91,158	14,642	79,975	9,062
Degasatore (R4)	125,63	13,921	112,21	8,771
Riscaldatore 5 (AP)	168,40	197,66	151,24	192,70
Riscaldatore 6 (AP)	204,59	197,37	185,48	192,18
Riscaldatore 7 (AP)	244,28	197,08	219,25	192,33
Economizzatore	293,4	196,78	262,90	192,48

Portata del condensato all'ingresso del degasatore (misurata con boccaglio tarato, nel punto indicato in figura):

- 738.331 kg/h con 7 valvole di turbina aperte,
- 471.118 kg/h con 4 valvole di turbina aperte.

Funzionamento con 7 valvole di regolazione turbina aperte

Il ciclo è quello di prova di una tipica sezione da 320 MW con surriscaldamento, risurriscaldamento e ciclo rigenerativo a 7 spillamenti.

Nella tabella sono riportati i valori di pressione, temperatura, entalpia, entropia, volume specifico e titolo dei punti significativi del ciclo.

L'espansione nel campo del vapore saturo umido è stata ipotizzata prolungando la curva di espansione ricavata nel campo del vapore surriscaldato.

Ciclo a vapore		Temperatura	Pressione	Entalpia	Entropia	Volume specif.	Titolo
SH uscita caldaia	1	541,12 °C	170,41 bar	3.401,79 kJ/kg	6.411,77 kJ/kgK	0,019 m ³ /kg	1,000
1° spillamento	2	427,93 °C	75,65 bar	3.224,46 kJ/kg	6.513,21 kJ/kgK	0,038 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 1° spillamento	13	246,80 °C	75,65 bar	1.070,39 kJ/kg	2.755,41 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Scarico AP	3	324,10 °C	36,62 bar	3.037,83 kJ/kg	6.530,68 kJ/kgK	0,069 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 2° spillamento	14	207,85 °C	36,62 bar	888,60 kJ/kg	2.401,47 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
RH uscita caldaia	4	541,60 °C	35,32 bar	3.544,07 kJ/kg	7.271,63 kJ/kgK	0,104 m ³ /kg	1,000
3° spillamento	5	438,22 °C	16,57 bar	3.336,78 kJ/kg	7.341,63 kJ/kgK	0,195 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 3° spillamento	15	171,43 °C	16,57 bar	725,84 kJ/kg	2.054,61 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
4° spillamento	6	316,64 °C	7,16 bar	3.094,25 kJ/kg	7.348,69 kJ/kgK	0,370 m ³ /kg	1,000
5° spillamento	8	221,86 °C	2,50 bar	2.912,53 kJ/kg	7.492,69 kJ/kgK	0,905 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 5° spillamento	18	94,56 °C	2,50 bar	396,26 kJ/kg	1.244,89 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
6° spillamento	9	96,00 °C	0,74 bar	2.673,25 kJ/kg	7.491,00 kJ/kgK	2,280 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 6° spillamento	19	66,97 °C	0,74 bar	280,31 kJ/kg	917,64 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
7° spillamento	10	64,99 °C	0,25 bar	2.539,48 kJ/kg	7.599,06 kJ/kgK	5,999 m ³ /kg	0,966
Drenaggio 7° spillamento	20	63,38 °C	0,25 bar	265,23 kJ/kg	873,20 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Scarico turbina BP	11	34,15 °C	0,05 bar	2.366,42 kJ/kg	7.758,25 kJ/kgK	25,920 m ³ /kg	0,919
Ciclo condensato-alimento							
Riscaldatore 1,in	7	33,97 °C	16,09 bar	143,70 kJ/kg	490,32 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 2,in	21	65,66 °C	15,36 bar	276,04 kJ/kg	900,64 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 3,in	22	91,16 °C	14,64 bar	382,89 kJ/kg	1.204,92 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Degasatore,in	23	125,63 °C	13,92 bar	528,47 kJ/kg	1.586,88 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Degasatore,out	16	165,86 °C	7,16 bar	701,02 kJ/kg	2.000,80 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 5,in	17	168,40 °C	197,66 bar	722,96 kJ/kg	2.002,87 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 6,in	24	204,59 °C	197,37 bar	880,55 kJ/kg	2.345,93 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 7,in	25	244,28 °C	197,08 bar	1.060,00 kJ/kg	2.706,71 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000
Economizzatore,in	26	293,40 °C	196,78 bar	1.299,75 kJ/kg	3.149,04 kJ/kgK	0,001 m ³ /kg	0,000

Si conosce la portata all'ingresso del degasatore: 738.331 kg/h = 205,092 kg/s

Le portate ai riscaldatori di BP si ricavano da questi bilanci energetici:

- 5° spillamento (riscaldatore R3):

$$m_8(H_8 - H_{18}) = m_{23}(H_{23} - H_{22})$$

$$m_8 = 11,865 \frac{kg}{s}$$

- 6° spillamento (riscaldatore R2):

$$m_{23}H_{21} + m_9H_9 + m_8H_{18} = m_{23}H_{22} + (m_9 + m_8)H_{19}$$

$$m_9 = 9,733 \frac{kg}{s}$$

- 7° spillamento (riscaldatore R1):

$$m_{10}(H_{10} - H_{20}) = m_{23}(H_{21} - H_7)$$

$$m_{10} = 11,934 \frac{kg}{s}$$

La portata al condensatore è $m_{11} = 171,559 \frac{kg}{s}$.

La portata in ingresso alla turbina di BP è uguale a quella al degasatore: $m_{32} = m_{23} = 205,092 \frac{kg}{s}$

Per trovare le portate degli spillamenti ai riscaldatori AP e le conseguenti portate nei vari stadi della turbina di alta e di media pressione bisogna risolvere il seguente sistema costituito dai bilanci energetici ai RAP e al degasatore, ricordando il bilancio di masse:

$$m_{26} = m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23}$$

$$\begin{cases} R7: (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})(H_{26} - H_{25}) = m_2(H_2 - H_{13}) \\ R6: m_2 H_{13} + m_3 H_3 + (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{17} = (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{25} + (m_3 + m_2)H_{14} \\ R5: (m_3 + m_2)H_{14} + m_5 H_5 + (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{17} = \\ = (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{24} + (m_3 + m_2 + m_5)H_{15} \\ R4: (m_3 + m_2 + m_5)H_{15} + m_6 H_6 + m_{23} H_{23} = (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{16} \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_3(H_{26} - H_{25}) + m_2(H_{26} - H_{25} + H_{13} - H_{12}) + m_5(H_{26} - H_{25}) + m_6(H_{26} - H_{25}) = m_{23}(H_{25} - H_{26}) \\ m_3(H_3 + H_{24} - H_{25} - H_{14}) + m_2(H_{13} + H_{24} - H_{25} - H_{14}) + m_5(H_{24} - H_{25}) + m_6(H_{24} - H_{25}) = m_{23}(H_{25} - H_{24}) \\ m_3(H_{14} + H_{17} - H_{24} - H_{15}) + m_2(H_{14} + H_{17} - H_{24} - H_{15}) + m_5(H_5 + H_{17} - H_{24} - H_{15}) + \\ + m_6(H_{17} - H_{24}) = m_{23}(H_{24} - H_{17}) \\ m_3(H_{15} - H_{16}) + m_2(H_{15} - H_{16}) + m_5(H_{15} - H_{16}) + m_6(H_6 - H_{16}) = m_{26}(H_{16} - H_{23}) \end{cases}$$

Si ottiene la seguente espressione matriciale:

$$[A] \cdot [x] = [b]$$

dove:

$$[A] = \begin{bmatrix} 239,75 & -1914,32 & 239,75 & 239,75 \\ 1969,78 & 2,34 & -179,45 & -179,45 \\ 5,17 & 5,17 & 2453,35 & -157,59 \\ 24,82 & 24,82 & 24,82 & 2393,23 \end{bmatrix}$$

$$[x] = \begin{bmatrix} m_3 \\ m_2 \\ m_5 \\ m_6 \end{bmatrix} \quad [b] = \begin{bmatrix} -49.170 \\ 36.803,76 \\ 32.321,47 \\ 35.390,2 \end{bmatrix}$$

Invertendo la matrice si ottengono le portate:

$$[x] = [A]^{-1} \cdot [b]$$

$$\begin{bmatrix} m_3 \\ m_2 \\ m_5 \\ m_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 21,203 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ 31,855 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ 13,967 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ 14,092 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{bmatrix}$$

Le portate degli spillamenti sono dunque le seguenti:

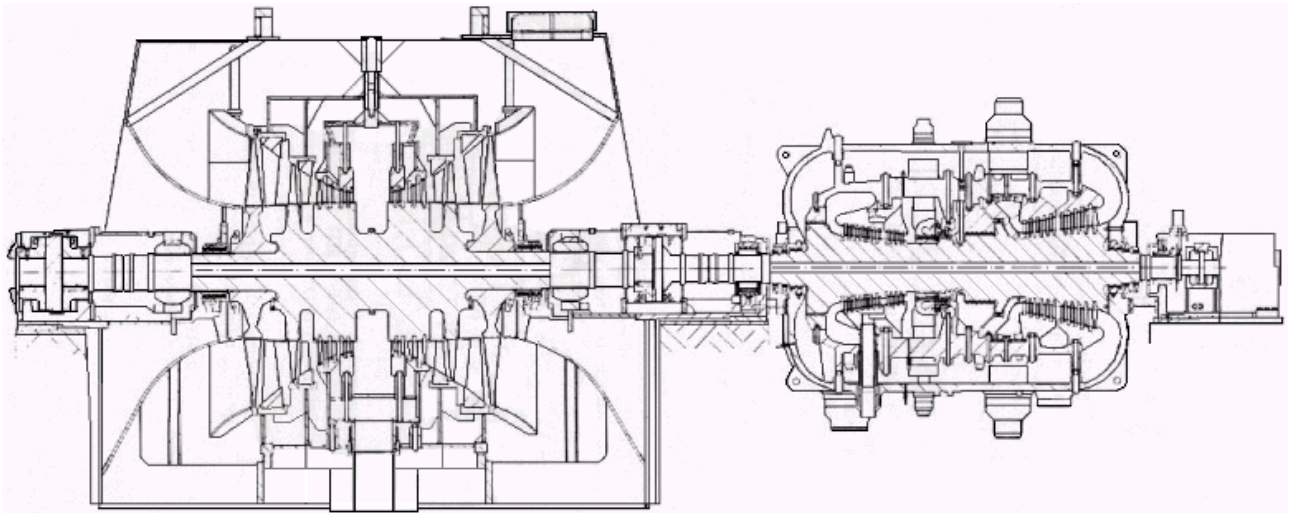
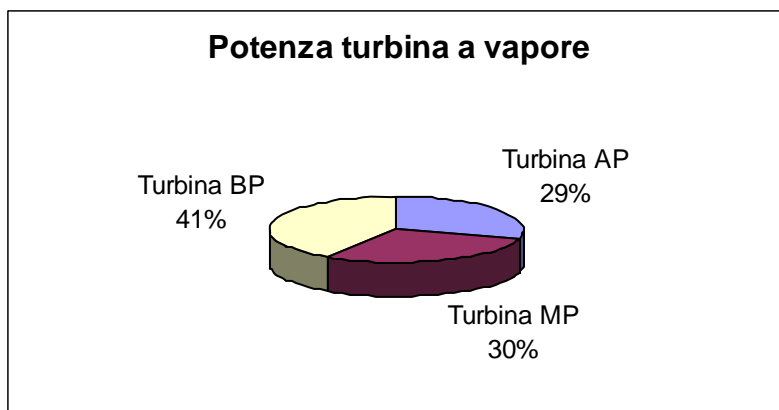
1° spillamento	31,855 kg/s = 114,678 t/h
2° spillamento	21,203 kg/s = 76,331 t/h
3° spillamento	13,967 kg/s = 50,281 t/h
4° spillamento	14,092 kg/s = 50,731 t/h
5° spillamento	11,865 kg/s = 42,714 t/h
6° spillamento	9,733 kg/s = 35,039 t/h
7° spillamento	11,934 kg/s = 42,962 t/h

Conoscute le portate e le entalpie in tutti i punti del ciclo, la potenza sviluppata da ognuno dei cilindri di alta, media e bassa pressione si ricava dal salto entalpico per la portata di vapore che attraversa i singoli stadi di turbina.

La tabella riporta le potenze generate:

Turbina AP		Turbina MP		Turbina BP		Totale
Ingresso - 1°sp	50.753 kW	Ingresso - 3°sp	48.328 kW	Ingresso - 5°sp	37.268 kW	
1°sp - scarico	47.470 kW	3°sp - scarico	53.160 kW	5°sp - 6°sp	46.236 kW	
				6°sp - 7°sp	24.546 kW	
				7°sp - scarico	29.690 kW	
Totale AP	98.224 kW	Totale MP	101.488 kW	Totale BP	137.740 kW	337.452 kW

Il grafico sottostante mostra il contributo di ciascuno dei tre cilindri alla potenza totale:



I valori della potenza termica ceduta al fluido nelle varie parti del generatore di vapore sono i seguenti:

<i>Caldaia</i>	
Economizzatore, Evaporatore, Surriscaldatore	601.624 kW
Risurriscaldatore	118.030 kW
Potenza termica totale	719.654 kW

Si può così calcolare il rendimento del ciclo:

$$\eta_{CICLO} = \frac{P_{TOT,TURBINA}}{\dot{Q}_{IN}} = 0,469$$

e il consumo specifico:

$$c.s. = 1834 \frac{kcal}{kWh}$$



Funzionamento con 4 valvole di regolazione turbina aperte

Con la parzializzazione dell'ammissione del vapore in turbina si regola la potenza erogata dall'impianto.

I valori dei punti del ciclo variano leggermente rispetto al funzionamento a pieno carico.

La tabella riporta i valori relativi a questa configurazione di funzionamento.

Per i punti in cui si ha coesistenza liquido-vapore, si è considerato:

η_{IS} pari a 0,9 per gli stadi dal 5° al 6° spillamento,

η_{IS} pari a 0,82 per quelli dal 6° al 7° spillamento,

η_{IS} pari a 0,75 dopo il 7° spillamento.

Ciclo vapore		Temperatura	Pressione	Entalpia	Entropia	Volume specif.	Titolo
SH uscita caldaia	1	539,57 °C	171,68 bar	3.396,01 kJ/kg	6.401,63 kJ/kg K	0,019 m ³ /kg	1,000
1° spillamento	2	374,06 °C	46,72 bar	3.140,56 kJ/kg	6.592,39 kJ/kg K	0,059 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 1° spillamento	13	220,67 °C	46,72 bar	947,41 kJ/kg	2.519,69 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Scarico AP	3	279,74 °C	22,95 bar	2.966,84 kJ/kg	6.606,40 kJ/kg K	0,103 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 2° spillamento	14	187,43 °C	22,95 bar	796,59 kJ/kg	2.209,36 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
RH uscita caldaia	4	538,10 °C	22,12 bar	3.549,19 kJ/kg	7.489,90 kJ/kg K	0,167 m ³ /kg	1,000
3° spillamento	5	432,23 °C	10,56 bar	3.332,11 kJ/kg	7.539,80 kJ/kg K	0,304 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 3° spillamento	15	153,38 °C	10,56 bar	647,09 kJ/kg	1.875,30 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
4° spillamento	6	313,72 °C	4,57 bar	3.094,08 kJ/kg	7.553,29 kJ/kg K	0,587 m ³ /kg	1,000
5° spillamento	8	218,52 °C	1,61 bar	2.909,50 kJ/kg	7.688,15 kJ/kg K	1,402 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 5° spillamento	18	82,59 °C	1,61 bar	345,89 kJ/kg	1.105,89 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
6° spillamento	9	104,42 °C	0,46 bar	2.691,62 kJ/kg	7.753,36 kJ/kg K	3,728 m ³ /kg	1,000
Drenaggio 6° spillamento	19	57,72 °C	0,46 bar	241,59 kJ/kg	802,29 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
7° spillamento	10	56,61 °C	0,17 bar	2.560,59 kJ/kg	7.834,75 kJ/kg K	8,880 m ³ /kg	0,982
Drenaggio 7° spillamento	20	53,04 °C	0,17 bar	221,95 kJ/kg	742,61 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Scarico turbina BP	11	26,39 °C	0,03 bar	2.390,66 kJ/kg	8.057,08 kJ/kg K	42,700 m ³ /kg	0,930
<i>Ciclo condensato -alimento</i>							
Riscaldatore 1,in	7	26,67 °C	9,64 bar	112,63 kJ/kg	390,09 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 2,in	21	56,72 °C	9,35 bar	238,14 kJ/kg	789,12 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 3,in	22	79,98 °C	9,06 bar	335,49 kJ/kg	1.074,38 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Degasatore,in	23	112,21 °C	8,77 bar	471,19 kJ/kg	1.442,19 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Degasatore,out	16	148,49 °C	4,57 bar	625,60 kJ/kg	1.826,23 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 5,in	17	151,24 °C	192,70 bar	649,26 kJ/kg	1.833,89 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 6,in	24	185,48 °C	192,48 bar	796,52 kJ/kg	2.167,64 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Riscaldatore 7,in	25	219,25 °C	192,33 bar	945,67 kJ/kg	2.481,37 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000
Economizzatore,in	26	262,90 °C	192,18 bar	1.147,83 kJ/kg	2.874,60 kJ/kg K	0,001 m ³ /kg	0,000

La portata al degasatore è: $471.118 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 130,866 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Le portate si calcolano con i bilanci energetici ai riscaldatori e al degasatore, come fatto per il funzionamento con 7 valvole di regolazione turbina aperte.

Le portate nei vari punti del ciclo sono le seguenti:

$m_{23}=m_{22}=m_{21}=m_7=m_{12}$	130,866 kg/s
$m_8=m_{18}$	6,927 kg/s
m_9	5,495 kg/s
m_{19}	12,422 kg/s
$m_{10}=m_{20}$	7,023 kg/s
m_{11}	111,421 kg/s
m_{28}	118,444 kg/s
m_{27}	123,939 kg/s
m_{32}	130,866 kg/s
m_2	16,002 kg/s
m_3	10,818 kg/s
m_5	8,028 kg/s
m_6	7,883 kg/s
m_{31}	138,749 kg/s
m_4	146,776 kg/s
m_{30}	157,595 kg/s
$m_1=m_{26}=m_{25}=m_{24}=m_{17}=m_{16}$	173,596 kg/s

La matrice del sistema che permette di trovare le portate è la seguente:

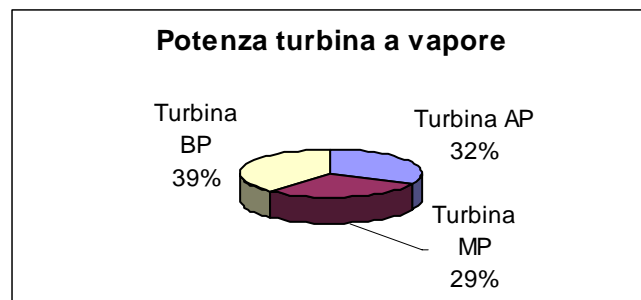
$$[A] = \begin{bmatrix} 202,16 & -1990,99 & 202,16 & 202,16 \\ 2021,10 & 1,67 & -149,15 & -149,15 \\ 2,24 & 2,24 & 2537,77 & -147,26 \\ 21,48 & 21,48 & 21,48 & 2468,48 \end{bmatrix}$$

Conoscute le portate e le entalpie in tutti i punti del ciclo, la potenza sviluppata da ognuno dei cilindri di alta, media e bassa pressione si ricava dal salto entalpico per la portata di vapore che attraversa i singoli stadi.

La tabella riporta le potenze generate:

Turbina AP		Turbina MP		Turbina BP		Totale
Ingresso - 1°sp	44.345 kW	Ingresso - 3°sp	31.861 kW	Ingresso - 5°sp	24.155 kW	
1°sp - scarico	27.378 kW	3°sp - scarico	33.026 kW	5°sp - 6°sp	27.004 kW	
				6°sp - 7°sp	15.520 kW	
				7°sp - scarico	18.934 kW	
Totale AP	71.723 kW	Totale MP	64.888 kW	Totale BP	85.613 kW	222.223 kW

Il grafico sottostante mostra il contributo di ciascuno dei tre cilindri alla potenza totale:



I valori della potenza termica ceduta al fluido nelle varie parti del generatore di vapore sono i seguenti:

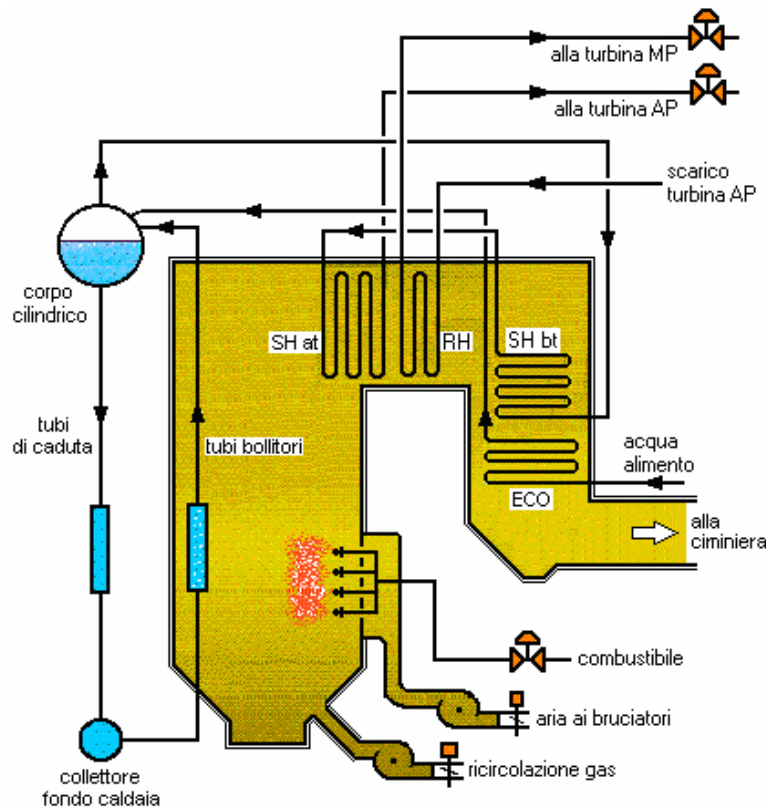
Caldaia	
Economizzatore, Evaporatore, Surriscaldatore	390.275kW
Risurriscaldatore	85.475kW
Potenza termica totale	475.750 kW

Si può così calcolare il rendimento del ciclo con 4 valvole di turbina aperte:

$$\eta_{CICLO} = \frac{P_{TOT,TURBINA}}{\dot{Q}_{IN}} = 0,467$$

e il relativo consumo specifico:

$$c.s. = 1841 \frac{kcal}{kWh}$$

Esercitazione 3**Rendimento di un generatore di vapore**

Il rendimento di un generatore di vapore è dato dal rapporto fra il calore Q_2 trasferito dal generatore al fluido che in esso circola e il calore Q_1 fornito al generatore:

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}$$

Nella pratica comune il generatore di vapore è chiamato caldaia.

La quantità di calore Q_1 fornita alla caldaia si ottiene sommando al calore sviluppato dalla combustione del combustibile il calore apportato dall'esterno, che, a seconda dei casi, può derivare dal riscaldamento del combustibile e dal vapore di atomizzazione del combustibile liquido:

$$Q_1 = G_c \cdot pci + G_c \cdot c_{pm} \cdot (t_c - t_0) + G_{at} \cdot (h_{at} - h_0)$$

G_c	portata del combustibile
pci	potere calorifico inferiore del combustibile
c_{pm}	calore specifico medio del combustibile tra le temperature t_c e t_0
t_c	temperatura del combustibile ai bruciatori
t_0	temperatura di riferimento (temperatura ambiente)
G_{at}	portata vapore di atomizzazione
h_{at}	entalpia vapore di atomizzazione
h_0	entalpia del vapor saturo alla temperatura di riferimento t_0

La quantità di calore Q_2 fornita dalla caldaia al fluido, nel caso di una caldaia a surriscaldamento e risurriscaldamento, è espressa dalla somma delle quantità di calore assorbite dal circuito principale (vapore SH, vapore RH, desurriscaldamento SH, desurriscaldamento RH, spurgo continuo):

$$Q_2 = G_{SH} \cdot (h_{SH} - h_a) + G_{RH} \cdot (h_{RHc} - h_{RHf}) + G_{dSH} \cdot (h_a - h_{dSH}) + G_{dRH} \cdot (h_{RHf} - h_{dRH}) + G_{sp} \cdot (h_{cc} - h_a)$$

G_{SH}	portata vapore surriscaldato (uguale alla portata dell'acqua alimento)
G_{RH}	portata vapore risurriscaldato
h_{SH}	entalpia vapore surriscaldato uscita caldaia
h_a	entalpia acqua alimento ingresso economizzatore
h_{RHc}	entalpia vapore risurriscaldato caldo (uscita caldaia)
h_{RHf}	entalpia vapore risurriscaldato freddo (entrata caldaia)
G_{dSH}	portata acqua di desurriscaldamento SH (da usare solo se l'acqua di desurriscaldamento viene prelevata dall'esterno della caldaia, come generalmente avviene nelle caldaie a corpo cilindrico)
h_{dSH}	entalpia acqua di desurriscaldamento SH
G_{dRH}	portata acqua di desurriscaldamento RH
h_{dRH}	entalpia acqua di desurriscaldamento RH
G_{sp}	portata spurgo continuo (da usare solo per caldaie a corpo cilindrico)
h_{cc}	entalpia acqua nel corpo cilindrico

Nel calcolo del calore Q_2 fornito dalla caldaia non è stato considerato:

- il calore equivalente all'energia trasmessa dagli ausiliari (ventilatori aria, ricircolatori gas, ecc.),
- il calore sensibile dell'umidità dell'aria comburente,
- il calore sensibile dell'aria secca (solo per caldaie funzionanti a carbone polverizzato).

Il rendimento di caldaia può essere determinato utilizzando due diverse metodologie:

1. *metodo diretto*
2. *metodo indiretto*

Nel metodo diretto si determinano Q_1 e Q_2 e quindi il rapporto Q_2/Q_1 .

Nel metodo indiretto si determinano invece le singole perdite e il rendimento è dato da:

$$\eta = 100\% - \text{somma delle perdite percentuali}$$

Come si può notare, per un'accurata determinazione del calore fornito Q_1 e del calore utilizzato Q_2 è richiesta la conoscenza di parecchie portate (combustibile, vapore surriscaldato, vapore risurriscaldato, ecc.). Notoriamente le misure di portata sono affette da errori significativi, che influenzano notevolmente il calcolo del rendimento di caldaia che è molto elevato e superiore al 90%.

Ne segue che il rendimento determinato con il metodo diretto è meno preciso della misura delle perdite. Perciò, nella pratica comune, si preferisce adottare il metodo indiretto.

Rendimento di caldaia con il metodo indiretto

La determinazione del rendimento di caldaia con il metodo indiretto viene di norma effettuata seguendo le norme ASME (American Society of Mechanical Engineers).

Tali norme prendono in considerazione le seguenti perdite:

1. perdita di calore nei fumi secchi (detta anche perdita per calore sensibile nei fumi al camino)
2. perdita di calore per acqua nel combustibile e per combustione idrogeno
3. perdita di calore per umidità nell'aria comburente
4. perdita di calore per carbonio incombusto
5. perdita di calore per irraggiamento verso l'esterno

I parametri che occorre rilevare, per combustibili solidi e liquidi, sono i seguenti:

Analisi elementare del combustibile

- carbonio (C) % in peso
- idrogeno (H₂) % in peso
- zolfo (S) % in peso
- ossigeno (O₂) % in peso
- azoto (N₂) % in peso
- acqua (H₂O) % in peso
- ceneri % in peso
- potere calorifico inferiore (p.c.i.)

Analisi dei gas combusti

- O₂ uscita preriscaldatori aria % in volume
- CO₂ uscita preriscaldatori aria % in volume
- CO uscita preriscaldatori aria % in volume
- temperatura gas uscita preriscaldatori aria t_g
- temperatura aria mandata ventilatori aria t_a

Se la combustione è a carbone bisognerà aggiungere i seguenti dati:

- % in peso del carbonio (C) nelle ceneri depositate
- % in peso del carbonio (C) nelle ceneri volanti

1. Perdita di calore P_1 nei fumi secchi

La perdita di calore nei fumi secchi si determina conoscendo il peso dei gas per kg di combustibile, la temperatura t_g e il calore specifico c_{pg} dei gas, la temperatura t_a dell'aria comburente alla mandata dei ventilatori.

In questa perdita non si tiene conto dell'idrogeno contenuto nel combustibile e del vapor d'acqua prodotto dalla combustione di questo idrogeno.

Il peso dei fumi secchi G_g è derivato dall'analisi dei gas combusti e dal carbonio e zolfo bruciati per kg di combustibile.

$$G_g = \frac{4CO_2 + O_2 + 700}{3(CO_2 + CO)} \left(\frac{C}{100} + \frac{S}{267} \right) + \frac{S}{160}$$

$$P_1 = \frac{G_g \cdot c_{pg} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci}$$

Si pone $c_{pg} = 0,24$ kcal/kg °C.

Il potere calorifico inferiore (pci) del combustibile è espresso in kcal/kg.

Da notare che dall'analisi dei gas combusti non compaiono i prodotti della combustione dello zolfo. L'espressione della perdita dei fumi secchi tiene già conto di questo, basandosi sulle seguenti assunzioni:

- tutto lo zolfo del combustibile compare nei gas combusti,
- tutti gli ossidi di zolfo formati (SO_2 e SO_3) sono assorbiti nella buretta di analisi chimica contenente potassa caustica e sono misurati come CO_2 .

2. Perdita di calore P_2 per acqua e idrogeno nel combustibile

Questa perdita è dovuta al calore asportato dal vapor d'acqua prodotto dalla combustione dell'idrogeno del combustibile e al calore asportato dall'umidità del combustibile.

$$P_2 = \frac{\left(\frac{H_2}{100} \cdot 8,936 + H_2O \right) \cdot c_{pSH} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci}$$

dove:

- $\frac{H_2}{100} \cdot 8,936$ è il peso dell'acqua risultante dalla combustione dell'idrogeno (H_2) nel combustibile;
- H_2O è la percentuale in peso di acqua nel combustibile;
- c_{pSH} è il calore specifico del vapore surriscaldato², pari a 0,45 kcal/kg °C.

² Si ricorda che usando il potere calorifico inferiore si è già tenuto conto del calore di vaporizzazione dell'acqua prodotta dalla combustione.

3. Perdita di calore P_3 per umidità nell'aria

La perdita di calore per umidità nell'aria è la quantità di calore che viene persa per surriscaldamento del vapor d'acqua contenuto nell'aria comburente.

Il peso del vapor d'acqua contenuto nell'aria comburente non viene calcolato, ma si suppone che alla temperatura di 15°C l'aria sia satura di umidità³.

Occorre dunque calcolare il peso di aria comburente G_A per ogni kg di combustibile.

Ciò si ottiene sommando al peso dei fumi secchi G_g il peso dell'aria necessaria alla combustione dell'idrogeno (tenendo presente che anche il combustibile contiene ossigeno)⁴ e sottraendo il peso del combustibile⁵.

Si ottiene così:

$$G_A = G_g + \frac{7,936}{100} \cdot \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) - \left(\frac{C + S + N_2}{100} \right)$$

$$P_3 = \frac{G_A \cdot 0,013 \cdot c_{pSH} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci}$$

³ A 15°C l'aria satura di umidità contiene 0,013 kg di acqua per ogni kg di aria.

⁴ Il peso dell'aria necessaria alla combustione dell'idrogeno è pari a $\frac{7,936}{100} \cdot \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right)$

⁵ Il peso del combustibile è pari a $\left(\frac{C + S + N_2}{100} \right)$

4. Perdita di calore per carbonio incombusto

Questa perdita ha significato per le caldaie che bruciano carbone e corrisponde al carbonio incombusto contenuto nei residui solidi della combustione, ossia:

- ceneri depositate nelle tramogge di caldaia,
- ceneri volanti, in parte evacuate al camino e in parte recuperate nei precipitatori elettrostatici.

La quantità di ceneri depositate nelle tramogge di caldaia può essere pesata.

Il peso di cenere per kg di carbone è ricavato dall'analisi del combustibile.

Le ceneri volanti possono essere calcolate per differenza.

La perdita di calore P_{cd} nelle ceneri depositate nelle tramogge di caldaia può essere calcolata con la seguente espressione:

$$P_{cd} = \frac{G_{cd} \cdot C_{cd} \cdot pci_{carbonio}}{G_{combustibile}}$$

dove:

G_{cd}	peso delle ceneri depositate
C_{cd}	tenore di carbonio incombusto nelle ceneri depositate (da analisi chimica)
$pci_{carbonio}$	potere calorifico inferiore del carbonio puro
$G_{combustibile}$	peso del combustibile bruciato

La perdita di calore nelle ceneri volanti P_{cv} può essere calcolata con la seguente espressione:

$$P_{cv} = \frac{G_{cv} \cdot C_{cv} \cdot pci_{carbonio}}{G_{combustibile}}$$

dove:

G_{cv}	peso delle ceneri volanti
C_{cv}	tenore di carbonio incombusto nelle ceneri volanti (da analisi chimica)

Le perdite così rilevate sono espresse in kcal per kg di combustibile bruciato.

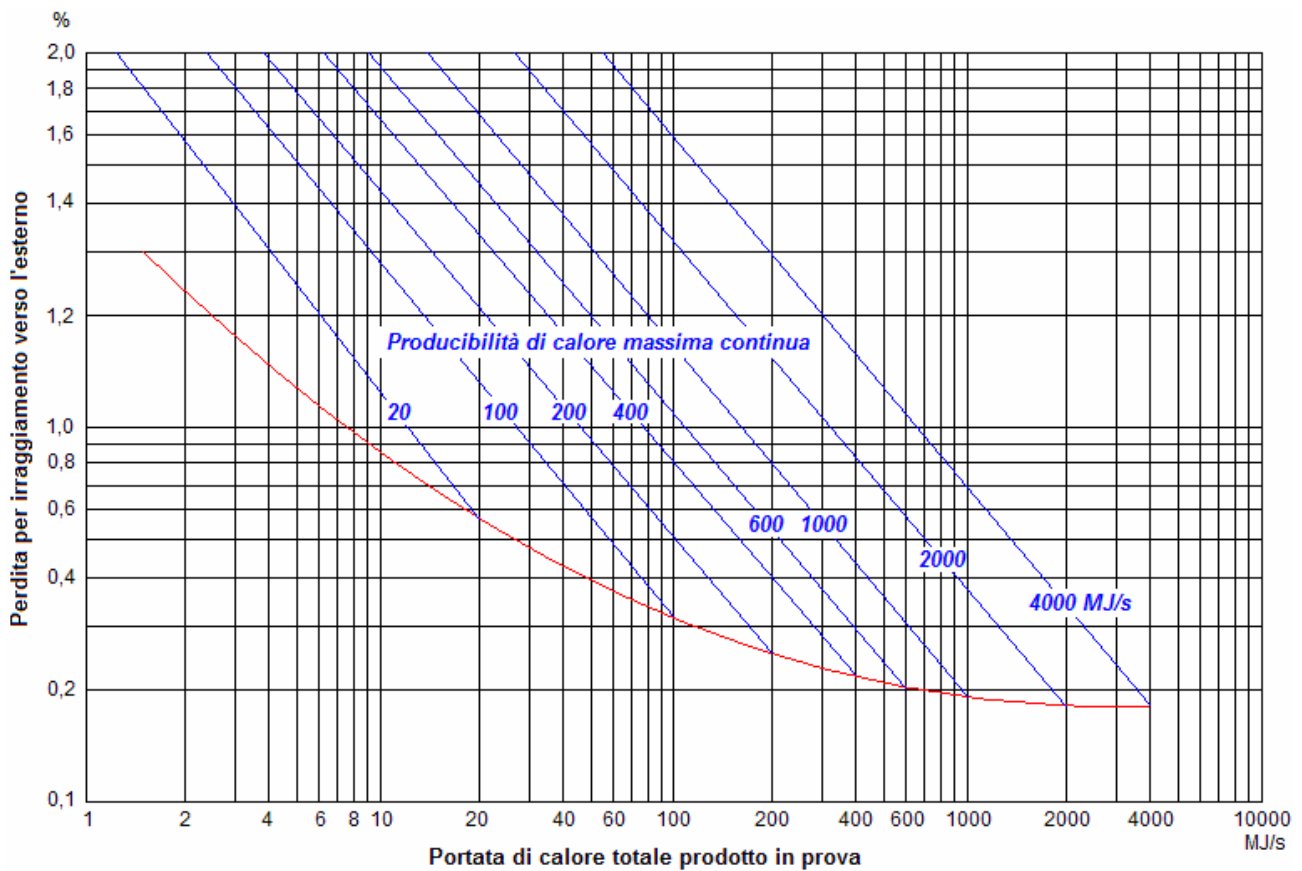
Per esprimerle in % delle calorie del combustibile bruciato occorre dividerle per il potere calorifico inferiore e moltiplicarle per 100.

5. Perdita di calore per irraggiamento verso l'esterno

Questa perdita è dovuta alla dispersione del calore per irraggiamento verso l'esterno attraverso le pareti di caldaia.

Di norma questa perdita non viene misurata, ma è ricavata da appositi diagrammi forniti da American Boiler Manufacturers Association. Questi diagrammi danno direttamente il valore della perdita percentuale in funzione di:

- numero delle pareti schermate con tubi d'acqua,
- produzione termica nominale della caldaia,
- produzione termica effettiva della caldaia nelle condizioni di prova.



Ad esempio, se il generatore di vapore ha una producibilità di calore massima continua di 1000 MJ/s e la portata di calore durante la prova è di 600 MJ/s, dal diagramma sopra riportato (valido per caldaie con 4 pareti schermate, differenza di temperatura fino a 30°C tra parete esterna di caldaia e ambiente e velocità aria fino a 0,5 m/s sulla parete) si ricava una perdita per irraggiamento verso l'esterno pari a circa lo 0,3%. Se invece il generatore si trova al massimo carico, la perdita per irraggiamento è pari a circa lo 0,2%.

Esempi di calcolo di rendimento di generatori di vapore

Caldaia ad olio combustibile

Per svolgere il calcolo del rendimento viene presa in esame la caldaia di un'unità da 320 MW, funzionante ad olio combustibile e con atomizzazione meccanica.

La procedura per la prova può essere così riassunta:

- l'unità dovrà essere portata al carico voluto per la prova;
- i principali parametri di funzionamento (pressioni, temperature, eccesso d'aria, acqua di desurriscaldamento) dovranno essere quelli nominali e stabilizzati;
- si dovranno evitare prelievi incontrollati di acqua o vapore;
- i riscaldatori aria a vapore (RAV) dovranno essere intercettati;
- dovranno inoltre essere rilevati tutti quei parametri che permettono di identificare le condizioni di funzionamento, in modo da riprodurle in prove future.

I dati da rilevare sulla caldaia sono essenzialmente valori di temperatura e analisi dei gas combusti. Occorre quindi che la caldaia a valle dei Ljungstrom sia attrezzata con prese normalizzate atte a poter introdurre le sonde isocinetiche di misura e prelievo.

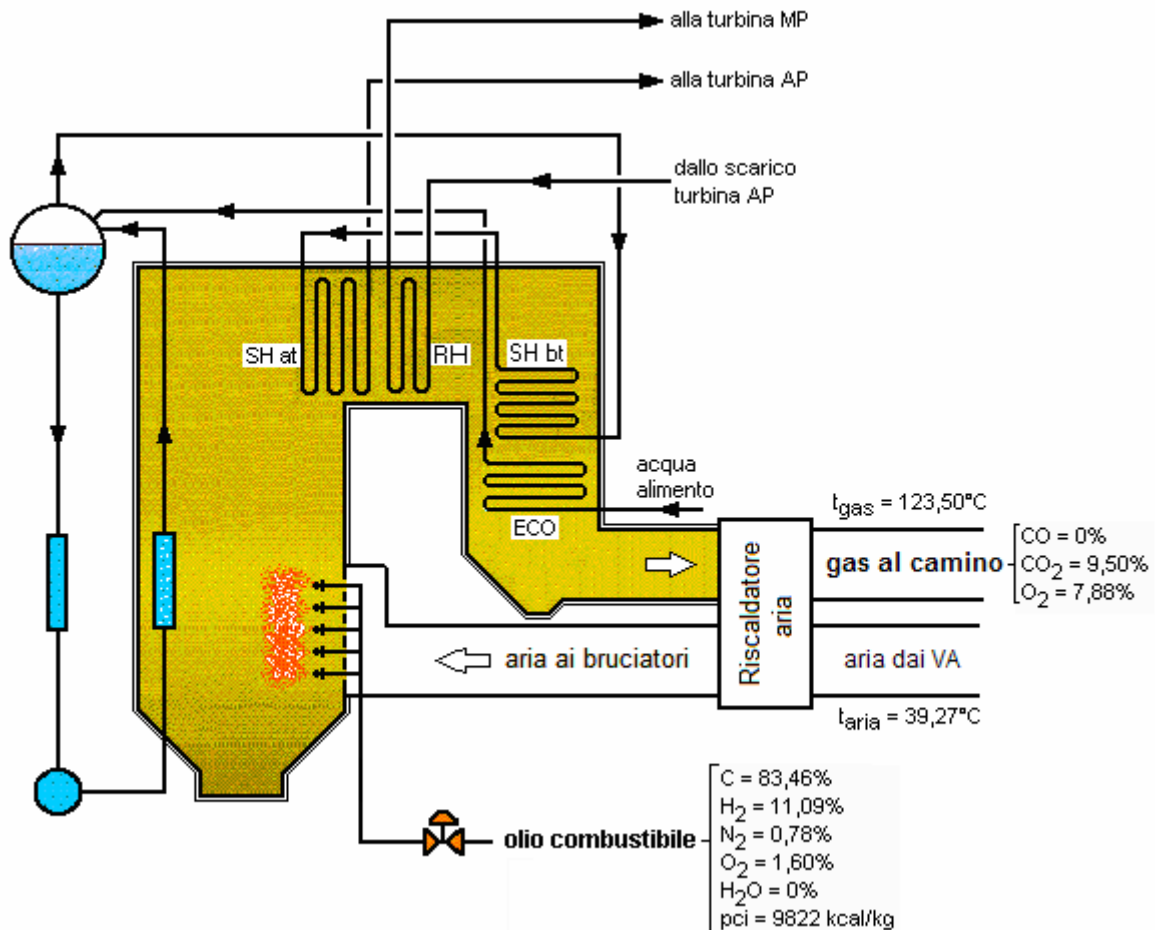
Per quanto riguarda i punti di inserzione delle prese, deve essere stato effettuato il reticolo delle temperature, velocità dei gas e percentuali di ossigeno nei condotti in modo da inserire la sonda direttamente nei punti che rappresentano la media ponderale della grandezza da misurare⁶.

⁶ Infatti, data la notevole sezione del condotto, i valori sono sensibilmente variabili da punto a punto.

Nella prova in esame, i dati rilevati sono stati i seguenti:

- temperatura aria comburente mandata VA 39,27°C
- temperatura gas uscita Ljungstrom 123,50°C
- O₂ uscita Ljungstrom 7,88%
- CO₂ uscita Ljungstrom 9,50%
- CO uscita Ljungstrom 0%
- analisi olio combustibile:

C	83,46%
H ₂	11,09%
S	3,07%
O ₂	1,60%
N ₂	0,78%
H ₂ O	assente
pci	9822 kcal/kg



Risulta:

$$G_g = \frac{4CO_2 + O_2 + 700}{3(CO_2 + CO)} \left(\frac{C}{100} + \frac{S}{267} \right) + \frac{S}{160} = \frac{4 \cdot 9,50 + 7,88 + 700}{3 \cdot (9,50 + 0)} \cdot \left(\frac{83,46}{100} + \frac{3,07}{267} \right) + \frac{3,07}{160} = 22,1626 \text{ kg / kg}_{comb}$$

$$P_1 \text{ (perdita nei fumi secchi)} = \frac{G_g \cdot c_{pg} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci} = \frac{22,1626 \cdot 0,24 \cdot 84,23 \cdot 100}{9822} = \mathbf{4,56\%}$$

$$P_2 \text{ (perdita per acqua e H}_2 \text{ nel combustibile)} = \frac{\left(\frac{H_2}{100} \cdot 8,936 + H_2O \right) \cdot c_{pSH} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci} =$$

$$= \frac{\left(\frac{11,09}{100} \cdot 8,936 \right) \cdot 0,45 \cdot 84,23 \cdot 100}{9822} = \mathbf{0,38\%}$$

$$P_3 \text{ (perdita per umidità nell'aria)} = \frac{G_A \cdot 0,013 \cdot c_{pSH} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci} = \mathbf{0,11\%}$$

essendo

$$G_A = G_g + \frac{7,936}{100} \cdot \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) - \left(\frac{C + S + N_2}{100} \right) = 22,15373 \text{ kg/kg}_{comb}$$

$$P_4 \text{ (perdita per irraggiamento verso l'esterno)}^7 = \mathbf{0,20\%}$$

$$\text{Perdite totali} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = (4,56 + 0,38 + 0,11 + 0,20)\% = \mathbf{5,25\%}$$

$$\text{Rendimento del generatore di vapore} = (100 - 5,25)\% = \mathbf{94,75\%}$$

⁷ Dal diagramma ABMA la perdita per irraggiamento si ricava direttamente, considerando che la prova è stata realizzata al carico nominale e che la caldaia per un'unità da 320 MW ha una potenzialità di circa 610 milioni di kcal/h pari a circa 700 MJ/s.

Caldaia a gas naturale

Come nelle caldaie ad olio combustibile, il rendimento viene rilevato con il metodo indiretto calcolando le singole perdite di caldaia riferite a 1 Sm^3 di gas e rapportate al potere calorifico inferiore del combustibile espresso in kcal/Sm^3 .

Anche in questo caso le singole perdite da prendere in considerazione sono le seguenti:

- perdita di calore nei fumi secchi
- perdita di calore per umidità nel combustibile e vapor d'acqua prodotto dalla combustione dell'idrogeno
- perdita di calore per umidità nell'aria comburente
- perdita di calore per irraggiamento verso l'esterno

I parametri che occorre rilevare sono i seguenti:

CH_4 (metano)	% in volume
C_2H_6 (etano)	% in volume
C_3H_8 (propano)	% in volume
C_4H_{10} (butano)	% in volume
N_2	% in volume
CO	% in volume
CO_2	% in volume
pci (kcal/Sm^3 a 15°C e $1,01325 \text{ bar}$)	
densità (kg/Sm^3)	

Analisi dei gas combusti all'uscita dei preriscaldatori d'aria:

O_2	% in volume
CO_2	% in volume
CO	% in volume

Temperatura fumi uscita preriscaldatori d'aria t_g

Temperatura mandata ventilatori aria t_a

Il procedimento è analogo a quello utilizzato per determinare il rendimento con funzionamento ad olio combustibile, con la considerazione che nel gas naturale non è presente lo zolfo e che l'analisi elementare dà la percentuale in volume di carbonio e idrogeno legati fra loro e non la percentuale di ogni singolo elemento.

Quindi il peso dei fumi secchi si ricava dall'espressione:

$$\text{peso fumi secchi } G_g = \frac{4\text{CO}_2 + \text{O}_2 + 700}{3(\text{CO}_2 + \text{CO})} \cdot \frac{C_{eq}}{100}$$

dove C_{eq} è il carbonio equivalente, che vale⁸:

$$C_{eq} = (0,75 \cdot \text{CH}_4) + (0,80 \cdot \text{C}_2\text{H}_6) + (0,818 \cdot \text{C}_3\text{H}_8) + (0,429 \cdot \text{CO})$$

⁸ I coefficienti di CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 e CO sono i rapporti tra il peso del carbonio in essi contenuto e i pesi molecolari di metano, etano, propano e monossido di carbonio:

CH_4	$12/16 = 0,75$
C_2H_6	$24/30 = 0,80$
C_3H_8	$36/44 = 0,818$
CO	$12/28 = 0,429$

$$P_1 \text{ (perdita nei fumi secchi)} = \frac{G_g \cdot c_{pg} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci}$$

$$P_2 \text{ (perdita per acqua nella combustione)} = \frac{\left(\frac{H_{2eq}}{100} \cdot 8,936 + H_2O \right) \cdot c_{pSH} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci}$$

dove H_{2eq} è l'idrogeno equivalente, che tiene conto dell'acqua prodotta dall'idrogeno contenuto nei vari componenti del gas naturale.

Poiché 1 kg di H_2 produce 8,936 kg di acqua, l'idrogeno equivalente sarà dato dalla seguente espressione⁹:

$$H_{2eq} = \frac{2,25 \cdot CH_4 + 1,8 \cdot C_2H_6 + 1,53 \cdot C_3H_8 + 0,429 \cdot CO}{8,936 \cdot 100}$$

$$P_3 \text{ (perdita per umidità nell'aria)} = \frac{G_A \cdot 0,013 \cdot c_{pSH} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci}$$

essendo:
$$G_A = G_g + \frac{7,936}{100} \cdot \left(H_{2eq} - \frac{O_2}{8} \right) - \left(\frac{C_{eq} + N_2}{100} \right)$$

La perdita di calore per irraggiamento verso l'esterno si determina facendo sempre riferimento ai diagrammi forniti da American Boiler Manufacturers Association.

$$^9 \quad H_2 \text{ in } CH_4 : \quad \frac{8,936 \cdot 4}{12 + 4} = 2,25$$

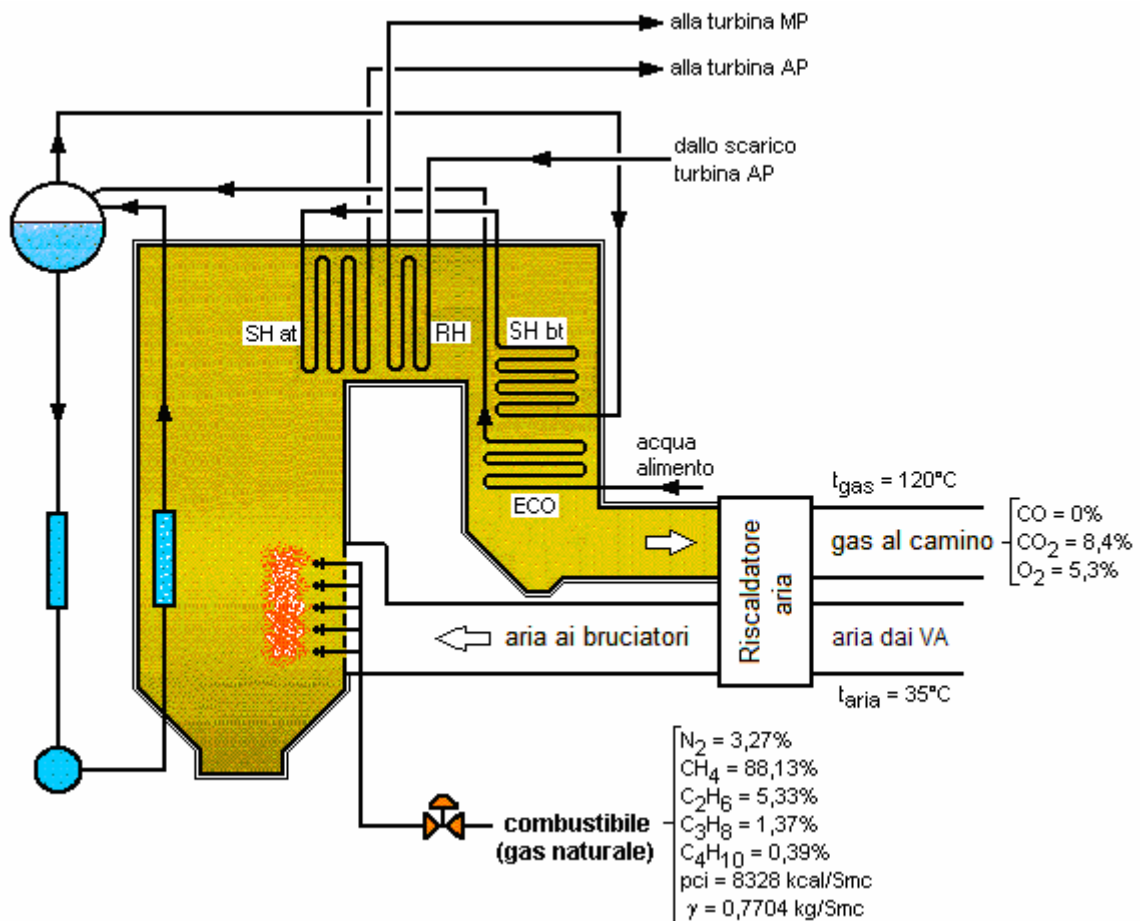
$$H_2 \text{ in } C_2H_6 : \quad \frac{8,936 \cdot 6}{12 + 12 + 6} = 1,8$$

$$H_2 \text{ in } C_3H_8 : \quad \frac{8,936 \cdot 8}{12 + 12 + 12 + 8} = 1,63$$

Nella prova effettuata con combustione a gas naturale i dati rilevati sono stati i seguenti:

- temperatura aria comburente mandata VA 35°C
- temperatura gas uscita Ljungstrom 120°C
- O₂ uscita Ljungstrom 5,3%
- CO₂ uscita Ljungstrom 8,4%
- CO uscita Ljungstrom 0%
- analisi olio combustibile:

N ₂	3,27% vol.
CH ₄	88,13% vol.
C ₂ H ₆	5,33 vol.
C ₃ H ₈	1,37% vol.
C ₄ H ₁₀	0,39% vol.
CO	0% vol.
CO ₂	1,51% vol.
pci	8328 kcal/Sm ³
γ	0,7704 kg/Sm ³



Risulta quindi:

$$G_g = \frac{4CO_2 + O_2 + 700}{3(CO_2 + CO)} \left(\frac{C}{100} + \frac{S}{267} \right) + \frac{S}{160} = 20,96 \text{ kg/kg}_{\text{comb}}$$

$$\mathbf{P_1 \text{ (perdita nei fumi secchi)} = \frac{G_g \cdot c_{pg} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci} = 3,96\%}$$

$$\mathbf{P_2 \text{ (perdita per acqua nella combustione)} = \frac{\left(\frac{H_{2eq}}{100} \cdot 8,936 \right) \cdot c_{pSH} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci} = 0,74\%}$$

$$\mathbf{P_3 \text{ (perdita per umidità nell'aria)} = \frac{G_A \cdot 0,013 \cdot c_{pSH} \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci} = 0,09\%}$$

essendo

$$G_A = G_g + \frac{7,936}{100} \cdot \left(H_{2eq} - \frac{O_2}{8} \right) - \left(\frac{C_{eq} + S + N_2}{100} \right) = 20,23 \text{ kg/kg}_{\text{comb}}$$

$$\mathbf{P_4 \text{ (perdita per irraggiamento verso l'esterno)}^{10} = 0,20\%}$$

Pertanto le perdite totali in valore percentuale risultano:

$$\mathbf{\text{Perdite totali} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = 3,96 + 0,74 + 0,09 + 0,20 = 4,99\%}$$

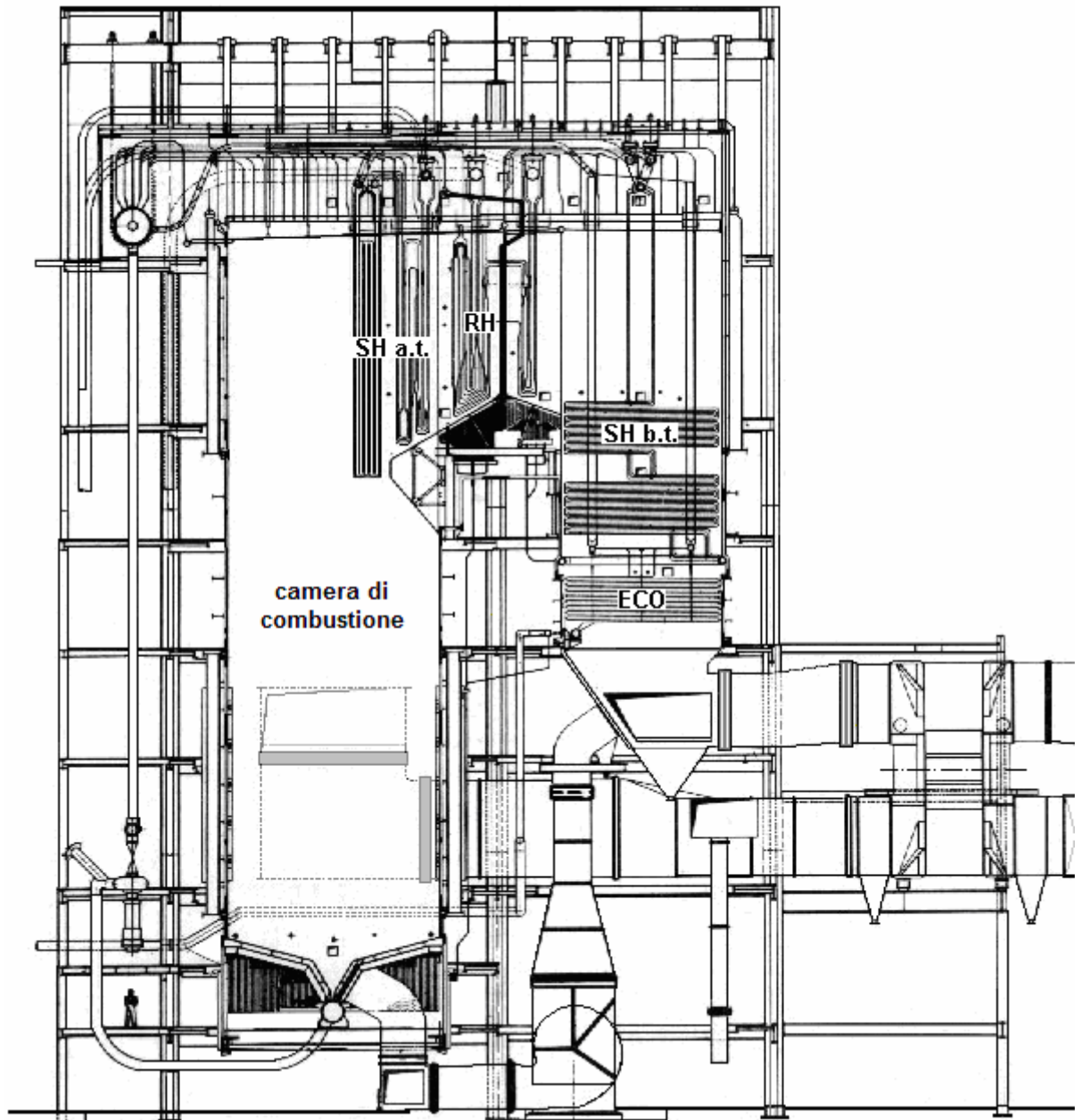
Il rendimento del generatore di vapore sarà quindi:

$$\mathbf{\text{Rendimento del generatore di vapore} = (100 - 4,99)\% = 95,01\%}$$

¹⁰ Dal diagramma ABMA la perdita per irraggiamento si ricava direttamente, considerando che la prova è stata realizzata al carico nominale e che la caldaia per un'unità da 320 MW ha una potenzialità di circa 610 milioni di kcal/h pari a circa 700 MJ/s.

Esercitazione 4

Dimensionamento di un generatore di vapore



Le principali caratteristiche dei generatori di vapore sono:

- produzione nominale di vapore
- pressione del vapore nei vari stadi
- temperature del vapore nei vari stadi,
- temperatura dell'acqua alimento all'ingresso dell'economizzatore
- tipo di combustibile impiegato
- dimensioni:
 - volume della camera di combustione
 - superficie della camera di combustione
 - superficie dei surriscaldatori
 - superficie del risurriscaldatore
 - superficie dell'economizzatore
 - superficie dei preriscaldatori d'aria

Le temperature e le pressioni del vapore sono state fissate quando si è definito il ciclo termico dell'impianto.

La portata del vapore G_v può essere ricavata dalla potenza termica P_{th} richiesta nel generatore di vapore e dal suo rendimento η_{cald} mediante la formula:

$$\eta_{cald} \cdot P_{th} = G_v \cdot (h_{SH} - h_a) + G_{RH} \cdot (h_{RHc} - h_{RHf})$$

da cui

$$G_v = \frac{\eta_{cald} \cdot P_{th}}{[(h_{SH} - h_a) + \alpha \cdot (h_{RHc} - h_{RHf})]}$$

η_{cald}	rendimento della caldaia
P_{th}	potenza termica fornita in caldaia con il combustibile
h_{SH}	entalpia del vapore surriscaldato all'uscita caldaia
h_a	entalpia dell'acqua alimento all'ingresso in caldaia
h_{RHf}	entalpia del vapore risurriscaldato freddo che ritorna in caldaia
h_{RHc}	entalpia del vapore risurriscaldato caldo alla riammissione in turbina
α	portata, in valore relativo rispetto a G_v , del vapore risurriscaldato G_{RH}

La superficie dell'evaporatore, il quale è interamente irraggiato, si ricava dalla formula:

$$Q_{irr} = (h_v - h_e) \cdot G_v = k \cdot S_{EVA} \cdot \left[\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right]$$

h_v	entalpia del vapore saturo
h_e	entalpia dell'acqua all'uscita dell'economizzatore
k	coefficiente di trasmissione del calore per irraggiamento
T_f	temperatura assoluta dei fumi
T_p	temperatura assoluta media di parete

Con gli usuali valori di k , T_f e T_p , il carico termico specifico (rapporto tra calore scambiato e superficie) vale circa 200.000 kcal/m²·h.

Quindi la superficie dell'evaporatore in m² sarà:

$$S_{EVA} = \frac{(h_v - h_e) \cdot G_v}{200.000}$$

Il surriscaldatore è in generale suddiviso in due parti, di alta temperatura (che è ad irraggiamento e a convezione) e di bassa temperatura (che è a convezione).

In prima approssimazione si può considerare che il calore totale di surriscaldamento $[(h_{SH}-h_v) \cdot G_v]$ si ripartisca tra i due surriscaldatori di alta e di bassa temperatura in parti uguali.

Supponiamo anche che il calore assorbito dal surriscaldatore di alta temperatura si ripartisca in parti uguali nella parte ad irraggiamento e in quella a convezione.

La superficie del surriscaldatore di alta temperatura ad irraggiamento $S_{SH'at}$ si ricava, come per l'evaporatore, dalla:

$$S_{SH'at} = \frac{1}{4} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{200.000}$$

La superficie del surriscaldatore di alta temperatura a convezione $S_{SH''at}$ si ricava dalla formula:

$$S_{SH''at} = \frac{1}{4} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{\alpha_t \cdot \Delta t_m}$$

La superficie del risurriscaldatore si ricava dalla formula analoga:

$$S_{RH} = \frac{(h_{RHc} - h_{RHf}) \cdot G_{RH}}{\alpha_t \cdot \Delta t_m}$$

dove:

α_t è il coefficiente di trasmissione fumi-tubo-fluido (circa 80 kcal/m²·h·°C)

Δt_m è la differenza media di temperatura tra fumi e vapore RH

La superficie del surriscaldatore di bassa temperatura si ricava dalla formula:

$$S_{SHbt} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{\alpha_t \cdot \Delta t_m}$$

dove:

α_t è il coefficiente di trasmissione fumi-tubo-fluido (circa 60 kcal/m²·h·°C)

Δt_m è la differenza media di temperatura tra fumi e vapore circolante nel surriscaldatore b.t.

La superficie dell'economizzatore si ricava in modo analogo ($\alpha_t \cong 30$ kcal/m²·h·°C):

$$S_{ECO} = \frac{(h_e - h_a) \cdot G_v}{30 \cdot \Delta t_m}$$

dove:

h_e è l'entalpia dell'acqua all'uscita economizzatore

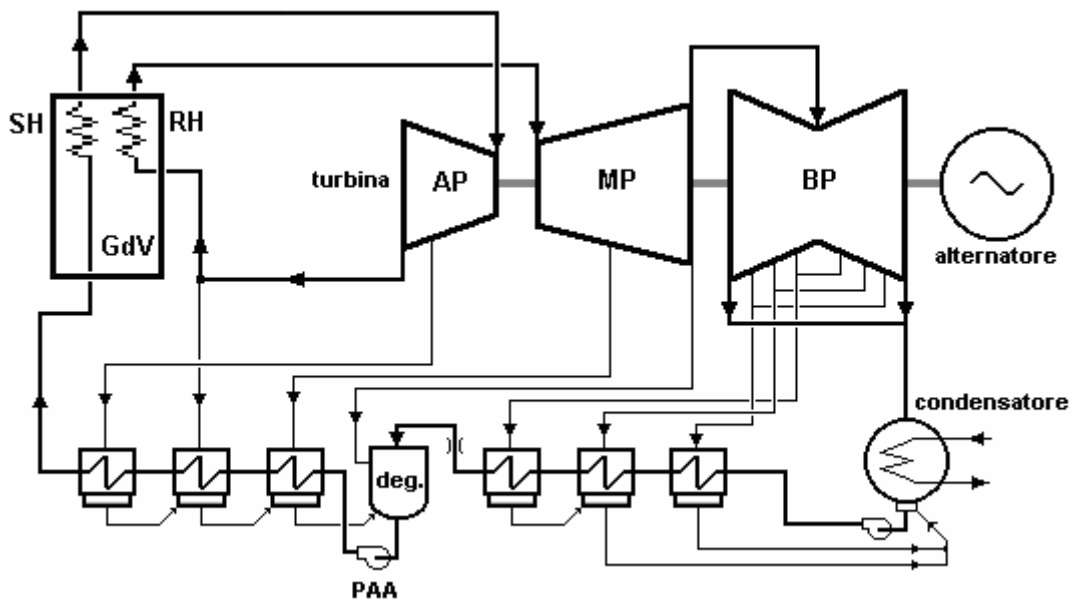
h_a è l'entalpia dell'acqua alimento all'ingresso economizzatore

Calcolo delle superfici di scambio termico

Eseguiamo il calcolo di massima delle superfici di scambio termico di un generatore di vapore di una sezione termoelettrica da 320 MW.

Le grandezze caratteristiche a cui fare riferimento sono:

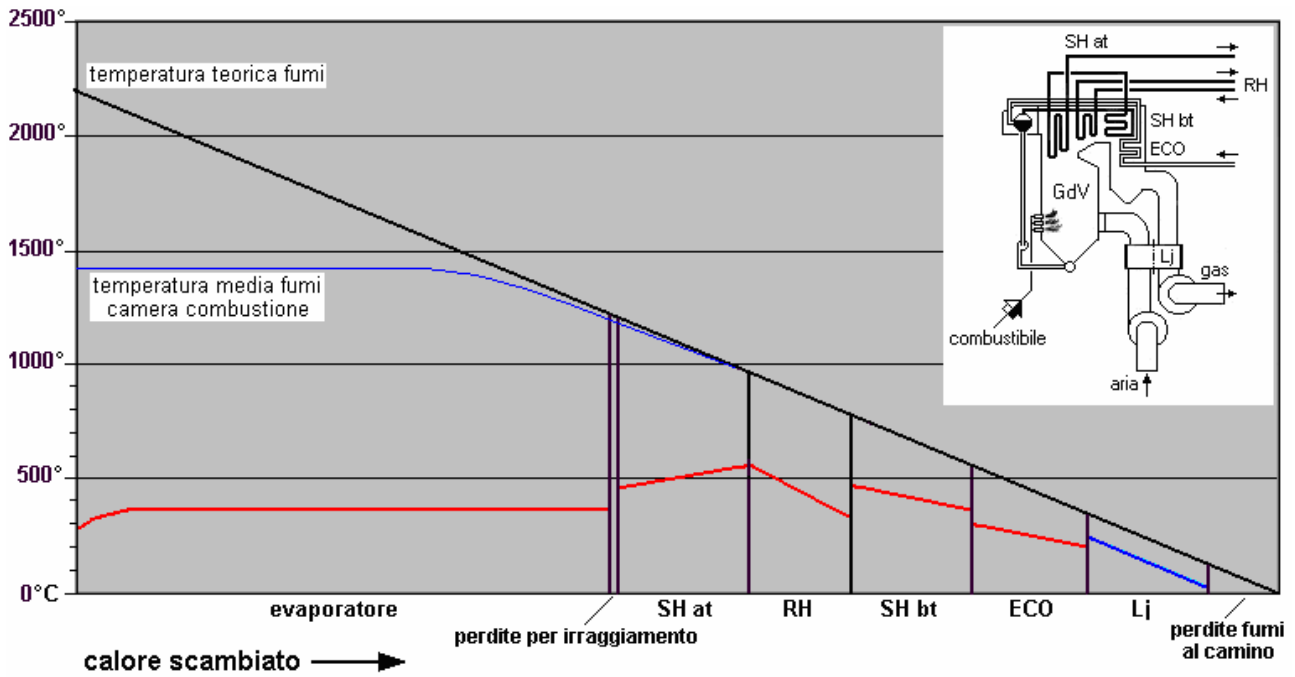
	Pressione [ata]	Temperatura [°C]	Entalpia [kcal/kg]	Portata relativa [%]
Vapore SH ammissione turbina	170	538	811,8	100%
Vapore 1° spillamento				10%
Vapore scarico turbina AP (RH freddo)	37,7		725,6	
Vapore 2° spillamento (RH freddo)				8%
Vapore ingresso turbina MP (RH caldo)	34	538	844,5	82%
Vapore scaricato al condensatore	0,05	32,5	566,1	61%
Alimento ingresso economizzatore		290	306,1	
Acqua uscita economizzatore			340,0	
Vapore saturo alla pressione di caldaia	170	350	599,4	



Rendimento di caldaia	0,95
Potenza lorda d'impianto (ai morsetti dell'alternatore)	320 MW
Potenza assorbita dai servizi ausiliari	16 MW
Potenza netta alla rete	304 MW
Rendimento netto d'impianto	0,40

Temperatura media dei fumi T_f in camera di combustione

1700°K



Δt medio al surriscaldatore a.t. a convezione

450°C

Δt medio al risurriscaldatore

350°C

Δt medio al surriscaldatore b.t.

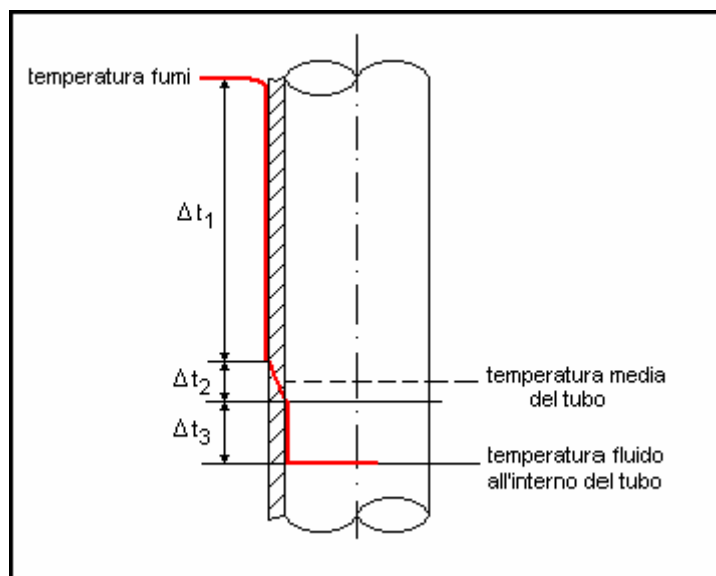
280°C

Δt medio all'economizzatore

180°C

Temperatura media di parete T_p dei tubi in camera di combustione

620°K



Con i dati ipotizzati, la potenza termica richiesta al generatore di vapore sarà:

$$P_{th} = \frac{320-16}{0,40} MW = 760 MW$$

La potenza termica trasferita all'acqua/vapore, tenuto conto del rendimento di caldaia, sarà dunque:

$$P_{acqua / vapore} = 0,95 \cdot 760 MW = 722 MW$$

Perciò la portata del vapore surriscaldato potrà essere ricavata anche dalla formula:

$$G_v = \frac{860 \cdot P_{acqua / vapore}}{(h_{SH} - h_a) + \left(1 - \frac{10}{100} - \frac{8}{100}\right) \cdot (h_{RHc} - h_{RHf})}$$

Si ricaverà quindi la portata del vapore surriscaldato in uscita dalla caldaia:

$$G_v = 1.029.380 \text{ kg/h}$$

Si calcoleranno quindi le varie superfici di scambio termico:

$$S_{EVA} = \frac{(h_v - h_e) \cdot G_v}{200.000} = \frac{(599,4 - 340) \cdot 1.029.380}{200.000} m^2 \cong 1.335 m^2$$

$$S_{SH'at} = \frac{1}{4} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{200.000} = \frac{1}{4} \cdot \frac{(811,8 - 599,4) \cdot 1.029.380}{200.000} m^2 \cong 273 m^2$$

$$S_{SH''at} = \frac{1}{4} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{\alpha_t \cdot \Delta t_m} = \frac{1}{4} \cdot \frac{(811,8 - 599,4) \cdot 1.029.380}{80 \cdot 450} m^2 \cong 1.518 m^2$$

$$S_{RH} = \frac{(h_{RHc} - h_{RHf}) \cdot G_{RH}}{\alpha_t \cdot \Delta t_m} = \frac{(844,5 - 725,6) \cdot 82\% G_v}{80 \cdot 350} m^2 \cong 3.584 m^2$$

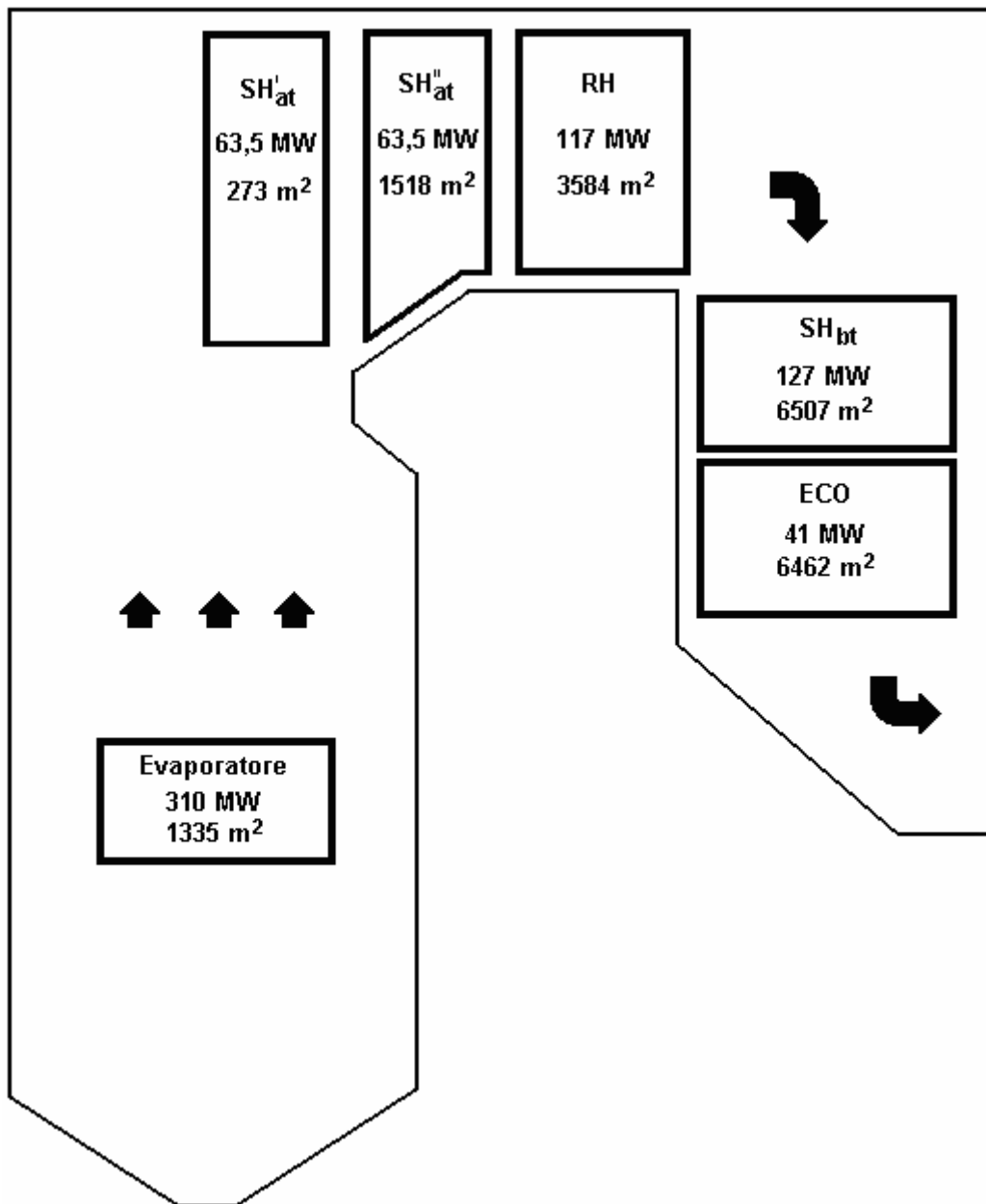
$$S_{SHbt} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{\alpha_t \cdot \Delta t_m} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(811,8 - 599,4) \cdot 1.029.380}{60 \cdot 280} m^2 \cong 6.507 m^2$$

$$S_{ECO} = \frac{(h_e - h_a) \cdot G_v}{30 \cdot \Delta t_m} = \frac{(340 - 306,1) \cdot 1.029.380}{30 \cdot 180} m^2 \cong 6.462 m^2$$

per una superficie totale di circa 20.000 m².

Le relative potenze termiche assorbite (e le percentuali riferite alla potenza termica totale richiesta dall'acqua/vapore in caldaia) saranno quindi:

	Potenza termica (MW)	%
P_{EVA}	310	42,9
$P_{SH'a.t. \text{ irraggiamento}}$	63,5	8,8
$P_{SH''a.t. \text{ convezione}}$	63,5	8,8
P_{RH}	117	16,2
$P_{SHb.t.}$	127	17,6
P_{ECO}	41	5,7



Il diametro dei tubi dei generatori di vapore assume orientativamente i seguenti valori:

tubi bollitori a circolazione naturale	$\Phi=60$ mm
tubi bollitori a circolazione controllata	$\Phi=50$ mm
tubi bollitori a circolazione forzata	$\Phi=40$ mm
surriscaldatori	$\Phi=40$ mm
risurriscaldatore	$\Phi=60$ mm
economizzatore	$\Phi=40$ mm.

Lo spessore dei tubi si calcola con la formula:

$$s = \frac{p \cdot D_e}{2k + p}$$

s	spessore in mm
p	pressione massima in kg/mm ²
D _e	diametro esterno in mm
k	sollecitazione massima ammissibile in kg/mm ² riferita alla temperatura di calcolo (pari alla temperatura del fluido che scorre nel tubo maggiorata di 25°C nel caso di riscaldamento per convezione e di 50°C nel caso di riscaldamento per irraggiamento)

La scelta della sollecitazione ammissibile deve essere operata tenendo conto del comportamento degli acciai alle alte temperature (fenomeno dello scorrimento a caldo o scorrimento viscoso¹¹).

Si introducono pertanto i seguenti valori-limite degli sforzi:

- $\sigma_{0,2/t}$ sforzo che alla temperatura t dà luogo ad una deformazione permanente dello 0,2% (limite di elasticità convenzionale);
- $\sigma_{1/100000/t}$ sforzo che produce per scorrimento viscoso un allungamento dell'1% dopo 100.000 ore alla temperatura t;
- $\sigma_{R/100000/t}$ sforzo che determina la rottura dopo 100.000 ore alla temperatura t.

Come sollecitazione massima ammissibile k, da introdurre nella formula di calcolo dello spessore dei tubi s, si assume il minore dei tre valori:

$$\frac{\sigma_{0,2/t}}{1,6} \qquad \frac{\sigma_{R/100000/t}}{1,6} \qquad \sigma_{1/100000/t}$$

Fino a 350°C la sollecitazione $\sigma_{0,2/t}/1,6$ certamente è la minore; a 350°C essa ha un valore di circa 0,35 σ_R a freddo.

Gli acciai impiegati nella costruzione dei tubi sono di tipo normale al carbonio per temperature fino a 400°C; oltre tale temperatura le loro caratteristiche meccaniche decadono al punto che è necessario passare agli acciai legati al nichel-cromo-molibdeno a struttura ferritica.

Oltre i 560°C può essere necessario adottare acciai ad alto tenore di nichel e cromo a struttura austenitica, che hanno ottime caratteristiche meccaniche ma un costo assai più elevato.

¹¹ In generale, applicando un carico con intensità crescente fino ad un certo valore, la deformazione non cessa di aumentare nello stesso istante in cui si è stabilizzato il carico, ma prosegue in modo tanto più sensibile quanto più elevato è il carico raggiunto o la temperatura alla quale si esegue la prova. La deformazione ed i fenomeni ad essa conseguenti sono pertanto funzione dello sforzo, della durata di applicazione di questo, e della temperatura.

Se si applica un certo sforzo σ a temperatura t, nell'andamento della deformazione si possono distinguere tre fasi: la prima comporta un rapido scorrimento di assestamento, che va rallentando fino a stabilizzarsi dopo alcune decine di ore; durante la seconda fase, di lunga durata, lo scorrimento è impercettibile e quasi lineare nel tempo; la terza fase è caratterizzata da uno scorrimento crescente fino alla rottura.

Esercitazione 5

**Recupero termico sui fumi
di una centrale termoelettrica a carbone¹²**

SOMMARIO

E' stata valutata la fattibilità e la convenienza di un intervento di miglioramento del recupero termico sui fumi facendo riferimento ad una generica caldaia a carbone dotata di sistema di abbattimento degli inquinanti, in quanto si è ritenuto che tale tipologia di impianti abbia particolare rilievo negli scenari energetici grazie al basso costo del combustibile ed alla possibilità di approvvigionamento del combustibile stesso in numerose aree geografiche.

La possibilità di recuperare il calore contenuto nei fumi mediante l'utilizzo di un recuperatore che permetta un maggiore riscaldamento dell'aria abbassando ulteriormente la temperatura dei fumi al camino è di grande interesse in quanto permetterebbe un risparmio energetico superiore all'1,5%.

La realizzabilità di tale recupero è attuata mediante l'utilizzo di uno scambiatore a piastre posizionato a valle dell'attuale riscaldatore aria.

L'analisi funzionale è focalizzata sulla verifica di componenti fondamentali d'impianto, quali il precipitatore elettrostatico ed il desolforatore.

Sulla base di una condizione di riferimento tipica di un impianto attuale, a valle di un'analisi sulla possibile nuova configurazione vengono descritte le modifiche impiantistiche e le possibili configurazioni del sistema con riferimento all'ottimizzazione in termini di costi e benefici.

Un'analisi economica delle modifiche impiantistiche ha permesso di individuare una soluzione ottimale caratterizzata da un tempo di ritorno economico di circa 6 anni.

¹² Rapporto CESI – Ricerca di Sistema

1. INTRODUZIONE

Nelle Centrali termoelettriche i fumi allo scarico sono caratterizzati da elevate temperature al fine di limitare i problemi dovuti alla formazione di condense acide (condensazione in H_2SO_4 dell' SO_2 presente nei fumi) e per facilitare la dispersione in atmosfera dei fumi stessi.

Per tale ragione i fumi sono caratterizzati da un calore sensibile che, se recuperato utilmente almeno in parte, permetterebbe un sensibile risparmio di combustibile.

A tal fine è utile effettuare uno studio sulle possibili soluzioni realizzative che permettano un recupero energetico ed al contempo non siano causa di problemi ai componenti esistenti dell'impianto.

Dato il notevole interesse che attualmente riveste l'utilizzo del carbone come combustibile a basso costo, sono state prese in esame possibili soluzioni impiantistiche applicabili in Centrali Termoelettriche operanti a carbone ed ambientalizzate, dotate cioè di sistemi di abbattimento delle emissioni inquinanti (in particolare SO_2).

La scelta del carbone come combustibile di riferimento è stata effettuata in quanto l'altro combustibile fossile, il gas naturale, non si presta a significativi ulteriori recuperi di calore; la quasi totale assenza di zolfo consente infatti di scaricare i fumi a temperature relativamente basse.

E' stata quindi riportata una descrizione delle possibili condizioni di esercizio ottenibili inserendo un nuovo componente, un riscaldatore aria statico condensante (RASC), nella linea di scarico dei fumi.

Sulla base dei dati di calcolo ottenuti con diverse configurazioni del RASC si è proceduto ad un'analisi di costi e benefici individuando una soluzione che appare ottimale in termini di risparmio energetico e di ritorno economico dell'investimento.

2. CONDIZIONI DI RIFERIMENTO

Al fine di confrontare i possibili benefici ottenibili con le soluzioni proposte, si è individuata una condizione tipica di impianto che sarà utilizzata come riferimento per le valutazioni di carattere impiantistico ed economiche riportate in seguito.

I dati di riferimento sono riportati nella tabella seguente e sono stati derivati da dati di riferimento e di collaudo di una Centrale Termoelettrica; in tale tabella viene indicato come singolo ramo uno dei due condotti nei quali è suddivisa il circuito fumi dalla caldaia al camino.

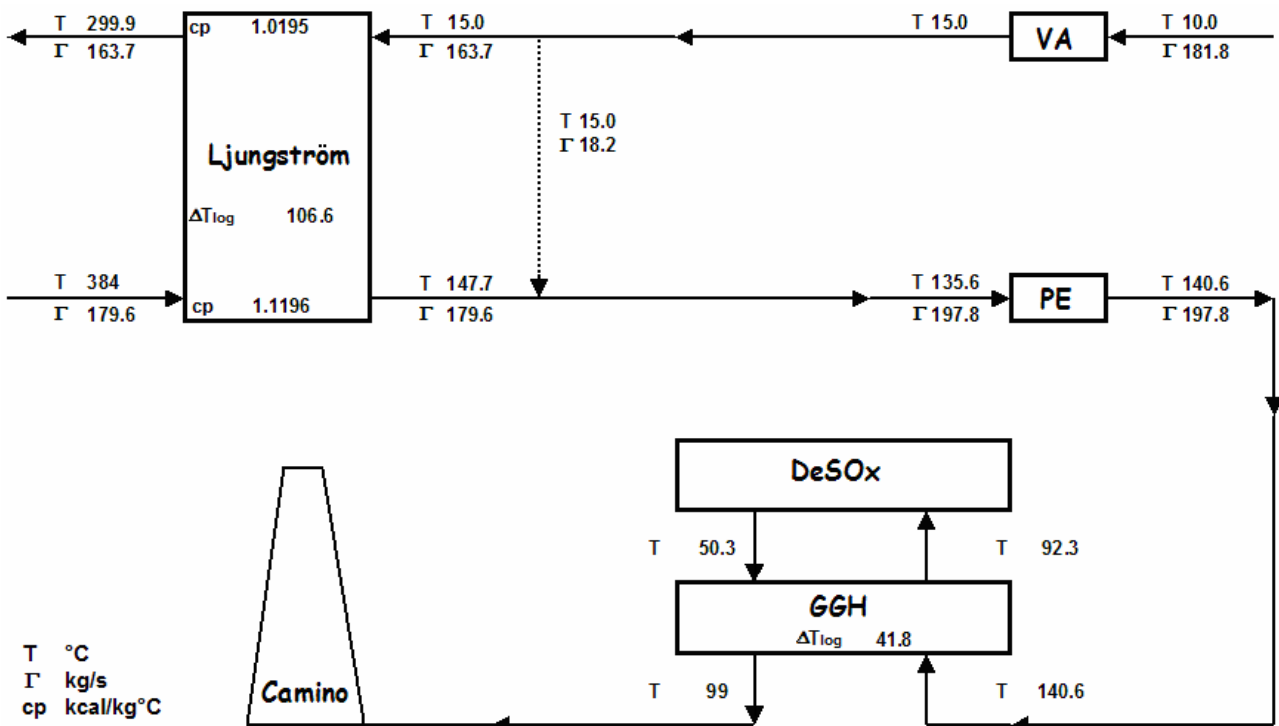
Tipo di impianto	Centrale termoelettrica a carbone
Potenza elettrica	340 MW
Combustibile	Carbone
Potere calorifico inferiore (pci)	6150 kcal/kg
Potenza ausiliari	32,6 MW
Consumo specifico	2295,59 kcal/kWh
Portata combustibile	114,74 t/h (pari a 15,936 kg/s per il singolo ramo)
Rapporto stechiometrico	8,63
Eccesso aria	19% (pari a 4% di O ₂ ingresso Ljungström)
Portata aria in caldaia	1178,35 t/h (pari a 163,7 kg/s per il singolo ramo)
Portata fumi ingresso Ljungström	1293,1 t/h (pari a 179,6 kg/s per il singolo ramo)
Rientrate aria ai Ljungström	10%
Portata aria ventilatori VA	1309 t/h (pari a 181,8 kg/s per il singolo ramo)
Portata fumi al camino	1424,16 t/h (pari a 197,8 kg/s per il singolo ramo)
Temperatura aria ambiente	10°C
Temperatura aria ingresso Ljungström	15°C (ΔT di 5°C dovuto ai VA)
Temperatura aria uscita Ljungström	299,9°C (calcolata)
Temperatura fumi ingresso Ljungström	384°C
Temperatura fumi uscita Ljungström	135,6°C
ΔT Precipitatore Elettrostatico	5°C
Temperatura fumi uscita DeSOx	50,3°C
Temperatura fumi al camino	99°C
Temperatura fumi ingresso DeSOx	92,3°C (calcolata)

Le grandezze indicate come calcolate sono state dedotte da bilanci energetici effettuati sul Ljungström e sul riscaldatore Gas/Gas (GGH) a monte del desolfatore.

Una rappresentazione grafica delle condizioni di riferimento riportate è illustrata nella figura seguente, nella quale sono illustrate la linea aria e fumi, il riscaldatore aria (Ljungström), i ventilatori aria (VA), il precipitatore elettrostatico (PE), il riscaldatore gas/gas (GGH), il desolforatore (DeSOx) ed il camino.

La freccia tratteggiata che collega la linea aria e la linea fumi a destra del Ljungström rappresenta le rientrate d'aria presenti in quest'ultimo. Per semplicità di calcolo si sono assunte tali rientrate come concentrate allo scarico dei fumi. I valori di temperatura media logaritmica indicate nel Ljungström e nel GGH sono state calcolati mediante bilancio energetico ed hanno permesso di dedurre i valori dei coefficienti di scambio UA^{13} dei suddetti componenti, necessari per i successivi calcoli di scambio termico. Tali valori sono riportati nella tabella seguente:

Componente	Coefficiente UA [$kW/^\circ C$]
Riscaldatore aria/fumi (Ljungström)	446
Riscaldatore gas/gas (GGH)	246,6



¹³ UA [$kW/^\circ C$] è definito dalla relazione: $\Delta W = UA \cdot \Delta T_{log}$

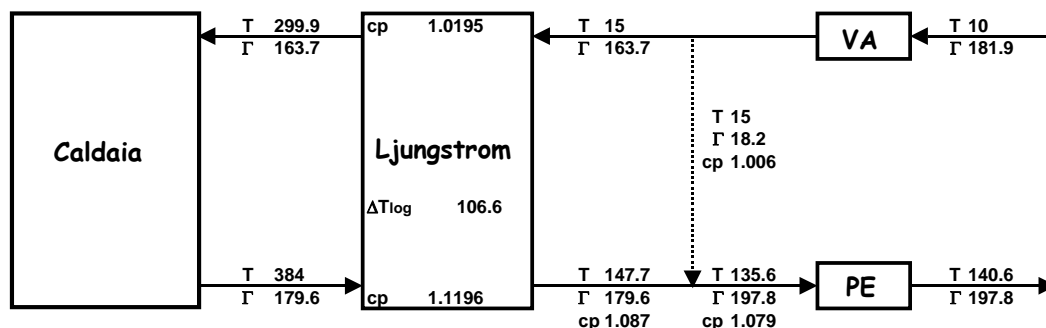
3. CALCOLO PRESTAZIONI DEL RECUPERATORE (RASC)

Una volta definite le condizioni di riferimento è possibile effettuare una valutazione dei benefici che l'inserimento di uno scambiatore può portare in termini di riduzione del consumo di combustibile.

Per effettuare tale calcolo è necessario valutare le prestazioni della caldaia nelle diverse configurazioni. Analogamente a quanto effettuato normalmente nelle prove di collaudo (e riportato dai dati di riferimento) il bilancio energetico sulla caldaia viene effettuato considerando il Ljungström come parte della caldaia. Con tale assunzione il bilancio energetico viene effettuato considerando come potenza termica in ingresso la potenza del combustibile e come potenza termica in uscita la potenza fornita al vapore, le dissipazioni presenti in caldaia e nelle tubazioni e la potenza termica perduta nei fumi al camino; tale ultimo componente viene calcolato moltiplicando la portata dei fumi al camino per la differenza di temperatura tra i fumi in uscita e l'aria in ingresso al Ljungström.

Dai dati di riferimento è possibile valutare l'efficienza di caldaia (circa 92%) e, conoscendo il calore fornito per la produzione del vapore (SH e RH) e valutato in circa 756 MW, ricavare il calore perso per dissipazioni in caldaia (circa 13 MW) che viene ritenuto costante nel seguente calcolo delle prestazioni in presenza di RASC.

Uno schema delle condizioni di riferimento di caldaia è riportato nella figura seguente; in tale schema non è riportata la linea di ricircolo fumi in quanto non influenza il calcolo globale di scambio termico.



Le modifiche impiantistiche analizzate riguardano l'inserimento di uno scambiatore a piastre operante in controflusso, posizionato tra Ljungström e ventilatore aria VA per quanto riguarda la linea aria e tra Ljungström e precipitatore elettrostatico PE per quanto riguarda la linea fumi.

La scelta di posizionare il precipitatore elettrostatico a valle del recuperatore RASC è dovuta principalmente all'esigenza di evitare alte temperature al PE in quanto potrebbero insorgere problemi di tipo:

- *costruttivo*, in quanto la temperatura di progetto dei PE è solitamente compresa tra 130 e 150°C;
- *fluidodinamico*, in quanto alte temperature comportano alti volumi specifici dei fumi e quindi portate volumetriche e velocità dei fumi troppo elevate con conseguente diminuzione dell'efficienza del precipitatore;
- *funzionale*, in quanto alte temperature dei fumi comportano una minore resistività delle ceneri e quindi una minore efficienza di captazione delle stesse. Temperature dei fumi

comprese tra 110 e 150°C appaiono le più indicate in quanto permettono di avere ceneri a media resistività, che vengono captate dal precipitatore in maniera ottimale.

Il recuperatore RASC è caratterizzato da condizioni di funzionamento tali da generare la formazione di condense acide nella linea fumi allo scarico. Per limitare i problemi di corrosione a valle del recuperatore verrà inserito un separatore di gocce del tipo a lamelle in grado di separare la totalità di gocce di diametro superiore a 15 μm . Inoltre, per garantirsi ulteriormente da problemi di corrosione sui componenti a valle del separatore di gocce, è possibile prevedere l'utilizzo di una linea di by-pass fumi che permetta un riscaldamento dei fumi in ingresso al precipitatore elettrostatico di circa 5°C. Tale linea, pur risultando particolarmente efficace per la riduzione dei problemi di corrosione, non altera significativamente le prestazioni del recuperatore RASC.

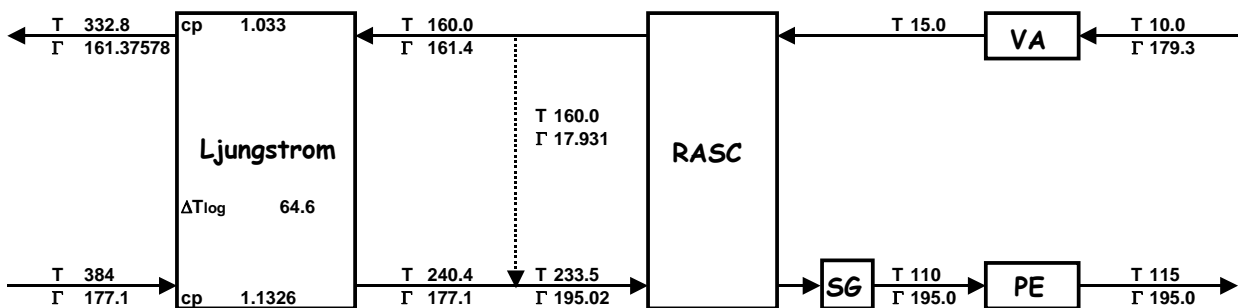
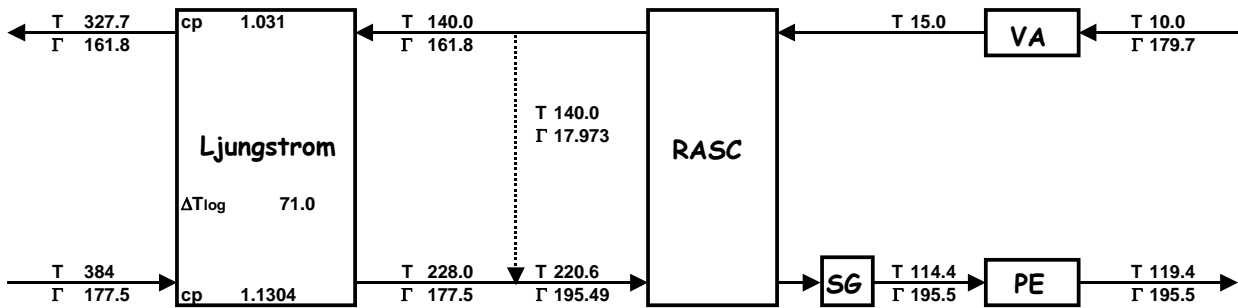
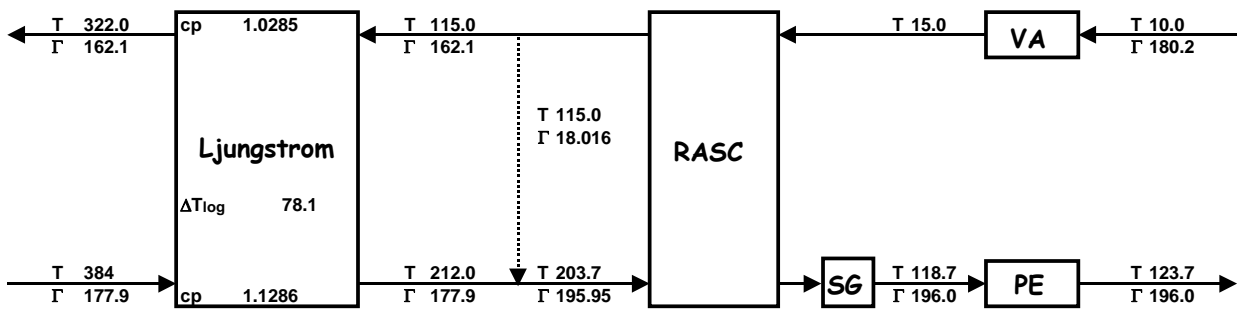
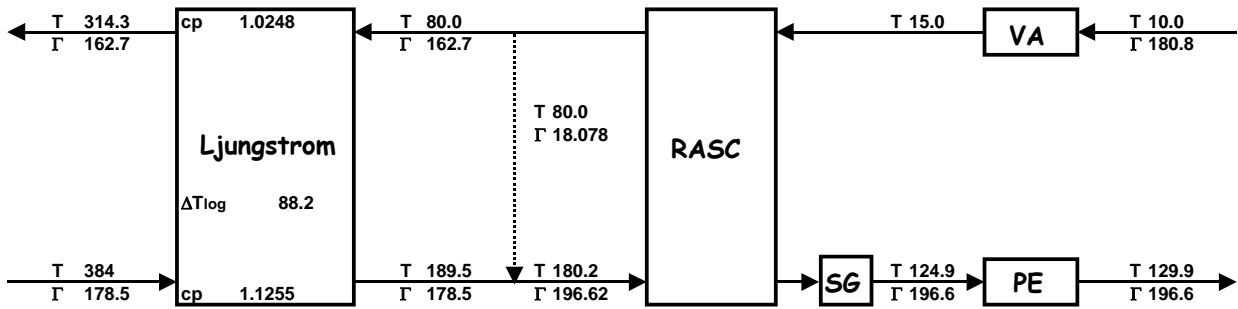
Di seguito vengono ora riportati i risultati ottenuti ipotizzando l'utilizzo di scambiatori di dimensioni differenti, caratterizzati da un diverso grado di recupero termico sui fumi.

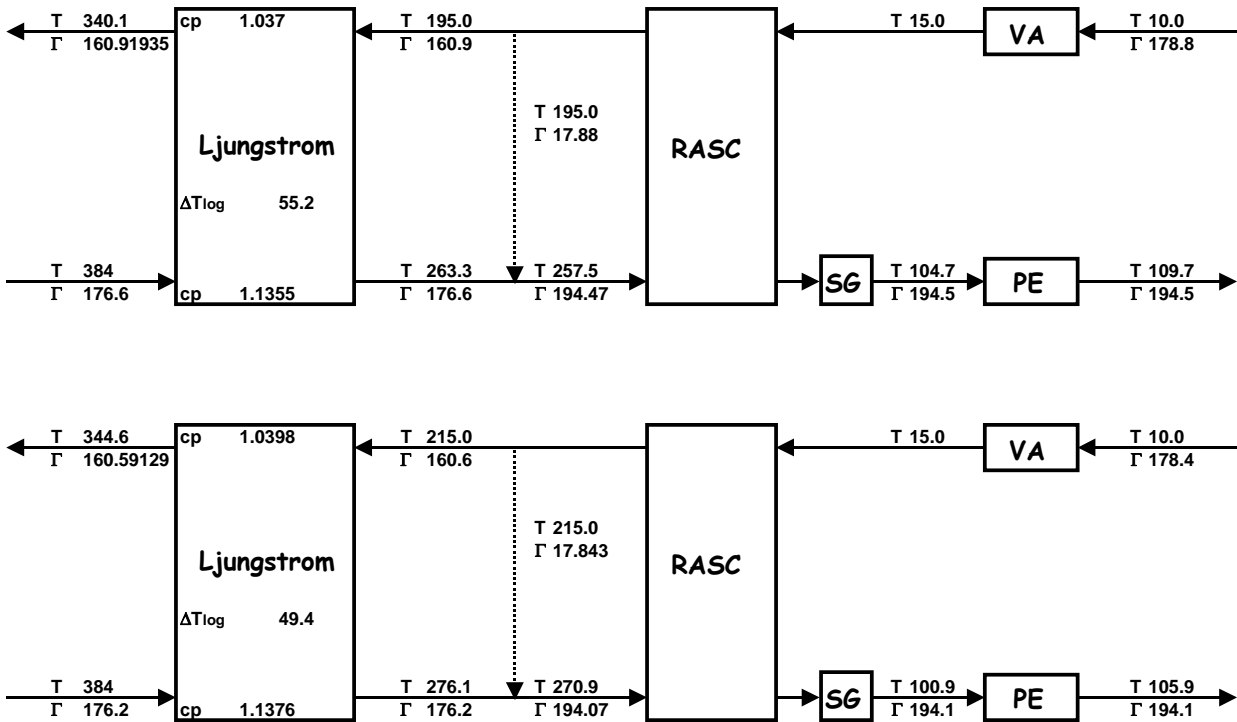
Per uniformare il calcolo si è ritenuto di mantenere invariata la configurazione dei recuperatori (del tipo a piastre non alettate operanti in controcorrente) variando la lunghezza delle piastre (in direzione del flusso di aria e fumi) e considerando costanti le dimensioni in larghezza e in altezza (rispettivamente di 10 e 5 metri).

Il calcolo è stato effettuato considerando costanti la temperatura ambiente (10°C) e quindi mantenendo un valore di temperatura aria ingresso recuperatore costante e pari a 15°C e la temperatura fumi ingresso Ljungström (pari a 384°C e costante per condizioni di carico invariate); si è quindi variato il valore di temperatura aria ingresso Ljungström e dal coefficiente di scambio UA noto è stato calcolato il valore della temperatura dei fumi uscita Ljungström.

Da questo primo passo di calcolo risultano quindi note le portate aria e fumi, le temperature aria in ingresso ed uscita del RASC e la temperatura fumi in ingresso del RASC stesso. È quindi possibile, mediante un calcolo di scambio termico, calcolare le dimensioni dello scambiatore e la temperatura dei fumi in uscita del RASC.

Negli schemi seguenti sono riportate le condizioni di funzionamento al variare delle dimensioni del recuperatore RASC inserito (le figure si riferiscono a dimensioni del recuperatore crescenti).





Nella tabella seguente sono riassunti i dati principali relativi ai casi di calcolo.

N° caso	T ingresso fumi [°C]	T uscita fumi [°C]	T uscita aria [°C]	Δp lato aria [mbar]	Δp lato fumi [mbar]	Lungh. totale [m]	Peso totale [t]
1	180,2	124,9	80	6,5	10,5	1,25	91,4
2	203,7	118,7	115	7,7	12,0	1,95	126,5
3	220,6	114,4	140	8,7	13,2	2,5	155,6
4	233,5	110,0	160	9,4	13,9	3,0	182,7
5	257,5	104,7	195	11,6	16,6	4,1	236,8
6	270,9	100,9	215	13,0	18,0	4,8	275,5

4. VALUTAZIONE ECONOMICA

Il calcolo delle prestazioni dei recuperatori di calore permette di effettuare una valutazione economica, in termini di costi dell'investimento e di risparmio di spese di gestione, che consente di individuare una soluzione ottimale caratterizzata dal minor tempo di ritorno economico dell'investimento.

Nella tabella seguente sono riportati il caso di calcolo, la temperatura dei fumi in uscita dal RASC, il peso totale dei recuperatori, il costo stimato dell'investimento, il risparmio di combustibile e il risparmio annuo.

La valutazione è stata fatta nell'anno 2000.

N° caso	T scarico fumi [°C]	Peso totale [t]	Costo modifiche [ML]	Risparmio carbone [t/h]	Risparmio annuo [ML]	Tempo di pay-back [anni]
1	124,9	183	2828	0,67	380	8,9
2	118,7	253	3530	1,06	602	6,7
3	114,4	311	4113	1,33	755	6,2
4	110,0	365	4654	1,60	908	5,8
5	104,7	473	5737	1,92	1090	6,0
6	100,9	551	6510	2,15	1220	6,1

In tale tabella il costo delle modifiche è stato valutato dalla somma dei seguenti singoli costi:

- ipotesi di un costo di 10.000 L/kg per la realizzazione degli scambiatori
- 250 milioni di lire per montaggi e lavori in loco
- 50 milioni di lire per installazione impianto ausiliario di soffiatura e pulizia piastre
- 700 milioni di lire per i due separatori di condensa

Il risparmio di carbone è stato calcolato come riduzione di portata equivalente di carbone caratterizzato da un pci di 6150 kcal/kg.

Il risparmio annuo è stato calcolato ipotizzando un utilizzo di 6000 ore anno a pieno carico ed un costo del carbone di 100.000 L/ton normalizzato ad un pci di 6500 kcal/kg.

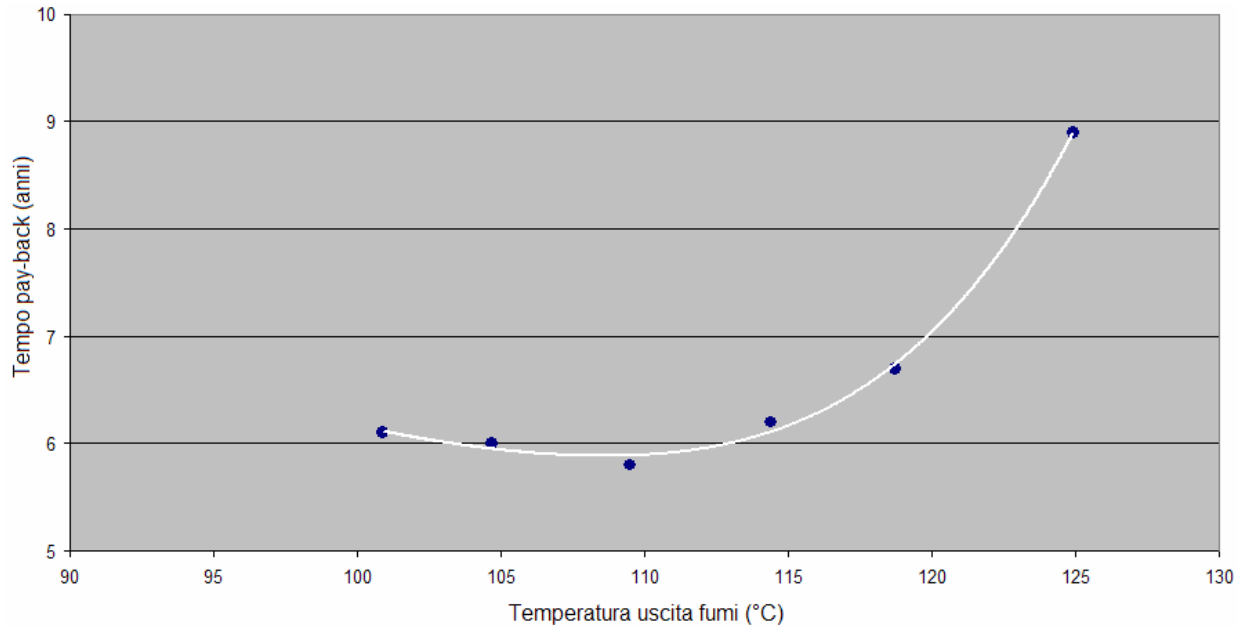
Il tempo di pay-back è stato calcolato dal VAN (valore attuale netto) considerando i flussi di cassa (investimento iniziale e risparmio annuo) ed un tasso di rivalutazione annuo del 4%.

Dai dati riportati è possibile visualizzare il tempo di pay-back dell'investimento in funzione della temperatura dei fumi in uscita dal recuperatore in modo tale da individuare una soluzione ottimale.

Dalla figura seguente si osserva come la curva presenti un minimo in corrispondenza di una temperatura dei fumi di circa 110°C.

La condizione di progetto relativa a tale valore (e indicata come caso di calcolo n°4) appare quindi ottimale dal punto di vista economico.

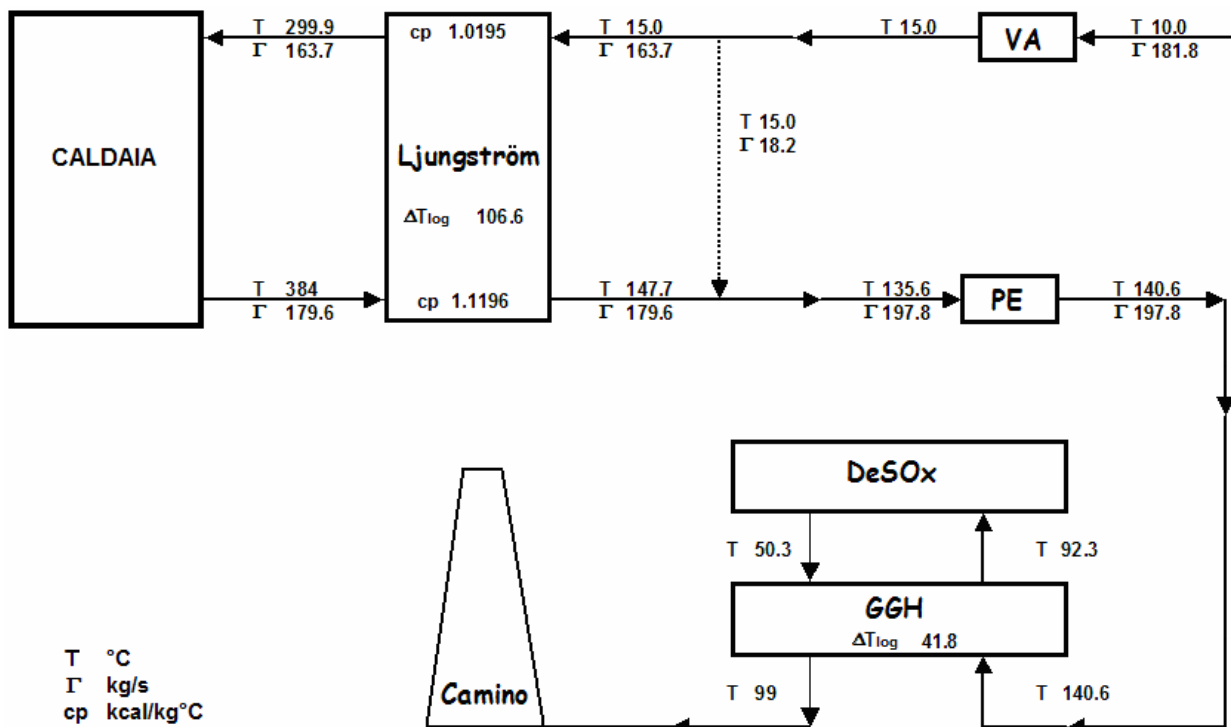
La scelta della condizione ottimale per l'impianto è d'altronde legata al corretto funzionamento dei componenti presenti (PE, GGH e DeSOx).



6. DEFINIZIONE CONDIZIONE DI PROGETTO PER L'INSERIMENTO DEL RASC NEL CIRCUITO FUMI

La valutazione economica ha permesso di individuare una condizione di progetto ottimale in termini di tempi di ritorno economico dell'investimento. Ora verrà analizzata la compatibilità di tale condizione con il corretto funzionamento dei componenti presenti nella linea fumi al fine di definire le condizioni di funzionamento ottimali per l'intero impianto.

Per comodità viene di seguito riportata la schematizzazione relativa all'impianto (linea aria e fumi) nelle condizioni attuali considerate di riferimento.



In tale schema si osserva la presenza della caldaia, del riscaldatore aria (Ljungström) e del precipitatore elettrostatico (PE); di essi si è già discusso in precedenza, valutandone le prestazioni in termini di scambio termico (Ljungström) e funzionalità (PE) alle diverse condizioni di funzionamento previste a seguito dell'inserimento del RASC.

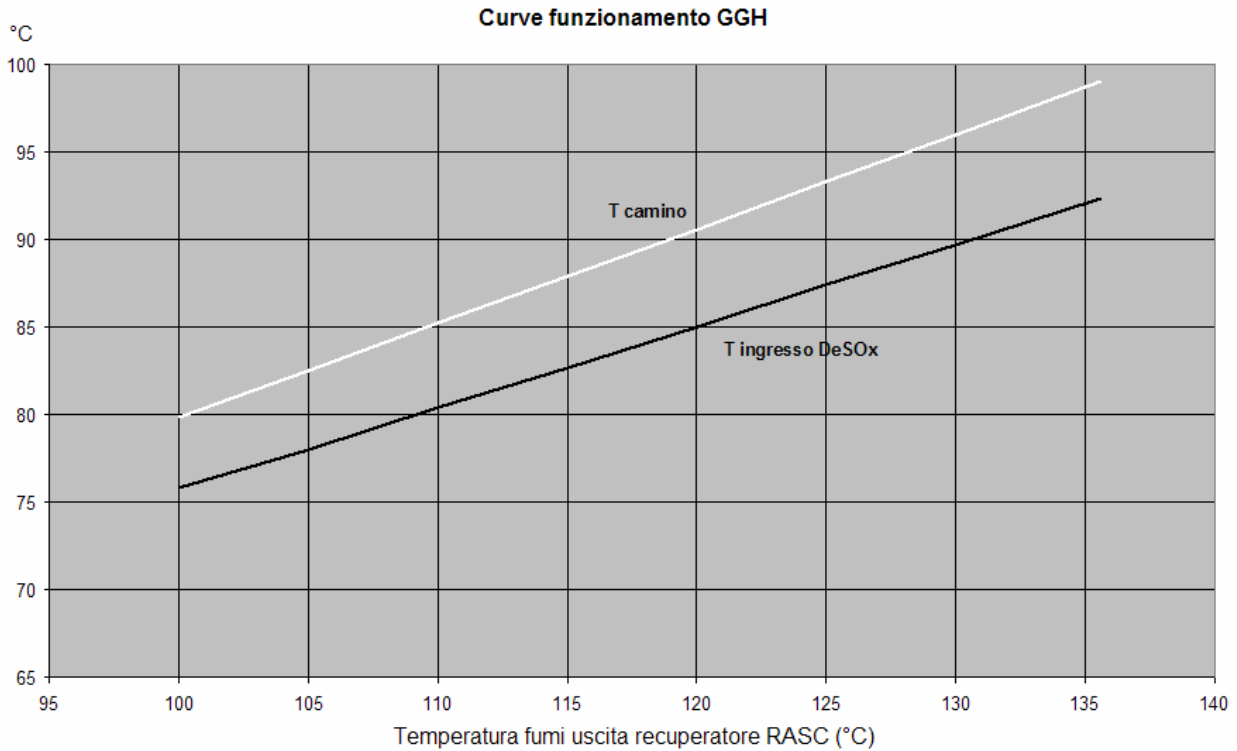
Per garantire un corretto funzionamento dell'impianto è necessario ora verificare il funzionamento del riscaldatore gas/gas (GGH) e del desolfuratore (DeSOx) al variare della temperatura dei fumi.

La valutazione delle prestazioni fornite dal GGH è stata effettuata in modo analogo a quanto effettuato per il calcolo del Ljungström. Infatti dalle condizioni di riferimento è stato possibile calcolare un coefficiente di scambio termico UA pari a 246,6 kW/°C.

Il calcolo delle prestazioni è stato effettuato variando la temperatura in ingresso dei fumi e mantenendo invariata la temperatura in uscita dal DeSOx (in quanto in tale modo si garantisce il corretto funzionamento del processo di desolfurazione, caratterizzato da temperature di uscita dei gas saturi comprese tra 40 e 55°C). Una rappresentazione delle curve di funzionamento calcolate del GGH è riportata nella figura seguente nella quale in funzione della temperatura dei fumi in

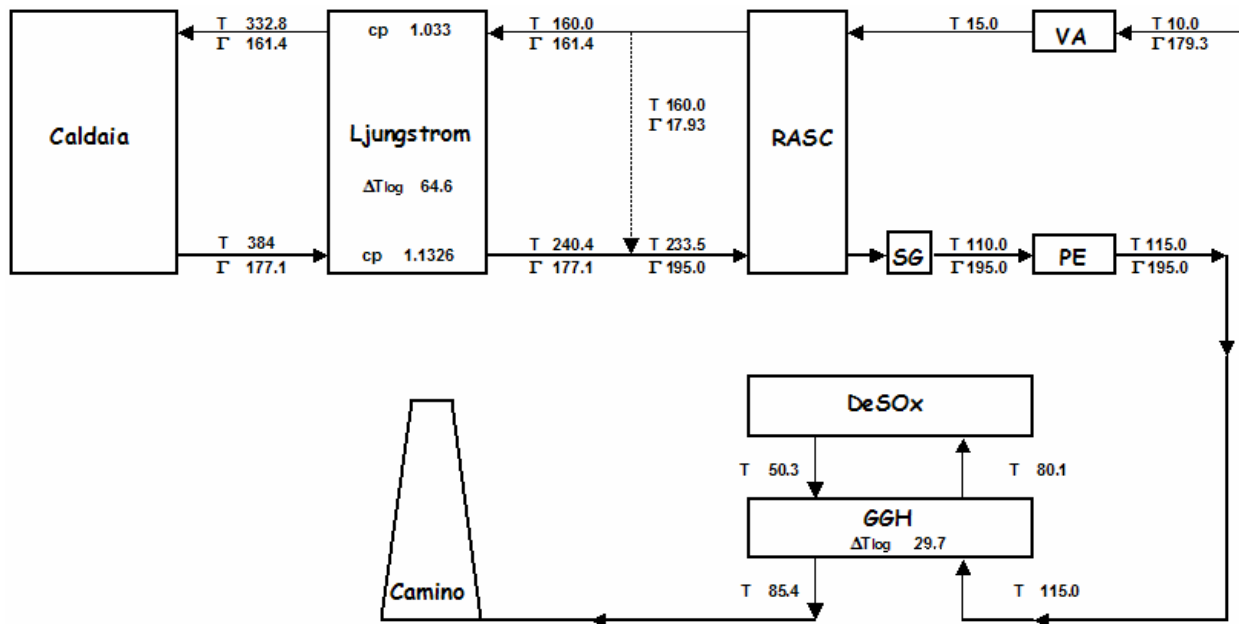
uscita dal RASC (si considera un incremento di temperatura di circa 5°C nel passaggio attraverso il PE) è riportato l'andamento della temperatura in ingresso DeSOx e della temperatura dei fumi al camino.

Si osserva che per il valore di temperatura uscita RASC di 110°C (ritenuto ottimale da un punto di vista economico) si ha un valore di temperatura in ingresso DeSOx di circa 80°C (perfettamente all'interno sia del campo tipico del progetto di desolfatore BISHOFF, sia del campo 75-95°C del progetto MITSUBISHI). Inoltre la temperatura dei fumi in uscita GGH (al camino) relativa a 110°C di temperatura uscita RASC è di circa 85°C e quindi all'interno del campo 75°-120°C indicata come di riferimento nel progetto BISHOFF.



Da tali considerazioni è possibile concludere che la condizione di progetto del RASC ottimale da un punto di vista economico è perfettamente rispondente alle esigenze di un corretto funzionamento dei componenti esistenti, con particolare attenzione agli impianti di desolfurazione dei fumi.

Nella figura seguente si riporta uno schema dei circuiti aria e fumi modificati con l'inserimento del recuperatore statico condensante RASC e del separatore di condensa SG.



È importante sottolineare che tale configurazione permette un risparmio di combustibile di circa 1,4% rispetto alla condizione attuale, comportando non solo un risparmio energetico ma anche una riduzione di inquinanti emessi in atmosfera: essa risulta quindi un investimento interessante sia dal punto di vista economico che ambientale.

Esercitazione 6**SISTEMA DI RECUPERO TERMICO SUI FUMI DI CENTRALI
TERMOLELETTICHE¹⁴***Indice*

1	SOMMARIO	89
2	INTRODUZIONE	91
3	ANALISI DELLE POSSIBILI SOLUZIONI REALIZZATIVE.....	92
3.1	RISCALDATORE A TUBI DI CALORE	92
3.2	RISCALDATORI A PIASTRE	93
4	DIMENSIONAMENTO DEI RISCALDATORI	95
4.1	CONDIZIONI DI PROGETTO	95
4.2	RISCALDATORE A TUBI DI CALORE	96
4.3	RISCALDATORE A FLUSSI INCROCIATI (CROSS-FLOW)	99
4.4	RISCALDATORE CONTRO-FLUSSO (COUNTER-FLOW).....	101
5	PRESTAZIONI DEI RISCALDATORI:	
	VALUTAZIONE DEL RISPARMIO ENERGETICO.....	103
6	VALUTAZIONI ECONOMICHE.....	105
6.1	ANALISI DEI COSTI DEI RISCALDATORI	105
6.2	ANALISI COSTI DI ESERCIZIO ANNUALI	106
6.3	ANALISI TEMPI DI RITORNO ECONOMICO	106
6.3.1	<i>Sostituzione di Ljungström efficienti</i>	107
6.3.2	<i>Sostituzione di Ljungström da riparare</i>	107
6.3.3	<i>Realizzazione di un nuovo impianto</i>	108
6.4	CONSIDERAZIONI SULLE VALUTAZIONI ECONOMICHE	109
6.5	CONSIDERAZIONI ENERGETICHE ED AMBIENTALI	109
7	CONCLUSIONI.....	110

¹⁴ rapporto CESI – Ricerca di Sistema

1) SOMMARIO

Il presente rapporto descrive l'attività di studio e progettazione preliminare e di analisi economica, effettuati nell'anno 2000, per la realizzazione di modifiche da apportare ai generatori di vapore termoelettrici al fine di incrementarne l'efficienza mediante un più completo recupero del calore sensibile dei fumi di combustione.

In particolare il documento, a partire da una configurazione esistente (gruppo di produzione di taglia 320 MW elettrici, operante con vapore in condizioni ipocritiche), analizza le possibili soluzioni realizzative con particolare attenzione alle problematiche di lay-out di impianto e di costo delle modifiche.

I criteri adottati nelle condizioni di progetto sono di mantenere inalterate le condizioni operative del generatore di vapore riducendo la temperatura di rilascio dei fumi al camino (generalmente compresa tra 120 e 140°C) sino ad un valore tipico di circa 90-95°C, ottenendo in tale modo un miglioramento del rendimento di caldaia con una riduzione del consumo specifico di circa il 2%. La riduzione del consumo di olio combustibile porta, oltre ad un ovvio risparmio economico, una riduzione delle emissioni in atmosfera; in particolare è possibile stimare una diminuzione annua di emissione di CO₂ di circa 18.000 tonnellate per ogni singolo gruppo da 320 MW.

L'intervento di modifica studiato consiste nella sostituzione dei preriscaldatori aria esistenti (Ljungström) con un nuovo scambiatore dimensionato per una maggiore riduzione della temperatura dei fumi. In tale modo una parte dello scambiatore opererà in regime di condensazione nelle zone fredde lato fumi e, per ovviare a problemi di corrosione, sarà caratterizzato da un trattamento superficiale di protezione. Al fine di eliminare eventuali problemi di corrosione nei condotti gas a valle del recuperatore è previsto l'utilizzo di separatori di condensa e di una linea by-pass per il risurriscaldamento dei fumi di circa 8-9°C.

Le tipologie di scambiatore analizzate sono tre, una basata sull'utilizzo di tubi di calore, una sull'utilizzo di uno scambiatore a piastre a flussi incrociati e la terza su uno scambiatore a piastre a flussi contrapposti.

Le tre soluzioni sono di tipo statico e presentano l'ulteriore vantaggio, rispetto ai recuperatori tradizionali, di eliminare i trafiletti fra aria e fumi.

La soluzione a tubi di calore presenta il vantaggio di avere uno scambiatore completamente modulare con la possibilità di sostituire i singoli elementi se danneggiati.

Le soluzioni con scambiatori a piastre risultano molto più compatte e di costo decisamente inferiore; inoltre la realizzazione dello scambiatore assemblando singoli blocchi dalle dimensioni contenute permette di ottenere una discreta modularità e di limitare i costi di realizzazione e di assemblaggio in loco.

Tra le diverse tipologie si è individuata quella dello scambiatore a piastre a flussi contrapposti come la più economica.

Al fine di valutare la convenienza dell'investimento si è valutato il risparmio (in termini di riduzione di combustibile) confrontando le prestazioni del nuovo scambiatore con quelle fornite da un impianto-tipo esistente: il confronto è stato effettuato in quattro diverse condizioni ambientali significative delle condizioni climatiche nell'arco dell'anno.

È stato possibile valutare una diminuzione media annua del consumo di combustibile di circa il 2%.

Dalla valutazione della riduzione del consumo di olio combustibile e da un'analisi dei costi di realizzazione del nuovo recuperatore è stato possibile effettuare una valutazione economica dell'investimento. Sono state ipotizzate tre possibili tipologie di intervento sull'impianto e per ognuna di esse è stato valutato l'andamento del VAN (Valore attuale Netto) dei flussi di cassa ed il tempo di pay-back dell'investimento.

La prima soluzione si riferisce alla sostituzione di riscaldatori esistenti in buona efficienza; per tale investimento si è calcolato un tempo di ritorno economico di circa 6,3 anni.

La seconda ipotesi si riferisce alla sostituzione di riscaldatori esistenti da mantenere (tipicamente con sostituzione dei cestelli); si è calcolato un tempo di ritorno economico di circa 5 anni.

La terza valutazione economica si riferisce infine alla realizzazione di un nuovo impianto con tempi di pay-back di soli 1,6 anni.

Sono inoltre state effettuate considerazioni sugli aspetti energetici ed ambientali. Ipotizzando infatti di effettuare le modifiche di impianto su 20 gruppi da 320 MW (in quanto si suppone che i rimanenti verranno trasformati ad impianti a ciclo combinato) è possibile calcolare un risparmio annuo di combustibile di circa 130.000 tonnellate ed una diminuzione di emissione di CO₂ di circa 360.00 tonnellate con evidenti benefici ambientali.

2) INTRODUZIONE

Uno studio finalizzato al miglioramento dell'efficienza degli impianti termoelettrici esistenti mediante modifiche di impianto caratterizzate da costi ragionevoli appare di grande interesse in quanto permetterebbe di produrre energia elettrica con notevole risparmio di combustibile.

La riduzione del consumo di combustibile, oltre che un immediato ritorno di natura economica, presenterebbe un grande vantaggio di natura ambientale per la riduzione delle emissioni di CO₂ secondo quanto auspicato dal protocollo di Kyoto.

Per tali ragioni, lo studio di modifiche impiantistiche atte al miglioramento delle prestazioni della caldaia mediante il recupero del calore dei fumi al camino riveste caratteristiche di notevole utilità in quanto è possibile ottenere riduzioni del consumo di combustibile dell'ordine del 2-2,5%.

Le modifiche di impianto coinvolgono essenzialmente la sostituzione dei riscaldatori di aria (Ljungström) attualmente esistenti con riscaldatori operanti in regime di condensazione acida e l'eliminazione dei riscaldatori aria vapore (RAV).

L'utilizzo di riscaldatori operanti in regime condensante implica l'utilizzo di particolari rivestimenti superficiali resistenti alla corrosione nelle zone operanti a bassa temperatura lato fumi e permette inoltre di ridurre le emissioni di zolfo in atmosfera in quanto parte di questo viene raccolta sotto forma di condensato (acido solforico) nel riscaldatore stesso.

Nel presente documento vengono descritte le possibili soluzioni realizzative e, a partire da condizioni di riferimento di un impianto-tipo, calcolate le geometrie di massima dei riscaldatori ed effettuata un'analisi dei benefici economici.

3) ANALISI DELLE POSSIBILI SOLUZIONI REALIZZATIVE

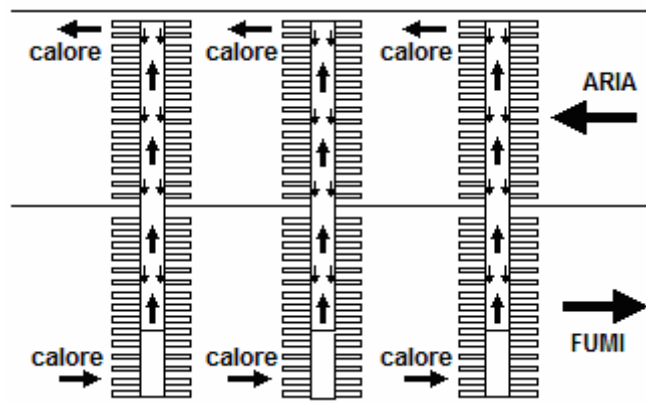
La realizzazione di un riscaldatore aria-fumi operante in regime di condensazione acida può venire effettuata utilizzando diverse tipologie di riscaldatore.

Nel presente capitolo vengono confrontate le diverse soluzioni analizzate evidenziando i lati positivi e negativi delle diverse tipologie.

3.1. Riscaldatore a tubi di calore

Tale tipologia di riscaldatori è caratterizzata dalla presenza di un elevato numero di tubi immersi nei due flussi di aria e fumi. I tubi sono riempiti con un liquido (solitamente acqua) che in presenza di una sorgente di calore (i fumi) in parte evapora; il vapore fluisce verso la parte alta del tubo ed in presenza di un ambiente a temperatura minore (nel caso in esame il flusso di aria) condensa cedendo calore. Il condensato ridiscende quindi per gravità verso la parte inferiore del tubo creando un flusso ciclico di evaporazione e condensazione.

Uno schema del funzionamento dello scambiatore a tubi di calore è riportato nella figure seguente.



Al fine di migliorare l'efficienza di scambio termico la superficie esterna dei tubi di calore è alettata.

In presenza di condensazione acida (tipicamente per temperature dei fumi inferiori a 150 °C) è necessario utilizzare materiali resistenti alla corrosione o praticare un trattamento superficiale resistente alla corrosione mediante verniciatura. La seconda soluzione appare sicuramente come quella più economica, ma è efficiente solamente nel caso di superfici continue (tubi lisci o piastre) mentre risulta di scarsa affidabilità nel caso di superfici alettate.

Per tale ragione i tubi di calore lato fumi nelle zone di possibile condensazione acida sono sprovvisti di alettatura risultando quindi meno efficienti dal punto di vista dello scambio termico.

La dimensione dei tubi è scelta in modo tale da ottimizzare il dimensionamento del riscaldatore.

Si deve inoltre utilizzare un fluido di scambio interno al tubo efficiente, economico e non inquinante. La scelta dell'acqua come fluido interno appare come la ottimale; l'unico limite è dettato dalla capacità dei tubi di resistere a sollecitazioni interne dovute alla pressione di vapore in condizioni di alta temperatura. L'utilizzo di tubi da 1" sch. 40 permette di operare con acqua nelle condizioni di funzionamento previste.

I tubi di calore presentano il vantaggio di essere indipendenti permettendo quindi la sostituzione di eventuali tubi danneggiati. D'altro canto la realizzazione di tubi alettati appare, a parità di peso, più costosa rispetto alla soluzione di scambiatori a piastre.

Un ulteriore vantaggio degli scambiatori a tubi di calore è nelle basse perdite di carico del sistema.

3.2. Riscaldatori a piastre

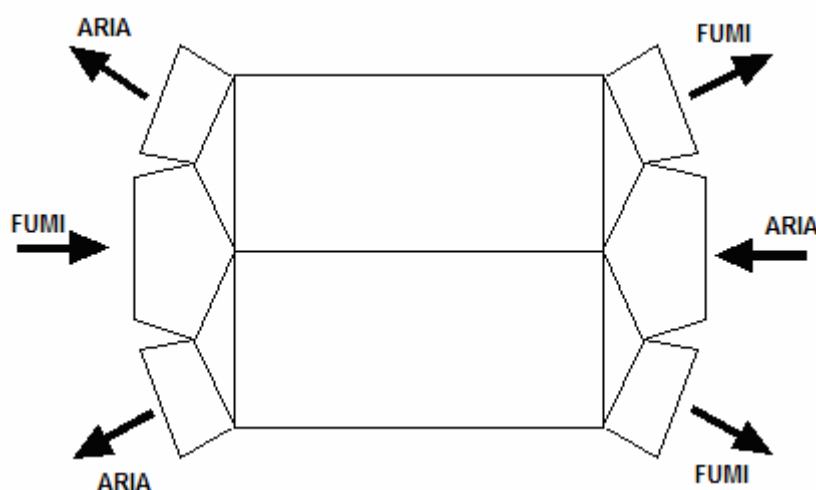
L'utilizzo di riscaldatori a piastre appare molto interessante in quanto permette la realizzazione di scambiatori compatti (sia in termini di peso che in termini di ingombri totali), facilmente realizzabili in officina ed assemblabili a blocchi in Centrale.

Sono state analizzate due possibili soluzioni realizzative: la prima prevede l'utilizzo di uno scambiatore operante interamente in contro-flusso (Counter-flow) mentre la seconda soluzione è caratterizzata dalla presenza di una serie di moduli operanti in flusso incrociato (Cross-flow) interconnessi tra loro in modo da realizzare globalmente una situazione di contro-flusso.

La soluzione contro-flusso appare come la più promettente in quanto l'efficienza di scambio termica è superiore, ma presenta alcune difficoltà realizzative dovute alla connessione del riscaldatore con le tubazioni aria e fumi esistenti.

Si è individuata come soluzione ottimale una configurazione modulare utilizzando singoli blocchi dalle dimensioni contenute (non superiori a 2,5 m di lato) e dalla conformazione a losanga utilizzata per separare i flussi di aria e fumi.

La figura seguente riporta schematicamente tale soluzione.



Mediante tale soluzione i flussi di aria e fumi vengono separati in quanto le singole aperture presentano alternativamente una piastra aperta ed una chiusa.

La soluzione a blocchi appare inoltre come la più indicata in quanto permette di ridurre la lunghezza (in direzione dei flussi) dei singoli scambiatori, permettendo una più efficiente pulizia delle piastre mediante soffiatura.

Data la particolare soluzione delle flange di estremità, il riscaldatore presenterà due blocchi affiancati in larghezza ed un numero superiore (limitato solamente dal lay-out di impianto esistente) in verticale.

Il riscaldatore è realizzato mediante l'utilizzo di lastre piane in acciaio tenute in posizione mediante distanziali saldati alle piastre stesse. Si è optato per una soluzione a piastre non alettate in quanto la presenza di alettature aumenta sensibilmente i costi realizzativi e potrebbe risultare scarsamente efficiente nel caso di saldatura delle alette effettuata non in modo ottimale. La soluzione a lastre piane quindi, pur risultando di maggiori dimensioni, garantisce l'ottenimento delle prestazioni di scambio termico calcolate. Inoltre la necessità di lavorare con uno o più blocchi in condizioni di condensazione acida implica il rivestimento superficiale (lato fumi) delle piastre mediante apposita vernice. Analogamente al caso dei riscaldatori a tubi l'efficienza della verniciatura è garantita solamente nel caso di assenza di alettature.

La soluzione a flussi incrociati è ottenuta mediante scambiatori a piastre piani di tipologia analoga a quelli operanti in controflusso. I singoli blocchi sono assemblati in modo tale da realizzare tre scambiatori in controflusso nei quali i fumi scorrono in direzione orizzontale mentre l'aria scorre in direzione verticale cambiando due volte direzione. Con tale soluzione risulta più agevole il collegamento con le tubazioni aria e fumi esistenti ma il riscaldatore, data la minore efficienza di scambio termico, risulta di dimensioni e pesi maggiori rispetto alla soluzione in controflusso. Inoltre, per garantire delle aree di passaggio (e quindi delle velocità) pressoché uguali per i due fluidi, il riscaldatore si sviluppa prevalentemente in larghezza (dimensione comune sia al lato fumi sia al lato aria) e presenta delle dimensioni in lunghezza ed altezza confrontabili.

Anche per tale configurazione la presenza di più blocchi dalle dimensioni contenute agevola la procedura di soffiatura utilizzata per la pulizia delle piastre.

4) DIMENSIONAMENTO DEI RISCALDATORI

Nel presente capitolo vengono analizzati i risultati del calcolo dimensionale e di scambio termico delle diverse soluzioni prese in esame.

4.1. Condizioni di progetto

L'utilizzo di riscaldatori di aria operanti in condizioni notevolmente diverse rispetto ai riscaldatori aria attuali (RAV e Ljungström) porta ad una definizione di condizioni di funzionamento (temperature e portate aria e fumi) che differiscono da quelle misurabili su impianti esistenti. Risulta comunque possibile definire (per una data condizione di carico elettrico) alcune grandezze che devono rimanere invariate rispetto alla situazione esistente e precisamente:

- calore assorbito dal vapore in caldaia
- temperatura fumi uscita caldaia (in quanto legata alla temperatura dell'acqua in entrata all'economizzatore)
- perdite di calore in caldaia (dissipazioni ricavabili da prove di esercizio)
- incremento di temperatura dell'aria attraverso i ventilatori VA (circa 5°C)
- eccesso d'aria in caldaia

Data tale premessa è stato possibile definire le condizioni di progetto del riscaldatore. I dati si riferiscono ad un gruppo da 320 MW esistente e funzionante a carico nominale.

Carico elettrico lordo	320 MW
Combustibile	Olio ATZ
Potere calorifico inferiore	9670 kcal/kg
Rapporto stechiometrico ($\Gamma_{\text{aria}}/\Gamma_{\text{olio combustibile}}$)	13,17
Calore assorbito in caldaia	694 MW
Dissipazioni in caldaia	28,3 MW
Temperatura fumi uscita caldaia	363 °C
Incremento temperatura ventilatori aria (VA)	5°C
Eccesso aria	4,787 % (corrispondente a 1% O ₂)

Date le modalità di funzionamento del riscaldatore con condensazione acida, si è scelta come condizione di progetto quella più impegnativa a tale riguardo e precisamente un valore limite di temperatura ambiente di -5°C. Per tale condizione si è ipotizzata una temperatura dei fumi di scarico al camino di 77°C .

Per evitare eventuali problemi di corrosione delle tubazione e dei camini esistenti si è ipotizzato di realizzare un riscaldatore caratterizzato dalla presenza di separatori di gocce allo scarico e di una linea by-pass della linea fumi utilizzata per risurriscaldare i fumi in uscita dal riscaldatore di circa 5°C.

Con tale configurazione sono state calcolate le condizioni di progetto del riscaldatore; queste sono riportate nella tabella seguente e si riferiscono ad un singolo ramo.

Temperatura ambiente	-5°C
Temperatura aria ingresso riscaldatore	0°C
Temperatura fumi uscita riscaldatore	72°C
Temperatura fumi al camino	77°C
Portata aria	126,96 kg/s
Portata fumi riscaldatore	133,89 kg/s
Portata fumi by-pass	2,27 kg/s
Portata olio combustibile	9,2 kg/s
Temperatura ingresso fumi	363 °C

4.2. Riscaldatore a tubi di calore

Dalle condizioni di progetto illustrate nel paragrafo precedente si è proceduto al dimensionamento dei riscaldatori.

Nel presente paragrafo vengono riportati i dati di calcolo relativi al riscaldatore a tubi di calore.

Sono stati definiti a priori alcuni parametri geometrici e precisamente:

- dimensioni della sezione di passaggio lato aria e lato fumi (sulla base del lay-out di impianto esistente si è considerata una larghezza del riscaldatore di 10 m, un'altezza lato aria e lato fumi di 4 m)
- diametro dei tubi di calore (si sono utilizzati tubi da 1" sch 40 in quanto garantiscono la necessaria resistenza meccanica alle alte temperature)
- altezza, spessore e passo dell'alettatura (si sono scelti valori che appaiono ragionevoli con riferimento ai problemi realizzativi)
- passo dei tubi (si è utilizzato il minimo passo possibile dei tubi che ne garantisca la possibilità di montaggio)

Nella tabella seguente sono riportati i principali dati geometrici e fisici calcolati (i dati completi sono riportati in appendice 1).

diametro tubo	1" sch 40
altezza ext evaporatore [m]	4
altezza ext condensatore [m]	4
altezza alette [m]	0,015
N° alette/metro	80
spessore alette [m]	$1,00 \cdot 10^{-3}$
passo tubi [m]	$8,00 \cdot 10^{-2}$
tubi per fila	125
numero tubi	22500
peso totale [t]	644,266
numero file	180
Δp aria totale [Pa]	1548,935
Δp fumi totale [Pa]	1621,407
numero file in cond. Acida	83
file non alettate lato fumi	83
Lunghezza totale riscaldatore [m]	14,40
Lunghezza in condensazione [m]	6,64
T ambiente [°C]	-5
T ingresso aria [°C]	0
T uscita aria [°C]	332
T ingresso fumi [°C]	363
T uscita fumi [°C]	72
T fumi camino [°C]	77

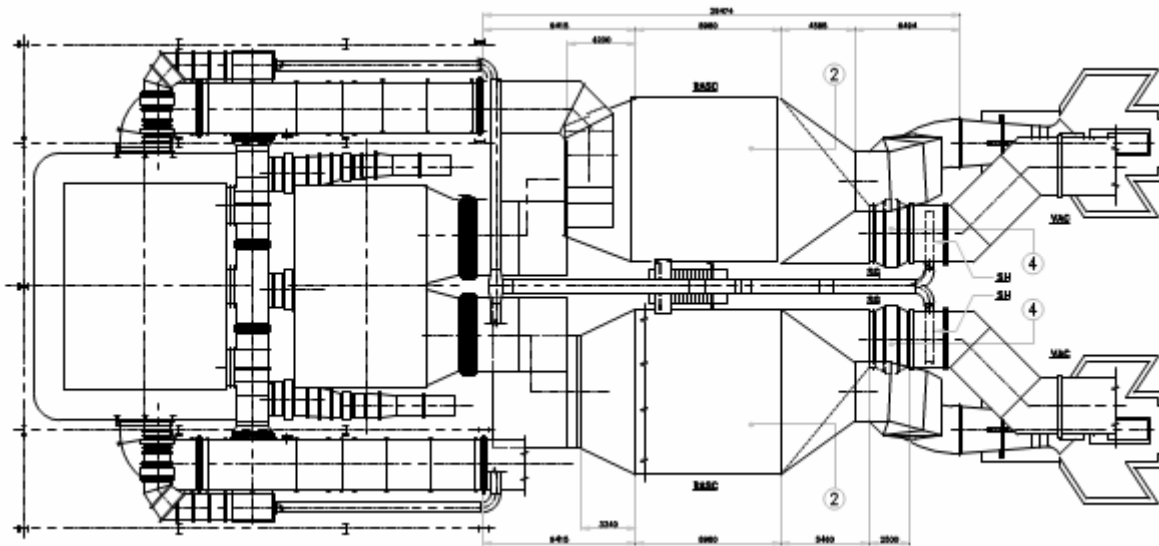
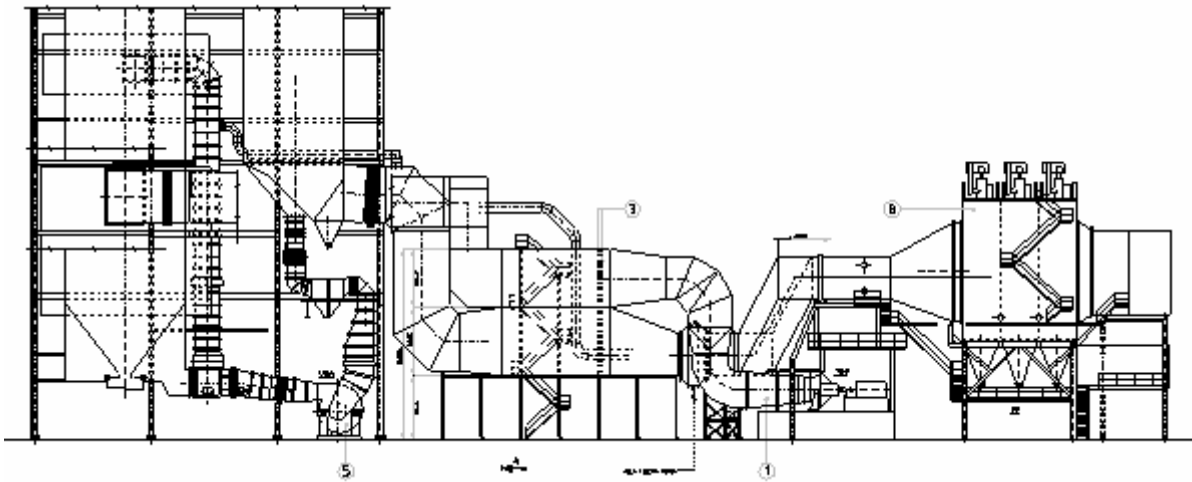
Da tale tabella è possibile estrarre alcuni dati che sono particolarmente interessanti al fine della futura scelta del riscaldatore e precisamente:

- il peso totale dei tubi pari a circa 644 tonnellate
- la lunghezza totale pari a 14,4 m
- le perdite di carico lato aria e lato fumi pari rispettivamente a 15,5 e 16,2 mbar.

Il peso totale del riscaldatore, ottenuto sommando al peso dei tubi di calore il peso delle casse aria e fumi, delle tubazioni e delle strutture di sostegno è pari a 809 tonnellate (singolo ramo) e le perdite di carico totali sono valutate in 30,3 mbar.

Una rappresentazione di come potrebbe apparire tale riscaldatore è riportato nelle figure seguenti in cui sono rappresentate due viste di esempio di montaggio in un impianto esistente.

Il riscaldatore sarà inoltre caratterizzato dalla presenza di circa 60 punti per la pulizia dei tubi lato fumi.



4.3. Riscaldatore a flussi incrociati (Cross-flow)

Il dimensionamento del riscaldatore a piastre Cross-flow è stato effettuato a partire dalle condizioni di progetto illustrate precedentemente.

Analogamente al caso del riscaldatore a tubi di calore sono stati definiti alcuni parametri geometrici e precisamente:

- numero di passaggi (3 passaggi con i fumi circolanti in direzione orizzontale e l'aria in direzione verticale due volte verso il basso ed una volta verso l'alto)
- passo tra le piastre (7 mm per ottimizzare lo scambio termico e non penalizzare le perdite di carico all'interno dello scambiatore)
- spessore delle piastre (0,6 mm per ottimizzare lo scambio termico utilizzando una dimensione considerata minima per le lavorazioni meccaniche)
- larghezza riscaldatore (10 m, massima dimensione compatibile con l'attuale lay-out di impianto)
- trattamento superficiale anti-corrosione lato fumi solamente sul blocco 1

Il riscaldatore si presenta in tre blocchi, le cui caratteristiche geometriche sono riportate.

BLOCCO 1

Lunghezza	3,5 m
Altezza	5 m
Larghezza	10 m
Peso piastre	116,75 tonnellate
T ingresso aria	0°C
T uscita aria	135°C
T ingresso fumi	191,1°C
T uscita fumi	72°C
Δp lato aria	6,98 mbar
Δp lato fumi	3,13 mbar

BLOCCO 2

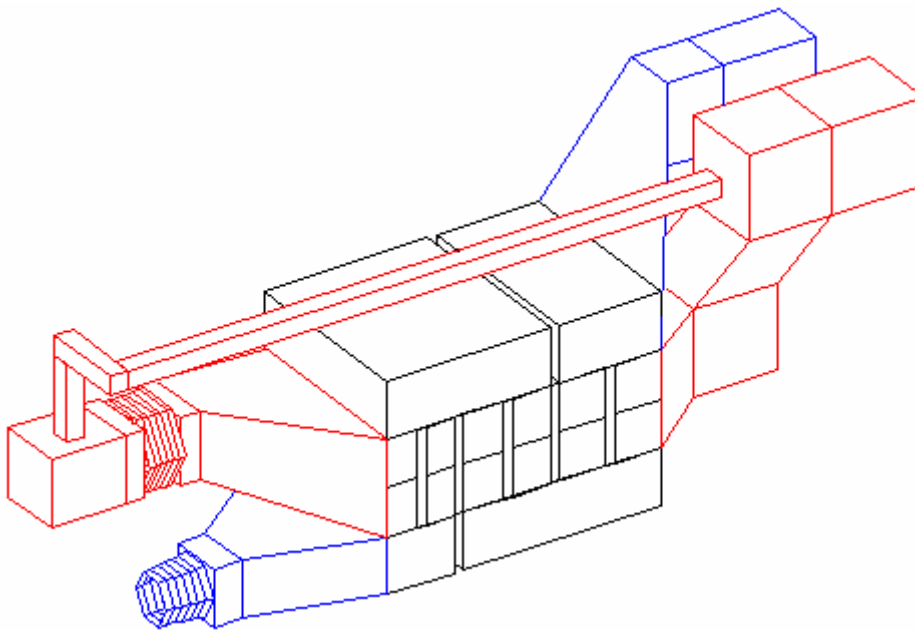
Lunghezza	3,8 m
Altezza	5 m
Larghezza	10 m
Peso piastre	116,75 tonnellate
T ingresso aria	135°C
T uscita aria	248,4°C
T ingresso fumi	290°C
T uscita fumi	191,1°C
Δp lato aria	8,19 mbar
Δp lato fumi	3,78 mbar

BLOCCO 3

Lunghezza	3,8 m
Altezza	5 m
Larghezza	10 m
Peso piastre	116,75 tonnellate
T ingresso aria	248,4°C
T uscita aria	333,6°C
T ingresso fumi	363,3°C
T uscita fumi	290°C
Δp lato aria	9,93 mbar
Δp lato fumi	4,37 mbar

Il peso totale del riscaldatore (considerando tubazioni e struttura di sostegno) è di 616 tonnellate (singolo ramo) e le perdite di carico totali sono 58,8 mbar.

Una rappresentazione schematica del riscaldatore è riportata nella figura seguente.



Dalla figura si individua la linea aria ai bruciatori (nella parte inferiore a sinistra) che, a valle dei ventilatori aria (non riportati), si raccorda al lato inferiore del riscaldatore. Da qui procede attraverso 3 passaggi nello scambiatore e giunge alla zona terminale di questo (lato superiore destro) per raccordarsi alla linea aria ai bruciatori presente sull'impianto. La linea fumi proveniente dalla caldaia è raccordata alla parte centrale dello scambiatore, attraversa questo da destra verso sinistra, raccordandosi infine al separatore di condensa. È inoltre presente una linea di bypass spillata a monte dello scambiatore e terminante a valle del separatore, utilizzata per il risurriscaldamento dei fumi. In tale linea non è stata rappresentata la saracinesca di regolazione.

Il riscaldatore sarà inoltre caratterizzato dalla presenza di 96 punti di soffiatura (2 per ogni singolo elemento dello scambiatore) per la pulizia delle piastre lato fumi.

4.4. Riscaldatore contro-flusso (Counter-flow)

Il riscaldatore a piastre Counter-flow, dimensionato dalle condizioni di progetto riportate precedentemente, è caratterizzato dai seguenti parametri geometrici prefissati:

- numero di blocchi del riscaldatore: 3 (in modo da contenere la massima dimensione dei singoli blocchi in direzione del flusso a circa 2,5 metri per consentire una facile pulizia delle piastre mediante soffiatura di vapore.
- passo tra le piastre: 7 mm (analogamente al riscaldatore Counter-flow)
- spessore delle piastre: 0,6 mm (analogamente al riscaldatore Counter-flow)
- altezza scambiatore: 10 m (altezza massima compatibile con il lay-out di impianto attuale)
- trattamento superficiale anti-corrosione lato fumi solamente sul blocco 1

Le caratteristiche geometriche del riscaldatore sono riportate nella tabella seguente.

BLOCCO 1

Lunghezza	2,38 m
Altezza	10 m
Larghezza	5 m
Peso piastre	86,74 tonnellate
T ingresso aria	0°C
T uscita aria	129°C
T ingresso fumi	186,2°C
T uscita fumi	72,2°C
Δp lato aria	4,56 mbar
Δp lato fumi	6,11 mbar

BLOCCO 2

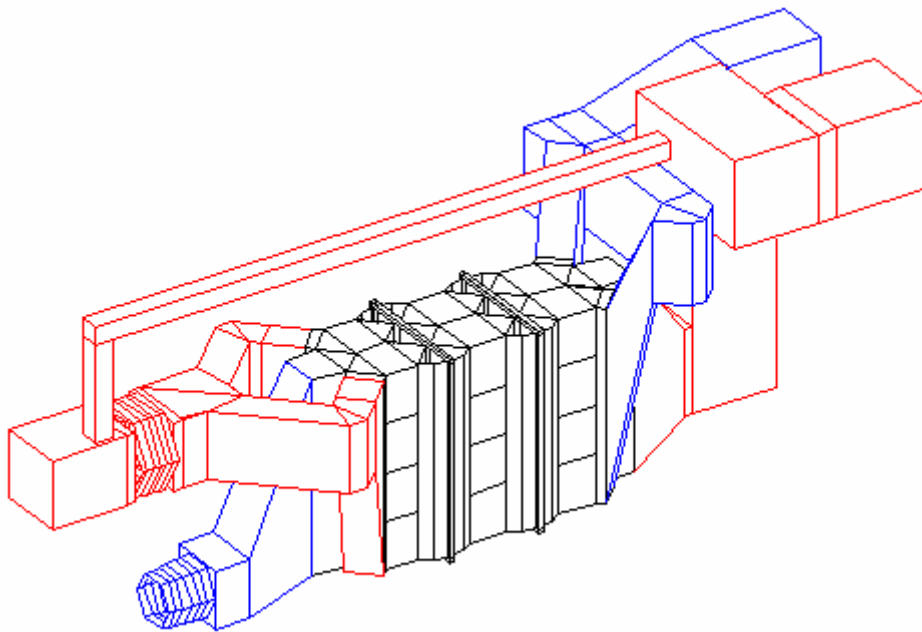
Lunghezza	2,5 m
Altezza	10 m
Larghezza	5 m
Peso piastre	93,47 tonnellate
T ingresso aria	129°C
T uscita aria	245,1°C
T ingresso fumi	287,6°C
T uscita fumi	186,2°C
Δp lato aria	6,43 mbar
Δp lato fumi	7,01 mbar

BLOCCO 3

Lunghezza	2,6 m
Altezza	10 m
Larghezza	5 m
Peso piastre	93,47 tonnellate
T ingresso aria	245,1°C
T uscita aria	333°C
T ingresso fumi	364°C
T uscita fumi	287,6°C
Δp lato aria	7,82 mbar
Δp lato fumi	8,15 mbar

Il peso totale del riscaldatore (considerando tubazioni e struttura di sostegno) è di 524 tonnellate (singolo ramo) e le perdite di carico totali sono 66 mbar.

Una rappresentazione schematica del riscaldatore è riportata nella figura seguente.



Rispetto allo schema dello scambiatore cross-flow si osserva come lo scambiatore stesso risulti più compatto mentre le linee aria e fumi che si raccordano con questo sono caratterizzate da un lay-out più complesso. I fumi provenienti dalla caldaia entrano nella parte centrale dello scambiatore e fuoriescono dalla parte laterale raccordandosi poi in un'unica linea verso il separatore. Analogamente la linea aria entra dalla parte centrale (lato camino) e fuoriesce in due linee che si raccordano alla linea aria ai bruciatori. Tale lay-out, come già illustrato nel paragrafo 2.2, permette un miglior scambio termico tra aria e fumi nelle zone a losanga di separazione aria-fumi.

Il riscaldatore sarà inoltre caratterizzato dalla presenza di 72 punti di soffiatura (3 per ogni singolo elemento dello scambiatore) per la pulizia delle piastre lato fumi.

5) *PRESTAZIONI DEI RISCALDATORI: VALUTAZIONE DEL RISPARMIO ENERGETICO*

I riscaldatori illustrati, pur presentando notevoli differenze dal punto di vista costruttivo, sono stati progettati al fine di fornire le medesime prestazioni dal punto di vista energetico; per tale ragione nel presente capitolo ci si riferisce genericamente ad un riscaldatore indipendentemente dal tipo.

Scopo dello studio di questo nuovo riscaldatore è la possibilità di recuperare una parte dell'energia normalmente dissipata sotto forma di calore scaricato dai fumi nel camino, diminuendo di conseguenza il consumo di combustibile a pari energia prodotta.

Come riportato nel paragrafo relativo alle condizioni di progetto, il riscaldatore è stato dimensionato a partire dalle condizioni di funzionamento ritenute più critiche rispetto al problema della condensazione acida e quindi relative alla minima temperatura ambiente.

Al fine di verificare le effettive prestazioni del riscaldatore sono stati confrontati i risultati ottenuti con la nuova soluzione ed i dati di un impianto di riferimento.

Sono stati effettuati calcoli in quattro diverse condizioni medie per periodi trimestrali; i dati si riferiscono a funzionamento a carico nominale (320 MW) utilizzando olio combustibile ATZ (potere calorifico inferiore: 9670 kcal/kg), con eccesso d'aria in caldaia corrispondente all'1% di O₂. Per il caso di riferimento si è inoltre considerata una rientrata d'aria ai Ljungström del 15%.

Il confronto tra la condizione di riferimento ("Rif") ed il nuovo riscaldatore (definita come modificata "Mod") è stata effettuata considerando che il calore fornito dalla caldaia al vapore debba rimanere invariato. Si è quindi calcolata la portata di olio combustibile necessaria nelle due soluzioni.

Il nuovo riscaldatore non prevede l'utilizzo dei riscaldatori aria-vapore (RAV); nel confronto tra la condizione di riferimento ed il nuovo riscaldatore si è valutato il calore fornito dal vapore all'aria comburente e calcolata la portata di vapore necessaria ai RAV considerando le seguenti caratteristiche del vapore ai RAV:

<i>Ingresso</i> (vapore ausiliario)	Pressione : 3,7 bar Temperatura: 282°C
<i>Uscita</i>	Pressione : atmosferica Temperatura: 44°C

Per il calcolo del risparmio dovuto all'eliminazione dei RAV si è calcolata la potenza prodotta dal vapore non spillato (considerando come condizioni di scarico turbina una pressione assoluta di 0,05 bar e un'umidità del 5%) e calcolata la portata di olio combustibile equivalente dai dati di consumo specifico.

I singoli contributi dovuti al recupero termico e all'eliminazione dei RAV sono stati sommati per calcolare il risparmio di olio combustibile.

Nella tabella seguente vengono riportati i calcoli effettuati in quattro condizioni ambientali:

	Dic-Feb		Mar-Mag		Giu-Ago		Set-Nov		Media
	Rif.	Mod.	Rif.	Mod.	Rif.	Mod.	Rif.	Mod.	
T_{amb}	8,23	8,23	14,1	14,1	23,4	23,4	17,1	17,1	
T_{VA}	13,23	13,23	19,1	19,1	28,4	28,4	22,1	22,1	
T_{aria}	28,6	13,23	29,8	19,1	32,7	28,4	30,8	22,1	
T_{fumi}	127	87,5	127	92	132	99,5	128	94,5	
Γ_{olio} [t/h]	67,34	66,18	67,27	66,14	67,3	66,1	67,27	66,13	
ΔW_{olio} (caldaia) [kW]		-13040		-12703		-13490		-12815	
W_{aria} [kW]	3982	0	2770	0	1109	0	2263	0	
Γ_{vapore} [kg/s]	1,4	0	0,914	0	0,3896	0	0,795	0	
$\Delta W_{turbina}$ [kW]		928		606,6		258,5		527,5	
ΔW_{olio} (RAV) [kW]		-2326		-1520		-648		-1322	
ΔW_{olio} (totale) [kW]		-15366		-14223		-14138		-14137	-14466
$\Delta \Gamma_{olio}$ [t/h]		-1,367		-1,265		-1,258		-1,258	-1,2868
$\Delta \Gamma_{olio}$ [%]		-2,030		-1,881		-1,869		-1,869	-1,9122

Note:

- 1) Si considera un Δt ai VA di 5°C
- 2) Il vapore ai RAV ha le seguenti caratteristiche:
 $P_{in}=3,7$ bar, $T_{in}=282^{\circ}\text{C}$, $P_{out}=1$ bar, $T_{out}=44^{\circ}\text{C}$, $\Delta h=2846$ kJ/kg
- 3) Per il calcolo della potenza persa allo spillamento si considera:
 $P_{in}=3,7$ bar, $T_{in}=282^{\circ}\text{C}$, $P_{out}=0,05$ bar, $X_{out}=0,92$, $\Delta h=663,5$ kJ/kg
- 4) Il calcolo di olio equivalente è effettuato dai dati di consumo specifico= $2,506$ W_{olio}/W_{netta}

Dalla tabella si osserva come mediamente le modifiche apportate consentano un risparmio di circa $1,287$ t/h di olio combustibile.

In appendice 2 sono riportate le tabelle complete di calcolo delle prestazioni da cui sono stati dedotti i dati di confronto riportati.

6) VALUTAZIONI ECONOMICHE

Nel presente capitolo vengono riportate le valutazioni economiche del progetto analizzando in dettaglio i costi dei singoli riscaldatori.

Per il riscaldatore che risulta più conveniente è analizzato inoltre il tempo di pay back e l'andamento del VAN (Valore Attuale Netto) dei flussi di cassa durante un periodo di 10 anni considerando tre differenti tipologie di intervento sull'impianto.

6.1. Analisi dei costi dei riscaldatori

Data la difficoltà di ottenere valutazioni economiche per la realizzazione dei riscaldatori da parte di ditte costruttrici si è effettuata una valutazione dei costi a partire da una semplice analisi dei pesi dei scambiatori (considerando il peso dello scambiatore stesso, delle tubazioni e delle strutture ausiliare) e considerando un costo di 10 milioni di lire alla tonnellata del prodotto finito che, da considerazioni su costi di oggetti di tipologia simile, appare ragionevole.

Nella seguente tabella sono riportate le dimensioni di massima ed i pesi delle tre tipologie di riscaldatori analizzate.

Tipo Riscaldatore	Lungh. [m]	Largh. [m]	Altezza [m]	Peso solo riscaldatore [t]	Peso tubazioni [t]	Peso supporti [t]	Peso tot. (2 rami) [t]
Tubi di calore	14,4	10	8	706	56	49	1622
A piastre "cross-flow"	13,6	10	5	513	54	49	1232
A piastre "counter-flow"	12	5	10	411	64	49	1048

Dal confronto risulta evidente come la soluzione di riscaldatore a piastre a controflusso (Counter-flow) appaia la più compatta (sia come dimensioni che come pesi) e, non presentando particolari complicazioni dal punto di vista realizzativo, la più promettente dal punto di vista economico.

Il costo totale (anno 2000) del nuovo riscaldatore deve inoltre essere integrato dai costi seguenti:

Costo N° 2 riscaldatori	10480 ML
Costo N°2 separatori di condensa	700 ML
Costo realizzazione N° 72 punti di soffiatura e lavaggio	360 ML
Costo demolizioni	300 ML
Costo opere civili	100 ML
Costo imprevisti	100 ML
Costo totale	12040 ML

6.2. Analisi costi di esercizio annuali

La valutazione dei costi di esercizio annuali è effettuata sulla base dei calcoli effettuati nel capitolo precedente, ipotizzando un numero di 5000 ore equivalenti annue al carico nominale continuo. Si è ipotizzato inoltre un costo del combustibile di 320.000 L/t (costo indicativo nell'autunno 2000) e si sono indicati alcuni costi fissi di manutenzione dei riscaldatori.

Voce di costo annua	Impianto attuale	Impianto modificato
Combustibile	114402 ML	112214 ML
Costo manutenzione riscaldatore	75 ML	15 ML
Costo manutenzione RAV	11	0
Costo totale	114488	112229
Risparmio annuo		2188

6.3. Analisi tempi di ritorno economico

Dalla valutazione del costo dello scambiatore e del risparmio annuo calcolati precedentemente è possibile effettuare una valutazione economica in termini di tempo di pay-back e VAN; si è considerato un tasso di interesse fisso del 4%.

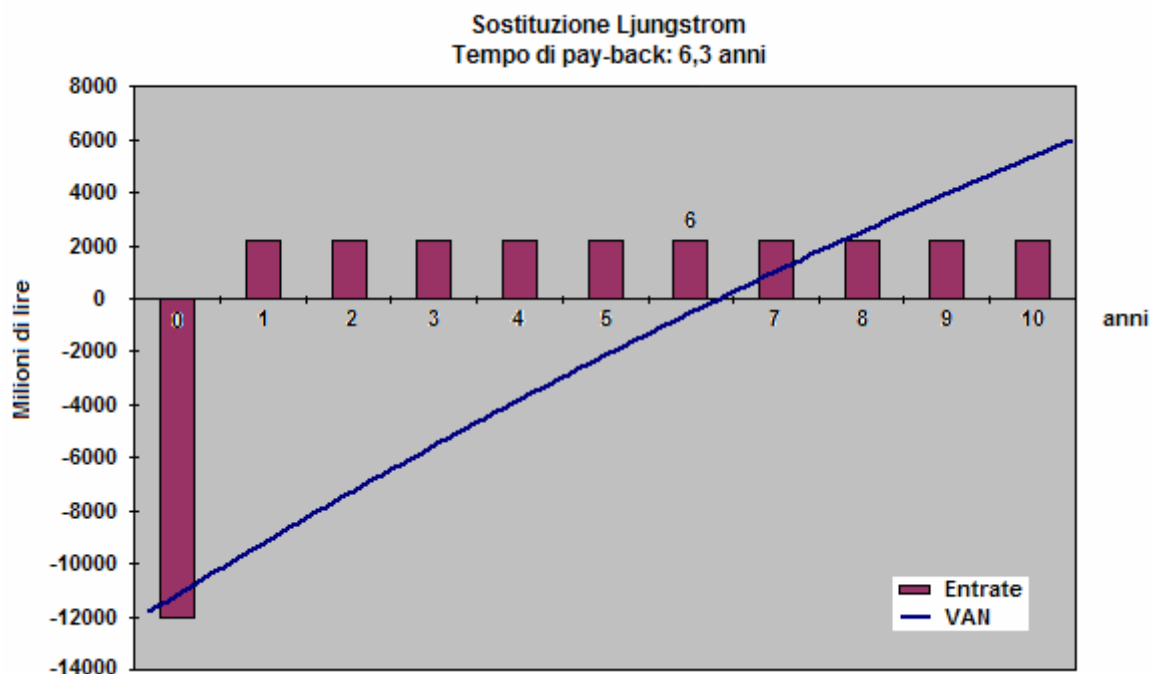
Sono state analizzate tre possibili situazioni e precisamente:

- la sostituzione di riscaldatori (Ljungström) in buona efficienza con i nuovi riscaldatori
- la sostituzione di riscaldatori (Ljungström) da riparare (tipicamente con sostituzione dei cestelli) con i nuovi riscaldatori
- la realizzazione di un nuovo impianto

6.3.1. Sostituzione di Ljungström efficienti

Nel caso in esame la valutazione economica è effettuata considerando l'intero costo iniziale dei nuovi riscaldatori ed il risparmio annuo riportato nel paragrafo precedente.

L'andamento del flusso di cassa e del VAN in un periodo temporale di 10 anni è rappresentato nella figura seguente.

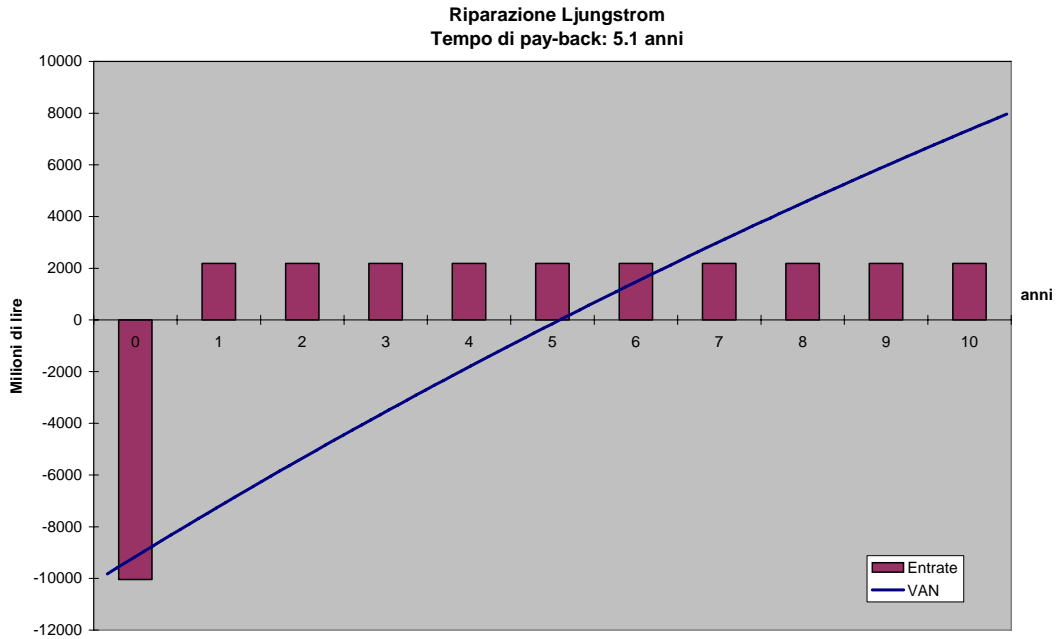


Dall'andamento del VAN è possibile individuare il tempo di pay-back dell'investimento dato dall'intersezione della linea a costo zero; tale tempo è di 6,3 anni. Si è inoltre valutato il rendimento dell'investimento considerando un periodo di utilizzo dell'impianto pari a 10 anni; il rendimento risulta essere superiore al 12,5%.

6.3.2. Sostituzione di Ljungström da riparare

Nel presente caso si è inserito come costo iniziale la differenza tra il costo dei nuovi riscaldatori ed il costo della riparazione dei Ljungström, considerando una spesa di circa 2000 ML per la sostituzione dei cestelli: il risparmio annuo è corrispondente al valore di 2188 ML come calcolato precedentemente.

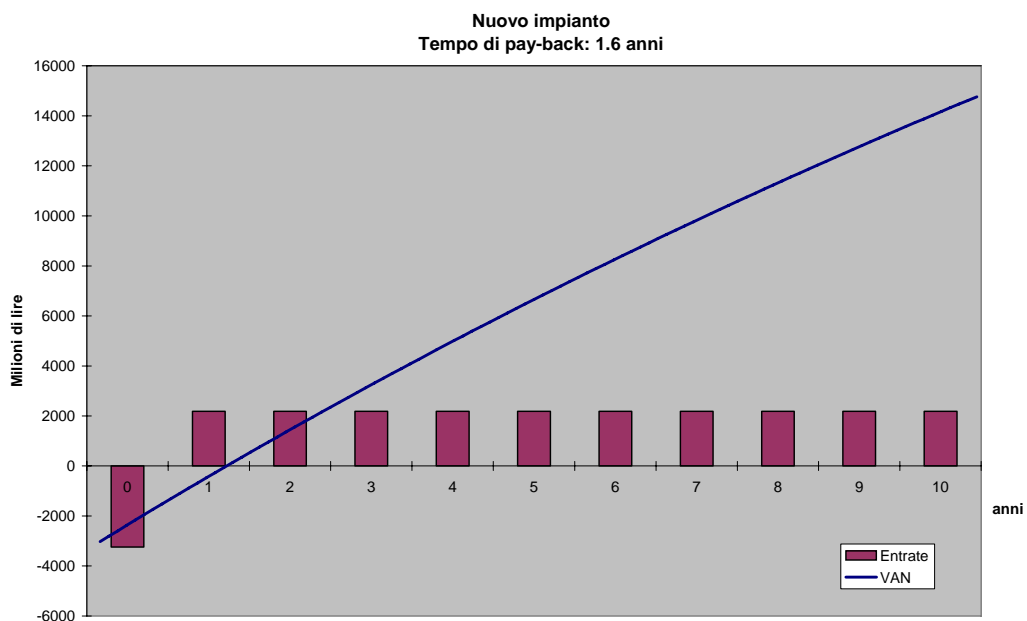
Nelle figure seguenti sono riportate gli andamenti del flusso di cassa e del VAN in un periodo temporale di 10 anni. Si osservi come il tempo di pay-back si riduce a 5,1 anni; il rendimento dell'investimento a 10 anni è superiore al 17%.



6.3.3. Realizzazione di un nuovo impianto

Il calcolo economico nel caso di realizzazione di nuovo impianto è effettuato considerando come spesa iniziale la differenza tra il costo dei nuovi riscaldatori e il costo di riscaldatori tradizionali (Ljungström) valutata in circa 8800 ML (8000 ML per i Ljungström e 800 ML per i riscaldatori aria a vapore RAV).

Analizzando l'andamento delle curve dei flussi di cassa e del VAN si nota immediatamente come l'utilizzo di nuovi riscaldatori sia da considerarsi un investimento a breve termine con un tempo di pay back di soli 1,6 anni. Il rendimento dell'investimento, considerando un periodo di utilizzo dell'impianto pari a 10 anni, è dell'ordine del 67%.



6.4. Considerazioni sulle valutazioni economiche

Da quanto osservato nel paragrafo precedente è possibile dedurre alcune considerazioni di natura economica.

La sostituzione di riscaldatori in buona efficienza con i nuovi riscaldatori condensanti appare economicamente conveniente solamente in un'ottica di lungo termine in quanto l'investimento viene ripagato dopo oltre 6 anni.

Nel caso di riscaldatori che necessitino di manutenzione, la scelta di sostituire completamente il circuito esistente appare conveniente solamente nel caso in cui gli interventi prevedano una spesa superiore ai 2000 ML, tipicamente nel caso in cui sia necessario la sostituzione dei cestelli e di altri componenti di impianto. In tale caso infatti è possibile ottenere un ritorno economico in un tempo inferiore ai 5 anni.

L'utilizzo dei nuovi riscaldatori condensanti in alternativa ai riscaldatori tradizionali appare invece molto conveniente nel caso di realizzazione di nuovi impianti in quanto l'intero investimento si ripaga in un periodo di circa un anno e mezzo.

6.5. Considerazioni energetiche ed ambientali

Le considerazioni economiche hanno portata alla conclusione che la sostituzione dei Ljungström esistenti con i nuovi scambiatori statici condensanti rappresenta un investimento interessante con tempi di ritorno non superiori ai 6 anni.

È importante ora osservare che una diminuzione dei consumi di olio combustibile non deve essere considerato solamente un beneficio di natura economica ma anche un miglioramento sia dal punto di vista energetico che ambientale.

Ipotizzando infatti di effettuare le modifiche ai recuperatori su un numero di gruppi ragionevole (ad esempio 20 gruppi da 320 MW) è possibile stimare un risparmio di olio combustibile di circa 130.000 tonnellate annue; tale risparmio appare significativo soprattutto nell'ottica di risparmio delle risorse energetiche del pianeta.

Inoltre la soluzione proposta appare molto incoraggiante dal punto di vista ambientale; infatti oltre ad una minore emissione di inquinanti dovuta ad una riduzione del combustibile utilizzato, che porterebbe ad esempio ad una riduzione di circa 360.000 tonnellate annue di CO₂ emessa dai camini (per 20 gruppi), si avrebbe inoltre una diminuzione delle emissioni solforose in quanto parte di queste risulterebbero raccolte sotto forma di acido solforico nella parte condensante del recuperatore.

La soluzione proposta appare quindi in linea con gli intendimenti mondiali relativi alle emissioni di inquinanti e diminuirebbe l'impatto ambientale degli impianti tradizionali a ciclo a vapore.

7) CONCLUSIONI

Nel presente documento è riportato un studio termodinamico ed un'analisi realizzativa di primo tentativo di riscaldatori aria a condensazione per il recupero termico del calore attualmente perso nei fumi al camino.

Le maggiori problematiche realizzative sono legate al fenomeno della condensazione acida dei fumi quando questi sono raffreddati ad una temperatura inferiore ai 120°C.

Il riscaldatore proposto è in grado di risolvere tali problemi in quanto è caratterizzato da un trattamento superficiale lato fumi per preservare il metallo dalla corrosione. Inoltre l'eventuale presenza di condense acide nei fumi a valle del riscaldatore viene eliminata per mezzo di separatori di gocce e di un surriscaldamento (dell'ordine di 8-10°C) dei fumi stessi. In tale modo è possibile utilizzare le parti di impianto esistenti senza pericoli di corrosione.

Tra le varie soluzioni realizzative si è individuata quella caratterizzata dall'uso di scambiatori a piastre operanti in controflusso come la più promettente in quanto caratterizzata da una maggiore compattezza e da un costo realizzativo inferiore. Il riscaldatore verrà realizzato con singoli blocchi dalle dimensioni non superiori ai 2,5 metri montati in modo da realizzare tre elementi distinti del riscaldatore. Tale configurazione agevola la realizzazione di un sistema di soffiatura e pulizia delle piastre lato fumi ed inoltre permette di avere un solo elemento operante in regime di condensazione acida.

Una valutazione economica dell'investimento ha permesso di evidenziare come nel caso di applicazione su impianti esistenti la sostituzione dei riscaldatori tradizionali con i nuovi riscaldatori appaia come un investimento di medio-lungo periodo (tempi di pay-back compresi tra 5 e 6,5 anni). Nel caso di realizzazione di un nuovo impianto l'investimento è molto conveniente in quanto il tempo di pay-back risulta inferiore ai 2 anni.

Valutazioni di tipo energetico ed ambientale hanno permesso di evidenziare come i nuovi riscaldatori descritti permettano un notevole risparmio di risorse energetiche ed al contempo riducano le emissioni inquinanti dei fumi dispersi in atmosfera.

APPENDICE
Tablelle di calcolo dei riscaldatori

Riscaldatore a tubi di calore

	progetto	Dic-Feb	Mar-Mag	Giu-Ago	Set-Nov
diametro tubo	1" sch 40	1" sch 40	1" sch 40	1" sch 40	1" sch 40
altezza ext evaporatore [m]	4	4	4	4	4
altezza ext condensatore [m]	4	4	4	4	4
altezza alette [m]	0.0150	0.0150	0.0150	0.0150	0.0150
spessore alette [m]	1.00E-03	1.00E-03	1.00E-03	1.00E-03	1.00E-03
passo tubi [m]	8.00E-02	8.00E-02	8.00E-02	8.00E-02	8.00E-02
tubi per fila	125	125	125	125	125
numero tubi	22500	22500	22500	22500	22500
peso totale [t]	644.266	644.268	644.268	644.268	644.268
numero file					
cp aria [kJ/kg°C]	1.0203	1.0211	1.0215	1.0221	1.0217
cp fumi [kJ/kg°C]	1.1017	1.1033	1.1039	1.1051	1.1044
lato aria	0.9147	0.9148	0.9150	0.9149	0.9149
lato fumi	0.9127	0.9130	0.9132	0.9133	0.9132
T ambiente [°C]	-5	8.23	14.1	23.4	17.1
T in aria [°C]	0	13.33	19.1	28.4	22.1
T out aria [°C]	331.87	333.00	332.97	334.10	333.60
T in fumi [°C]	362.81	362.77	362.15	362.53	362.58
T out fumi [°C]	72	82.5	87	94.5	89.5
T fumi camino [°C]	77	87.5	92	99.5	94.5
port aria [kg/s]	126.9641	126.8491	126.7724	126.6958	126.7533
port fumi recuperatore [kg/s]	133.8892	133.6803	133.5599	133.4102	133.5172
port fumi by-pass [kg/s]	2.2749	2.3604	2.3986	2.4661	2.4208
portata olio combustibile [kg/s]	9.2000	9.1917	9.1861	9.1806	9.1847
dQ totale [kW]	43089.894	41514.04	40737.49	39677.27	40431.98
		6	1	7	5
dp aria totale [Pa]	1548.935	1582.556	1595.559	1620.035	1604.230
dp fumi totale [Pa]	1621.407	1638.793	1644.206	1657.642	1649.497
numero file in cond. Acida	83	74	70	63	68
file non alettate lato fumi	83	83	83	83	83
Potenza RAV [kW]	255.17	255.09	255.01	254.99	255.02
lunghezza totale riscaldatore [m]	14.40	14.40	14.40	14.40	14.40
Lunghezza in condensazione [m]	6.64	6.64	6.64	6.64	6.64
Sup scambio condensatore [m2]	42857.149	42859.16	42859.53	42859.96	42859.69
		4	8	0	7
Sup scambio evaporatore [m2]	27508.288	27508.28	27508.28	27508.28	27508.28
		8	8	8	8
U (riferimento area evaporatore) [W/m2°C]	32.223	32.266	32.305	32.303	32.291
Volume condensatore [m3]	45.059	45.060	45.060	45.060	45.060
Volume evaporatore [m3]	37.539	37.539	37.539	37.539	37.539

Riscaldatore a piastre a flusso incrociati (cross flow)

Scambiatore N°1		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
CAR.GEOMETRICHE		
Lunghezza (oriz.) [m]	3.5	
Altezza [vert.] [m]	5	
Larghezza (trasv.) [m]	10	
larghezza [m]	3.5	5
altezza [m]	10	10
Lunghezza [m]	5	3.5
N° celle	1	
Altezza tra piastre [m]	0.007	0.007
Spessore piastre [m]	0.0006	0.0006
Spessore verniciatura [mm]	0	0.3
N° passaggi aria=fumi	657	657
N° piastre	1313	1313
II (1 passaggio) [m]	7.014	10.013
Area (1 passaggio) [m ²]	0.0245	0.0335
Diametro equivalente [m]	0.01397	0.01338
L/Deq	357.9	261.5
CAR.FISICHE		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
CALCOLO SCAMBIO TERMICO		
T ingresso [°C]	0	191.1
T uscita [°C]	135	72
$\Delta T \log$ [°C]	63.72	
T media [°C]	67.5	131.55
ρ media [kg/m ³]	1.0282	0.9696
cp medio [kJ/kg°C]	1.0092	1.0839
μ media [Pa.s]	2.036E-05	2.103E-05
k medio [W/m°C]	0.029355	0.030945
V media [m/s]	7.67	6.27
Re medio	5413.8	3870.3
Pr medio	7.00E-01	7.37E-01
h medio [W/m ² °C]	42.3665	36.4800
U medio [W/m ² °C]	15.7326	
Area scambio [m ²]	22977.5	
C [kJ/s °C]	128.13	145.12
Cmin/Cmax	0.8829	
NTU	2.8213	
ϵ calcolato	0.7063	
ϵ voluto	0.7064	0.7059
Potenza scambiata [kW]	17297.82	
CALCOLO PERDITE		
densità ingresso [kg/m ³]	1.2681	0.8407
densità uscita [kg/m ³]	0.8530	1.1450
velocità ingresso [m/s]	6.22	7.24
velocità uscita [m/s]	9.25	5.31
perdite ingresso [mbar]	0.245	0.220
perdite uscita [mbar]	0.365	0.162
coeff attrito	0.055	

Perdite distribuite centrali [mbar]	5.955	2.745
raccordo aria ingresso? Si:1 no:0	1	
velocità aria [m/s]	2.861	
perdite di carico curva [mbar]	0.415	
Perdite totali [mbar]	6.980	3.127
peso piastre scambiatore [t]	107.53	

Scambiatore N°2		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
CAR.GEOMETRICHE		
Lunghezza (oriz.) [m]	3.8	
Altezza [vert.] [m]	5	
Larghezza (trasv.) [m]	10	
larghezza [m]	3.8	5
altezza [m]	10	10
Lunghezza [m]	5	3.8
N° celle	1	
Altezza tra piastre [m]	0.007	0.007
Spessore piastre [m]	0.0006	0.0006
Spessore verniciatura [mm]	0	0
N° passaggi aria=fumi	657	657
N° piastre	1313	1313
II (1 passaggio) [m]	7.614	10.014
Area (1 passaggio) [m ²]	0.0266	0.0350
Diametro equivalente [m]	0.01397	0.01398
L/Deq	357.8	271.8
CAR.FISICHE		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
CALCOLO SCAMBIO TERMICO		
T ingresso [°C]	135	290
T uscita [°C]	248.4	191.1
ΔT log [°C]	48.49	
T media [°C]	191.7	240.55
ρ media [kg/m ³]	0.7455	0.7606
cp medio [kJ/kg°C]	1.0239	1.1125
μ media [Pa.s]	2.565E-05	2.520E-05
k medio [W/m°C]	0.038336	0.038311
V media [m/s]	9.74	7.66
Re medio	3957.8	3230.7
Pr medio	6.85E-01	7.32E-01
h medio [W/m ² °C]	42.7555	37.2977
U medio [W/m ² °C]	16.9282	
Area scambio [m ²]	24947.0	
C [kJ/s °C]	130.00	148.96
Cmin/Cmax	0.8727	
NTU	3.2486	
ε calcolato	0.7314	
ε voluto	0.7316	0.7311
Potenza scambiata [kW]	14741.63	
CALCOLO PERDITE		
densità ingresso [kg/m ³]	0.8530	0.6976

densità uscita [kg/m3]	0.6652	0.8407
velocità ingresso [m/s]	8.52	8.35
velocità uscita [m/s]	10.92	6.93
perdite ingresso [mbar]	0.309	0.243
perdite uscita [mbar]	0.397	0.202
coeff attrito	0.055	
Perdite distribuite centrali [mbar]	6.966	3.332
raccordo aria ingresso? Si:1 no:0	1	
velocità aria [m/s]	3.917	
perdite di carico curva [mbar]	0.523	
Perdite totali [mbar]	8.195	3.776
peso piastre scambiatore [t]	116.75	

Scambiatore N°3		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
CAR.GEOMETRICHE		
Lunghezza (oriz.) [m]	3.8	
Altezza [vert.] [m]	5	
Larghezza (trasv.) [m]	10	
larghezza [m]	3.8	5
altezza [m]	10	10
Lunghezza [m]	5	3.8
N° celle	1	
Altezza tra piastre [m]	0.007	0.007
Spessore piastre [m]	0.0006	0.0006
Spessore verniciatura [mm]	0	0
N° passaggi aria=fumi	657	657
N° piastre	1313	1313
II (1 passaggio) [m]	7.614	10.014
Area (1 passaggio) [m2]	0.0266	0.0350
Diametro equivalente [m]	0.01397	0.01398
L/Deq	357.8	271.8
CAR.FISICHE		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
CALCOLO SCAMBIO TERMICO		
T ingresso [°C]	248.4	364
T uscita [°C]	333.6	290
$\Delta T \log$ [°C]	35.71	
T media [°C]	291	327
ρ media [kg/m3]	0.6176	0.6577
cp medio [kJ/kg°C]	1.0421	1.1369
μ media [Pa.s]	2.940E-05	2.820E-05
k medio [W/m°C]	0.044743	0.043931
V media [m/s]	11.76	8.85
Re medio	3453.3	2886.4
Pr medio	6.85E-01	7.30E-01
h medio [W/m2°C]	44.7351	39.0494
U medio [W/m2°C]	17.7178	
Area scambio [m2]	24947.0	
C [kJ/s °C]	132.30	152.22
Cmin/Cmax	0.8692	

NTU	3.3408	
ϵ calcolato	0.7366	
ϵ voluto	0.7370	0.7365
Potenza scambiata [kW]	11272.34	
CALCOLO PERDITE		
densità ingresso [kg/m ³]	0.6652	0.6207
densità uscita [kg/m ³]	0.5769	0.6976
velocità ingresso [m/s]	10.92	9.38
velocità uscita [m/s]	12.59	8.35
perdite ingresso [mbar]	0.397	0.273
perdite uscita [mbar]	0.457	0.243
coeff attrito	0.055	
Perdite distribuite centrali [mbar]	8.409	3.853
raccordo aria ingresso? Si:1 no:0	1	
velocità aria [m/s]	5.023	
perdite di carico curva [mbar]	0.671	
Perdite totali [mbar]	9.934	4.369
peso piastre scambiatore [t]	116.75	

Riscaldatore a piastre contro flusso (counter flow)

Scambiatore N°1		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
CAR.GEOMETRICHE		
larghezza [m]	2.5	
altezza [m]	2.5	
Lunghezza [m]	2.38	
N° celle	8	
Altezza tra piastre [m]	0.007	0.007
Spessore piastre [m]	0.0006	
Spessore verniciatura [mm]	0	0.3
N° passaggi aria=fumi	164	
N° piastre	327	
Π (1 passaggio) [m]	5.014	5.013
Area (1 passaggio) [m ²]	0.0175	0.0168
Diametro equivalente [m]	0.01396	0.01336
L/Deq	170.476	178.1
PIASTRE INGRESSO/USCITA		
angolo imbocco [°]	140	
semiangolo [rad]	1.222	
lunghezza imbocco [m] H	0.454	
larghezza imbocco [m] L	1.330	
lunghezza cammino medio [m] h	0.887	
CAR.FISICHE		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
CONDIZIONI TERMINALI		
T ingresso [°C]	0	186.2
T uscita [°C]	129	72.2
POTENZA TOTALE [kW]	16528.17	
CALCOLO SCAMBIO TERMICO		
PIASTRE INGRESSO		
T ingresso [°C]	117.3	186.2
T uscita [°C]	129	175.9
ΔT log [°C]	57.90	
T media [°C]	123.15	181.05
ρ media [kg/m ³]	0.8797	0.8597
c_p medio [kJ/kg°C]	1.0147	1.0966
μ media [Pa.s]	2.281E-05	2.298E-05
k medio [W/m°C]	0.033512	0.034329
V massima [m/s]	11.81	13.32
V minima [m/s]	6.29	7.09
Re massimo	6360.1	6660.2
Re minimo	3384.2	3543.9
Pr medio	6.91E-01	7.34E-01
h medio [W/m ² °C]	47.3187	53.4043
U medio [W/m ² °C]	19.8272	
Area scambio [m ²]	1484.2	
C [kJ/s °C]	128.83	146.83
Cmin/Cmax	0.8774	
NTU	0.2284	
ϵ calcolato	0.1693	

ε voluto	0.1698	0.1704
Potenza scambiata [kW]	1507.28	
PIASTRE CENTRALI		
T ingresso [°C]	13.5	175.9
T uscita [°C]	117.3	84.2
ΔT log [°C]	64.46	
T media [°C]	65.4	130.05
ρ media [kg/m ³]	1.0346	0.9734
cp medio [kJ/kg°C]	1.0091	1.0835
μ media [Pa.s]	2.026E-05	2.097E-05
k medio [W/m°C]	0.029194	0.030841
V media [m/s]	5.34	6.26
Re medio	3810.2	3882.2
Pr medio	7.00E-01	7.37E-01
h medio [W/m ² °C]	32.4215	36.8808
U medio [W/m ² °C]	13.9413	
Area scambio [m ²]	15565.2	
C [kJ/s °C]	128.11	145.07
Cmin/Cmax	0.8831	
NTU (al 95% per zone morte)	1.6091	
ε calcolato	0.6391	
ε voluto	0.6392	0.6394
Potenza scambiata [kW]	13297.84	
PIASTRE USCITA		
T ingresso [°C]	0	84.2
T uscita [°C]	13.5	72.2
ΔT log [°C]	71.45	
T media [°C]	6.75	78.2
ρ media [kg/m ³]	1.2408	1.1242
cp medio [kJ/kg°C]	1.0053	1.0707
μ media [Pa.s]	1.752E-05	1.884E-05
k medio [W/m°C]	0.024570	0.027225
V massima [m/s]	8.38	10.18
V minima [m/s]	4.46	5.42
Re massimo	8280.6	8120.3
Re minimo	4406.1	4320.8
Pr medio	7.17E-01	7.41E-01
h medio [W/m ² °C]	43.3763	49.7912
U medio [W/m ² °C]	18.4182	
Area scambio [m ²]	1484.2	
C [kJ/s °C]	127.6334	143.3579
Cmin/Cmax	0.8903	
NTU	0.2142	
ε calcolato	0.1603	
ε voluto	0.1603	0.1601
Potenza scambiata [kW]	1723.05	
CALCOLO PERDITE		
coeff attrito	0.055	
Perdite distribuite centrali [mbar]	1.386	1.868
perdite imbocco [mbar]	0.484	0.622
perdite distribuite imbocco [mbar]	1.376	1.785
perdite scarico [mbar]	0.343	0.470
perdite distribuite scarico [mbar]	0.975	1.365

Perdite totali [mbar]	4.565	6.111
peso piastre scambiatore [t]	86.74	

Scambiatore N°2

	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
CAR.GEOMETRICHE		
larghezza [m]	2.5	
altezza [m]	2.5	
Lunghezza [m]	2.6	
N° celle	8	
Altezza tra piastre [m]	0.007	0.007
Spessore piastre [m]	0.0006	
Spessore verniciatura [mm]	0	0
N° passaggi aria=fumi	164	
N° piastre	327	
II (1 passaggio) [m]	5.014	5.014
Area (1 passaggio) [m ²]	0.0175	0.0175
Diametro equivalente [m]	0.01396	0.01396
L/Deq	186.2342857	186.2
PIASTRE INGRESSO/USCITA		
angolo imbocco [°]	140	
semiangolo [rad]	1.222	
lunghezza imbocco [m] H	0.454	
larghezza imbocco [m] L	1.330	
lunghezza cammino medio [m] h	0.887	
CAR.FISICHE		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
CONDIZIONI TERMINALI		
T ingresso [°C]	129	287.6
T uscita [°C]	245.1	186.2
POTENZA TOTALE [kW]	15084.34	
CALCOLO SCAMBIO TERMICO		
PIASTRE INGRESSO		
T ingresso [°C]	235.6	287.6
T uscita [°C]	245.1	279.3
ΔT log [°C]	43.10	
T media [°C]	240.35	283.45
ρ media [kg/m ³]	0.6752	0.7052
cp medio [kJ/kg°C]	1.0321	1.1245
μ media [Pa.s]	2.754E-05	2.672E-05
k medio [W/m°C]	0.041561	0.041125
V massima [m/s]	15.39	15.54
V minima [m/s]	8.19	8.27
Re massimo	5268.1	5726.0
Re minimo	2803.1	3046.8
Pr medio	6.84E-01	7.31E-01
h medio [W/m ² °C]	50.3100	54.3871
U medio [W/m ² °C]	22.2074	
Area scambio [m ²]	1484.2	
C [kJ/s °C]	131.04	150.55

Cmin/Cmax	0.8704	
NTU	0.2515	
ε calcolato	0.1833	
ε voluto	0.1827	0.1834
Potenza scambiata [kW]	1244.85	
PIASTRE CENTRALI		
T ingresso [°C]	141	279.3
T uscita [°C]	235.6	196.7
ΔT log [°C]	49.46	
T media [°C]	188.3	238
ρ media [kg/m ³]	0.7511	0.7642
cp medio [kJ/kg°C]	1.0234	1.1118
μ media [Pa.s]	2.551E-05	2.510E-05
k medio [W/m°C]	0.038105	0.038142
V media [m/s]	7.36	7.63
Re medio	3025.7	3243.0
Pr medio	6.85E-01	7.32E-01
h medio [W/m ² °C]	34.8380	37.6702
U medio [W/m ² °C]	15.3811	
Area scambio [m ²]	17004.0	
C [kJ/s °C]	129.93	148.87
Cmin/Cmax	0.8728	
NTU (al 95% per zone morte)	1.9123	
ε calcolato	0.6840	
ε voluto	0.6840	0.6843
Potenza scambiata [kW]	12291.43	
PIASTRE USCITA		
T ingresso [°C]	129	196.7
T uscita [°C]	141	186.2
ΔT log [°C]	56.45	
T media [°C]	135	191.45
ρ media [kg/m ³]	0.8530	0.8401
cp medio [kJ/kg°C]	1.0161	1.0994
μ media [Pa.s]	2.332E-05	2.337E-05
k medio [W/m°C]	0.034369	0.035032
V massima [m/s]	12.18	13.05
V minima [m/s]	6.48	6.94
Re massimo	6222.2	6546.2
Re minimo	3310.8	3483.2
Pr medio	6.89E-01	7.33E-01
h medio [W/m ² °C]	47.6549	51.6327
U medio [W/m ² °C]	21.0585	
Area scambio [m ²]	1484.2	
C [kJ/s °C]	129.0046	147.1921
Cmin/Cmax	0.8764	
NTU	0.2423	
ε calcolato	0.1777	
ε voluto	0.1773	0.1770
Potenza scambiata [kW]	1548.06	
CALCOLO PERDITE		
coeff attrito	0.055	
Perdite distribuite centrali [mbar]	2.085	2.279
perdite imbocco [mbar]	0.631	0.656

perdite distribuite imbocco [mbar]	1.792	1.909
perdite scarico [mbar]	0.500	0.564
perdite distribuite scarico [mbar]	1.419	1.602
Perdite totali [mbar]	6.427	7.010
peso piastre scambiatore [t]	93.47	

Scambiatore N°3		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
CAR.GEOMETRICHE		
larghezza [m]	2.5	
altezza [m]	2.5	
Lunghezza [m]	2.6	
N° celle	8	
Altezza tra piastre [m]	0.007	0.007
Spessore piastre [m]	0.0006	
Spessore verniciatura [mm]	0	0
N° passaggi aria=fumi	164	
N° piastre	327	
Π (1 passaggio) [m]	5.014	5.014
Area (1 passaggio) [m ²]	0.0175	0.0175
Diametro equivalente [m]	0.01396	0.01396
L/Deq	186.2342857	186.2
PIASTRE INGRESSO/USCITA		
angolo imbocco [°]	140	
semiangolo [rad]	1.222	
lunghezza imbocco [m] H	0.454	
larghezza imbocco [m] L	1.330	
lunghezza cammino medio [m] h	0.887	
CAR.FISICHE		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
CONDIZIONI TERMINALI		
T ingresso [°C]	245.1	364
T uscita [°C]	333	287.6
POTENZA TOTALE [kW]	11625.92	
CALCOLO SCAMBIO TERMICO		
PIASTRE INGRESSO		
T ingresso [°C]	325.9	364
T uscita [°C]	333	357.8
ΔT log [°C]	31.45	
T media [°C]	329.45	360.9
ρ media [kg/m ³]	0.5807	0.6237
cp medio [kJ/kg°C]	1.0507	1.1469
μ media [Pa.s]	3.073E-05	2.931E-05
k medio [W/m°C]	0.047040	0.046081
V massima [m/s]	17.90	17.57
V minima [m/s]	9.52	9.35
Re massimo	4720.7	5220.3
Re minimo	2511.9	2777.7
Pr medio	6.86E-01	7.29E-01
h medio [W/m ² °C]	52.2213	56.5671

U medio [W/m ² °C]	23.0731	
Area scambio [m ²]	1484.2	
C [kJ/s °C]	133.39	153.55
Cmin/Cmax	0.8687	
NTU	0.2567	
ε calcolato	0.1863	
ε voluto	0.1864	0.1873
Potenza scambiata [kW]	947.09	
PIASTRE CENTRALI		
T ingresso [°C]	254.4	357.8
T uscita [°C]	325.9	295.7
ΔT log [°C]	36.40	
T media [°C]	290.15	326.75
ρ media [kg/m ³]	0.6184	0.6579
cp medio [kJ/kg°C]	1.0419	1.1368
μ media [Pa.s]	2.937E-05	2.819E-05
k medio [W/m°C]	0.044691	0.043915
V media [m/s]	8.94	8.86
Re medio	2628.7	2887.6
Pr medio	6.85E-01	7.30E-01
h medio [W/m ² °C]	36.5013	39.4911
U medio [W/m ² °C]	16.1197	
Area scambio [m ²]	17004.0	
C [kJ/s °C]	132.28	152.21
Cmin/Cmax	0.8691	
NTU (al 95% per zone morte)	1.9685	
ε calcolato	0.6919	
ε voluto	0.6915	0.6911
Potenza scambiata [kW]	9458.14	
PIASTRE USCITA		
T ingresso [°C]	245.1	295.7
T uscita [°C]	254.4	287.6
ΔT log [°C]	41.90	
T media [°C]	249.75	291.65
ρ media [kg/m ³]	0.6635	0.6957
cp medio [kJ/kg°C]	1.0339	1.1268
μ media [Pa.s]	2.789E-05	2.700E-05
k medio [W/m°C]	0.042165	0.041657
V massima [m/s]	15.66	15.75
V minima [m/s]	8.33	8.38
Re massimo	5201.4	5665.8
Re minimo	2767.6	3014.8
Pr medio	6.84E-01	7.30E-01
h medio [W/m ² °C]	50.5235	54.6229
U medio [W/m ² °C]	22.3026	
Area scambio [m ²]	1484.2	
C [kJ/s °C]	131.2577	150.8636
Cmin/Cmax	0.8700	
NTU	0.2522	
ε calcolato	0.1836	
ε voluto	0.1838	0.1840
Potenza scambiata [kW]	1220.70	
CALCOLO PERDITE		

Esercitazioni di Centrali Termoelettriche

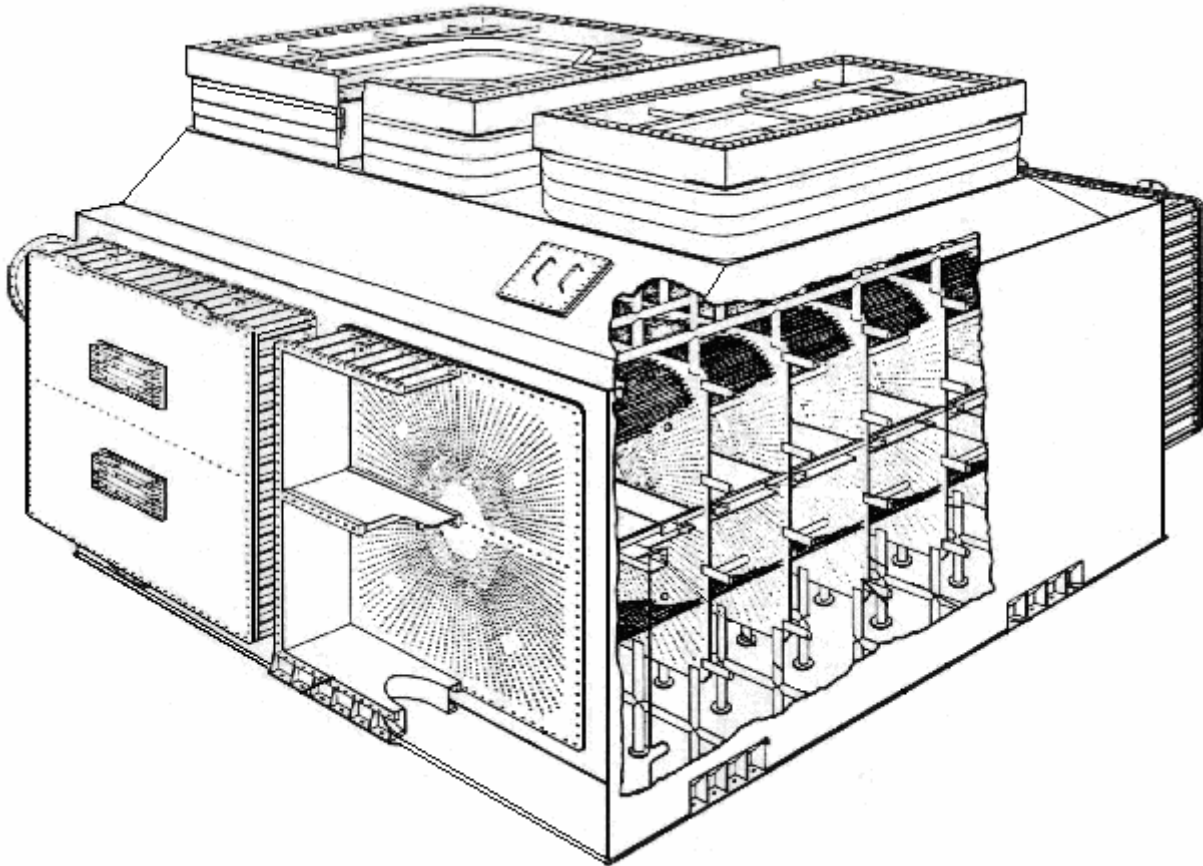
coeff attrito	0.055	
Perdite distribuite centrali [mbar]	2.532	2.647
perdite imbocco [mbar]	0.734	0.729
perdite distribuite imbocco [mbar]	2.084	2.158
perdite scarico [mbar]	0.642	0.681
perdite distribuite scarico [mbar]	1.824	1.935
Perdite totali [mbar]	7.817	8.150
peso piastre scambiatore [t]	93.47	

Calcoli da dati riferimento	Dic-Feb		Mar-Mag		Giu-Ago		Set-Nov	
	t/h	kg/s	t/h	kg/s	t/h	kg/s	t/h	kg/s
olio	67.34	18.71	67.27	18.69	67.30	18.69	67.27	18.69
rapporto stechiometrico	13.17		13.17		13.17		13.17	
eccesso aria %	4.787		4.787		4.787		4.787	
aria	929.32	258.15	928.36	257.88	928.77	257.99	928.36	257.88
fumi	996.66	276.85	995.63	276.56	996.07	276.69	995.63	276.56
potere calorifico (kcal/kg)	9670		9670		9670		9670	
rientrate %	15		15		15		15	
infiltrazioni aria	139.40	38.72	139.25	38.68	139.32	38.70	139.25	38.68
calore entrante								
olio [kW]	756994.2		756207.3		756544.5		756207.3	
aria [kW]	5289.4		4073.3		2409.6		3565.2	
totale [kW]	762283.6		760280.6		758954.1		759772.5	
calore uscente								
fumi [kW]	40035.4		38042.2		36668.7		37473.9	
	aria ingresso	fumi uscita	aria ingresso	fumi uscita	aria ingresso	fumi uscita	aria ingresso	fumi uscita
T [°C]	28.6	127	29.8	127	32.68	132	30.84	128.26
cp medio [kJ/kg°C]	1.0059	1.0682	1.0061	1.0689	1.0064	1.0706	1.0062	1.0694
Trif (ambiente)	8.23		14.1		23.4		17.1	
T med [°C]	18.42	67.62	21.95	70.55	28.04	77.70	23.97	72.68
Calore necessario al vapore (teorico)		693921		693921		693921		693921
efficienza caldaia		0.9167		0.9177		0.9173		0.9177
calore utile calcolato		693948.2		693938.4		693985.4		693998.6
calore dissipato (da dati riferimento)		28300		28300		28300		28300

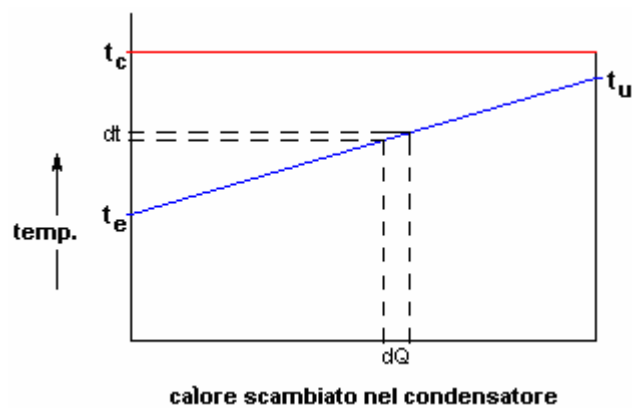
Calcoli nuovo riscaldatore	progetto		Dic-Feb		Mar-Mag		Giu-Ago		Set-Nov	
	t/h	kg/s	t/h	kg/s	t/h	kg/s	t/h	kg/s	t/h	kg/s
olio	66.24	18.4	66.18	18.38	66.14	18.37	66.1	18.36	66.13	18.37
rapporto stechiometrico	13.17		13.17		13.17		13.17		13.17	
eccesso aria %	4.787		4.787		4.787		4.787		4.787	
aria	914.14	253.93	913.31	253.70	912.76	253.54	912.21	253.39	912.62	253.51
fumi	980.38	272.33	979.49	272.08	978.90	271.92	978.31	271.75	978.75	271.88
potere calorifico (kcal/kg)	9670		9670		9670		9670		9670	
rientrate %	0		0		0		0		0	
infiltrazioni aria	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
calore entrante										
olio [kW]	744628.68		743954.20		743504.54		743054.89		743392.13	
aria [kW]	1275.85		1275.46		1275.07		1274.95		1275.08	
totale [kW]	745904.53		745229.66		744779.61		744329.84		744667.21	
calore uscente										
fumi [kW]	23686.02		22936.78		22552.71		22059.57		22418.30	
	aria ingresso	fumi uscita	aria ingresso	fumi uscita	aria ingresso	fumi uscita	aria ingresso	fumi uscita	aria ingresso	fumi uscita
Trif (ambiente)										
T [°C]	0	77	13.23	87.5	19.1	92	28.4	99.5	22.1	94.5
cp medio [kJ/kg°C]	1.0049	1.0607	1.0055	1.0635	1.0058	1.0647	1.0063	1.0667	1.0060	1.0653
trif	-5		8.23		14.1		23.4		17.1	
T med [°C]	-2.5	36	10.73	47.865	16.6	53.05	25.9	61.45	19.6	55.8
Calore necessario al vapore (teorico)		693921		693921		693921		693921		693921
efficienza caldaia		0.932		0.933		0.933		0.934		0.933
calore utile calcolato		693918.5		693992.9		693926.9		693970.3		693948.9
calore dissipato (da dati riferimento)		28300		28300		28300		28300		28300

Esercitazione 7**Dimensionamento di un condensatore**

Nel condensatore il vapore scaricato dalla turbina viene condensato a temperatura costante t_c .



L'acqua condensatrice aumenterà la propria temperatura dal valore in entrata t_e a quello in uscita t_u ; la temperatura subirà quindi un aumento lineare in funzione del calore man mano scambiato attraverso il fascio tubiero del condensatore.



Attraverso un elemento di superficie dS del condensatore sarà scambiato nell'unità di tempo il calore dQ :

$$dQ = \alpha \cdot (t_c - t) \cdot dS$$

essendo α il coefficiente globale di trasmissione del calore.

Sarà pure:

$$dQ = c \cdot G_A \cdot dt$$

essendo:

c calore specifico dell'acqua condensatrice
 G_A portata di acqua condensatrice

E' quindi:

$$dS = \frac{1}{\alpha(t_c - t)} dQ = \frac{1}{\alpha(t_c - t)} c G_A dt$$

Si ricava perciò la superficie di scambio totale S integrando tra t_e e t_u l'espressione dell'elemento di superficie dS :

$$S = \int_{t_e}^{t_u} \frac{c G_A}{\alpha} \cdot \frac{dt}{t_c - t} = -\frac{c G_A}{\alpha} \cdot \ln \frac{t_c - t_u}{t_c - t_e} = \frac{c G_A}{\alpha} \cdot \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_u}$$

Il condensatore, avente superficie S e coefficiente di trasmissione α , è dunque in grado di scambiare la quantità di calore:

$$Q = \alpha \cdot S \cdot \Delta t \qquad Q = c \cdot G_A \cdot (t_u - t_e)$$

essendo $\Delta t = \frac{t_u - t_e}{\ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_u}}$ la differenza media logaritmica di temperatura.

L'intero calore Q ceduto all'acqua condensatrice nel condensatore sarà pari al calore sottratto al vapore per la sua condensazione:

$$Q = G_v \cdot (h_v - h_c)$$

dove:

G_v portata di vapore al condensatore
 $(h_v - h_c)$ salto entalpico al condensatore tra ingresso vapore e uscita condensato.

In base alla portata presumibile di acqua condensatrice, rapportata alla portata del fiume o del canale da cui derivarla, si può fissare la differenza di temperatura (t_u-t_e).

Poiché sono noti dai dati d'impianto la portata G_v e il salto entalpico (h_v-h_c), ammettendo un certo rapporto, dato dall'esperienza, fra la portata G_A dell'acqua e quella G_v del vapore, si ricava la portata G_A .

Si valuta quindi il coefficiente globale di trasmissione α^{15} , dato dalla nota relazione:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}$$

dove:

- α_v coefficiente di trasmissione fra parete e vapore che condensa
- λ conduttività termica del tubo di spessore s
- α_a coefficiente di trasmissione fra parete e acqua condensatrice

¹⁵ Il coefficiente α si può anche calcolare con la formula:

$$\alpha = k \cdot \sqrt{v} = k \cdot \sqrt{\frac{G_A}{A'}}$$

dove:

- k costante dipendente dal condensatore (rilevata sperimentalmente su condensatori di caratteristiche analoghe)
- v velocità dell'acqua nei tubi
- G_A portata dell'acqua condensatrice
- A' sezione di passaggio acqua

Progetto di massima di un condensatore per turbina a vapore da 320 MW

Per un'unità termoelettrica da 320 MW elettrici, funzionante con vapore SH a 170 bar e 540°C, con risurriscaldamento a 540°C e con ciclo rigenerativo a 7 spillamenti, si hanno i seguenti dati di progetto al condensatore:

- portata vapore G_v ingresso condensatore 619.355 kg/h
- entalpia vapore ingresso condensatore 566,1 kcal/kg
- pressione assoluta al condensatore 0,05 bar
- temperatura condensato uscita condensatore 32,5°C

Quindi il calore scambiato nel condensatore sarà:

$$Q = G_v \cdot (h_v - h_c) = 619,355 \cdot 10^3 \cdot (566,1 - 32,5) \text{ kcal/h} = 330.484.820 \text{ kcal/h}$$

In base alla disponibilità di acqua e ai limiti di legge imposti sull'incremento di temperatura¹⁶, si possono fissare la portata di acqua condensatrice G_A e la differenza di temperatura dell'acqua tra uscita e ingresso condensatore. Supponiamo che siano:

$$G_A = 12,5 \text{ m}^3/\text{s} = 45.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad (t_u - t_e) = 8,5^\circ\text{C}$$

Il condensatore sia ad unico passo, con tubi in acciaio AISI 304 aventi diametro esterno 1'' (25,4 mm) e spessore 20 BWG (0,888 mm).

Si valuta il coefficiente globale di trasmissione α .

In base al materiale prescelto e alle temperature del vapore che condensa lambendo esternamente il fascio tubiero e dell'acqua condensatrice che circola all'interno dei tubi si possono adottare i seguenti coefficienti di scambio termico:

$$\alpha_v \text{ (coefficiente di trasmissione fra parete e vapore che condensa)} = 7.500 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\lambda \text{ (conduttività termica del tubo di spessore } s) = 45 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_a \text{ (coefficiente di trasmissione fra parete e acqua condensatrice)} = 3.000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Risulta quindi:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}$$

$$\alpha = 2.070 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

¹⁶ Per esigenze ecologiche, l'alterazione termica deve essere contenuta entro limiti stabiliti a norma di legge, in modo da non influenzare negativamente la vita biologica.

Per i fiumi, la differenza massima fra le temperature medie a monte e a valle della derivazione dell'impianto non deve superare i 3°C, mentre la differenza massima di temperatura tra due metà sezioni qualsiasi tra valle e monte dell'impianto non deve essere superiore a 1°C.

Per i canali, la temperatura massima allo scarico non deve superare i 35°C.

Nel caso di acqua di mare, la temperatura massima consentita per lo scarico è di 35°C e il Δt massimo ammissibile tra la temperatura dell'acqua alla presa e quella a 1000 metri dallo scarico è di 3°C.

Per tener conto dello sporcamento dei tubi durante il normale funzionamento, si introduce un fattore peggiorativo¹⁷ pari a 0,90.

Quindi il coefficiente globale di trasmissione α da usare nei calcoli sarà:

$$\alpha = 1.863 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Si calcola la superficie totale di scambio termico S per un valore di $t_e = 15^\circ\text{C}$:

$$S = \frac{c G_A}{\alpha} \cdot \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_u}$$

$$S = 16.183 \text{ m}^2$$

Il condensatore è disposto sotto il cavalletto della turbina da 320 MW, in corrispondenza del corpo BP: risulta quindi fissata la possibile lunghezza dei tubi.

Può essere scelta una lunghezza di 13 metri.

La superficie esterna di ogni tubo risulterà di 1,0368 m².

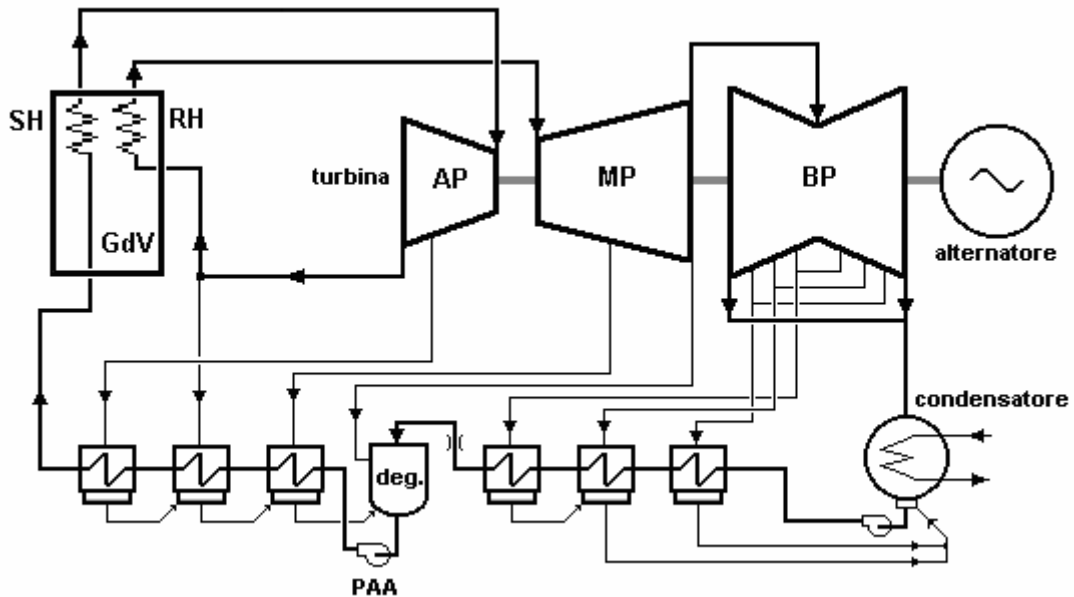
I tubi saranno quindi in numero di 15.608.

¹⁷ Il controllo dell'incremento di temperatura dell'acqua condensatrice (e quindi la pressione assoluta al condensatore) consente di verificare sia l'efficienza del condensatore che quella dell'impianto di pompaggio dell'acqua. Variazioni di tale parametro a parità di ogni altra condizione sono sintomo di sporcamento del fascio tubiero.

Esercitazione 8

Repowering di sezione termoelettrica da 320 MW

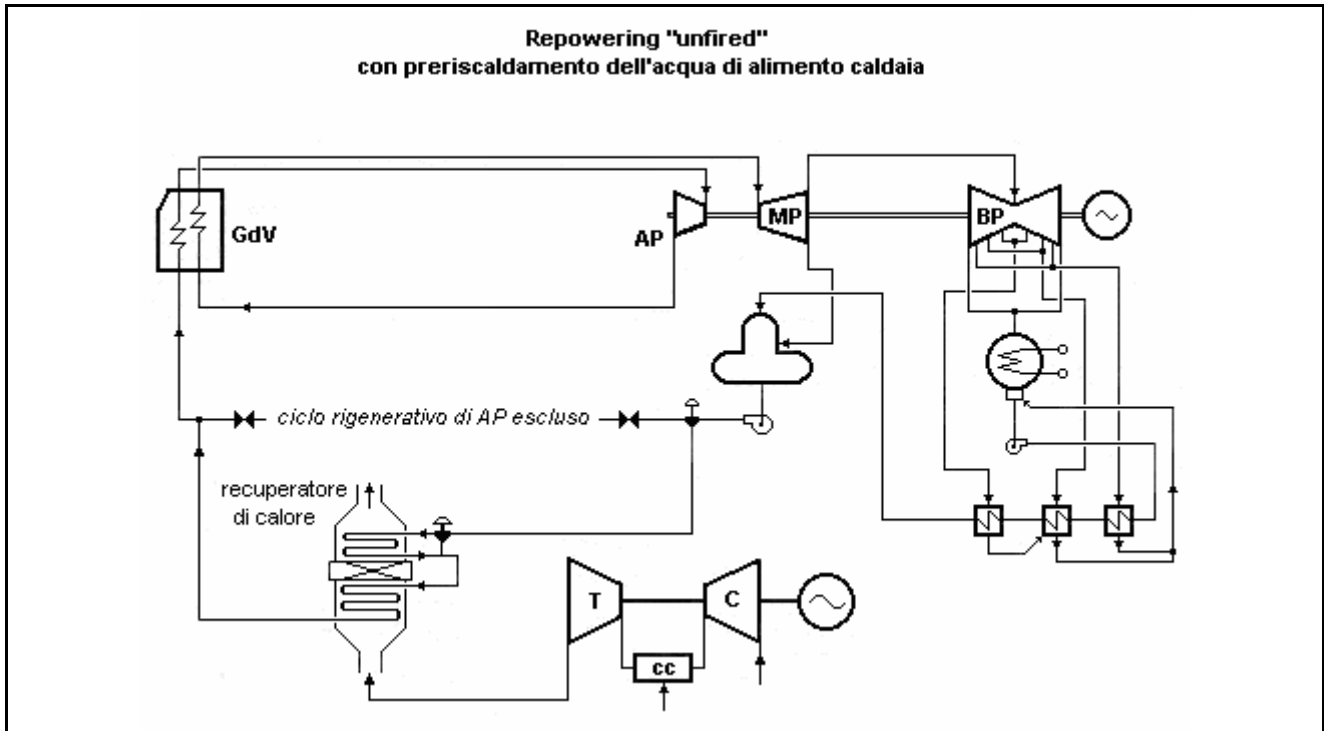
La figura e le tabelle seguenti sono relative al ciclo di progetto di una sezione termoelettrica tradizionale da 320 MW.



VAPORE	Temperatura °C	Pressione assoluta bar
SH ammissione turbina	538	170
1° spillamento		78,3
RH freddo – 2° spillamento		37,75
RH caldo – riammissione turbina	538	34
3° spillamento		16,94
4° spillamento		7,24
5° spillamento		2,60
6° spillamento		0,76
7° spillamento		0,29
Scarico al condensatore	32,5	0,05

CONDENSATO-ALIMENTO	Temp. ingresso °C	Temp. uscita °C
Riscaldatore 1 (BP)		65,4
Riscaldatore 2 (BP)	65,4	88,8
Riscaldatore 3 (BP)	88,8	125,1
Degasatore (R4)	125,1	166,5
Riscaldatore 5 (AP)	166,5	201,5
Riscaldatore 6 (AP)	201,5	244
Riscaldatore 7 (AP)	244	290
<i>Portata del condensato all'ingresso del degasatore: 738.100 kg/h</i>		

La sezione suddetta è stata modificata tramite un repowering unfired con preriscaldamento dell'acqua alimento, installando una turbina a gas da 120 MW.



Il rendimento globale della turbina a gas è pari al 32%.

Il generatore di vapore (GdV) ha un rendimento del 94%.

Le perdite della turbina a vapore ammontano a 4,5 MW.

Il rendimento dell'alternatore accoppiato alla turbina a vapore è uguale al 98,5%.

La potenza degli ausiliari della sezione a vapore è il 5% della potenza generata dall'alternatore.

Si vuole calcolare il rendimento totale netto della sezione ripotenziata, note le seguenti condizioni termodinamiche del ciclo e supponendo di mantenere costante la potenza della turbina a vapore.

VAPORE	Temperatura °C	Pressione assoluta bar
SH ammissione turbina	538	170
RH freddo scarico turbina AP		37,75
RH caldo – riammissione turbina MP	538	34
4° spillamento		7,24
5° spillamento		2,60
6° spillamento		0,76
7° spillamento		0,29
Scarico al condensatore		0,05

CONDENSATO-ALIMENTO	Temp. ingresso °C	Temp. uscita °C
Riscaldatore 1 (BP)		65,4
Riscaldatore 2 (BP)	65,4	88,8
Riscaldatore 3 (BP)	88,8	125,1
Degasatore (R4)	125,1	166,5
Economizzatore	300,0	

Configurazione tradizionale

Nella configurazione tradizionale l'impianto è una tipica sezione unificata da 320 MW con surriscaldamento, risurriscaldamento e ciclo rigenerativo a 7 spillamenti.

Nella tabella sono riportati i valori di pressione, temperatura ed entalpia dei punti significativi del ciclo.

Ciclo vapore		Temperatura	Pressione	Entalpia
SH uscita caldaia	1	538,00 °C	170,00 bar	3.393,51 kJ/kg
1° spillamento	2	424,00 °C	78,30 bar	3.210,40 kJ/kg
Drenaggio 1° spillamento	13	249,00 °C	78,30 bar	1.078,92 kJ/kg
Scarico AP	3	325,00 °C	37,75 bar	3.037,00 kJ/kg
Drenaggio 2° spillamento	14	206,50 °C	37,75 bar	882,50 kJ/kg
RH uscita caldaia	4	538,00 °C	34,00 bar	3.537,00 kJ/kg
3° spillamento	5	438,00 °C	16,94 bar	3.337,00 kJ/kg
Drenaggio 3° spillamento	15	171,43 °C	16,94 bar	726,00 kJ/kg
4° spillamento	6	316,00 °C	7,24 bar	3.095,00 kJ/kg
5° spillamento	8	222,00 °C	2,60 bar	2.913,00 kJ/kg
Drenaggio 5° spillamento	18	93,80 °C	2,60 bar	392,10 kJ/kg
6° spillamento	9	107,00 °C	0,76 bar	2.693,00 kJ/kg
Drenaggio 6° spillamento	19	70,40 °C	0,76 bar	294,28 kJ/kg
7° spillamento	10	68,30 °C	0,29 bar	2.539,49 kJ/kg
Drenaggio 7° spillamento	20	64,70 °C	0,29 bar	270,46 kJ/kg
Scarico turbina BP	11	34,15 °C	0,05 bar	2.366,42 kJ/kg
Ciclo condensato – alimento				
Riscaldatore 1,in	7	34,00 °C		142,38 kJ/kg
Riscaldatore 2,in	21	65,40 °C		273,39 kJ/kg
Riscaldatore 3,in	22	88,80 °C		371,20 kJ/kg
Degasatore,in	23	125,10 °C		524,20 kJ/kg
Degasatore,out	16	166,50 °C		713,56 kJ/kg
Riscaldatore 5,in	17	166,50 °C		733,00 kJ/kg
Riscaldatore 6,in	24	201,50 °C		865,72 kJ/kg
Riscaldatore 7,in	25	244,00 °C		1.056,76 kJ/kg
Economizzatore,in	26	290,00 °C		1.279,57 kJ/kg

Portata del condensato all'ingresso del degasatore: $738.100 \text{ kg/h} = 205,028 \text{ kg/s}$

Le portate ai riscaldatori di BP si ricavano da questi bilanci energetici:

- 5° spillamento (riscaldatore R3):

$$m_8(H_8 - H_{18}) = m_{23}(H_{23} - H_{22})$$

$$m_8 = 12,443 \frac{kg}{s}$$

- 6° spillamento (riscaldatore R2):

$$m_{23}H_{21} + m_9H_9 + m_8H_{18} = m_{23}H_{22} + (m_9 + m_8)H_{19}$$

$$m_9 = 8,868 \frac{kg}{s}$$

- 7° spillamento (riscaldatore R1):

$$m_{10}(H_{10} - H_{20}) = m_{23}(H_{21} - H_7)$$

$$m_{10} = 11,838 \frac{kg}{s}$$

La portata al condensatore è $m_{11} = 171,879 \frac{kg}{s}$.

La portata in ingresso alla turbina di BP è uguale a quella al degasatore: $m_{32} = m_{23} = 205,028 \frac{kg}{s}$

Per trovare le portate degli spillamenti AP e le conseguenti portate nei vari stadi della turbina bisogna risolvere il seguente sistema costituito dai bilanci energetici ai riscaldatori di AP e al degasatore, ricordando il bilancio di masse:

$$m_{26} = m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R7: (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})(H_{26} - H_{25}) = m_2(H_2 - H_{13}) \\ R6: m_2 H_{13} + m_3 H_3 + (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{17} = (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{25} + (m_3 + m_2)H_{14} \\ R5: (m_3 + m_2)H_{14} + m_5 H_5 + (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{17} = \\ \quad = (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{24} + (m_3 + m_2 + m_5)H_{15} \\ R4: (m_3 + m_2 + m_5)H_{15} + m_6 H_6 + m_{23} H_{23} = (m_3 + m_2 + m_5 + m_6 + m_{23})H_{16} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_3(H_{26} - H_{25}) + m_2(H_{26} - H_{25} + H_{13} - H_{12}) + m_5(H_{26} - H_{25}) + m_6(H_{26} - H_{25}) = m_{23}(H_{25} - H_{26}) \\ m_3(H_3 + H_{24} - H_{25} - H_{14}) + m_2(H_{13} + H_{24} - H_{25} - H_{14}) + m_5(H_{24} - H_{25}) + m_6(H_{24} - H_{25}) = \\ \quad = m_{23}(H_{25} - H_{24}) \\ m_3(H_{14} + H_{17} - H_{24} - H_{15}) + m_2(H_{14} + H_{17} - H_{24} - H_{15}) + m_5(H_5 + H_{17} - H_{24} - H_{15}) + m_6(H_{17} - H_{24}) = \\ \quad = m_{23}(H_{24} - H_{17}) \\ m_3(H_{15} - H_{16}) + m_2(H_{15} - H_{16}) + m_5(H_{15} - H_{16}) + m_6(H_6 - H_{16}) = m_{26}(H_{16} - H_{23}) \end{array} \right.$$

Si ottiene la seguente espressione matriciale:

$$[A] \cdot [x] = [b]$$

dove:

$$[A] = \begin{bmatrix} 222,81 & -1908,67 & 222,81 & 222,81 \\ 1963,46 & 5,38 & -191,04 & -191,04 \\ 23,78 & 23,78 & 2478,28 & -132,72 \\ 12,44 & 12,44 & 12,44 & 2381,44 \end{bmatrix}$$

$$[x] = \begin{bmatrix} m_3 \\ m_2 \\ m_5 \\ m_6 \end{bmatrix} \qquad [b] = \begin{bmatrix} -45.681,4 \\ 39.167,74 \\ 27.212,05 \\ 38.824,92 \end{bmatrix}$$

Invertendo la matrice si ottengono le portate:

$$[x] = [A]^{-1} \cdot [b]$$

$$\begin{bmatrix} m_3 \\ m_2 \\ m_5 \\ m_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 22,524 \frac{kg}{s} \\ 29,750 \frac{kg}{s} \\ 11,334 \frac{kg}{s} \\ 15,971 \frac{kg}{s} \end{bmatrix}$$

Conosciute le portate e le entalpie in tutti i punti del ciclo, la potenza sviluppata da ognuno dei cilindri di alta, media e bassa pressione si ricava dal salto entalpico per la portata di vapore che attraversa i singoli stadi.

La tabella riporta le potenze generate:

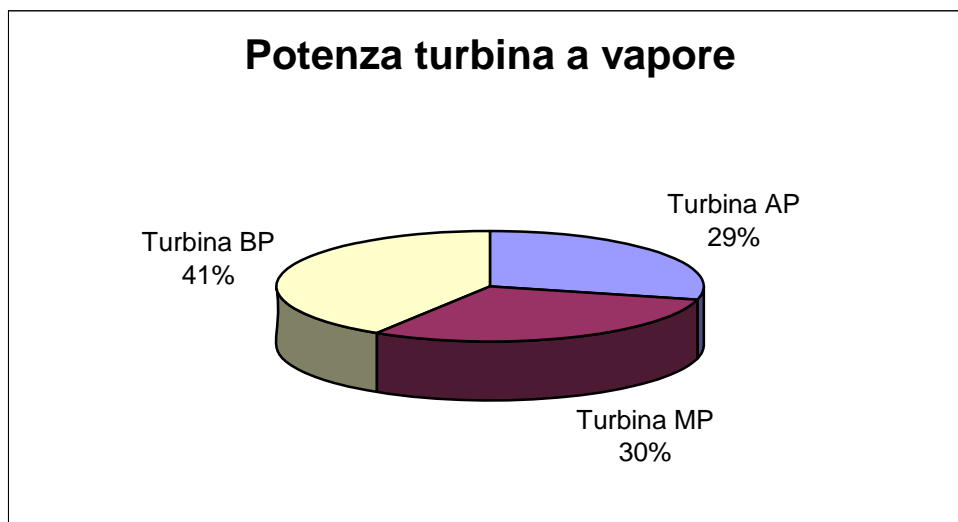
Turbina AP		Turbina MP		Turbina BP	
ingr. - 1°sp	52.113 kW	ingr. - 3°sp	46.467 kW	ingr. - 5°sp	37.315 kW
1°sp - scarico	44.192 kW	3°sp - scarico	53.482 kW	5°sp - 6°sp	42.369 kW
				6°sp - 7°sp	28.202 kW
				7°sp - scarico	29.747 kW
Totale AP	96.305 kW	Totale MP	99.948 kW	Totale BP	137.633 kW

La potenza totale è quindi: $(96.305+99.948+137.633) \text{ kW} = 333.886 \text{ kW}$.

Sottraendo le perdite di turbina (4,5 MW) si ottiene la potenza utile:

$$(333.886 - 4.500) \text{ kW} = \mathbf{329.386 \text{ kW}}$$

Il grafico sottostante mostra il contributo di ciascuno dei tre cilindri alla potenza totale:



Per ricavare la potenza immessa in rete bisogna considerare il rendimento dell'alternatore (98,5%) e i consumi dei servizi ausiliari (pari al 5% della potenza generata dall'alternatore).

Potenza uscita turbina	329.386 kW
Potenza ai morsetti alternatore	324.446 kW
Potenza ausiliari	16.222 kW
Potenza alla rete	308.223 kW

I valori della potenza termica ceduta al fluido nelle varie parti del generatore di vapore sono i seguenti:

Caldia	
Economizzatore, Evaporatore, Surriscaldatore	601.641 kW
Risurriscaldatore	116.166 kW
Totale $\dot{Q}_{IN,CICLO}$	717.808 kW

Il rendimento del generatore di vapore è pari al 94%, per cui la potenza termica derivante dalla combustione risulta:

$$\dot{Q}_{IN} = \frac{717.808}{0,94} kW = 763.625 kW$$

Si può ora calcolare il rendimento del ciclo:

$$\eta_{CICLO} = \frac{P_{TOT,TURBINA}}{\dot{Q}_{IN,CICLO}} = \frac{333.886 kW}{717.808 kW} = 46,5\%$$

Il rendimento netto risulta:

$$\eta_{NETTO} = \frac{P_{RETE}}{\dot{Q}_{IN}} = \frac{308.223 kW}{763.625 kW} = 40\%$$

Il consumo specifico del ciclo è $1829,79 \text{ kcal/kWh}$.

Il consumo specifico netto del gruppo è 2150 kcal/kWh .

Configurazione Ripotenziata con Turbina a Gas

Il ripotenziamento è stato eseguito secondo lo schema unfired con preriscaldamento dell'acqua alimento. In questo caso i gas caldi scaricati dalla turbina a gas vanno a riscaldare l'acqua alimento, mentre le valvole degli spillamenti di alta pressione sono chiuse.

Nella tabella sono riportati i valori di pressione, temperatura ed entalpia dei punti significativi del ciclo.

Ciclo vapore		Temperatura	Pressione	Entalpia
SH uscita caldaia	1	538,00 °C	170,00 bar	3.393,51 kJ/kg
Scarico AP	2	325,00 °C	37,75 bar	3.037,00 kJ/kg
Ingresso MP	4	538,00 °C	34,00 bar	3.537,24 kJ/kg
4° spillamento	6	316,00 °C	7,24 bar	3.095,00 kJ/kg
5° spillamento	8	222,00 °C	2,60 bar	2.913,00 kJ/kg
Drenaggio 5° spillamento	18	93,80 °C	2,60 bar	392,10 kJ/kg
6° spillamento	9	107,00 °C	0,76 bar	2.693,00 kJ/kg
Drenaggio 6° spillamento	19	70,40 °C	0,76 bar	294,28 kJ/kg
7° spillamento	10	68,30 °C	0,29 bar	2.539,49 kJ/kg
Drenaggio 7° spillamento	20	64,70 °C	0,29 bar	270,46 kJ/kg
Scarico turbina BP	11	34,15 °C	0,05 bar	2.366,42 kJ/kg
Ciclo acqua - alimento				
Riscaldatore 1, in	7	34,00 °C		142,38 kJ/kg
Riscaldatore 2, in	21	65,40 °C		273,39 kJ/kg
Riscaldatore 3, in	22	88,80 °C		371,20 kJ/kg
Degasatore, in	23	125,10 °C		524,20 kJ/kg
Degasatore, out	16	166,50 °C		713,56 kJ/kg
Economizzatore, in	30	300,00 °C		1.335,00 kJ/kg

Le nuove portate si calcolano ipotizzando di voler mantenere uguale alla configurazione tradizionale il valore della potenza all'albero della turbina.

Il sistema è perciò costituito da un'equazione relativa alla potenza all'asse di turbina e da quattro bilanci energetici al degasatore e ai 3 riscaldatori di bassa pressione.

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{TV} = m_1(H_1 - H_2) + m_1(H_4 - H_5) + (m_1 - m_5)(H_6 - H_8) + (m_1 - m_5 - m_8)(H_8 - H_9) + \\ \quad + (m_1 - m_5 - m_8 - m_9)(H_9 - H_{10}) + (m_1 - m_5 - m_8 - m_9 - m_{10})(H_{10} - H_{11}) \\ (m_1 - m_5)H_{23} + m_5 H_5 = m_1 H_{16} \\ m_8 H_8 + (m_1 - m_5)H_{22} = (m_1 - m_5)H_{23} + m_8 H_{18} \\ m_9 H_9 + (m_1 - m_5)H_{21} + m_8 H_{18} = (m_1 - m_5)H_{22} + (m_9 + m_8)H_{19} \\ (m_9 + m_8)H_{19} + m_{10} H_{10} + (m_1 - m_5)H_7 = (m_8 + m_9 + m_{10})H_{20} + (m_1 - m_5)H_{21} \end{array} \right.$$

Risolviendo il sistema si ottengono le seguenti portate:

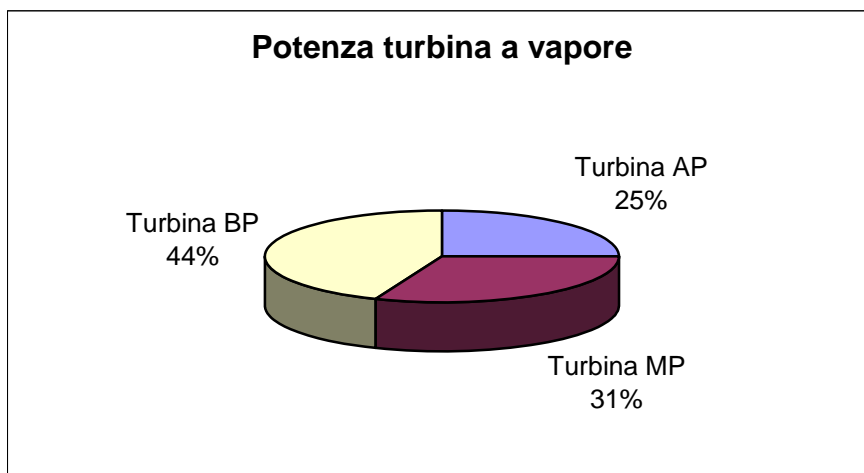
$$\begin{array}{ll} m_1 & 234,758 \text{ kg/s} \\ m_5 & 17,292 \text{ kg/s} \\ m_8 & 13,199 \text{ kg/s} \\ m_9 & 8,330 \text{ kg/s} \\ m_{10} & 12,330 \text{ kg/s} \end{array}$$

Conoscute le portate ed entalpie in tutti i punti del ciclo, la potenza sviluppata da ognuno dei cilindri di alta, media e bassa pressione si ricava dal salto entalpico per la portata di vapore che attraversa i singoli stadi.

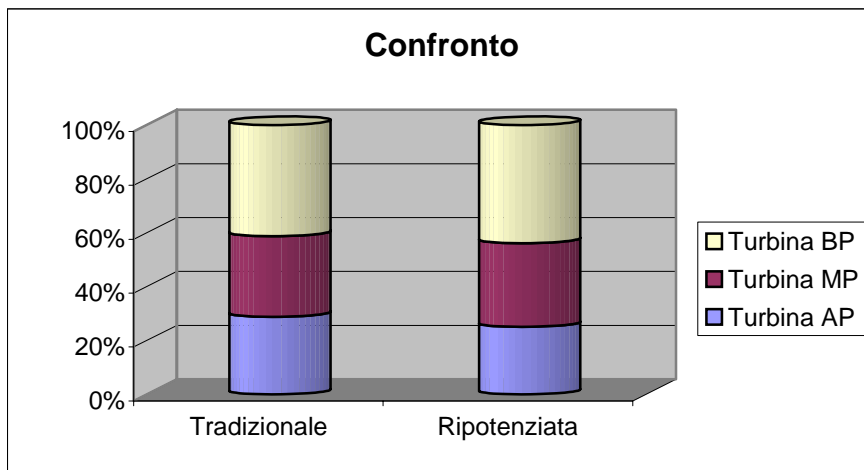
La tabella riporta le potenze generate:

Turbina AP		Turbina MP		Turbina BP		Totale
83.692 kW		103.819 kW		ingresso - 5°sp	39.579 kW	
				5°sp - 6°sp	44.939 kW	
				6°sp - 7°sp	30.078 kW	
				7°sp - scarico	31.777 kW	
Totale AP	83.692 kW	Totale MP	103.819 kW	Totale BP	146.373 kW	333.885 kW
						329.385 kW

Il grafico sottostante mostra il contributo di ciascuno dei tre cilindri alla potenza totale:



Il grafico seguente mostra la differenza di potenza generata da ciascuno dei tre cilindri nella configurazione tradizionale e in quella ripotenziata.



Per ricavare la potenza immessa in rete bisogna considerare il rendimento dell'alternatore (98,5%) e i consumi degli ausiliari (5% della potenza generata dall'alternatore).

Potenza ai morsetti alternatore	324.446 kW
Potenza ausiliari	16.222 kW
Potenza alla rete	308.223 kW

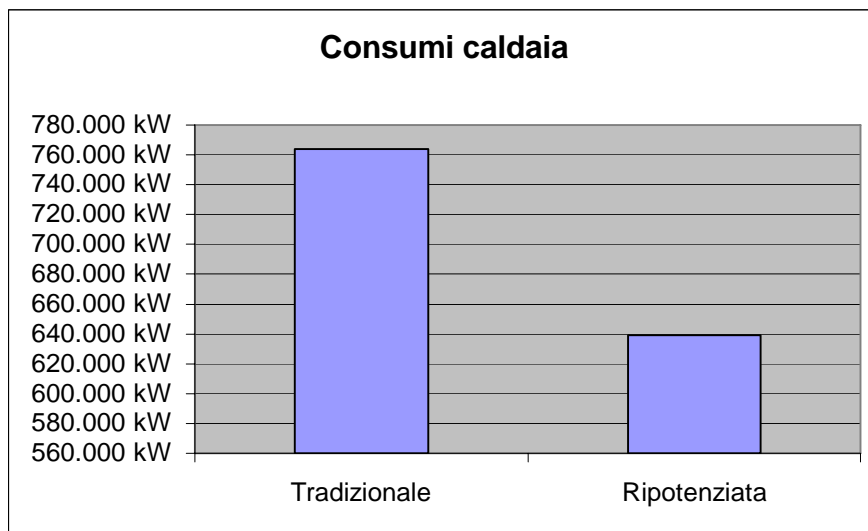
I valori della potenza termica ceduta al fluido nelle varie parti del generatore di vapore sono i seguenti:

Caldia	
Economizzatore, Evaporatore, Surriscaldatore	483.251 kW
Risurriscaldatore	117.435 kW
Potenza termica totale	600.686 kW

Il rendimento del generatore di vapore è del 94%, da cui:

$$\dot{Q}_{IN} = 639.028 \text{ kW}$$

Il grafico mostra la riduzione dei consumi in caldaia in seguito al ripotenziamento:



La turbina a gas installata sviluppa una potenza elettrica di 120.000 kW, con un rendimento del 32% cui corrisponde una potenza termica entrante di 375.000 kW.

Il bilancio energetico della centrale può essere così riassunto:

	Gruppo a vapore	Turbina a gas	Totale
P_{rete}	308.222 kW	120.000 kW	428.222 kW
Q_{IN}	639.028 kW	375.000 kW	1.014.028 kW

Da cui si ricava il rendimento netto in assetto ripotenziato:

$$\eta_{NETTO} = \frac{P_{TOT,RETE}}{\dot{Q}_{TOT,IN}} = 0,42$$

Il consumo specifico netto della sezione ripotenziata sarà dunque:

$$c.s. = \frac{860}{0,42} = 2047,62 \frac{kcal}{kWh}$$