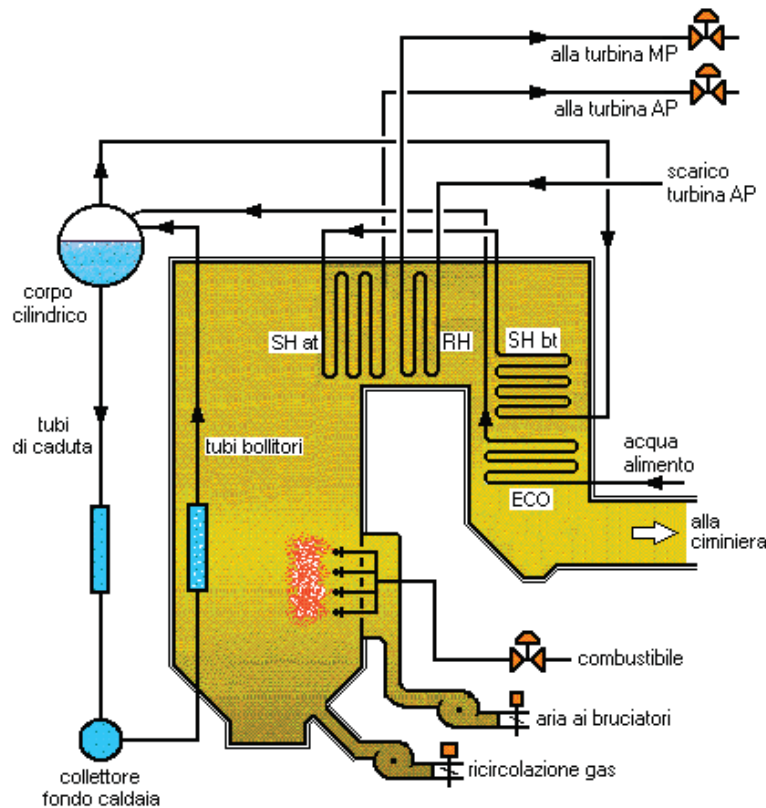


Esercitazione 3**Rendimento di un generatore di vapore**

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 (H<sub>2</sub>) % in peso
- zolfo (S) % in peso
- ossigeno (O<sub>2</sub>) % in peso
- azoto (N<sub>2</sub>) % in peso
- acqua (H<sub>2</sub>O) % in peso
- ceneri % in peso
- potere calorifico inferiore (p.c.i.)

### *Analisi dei gas combusti*

- O<sub>2</sub> uscita preriscaldatori aria % in volume
- CO<sub>2</sub> 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 surriscaldato<sup>2</sup>, pari a 0,45 kcal/kg °C.

<sup>2</sup> 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  $15^\circ\text{C}$  l'aria sia satura di umidità<sup>3</sup>.

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)<sup>4</sup> e sottraendo il peso del combustibile<sup>5</sup>.

Si ottiene così:

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

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

<sup>3</sup> A  $15^\circ\text{C}$  l'aria satura di umidità contiene 0,013 kg di acqua per ogni kg di aria.

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

<sup>5</sup> 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.

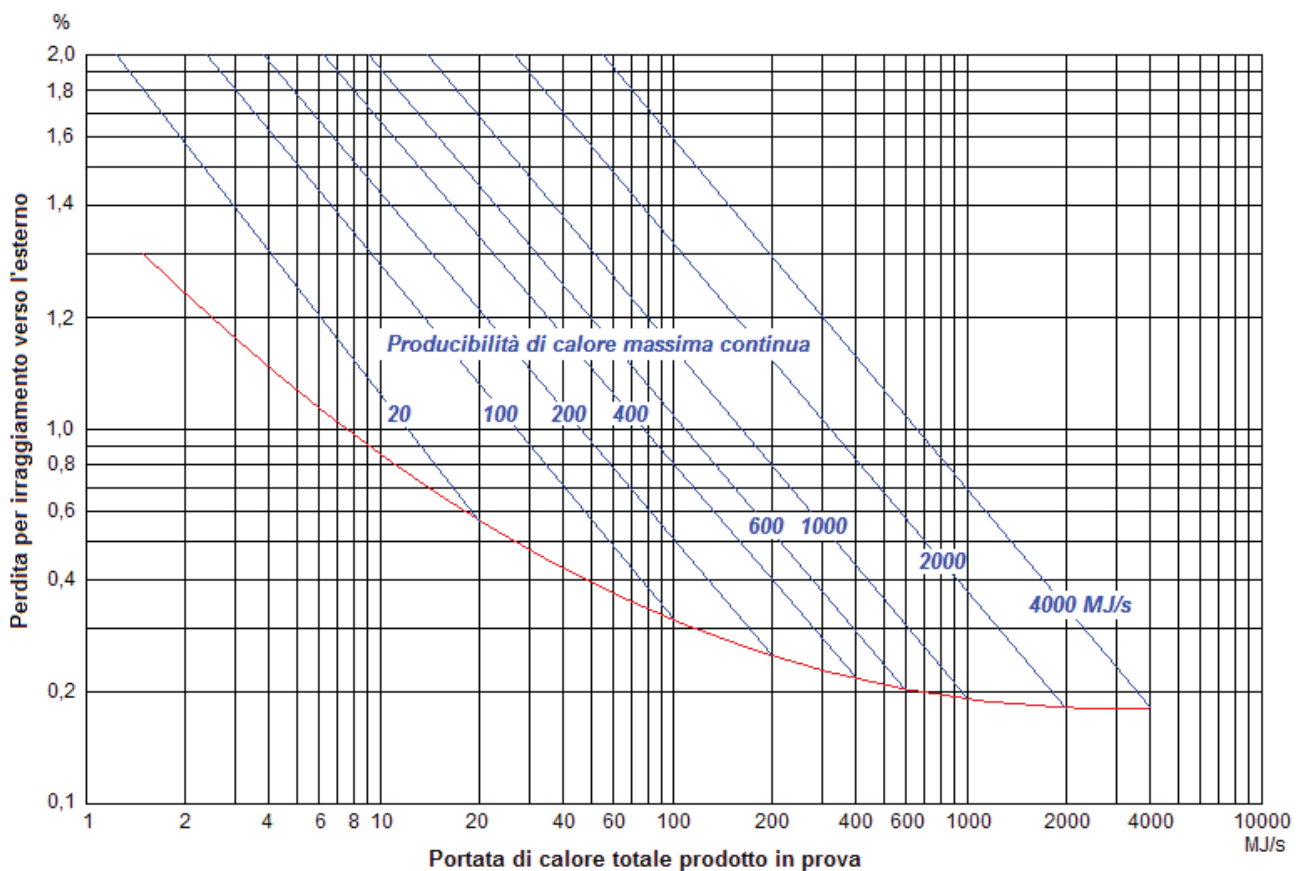
Per esprimerle in % delle calorie del combustibile bruciato occorre dividerle per il potere calorifico inferiore e moltiplicarle per 100.

## 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 misurare<sup>6</sup>.

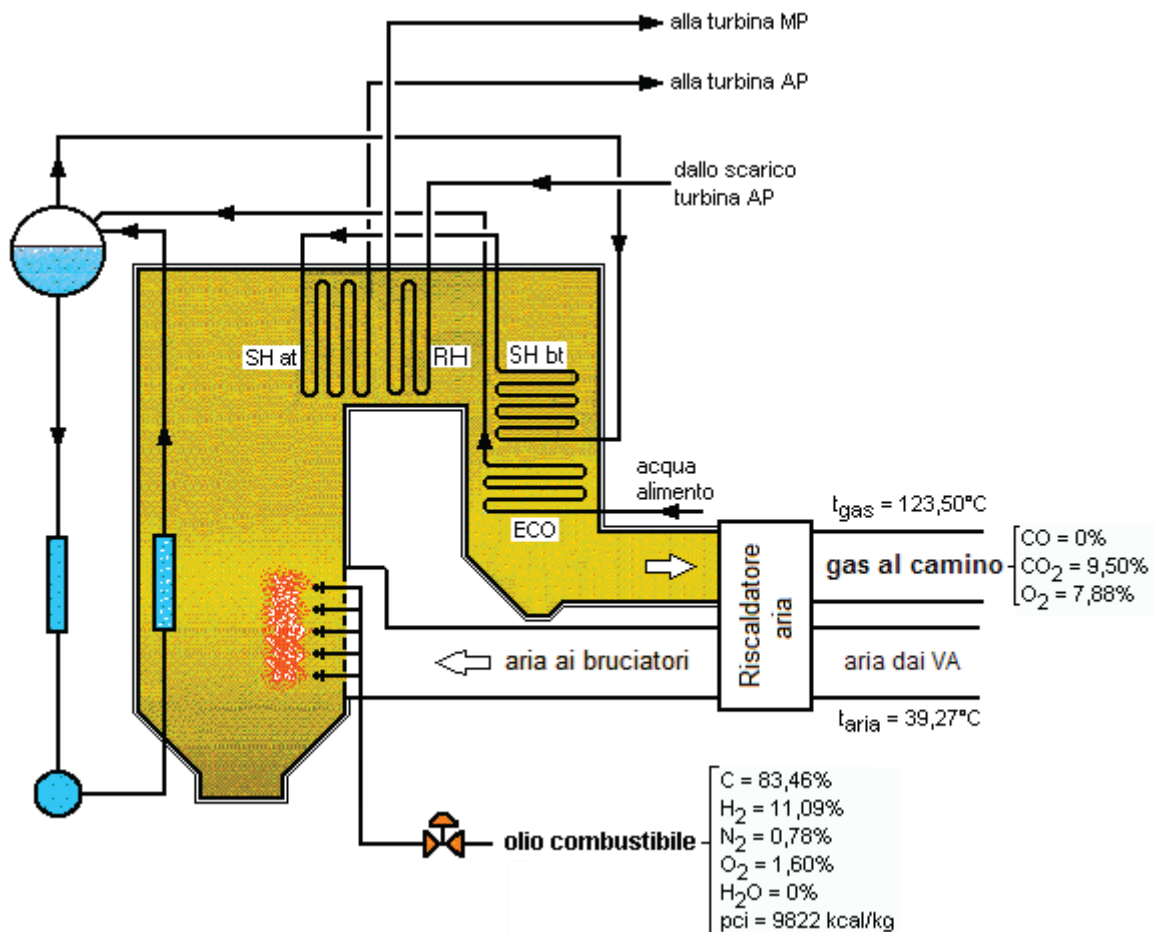
---

<sup>6</sup> 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
- O<sub>2</sub> uscita Ljungstrom 7,88%
- CO<sub>2</sub> uscita Ljungstrom 9,50%
- CO uscita Ljungstrom 0%
- analisi olio combustibile:

C	83,46%
H <sub>2</sub>	11,09%
S	3,07%
O <sub>2</sub>	1,60%
N <sub>2</sub>	0,78%
H <sub>2</sub> 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

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

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

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

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

<sup>7</sup> 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  $1 \text{ Sm}^3$  di gas e rapportate al potere calorifico inferiore del combustibile espresso in  $\text{kcal/Sm}^3$ .

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:

$\text{CH}_4$ (metano)	% in volume
$\text{C}_2\text{H}_6$ (etano)	% in volume
$\text{C}_3\text{H}_8$ (propano)	% in volume
$\text{C}_4\text{H}_{10}$ (butano)	% in volume
$\text{N}_2$	% in volume
CO	% in volume
$\text{CO}_2$	% in volume
pci ( $\text{kcal/Sm}^3$ a $15^\circ\text{C}$ e $1,01325 \text{ bar}$ )	
densità ( $\text{kg/Sm}^3$ )	

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

$\text{O}_2$	% in volume
$\text{CO}_2$	% 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 vale<sup>8</sup>:

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

<sup>8</sup> I coefficienti di  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6$ ,  $\text{C}_3\text{H}_8$  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:

$\text{CH}_4$	$12/16 = 0,75$
$\text{C}_2\text{H}_6$	$24/30 = 0,80$
$\text{C}_3\text{H}_8$	$36/44 = 0,818$
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 espressione<sup>9</sup>:

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

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

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.

---

<sup>9</sup>  $H_2$  in  $CH_4$ :  $\frac{8,936 \cdot 4}{12 + 4} = 2,25$

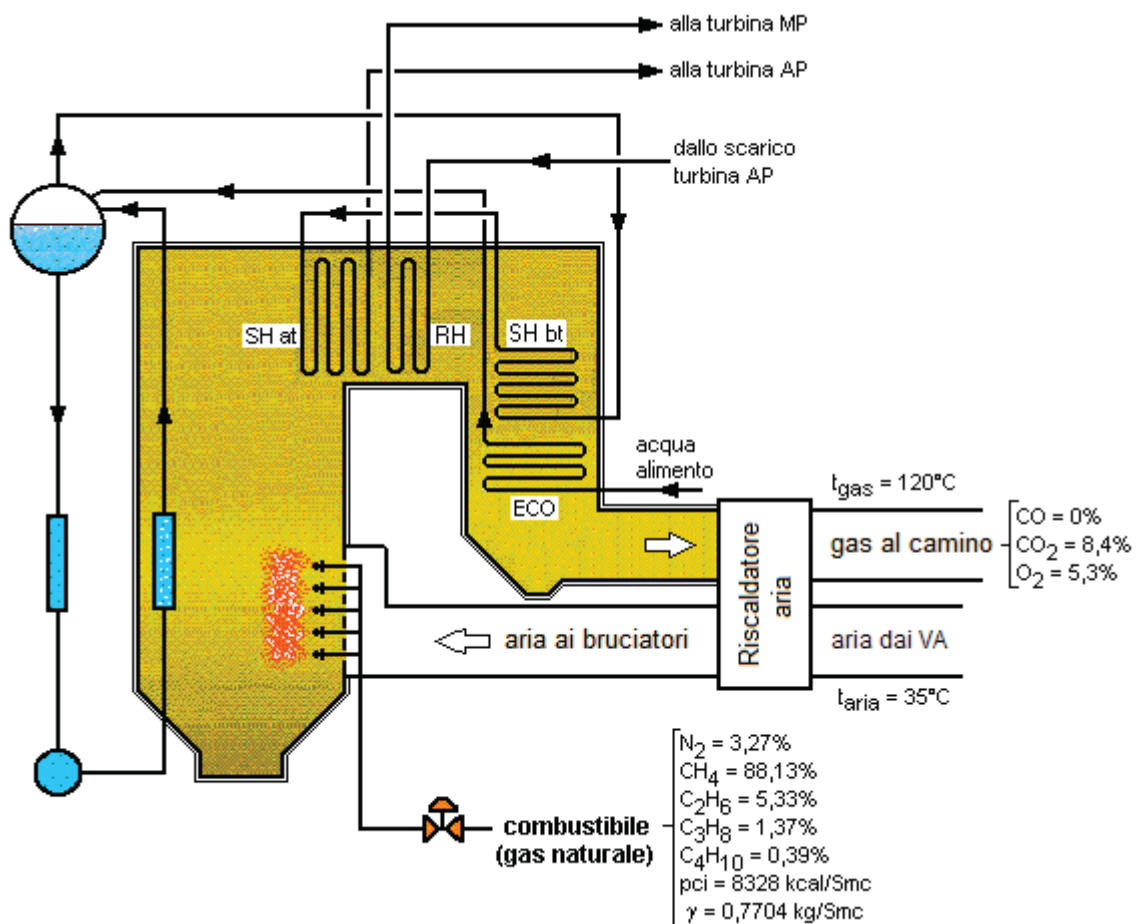
$H_2$  in  $C_2H_6$ :  $\frac{8,936 \cdot 6}{12 + 12 + 6} = 1,8$

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

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
- O<sub>2</sub> uscita Ljungstrom 5,3%
- CO<sub>2</sub> uscita Ljungstrom 8,4%
- CO uscita Ljungstrom 0%
- analisi olio combustibile:

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



Risulta quindi:

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

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

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

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

essendo

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

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

Pertanto le perdite totali in valore percentuale risultano:

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

Il rendimento del generatore di vapore sarà quindi:

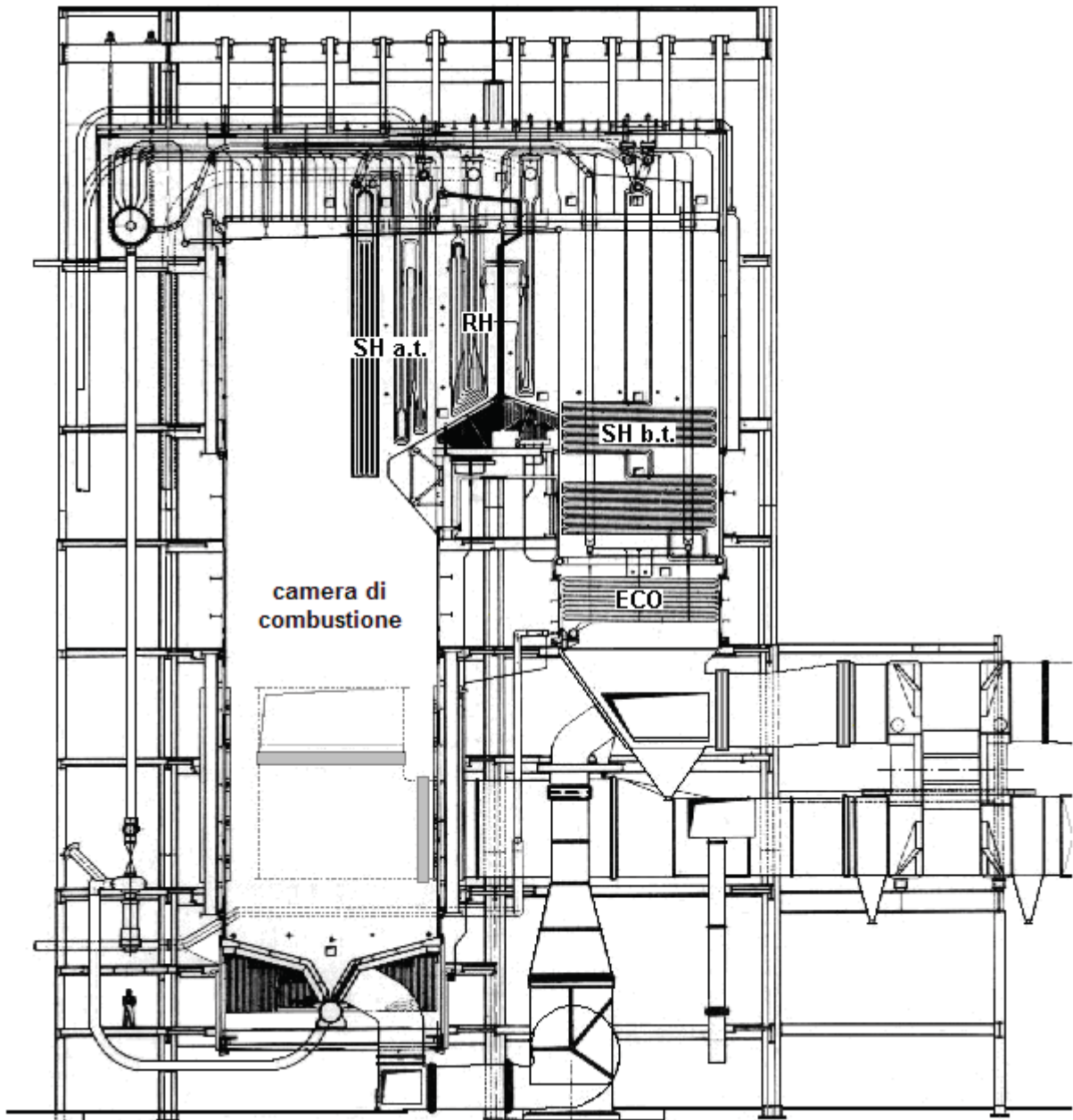
$$\text{Rendimento del generatore di vapore} = (100 - 4,99)\% = 95,01\%$$

<sup>10</sup> 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  $\eta_{cald}$  mediante la formula:

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

da cui

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

$\eta_{cald}$	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
$\alpha$	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/m<sup>2</sup>·h.

Quindi la superficie dell'evaporatore in m<sup>2</sup> 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:

$\alpha_t$  è il coefficiente di trasmissione fumi-tubo-fluido (circa 80 kcal/m<sup>2</sup>·h·°C)

$\Delta t_m$  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:

$\alpha_t$  è il coefficiente di trasmissione fumi-tubo-fluido (circa 60 kcal/m<sup>2</sup>·h·°C)

$\Delta t_m$  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/m<sup>2</sup>·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

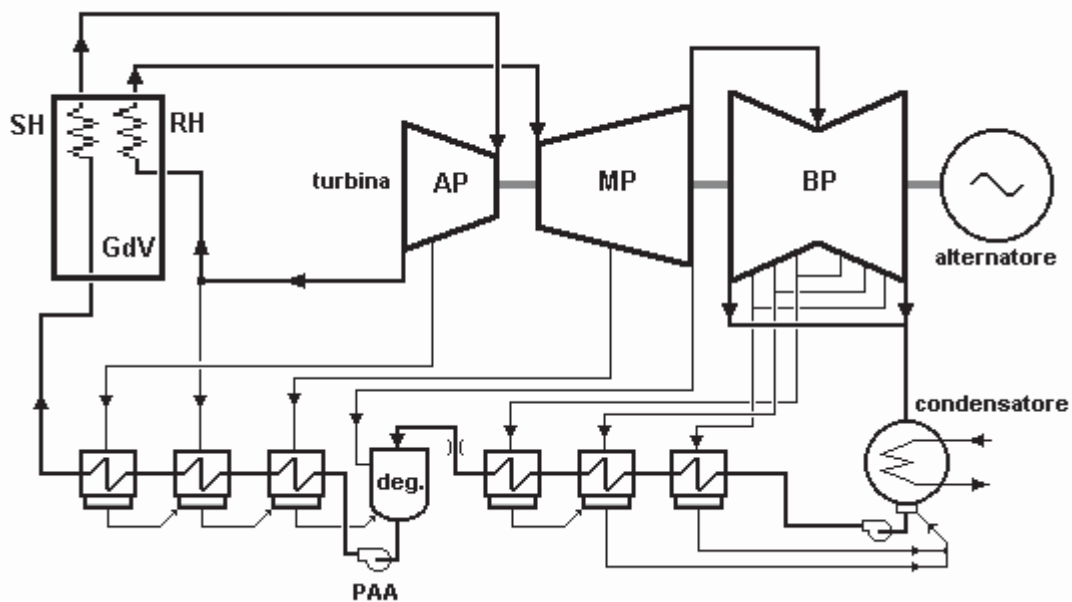
$h_a$  è l'entalpia dell'acqua alimento all'ingresso economizzatore

### 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:

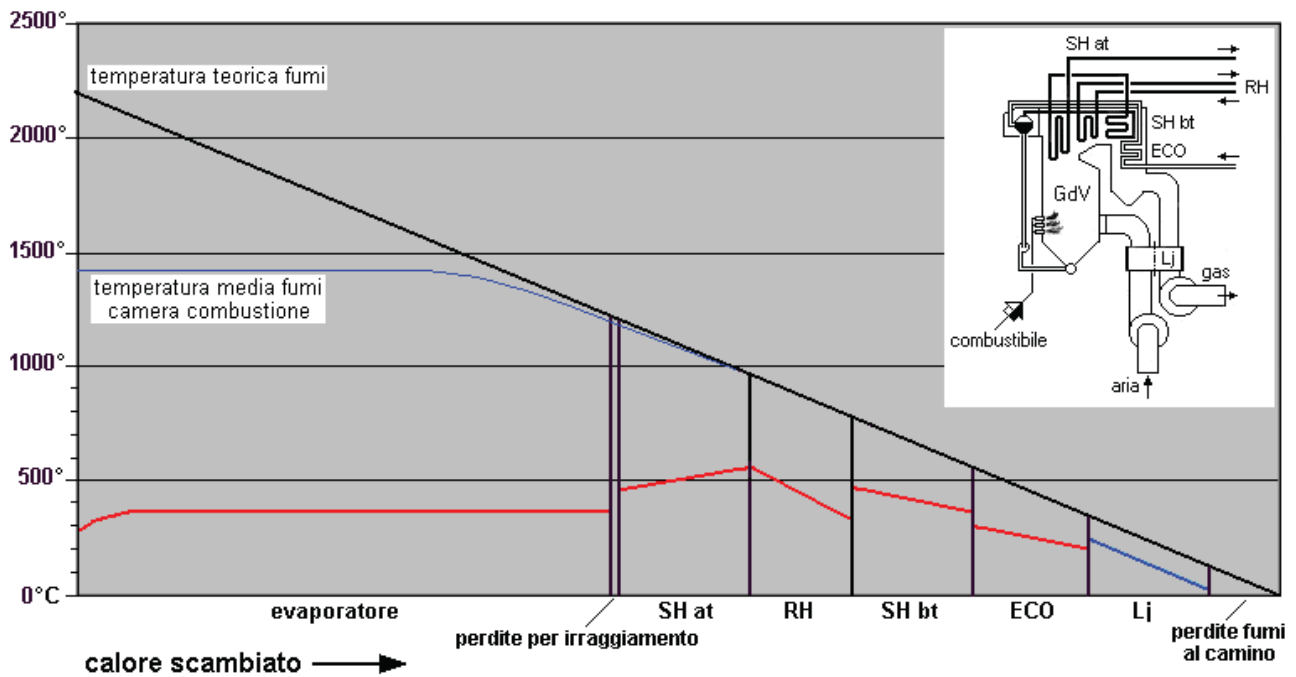
	Pressione [ata]	Temperatura [°C]	Entalpia [kcal/kg]	Portata relativa [%]
Vapore SH ammissione turbina	170	538	811,8	100%
Vapore 1° spillamento				10%
Vapore scarico turbina AP (RH freddo)	37,7		725,6	
Vapore 2° spillamento (RH freddo)				8%
Vapore ingresso turbina MP (RH caldo)	34	538	844,5	82%
Vapore 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



$\Delta t$  medio al surriscaldatore a.t. a convezione

450°C

$\Delta t$  medio al risurriscaldatore

350°C

$\Delta t$  medio al surriscaldatore b.t.

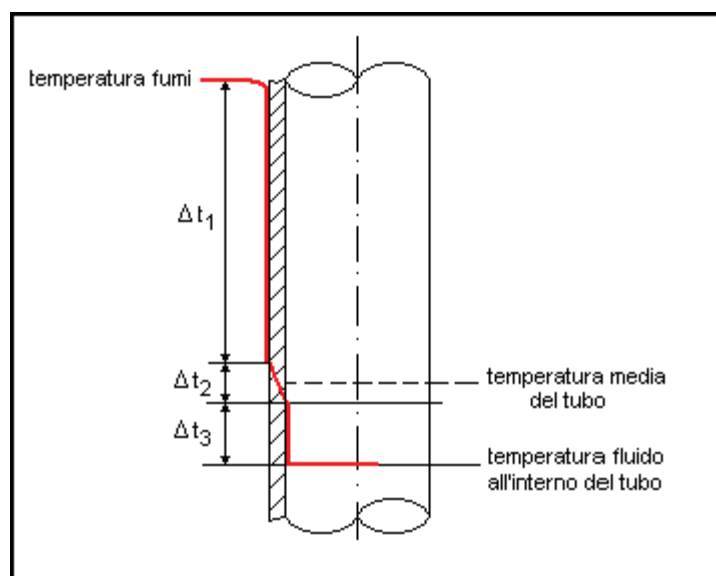
280°C

$\Delta t$  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:

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

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

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

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

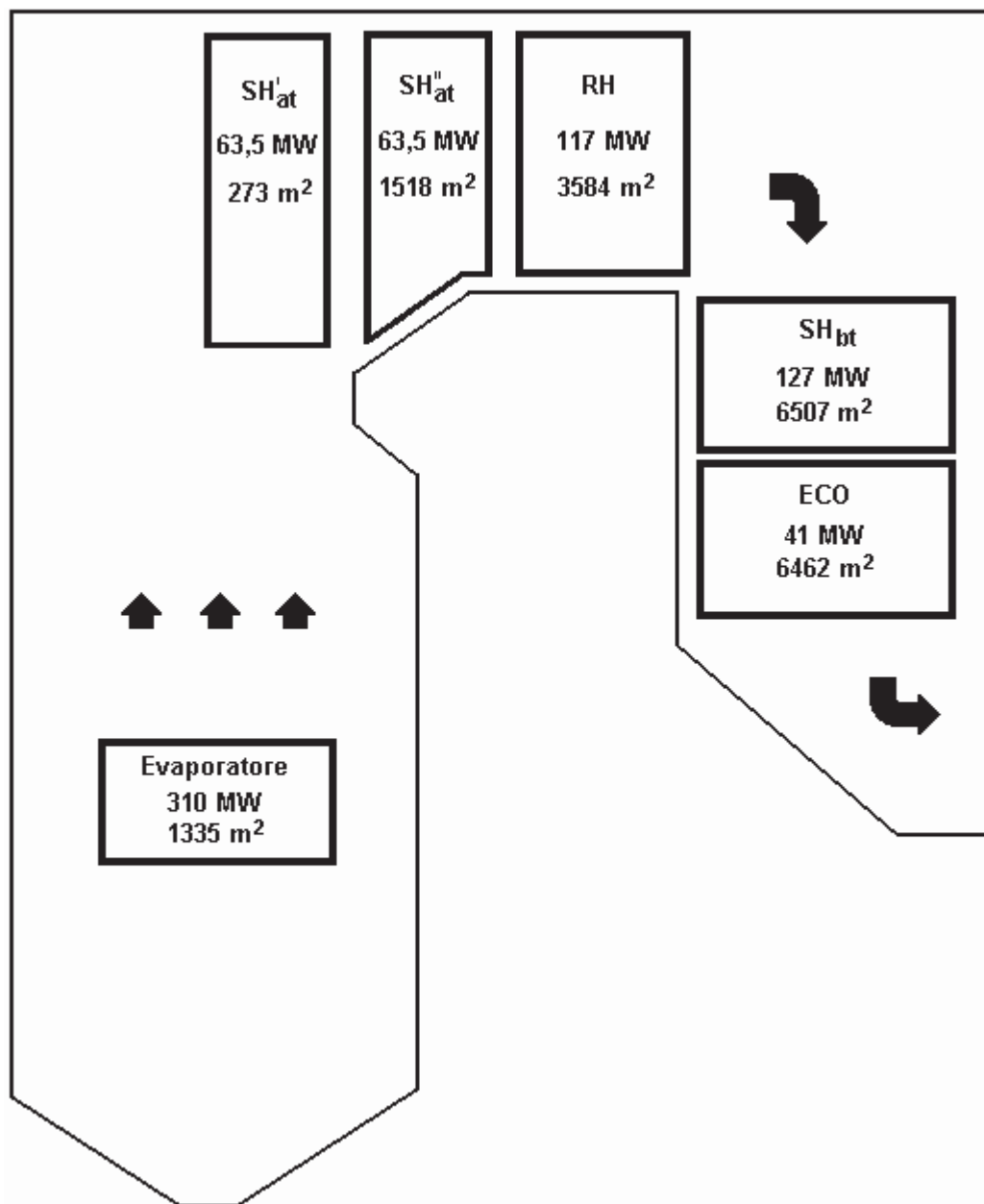
$$S_{SHbt} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{\alpha_t \cdot \Delta t_m} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(811,8 - 599,4) \cdot 1.029.380}{60 \cdot 280} m^2 \cong 6.507 m^2$$

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

per una superficie totale di circa 20.000 m<sup>2</sup>.

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 <sup>2</sup>
D <sub>e</sub>	diametro esterno in mm
k	sollecitazione massima ammissibile in kg/mm <sup>2</sup> 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 viscoso<sup>11</sup>). 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  $\sigma_R$  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.

<sup>11</sup> 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  $\sigma$  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 carbone<sup>12</sup>**

**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.

---

<sup>12</sup> 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.

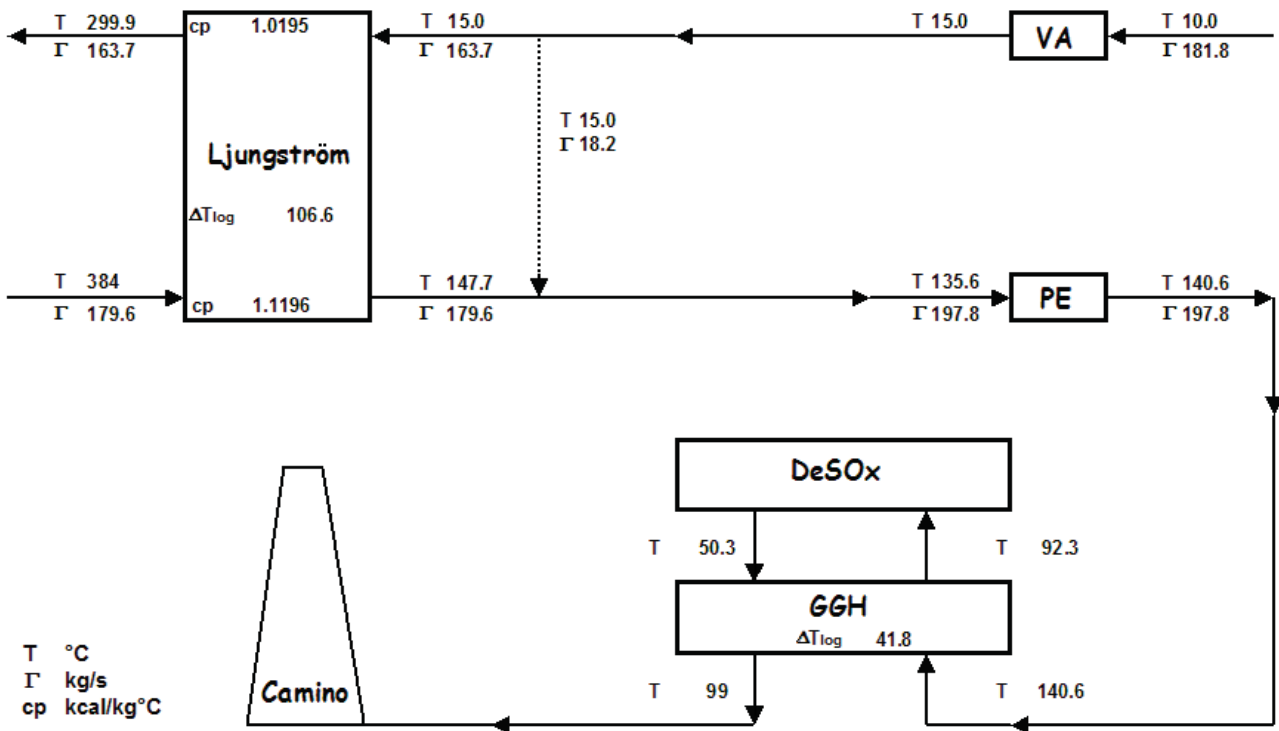
Tipo di impianto	Centrale termoelettrica a carbone
Potenza elettrica	340 MW
Combustibile	Carbone
Potere calorifico inferiore (pci)	6150 kcal/kg
Potenza ausiliari	32,6 MW
Consumo specifico	2295,59 kcal/kWh
Portata combustibile	114,74 t/h (pari a 15,936 kg/s per il singolo ramo)
Rapporto stechiometrico	8,63
Eccesso aria	19% (pari a 4% di O <sub>2</sub> 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 ( $\Delta T$ 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
$\Delta T$ 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/°C]
Riscaldatore aria/fumi (Ljungström)	446
Riscaldatore gas/gas (GGH)	246,6



<sup>13</sup> UA [kW/°C] è definito dalla relazione:  $\Delta W = UA \cdot \Delta T_{log}$

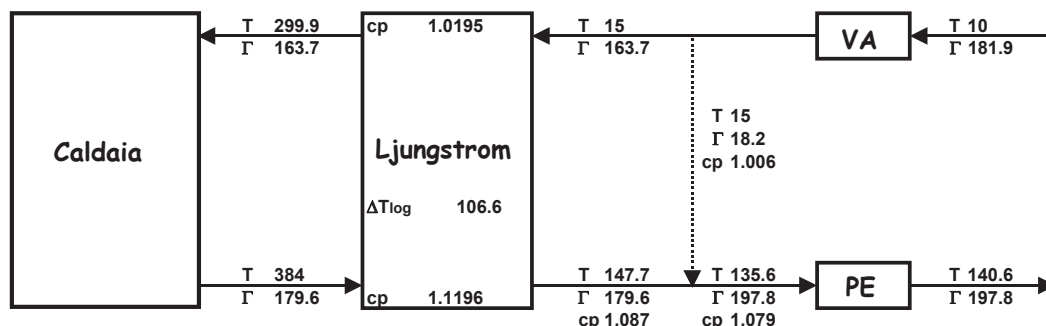
### 3. CALCOLO PRESTAZIONI DEL RECUPERATORE (RASC)

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  $\mu\text{m}$ . 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.

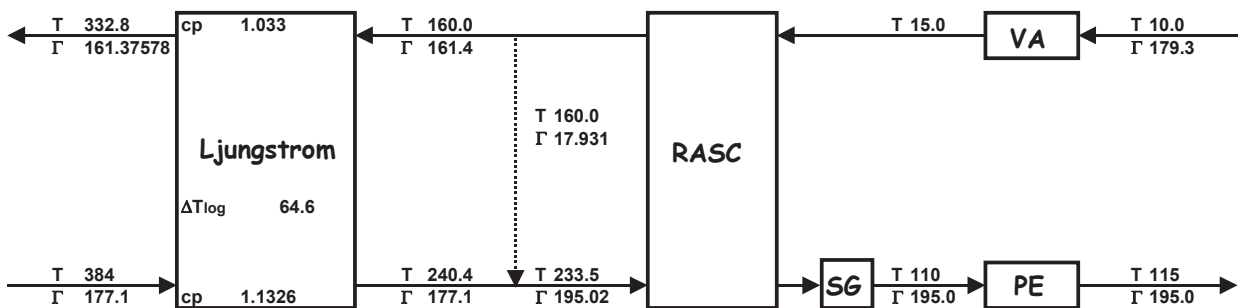
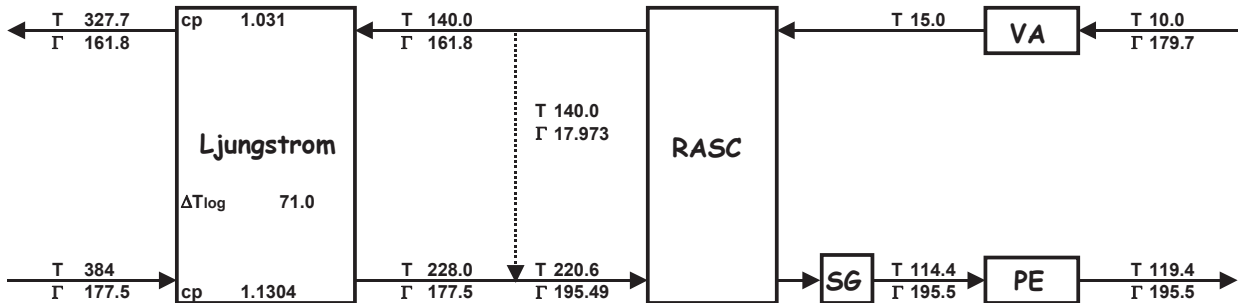
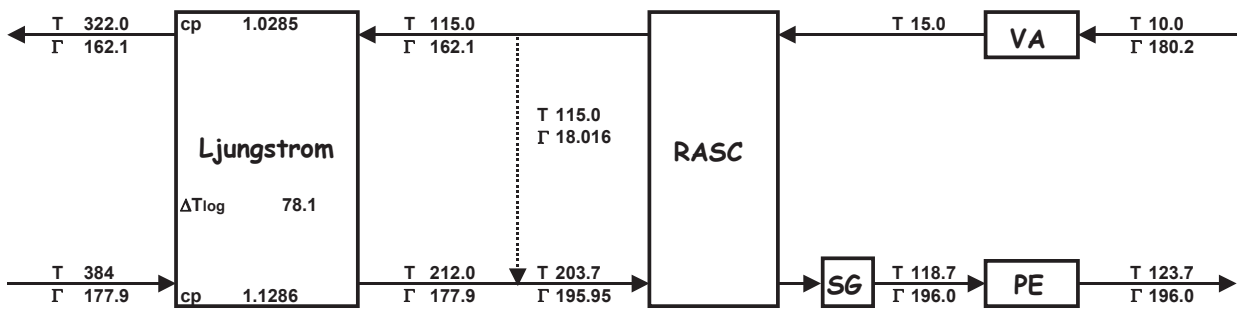
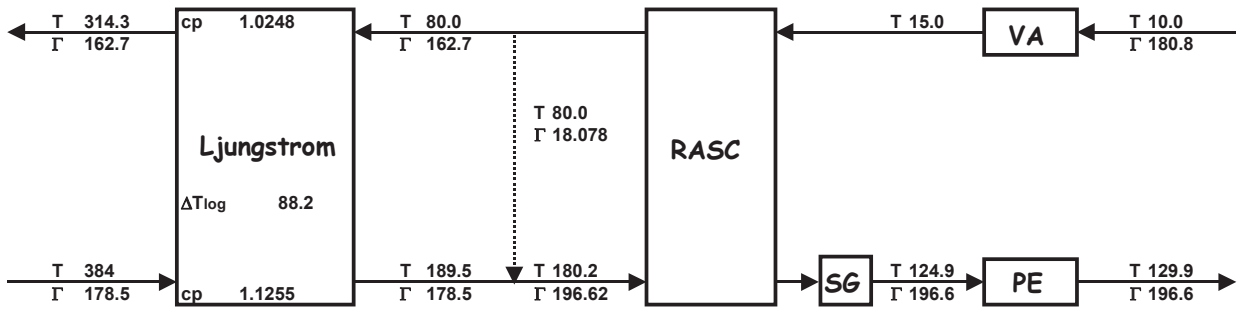
Di seguito vengono ora riportati i risultati ottenuti ipotizzando l'utilizzo di scambiatori di dimensioni differenti, caratterizzati da un diverso grado di recupero termico sui fumi.

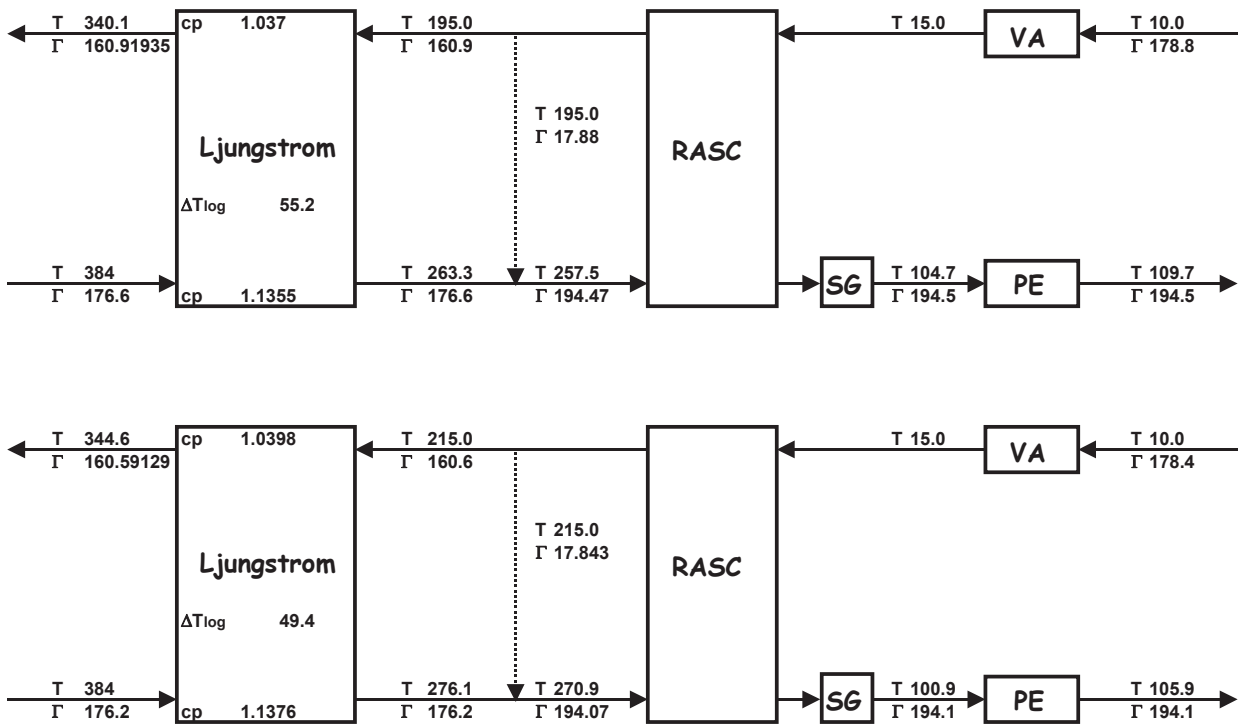
Per uniformare il calcolo si è ritenuto di mantenere invariata la configurazione dei recuperatori (del tipo a piastre non alettate operanti in controcorrente) variando la lunghezza delle piastre (in direzione del flusso di aria e fumi) e considerando costanti le dimensioni in larghezza e in altezza (rispettivamente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

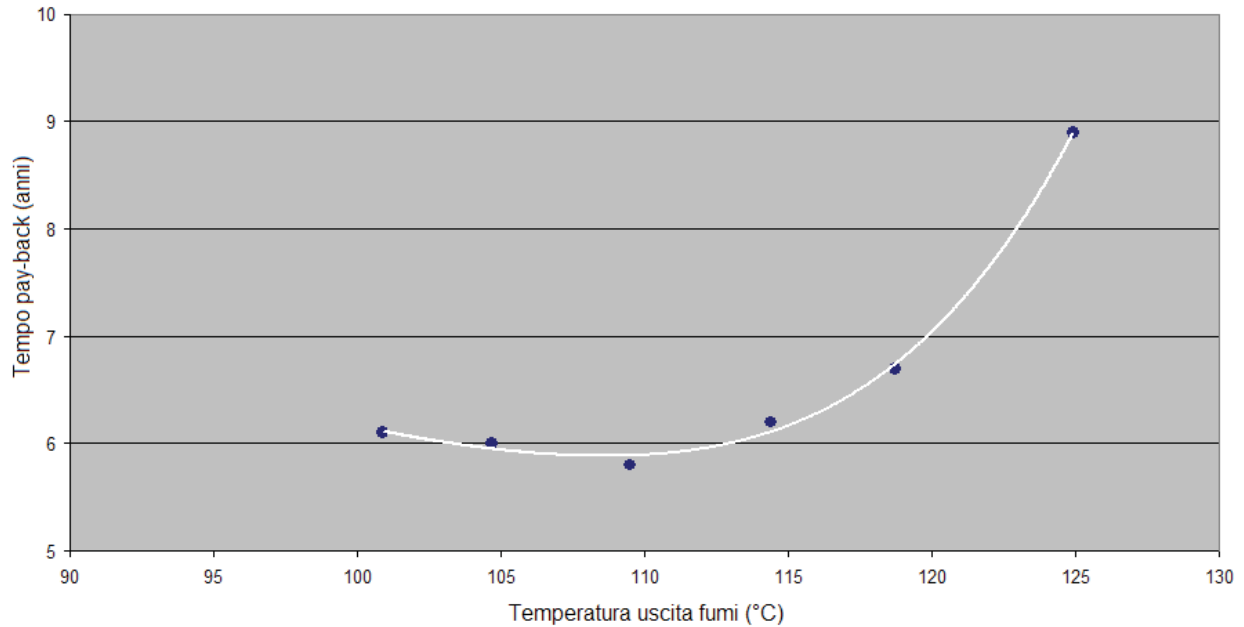
Il tempo di pay-back è stato calcolato dal VAN (valore attuale netto) considerando i flussi di cassa (investimento iniziale e risparmio annuo) ed un tasso di rivalutazione annuo del 4%.

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.

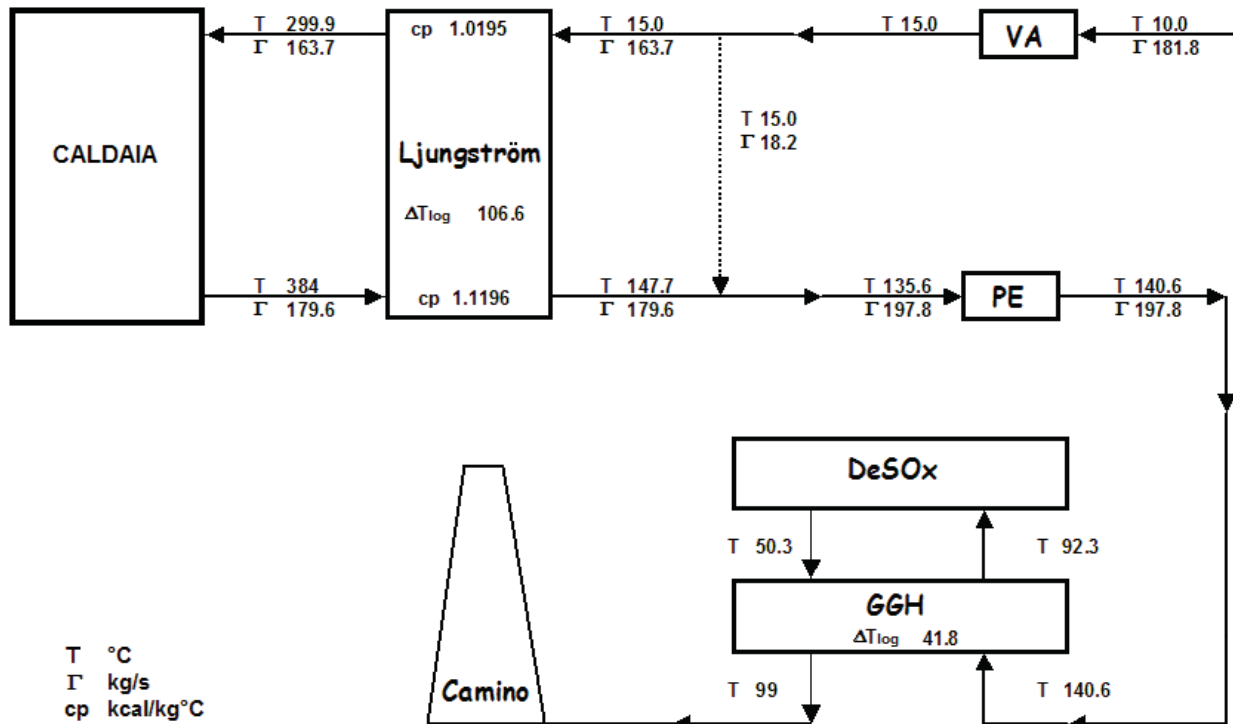
La scelta della condizione ottimale per l'impianto è d'altronde legata al corretto funzionamento dei componenti presenti (PE, GGH e DeSO<sub>x</sub>).



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.

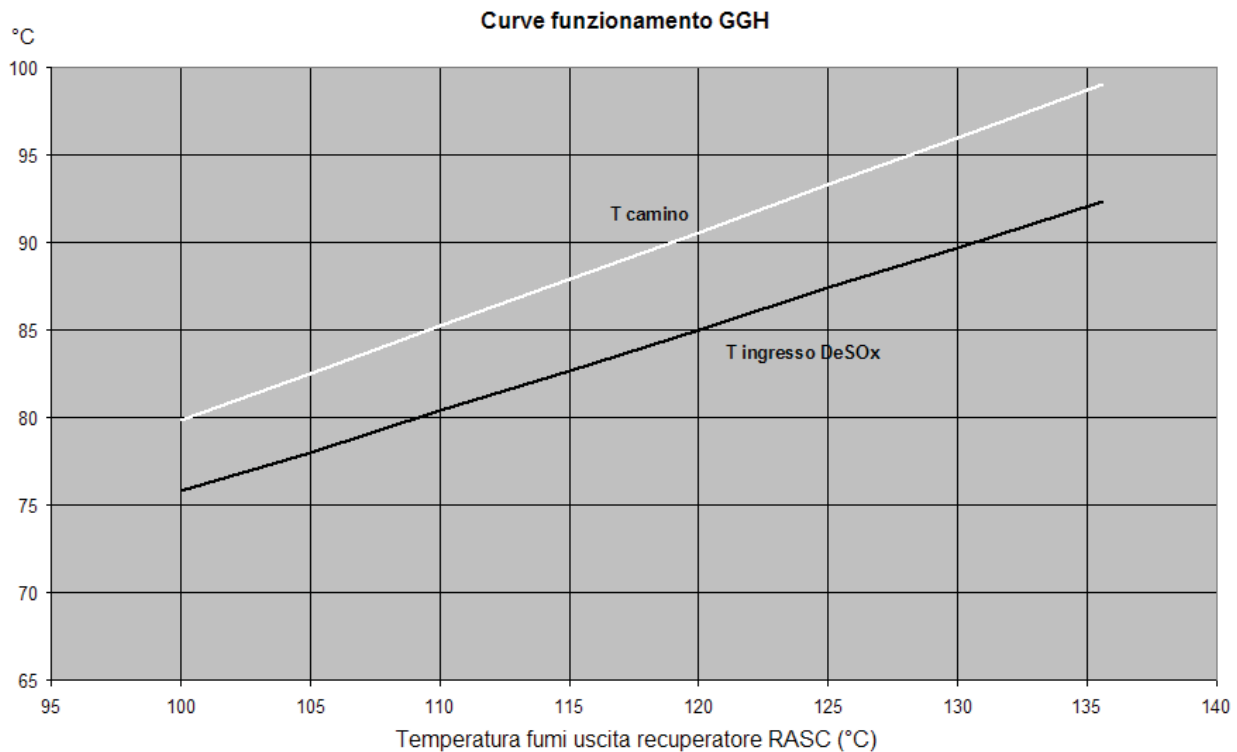
Per garantire un corretto funzionamento dell'impianto è necessario ora verificare il funzionamento del riscaldatore gas/gas (GGH) e del desolforatore (DeSOx) al variare della temperatura dei fumi.

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 desolforazione, 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

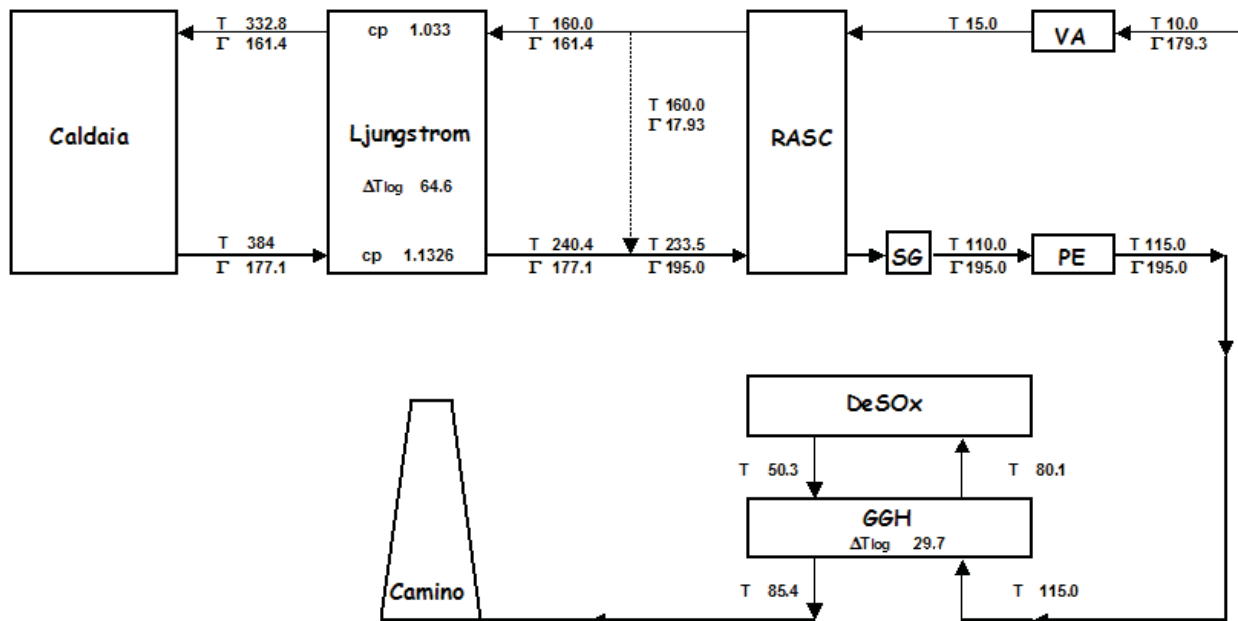
uscita dal RASC (si considera un incremento di temperatura di circa 5°C nel passaggio attraverso il PE) è riportato l'andamento della temperatura in ingresso DeSOx e della temperatura dei fumi al camino.

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  
TERMOLELETTICHE<sup>14</sup>***Indice*

<b>1</b>	<b>SOMMARIO .....</b>	<b>89</b>
<b>2</b>	<b>INTRODUZIONE .....</b>	<b>91</b>
<b>3</b>	<b>ANALISI DELLE POSSIBILI SOLUZIONI REALIZZATIVE.....</b>	<b>92</b>
3.1	RISCALDATORE A TUBI DI CALORE .....	92
3.2	RISCALDATORI A PIASTRE .....	93
<b>4</b>	<b>DIMENSIONAMENTO DEI RISCALDATORI .....</b>	<b>95</b>
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
<b>5</b>	<b>PRESTAZIONI DEI RISCALDATORI:</b>	
	<b>VALUTAZIONE DEL RISPARMIO ENERGETICO.....</b>	<b>103</b>
<b>6</b>	<b>VALUTAZIONI ECONOMICHE .....</b>	<b>105</b>
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
<b>7</b>	<b>CONCLUSIONI.....</b>	<b>110</b>

---

<sup>14</sup> 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 CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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

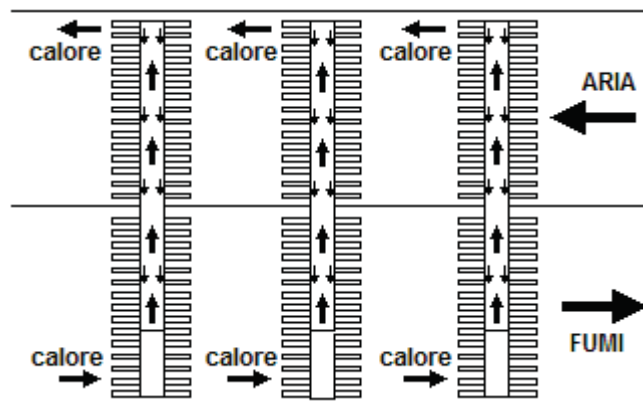
La realizzazione di un riscaldatore aria-fumi operante in regime di condensazione acida può venire effettuata utilizzando diverse tipologie di riscaldatore.

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

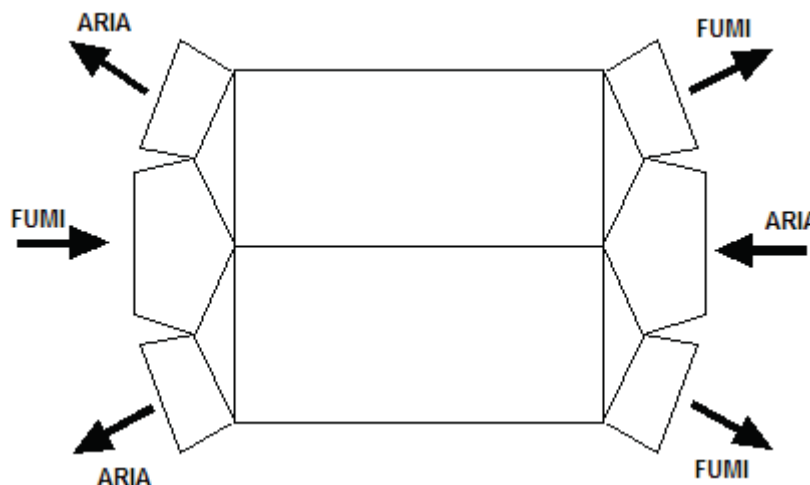
L'utilizzo di riscaldatori a piastre appare molto interessante in quanto permette la realizzazione di scambiatori compatti (sia in termini di peso che in termini di ingombri totali), facilmente realizzabili in officina ed assemblabili a blocchi in Centrale.

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 <sub>2</sub> )

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
$\Delta p$ aria totale [Pa]	1548,935
$\Delta p$ 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

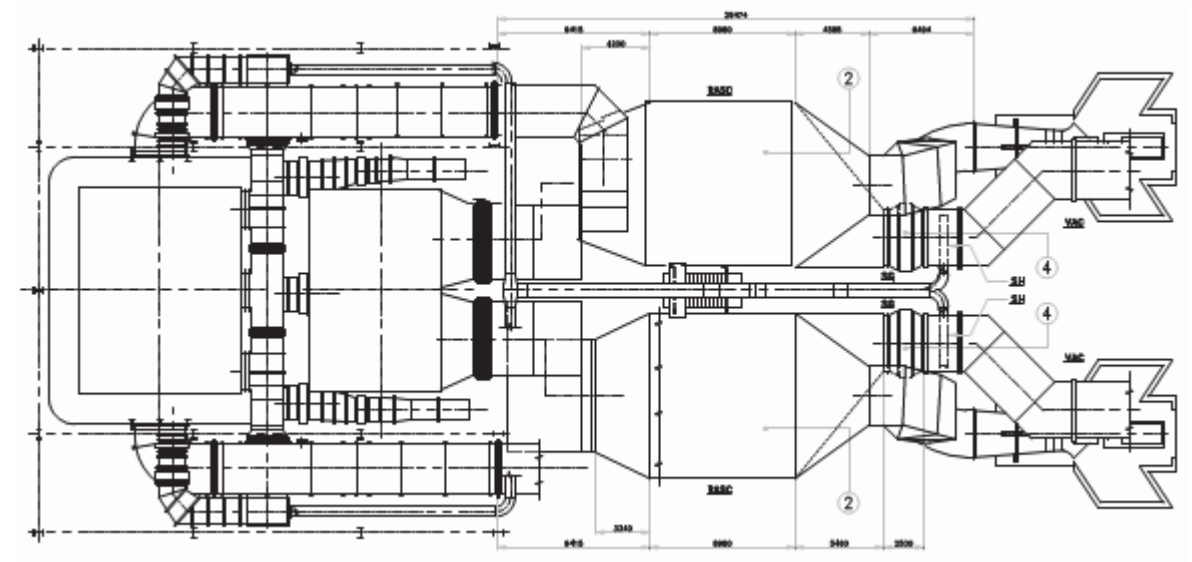
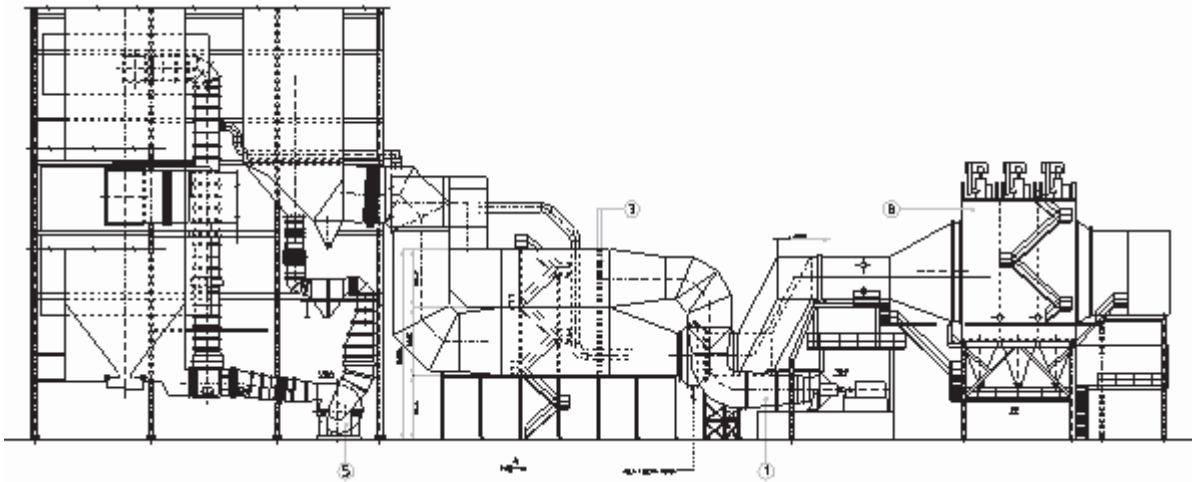
Da tale tabella è possibile estrarre alcuni dati che sono particolarmente interessanti al fine della futura scelta del riscaldatore e precisamente:

- 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
$\Delta p$ lato aria	6,98 mbar
$\Delta p$ lato fumi	3,13 mbar

**BLOCCO 2**

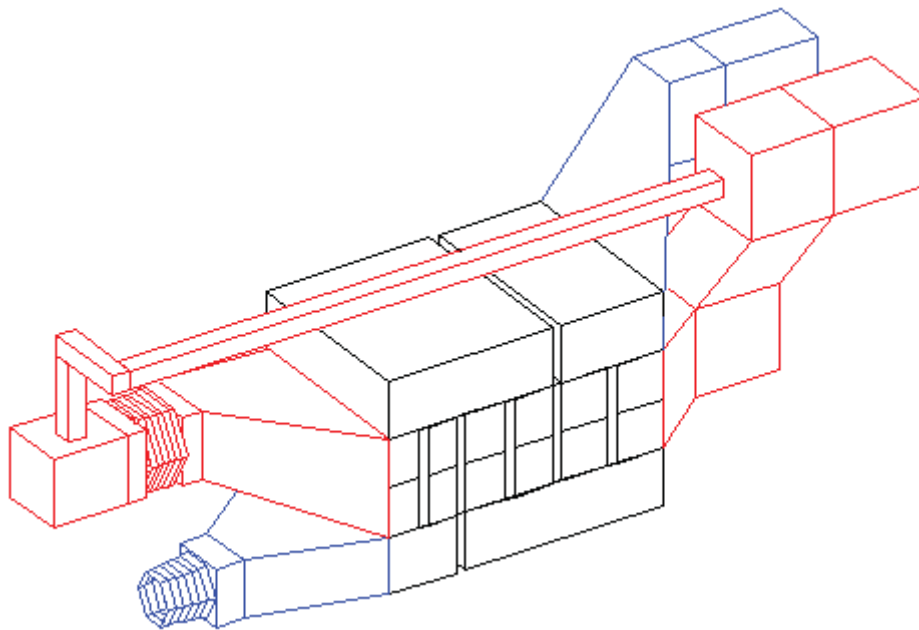
Lunghezza	3,8 m
Altezza	5 m
Larghezza	10 m
Peso piastre	116,75 tonnellate
T ingresso aria	135°C
T uscita aria	248,4°C
T ingresso fumi	290°C
T uscita fumi	191,1°C
$\Delta p$ lato aria	8,19 mbar
$\Delta p$ lato fumi	3,78 mbar

**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
$\Delta p$ lato aria	9,93 mbar
$\Delta p$ 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
$\Delta p$ lato aria	4,56 mbar
$\Delta p$ lato fumi	6,11 mbar

**BLOCCO 2**

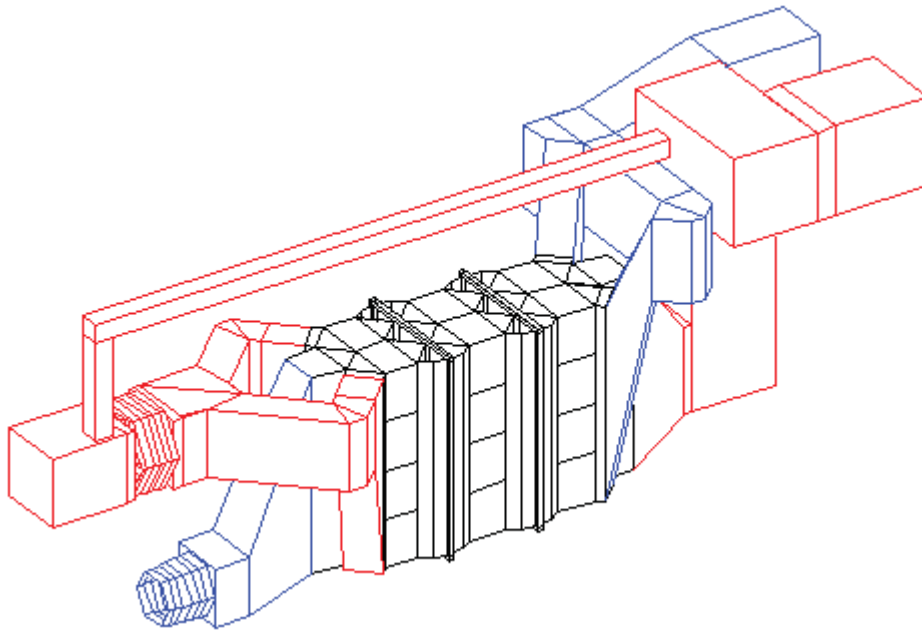
Lunghezza	2,5 m
Altezza	10 m
Larghezza	5 m
Peso piastre	93,47 tonnellate
T ingresso aria	129°C
T uscita aria	245,1°C
T ingresso fumi	287,6°C
T uscita fumi	186,2°C
$\Delta p$ lato aria	6,43 mbar
$\Delta p$ lato fumi	7,01 mbar

**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
$\Delta p$ lato aria	7,82 mbar
$\Delta p$ 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 O<sub>2</sub>. 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	
$\Gamma_{olio}$ [t/h]	67,34	66,18	67,27	66,14	67,3	66,1	67,27	66,13	
$\Delta W_{olio}$ (caldaia) [kW]		-13040		-12703		-13490		-12815	
$W_{aria}$ [kW]	3982	0	2770	0	1109	0	2263	0	
$\Gamma_{vapore}$ [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	
$\Delta W_{olio}$ (RAV) [kW]		-2326		-1520		-648		-1322	
$\Delta W_{olio}$ (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  $\Delta t$  ai VA di  $5^{\circ}\text{C}$
- 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/k
- 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=  $2,506$  Wolio/Wnetta

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
<b>Costo totale</b>	<b>12040 ML</b>

## 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.

<b>Voce di costo annua</b>	<b>Impianto attuale</b>	<b>Impianto modificato</b>
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%.

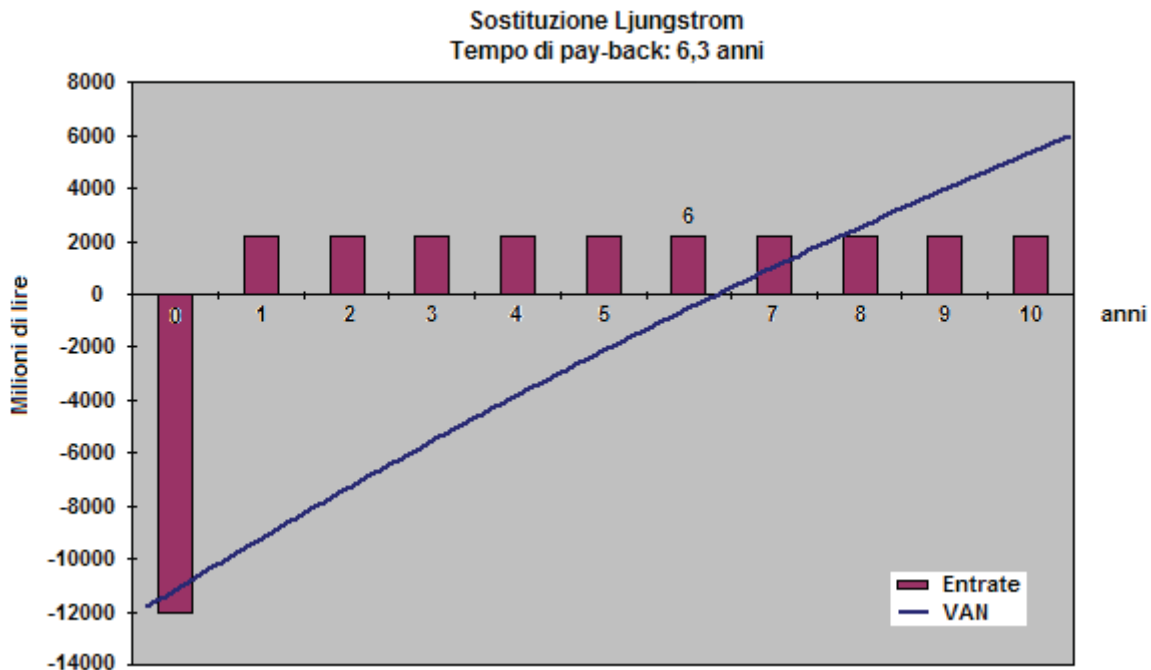
Sono state analizzate tre possibili situazioni e precisamente:

- 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.

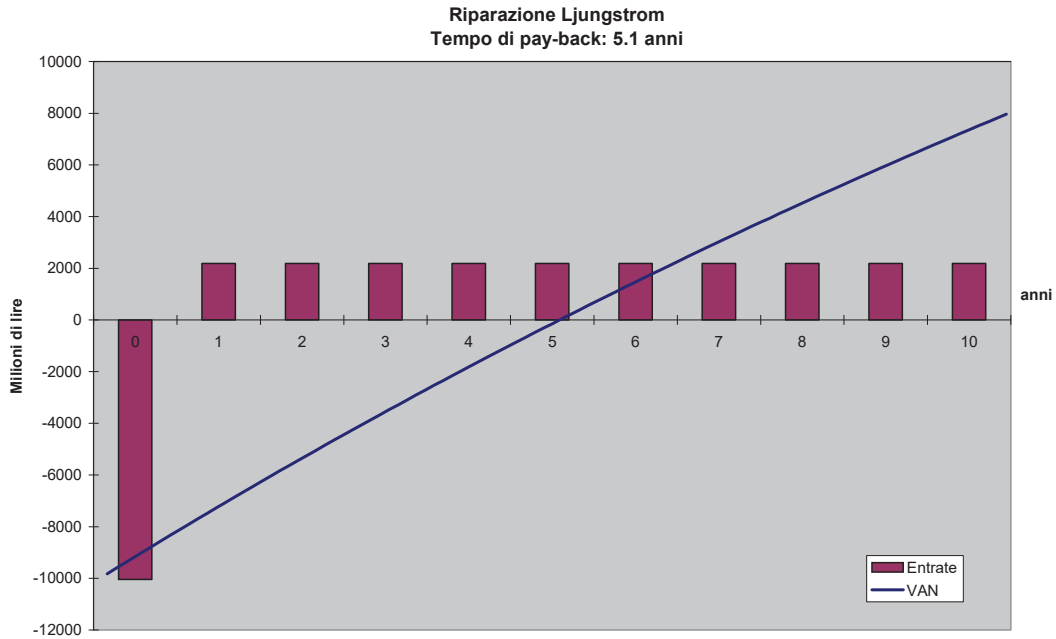


Dall'andamento del VAN è possibile individuare il tempo di pay-back dell'investimento dato dall'intersezione della linea a costo zero; tale tempo è di 6,3 anni. Si è inoltre valutato il rendimento dell'investimento considerando un periodo di utilizzo dell'impianto pari a 10 anni; il rendimento risulta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

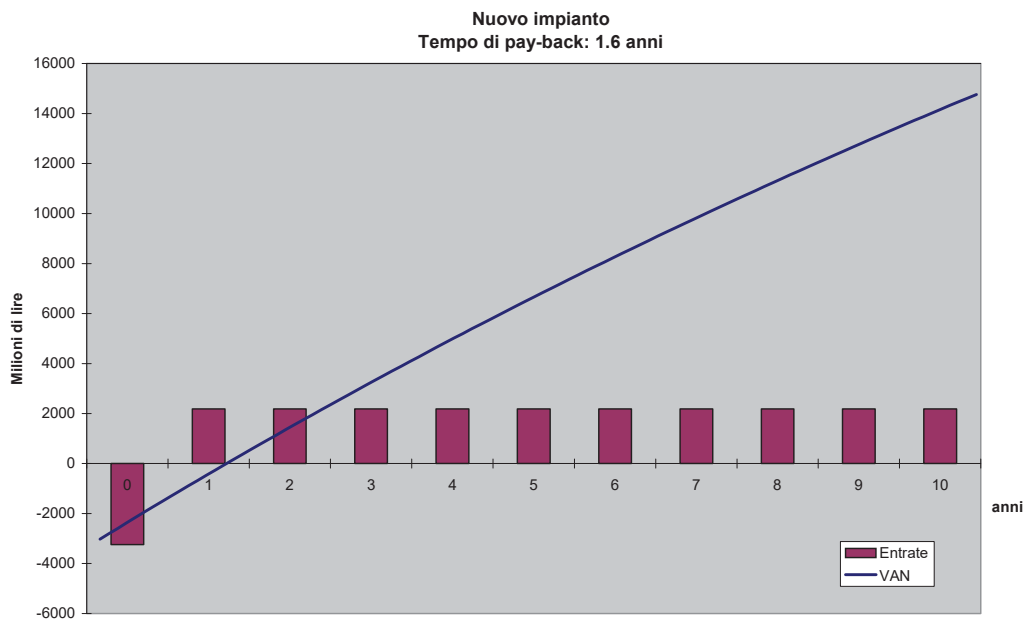
Nelle figure seguenti sono riportate gli andamenti del flusso di cassa e del VAN in un periodo temporale di 10 anni. Si osservi come il tempo di pay-back si riduce a 5,1 anni; il rendimento dell'investimento a 10 anni è superiore al 17%.



### 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 CO<sub>2</sub> 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**  
Tabelle di calcolo dei riscaldatori

**Riscaldatore a tubi di calore**

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

**Riscaldatore a piastre a flusso incrociati (cross flow)**

<b>Scambiatore N°1</b>		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
<b>CAR.GEOMETRICHE</b>		
<b>Lunghezza (oriz.) [m]</b>	<b>3.5</b>	
<b>Altezza [vert.] [m]</b>	<b>5</b>	
<b>Larghezza (trasv.) [m]</b>	<b>10</b>	
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 <sup>2</sup> ]	0.0245	0.0335
Diametro equivalente [m]	0.01397	0.01338
L/Deq	357.9	261.5
<b>CAR.FISICHE</b>		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
<b>CALCOLO SCAMBIO TERMICO</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>0</b>	<b>191.1</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>135</b>	<b>72</b>
$\Delta T \log$ [°C]	63.72	
T media [°C]	67.5	131.55
$\rho$ media [kg/m <sup>3</sup> ]	1.0282	0.9696
cp medio [kJ/kg°C]	1.0092	1.0839
$\mu$ 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 <sup>2</sup> °C]	42.3665	36.4800
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	15.7326	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	22977.5	
C [kJ/s °C]	128.13	145.12
Cmin/Cmax	0.8829	
NTU	2.8213	
<b><math>\epsilon</math> calcolato</b>	<b>0.7063</b>	
$\epsilon$ voluto	0.7064	0.7059
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>17297.82</b>	
<b>CALCOLO PERDITE</b>		
densità ingresso [kg/m <sup>3</sup> ]	1.2681	0.8407
densità uscita [kg/m <sup>3</sup> ]	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	
<b>Perdite totali [mbar]</b>	<b>6.980</b>	<b>3.127</b>
<b>peso piastre scambiatore [t]</b>	<b>107.53</b>	

<b>Scambiatore N°2</b>		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
<b>CAR.GEOMETRICHE</b>		
<b>Lunghezza (oriz.) [m]</b>	<b>3.8</b>	
<b>Altezza [vert.] [m]</b>	<b>5</b>	
<b>Larghezza (trasv.) [m]</b>	<b>10</b>	
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 <sup>2</sup> ]	0.0266	0.0350
Diametro equivalente [m]	0.01397	0.01398
L/Deq	357.8	271.8
<b>CAR.FISICHE</b>		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
<b>CALCOLO SCAMBIO TERMICO</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>135</b>	<b>290</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>248.4</b>	<b>191.1</b>
$\Delta T \log$ [°C]	48.49	
T media [°C]	191.7	240.55
$\rho$ media [kg/m <sup>3</sup> ]	0.7455	0.7606
cp medio [kJ/kg°C]	1.0239	1.1125
$\mu$ 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 <sup>2</sup> °C]	42.7555	37.2977
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	16.9282	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	24947.0	
C [kJ/s °C]	130.00	148.96
Cmin/Cmax	0.8727	
NTU	3.2486	
<b><math>\epsilon</math> calcolato</b>	<b>0.7314</b>	
$\epsilon$ voluto	0.7316	0.7311
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>14741.63</b>	
<b>CALCOLO PERDITE</b>		
densità ingresso [kg/m <sup>3</sup> ]	0.8530	0.6976

densità uscita [kg/m <sup>3</sup> ]	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	
<b>Perdite totali [mbar]</b>	<b>8.195</b>	<b>3.776</b>
<b>peso piastre scambiatore [t]</b>	<b>116.75</b>	

<b>Scambiatore N°3</b>		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
<b>CAR.GEOMETRICHE</b>		
<b>Lunghezza (oriz.) [m]</b>	<b>3.8</b>	
<b>Altezza [vert.] [m]</b>	<b>5</b>	
<b>Larghezza (trasv.) [m]</b>	<b>10</b>	
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 <sup>2</sup> ]	0.0266	0.0350
Diametro equivalente [m]	0.01397	0.01398
L/Deq	357.8	271.8
<b>CAR.FISICHE</b>		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
<b>CALCOLO SCAMBIO TERMICO</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>248.4</b>	<b>364</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>333.6</b>	<b>290</b>
ΔT log [°C]	35.71	
T media [°C]	291	327
ρ media [kg/m <sup>3</sup> ]	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/m <sup>2</sup> °C]	44.7351	39.0494
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	17.7178	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	24947.0	
C [kJ/s °C]	132.30	152.22
Cmin/Cmax	0.8692	

NTU	3.3408	
<b><math>\epsilon</math> calcolato</b>	<b>0.7366</b>	
$\epsilon$ voluto	0.7370	0.7365
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>11272.34</b>	
<b>CALCOLO PERDITE</b>		
densità ingresso [kg/m <sup>3</sup> ]	0.6652	0.6207
densità uscita [kg/m <sup>3</sup> ]	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	
<b>Perdite totali [mbar]</b>	<b>9.934</b>	<b>4.369</b>
<b>peso piastre scambiatore [t]</b>	<b>116.75</b>	

**Riscaldatore a piastre contro flusso (counter flow)**

<b>Scambiatore N°1</b>		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
<b>CAR.GEOMETRICHE</b>		
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	
II (1 passaggio) [m]	5.014	5.013
Area (1 passaggio) [m <sup>2</sup> ]	0.0175	0.0168
Diametro equivalente [m]	0.01396	0.01336
L/Deq	170.476	178.1
<b>PIASTRE INGRESSO/USCITA</b>		
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	
<b>CAR.FISICHE</b>		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporramento [%]	15	
<b>CONDIZIONI TERMINALI</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>0</b>	<b>186.2</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>129</b>	<b>72.2</b>
<b>POTENZA TOTALE [kW]</b>	<b>16528.17</b>	
<b>CALCOLO SCAMBIO TERMICO</b>		
<b>PIASTRE INGRESSO</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>117.3</b>	<b>186.2</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>129</b>	<b>175.9</b>
ΔT log [°C]	57.90	
T media [°C]	123.15	181.05
ρ media [kg/m <sup>3</sup> ]	0.8797	0.8597
cp 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 <sup>2</sup> °C]	47.3187	53.4043
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	19.8272	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	1484.2	
C [kJ/s °C]	128.83	146.83
Cmin/Cmax	0.8774	
NTU	0.2284	
<b>ε calcolato</b>	<b>0.1693</b>	

$\varepsilon$ voluto	0.1698	0.1704
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>1507.28</b>	
<b>PIASTRE CENTRALI</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>13.5</b>	<b>175.9</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>117.3</b>	<b>84.2</b>
$\Delta T$ log [°C]	64.46	
T media [°C]	65.4	130.05
$\rho$ media [kg/m <sup>3</sup> ]	1.0346	0.9734
cp medio [kJ/kg°C]	1.0091	1.0835
$\mu$ 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 <sup>2</sup> °C]	32.4215	36.8808
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	13.9413	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	15565.2	
C [kJ/s °C]	128.11	145.07
Cmin/Cmax	0.8831	
NTU (al 95% per zone morte)	1.6091	
<b><math>\varepsilon</math> calcolato</b>	<b>0.6391</b>	
$\varepsilon$ voluto	0.6392	0.6394
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>13297.84</b>	
<b>PIASTRE USCITA</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>0</b>	<b>84.2</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>13.5</b>	<b>72.2</b>
$\Delta T$ log [°C]	71.45	
T media [°C]	6.75	78.2
$\rho$ media [kg/m <sup>3</sup> ]	1.2408	1.1242
cp medio [kJ/kg°C]	1.0053	1.0707
$\mu$ 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 <sup>2</sup> °C]	43.3763	49.7912
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	18.4182	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	1484.2	
C [kJ/s °C]	127.6334	143.3579
Cmin/Cmax	0.8903	
NTU	0.2142	
<b><math>\varepsilon</math> calcolato</b>	<b>0.1603</b>	
$\varepsilon$ voluto	0.1603	0.1601
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>1723.05</b>	
<b>CALCOLO PERDITE</b>		
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

<b>Perdite totali [mbar]</b>	<b>4.565</b>	<b>6.111</b>
<b>peso piastre scambiatore [t]</b>	<b>86.74</b>	

**Scambiatore N°2**

	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
<b>CAR.GEOMETRICHE</b>		
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) [m2]	0.0175	0.0175
Diametro equivalente [m]	0.01396	0.01396
L/Deq	186.2342857	186.2
<b>PIASTRE INGRESSO/USCITA</b>		
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	
<b>CAR.FISICHE</b>		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
<b>CONDIZIONI TERMINALI</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>129</b>	<b>287.6</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>245.1</b>	<b>186.2</b>
<b>POTENZA TOTALE [kW]</b>	<b>15084.34</b>	
<b>CALCOLO SCAMBIO TERMICO</b>		
<b>PIASTRE INGRESSO</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>235.6</b>	<b>287.6</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>245.1</b>	<b>279.3</b>
$\Delta T \log$ [°C]	43.10	
T media [°C]	240.35	283.45
$\rho$ media [kg/m3]	0.6752	0.7052
cp medio [kJ/kg°C]	1.0321	1.1245
$\mu$ 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/m2°C]	50.3100	54.3871
U medio [W/m2°C]	22.2074	
Area scambio [m2]	1484.2	
C [kJ/s °C]	131.04	150.55

Cmin/Cmax	0.8704	
NTU	0.2515	
<b>ε calcolato</b>	<b>0.1833</b>	
ε voluto	0.1827	0.1834
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>1244.85</b>	
<b>PIASTRE CENTRALI</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>141</b>	<b>279.3</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>235.6</b>	<b>196.7</b>
ΔT log [°C]	49.46	
T media [°C]	188.3	238
ρ media [kg/m <sup>3</sup> ]	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 <sup>2</sup> °C]	34.8380	37.6702
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	15.3811	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	17004.0	
C [kJ/s °C]	129.93	148.87
Cmin/Cmax	0.8728	
NTU (al 95% per zone morte)	1.9123	
<b>ε calcolato</b>	<b>0.6840</b>	
ε voluto	0.6840	0.6843
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>12291.43</b>	
<b>PIASTRE USCITA</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>129</b>	<b>196.7</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>141</b>	<b>186.2</b>
ΔT log [°C]	56.45	
T media [°C]	135	191.45
ρ media [kg/m <sup>3</sup> ]	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 <sup>2</sup> °C]	47.6549	51.6327
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	21.0585	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	1484.2	
C [kJ/s °C]	129.0046	147.1921
Cmin/Cmax	0.8764	
NTU	0.2423	
<b>ε calcolato</b>	<b>0.1777</b>	
ε voluto	0.1773	0.1770
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>1548.06</b>	
<b>CALCOLO PERDITE</b>		
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
<b>Perdite totali [mbar]</b>	<b>6.427</b>	<b>7.010</b>
<b>peso piastre scambiatore [t]</b>	<b>93.47</b>	

<b>Scambiatore N°3</b>		
	aria	fumi
portata [kg/s]	126.96	133.89
<b>CAR.GEOMETRICHE</b>		
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 <sup>2</sup> ]	0.0175	0.0175
Diametro equivalente [m]	0.01396	0.01396
L/Deq	186.2342857	186.2
<b>PIASTRE INGRESSO/USCITA</b>		
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	
<b>CAR.FISICHE</b>		
Conducibilità metallo [W/m°C]	50	
Conducibilità vernice [W/m°C]	0.1	
Fattore di sporcamento [%]	15	
<b>CONDIZIONI TERMINALI</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>245.1</b>	<b>364</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>333</b>	<b>287.6</b>
<b>POTENZA TOTALE [kW]</b>	<b>11625.92</b>	
<b>CALCOLO SCAMBIO TERMICO</b>		
<b>PIASTRE INGRESSO</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>325.9</b>	<b>364</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>333</b>	<b>357.8</b>
ΔT log [°C]	31.45	
T media [°C]	329.45	360.9
ρ media [kg/m <sup>3</sup> ]	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 <sup>2</sup> °C]	52.2213	56.5671

U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	23.0731	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	1484.2	
C [kJ/s °C]	133.39	153.55
Cmin/Cmax	0.8687	
NTU	0.2567	
<b>ε calcolato</b>	<b>0.1863</b>	
ε voluto	0.1864	0.1873
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>947.09</b>	
<b>PIASTRE CENTRALI</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>254.4</b>	<b>357.8</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>325.9</b>	<b>295.7</b>
ΔT log [°C]	36.40	
T media [°C]	290.15	326.75
ρ media [kg/m <sup>3</sup> ]	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 <sup>2</sup> °C]	36.5013	39.4911
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	16.1197	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	17004.0	
C [kJ/s °C]	132.28	152.21
Cmin/Cmax	0.8691	
NTU (al 95% per zone morte)	1.9685	
<b>ε calcolato</b>	<b>0.6919</b>	
ε voluto	0.6915	0.6911
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>9458.14</b>	
<b>PIASTRE USCITA</b>		
<b>T ingresso [°C]</b>	<b>245.1</b>	<b>295.7</b>
<b>T uscita [°C]</b>	<b>254.4</b>	<b>287.6</b>
ΔT log [°C]	41.90	
T media [°C]	249.75	291.65
ρ media [kg/m <sup>3</sup> ]	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 <sup>2</sup> °C]	50.5235	54.6229
U medio [W/m <sup>2</sup> °C]	22.3026	
Area scambio [m <sup>2</sup> ]	1484.2	
C [kJ/s °C]	131.2577	150.8636
Cmin/Cmax	0.8700	
NTU	0.2522	
<b>ε calcolato</b>	<b>0.1836</b>	
ε voluto	0.1838	0.1840
<b>Potenza scambiata [kW]</b>	<b>1220.70</b>	
<b>CALCOLO PERDITE</b>		

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
<b>Perdite totali [mbar]</b>	<b>7.817</b>	<b>8.150</b>
<b>peso piastre scambiatore [t]</b>	<b>93.47</b>	

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

