

SULLA VALUTAZIONE DEL FLUSSO TERMICO NELLE CAMERE DI COMBUSTIONE E POST COMBUSTIONE DI TERMOVALORIZZATORI

Giovanni Molinari*, Giovanni Narducci°

* Prof. Ass., Dip. Meccanica e Aeronautica Univ. Di Roma "La Sapienza" <g.molinari@dma.ing.uniroma1.it>, °Ingegnere meccanico <narmo@tiscali.it>

SOMMARIO

Viene presentato un metodo di valutazione del flusso termico nei sistemi "camera – postcamera di combustione" schermati di termovalorizzatori con forno a griglia. Il metodo parte dalla discretizzazione del forno, assegnando l'andamento della temperatura per il letto di RSU ed assumendo una distribuzione iniziale per il gas e le pareti. Il modello fisico prevede il calcolo del flusso netto per ogni parete di suddivisione del confine delle due camere sulla base delle proprietà termoradiative dei fluidi e dei fattori di vista; si perviene ad un sistema di equazioni lineari la cui risoluzione fornisce i valori della potenza termica rilasciata dalle superfici, dai quali si risale a quelli dei flussi termici. Si arriva mediante processo iterativo alla distribuzione di temperatura dei gas e delle superfici e ad una valutazione fine dei flussi termici, evidenziandone la dipendenza dai principali parametri di progetto caratterizzanti il forno. Il procedimento è applicato con due tipi di RSU.

IL MODELLO FISICO

È dato un volume di gas non isoterma delimitato da una superficie solida, anch'essa non isoterma. La superficie e il volume vengono suddivisi rispettivamente in N settori e n celle, individualmente a temperatura costante (valore medio) T_i ($i = 1, 2, \dots, N$) per le superfici e T_{gt} ($t = 1, 2, \dots, n$) per i volumi gassosi, Fig. 1

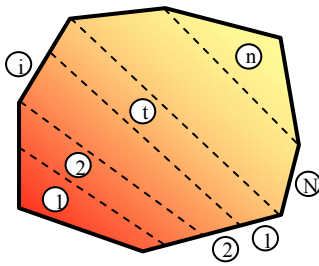


Fig. 1 – Volume gassoso delimitato da superficie solida.

Si assumono le ipotesi seguenti:

- superfici grigie e opache con emissività $\varepsilon_i = \alpha_i = 1 - \rho_i$
- superfici perfettamente diffondenti
- gas grigio, con $\varepsilon_{gt} = \alpha_{gt} = 1 - \tau_{gt}$
- gas omogeneo e isotropo
- particelle di cenere grigie, con $\varepsilon_{pt} = \alpha_{pt}$
- particelle di cenere perfettamente diffondenti
- gas e ceneri alla medesima temperatura: $T_{gt} = T_{pt}$
- scattering di gas e ceneri trascurabile
- le aperture nella superficie si assimilano a superfici nere.

Le equazioni del trasporto radiativo sono come noto [1→6]:

$$\begin{cases} q_{Si} = G_i - J_i \\ J_i = \varepsilon_i E_{bi} + (1 - \varepsilon_i) G_i \end{cases} \quad (1)$$

in cui G_i e J_i sono l'irradiazione e la radiosità delle superfici, da cui si ottiene

$$q_{Si} = \frac{J_i - E_{bi}}{\frac{1}{\varepsilon_i} - 1} \quad (2)$$

Essendo in generale $G_i = \sum_j G_{ij}$ ($j=1, \dots, N$), per l'involucro di Fig. 1 contenente n spessori di gas si perviene all'espressione:

$$\begin{aligned} G_{ij} = & F_{ij} \left(\prod_{t=1}^{n_{j \rightarrow i}} \tau_{(g+p)t} \right) J_j + \\ & + F_{ij} \sum_{r=1}^{n_{j \rightarrow i} - 1} \left[\left(\prod_{s=r+1}^{n_{j \rightarrow i}} \tau_{(g+p)s} \right) \varepsilon_{(g+p)r} E_{b(g+p)r} \right] + \\ & + F_{ij} \varepsilon_{(g+p)n_{j \rightarrow i}} E_{b(g+p)n_{j \rightarrow i}} \end{aligned} \quad (3)$$

in cui $t=1 \dots n_{j \rightarrow i}$, $r=1 \dots n_{j \rightarrow i} - 1$, $s=r+1 \dots n_{j \rightarrow i}$, con $n_{j \rightarrow i}$ il numero di strati gassosi interessati dalla coppia di superfici i - j , mentre F_{ij} è il fattore di vista secondo cui la superficie i vede la j [7].

L'emissività $\varepsilon_{(g+p)t}$ del sistema gas-particolato è data dalla

$$\varepsilon_{(g+p)t} = \varepsilon_{gt} + \varepsilon_{pt} - \varepsilon_{gt} \varepsilon_{pt} \quad (4)$$

Il calcolo di ε_{gt} è effettuato con le relazioni

$$\begin{cases} \varepsilon_{gt} = 0,9 \left(1 - e^{-K_{gt}L_t}\right) \\ K_{gt} = \frac{(0,8 + 1,6p_{H_2O}) \left[1 - 0,38 \frac{T_{gt}}{1000}\right]}{\left[(p_{H_2O} + p_{CO_2})L_{gt}\right]^{1/2}} \end{cases} (5)$$

dove K_{gt} è il fattore di attenuazione del gas [8], mentre lo spessore L_t dello strato gassoso è valutato mediante la

$$L_t = (3,4 \div 3,8) \frac{V_t}{S_t} = (3,4 \div 3,8) \frac{1}{f_t} (6)$$

in cui $f_t = S_t/V_t$ rappresenta il fattore di forma della cella [9].

Inoltre ε_{pt} è ricavabile da grafici sperimentali o con relazioni che permettono il calcolo del fattore di attenuazione K_{pt} [1,2,10], dal quale si risale all'emissività mediante la

$$\varepsilon_{pt} = 1 - e^{-K_{pt}L_t} (7)$$

In base alle ipotesi assunte, la trasparenza del sistema gas-particolato è $\tau_{(g+p)t} = 1 - \varepsilon_{(g+p)t}$.

Assegnate le distribuzioni di temperatura per gas e superfici, risolvendo il sistema lineare costituito dalla seconda delle Eq. (1) si ricavano le J_i e dall'Eq. (2) si ottengono i q_{si} .

APPLICAZIONE DEL MODELLO

Si considera un forno a griglia schermato di geometria assegnata [11]. La Fig. 2 illustra le suddivisioni effettuate nella camera (CC) e postcamera (CPC) di combustione, evidenziando le superfici aperte (grigie) e di griglia (rossa).

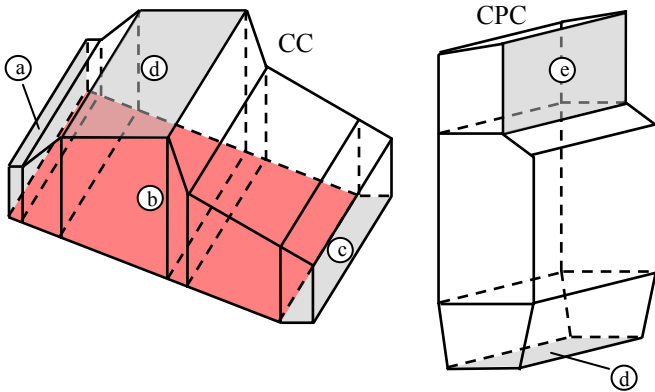


Fig. 2 - a) ingresso RSU, b) letto di RSU sulla griglia, c) uscita ceneri, d) uscita gas dalla CC \equiv ingresso gas in CPC, e) uscita gas dalla CPC.

La potenzialità termica del forno, dato di progetto, è $G_c H_i / 1000 = 70$ MW con G_c (kg/s) e H_i (kJ/kg_c) la portata in massa ed il potere calorifico inferiore degli RSU.

Come refrattario di protezione degli schermi tubieri si è scelta la lega INCONEL 600 [9] con spessori $s_R = 100$ mm in CC ed $s_R = 50$ mm in CPC.

L'andamento della temperatura T_L del letto di RSU sulla griglia viene assegnato in base alla forma della curva di distribuzione riscontrabile in impianti simili [12] e alla temperatura T_g^* di combustione adiabatica, costituendo quindi

un dato del problema.

Anche per gli andamenti delle temperature dei gas T_g e del refrattario T_R si assegna una forma della curva di distribuzione, ma i valori sono assunti arbitrariamente. Il modello di calcolo viene perciò applicato iterativamente con l'ausilio di equazioni di congruenza che permettono di ricavare in base ai q_{si} ottenuti nuove distribuzioni di T_R e T_g . Per la temperature del refrattario si ricorre alla

$$q_s = \frac{\lambda}{s} \Delta T (8)$$

che permette di ricavare il ΔT di parete, essendo λ e s la conduttività termica e lo spessore. Per le temperature del gas si utilizzano le equazioni di bilancio termico delle camere che, contraddistinguendo le grandezze relative alla CC ed alla CPC rispettivamente con i pedici 1 e 2, assumono le forme

$$\eta_1 G_c H_i = G_g c_{p1} T_{gu1} + Q_{i1} (9)$$

$$\eta_2 G_g c_{p1} T_{gu1} = G_g c_{p2} T_{gu2} + Q_{i2} (10)$$

essendo η il rendimento, G_g , T_{gu} e c_p rispettivamente la portata in massa, la temperatura di uscita dalla camera e il calore specifico a pressione costante del gas, Q_i il calore netto trasmesso alle pareti schermate espresso da

$$Q_i = \sum_i q_{si} S_i (11)$$

con S_i l'area della superficie i -esima.

Mediante l'Eq. (9) si ricava T_{gu1} dalla quale si risale alla temperatura media T_{g1} dei gas nella cella in corrispondenza alla sezione di uscita dalla CC (Fig. 2): $T_{g1} = T_{gu1} + \Delta T_g$, essendo ΔT_g un incremento di temperatura assunto. Stabilita in precedenza la forma della distribuzione, si ricavano le temperature nelle altre celle.

Mediante l'Eq. (10) si ricava T_{gu2} dalla quale si risale alla temperatura media T_{g2} dei gas nella cella in corrispondenza alla sezione di uscita dalla CPC (Fig. 2). Assunta una distribuzione lineare e note le temperature all'ingresso ed all'uscita sono calcolabili quelle in ogni altra cella.

Al fine di osservare l'influenza della composizione del combustibile sul processo di scambio termico radiativo, i calcoli vengono svolti utilizzando i due RSU di Tab. 1 [9] e due valori per l'indice di eccesso d'aria: $e = 1.70 - 2.00$.

Tab. 1 - Composizioni e poteri calorifici degli RSU.

	RSU1	RSU2
H_i (kJ/kg _c)	8800	12154
C (carbonio)	25.32	33.76
H (idrogeno)	3.49	4.66
O (ossigeno)	18.55	24.75
N (azoto)	0.34	0.46
S (zolfo)	0.24	0.33
Cl (cloro)	0.46	0.58
U (umidità)	28.60	21.46
CE (ceneri)	23.00	14.00
Totale	100.00	100.00

RISULTATI

In Fig. 3 si riportano i valori di q_s (kW/m²) in CC in funzione della distanza l (m) dalla sezione d'ingresso degli RSU.

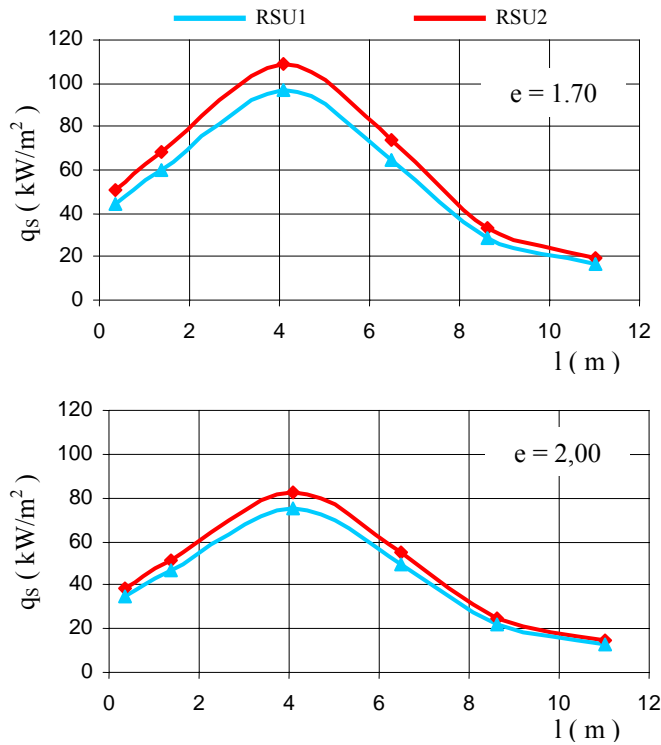


Fig. 3 – q_s in CC.

In Fig. 4 si riportano i valori di q_s (kW/m²) in CPC in funzione della distanza l (m) dalla sezione d'ingresso dei gas.

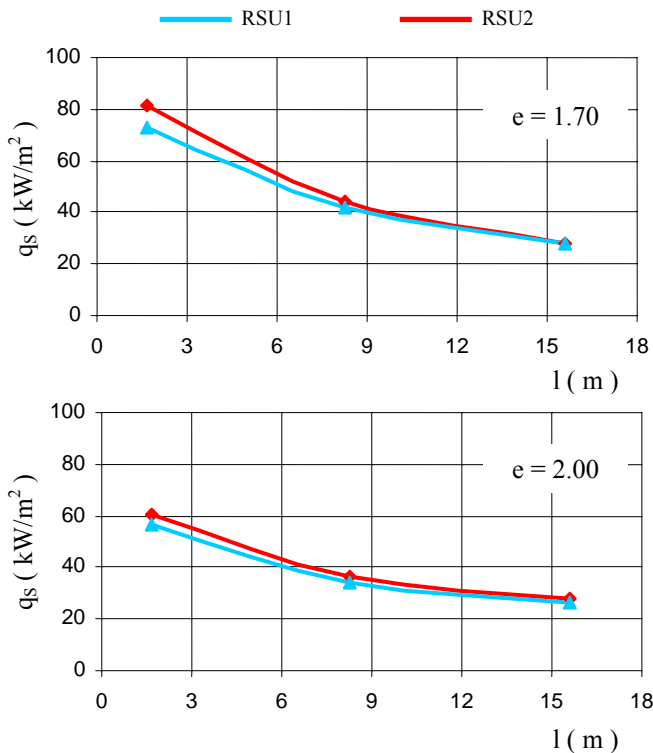


Fig. 4 – q_s in CPC.

Nelle Figg. 5,6 si riportano i valori assegnati per le temperature T_L (°C) del letto di RSU e quelli ottenuti per le temperature dei gas T_g (°C) e del refrattario T_R (°C) in CC.

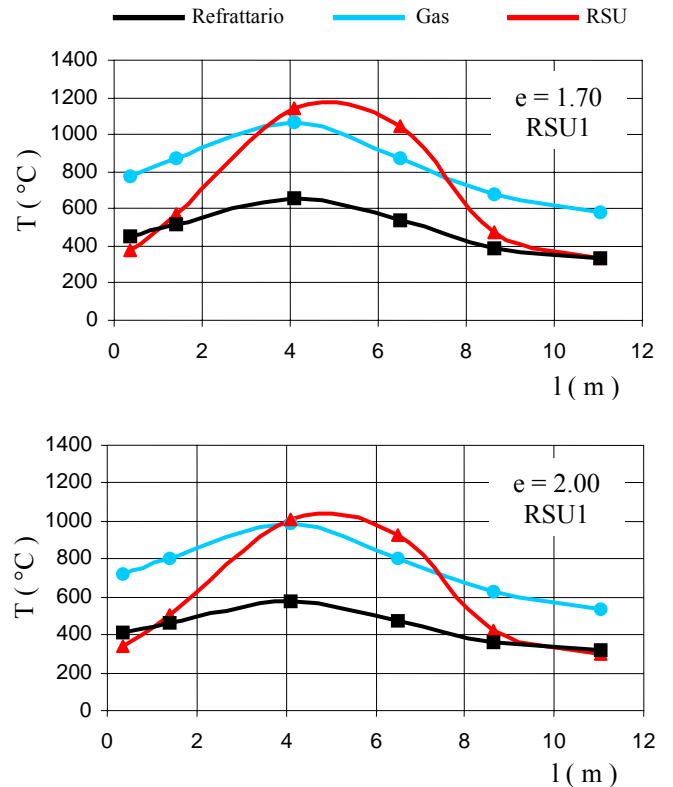


Fig. 5 – T in CC con RSU1.

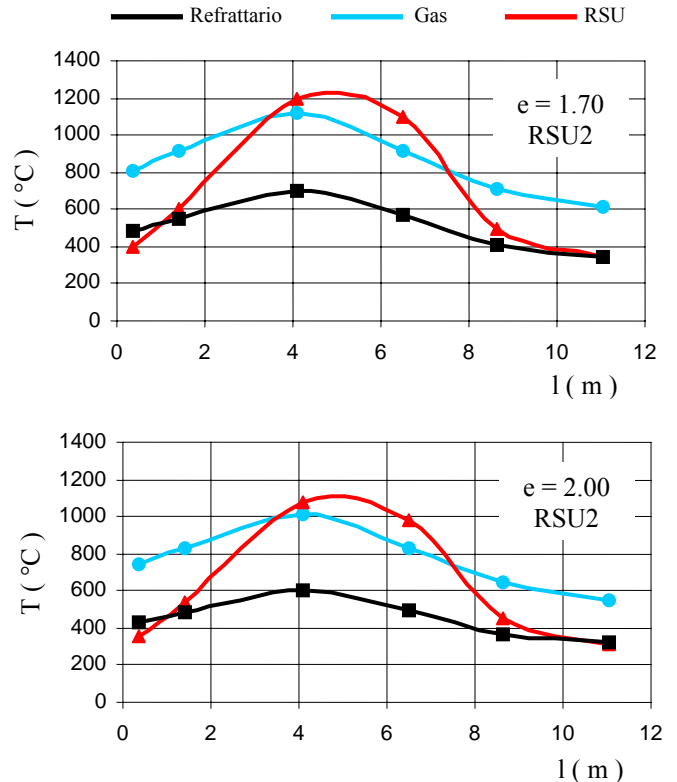


Fig. 6 – T in CC con RSU2.

Nelle Figg. 7,8 si riportano i valori ottenuti per le temperature dei gas T_g e del refrattario T_R ($^{\circ}\text{C}$) in CPC.

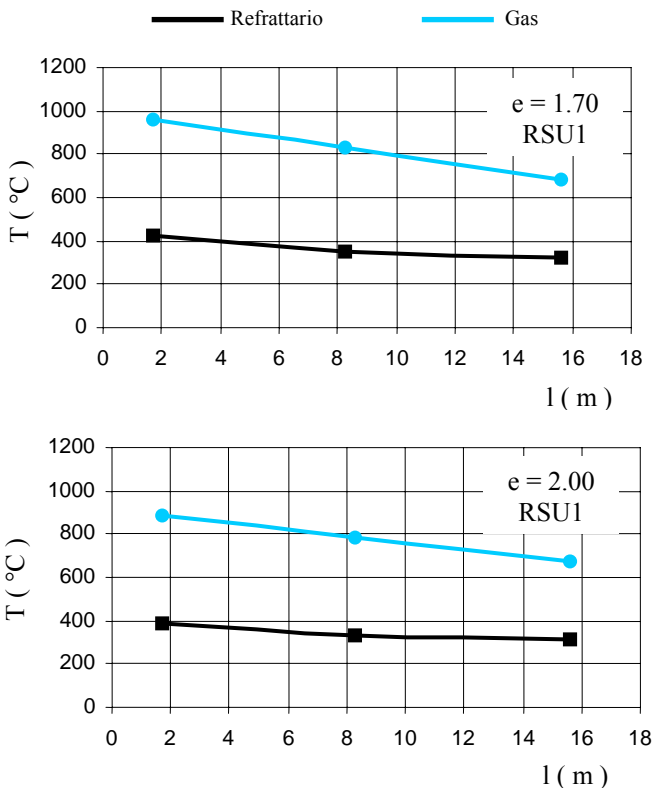


Fig. 7 – T in CPC con RSU1.

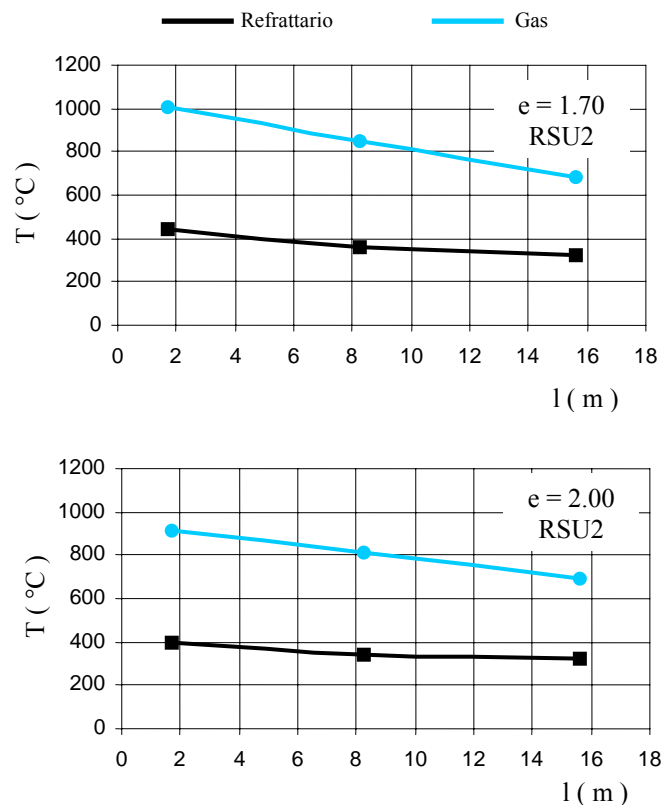


Fig. 8 – T in CPC con RSU2.

CONCLUSIONI

Una valutazione precisa del flusso termico è alla base del dimensionamento della superficie di trasmissione dei sistemi di camera e postcamera di combustione dei termovalorizzatori. Il metodo proposto appare in grado di gestire in modo fine tale calcolo per geometrie di involucro comunque complesse, per combustibili diversi e con diversi parametri di progetto e funzionamento. Una volta pervenuti alla determinazione preliminare dei fattori di vista, il cui numero dipende dalla finezza di discretizzazione dell'involucro, i flussi termici si ottengono in tempi rapidi pur tenendo conto della complessità dei cicli iterativi contemplati dal metodo, grazie all'utilizzo di un foglio di calcolo elettronico (Microsoft Excel) per l'elaborazione numerica.

La precisione del calcolo rimane comunque subordinata a quella di valutazione dei fattori di attenuazione di un mezzo emittente-assorbente particolarmente complesso quale quello costituito dal sistema letto-gas-particolato-pareti.

GRANDEZZE E UNITÀ DI MISURA

ϵ , α , ρ , τ (adimensionali): emissività, coefficiente di assorbimento, coefficiente di riflessione, coefficiente di trasparenza;
 T_g, T_p, T_R, T_L ($^{\circ}\text{C}$): temperature dei gas, del particolato, del refrattario e del letto di RSU;
 G (kW/m^2): irradiazione = potenza incidente l'unità di superficie;
 J (kW/m^2): radiosità = potenza rilasciata (emessa + riflessa) dall'unità di superficie;
 q_s (kW/m^2): flusso termico superficiale = potenza netta trasmessa all'unità di superficie;
 E_b (kW/m^2): potere emissivo del corpo nero;
 K (m^{-1}): fattore di attenuazione;
 L (m): spessore dello strato gassoso;
 V (m^3), S (m^2): volume e superficie;
 f (m^{-1}): fattore di forma;
 G_c (kg/s): portata in massa di RSU;
 H_i (kJ/kg $^{\circ}\text{C}$): potere calorifico inferiore degli RSU;
 s_R (mm): spessore del refrattario;
 T_g^* ($^{\circ}\text{C}$): temperatura di combustione adiabatica;
 λ ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$): conduttività termica;
 ΔT ($^{\circ}\text{C}$): salto di temperatura;
 η_1, η_2 (adimensionali): rendimenti della camera e postcamera di combustione;
 T_{gu1}, T_{gu2} ($^{\circ}\text{C}$): temperature di uscita dei gas dalla camera e postcamera di combustione;
 G_g (kg/s): portata in massa dei gas;
 c_p (kJ/kg $^{\circ}\text{C}$): calore specifico a pressione costante dei gas;
 Q_i (kW): calore netto trasmesso alle superfici schermate;
 e (adimensionale): indice di eccesso d'aria.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

libri [1][2][3][8][9], atti [10], documenti reperibili su internet [4] [5] [6] [7] [11] [12].

1. Modest, M. F., "Radiative Heat Transfer", McGraw-Hill Int. Editions, 1993.
2. Siegel R., Howell J. R., Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw-Hill, 1972.
3. Gray W.A., Müller R., Engineering Calculations in Radiative Heat Transfer, Pergamon Press, 1974.

4. Lienhard J. H. (IV) - Lienhard J. H. (V), "A Heat Transfer Textbook", third edition, 2003, Phlogiston Press, Massachusetts, USA,
<http://web.mit.edu/lienhard/www/ahtt.html>
5. Chungen Yin, "Advanced Heat Transfer", 2003,
<http://www.iet.auc.dk/courses/face8/Advanced%20Heat%20Transfer%20-%201st%20part.pdf>
6. Silcox G., "Heat Transfer",
<http://www.che.utah.edu/~geoff/>
7. Howell J. R., "A Catalog of Radiation Heat Transfer Configuration Factors",
<http://www.me.utexas.edu/~howell/tablecon.html#C1>
8. Ganapathy V., "Steam Plant Calculations Manual", 1984, Marcel Dekker, inc.
9. Babcock & Wilcox, "STEAM – its generation and use", 40th edition, 1992, Babcock & Wilcox Company.
10. Molinari G. – Narducci G., "Contributo sul flusso termico nelle camere di post combustione schermate di forni a griglia alimentati con RSU", 59° Congresso ATI – Genova 2004, Vol. I, pgg. 397-410.
11. "A new secondary air injection system for municipal solid waste",
[http://www.scientecmatrix.com/seghers/tecma/scientecmatrix.nsf/_/2D1D37EECA3D3960C1256B5A00550D8E/\\$file/NewSecondaryAirInjection-SolidWasteIncineration.pdf](http://www.scientecmatrix.com/seghers/tecma/scientecmatrix.nsf/_/2D1D37EECA3D3960C1256B5A00550D8E/$file/NewSecondaryAirInjection-SolidWasteIncineration.pdf)
12. Görner K.– Klasen T., "Numerical calculation and optimisation of a large municipal solid waste incinerator plant",
<http://www.journal.ifrf.net/library/february2002/200202klasen.pdf>

