



**Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino**

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

**NUMERO: 799**

**DATA: 31/01/2014**

# **A P P U N T I**

**STUDENTE: Bruno**

**MATERIA: Relazione di Fisica Tecnica, Caldaia Residenziale ad Aria**

**Prof. Asinari**

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.  
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.

# POLITECNICO DI TORINO

I Facoltà di Ingegneria  
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Caldaia residenziale ad aria**  
**Gruppo 9**



AAFT  
Applicazioni avanzate di fisica tecnica

**2012/2013**

- due ventilatori: il primo a monte della camera di combustione, utilizzato per insufflare l'aria comburente, il secondo a monte dello scambiatore lato ingresso aria;
- una canna fumaria passante nell'ambiente da riscaldare;
- condotti di prelievo ed adduzione dell'aria all'interno del locale ed un condotto di reintegro dell'aria prelevata dall'esterno, al fine di garantire il ricambio igienico per l'ambiente, fissato per normativa a 0,5 Volumi/h.

L'aria comburente è prelevata direttamente dalla portata ricircolata, mediante spillamento. L'impianto è costruito in modo che l'aria trattata non entri mai in contatto con i prodotti della combustione.

A questo punto è necessario calcolare la temperatura dei gas combusti a valle della camera di combustione. Supponendo che essa sia pari alla temperatura adiabatica di fiamma derivante dalla reazione chimica precedentemente descritta, trascurando la caduta di temperatura che si avrebbe nel caso reale.

Considerando il Primo Principio per i sistemi aperti e di conservazione della massa applicati al volume di controllo del bruciatore, si calcola tale temperatura. In generale, il valore dell'entalpia molare di un gas, ad una temperatura diversa da quella di riferimento, può essere calcolata utilizzando la 1.4 :

$$\bar{h}(T) = \bar{h}_f^\circ + \Delta h = \bar{h}_f^\circ + [\bar{h}(T_{adF}) - \bar{h}(T_{ref})] \quad (1.4)$$

Dove:

- $\bar{h}_f^\circ$ : entalpia di formazione.
- $\bar{h}(T_{adF})$ : entalpia alla temperatura adiabatica di fiamma.
- $\bar{h}(T_{ref})$ : entalpia alla temperatura di riferimento, ovvero quella ambiente.

Applicando il Principio di Conservazione dell'Energia:

$$\sum_{j=1} \phi_j + \phi_0 - W_t - W_0 = \left[ \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p) \right]_{VC} + \sum_{k=1} \pm G_k \cdot (h + e_c + e_p) \quad (1.5)$$

e:

$$\begin{aligned} \sum_P \bar{n}_P \bar{h}_P &= \sum_R \bar{n}_R \bar{h}_R \\ \sum_P \bar{n}_P (\bar{h}_f^\circ + \Delta h)_P &= \sum_R \bar{n}_R (\bar{h}_f^\circ + \Delta h)_R \\ \sum_P \bar{n}_P \Delta h_P &= \sum_R \bar{n}_R \Delta h_R + \sum_R \bar{n}_R \bar{h}_{fR}^\circ - \sum_P \bar{n}_P \bar{h}_{fP}^\circ \end{aligned} \quad (1.6)$$

Dove:

- $\bar{n}_P$  = numero di moli di prodotti.
- $\bar{n}_R$  = numero di moli di reagenti.

Tra cui il  $\Delta h$  dei reagenti è nullo, in quanto questi non subiscono alcuna variazione di temperatura nella combustione. Considerando, pertanto, la reazione di combustione e applicando ad essa tale Principio di Conservazione dell'Energia nei termini precedentemente esposti, si ottiene:

pervenuti a due valori (superiore ed inferiore) di temperatura che approssimano al meglio la somma delle entalpie di formazione ( i calcoli in esame sono stati effettuati tramite il software Refprop ) .

CO <sub>2</sub>	104730	[kJ/kmol]
H <sub>2</sub> O	111090	[kJ/kmol]
N <sub>2</sub>	59436	[kJ/kmol]
O <sub>2</sub>	62241	[kJ/kmol]

**Tab.1.1** Entalpie alla temperatura di fiamma T<sub>1</sub>=1850 K.

CO <sub>2</sub>	91196	[kJ/kmol]
H <sub>2</sub> O	74506	[kJ/kmol]
N <sub>2</sub>	59075	[kJ/kmol]
O <sub>2</sub>	61866	[kJ/kmol]

**Tab.1.2** Entalpie alla temperatura di fiamma T<sub>2</sub> =1840 K.

È possibile effettuare un calcolo simile tenendo presente le differenze di temperature e quindi di entalpie alle varie temperature, di seguito verranno elencati 2 casi alle temperature di 1850-1840 K, con espressa la relativa formula 1.8:

$$(\Delta \bar{h}_{CO_2} + 2\Delta \bar{h}_{H_2O} + 9,776\Delta \bar{h}_{N_2} + 0,6\Delta \bar{h}_{O_2})_{T_1} = 826171,592 \left[ \frac{kJ}{kmol} \right]$$

CO <sub>2</sub>	95366	[kJ/kmol]
H <sub>2</sub> O	101186	[kJ/kmol]
N <sub>2</sub>	50767	[kJ/kmol]
O <sub>2</sub>	53559	[kJ/kmol]

**Tab.1.3** Differenze di entalpie alla temperatura di fiamma T<sub>1</sub>= 1850 K.

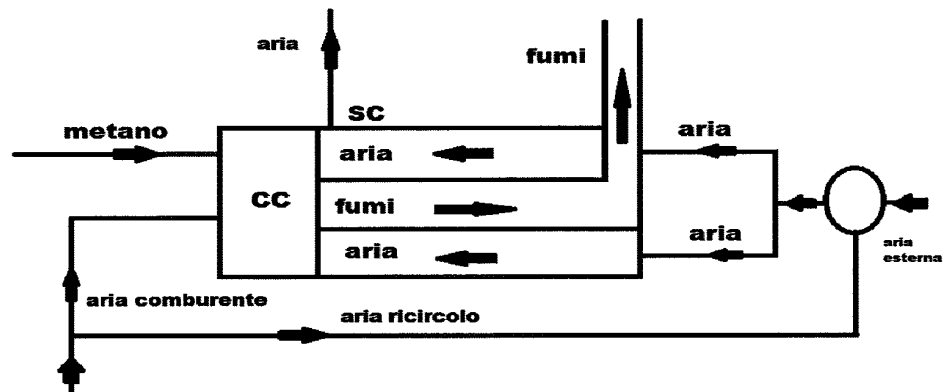


Fig 1.1: Schema dell'impianto.

Dove:

- $G_{CH_4}$  = Portata di metano;
- $G_{comb.}$  = Portata di aria comburente, prelevata dall'ambiente riscaldato;
- $G_{ric.}$  = Portata d'aria di ricircolo da riammettere in ambiente;
- $G_{est}$  = Portata d'aria prelevata dall'esterno;
- $G_{aria}$  = Portata d'aria di riscaldamento;
- $G_{ric.tot}$  = Portata d'aria globale prelevata dall'ambiente riscaldato.

Considerando il primo volume di controllo, relativo al miscelatore di aria a valle dello scambiatore di calore, si perviene al seguente bilancio di portata massica:

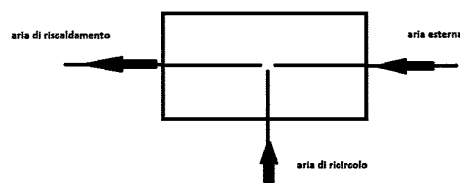


Fig.1.2 Volume di controllo relativo al miscelatore.

In questo volume di controllo vale la 1.11:

$$G_{aria.} = G_{ric.} + G_{est} \quad (1.11)$$

in cui la potenza termica  $\Phi_{scamb}$  è l'aliquota effettivamente scambiata tra i due fluidi termovettori all'interno dello scambiatore. Inserendo la 1.11, 1.13 e la 1.15 in un sistema si ottiene:

$$\begin{cases} G_{aria} = G_{est} + G_{ric} \\ G_{aria} \cdot T_{IN,aria} = G_{ric} \cdot T_{ric} + G_{est} \cdot T_{est} \\ G_{aria} \cdot c_p \cdot (T_{OUT,aria} - T_{IN,aria}) = \Phi_{scamb} \end{cases}$$

Dove:

- $G_{est}$ : Portata d'aria prelevata dall'esterno = 0,139 kg/s;
- $T_{ric}$ : Temperatura dell'aria ricircolata = 293 K;
- $T_{est}$ : Temperatura media invernale per la città di Torino = 265 K;
- $T_{OUT,aria}$ : da norma pari alla temperatura del locale da riscaldare più 15 K = 308 K;
- $\Phi_{scamb}$ : Potenza termica scambiata all'interno dello scambiatore.

Il sistema di 3 equazioni in 4 incognite, non è risolvibile semplicemente, pertanto si deve calcolare la potenza termica trasmessa all'interno dello scambiatore di calore, per un'altra via. Pertanto, è necessario effettuare un bilancio termico totale sull'intero edificio. Considerando un volume di controllo che lambisce l'impianto termico a partire dallo scambiatore di calore fino al termine della canna fumaria, è possibile vedere che il flusso totale entrante, pari a quello generato dalla caldaia, è pari alla somma del flusso utile, composto dal contributo dello scambiatore e da quello della canna fumaria, e delle perdite al camino. E' possibile calcolare le perdite al camino come:

$$G_{fumi} \cdot c_p \cdot (T_{fumi} - T_{amb}) \quad (1.16)$$

Sottraendo le perdite al camino alla potenza totale entrante e le perdite all'isolante pari al 5% di quella totale si ottiene il flusso totale utile che è pari a 30.788 kW. Supponendo che la temperatura di uscita dallo scambiatore dei fumi sia pari a 514 K (ottenibile con un calcolo iterativo in un foglio di calcolo) in modo che sia coerente con lo scambio termico, si ottiene che il flusso da scambiare all'interno dello scambiatore di calore è pari a 23.091 kW. Il risultato è ottenuto dall'applicazione del Primo Principio al volume di controllo dello scambiatore lato fumi.

$$G_{fumi} \cdot c_p \cdot (T_{ingresso} - T_{uscita}) = \Phi_{scamb} \quad (1.17)$$

La restante potenza è scambiata con l'ambiente dalla canna fumaria e dalle perdite nell'isolamento.

## Capitolo 2

### Dimensionamento scambiatore di calore

#### 2.1 Metodo della media logaritmica

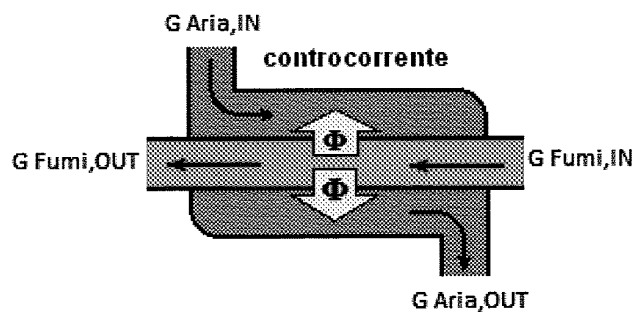
In questa sede, il dimensionamento dello scambiatore di calore è stato effettuato mediante l'utilizzo del metodo della media logaritmica. Nello specifico, la formula della media logaritmica è :

$$\Phi_{\text{tot}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{R_{\text{tot}} \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.1)$$

Nella formula appena descritta, la  $R_{\text{tot}}$  rappresenta la resistenza equivalente teorica del circuito elettrico a cui può essere assimilato il flusso termico in questione; inoltre dal momento che lo scambiatore è ipotizzato essere controcorrente, i termini nell'espressione precedente si esplicitano come:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{\text{gas,fumi}} - T_{\text{aria,usc}} \\ \Delta T_2 &= T_{\text{gas,usc}} - T_{\text{aria,ing}} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Di questa espressione si conoscono le temperature ed il flusso termico totale dai bilanci precedenti, ed è allora possibile calcolare la resistenza teorica tale da garantire l'effettivo scambio di flusso. Quest'ultima sarà poi utilizzata come parametro di confronto rispetto a quella effettivamente ottenuta dal circuito equivalente considerando i vari fenomeni di trasmissione del calore, ricordando che essa dovrà essere inferiore, o al massimo pari, a quella teorica. Dovremo allora verificare che affinché il dimensionamento sia soddisfacente risulti che  $R_{\text{eff}} < R_{\text{teor}}$ . Solo in questo modo saremo sicuri che la caldaia dimensionata garantisca lo scambio termico desiderato.



**Fig.2.1** Schema scambiatore controcorrente.

con l'oggetto si espande e diminuisce di densità generando fenomeni convettivi in cui il fluido caldo sale verso l'alto e quello freddo scende verso il basso.

$$\Phi_{conv} = h_0 A_0 (T_{f.med} - T_{p0}) \quad (2.3)$$

Dove:

- $h_0$  = Coefficiente di scambio termico convettivo.
- $A_0$  = Crea di scambio termico.
- $\Phi_{conv}$  = Flusso termico scambiato per convezione.
- $T_{f.med}$  = Temperatura media dei fumi.
- $T_{p0}$  = Temperatura di parete interna tubo.

### Irraggiamento

A differenza degli altri due questo fenomeno non prevede contatto diretto e non necessita di un mezzo, sia esso in fase solida, liquida o gassosa, per propagarsi; per tanto può avvenire nel vuoto visto che si manifesta mediante onde elettromagnetiche. Il contributo dell'irraggiamento è proporzionale alla quarta potenza della temperature, per tanto a basse temperature non risulta avere un peso determinante rispetto alla conduzione o convezione, per temperature alte invece il discorso ovviamente è opposto Il flusso termico ha la seguente espressione:

$$\Phi_{irr} = \frac{\sigma A_0 (T_{f.med}^4 - T_{p0}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2}} \quad (2.4)$$

dove:

- $\sigma$  = Costante di Stefan Boltzmann =  $5,67 * 10^{-8} [\frac{W}{m^2 K^4}]$
- $A_0$  = Area di scambio termico.
- $\varepsilon_1$  = Emissività dei gas combusti.
- $\varepsilon_2$  = Emissività parete interna.

Per poter effettuare i calcoli, si parte da un flusso d'aria alla velocità di 3 m/s, e da un flusso dei fumi della velocità di 5 m/s, in modo che essi siano coerenti con il dimensionamento dei ventilatori, e mediante essi abbiamo poi ottenuto i diametri dei vari condotti lasciando come unica incognita la lunghezza dei condotti stessi, e dunque dell'intero scambiatore. Ricordando infatti che la  $v = \frac{Q}{A}$ , ossia il rapporto tra portata volumetrica e sezione di passaggio, supponendo una sezione a corona circolare, è stato possibile dimensionare i diametri.

Ottenendo:

$$Pr_f = 0,7757$$

Da i valori ottenuti si cerca la formula empirica relativa al numero di Nusselt in funzione dei 2 numeri:

$$Nu = 0.683 \cdot Re^{0,618} Pr^{0,33} \quad (2.8)$$

si ottiene il valore  $Nu=17,94$ . Da qui si può ricavare il coefficiente di scambio termico convettivo utilizzando la 2.7, in questo caso il diametro idraulico è uguale al diametro tubo interno ( $d_{p0}$ ):

$$Nu = \frac{\alpha d_{idraulico}}{\lambda} \quad (2.9)$$

Isolando  $\alpha$  avremo:

$$\alpha = \frac{\lambda Nu}{d} \quad (2.10)$$

che sarà pari a 0,135817691 K/W. A questo punto si può effettuare il calcolo della resistenza per convezione relativa ai fumi:

$$R_{conv,fumi} = \frac{1}{\alpha A_{int}} \quad (2.11)$$

Mentre il termine  $A_{int} = \pi d_{int} L$  rappresenta l'area sulla quale avviene lo scambio convettivo, e cioè in questo caso la superficie del mantello interno del condotto percorso dai fumi. Dai calcoli si ottiene un valore per questa resistenza pari a  $R_{conv,fumi} = 0.1358$  K/W. Per valutare invece il fenomeno dell'irraggiamento abbiamo utilizzato la formula:

$$R_{irr,fumi} = \frac{(\frac{1}{\epsilon_f} + \frac{1}{\epsilon_{cg}} - 1)(T_{f,med} - T_{p0})}{A_{int} \sigma (T_{f,med}^4 - T_{p0}^4)} \quad (2.12)$$

Inserendo tali valori:

- $\sigma$ : Costante di Boltzman =  $5,67 \cdot 10^{-8} [\frac{W}{m^2 K^4}]$ .
- $\epsilon_{cg}$ : emissività del corpo grigio = 0.5.
- $\epsilon_f$ : emissività fumi = 0.7.
- $T_{f,media}$ : Temperatura media fumi nello scambiatore.

Il valore ottenuto di resistenza all'irraggiamento sarà:

## 2.5 Lato Aria

Il riscaldamento dell'aria nella tubazione avviene grazie a moti convettivi, generati dal gradiente di temperatura esistente tra la stessa e la temperatura della parete  $T_{p1}$ . E' opportuno osservare come la trasmissione del calore, in questo caso, sia affidata esclusivamente al meccanismo di convezione e non si considera il fenomeno dell'irraggiamento in questa parte del circuito equivalente. Al fine di pervenire ad una formulazione di tale meccanismo, è necessario calcolare i parametri adimensionali precedentemente descritti con la 2.5, 2.6 inserendo questa volta nella 2.5 i valori di  $\rho_a$  ( $1.142 \text{ kg/m}^3$ ) e  $\mu_a$  ( $0,00001864 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ ) e la 2.16 che rappresenta il diametro idraulico di questa sezione circolante:

$$d_{idraulico} = \frac{4[\pi(\frac{d_{est}^2}{4} - \frac{d_{int}^2}{4})]}{\pi d_{est} + \pi d_{int}} = \frac{4s}{pbagnato} \quad (2.16)$$

Si ottengono i seguenti valori utilizzando nuovamente la 2.8 :

$$Re_{aria} = 107278$$

$$Pr_{aria} = 0.6985$$

$$Nu_{aria} = 210.76$$

$$\alpha_{aria} = 0,006952571 \text{ [K/W]}$$

Si ricavi nuovamente la  $R_{conv,aria}$  mediante la 2.11 cambiando i valori interessati:

$$R_{conv,aria} = 0.0069 \text{ [K/W]}$$

in cui  $A = \pi d_{est}$ . Giunti a questo punto è possibile calcolare la resistenza equivalente dell'intero circuito, la quale sarà poi messa a confronto con la  $R_{teor}$ . Essendo un circuito costituito da tre resistenze in serie, la resistenza totale si calcola come la somma di quelle in serie:

$$R_{eq,eff} = R_{eq,fumi} + R_{cond} + R_{conv,aria} = 0.3183 \text{ [K/W]} \quad (2.17)$$

Ricordiamo che questa è la resistenza effettiva, che deve essere poi confrontata con la resistenza teorica calcolata dalla formula diretta della media logaritmica e che risulta pari a  $R_{tot} = 0,3194$

Il dimensionamento è stato effettuato ipotizzando la geometria della singola aletta, ossia spessore ed altezza, ipotizzandone il rendimento, e lasciando come incognita il numero delle alette lungo la superficie cilindrica esterna. Per quanto riguarda il rendimento dell'aletta, esso è definito come:

$$\eta_{aletta} = \frac{Q_{effettivo}}{Q_{teorico}} \quad (2.20)$$

ossia il rapporto tra il calore effettivamente scambiato dall'aletta e quello che sarebbe scambiato supponendo una temperatura costante pari a quella della superficie. Il numero di alette trovato è stato poi confrontato con il massimo numero di alette applicabili sulla superficie, dovendo risultare naturalmente inferiore. Il numero massimo delle alette applicabili è definito come:

$$N_{max\ alette} = \frac{2\pi d_{est}}{\delta} \quad (2.21)$$

cioè nella condizione peggiore in cui le alette sia completamente attaccate. Il numero di alette calcolato è pari a 32, perfettamente accettabile dato il limite di alette pari a 66. Dunque lo scambiatore è stato progettato con una lunghezza di 175 cm, rispetto ai 1460 cm ottenuti senza alettatura, andando perciò a dimostrare la grandissima utilità di questo tipo di pratica tecnologica.

si applica quindi a  $V_{c1}$  l'equazione:

$$Q - L_t = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_p \quad (3.1)$$

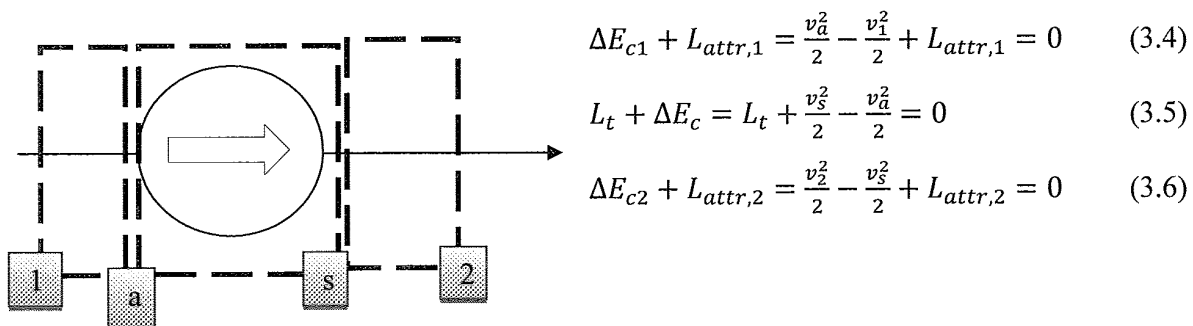
Per un ventilatore il lavoro assorbito è convertito tutto in energia cinetica ovvero:

$$-L_t = \Delta E_c \quad (3.2)$$

Ovvero in termini di potenza:

$$-W_t = G_{aria\ comb} * \Delta E_c \quad (3.3)$$

Suddividendo il volume in tre come raffigurato in figura, e applicando ad ognuno il primo principio, si giunge a scrivere un sistema di equazioni seguente:



**Fig.3.2** Volumi di controllo.

Sommando la (3.4) e la (3.6), e tenendo conto della (3.5), si ottiene:

$$L_c = -L_t = \Delta E_c + L_{attr,tot} = \left( \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right) + L_{attr,tot} \quad (3.7)$$

Il termine  $L_{attr,tot}$  è calcolabile tramite la relazione di *Fanning-Darcy*, ovvero :

$$L_{attr,tot} = \frac{\Delta p}{\rho} = f * \frac{v_m^2}{2} * \frac{L}{D} \quad (3.8)$$

Con:

- $f$  coefficiente d'attrito di Darcy, che dipende dal regime di moto e dalla scabrezza del condotto.

$$L_{attr,tot} = \frac{\Delta p}{\rho} = f * \frac{v_m^2}{2} * \frac{L}{D} = 7.4 \left[ \frac{J}{kg} \right]$$

Attraverso la (3.7) calcoliamo il lavoro specifico da fornire al ventilatore, ovvero:

$$L_c = -L_t = \Delta E_c + L_{attr,tot} = \left( \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right) + L_{attr,tot} = 8.8 \left[ \frac{J}{kg} \right]$$

Nella precedente formula si è usato, per il  $\Delta E_c$  soltanto la  $v_2$  (1.67 m/s) in quanto a monte del ventilatore la velocità dell'aria è minore, tendenzialmente minore dell'unità, il che significa che il suo quadrato, diviso per due, non avrebbe contribuito in modo preponderante nel calcolo del lavoro. In questo modo si è leggermente sovradimensionato il ventilatore, in modo da ricoprire eventuali incertezze sulla scabrezza e quindi sul coefficiente di Darcy. Infine grazie alla (3.9) si può stabilire che per il ventilatore  $V_1$ , è necessario erogare una potenza di:

$$W = -W_t = G_{aria,comburente} * L_c = 0.14 [W]$$

### 3.2 Verifica del tiraggio naturale

Il ventilatore  $V_1$  si occupa di insufflare aria comburente nella caldaia, ma non di espellere i fumi prodotti dalla combustione nella stessa. Pertanto è necessario verificare che l'evacuazione dei fumi nell'ambiente esterno, tramite la canna fumaria, sia spontanea. Per far ciò si confronta la *forza spingente teorica*, con la *forza resistente*, dovuta alle perdite distribuite e localizzate.

#### *Forza spingente teorica*

Si può utilizzare la seguente formula:

$$\Delta p_m = H_c * \frac{\rho_a - \rho_{fm}}{\rho_w} \quad (3.10)$$

- $\Delta p_m$  la forza spingente teorica [mH<sub>2</sub>O]
- $H_c$  altezza del camino [m]
- $\rho_{a, fm, w}$  rispettivamente le densità di aria, fumi e acqua.

Le varie densità si possono calcolare con la formula:

$$Re = \frac{\rho_{fm} * v_{fm} * D_c}{\mu_{fm}}$$

Per quanto riguarda la viscosità dinamica dei fumi, si può ricavare mediante la formula empirica:

$$\mu_{fm} = 3.434 * 10^{-8} * T_{fm} = 3.434 * 10^{-8} * 481K = 1.6510^{-5} [Pa s]$$

Quindi si ottiene un Reynolds di

$$Re = \frac{\rho_{fm} * v_{fm} * D_c}{\mu_{fm}} = 1820$$

Quindi essendo un moto laminare, è possibile calcolare il coefficiente di Darcy:

$$f = \frac{64}{Re} = 0.035$$

Pertanto è possibile quantificare le perdite:

$$\Delta p_r = \frac{v_{fm}^2}{2g} * \left(1 + f \frac{H_c}{D_c}\right) * \frac{\rho_{fm}}{\rho_w} = 6.62 * 10^{-6} [mH_2O] = 0.00662 [mmH_2O]$$

*Forza spingente disponibile (verifica tiraggio naturale)*

Si confrontano la forza spingente teorica con la forza resistente in questo modo:

$$\Delta p_{mr} = \Delta p_m - \Delta p_r = 0.007425 [mH_2O] = 7.425 [mmH_2O]$$

Pertanto essendo la forza spingente teorica maggiore delle perdite, è verificato il tiraggio naturale.

### 3.3 Ventilatore lato aria V2

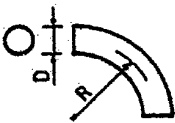
Analogamente a quanto fatto per il primo ventilatore, anche in questo caso si è applicato il primo principio della termodinamica in forma Euleriana, questa volta al volume di controllo che parte dal miscelatore e termina nella sezione di sbocco del condotto di areazione, al primo piano.

$$f = 0.025$$

Prima di passare al calcolo del lavoro dissipato dalle forze di attrito è necessario specificare che questa volta il condotto esegue delle variazioni di direzione, cosa che si traduce in perdite di carico concentrate. In particolare il condotto manifesta ben tre gomiti a 90°. La figura in basso riporta le lunghezze equivalenti da aggiungere per considerare anche le perdite di carico concentrate.

**Tabella 45.XII – Perdite di carico dovute a resistenze accidentali espresse in lunghezze equivalenti.**

$L$  = lunghezza equivalente addizionale.

Tipo di resistenza accidentale	Figura	Caratteristiche	L/D
Curva a 90° (*) Sezione circolare		gomito	65
		R/D = 0,75	23
		R/D = 1,00	17
		R/D = 1,50	12
		R/D = 2,00	10

**Fig.3.3** Gomiti immagine presa dal libro “Monte A. – ELEMENTI DI IMPIANTI INDUSTRIALI vol.2, Edizioni libreria Cortina, Torino 1997”.

Per ogni gomito la lunghezza da aggiungere sarà:

$$L_{eq,i} = 65 * D = 65 * 0.6 \text{ m} = 39 \text{ [m]}$$

Moltiplicati per 3 gomiti otteniamo:

$$L_{eq} = 39 \text{ m} * 3 = 117 \text{ [m]}$$

da aggiungere ai 51 metri del condotto. Analogamente si dovrebbe considerare la perdita di carico dovuta alla variazione di sezione che avviene nell'ingresso allo scambiatore di calore ( si passa da un diametro di 0.6 m a 0.75 m). Si è supposto che la variazione avvenga in circa 30 cm in direzione assiale, con un angolo di apertura di circa 28°. La figura successiva fornisce i valori del fattore di perdita di carico  $j$  al variare dell'angolo di apertura.

A questo punto si passa al calcolo del lavoro specifico da fornire al ventilatore, ovvero:

$$L_c = -L_t = \Delta E_c + L_{attr,tot} = 313.25 \left[ \frac{J}{kg} \right]$$

Anche questa volta si è trascurata l'energia cinetica all'ingresso in modo da cautelarsi per eventuali perdite aggiuntive. La potenza da fornire al ventilatore  $V_2$  è pertanto:

$$W = -W_t = G_{aria,tot} * L_c = 444 [W]$$

Il flusso termico disperso è dato dalla 2.1 riscritta in :

$$\Phi_d = \Delta T A U_1 \quad (4.1)$$

dalla quale è possibile ricavare:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{\Delta T A}{\Phi_d}$$

Dove A, area di scambio termico, è ancora possibile scrivere la resistenza termica globale come:

$$\frac{1}{U_1 A} = R_{tot} \quad (4.2)$$

Quindi il flusso termico disperso sarà dato da:

$$\Phi_d = \frac{\Delta T}{R_{tot}} \quad (4.3)$$

Ricaviamo la resistenza termica sfruttando l'analogia elettrica come illustrato in Fig.4.1 in cui è possibile distinguere:

- Ramo parallelo tra  $T_f$  e  $T_1$ : rappresentano rispettivamente la resistenza convettiva dei fumi  $R_{cf}$ , e la resistenza equivalente di irraggiamento  $R_{irrf}$ ;
- Resistenza tra  $T_1$  e  $T_2$ : resistenza conduttiva dell'acciaio  $R_{acc}$ ;
- Resistenza tra  $T_2$  e  $T_3$ : resistenza conduttiva dell'isolante  $R_{is}$ ;
- Resistenza tra  $T_3$  e  $T_\infty$ : resistenza convettiva dell'aria esterna;

#### *Resistenza convettiva fumi*

Per la  $R_{conv, fumi}$  in questo tratto si usa la 2.11, ricavandosi l' $\alpha_f$  utilizzando nuovamente la 2.5, 2.6 2.8 e la 2.10:

$$\alpha_f = 37.871 \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$$

$$R_{conv, fumi} = 0.084 \text{ [K/W]}$$

Avremo pertanto in questo tratto:

$$D_{p1}=0.106 \text{ [m]}$$

$$\lambda_{iso}=0.04 \left[ \frac{W}{m \text{ K}} \right]$$

$$L = 1 \text{ m}$$

La scelta del materiale isolante è “LANA DI VETRO” .

#### *Resistenza termica convettiva aria esterna*

Occorre definire il coefficiente di convezione dell'aria ( aria esterna supposta a 26°); i dati che occorrono sono i seguenti:

$$\rho = 1.16 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$C_p = 1.007 \left[ \frac{KJ}{Kg \text{ K}} \right]$$

$$\mu = 1.85 \cdot 10^{-5} \left[ \frac{Kg}{m \text{ s}} \right]$$

$$\lambda = 2.63 \cdot 10^{-2} \left[ \frac{W}{m \text{ K}} \right]$$

Ricavati i valori dell'aria a queste condizioni occorre calcolarsi il numero di Nusselt alla  $T_s$ = temperatura esterna dello strato isolante, per fare ciò occorre implementare su di un foglio di calcolo le formule 4.7 e la 4.8:

$$Ra = Gr \text{ Pr} \quad (4.7)$$

$$Gr = \frac{\rho^2 \alpha^3 \beta g (T_s - T_\infty)}{\mu^2} \quad (4.8)$$

Si ricava la formula empirica per Nusselt a queste condizioni:

$$Nu = \left\{ \frac{0.387 Ra^{0.16}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.559}{Pr} \right)^{0.56} \right]^{0.29}} \right\} \quad (4.9)$$

(per convezione naturale a condizioni termodinamiche definite)

Per poter determinare Gr occorre calcolarsi  $T_s$  temperatura esterna dello strato isolante avendo già calcolato  $T_{p1}$  ( temperatura parete esterna lato fumi):

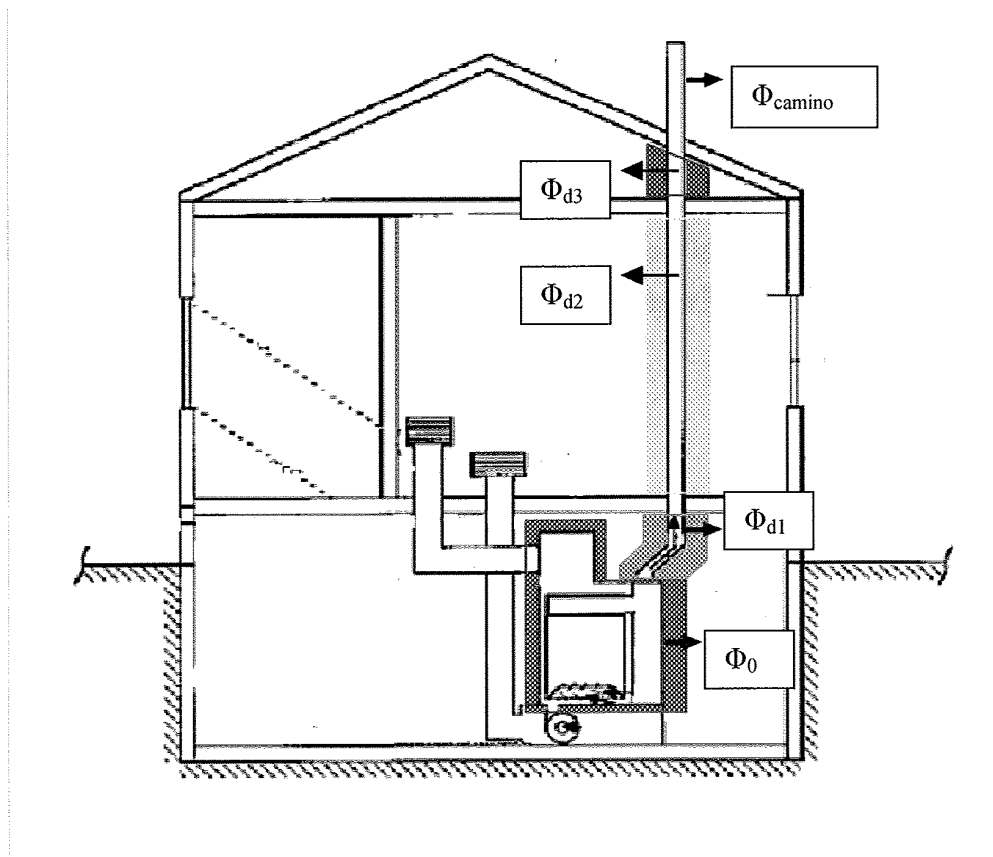
$$T_{p1}= 1779.15 \text{ K}$$

## Capitolo 5

### Analisi e dimensionamento canna fumaria

#### 5.1 Dimensionamento canna fumaria

Il dimensionamento della canna fumaria è stata effettuata considerando la frazione di potenza utile scambiata alla canna pari a 7,697 W. Tale quota doveva essere smaltita nelle varie sezioni della canna fumaria. La canna fumaria è stata suddivisa in quattro parti, la prima parte consisteva nel tratto appena dopo lo scambiatore passante nel locale caldaia, la seconda parte era la parte di canna che passava nell'ambiente abitabile, la terza consisteva nell'attraversamento del solaio mentre l'ultima era quella buttante i fumi nell'ambiente esterno.



**Fig.5.1** Schema che evidenzia le varie parti della canna fumarie i flussi dispersi.

1) Primo tratto

T parete locale caldaia	535	K
T aria	286	K
T media	410,5	K
$\Delta$ aria	0,0259	W/mK
Diametro	0,18	m
lunghezza canna	3,4	m
Superficie	1,922654704	m <sup>2</sup>
B	0,002436054	
Gr	1,0312E+12	
Nusselt	1010,292976	
$\alpha$ aria	7,696055315	W/m <sup>2</sup> K

In tale tratto il flusso scambiato ottenuto  $\Phi_1$  è pari a 4691,15 W.

2) Secondo tratto

T parete ambiente da riscaldare	343	K
T aria	293	K
T media	318	K
$\Delta$ aria	0,0259	W/mK
larghezza canna	0,35	m
lunghezza canna	3	m
Superficie	4,2	m <sup>2</sup>
B	0,003144654	
Gr	1,83622E+11	
Nusselt	568,3840785	
$\alpha$ aria	4,907049211	W/m <sup>2</sup> K

In tale tratto il flusso scambiato ottenuto  $\Phi_2$  è pari a 1109,95 W

formula non eguagli quello calcolato con le condizioni locale, quella sarà la temperatura di parete interna del tubo. Conoscendo il flusso e le due temperature estreme si può ricavare il valore della resistenza totale dei fumi:

$$R_{eq} = \frac{(T_{m,fumi} - T_p)}{\Phi} \quad (5.3)$$

Essendo quest'ultima data dal parallelo tra una resistenza dovuta alla conduzione e una all'irraggiamento si può calcolare quella di irraggiamento con una semplice formula inversa, di seguito verranno elencati i valori delle 3 resistenze termiche:

$$R_{eq} = 0,035136769 \text{ [K/W]}$$

$$R_{conv} = 0,04401499 \text{ [K/W]}$$

$$R_{irr} = 0,174195282 \text{ [K/W]}$$

Conoscendo il materiale del tubo e la sua geometria è possibile ricavarsi quella dal tubo con la formula 2.15:

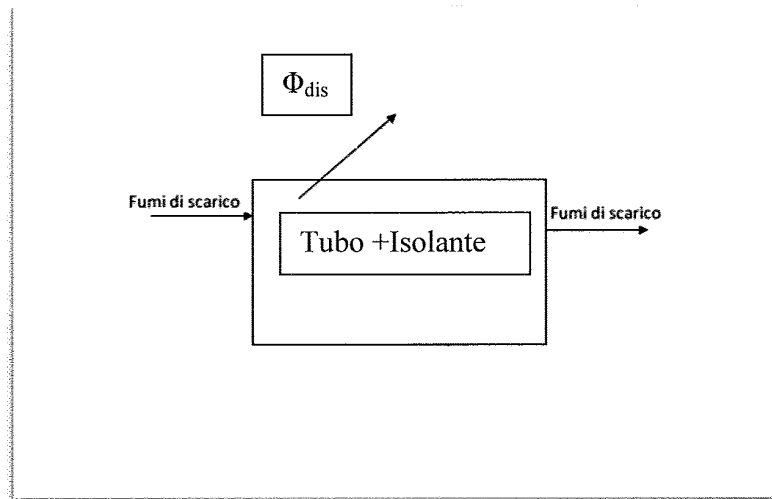
$$R_{cond} = 0,000133812 \text{ [K/W]}$$

Eseguendo un calcolo simile a quello effettuato con lo strato isolante si è giunti al risultato finale di uno strato di calcestruzzo di 0,147 m che ha una resistenza termica pari a:

$$R_{parete} = 0,055883393 \text{ [K/W]}$$

## 6.1 Bilancio termico volume di controllo $V_0$

Questo volume di controllo comprende la caldaia, e un tratto di tubo ricoperto da isolante che li collega, il cui scopo è quello di modellizzare le perdite della caldaia stessa pari a 1744.5 W (il 5% della potena totala), questo per semplicità di calcolo nello spessore della caldaia.



**Fig.6.1** Schema Fascio tubiero con isolante che modellizza le perdite del 5% alla caldaia.

Osservando la figura si osserva come l'effetto utile di questo componente si a dato dalla potenza termica dei fumi a valle, mentre la spesa sia quella all'ingresso, essendo la stessa portata avremo:

$$\text{-----} \quad (6.1)$$

Di seguito verranno elencati i valori necessari per questa formula:

Rendimento strato isolante		
T in fumi	1847	K
T out fumi	1773	K
Cpin fumi	1415	J/kgK
Cp out fumi	1412	J/kgK
Rendimento strato isolante	0,957899832	

**Tab.6.1** Dati relativi al tratto tubiero che collega scambiatore e caldaia.

$$\Phi_{tot} = \Phi_{utile} + \Phi_{camino} + \Phi_{isolante} \quad (6.3)$$

$$\Phi_{utile} = \Phi_{scambiatore} + \Phi_{canna} \quad (6.4)$$

$$\Phi_{canna} = \Phi_{d1} + \Phi_{d2} + \Phi_{d3} \quad (6.5)$$

$$\eta_{canna} = \frac{\Phi_{d1} + \Phi_{d2} + \Phi_{d3}}{\Phi_{d1} + \Phi_{d2} + \Phi_{d3} + \Phi_{camino}} \quad (6.6)$$

Nella Tab.6.3 sono elencate tutte le potenze termiche entranti in gioco nell'intero impianto, utili per il calcolo del rendimento di canna.

Potenza termiche in gioco		
$\Phi_{tot}$	34890,00	W
$\Phi_{perdite\ all'isolante}$	1744,50	W
$\Phi_{perdite\ al\ camino}$	2357,00	
$\Phi_{utile}$	30788,50	W
$\Phi_{scambiatore}$	23091,38	W
$\Phi_{canna\ fumaria}$	7697,13	W
$\Phi_{d1}$	4691,15	W
$\Phi_{d2}$	1109,95	W
$\Phi_{d3}$	1737,46	W
Rendimento canna	0,761812112	

**Tab.6.3** Dati relativi alle potenze termiche in gioco in tutto l'impianto.

Costo Metano m3	0,02	€/m3
Portata vol. metano	0,001064369	m3/s
Tempo esercizio	50400	s
Volume cons. giornaliero	53,644	m3
Costo giornaliero	1,073	€/giorno
Costo mensile metano	32,187	€/mese

**Tab.7.2** Costo di esercizio carburante.

Costo totale di esercizio	72,236 €/mese

**Tab.7.3** Costo totale di esercizio.

## Sommario

<b>Introduzione.....</b>	<b>3</b>
<b>A.1 Calcolo calore latente di condensazione.....</b>	<b>4</b>
<b>A.2 Calcolo della portata dei fumi.....</b>	<b>6</b>
<b>A.3 Dimensionamento Scambiatore di calore.....</b>	<b>9</b>
<i>A.3.1 Calcolo delle resistenze.....</i>	<i>10</i>
<b>A.4 Dimensionamento condensatore.....</b>	<b>18</b>
<b>A.5 Dimensionamento scambiatore di calore acqua-aria.....</b>	<b>23</b>
<b>A.6 Verifica del tiraggio naturale.....</b>	<b>26</b>
<b>A.7 Rendimento Termico e di impianto globale.....</b>	<b>29</b>
<b>A.8 Costi di impianto e d'esercizio.....</b>	<b>31</b>
<i>A.8.1 Costo relativo al consumo elettrico.....</i>	<i>31</i>
<i>A.8.2 Costo relativo al consumo di carburante.....</i>	<i>32</i>

## A.1 Calcolo calore latente di condensazione

Ci si calcola come dato di partenza il calore recuperato dalla condensazione dell'acqua per poter dimensionare i componenti dell'impianto. Avendo una pressione totale pari a 1 [bar] si calcola quella del vapore in condizioni di saturazione. Conoscendo il numero di moli totali presenti nei fumi e le moli di acqua, rispettivamente 13,376 mol e 2 mol, si ottiene la frazione molare  $y_i = 0,1495$ . In questo modo la pressione parziale del vapore risulta:

(A.1)

Dalle tabelle:

$p$	$t$	$v$		$u$		$h$		$s$	
		liq. sat.	vap. sat.	liq. sat.	vap. sat.	liq. sat.	vap. sat.	liq. sat.	vap. sat.
bar	°C	m <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
0.006112	0.01	0.0010002	206.2	0.00	2375.6	0.00	2501.6	0.0000	9.1575
0.010	6.9828	0.0010001	129.20	29.34	2385.2	29.34	2514.4	0.1060	8.9767
0.015	13.036	0.0010006	87.98	54.71	2393.5	54.71	2525.5	0.1957	8.8288
0.020	17.513	0.0010012	67.01	73.46	2399.6	73.46	2533.6	0.2607	8.7246
0.025	21.096	0.0010020	54.26	88.45	2404.6	88.45	2540.2	0.3119	8.6440
0.030	24.100	0.0010027	45.67	101.00	2408.6	101.00	2545.6	0.3544	8.5785
0.035	26.694	0.0010033	39.48	111.85	2412.2	111.85	2550.4	0.3907	8.5232
0.040	28.983	0.0010040	34.80	121.41	2415.3	121.41	2554.5	0.4225	8.4755
0.045	31.035	0.0010046	31.14	129.99	2418.1	129.99	2558.2	0.4507	8.4335
0.050	32.898	0.0010052	28.19	137.76	2420.7	137.77	2561.6	0.4763	8.3960
0.055	34.605	0.0010058	25.77	144.90	2423.0	144.91	2564.7	0.4995	8.3621
0.060	36.183	0.0010064	23.74	151.49	2425.1	151.50	2567.5	0.5209	8.3312
0.065	37.651	0.0010069	22.02	157.63	2427.1	157.64	2570.2	0.5407	8.3029
0.070	39.025	0.0010074	20.53	163.37	2428.9	163.38	2572.6	0.5591	8.2767
0.075	40.316	0.0010079	19.24	168.76	2430.6	168.77	2574.9	0.5763	8.2523
0.080	41.534	0.0010084	18.10	173.85	2432.3	173.86	2577.1	0.5925	8.2296
0.085	42.689	0.0010089	17.10	178.68	2433.9	178.69	2579.2	0.6079	8.2082
0.090	43.787	0.0010094	16.20	183.27	2435.3	183.28	2581.1	0.6224	8.1881
0.095	44.833	0.0010098	15.40	187.64	2436.7	187.65	2583.0	0.6361	8.1691
0.10	45.833	0.0010102	14.67	191.82	2438.1	191.83	2584.8	0.6493	8.1511
0.11	47.710	0.0010111	13.42	199.67	2440.5	199.68	2588.1	0.6738	8.1177
0.12	49.446	0.0010119	12.36	206.93	2442.9	206.94	2591.2	0.6963	8.0872
0.13	51.062	0.0010126	11.47	213.69	2444.9	213.70	2594.0	0.7172	8.0592
0.14	52.574	0.0010133	10.69	220.01	2447.0	220.02	2596.7	0.7367	8.0334
0.15	53.997	0.0010140	10.02	225.95	2448.9	225.97	2599.2	0.7549	8.0093
0.16	55.341	0.0010147	9.433	231.57	2450.7	231.59	2601.6	0.7721	7.9869
0.17	56.615	0.0010154	8.911	236.91	2452.3	236.93	2603.8	0.7883	7.9658

Tab.A.1 Proprietà termodinamiche dell'acqua alla condensazione.

## A.2 Calcolo della portata dei fumi

Conoscendo il flusso utile  $\Phi_{UTILE} = 23091,10 [W]$  la portata dei fumi si ricava con la A.3:

$$\Phi_{UTILE} = G_{fumi} \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T + G_{H_2O,condens} \cdot q_{lat} \quad (A.3)$$

dove :

$$G_{H_2O,condens} = y_i \cdot G_{fumi} \quad (A.4)$$

Sostituendo la (A.4) nella (A.3) si giunge all'espressione della portata dei fumi:

$$G_{fumi} = \frac{\Phi_{UTILE}}{(\bar{c}_p \cdot \Delta T + y_i \cdot q_{lat})} = 0,0102 \left[ \frac{Kg}{s} \right] \quad (A.5)$$

dove

$$\Delta T = 1520 [K].$$

Nota la portata dei fumi, attraverso la (A.4), si ricava:

$$G_{H_2O,condens} = y_i \cdot G_{fumi} = 0,00152 \left[ \frac{Kg}{s} \right]$$

In questo modo si determina il flusso di calore scambiato nel condensatore che è pari a:

$$\Phi_{condens} = q_{lat} \cdot G_{H_2O,condens} = 3601,54 [W] \quad (A.6)$$

Il flusso totale si ricava con la A.7:

$$\Phi_{TOT} = \Phi_{UTILE} + \Phi_{perdite\ isolante} + \Phi_{perdite\ camino} + \Phi_{perdite\ massa} + \Phi_{CANNA} \quad (A.7)$$

Dove:

- $\Phi_{UTILE} = 23091,10 [W]$
- $\Phi_{perdite\ isolante} = 0,05 \cdot \Phi_{TOT}$

Essendo il flusso utile costante, poiché si mantiene costante la portata di aria, per differenza si ricava la potenza termica nello scambiatore di calore:

$$\Phi_{scambiatore1} = \Phi_{UTILE} - \Phi_{condensatore} = 19489,56 [W]$$

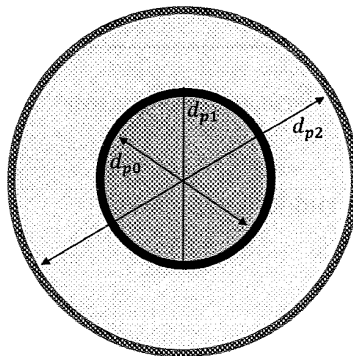
<b>Grandezza</b>	<b>Valore</b>
$\Delta T_1$	1439 K
$\Delta T_2$	34.66 K
$\Delta T_{ML}$	376.9 K
$\Phi_{ut,sensibile}$	19490 W
$R_{Tot,teor}$	0.01934 K/W

**Tab.A.3** Valori utili per il calcolo della temperatura media logaritmica.

### A.3.1 Calcolo delle resistenze

In prima battuta si riportano la sezione dello scambiatore rappresentato come tubi coassiali. Si riportano in tabella i valori di alcune grandezze significative.

Diametro Tubo fumi interno	$d_{p0}$	10 cm
Diametro Interno Tubo Aria	$d_{p1}$	10.6 cm
Diametro Esterno Tubo Aria	$d_{p2}$	75 cm
Diametro Idraulico aria	$d_h$	57 cm
Lunghezza tubi	$L$	INCOGNITA
Velocità fumi	$V_{fumi}$	3.8 m/s
Velocità aria	$V_1$	3 m/s

**Tab.A.4** Dimensioni scambiatore.**Fig.A.2** Sezione dello scambiatore.

Costante di Boltzmann	$\sigma$	$5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2/\text{K}^4$
Emissività acciaio	$\varepsilon_{cg}$	0.5
Emissività fumi	$\varepsilon_f$	0.7
Temperatura media fumi	$T_{f,med}$	1037 K
Temperatura parete	$T_p$	350 K
Diametro interno	$d_{int}$	10 cm

**Tab.A.5** Tabella Lato fumi.

La resistenza convettiva invece si calcola mediante il numero di Nusselt, il quale è funzione di Prandtl e di Reynolds. Pertanto si parte con il calcolo di quest'ultimo mediante la A.14:

$$Re = \frac{\rho_f * v_f * d_{int}}{\mu_f} = \frac{0.343 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 3.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.1 \text{ m}}{4.33 \cdot 10^{-5} \text{ Pa s}} = 2990 \quad (\text{A.14})$$

con la densità dinamica ricavata con la formula sperimentale:

$$\mu_f = 3.434 * 10^{-8} T_{f,med} \quad (\text{A.15})$$

Poichè dal numero di Reynolds si evince che il moto dei fumi è laminare, il numero di Nusselt non dipende da Prandtl e vale:

$$Nu = 3.66 = \frac{\alpha * d_{int}}{\lambda_f} \quad (\text{A.16})$$

da cui si può ricavare il valore del coefficiente liminare convettivo:

$$\alpha_f = \frac{Nu * \lambda_f}{d_{int}} = 9.41 \quad (\text{A.17})$$

Quindi è possibile ricavare la resistenza convettiva in funzione di L:

$$R_{conv,fumi} = \frac{1}{\alpha_f * \pi * d_{int} * L} \quad (\text{A.18})$$

$$\alpha_{aria} = \frac{Nu \cdot \lambda_{aria}}{d_f} = 9,93$$

e

$$R_{con,aria} = \frac{1}{\alpha_{aria} \pi \cdot d_f \cdot L}$$

- Lunghezza scambiatore

Come già accennato in precedenza la lunghezza dello scambiatore è stata calcolata con l'ausilio di un foglio elettronico e imponendo la condizione:

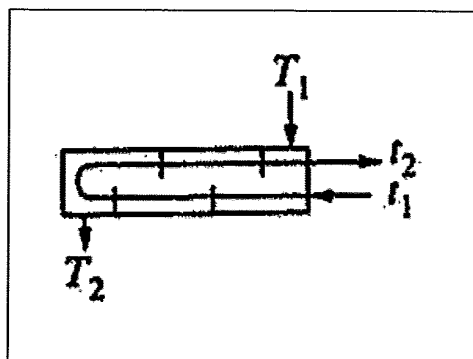
$$R_{TOT,eff} < R_{TOT,ter} = \underline{0,01934 \text{ K/W}}$$

La lunghezza totale dello scambiatore pertanto risulta essere:

$$L = 3,95 \text{ m}$$

a cui corrisponde una resistenza totale effettiva:

$$R_{TOT,eff} = \underline{0,01930 \text{ K/W}}$$



**Fig.A.4** Tipologia scambiatore.

- Scelta scambiatore

A questo punto si individua una tipologia di scambiatore idonea alle esigenze dell'impianto; poiché la lunghezza risulta essere leggermente eccessiva, si è pensato di utilizzare uno scambiatore a due

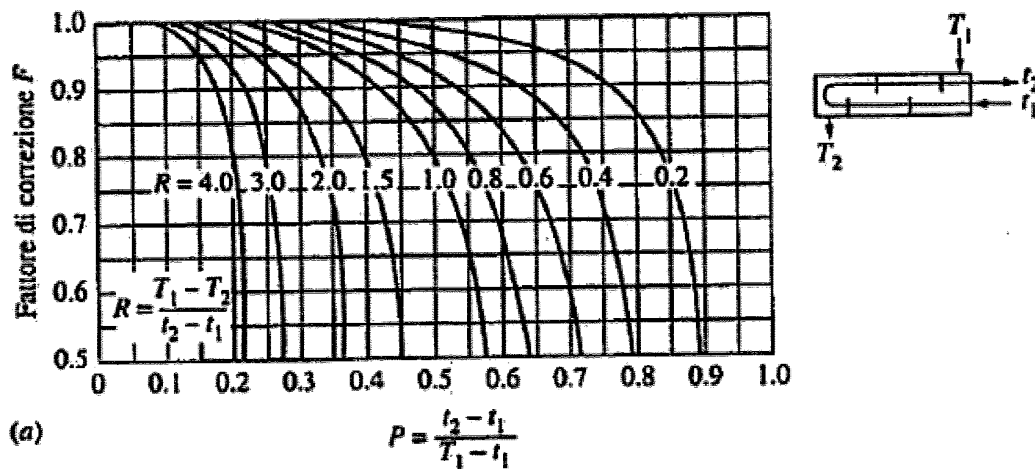


Fig.A.5 Grafici e relazioni per il calcolo di F.

$$\begin{cases} R = 0.011 \\ P = 0.976 \end{cases} \rightarrow F = 0.65$$

Il valore di F è stato di difficile approssimazione, cercando di stare il più possibile dalla parte della sicurezza, in quanto si trova molto a destra, zona in cui non sono state tracciate le curve di  $R < 0.2$ .

La lunghezza lineare diventa pertanto:

$$L = \frac{3.95 \text{ m}}{0.65} = 6.1 \text{ [m]}$$

A questo punto è possibile stimare l'ingombro longitudinale dello scambiatore in circa 3 m in quanto il tubo dei fumi viene piegato in modo da formare una "U" coricata, con i due rami maggiori di lunghezza 2.8 m e il ramo minore di lunghezza 0.5 m circa. Sempre in direzione assiale si lasciano 10 cm di distanza dalla parete del mantello per una lunghezza interna dello stesso di 2.9m. Di seguito è riportato uno schema rappresentativo dello scambiatore adottato, con alcune quote significative (in cm)

## A.4 Dimensionamento condensatore

Si procede successivamente al dimensionamento del condensatore, adibito al recupero del calore latente estrapolato dai gas di scarico nei quali si fa condensare il vapore acqueo presente, attraverso l'utilizzo di un circuito idraulico ad acqua, come mostra la rappresentazione in Fig.A.7.

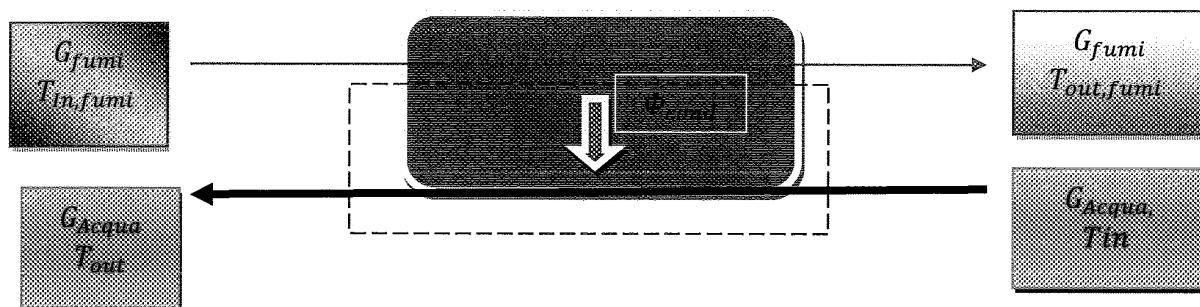


Fig.A.7 Schema condensatore.

Per meglio esplicitare il principio fisico sul quale si basa il funzionamento del condensatore, viene di seguito riportato, a titolo di esempio, lo schema di funzionamento dei comuni condensatori commerciali, mostrato in Fig.A.8. Il circuito idraulico a fascio tubiero, sottrae calore al fluido/ gas che lo attraversa, permettendo di condensare l'acqua presente in essi; quest'ultima viene raccolta nella vaschetta ubicata nella parte inferiore.

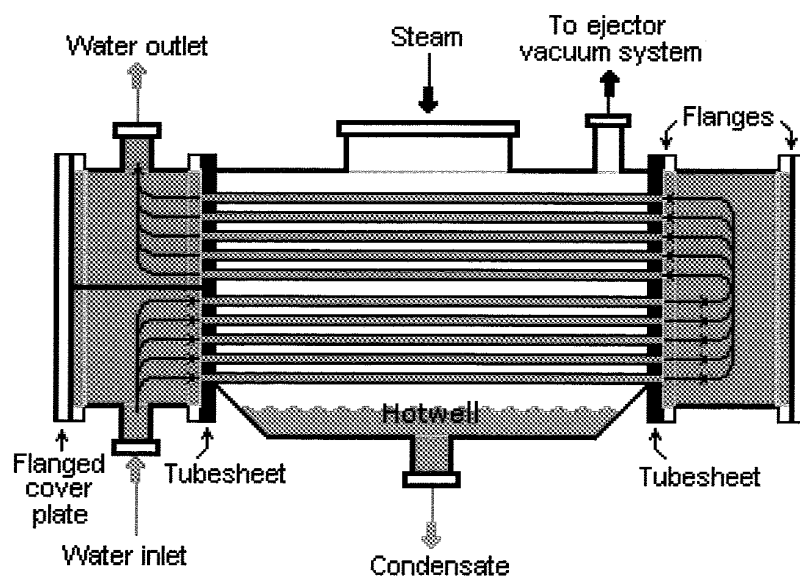


Fig.A.8 Esempio di condensatore reale.

Flusso	3457,46	W
T <sub>fumi</sub>	327	K
T <sub>in H2O</sub>	296	K
T <sub>out H2O</sub>	308	K
C <sub>p H2O</sub>	4177	J/kgK
Portata H <sub>2</sub> O	0,069	kg/s

**Tab.A.5** Valori relativi al condensatore.

Calcolata la portata d'acqua del circuito idraulico, si procede alla progettazione della geometria dello stesso. La morfologia del sistema scelto è riportata in Tab.A.6.

Numero tubi	10				
Diametro int tubo	0,01	m	Area int	0,00008	m <sup>2</sup>
Spessore	0,01	m			
Diametro est tubo	0,03	m	Area est	0,00070	m <sup>2</sup>
Diametro tubo fumi	0,1	m	Area	0,00790	m <sup>2</sup>
Perimetro bagnato	1,26	m	Area bagnata	0,00079	m <sup>2</sup>
Diametro idraulico	0,0025	m			

**Tab.A.6** Parametri relativi al condensatore.

Si è pervenuti ad una configurazione con un numero di tubi pari a di 10 unità, con la quale si calcola il diametro idraulico attraverso cui valutare i coefficienti di scambio termico convettivi:

$$D_{idraulico} = \frac{4 \cdot A_{bagnata}}{\text{Perimetro bagnato}} \quad (\text{A.24})$$

Pertanto, si procede al calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo dell'acqua attraverso i valori dei parametri adimensionali che regolano tale fenomeno; in particolare sono stati calcolati i valori del numero di Reynolds e Nusselt (regime laminare), riportati in Tab.A.7.

- $\lambda_{rame}$ =conducibilità termica del rame
- $d_{ml}$ =diametro medio logaritmico

Il diametro medio logaritmico è stato calcolato utilizzando la A.26:

$$d_{ml} = \frac{d_e - d_i}{\ln \frac{d_e}{d_i}} \quad (A.26)$$

Calcolato il coefficiente globale di scambio termico  $U$  è ora possibile calcolare l'area teorica di scambio termico  $A_{cond}$  dalla quale ricavare la lunghezza del condensatore  $L_{cond}$  tale per cui sia possibile scambiare interamente il flusso termico latente  $\phi_{lat}$  imposto .

$$A_{cond} = \frac{\phi_{Lat}}{U * n * \Delta T_{ml}} \quad (A.27)$$

$$L_{cond} = \frac{A_{cond}}{\pi * d_{mH2O}} \quad (A.28)$$

La Tab.A.9 mostra i risultati del procedimento sopracitato.

Diametro ML	0,018	m
U	141,1	W/(m <sup>2</sup> K)
Temperatura med log	24,5	K
Superficie scambio termico	0,1	m <sup>2</sup>
L tubo	1,05	m

**Tab.A.9** Valori relativi ai calcoli effettuati.

Dunque, a fronte di ciò, il condensatore presenterà una lunghezza superiore ai 6,5 metri, affinché possa recuperare totalmente il flusso latente di condensazione .

tubiero, ad esclusione della lunghezza incognita; successivamente si è passato al calcolo dei parametri di scambio dell'aria e dell'acqua.

Numero tubi	20	
Diametro int tubo	0,01	m
spessore	0,01	m
Diametro est tubo	0,03	m

**Tab.A.11** Parametri geometrici fascio tubiero.

Lato Acqua		
portata 1 tubo	0,0034	kg/s
veloc. Acqua 1 tubo	0,044	m/s
Re	439,1	
Pr	-	
Nu	3,66	
$\alpha$ Acqua	222,528	W/m <sup>2</sup> K

**Tab.A.12** Parametri lato acqua.

Giunti a questo punto si sono scelti i parametri geometrici del fascio tubiero dello scambiatore, all'interno dei quali scorrerà l'acqua.

Lato aria		
portata aria	1,417	kg/s
velocità aria	3,526	m/s
Re	9,44E+04	
Pr	7,04E-01	
Nu	1,91E+02	
$\alpha$ acqua	10,85	

**Tab.A.13** Parametri lato aria.

A partire da questi valori si è calcolato il diametro medio logaritmico  $D_{ml}=0.018$  m con la A.26.

## A.6 Verifica del tiraggio naturale

Nella nuova configurazione dell'impianto, è necessario verificare che l'evacuazione dei fumi nell'ambiente esterno, tramite la canna fumaria, sia spontanea. Per far ciò si confronta la *forza spingente teorica*, con la *forza resistente*, dovuta alle perdite distribuite e localizzate.

- Forza spingente teorica

Si può utilizzare la seguente formula:

$$\Delta p_m = H_c * \frac{\rho_a - \rho_{fm}}{\rho_w} \quad (A.31)$$

- $\Delta p_m$  la forza spingente teorica [mH<sub>2</sub>O]
- $H_c$  altezza del camino [m]
- $\rho_{a, fm, w}$  rispettivamente le densità di aria, fumi e acqua.

Le varie densità si possono calcolare con la formula:

$$\rho = \frac{PM * p}{R * T} \quad (A.32)$$

Con:

- PM il peso molecolare;
- R la costante dei gas, pari a 0.082 atm\*m<sup>3</sup>/kmol/K;
- p pressione [atm];
- T la temperatura [K];

Per l'aria, imponendo PM pari a 29 kg/kmol otteniamo:

$$\rho_a = \frac{29 * 1 \text{ atm}}{0.082 * 265 \text{ K}} = 1.335 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (A.33)$$

Mentre per quanto riguarda i fumi, abbiamo calcolato la densità di ogni specie chimica (Azoto, Ossigeno, Anidride carbonica) utilizzando i rispettivi pesi molecolari attraverso la relazione seguente:

$$\rho_x = \frac{PM_x * 1 \text{ atm}}{0.082 * 320 \text{ K}} \quad (A.34)$$

$$\frac{e}{D_c} = 0.0056 \quad (A.39)$$

con

$$e = 0.001$$

$$D_c = 0.001$$

Ottenendo

$$f = 0.035.$$

Pertanto è possibile quantificare le perdite:

$$\Delta p_r = 6.62 \cdot 10^{-6} [mH_2O] = 0.02328 [mmH_2O]$$

- Forza spingente disponibile (verifica tiraggio naturale)

Si confrontano la forza spingente teorica con la forza resistente:

$$\Delta p_{mr} = \Delta p_m - \Delta p_r = 0.002049 [mH_2O] = 2.049 [mmH_2O] \quad (A.40)$$

Pertanto essendo la forza spingente teorica maggiore delle perdite, è verificato il tiraggio naturale.

Il calcolo del rendimento di impianto *parte A* è stato effettuato come rapporto tra la somma del flusso utile dello scambiatore, il flusso di calore latente proveniente dal condensatore più la potenza utile del impianto di ventilazione ed la potenza termica liberata dal metano più potenza lorda impianto di ventilazione. Supponendo nel impianto di ventilazione un rendimento meccanico ed elettrico rispettivamente di 0.95 e 0.98. In formule il rendimento di impianto *parte A* è dato:

$$\eta = \frac{\Phi_{\text{Scambiatore}} + \Phi_{\text{condensatore}} * 0.96^2 + \text{Potenza utile ventilatore}}{G_{\text{metano}} * H_{\text{IP}} + \text{Potenza lorda ventilatore}} \quad (\text{A.43})$$

Analogamente il rendimento di impianto *parte S* è dato:

$$\eta = \frac{\Phi_{\text{Scambiatore}} + \text{Potenza utile ventilatore}}{G_{\text{metano}} * H_{\text{IP}} + \text{Potenza lorda ventilatore}} \quad (\text{A.44})$$

Nelle tabelle sono riportati i valori dei rendimenti di impianto:

Rendimento impianto parte A		
Flusso scambiatore	19489.56	W
Potenza utile Ventilat.	443.88	W
Potenza lorda ventilat.	476.78	W
Rendimento mec. Ventilatore	0.95	
Rendimento eletr. Ventilatore	0.98	
Portata metano	0.000574	kg/s
Potere calorifero met.	50000000	J/kg
Flusso condensatore	3601.54	W
<b>Rendimento</b>	<b>0.740</b>	

**Tab.A.15** Rendimento impianto parte A.

Rendimento impianto parte S		
Flusso scambiatore	23091.1	W
Portata metano	0.000698	kg/s
Potere calorifero met.	50000000	J/kg
Potenza utile Ventilat.	443.88	W
Potenza lorda ventilat.	476.78	W
Rendimento mec. Ventilatore	0.95	
Rendimento eletr. Ventilatore	0.98	
<b>Rendimento</b>	<b>0.610</b>	

**Tab.A.16** Rendimento impianto parte S.

### A.8.2 Costo relativo al consumo di carburante

Conoscendo la portata volumetrica, e il tempo di esercizio si può calcolare il volume di carburante consumato che moltiplicato per il prezzo al metro cubo ci dà il costo totale, di seguito vengono mostrate le tabelle relative al consumo di carburante e di costo complessivo.

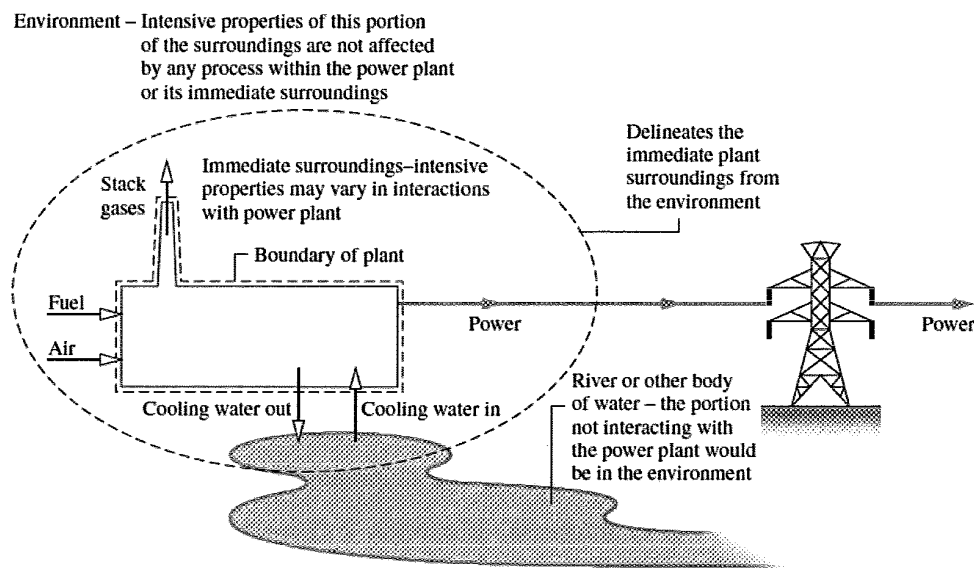
Costo Metano m3	0.02	€/m3
Portata vol. metano	0.000875	m3/s
Tempo esercizio	50400	s
Volume cons. giornaliero	44.08	m3
Costo giornaliero	0.88	€
Costo mensile metano	26.45	€/mese

**Tab.A.18** Costo di esercizio impianto di ventilazione.

Come è possibile notare dal costo mensile di metano si evince che l' utilizzo di un condensatore a valle dello scambiatore di calore ha permesso un aumento del rendimento globale del impianto è una riduzione dei costi mensili di metano( 32.18 €/mese *parte S*).

## Sommario

<b>1</b>	<b>Introduzione.....</b>	<b>3</b>
1.1	Equazione dell'energia utilizzabile .....	3
1.2	Exergia chimica .....	7
<b>2</b>	<b>Elaborazione dati.....</b>	<b>10</b>
2.1	Analisi exergetica della caldaia .....	11
2.1.1	Exergia del metano $\text{CH}_4$ .....	12
2.1.2	Exergia dei fumi in uscita dalla caldaia .....	14
2.1.3	Calcolo delle irreversibilità.....	18
2.2	Analisi exergetica del combustore .....	19
2.3	Analisi exergetica dello scambiatore.....	21
2.4	Analisi exergetica del condotto dei fumi.....	23
2.5	Analisi exergetica del condotto d'aria.....	25



**Fig.1.1** Schema di una centrale elettrica e dell'ambiente.

Se lo stato termodinamico di una determinata quantità di materia o di un sistema chiuso si scosta da quello dell'ambiente, esiste l'opportunità di produrre lavoro. Tuttavia, non appena il sistema cambia stato, avvicinandosi sempre più a quelle che sono le condizioni dell'ambiente, tale opportunità diminuisce fino ad essere nulla quando i due sistemi sono in equilibrio tra di loro. Quest'ultimo stato del sistema è chiamato "stato morto". Allo stato morto la quantità di materia presa in esame è immaginata a riposo rispetto all'ambiente ed in equilibrio con esso alla temperatura  $T_0$  e alla pressione  $p_0$ . In questa condizione sia il sistema sia l'ambiente possiedono un determinato valore di energia, ma il valore dell'exergia è nullo poiché non sono realizzabili altri cambiamenti spontanei all'interno del sistema o dell'ambiente, né altre interazioni tra i due sistemi.

Si chiariscono di seguito alcuni aspetti importanti del concetto di exergia:

- L'exergia è la misura dello scostamento dello stato di un sistema da quello dell'ambiente. Essa è quindi una qualità complessiva del sistema e dell'ambiente. Tuttavia, una volta che l'ambiente è specificato, può essere assegnato un valore di exergia come proprietà del solo sistema.
- Il valore dell'exergia non può essere negativo. Se un sistema si trova in condizioni diverse da quelle dello stato morto sarebbe in grado di evolvere spontaneamente verso lo stato morto stesso: questa tendenza termina quando lo stato morto è stato raggiunto. Di

$$\left[ \frac{d}{dt} (U + E_c + E_p + p_0 V - T_0 S) \right]_{VC} + \sum_{k=1}^{NC} \pm G_k \cdot (h + e_c + e_p - T_0 s_k) + T_0 \Sigma_{irr} \quad (3)$$

avendo posto

$$W_0 = p_0 \cdot \frac{dV}{dt}$$

Definendo l'energia interna totale come  $U^t = U + E_c + E_p$  e l'entalpia specifica totale come  $h^t = h + e_c + e_p$ , la precedente equazione può essere riscritta nel seguente modo:

$$\sum_{j=1}^N \Phi_j \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) - W_t = \left[ \frac{d}{dt} (U^t + p_0 V - T_0 S) \right]_{VC} + \sum_{k=1}^{NC} \pm G_k \cdot (h^t - T_0 s_k) + T_0 \Sigma_{irr} \quad (4)$$

Viene inoltre definita la quota disponibile dell'energia interna  $C = U^t + p_0 V - T_0 S$  e l'exergia interna A, definita a sua volta come la differenza di quota utilizzabile di energia interna:

$$A = C - C_0 = (U^t - U_0^t) + p_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0) \quad (5)$$

Essendo la quota disponibile dell'energia interna dell'ambiente definita come  $C_0 = U_0^t + p_0 V_0 - T_0 S_0 = \text{costante}$ , mettendo in evidenza lo scostamento dall'ambiente, è possibile scrivere:

$$\left[ \frac{d}{dt} (U^t + p_0 V - T_0 S) \right]_{VC} = \left[ \frac{d}{dt} C \right]_{VC} = \left[ \frac{d}{dt} (C - C_0) \right]_{VC} = \left[ \frac{d}{dt} A \right]_{VC} \quad (6)$$

Si definisce la quota disponibile dell'entalpia come:

$$\xi_i = h_i^t - T_0 s_i$$

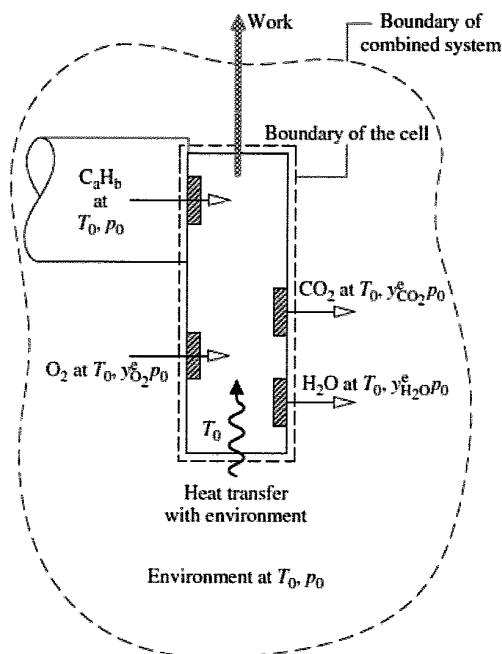
Manipolando algebricamente l'espressione si ottiene:

$$\xi_i = h_i^t - h_{i0}^t + h_{i0}^t - T_0 (s_i - s_{i0} + s_{i0}) \quad (7)$$

$$\xi_i = (\xi_i - \xi_{i0}) + \xi_{i0}$$

## 1.2 Exergia chimica

Si studiano ora le interazioni tra l'ambiente ed una determinata quantità di idrocarburo  $C_aH_b$  che si trova alla temperatura  $T_0$  e alla pressione  $p_0$ . L'obiettivo è quello di determinare il lavoro ottenibile permettendo all'idrocarburo di reagire con l'ossigeno dell'ambiente per produrre il biossido di carbonio  $CO_2$  ed acqua. L'exergia chimica è, per definizione, il massimo lavoro teorico che si può sviluppare dall'interazione dei due sistemi. La somma dell'exergia termomeccanica e di quella chimica è definita come exergia totale associata ad un dato sistema che si trova in uno specifico stato rispetto ad uno specifico ambiente di riferimento.



**Fig.1.3** Cella a combustibile che funziona in regime stazionario.

Riferendoci alla Fig.1.3, il carburante entra nella cella a temperatura  $T_0$  e a pressione  $p_0$ . In entrata c'è anche l'ossigeno di combustione, proveniente dall'ambiente. Supponendo l'ambiente come una miscela di gas ideali, l'ossigeno entra alle condizioni ambiente, ovvero alla temperatura  $T_0$  e alla pressione parziale  $y_{O_2} p_0$ , dove  $y_{O_2}$  è la frazione molare dell'ossigeno nell'ambiente. Il carburante e l'ossigeno reagiscono completamente nella cella e producono biossido di carbonio e vapore acqueo, che escono come flussi separati alle

## 2 Elaborazione dati

Per semplificazione si considera l'impianto costituito da diversi volumi di controllo posti in sequenza (Fig.2.1) e si applica per ciascuno di essi il bilancio energetico.

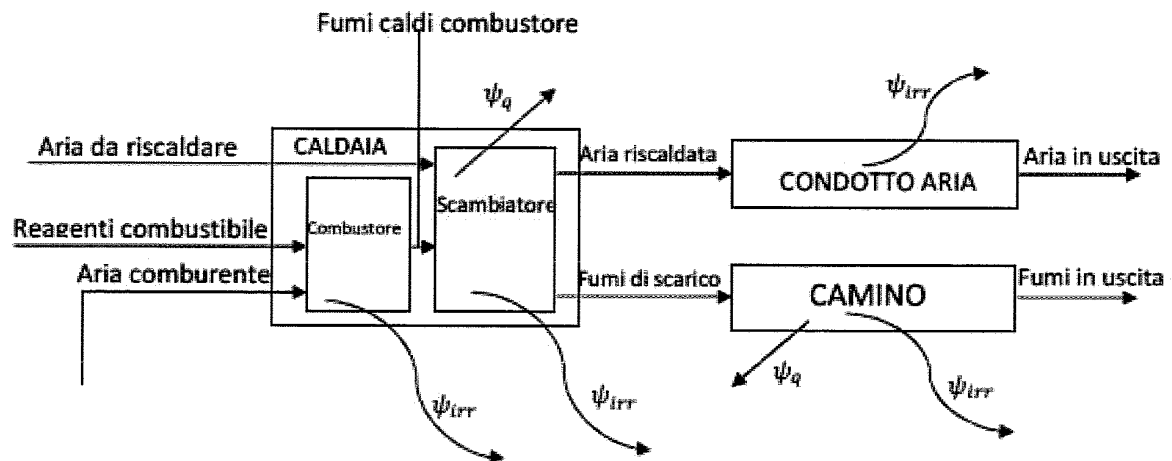


Fig.2.1 Volumi di controllo.

I volumi di controllo analizzati sono:

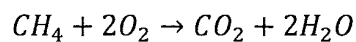
- CALDAIA composta a sua volta dal COMBUSTORE e dallo SCAMBIATORE;
- CONDOTTO DELL'ARIA verso l'ambiente da riscaldare;
- CAMINO attraverso cui vengono smaltiti i fumi verso l'ambiente esterno.

L'efficienza exergetica è utile per distinguere le diverse modalità di utilizzazione delle risorse energetiche che sono termodinamicamente efficaci da quelle che lo sono meno. L'efficienza exergetica può anche essere utilizzata per valutare l'efficacia delle misurazioni ingegneristiche al fine di migliorare le prestazioni del sistema termico. Questo viene fatto confrontando i valori dell'efficienza exergetica prima e dopo aver apportato eventuali modifiche al sistema. Può inoltre essere utilizzata per valutare il miglioramento delle performance di un determinato sistema termico, confrontando tale valore con quella di sistemi simili: ad esempio, una discrepanza significativa tra questi valori suggerisce che è possibile migliorare le prestazioni del sistema.

### 2.1.1 Exergia del metano $CH_4$

All'interno della caldaia entra una certa portata di metano, il cui contributo exergetico va valutato esclusivamente dal punto di vista chimico, essendo praticamente in equilibrio termomeccanico con l'ambiente esterno. Occorre dunque determinare l'exergia chimica di un idrocarburo, in questo caso  $CH_4$  alla  $T_{amb} = 293K$ .

Particolarizzando la (9) per il metano si ottiene:



in cui  $a=1$  e  $b=4$ . Successivamente si sono determinati da tabella i valori delle energie libere di Gibbs per i componenti che costituiscono la reazione ad una temperatura pari a 298 K:

Energia di formazione di Gibbs a $T=298$ [K]		
$CH_4$	-50790	[kJ/kmol]
$O_2$	0	[kJ/kmol]
$CO_2$	-394380	[kJ/kmol]
$H_2O$	-228590	[kJ/kmol]

**Tab.2.1** Energie di Formazione di Gibbs.

E' anche necessario conoscere le frazioni molari ( $y^e$ ) dei componenti che costituiscono l'aria nell'ambiente esterno:

$$n = \frac{M}{M}$$

$$y_i = \frac{n_i}{n_{tot}}$$

### 2.1.2 Exergia dei fumi in uscita dalla caldaia

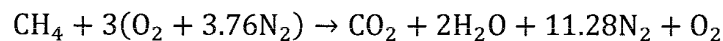
Il flusso exergetico dei fumi in uscita dalla caldaia ha invece due contributi da valutare:

1. una componente chimica dovuta ad una differente composizione rispetto all'ambiente esterno;
2. una componente termomeccanica dovuta alla differenza di temperatura tra i fumi in uscita dalla caldaia ( $T_{\text{fumi out}} = 514 \text{ K}$ ) e lo stato morto ristretto ( $T_0 = 265,15 \text{ K}$ ).

Si può quindi scrivere :

$$b_{\text{tot}} = b_{\text{ch}} + b_{\text{tm}}$$

Per valutare l'**exergia chimica** si è considerato un eccesso d'aria del 50%, ottenendo così la seguente reazione chimica:



Le frazioni molari delle diverse componenti nell'aria e quelle delle stesse componenti all'intero dei fumi sono:

Frazioni molari ambiente	
$y_{\text{N}_2}^e$	0,7567
$y_{\text{O}_2}^e$	0,2035
$y_{\text{H}_2\text{O}}^e$	0,0312
$y_{\text{CO}_2}^e$	0,0003

**Tab.2.4** Frazioni molari ambiente.

Frazioni molari fumi	
$Y_{\text{CO}_2}$	0,065445
$Y_{\text{H}_2\text{O}}$	0,13089
$Y_{\text{N}_2}$	0,73822
$Y_{\text{O}_2}$	0,065445

**Tab.2.5** Frazioni molari Fumi.

- $\bar{h}_i(T), \bar{s}_i(T)$  sono l'entalpia e l'entropia del componente i-esimo alla temperatura  $T_{\text{fumi out}}=514 \text{ [K]}$ ;
- $\bar{h}_i(T_0), \bar{s}_i(T_0)$  sono l'entalpia e l'entropia del componente i-esimo alla temperatura della biosfera  $T_0=265,15 \text{ [K]}$ .

Con l'ausilio del software Fluid Property Calculator e attraverso la consultazione delle tabelle relative alle proprietà termodinamiche dei gas perfetti, si determinano i seguenti valori di entalpia ed entropia:

	$h(T) \text{ [kJ/kmol]}$	$h(T_0) \text{ [kJ/kmol]}$	$s^\circ(T) \text{ [kJ/kmol K]}$	$s^\circ(T_0) \text{ [kJ/kmol K]}$
<b>CO2</b>	18169,3	8100	241,6	209
<b>H2O</b>	18903	8700	203,6	184,8
<b>N2</b>	14985,4	7568,3	212,8	187,8
<b>O2</b>	15194,7	7580,8	227,1	201,3

**Tab.2.7** Entalpie dei gas presenti nei fumi ad una certa T.

Il valore dell'exergia termomeccanica ottenuto è il seguente:

<b><math>b_{tm}</math></b>	1408,86	[kJ/kmol]
----------------------------	---------	-----------

Nota la portata massica dei fumi possiamo esprimere, come nel caso precedente, l'exergia termomeccanica riferita alla portata molare:

<b><math>G_{\text{fumi}}</math></b>	0,01898	[kg/s]
<b><math>M_{\text{fumi}}</math></b>	28	[kg/kmol]
<b><math>N_{\text{fumi}}</math></b>	0,000678	[kmol/s]
<b><math>B_{tm \text{ fumi}}</math></b>	0,96	[kW]

**Tab.2.8.**