



Ricerca di Sistema elettrico

Studio dei parametri progettuali per la realizzazione di caldaie a sali fusi alimentate con biomasse lignocellulosiche

Giancarlo Chiatti, Fulvio Palmieri

STUDIO DEI PARAMETRI PROGETTUALI PER LA REALIZZAZIONE DI CALDAIE A SALI FUSI ALIMENTATE CON BIOMASSE LIGNOCELLULOSICHE

Giancarlo Chiatti, Fulvio Palmieri (Dipartimento di Ingegneria, Università Roma Tre)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: Sviluppo di sistemi per la produzione di energia elettrica da biomasse e l'upgrading dei biocombustibili

Obiettivo: Sviluppo di sistemi di produzione dell'energia elettrica e cogenerativi

Responsabile del Progetto: Vito Pignatelli, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Studio dei parametri progettuali per la realizzazione di caldaie a sali fusi alimentate con biomasse lignocellulosiche"

Responsabile scientifico ENEA: Pietro Tarquini

Responsabile scientifico Università Roma Tre: Giancarlo Chiatti

Indice

SOMMARIO.....	4
1 CONSIDERAZIONI INTRODUTTIVE SULLE CALDAIE A SALI FUSI ALIMENTATE A BIOMASSA LIGNOCELLULOSICA.....	5
1.1 CARATTERISTICHE DEI GENERATORI DI GAS CALDI A BIOMASSA.....	5
1.1.1 <i>Limiti sulla temperatura di rilascio fumi</i>	5
1.2 ACQUISIZIONE DEI DATI CARATTERISTICI DELLA TERMOFLUIDODINAMICA DEI SALI FUSI.....	5
1.2.1 <i>Aspetti tecnologici relativi all'impiego dei sali fusi</i>	5
2 STUDIO PRELIMINARE DELLE CARATTERISTICHE DELLO SCAMBIATORE DI CALORE	6
2.1 VALUTAZIONI PER IL DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE DELLO SCAMBIATORE DI CALORE FUMI-SALI.....	6
2.2 DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE DELLA SUPERFICIE DI SCAMBIO TERMICO	6
2.3 ESAME DEL PROFILO DI TEMPERATURA ATTESO SULLE SUPERFICI METALLICHE	8
3 CONSIDERAZIONI SULL'ARCHITETTURA DEGLI SCAMBIATORI.....	9
3.1 ARCHITETTURA A TUBI DI SALI CON STADI DI SCAMBIO CONVETTIVO.....	9
3.2 ARCHITETTURA A TUBI DI FUMO	10
3.3 CRITICITÀ EMERSE	10
4 DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA DEGLI SCAMBIATORI.....	11
4.1 ARCHITETTURA A TUBI DI SALI A SEZIONI CONVETTIVE	11
4.1.1 <i>Verifica della superficie di scambio termico (ϵ-NTU)</i>	12
4.1.2 <i>Calcolo delle perdite di carico nelle sezioni di interesse del circuito sali</i>	13
4.1.3 <i>Valutazione parametrica delle prestazioni lato sale al variare della temperatura di ingresso dei fumi</i>	13
4.1.4 <i>Affinamento della stima delle superfici di scambio termico mediante modellazione a più blocchi</i>	13
4.2 ARCHITETTURA A TUBI DI SALE DI TIPO MISTO A SEZIONI RADIATIVE E CONVETTIVE CON DISPOSITIVO DI ABBATTIMENTO DELLE POLVERI DI TIPO INERZIALE	15
4.2.1 <i>Suddivisione nelle sezioni radiative e convettive</i>	15
4.3 ARCHITETTURA A TUBI DI FUMO	16
4.4 AFFINAMENTO DELL'ARCHITETTURA A TUBI DI FUMO.....	17
5 CONCLUSIONI.....	19
ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	20
CURRICULA AUTORI	21

Sommario

Le attività hanno riguardato lo studio di un nuovo impianto integrato costituito da una caldaia a sali fusi alimentata con biomassa legnosa, interfacciabile con il sistema di accumulo di impianti solari termodinamici, sviluppato da ENEA, in modo da garantire l'integrazione e la termoregolazione con la fonte solare.

Si è proceduto schematizzando l'impianto a sali fusi in due componenti fortemente integrati ma distinti, il generatore di gas caldi a biomassa e lo scambiatore di calore fumi-sali fusi.

Per quanto riguarda il generatore di gas caldi, l'attuale panorama costituito dai diversi tipi di bruciatori operanti a biomassa è particolarmente ampio. Per l'applicazione oggetto di studio, si è ritenuto importante fare riferimento alla categoria di bruciatori che trova frequente impiego nel settore agro-industriale. Tale categoria è quella che realizza la combustione su griglia mobile e che assicura elevata flessibilità operativa nei confronti della biomassa utilizzata, in termini di pezzatura, umidità e provenienza.

In questo ambito, sono state sintetizzate le conoscenze sulle apparecchiature disponibili nella fascia di potenza 1-6 MW termici e sono stati determinati i livelli di temperatura dei fumi all'ingresso dello scambiatore fumi-sali fusi.

Dal colloquio con ENEA riguardo alle caratteristiche (potenza e rendimento) dell'impianto NORC in fase di sviluppo, è emersa la necessità di fissare la taglia dell'unità a biomassa in base alla potenza termica da trasferire al vettore termico sali fusi, nell'ordine dei 5 MW.

Sempre in base alle caratteristiche dell'impianto NORC sono state fissate le temperature di ingresso e uscita del sale, e quindi la tipologia di miscela di sali (eutettica ternaria).

Una volta acquisite le caratteristiche delle miscele di sali tramite le informazioni messe a disposizione da ENEA, definendo le caratteristiche del vettore termico nel campo di utilizzo, si è proceduto alla definizione della problematica relativa al dimensionamento dello scambiatore di calore.

Sono state individuate le portate dei fluidi e la superficie di scambio termico di massima e sono state delineate due possibili architetture costruttive, le quali presentano entrambe aspetti interessanti.

Più in dettaglio, sono stati analizzati gli aspetti legati alle due configurazioni di scambiatore, di seguito denominate "a tubi di sali" e "tubi di fumo", evidenziandone le principali criticità e individuando le linee di indagine per la fase di progettazione esecutiva.

1 Considerazioni introduttive sulle caldaie a sali fusi alimentate a biomassa lignocellulosica

1.1 Caratteristiche dei generatori di gas caldi a biomassa

1.1.1 Limiti sulla temperatura di rilascio fumi

Dall'esame delle attuali realizzazioni di caldaie a biomassa si è posta pari a 900 °C la temperatura di ingresso dei fumi nello scambiatore fumi-sali. Gli impianti di combustione della biomassa richiedono l'impiego di dispositivi di abbattimento del particolato, come i filtri a maniche, che introducono un limite superiore alla temperatura dei fumi. Da questo punto di vista, si assume che la temperatura massima dei fumi in uscita dallo scambiatore fumi-sale e in ingresso al filtro a maniche non superi il valore di 250 °C.

1.2 Acquisizione dei dati caratteristici della termofluidodinamica dei sali fusi

In accordo con le indicazioni ricevute da ENEA, si prendono in considerazione le miscele di sali eutettiche ternarie, principalmente in ragione della relativamente bassa temperatura di solidificazione. Infatti, adoperando tali miscele, è possibile operare senza rischio di solidificazione fino alla temperatura di 200 °C, in luogo dei 280 °C previsti per la miscela binaria ("Solar Salt").

Per l'analisi delle problematiche relative al dimensionamento preliminare dello scambiatore di calore, sono state utilizzate per il sale le grandezze valutate alla temperatura di 350 °C, riportate nella Tabella 1.

Tabella 1. Caratteristiche dei sali fusi adottate

Coefficiente di adduzione	2000	[W m ⁻² °C ⁻¹]
Densità	1800	[kg/m ³]
Calore specifico	1550	[J kg ⁻¹ °C ⁻¹]

I valori del calore specifico e della densità sono stati ricavati dal documento "Miscela_1.doc" fornito da ENEA. Per quanto concerne invece il coefficiente di adduzione, è stato adottato il valore tipico del "solar salt", in accordo con le indicazioni ricevute da ENEA. Sulle miscele ternarie sono attualmente in corso campagne di sperimentazione volte alla caratterizzazione completa del fluido, analogamente a quanto fatto da ENEA sulle miscela binaria "solar salt".

1.2.1 Aspetti tecnologici relativi all'impiego dei sali fusi

L'impiego di sali fusi come vettore termico impone la gestione ottimale della fase di fermata dell'unità a biomassa. Occorre inoltre valutare le conseguenze prodotte dalla possibilità che i sali si solidifichino all'interno dello scambiatore di calore. E' infine desiderabile conferire al sistema la possibilità di svuotamento dei sali quando questi sono ancora caldi, evitando particolari manovre o rigide misure preventive. Un ulteriore aspetto da tenere in considerazione riguarda il legame fra la massa di sali contenuta nello scambiatore di calore e le caratteristiche strutturali dello scambiatore stesso.

2 Studio preliminare delle caratteristiche dello scambiatore di calore

2.1 Valutazioni per il dimensionamento preliminare dello scambiatore di calore fumi-sali

In armonia con l'obiettivo del progetto di ricerca, si assume che il rendimento dell'impianto motore NORC sia compreso nell'intervallo 20-25%. Discende, in via cautelativa, che il vettore termico deve cedere al fluido di lavoro la potenza di 5 MW, per impianti da 1 MWe. Sulla base di ciò, si determinano le portate dei fumi caldi messi a disposizione dal sistema di combustione della biomassa e quelle del vettore termico sali fusi. Si assume che il sistema di combustione sia in grado di fornire fumi caldi alla temperatura di 900 °C. In particolare si ha:

$$\dot{m}_f = \left(\frac{\dot{Q}}{c_{pf} T_{in-f} - T_{out-f}} \right) = 7.7 \text{ kg / s} \quad (1)$$

Per quanto concerne la portata dei sali, si ha:

$$\dot{m}_s = \left(\frac{\dot{Q}}{c_{ps} T_{out-s} - T_{in-s}} \right) = 11.8 \text{ kg / s} \quad (2)$$

in cui sono state fissate le temperature dei fluidi in ingresso e in uscita dello scambiatore di calore, sulla base delle caratteristiche dell'impianto NORC comunicate da ENEA. Nella Tabella 2 sono riportati i valori utilizzati.

Tabella 2. Temperature dei fluidi in ingresso e in uscita

Temperature lato fumi	
T ingresso fumi	900 [°C]
T uscita fumi	250 [°C]
Temperature lato sali	
T ingresso sali	200 [°C]
T uscita sali	500 [°C]

2.2 Dimensionamento preliminare della superficie di scambio termico

Il dimensionamento preliminare finalizzato a individuare l'entità delle superfici necessarie è stato condotto nell'ipotesi di un assetto in controcorrente dei flussi interessati e con scambio termico di tipo prevalentemente convettivo. Nel punto 3 successivo si analizzerà la configurazione mista radiativa-convettiva per l'architettura a tubi di sale.

Poiché le temperature di ingresso e uscita di entrambi i fluidi sono imposte, si procede calcolando la differenza media logaritmica tra i flussi.

$$\Delta T_{mlcc} = \left(\frac{T_{in-f} - T_{out-s} - T_{out-f} - T_{in-s}}{\ln \frac{T_{in-f} - T_{out-s}}{T_{out-f} - T_{in-s}}} \right) = 168.3 \quad (3)$$

Il coefficiente globale di scambio termico viene calcolato considerando i coefficienti di scambio termico lato fumi, lato sali e la conducibilità termica del materiale di separazione (acciaio) fra i due flussi,

$$h_{gfs} = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{\frac{\lambda_m}{\delta_m}}} \right) = 38.9 [W / m^2 \cdot ^\circ C] \quad (4)$$

avendo assunto, per le grandezze in gioco, i valori riportati in Tabella 3 Tabella 3.

Tabella 3. Valori per utilizzati per il calcolo del coefficiente globale di scambio termico

Coefficiente di adduzione lato fumi	40	[W m ⁻² °C ⁻¹]
Coefficiente di adduzione lato sali	2000	[W m ⁻² °C ⁻¹]
Spessore della parete metallica	0,003	[m]
Coefficiente di conducibilità termica	20	[W m ⁻² °C ⁻¹]

Per il calcolo della superficie di scambio termico, assumendo una configurazione a flussi in controcorrente, si ottiene:

$$S_{fs} = \left(\frac{\mathcal{Q}}{h_{gfs} \Delta T_{mlcc}} \right) = 762 [m^2] \quad (5)$$

Tale valore ha carattere orientativo e deve essere riveduto in sede di progettazione in forza di alcune considerazioni:

- la prima riguarda il fatto che la realizzazione dello scambiatore possa scostarsi dalla configurazione puramente convettiva in controcorrente;
- la seconda è legata alla riduzione del coefficiente globale di scambio termico per effetto dello sporco prodotto dai fumi (fouling); la terza considerazione è legata alle dispersioni verso l'esterno e al margine di incertezza tipico delle valutazioni di massima.

In ragione degli aspetti evidenziati in precedenza, la superficie di scambio termico deve essere senz'altro maggiorata, adottando un fattore il cui valore dipende dalle caratteristiche geometriche di dettaglio e che sarà determinata nelle successive fasi di approfondimento progettuale dello scambiatore.

2.3 Esame del profilo di temperatura atteso sulle superfici metalliche

Di particolare interesse risulta la valutazione delle temperature di parete degli elementi metallici di interfaccia tra fumi e sali. A tal fine si è effettuata un'analisi preliminare sulla sezione sottoposta a maggior cimento termico, in cui la parete lambita dai sali si trova alla massima temperatura, pari a 500 °C, e quella a contatto con i fumi si trova a 900 °C, in una organizzazione funzionale in controcorrente.

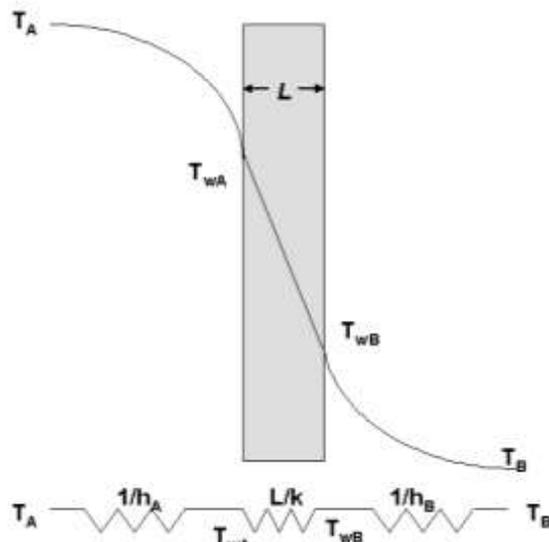


Figura 1. Rappresentazione del profilo di temperatura per lo scambio termico

Per una parete in acciaio avente spessore pari a $L=3$ mm si ottengono i valori riportati in Tabella 4.

Tabella 4. Valutazione delle temperature di parete

Temperature	
Temperatura lato Fumi (T_A)	900 [°C]
Temperatura lato Sali (T_B)	500 [°C]
Coefficienti di scambio termico	
Coefficiente di adduzione lato fumi (h_A)	40 [$W m^{-2} °C^{-1}$]
Coefficiente di adduzione lato sali (h_B)	2000 [$W m^{-2} °C^{-1}$]
Spessore della parete metallica (L)	0,003 [m]
Coefficiente di conducibilità termica (k)	20 [$W m^{-2} °C^{-1}$]
Flusso termico calcolato	
Flusso termico specifico	15600 [W/m^2]
Temperature di parete calcolate	
Temperatura di parete lato Fumi (T_{wA})	510 [°C]
Temperatura di parete lato Sali (T_{wB})	507,5 [°C]

Dall'analisi preliminare si ritiene che la temperatura massima raggiunta sul lato fumi (valutata attorno ai 510 °C) non costituisca una criticità per la realizzazione dello scambiatore di calore.

3 Considerazioni sull'architettura degli scambiatori

La Tabella 5 riporta i valori ricavati dalla fase di studio preliminare dello scambiatore. L'aspetto peculiare è costituito dai valori di portata volumetrica dei due flussi, in quanto caratterizzate da un marcato squilibrio nei valori.

Tabella 5. Dimensionamento preliminare dello scambiatore di calore da 5MW

Portata di fumi	7,7	[kg/s]
Portata di sali	11,08	[kg/s]
Coefficiente globale di scambio termico	39	[W m ⁻² °C ⁻¹]
Superficie di scambio termico ¹	761	[m ²]
Portata volumetrica di fumi @575 °C	15	[m ³ /s]
Portata volumetrica di sali @350 °C	6,2 10 ⁻³	[m ³ /s]

3.1 Architettura a tubi di sali con stadi di scambio convettivo

Attribuendo ai sali la velocità di efflusso pari a 0,85 m/s (²), si ricava una sezione di passaggio pari a 7,3 10⁻³ metri quadri, corrispondente ad una sezione circolare con diametro 96,5 mm.

In uno schema con sali nei tubi, adottando un tubo DN15 si ha necessità di circa 42 tubi in parallelo; la superficie di scambio in tale assetto potrebbe variare raggiunta con un passaggio di 42 tubi in parallelo per 271 metri di lunghezza di percorso. Vista l'elevata lunghezza di percorso, si deve ricorrere ad una soluzione costruttiva che prevede l'aumento della superficie di scambio termico lato fumi (compatibilmente con i fenomeni di sporcamento); assumendo di quintuplicare (fattore 5) la superficie di scambio termico lato fumi a parità di sezione di passaggio dei sali, si riduce pertanto a 55 metri la lunghezza di percorso del fascio di tubi in parallelo. Un'ulteriore compattazione si avrebbe accettando di ridurre la velocità dei sali a 0,5 m/s, portando il numero di tubi in parallelo a 72 e riducendo la lunghezza di percorso del fascio di tubi alettati a 33 metri. Le precedenti considerazioni sono raccolte nella Tabella 6.

Eventuali disposizioni a più passaggi di sale e in assetto a flusso incrociato saranno analizzate nella fase di progettazione esecutiva.

Tabella 6. Assetto per uno schema con sale nei tubi

Tubi lisci DN15 – velocità sale 0,85 m/s		
N° di tubi in parallelo	42	[-]
Lunghezza di percorso fascio in parallelo	271	[m]
Tubi DN15 alettati – velocità sale 0,85 m/s		
N° di tubi in parallelo	42	[-]
Lunghezza di percorso fascio in parallelo	55	[m]
Tubi DN 15 alettati – velocità sale 0,5 m/s		
N° di tubi in parallelo	72	[-]
Lunghezza di percorso fascio in parallelo	33	[m]

¹ Schema in controcorrente per scambio termico convettivo e superfici pulite

² Velocità di efflusso del "solar salt" durante i test ENEA

3.2 Architettura a tubi di fumo

Passando ad una configurazione di tipo a tubi di fumo, si ottengono benefici dal punto di vista della compattezza. Attribuendo ai fumi la velocità di 10 m/s e adottando una tubazione DN40, sono necessari 920 tubi in parallelo, per una lunghezza del fascio tubero contenuta entro 6 metri (Tabella 7). D'altra parte, alla riduzione di lunghezza del fascio tubero corrisponde il drastico abbassamento della velocità dei sali; infatti, nello schema a tubi di fumo, i sali occupano un volume relativamente grande la cui sezione di passaggio, vista in controcorrente rispetto ai fumi, porterebbe a velocità di transito dei sali notevolmente ridotte, nell'ordine dei cm/s.

Tabella 7. Assetto per uno schema tipo tube&shell con fumo nei tubi

Tubi DN40 – velocità fumi 10 m/s	
N° di tubi in parallelo	920 [-]
Lunghezza di percorso fascio in parallelo	5,8 [m]

3.3 Criticità emerse

Le principali criticità emerse riguardano essenzialmente il forte squilibrio tra le portate volumetriche dei fumi e dei sali fusi che porta, nel caso della soluzione a tubi di fumo, a velocità di transito del sale fuso nello scambiatore estremamente modesta, con la difficoltà di assicurare un moto regolare di tale fluido. Nel caso dell'architettura a tubi di sale, le lunghezze di passaggio risultano particolarmente elevate a fronte di una sezione totale dei tubi di sale modesta.

4 Dimensionamento di massima degli scambiatori

E' stata svolta un'analisi per l'individuazione delle caratteristiche funzionali dell'intero sistema caldaia-scambiatori tramite modellazione a parametri concentrati condotta in ambiente software AMESim®. La modellazione, per quanto riguarda la caratterizzazione dei fumi, temperatura e qualità provenienti dalla caldaia a biomassa, si basa sull'esperienza condotta su impianto sperimentale a griglia mobile. Sempre nel medesimo ambiente software è stata condotta un'analisi delle caratteristiche funzionali degli scambiatori proposti per valutare sia le perdite di carico lato sali e lato fumi e per definire la storia termica delle diverse sezioni.

4.1 Architettura a tubi di sali a sezioni convettive

Lo scambiatore si basa su una configurazione compatta con più passaggi dei sali e con un passaggio dei fumi, con ambienti di raccolta del sale in ingresso e in uscita, disposti in modo tale da assicurare lo svuotamento spontaneo in caso di fermata dell'impianto. L'assetto dello scambiatore è riportato nello schema di

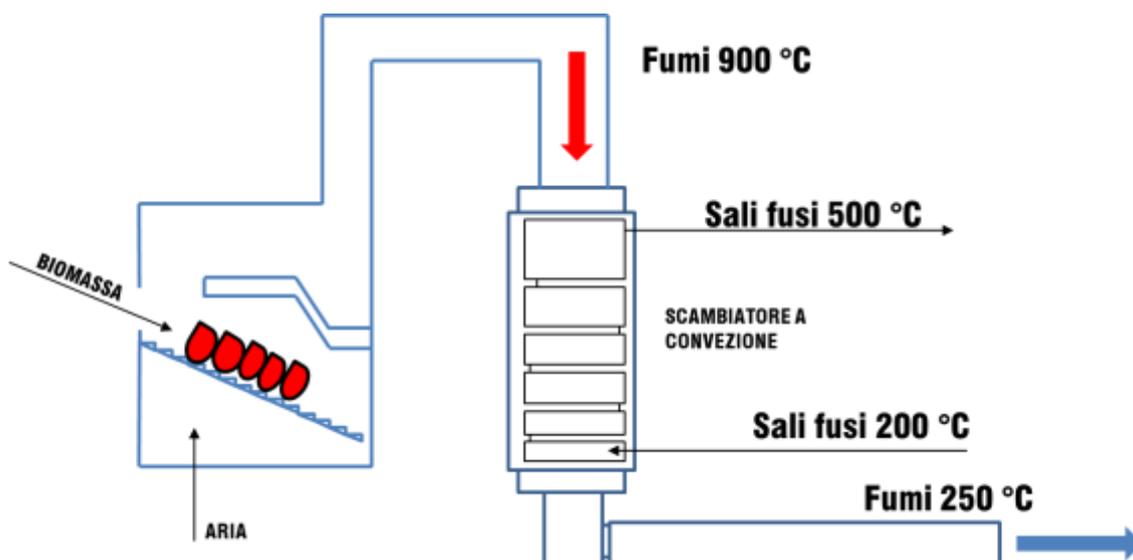


Figura 2. Schema dello scambiatore a convezione

Simulazione dello scambiatore in ambiente di calcolo AMESim® con modellazione dettagliata delle caratteristiche dei fluidi

In ambiente AMESim è stato inserito un sottomodello per la caratterizzazione delle proprietà chimico-fisiche del sale che sono state desunte dai dati forniti da ENEA, ad eccezione del coefficiente di adduzione lato sali che è stato valutato sulla base di correlazioni adimensionali in funzione del numero di Reynolds dell'efflusso dei sali nel tubo.

Per quanto riguarda le caratteristiche chimico fisiche dei fumi si è considerata una composizione tipica dei gas provenienti da impianti a biomassa e per quanto riguarda la conducibilità termica dei tubi si è fatto riferimento a materiali della famiglia degli acciai. Nella Figura 3 si riporta lo schema aggregato dei componenti che costituiscono il modello nella configurazione di scambiatore in un unico blocco (in cui le proprietà chimico-fisiche dei fluidi sono costanti, valutate attraverso operazioni di media a partire dalle condizioni nelle sezioni di ingresso e di uscita dello scambiatore.

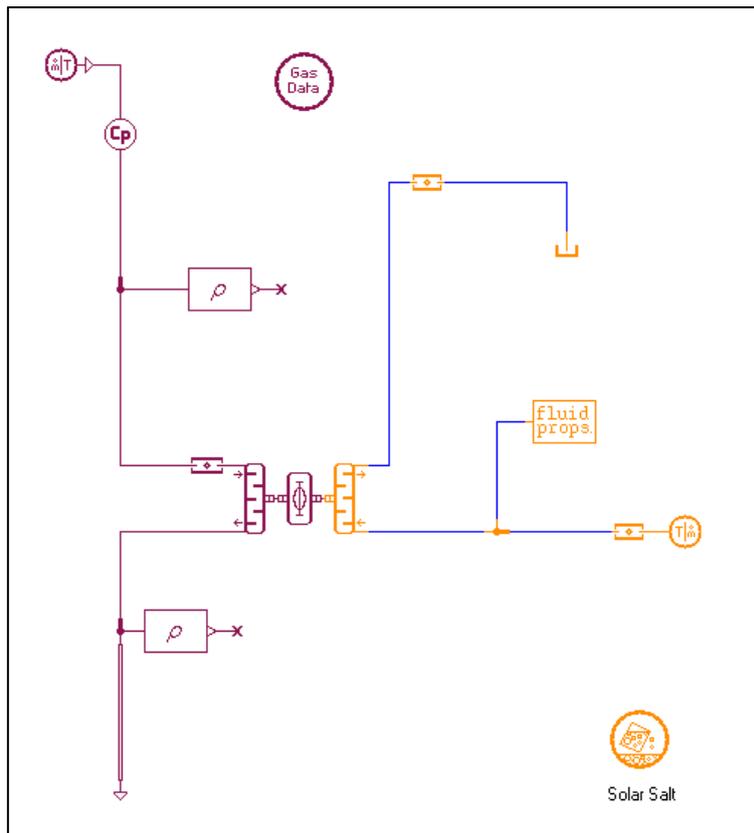


Figura 3. Schema di calcolo dello scambiatore in un unico blocco

4.1.1 Verifica della superficie di scambio termico (ϵ -NTU)

A partire dalle condizioni di esercizio al carico massimo, portate e temperature in ingresso per i fumi e per i sali, e della superficie di scambio precedentemente stimata, si sono simulate le condizioni di uscita dei fluidi e l'efficienza dello scambiatore.

Tabella 8. Risultati della simulazione

Dati		
Portata di sali	11,08	[kg/s]
Temperatura ingresso sali	200	[°C]
Portata di fumi	7,3	[kg/s]
Temperatura di ingresso fumi	900	[°C]
Superficie di scambio termico ³	761	[m ²]
Risultati		
Temperatura di uscita fumi simulata	249,2	[°C]
Temperatura di uscita sali simulata	505,6	[°C]
Efficienza dello scambiatore	92,8	[-]

I risultati ottenuti tramite simulazione sono in sostanziale accordo con gli obiettivi prefissati.

³ Schema in controcorrente per scambio termico convettivo e superfici pulite

4.1.2 Calcolo delle perdite di carico nelle sezioni di interesse del circuito sali

Per la configurazione esaminata si è ottenuta una perdita di carico lato fumi, ai capi dello scambiatore, di circa 500 Pa, e una perdita di carico lato tubi di sale, sempre ai capi dello scambiatore, di circa 70000 Pa.

4.1.3 Valutazione parametrica delle prestazioni lato sale al variare della temperatura di ingresso dei fumi

Si sono utilizzate le potenzialità del modello messo a punto in ambiente AMESim per effettuare una prima analisi parametrica delle prestazioni dello scambiatore al variare della temperatura dei fumi, conseguente a differenti possibili assetti operativi della caldaia per due ipotesi: il mantenimento della temperatura massima di uscita dei sali con variazione della portata e il mantenimento della portata dei sali con variazione della relativa temperatura di uscita. I risultati sono riassunti nella Tabella 9. I risultati della simulazione mostrano l'utilità del modello messo a punto per la successiva fase di progettazione e affinamento dell'intero impianto che dovrà avere le necessarie caratteristiche di robustezza nei confronti delle possibili variazioni delle condizioni di esercizio dei sottocomponenti (caldaia a biomassa, sistema di accumulo, impianto sottoposto di conversione energetica).

Tabella 9. Prestazioni dello scambiatore per temperatura dei fumi a 900 e 800 °C

Dati				
Temperatura di ingresso fumi	[°C]	900	800	800
Portata di sali	[kg/s]	11,08	9,25	11,08
Temperatura ingresso sali	[°C]	200	200	200
Portata di fumi	[kg/s]	7,3	7,3	7,3
Risultati				
Temperatura di uscita fumi	[°C]	249,2	254,8	243,0
Temperatura sali uscita	[°C]	505,6	504,1	459,0
Efficienza dello scambiatore	[-]	92,8	90	92,7
Potenza scambiata	[MW]	5,24	4,36	4,45

4.1.4 Affinamento della stima delle superfici di scambio termico mediante modellazione a più blocchi

Il calcolo fatto con il singolo blocco ha una impostazione necessariamente a parametri concentrati che, quindi, nasconde l'effetto della effettiva evoluzione delle grandezze chimico fisiche dei fluidi sull'efficienza delle singole sezioni dello scambiatore, sottostimando l'entità della superficie di scambio termico necessaria. Dall'esame degli andamenti delle caratteristiche sia dei gas combusti che dei sali al variare della temperatura si è affinato lo schema precedente ricorrendo ad una impostazione a matrici di trasferimento costituita da più blocchi.

Le valutazioni effettuate con schemi a più blocchi hanno quantificato l'incremento atteso di superficie dello scambiatore per il conseguimento delle prestazioni di progetto.

Si è visto che (per le condizioni progettuali assunte) considerando un numero di blocchi di calcolo attorno a 6 la necessaria superficie di scambio termico raggiunge un valore limite, non più significativamente crescente con l'incremento delle stazioni di calcolo.

Partendo dalla configurazione a sei stazioni di calcolo, quale quella riportata nella Figura 4, si sono valutate in dettaglio le temperature dei fluidi nelle diverse sezioni. Il calcolo di massima effettuato facendo riferimento ad una configurazione in cui sia presente un meccanismo di scambio termico di tipo solo convettivo è stato preso a base per il successivo affinamento volto a definire una architettura pressoché definitiva per l'intero sistema di recupero di calore dei fumi. Si sono quindi evidenziati i parametri per la collocazione più efficace della sezione destinata al recupero termico a bassa temperatura, della sezione con

scambio misto radiativo-convettivo ad alta temperatura e della sezione a media temperatura di scambio convettivo, che vengono descritte nel punto successivo.

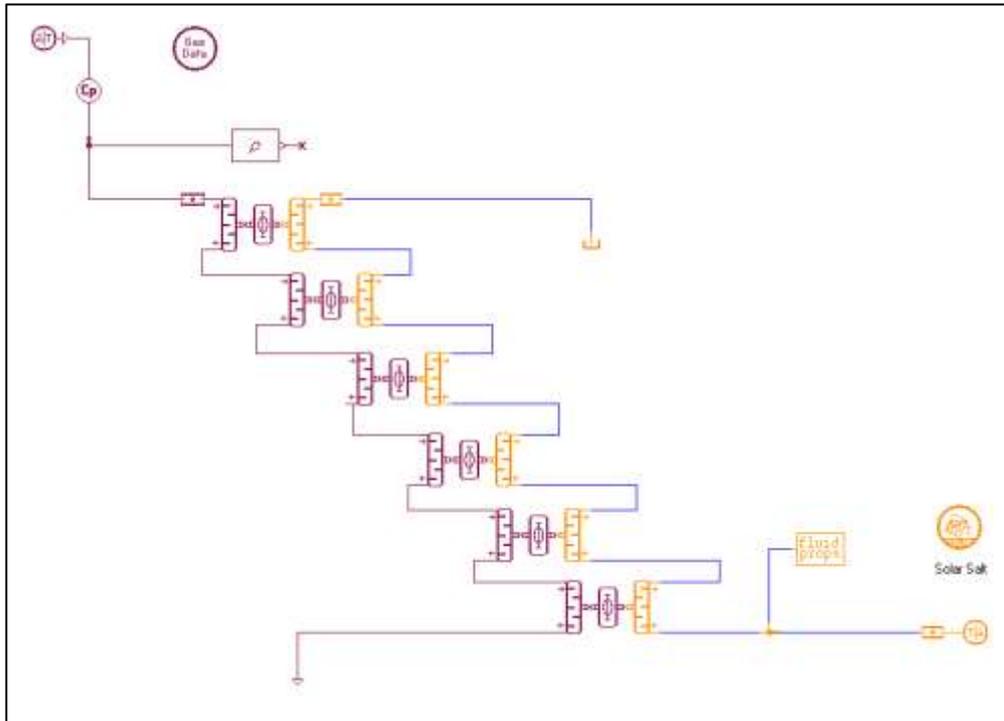


Figura 4. Schema di calcolo dello scambiatore in più blocchi

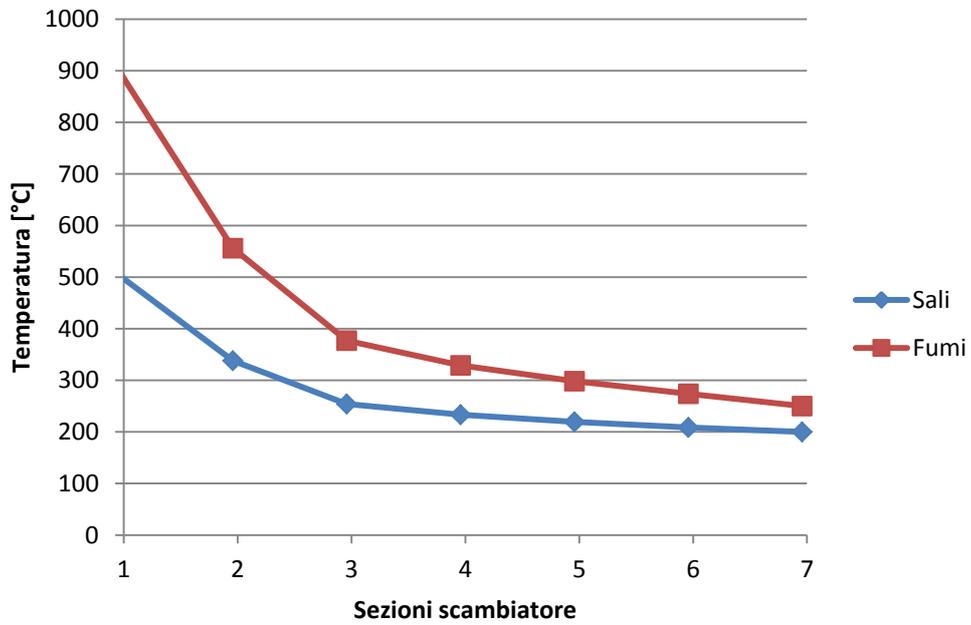


Figura 5. Temperature fluidi nelle sezioni dello scambiatore

4.2 Architettura a tubi di sale di tipo misto a sezioni radiative e convettive con dispositivo di abbattimento delle polveri di tipo inerziale

4.2.1 Suddivisione nelle sezioni radiative e convettive

L'intero sistema di recupero è utilmente organizzato pensando ad un percorso dei fumi che veda un primo tratto destinato sia alla loro depolverazione per via inerziale e sia allo scambio termico di tipo prevalentemente radiativo con il sale. Il percorso dei fumi avviene in una struttura che ricorda quella di un ciclone con immissione dall'alto in direzione assiale, con assenza di significative componenti circolari, che debba poi ripiegarsi per risalire in un condotto di uscita centrale. Questa configurazione, di usuale realizzazione tecnica, vede tutte le superfici dei canali di passaggio costituita da una membratura serrata dei tubi di sale e in fondo, dove il gas compie una rotazione a 180 gradi, un dispositivo di raccolta delle ceneri. I fumi vanno poi in una sezione di scambio termico convettivo in cui il sale, dopo essere stato riscaldato nello scambiatore radiativo precedentemente descritto, subisce il riscaldamento definitivo fino a 500 °C. Il sale in ingresso allo scambiatore radiativo subisce un preriscaldamento a bassa temperatura grazie ai fumi che, avendo abbandonato lo scambiatore centrale convettivo, si avviano a bassa temperatura al camino.

L'intera struttura ha una configurazione estremamente compatta con volumi di accumulo nelle sezioni di ingresso e di uscita dei componenti principali che possono assicurare lo svuotamento del sale in situazioni di fermo dell'intero impianto.

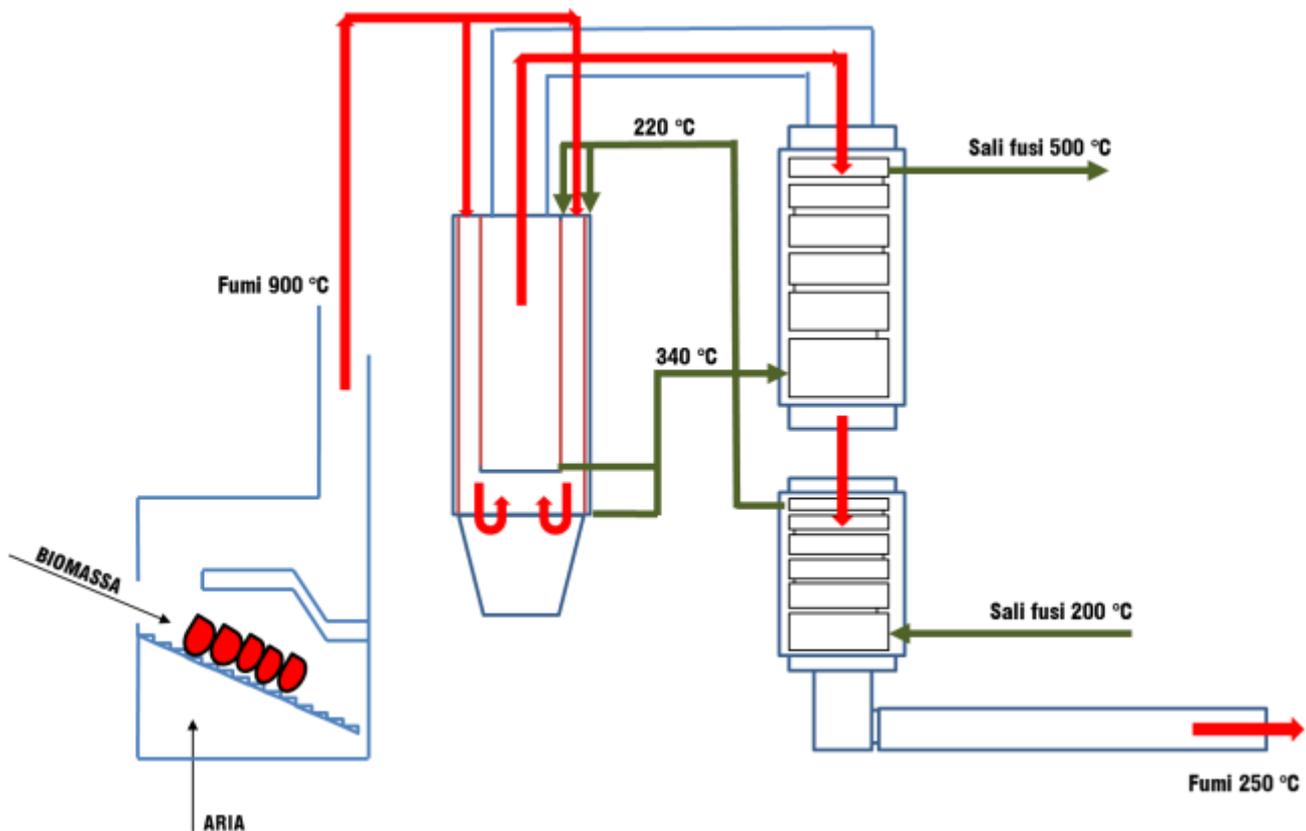


Figura 6. Schema sistema di recupero fumi di tipo misto radiativo-convettivo

Nella Figura 7 si riporta l'andamento previsto per le temperature nelle tre sezioni dell'impianto. La configurazione prescelta per il sistema di recupero consente, ove necessario, ulteriori integrazioni con altri elementi che compongono il sistema energetico per operazioni di recupero termico e di preriscaldamento dell'aria di combustione. La definizione di questi interventi potrà avvenire in sede di progettazione dell'intero sistema.

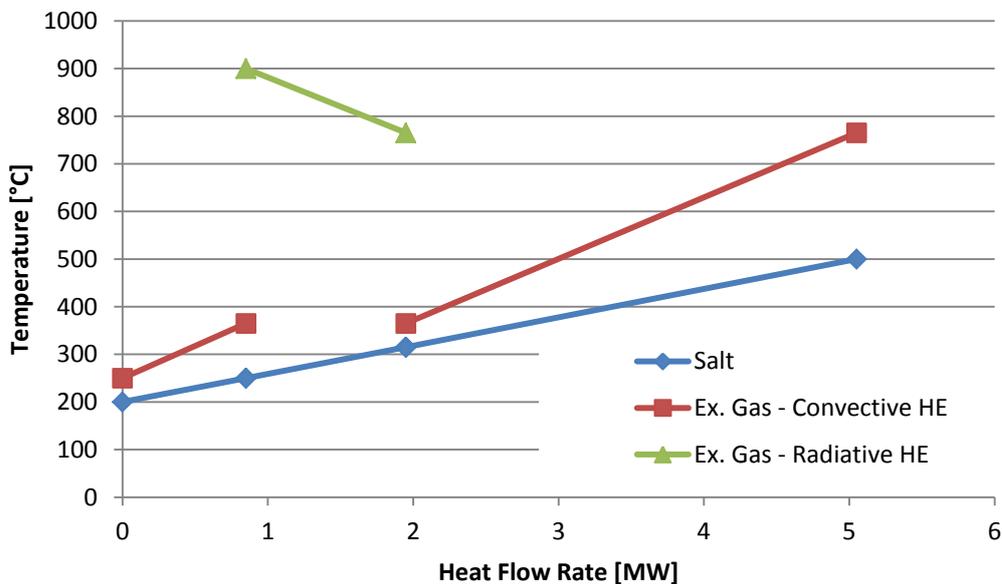


Figura 7. Profili di temperatura negli scambiatori

4.3 Architettura a tubi di fumo

L'architettura a tubi di fumo consente una soluzione di maggior compattezza rispetto a quella a tubi di sali perché grazie all'elevata portata volumetrica dei fumi, la superficie di scambio termico viene organizzata in numero elevato di tubi con una conseguente riduzione della lunghezza dell'intero scambiatore. La soluzione a tubi di fumo vede il sale fluire lato mantello nello scambiatore, il che rende agevole il suo svuotamento in caso di manutenzione o di fermo dell'impianto. La quantità di sale accumulata risulta, per le caratteristiche proprie della geometria dello scambiatore, rilevante. Questo non costituisce un problema dal punto di vista economico per il costo limitato del sale e per gli aspetti strutturali connessi al suo peso e, visto come un equivalente serbatoio di accumulo, può assumere l'interessante funzione di volano termico per l'intero impianto.

Come evidenziato nella Figura 8, lo scambiatore risulta di limitata lunghezza per quanto riguarda il passaggio fumi (circa 6 metri) ma l'elevata sezione offerta al sale per motivi costruttivi (oltre 1 m²) comporta delle velocità di attraversamento del sale molto limitate in assenza di moti organizzati all'interno, assicurati dalla interposizione di setti. Lo studio di dettaglio delle condizioni di moto del sale all'interno dello scambiatore richiede l'approfondimento dei relativi aspetti termofluidodinamici mediante simulazione CFD tridimensionale.

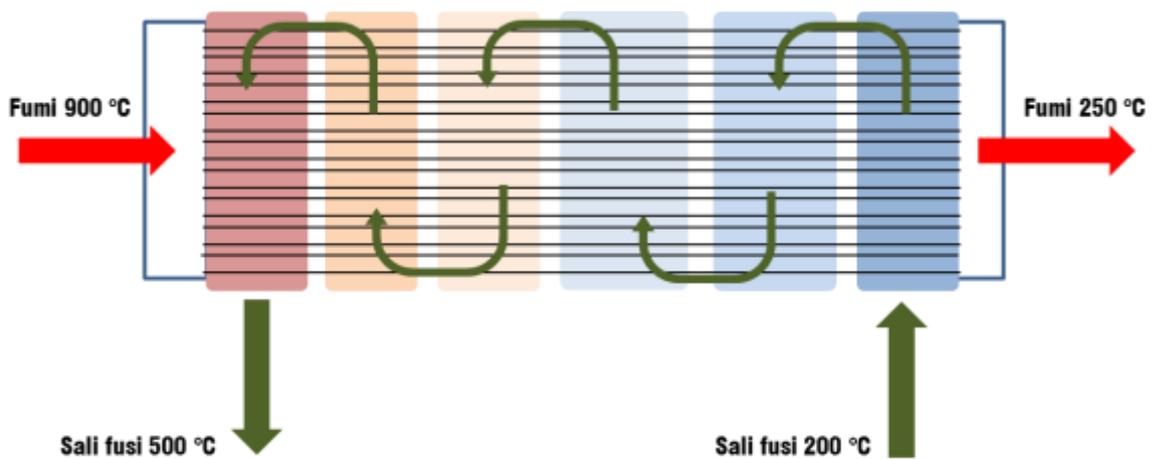


Figura 8. Configurazione dello scambiatore a tubi di fumo

4.4 Affinamento dell'architettura a tubi di fumo

Si è esplorata una differente configurazione dello scambiatore a tubi di fumo che metta in evidenza la condizione limite in cui l'intero scambiatore si comporta come una successione di stadi, in ciascuno dei quali sia presente un bagno di sali fusi a temperatura costante e avvenga il riscaldamento del sale proveniente dallo stadio a monte. Lo schema di riferimento è quello riportato nella Figura 9 in cui sono previsti 6 stadi organizzabili in una struttura sia orizzontale o verticale nel caso si voglia trarre vantaggio dalla variazione di densità del sale con la temperatura come messo in evidenza dalla esperienza condotta dall'ENEA.

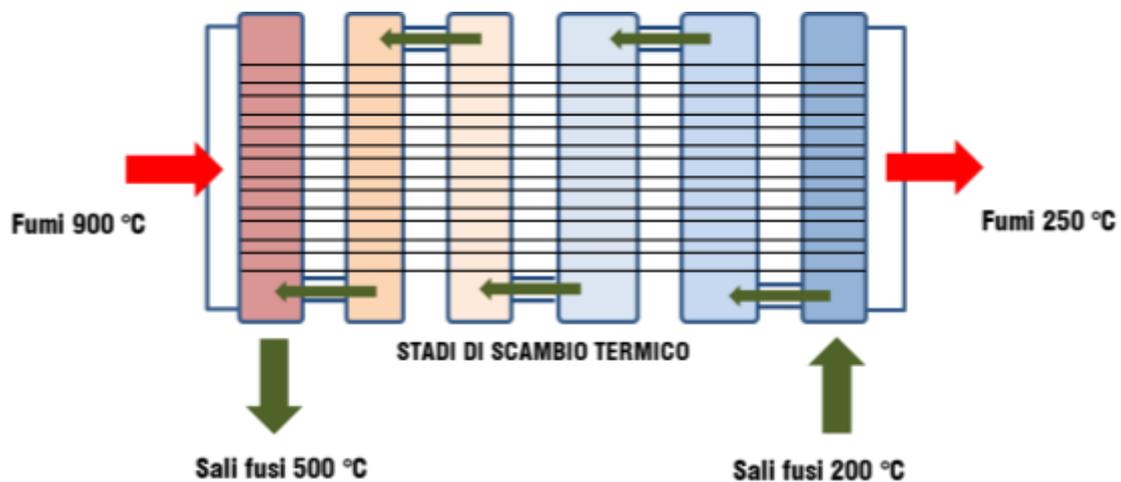


Figura 9. Schema a stadi omogenei per lo scambiatore a tubi di fumo

In sede preliminare si è individuata una possibile ripartizione dei salti termici (Figura 10) tra i diversi stadi da verificare e affinare con successiva modellazione 3-D CFD.

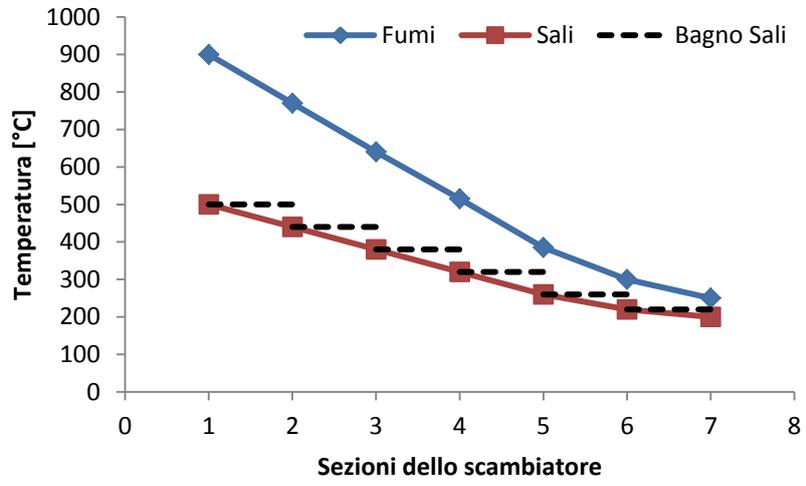


Figura 10. Temperature negli stadi dello scambiatore a tubi di fumo

5 Conclusioni

Lo studio del nuovo impianto integrato, costituito dalla caldaia a sali fusi alimentata con biomassa legnosa, è stato condotto con l'obiettivo di individuare gli elementi fondamentali legati alla fattibilità dello scambiatore di calore fumi-sali fusi, che ne costituisce il componente più innovativo.

Le attività hanno preso in considerazione, oltre agli usuali aspetti termodinamici, gli aspetti termo fluidodinamici, termofisici e reologici introdotti dall'impiego dei sali fusi come vettore termico.

Sono state individuate le sezioni sottoposte a maggior cimento termico e sono state valutate le temperature delle superfici metalliche più a rischio per quanto riguarda i fenomeni di ossidazione-erosione a caldo, concludendo che tali temperature sono contenute entro limiti accettabili per i materiali metallici di consolidato utilizzo. Dallo studio svolto, non sono emersi elementi di natura tecnica che impediscono la realizzazione dello scambiatore fumi-sali o che ne possono penalizzare significativamente la funzionalità.

Sono state prese in considerazione le due possibili architetture per lo scambiatore di calore sali fusi-fumi: la prima a "tubi di sale", la seconda a "tubi di fumo".

Per quanto riguarda l'architettura a tubi di sale, con l'ausilio della modellazione nell'ambiente di calcolo AMESim®, sono state valutate in dettaglio le temperature dei fluidi nelle diverse sezioni. Si sono quindi evidenziati i parametri per la collocazione più efficace di una sezione destinata al recupero termico a bassa temperatura, di una sezione con scambio misto radiativo-convettivo ad alta temperatura (con funzione di depolverazione associata) e della sezione a media temperatura di scambio convettivo; sono state quindi fissate le temperature nelle tre sezioni dell'impianto.

Per l'architettura a tubi di fumo, si è effettuata la progettazione preliminare dello scambiatore, che è risultato di limitata lunghezza per quanto riguarda il passaggio fumi (circa 6 metri) ma al contempo si sono evidenziate le problematiche relative al fatto che i vincoli imposti dalla soluzione architettonica prospettata portano necessariamente ad una sezione di passaggio per il sale di elevata entità, con una velocità di attraversamento limitata. Lo studio e il dimensionamento preliminare degli scambiatori a tubi di fumo ha messo in luce la necessità di un'ulteriore fase di studio condotta in ambiente 3-D CFD per analizzare e ottimizzare i percorsi del sale attorno alle superfici di scambio termico.

In conclusione, le due architetture esaminate presentano aspetti di notevole interesse ai fini del loro impiego in impianti integrati che vedono la presenza di caldaia a biomassa, di sistema di accumulo termico a sali fusi provenienti da impianti solari a concentrazione e di impianti NORC.

I dimensionamenti preliminari effettuati sono idonei ad essere assunti come base per il successivo dimensionamento definitivo degli scambiatori.

Abbreviazioni ed acronimi

\dot{m}_f	Portata massica fumi
\dot{m}_s	Portata massica sali
\dot{Q}	Potenza termica
T_{in-f}	Temperatura ingresso fumi
T_{in-s}	Temperatura ingresso sali
T_{out-f}	Temperatura uscita fumi
T_{out-s}	Temperatura uscita sali
c_{pf}	Calore specifico fumi
c_{ps}	Calore specifico sali
ΔT_{mlcc}	Differenza media logaritmica (assetto in controcorrente)
h_{gfs}	Coefficiente globale di scambio termico
h_f	Coefficiente di adduzione lato fumi
h_s	Coefficiente di adduzione lato sali
λ_m	Coefficiente di conducibilità termica del materiale
δ_m	Spessore del materiale
S_{fs}	Superficie di scambio termico
3-D CFD	3-Dimensional Computational Fluid Dynamics
NORC	Non Organic Rankine Cycle

Curricula autori

Giancarlo Chiatti

- Professore ordinario nel settore scientifico disciplinare “Macchine a Fluido”
- Direttore della Scuola Dottorale di Ingegneria dell’Università degli Studi di Roma TRE
- Coordinatore(anno 2013) del Consiglio del “Collegio Didattico di Ingegneria Meccanica” della Facoltà di Ingegneria dell’Università degli Studi di Roma TRE

Attività didattica

- Titolare di Motori a Combustione Interna presso la Facoltà di Ingegneria dell’Università degli Studi di Roma TRE.
- Membro del Consiglio Scientifico del Master di II livello in “Ingegneria ed Economia dell’Ambiente e del Territorio” dell’Università degli Studi di Roma TRE

Attività scientifica

L’attività di ricerca si è rivolta allo studio delle problematiche scientifiche di interesse del settore delle macchine, con particolare riferimento ai processi riguardanti i motori a combustione interna (motori volumetrici e turbine a gas) e i sistemi di combustione industriale. In particolare, la ricerca è stata finalizzata al raggiungimento dei seguenti obiettivi:

- sviluppo e messa a punto di strumenti di previsione delle prestazioni termofluidodinamiche e acustiche dei sistemi di aspirazione e scarico di motori volumetrici;
- proposta e sviluppo di una nuova procedura di rilievo ed analisi delle condizioni di mancata accensione in motori pluricilindrici ad accensione comandata;
- realizzazione di modelli per l’analisi dei processi di combustione e di iniezione per l’ottimizzazione delle prestazioni motoristiche e di compatibilità ambientale di motori diesel;
- sviluppo di modelli per l’analisi del processo di deposizione e di rimozione del particolato nei filtri di motori ad accensione spontanea;
- sviluppo di una nuova metodologia, non intrusiva, per la caratterizzazione del processo di combustione mediante l’elaborazione di segnali accelerometrici e acustici;
- studio della formazione del getto di combustibile in camere di combustione mediante modelli Lattice-Boltzmann;
- progetto di un impianto sperimentale per l’utilizzazione energetica della biomassa.

Fulvio Palmieri

Ricercatore a tempo determinato, SSD ING-IND/08 Macchine a Fluido, presso il Dipartimento di Ingegneria, Università degli studi Roma Tre.

Attività didattica

Affidatario del Corso di Oleodinamica e Pneumatica per gli anni accademici 2013/2014 e 2012/2013. Svolge attività didattica integrativa per il corso di Motori a Combustione Interna. Membro della commissione di esame per i corsi di Motori a Combustione Interna e Oleodinamica e Pneumatica; relatore e correlatore di tesi di laurea in Motori a Combustione Interna ed Oleodinamica e Pneumatica; membro delle commissioni di laurea in Ingegneria Meccanica.

Ambiti di ricerca

- Analisi dei processi di formazione della carica in camera di combustione e delle prestazioni di sistemi di iniezione ad elevata pressione, ad architettura non convenzionale;
- Caratterizzazione sperimentale e modellazione dettagliata dei componenti dei sistemi di iniezione;
- Caratterizzazione sperimentale e modellazione dettagliata di componenti oleodinamici e pneumatici;
- Indagine su sistemi di tipo industriale per la combustione della biomassa su griglia.