

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Studio e modellazione CFD della caldaia dell'impianto di termovalorizzazione dei rifiuti di Torino



**Politecnico
di Torino**

Relatore:

Prof. Marco Carlo Masoero

Tutor aziendale:

Ing. Daniele Valle

Candidato:

Andrea Enrico Bena

Anno Accademico 2020/2021

Ringraziamenti

Vorrei dedicare questo lavoro di tesi a tutte le persone che in questi anni di studio mi hanno sostenuto.

Desidero ringraziare il mio relatore, Prof. Marco Masoero, per la disponibilità mostrata e per avermi suggerito tutti gli utili consigli che mi hanno permesso di scrivere questo elaborato.

Ringrazio TRM S.p.A. per avermi permesso di svolgere la tesi mettendo a disposizione tutto il materiale necessario. In particolare, va un grazie sentito all'Ingegnere Daniele Valle per la professionalità e l'infinita pazienza con cui mi ha guidato nel mio percorso di stage e tesi. È stata un'occasione di proficuo arricchimento professionale, di cui farò tesoro.

Ringrazio i miei genitori per l'educazione che mi hanno dato, per il continuo sostegno e per essere sempre stati una certezza nel mio percorso di vita.

Ringrazio mia sorella per esserci sempre, per aver creduto in me, per la forza che mi dà tutti i giorni e per essere sempre stata la mia prima tifosa.

Ringrazio tutta la mia famiglia, i nonni, gli zii, i cugini che da vicino o da lontano mi hanno sempre dato fiducia e sostegno.

Un grazie particolare va a mio cugino Renato per esserci sempre stato, aver sempre creduto in me e per gli infiniti consigli che mi ha dato in tutti questi anni.

Desidero ringraziare tutti i miei compagni di università con cui ho studiato in questi anni. Un grazie particolare va a Federica per essermi stata vicina in tanti momenti di sconforto e aver creduto in me sin dal primo giorno di magistrale.

Voglio ringraziare i miei amici storici Andrea e Luca per aver creduto in me e per tutti gli incoraggiamenti di questi anni.

Ringrazio tutto lo staff, presente e passato, del ristorante Piano B, dove ho lavorato durante gli studi e che è stata per me un po' una seconda casa in questi anni. I colleghi più "vecchi" hanno potuto vedere quanto sia cresciuto anche grazie ai loro insegnamenti umani e professionali e per questo li ringrazio.

Voglio ringraziare anche tutti gli altri amici che mi vogliono bene, il contributo di tutti mi ha permesso di essere quello che sono.

Infine, ringrazio me stesso per ogni volta che ho imparato qualcosa dai miei sbagli.

INDICE

1. PREMESSA	7
2. INTRODUZIONE	8
2.1. DESCRIZIONE DEL SISTEMA GRIGLIA-CALDAIA	9
2.1.1. DESCRIZIONE DEL PERCORSO LATO ACQUA.....	10
2.1.2. DESCRIZIONE DEL PERCORSO LATO FUMI.....	12
2.1.3. DESCRIZIONE DELLA GRIGLIA DI COMBUSTIONE	13
2.1.3.1. SISTEMA DI CARICAMENTO	13
2.1.3.2. GRIGLIA.....	14
2.1.3.3. SISTEMA DI ESTRAZIONE DELLE SCORIE	15
2.1.3.4. SISTEMA DELL'ARIA PRIMARIA	16
2.1.3.5. SISTEMA DEI GAS SECONDARI	17
2.1.3.6. SISTEMA DI REGOLAZIONE DELLA COMBUSTIONE.....	19
2.1.3.6.1. CAMPO DI FUNZIONAMENTO	19
2.1.3.6.2. VINCOLI NORMATIVI RIGUARDANTI LE EMISSIONI	22
2.1.3.6.3. VINCOLO NORMATIVO DELLA TEMPERTURA "T2s"	23
2.1.3.6.4. MODALITA' DI REGOLAZIONE	23
3. INTRODUZIONE SOFTWARE OPENFOAM	28
3.1. LA SIMULAZIONE CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS).....	28
3.1.1. METODO DEI VOLUMI FINITI.....	29
3.1.2. IL PROBLEMA DELL'ACCOPIAMENTO PRESSIONE-VELOCITA'	34
3.1.2.1. ALGORTIMO SIMPLE.....	34
3.1.2.2. ALGORTIMO PISO	35
3.1.3. L'ACCURATEZZA DELLA SOLUZIONE.....	36
3.2. IL SOFTWARE OPENFOAM	38
4. MODELLO DI CONVERSIONE DEI RIFIUTI SULLA GRIGLIA	42
4.1. COMPOSIZIONE E POTENZIALE ENERGETICO DEGLI RSU	42
4.2. LA COMBUSTIONE DEGLI RSU	44

4.2.1. ESSICCAMENTO	45
4.2.2. PRODUZIONE DEL MATERIALE VOLATILE	46
4.2.3. COMBUSTIONE DEL CHAR	47
4.2.4. COMPLETAMENTO DELLA COMBUSTIONE	48
4.2.5. FATTORI CHE INFLUENZANO LA COMBUSTIONE	49
4.3. RISULTATI DEI MODELLI DA LETTERATURA	51
5. MODELLO TRIDIMENSIONALE CFD	54
5.1. GEOMETRIA	54
5.2. DATI DI INPUT	57
5.2.1. GAS DI COMBUSTIONE E ARIA PRIMARIA	57
5.2.2. GAS SECONDARI	59
5.3. CONDIZIONI INIZIALI E CONDIZIONI AL CONTORNO	59
5.4. EQUAZIONI DESCRITTIVE DEL MODELLO FISICO	61
5.4.1. LEGGI DI CONSERVAZIONE	61
5.4.2. MODELLO DELLA TURBOLENZA	63
5.4.3. MODELLO DELLA COMBUSTIONE	68
5.4.4. MODELLO DELLA RADIAZIONE	70
5.4.5. MODELLO TERMO-FISICO	72
5.5. IPOTESI SEMPLIFICATIVE	73
5.6. IMPLEMENTAZIONE IN OPENFOAM	74
5.7. RISULTATI	79
5.8. CONFRONTO CON I DATI SPERIMENTALI	86
6. CONCLUSIONI	91
7. BIBLIOGRAFIA	92
8. APPENDICE	94

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1 Sistema griglia-caldaia (TRM).....	9
Figura 2 Andamento della temperatura dell'acqua in caldaia (TRM).....	11
Figura 3 Andamento della temperatura del vapore in caldaia (TRM).....	11
Figura 4 Andamento della temperatura dei fumi in caldaia (TRM)	13
Figura 5 Movimento di miscelazione sui barrotti (TRM)	14
Figura 6 Schema movimentazione griglia (TRM).....	15
Figura 7 Disegno complessivo estrattore scorie (TRM).....	16
Figura 8 Schema complessivo del sistema di iniezione dell'aria primaria (TRM)	16
Figura 9 Schema immissione gas secondario (TRM).....	18
Figura 10 Diagramma di capacità della griglia (TRM)	20
Figura 11 Regolazione del combustibile (TRM).....	25
Figura 12 Regolatore di O ₂ e distribuzione aria primaria (TRM).....	26
Figura 13 Schema del sistema di controllo della caldaia (TRM)	27
Figura 14 Passi principali dell'algoritmo del metodo risolutivo CFD [12]	29
Figura 15 Equazione di trasporto in parole [12].....	30
Figura 16 Rappresentazione della faccia f di una cella [12].....	31
Figura 17 Schemi per le differenze a) in avanti b) indietro c) centrali [12]	32
Figura 18 Schema descrittivo algoritmo SIMPLE [12].....	35
Figura 19 Schema descrittivo algoritmo SIMPLE [12].....	36
Figura 20 Struttura del software CFD OpenFOAM (OpenFoam user guide)	38
Figura 21 Cartelle e sotto-cartelle di OpenFOAM (OpenFoam user guide)	39
Figura 22 fvSchemes - OpenFOAM.....	40
Figura 23 fvSolution - OpenFOAM	40
Figura 24 controlDict - OpenFOAM.....	41
Figura 25 Schema delle due fasi principali del modello (Yang et al., 2004).....	42
Figura 26 Divisione della griglia in zone [4].....	45
Figura 27 Schema del meccanismo di trasformazione dei rifiuti da solidi a gas [3]	46
Figura 28 Formazione dei canali dovuti alla porosità del materiale (Yang et al., 2004).....	49
Figura 29 Effetto dell'umidità sui tenori di O ₂ e CO (Yang et al., 2004)	50
Figura 30 Effetto della volatilizzazione sul tempo di accensione (Yang et al., 2004)	50
Figura 31 Effetto dell'aria primaria sui tenori di O ₂ e CO (Yang et al., 2004)	51
Figura 32 Distribuzione di temperatura, velocità e concentrazione dei gas prodotti dalla combustione primaria lungo la griglia. (Ryu et al., 2004)	52
Figura 33 Distribuzioni di gas, temperatura e velocità basate su approccio sperimentale [15].....	53
Figura 34 Disegno quotato della caldaia (TRM)	55
Figura 35 Mesh della sezione caldaia.....	56
Figura 36 Dettaglio ingressi griglia e gas secondari.....	56
Figura 37 Dettaglio CAD ingresso gas secondario.....	56
Figura 38 Dettaglio della mesh della volta e outlet	56
Figura 39 Profili di input per i gas di combustione	57
Figura 40 Distribuzione della portata di aria primaria (TRM)	58
Figura 41 Esempio di mappa termica per griglia a 3 piste (TRM)	58

Figura 42 Andamento medio e fluttuazioni di una variabile turbolenta [12]	63
Figura 43 Moti vorticosi in regime turbolento [12].....	64
Figura 44 Cascata di energia nel moto turbolento [12]	65
Figura 45 Rappresentazione dello strato limite [12].....	67
Figura 46 Implementazione modello turbolento nel software OpenFOAM.....	74
Figura 47 Schemi di discretizzazione specificati nel file fvSchemes	74
Figura 48 File per le condizioni al contorno della velocità	75
Figura 49 File controlDict per i parametri di controllo della simulazione	76
Figura 50 Illustrazione dei parametri del numero Co [12]	77
Figura 51 Schema descrittivo dell'algoritmo risolutivo di reactingFoam [8]	78
Figura 52 Risultati per il campo di temperatura	80
Figura 53 Risultati per il campo della velocità.....	81
Figura 54 Risultati per la distribuzione di CO ₂	82
Figura 55 Distribuzione di temperatura (K), vista laterale della griglia	83
Figura 56 Distribuzione di Temperatura (K), vista frontale della griglia.....	83
Figura 57 Distribuzione della composizione percentuale dei composti a circa un metro dalla griglia	84
Figura 58 Distribuzione di temperatura a circa un metro dalla griglia.....	84
Figura 59 Linee di flusso del campo di temperatura (K), dettaglio griglia.	85
Figura 60 Linee di flusso del campo di velocità (m/s), dettaglio griglia.	85
Figura 61 Temperature rilevate dal DCS nelle 24 ore.....	86
Figura 62 Concentrazioni di CO e CO ₂ rilevate dal DCS nelle 24 ore.....	87
Figura 63 Andamento delle temperature ricavato dal modello per le quote di riferimento.....	88
Figura 64 Andamento delle concentrazioni di CO e CO ₂ ricavato dal modello per lo sviluppo verticale della caldaia.....	88
Figura 65 Confronto tra le temperature medie ricavate dal modello e quelle sperimentali per le quote di riferimento	90

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1 Punti caratteristici del diagramma di capacità della griglia (TRM)	22
Tabella 2 Composizione merceologia degli RSU media anni 2009-2019 (stime ISPRA)	43
Tabella 3 Tabella potere calorifico RSU	44
Tabella 4 Composizione % dei gas secondari (TRM).....	59
Tabella 5 Portate volumetriche dei gas secondari (TRM).....	59
Tabella 6 Velocità e temperature dei gas secondari	59
Tabella 7 Condizioni iniziali della simulazione	59
Tabella 8 Condizioni al contorno imposte su temperatura, pressione e velocità.....	60
Tabella 9 Costanti del modello k- ϵ [12]	67
Tabella 10 Quote usate come riferimento nel rapporto BV [20]	87
Tabella 13 Confronto risultati-dati sperimentali sulle temperature	89
Tabella 14 Confronto risultati-dati sperimentali sulle concentrazioni di CO e CO ₂	90

1. PREMESSA

Il lavoro di tesi qui presentato ha come obiettivo principale lo studio del sistema griglia-caldaia del termovalorizzatore di rifiuti di Torino. L'impianto è affidato in gestione alla società TRM S.p.A. (Gruppo IREN S.p.A.), che ha gentilmente messo a disposizione gran parte del materiale utile alla realizzazione di questo elaborato. A corredo dello studio dei sistemi della caldaia, si è voluto creare un modello che simulasse la combustione in caldaia e che potesse rappresentare uno strumento di ausilio sia in fase di progettazione, sia in fase di conduzione. Il modello, infatti, a seconda dello scenario dato in input, attraverso un calcolo CFD, fornisce la distribuzione delle temperature all'interno della camera di combustione. Modificando, quindi, alcuni parametri di progetto in ingresso è possibile valutarne gli effetti, in termini di variazione di temperatura. La simulazione utilizza il metodo dei volumi finiti e discretizza le equazioni caratteristiche secondo l'approccio RANS. Per la turbolenza si adotta il modello standard k- ϵ , mentre per la cinetica chimica ci si affida al meccanismo GRI-Mech 3.0 e al modello della combustione Eddy Dissipation Concept (EDC).

All'inizio del presente elaborato (capitolo 2) vengono descritti il funzionamento dell'impianto e i principali sistemi che compongono la griglia di combustione. Inoltre, dopo una premessa generale sul calcolo CFD, viene introdotto il programma di simulazione OpenFOAM usato per i calcoli (capitolo 3). Più avanti si illustra il modello, prima attraverso la spiegazione della fase di conversione dei rifiuti (capitolo 4) dalla fase solida a quella aeriforme, poi tramite la descrizione del calcolo CFD (capitolo 5). Infine, sono forniti i risultati della simulazione, che vengono anche confrontati con i dati reali messi a disposizione da TRM. Le conclusioni sono elaborate nell'ultimo capitolo (capitolo 6).

2. INTRODUZIONE

L'impianto di termovalorizzazione dei rifiuti di Torino è in esercizio commerciale dal maggio 2014, dopo un anno di esercizio provvisorio. È organizzato in tre linee identiche in grado di produrre sia energia elettrica, sia calore. Ogni linea è in grado di trattare 22,5 t/h di rifiuti solidi urbani residui da raccolta differenziata (RSU) e rifiuti speciali assimilabili agli urbani (RSA). Inoltre, ciascuna linea è costituita da una propria sezione di combustione e depurazione fumi, mentre sono comuni le sezioni di stoccaggio e la fossa dei rifiuti, il ciclo di potenza, il trattamento dei residui e il camino. Nel dettaglio l'impianto è dotato di un'unica turbina a vapore a condensazione, avente potenza di targa 65 MW, alimentata da vapore surriscaldato a 60 bar(a) e 420°C. Dopo che il vapore prodotto nelle caldaie ha ceduto tutto la sua energia cinetica alle pale della turbina, viene ricondensato in uno scambiatore a fascio tubiero, utilizzando acqua di raffreddamento. In assetto solo elettrico viene generata energia elettrica attraverso il generatore collegato alla turbina. In assetto cogenerativo una parte del vapore viene spillata a 3bar(a) e 133°C per riscaldare l'acqua del teleriscaldamento, fornendo una potenza termica di 106 MWt. Di seguito si fornisce una scheda con i dati di sintesi dell'impianto.



SCHEDA IMPIANTISTICA

Numero linee	3 (gemelle)
Potere calorifico del rifiuto (PCI)	11 MJ/kg
Campo di variazione del PCI	Da 6 a 16 MJ/kg
Carico termico nominale totale	206 MW _t
Produzione di vapore totale	220 t/h
Pressione del vapore	60 bar(a)
Temperatura del vapore	420°C
Portata fumi per ognuna delle tre canne	138.000 Nm ³ /h
Temperatura dei fumi in uscita dal camino	120°C

2.1. DESCRIZIONE DEL SISTEMA GRIGLIA-CALDAIA

Ogni linea è costituita da una caldaia in cui i fumi compiono tre passaggi verticali, dove lo scambio termico è principalmente di tipo radiativo, e uno orizzontale, in cui il calore viene ceduto al circuito dell'acqua soprattutto per convezione. Alla base di ogni caldaia c'è una griglia mobile a spinta inversa della Martin Gmbh sulla quale avviene la combustione primaria dei rifiuti.

Il primo passaggio verticale, detto camera di combustione, è costituito da pareti membranate protette dall'esposizione diretta da una parete in refrattario e inconel nella parte inferiore e da un rivestimento di solo inconel nella parte superiore. Il secondo e il terzo passaggio, sempre verticali, contengono tre pannelli di vaporizzazione sospesi, due nel secondo e uno nel terzo, le cui pareti membranate sono raffreddate dalla miscela bifasica acqua-vapore che circola all'interno. Il quarto passaggio contiene banchi di scambio termico verticali costituiti da:

- 1 banco vaporizzatore
- 1 banco surriscaldatore Alta Temperatura (SHT) parzialmente ricoperto con inconel
- 1 banco surriscaldatore Media Temperatura (SMT) parzialmente ricoperto con inconel
- 2 banchi surriscaldatore Bassa Temperatura (SBT1 ed SBT2)
- 3 banchi economizzatori

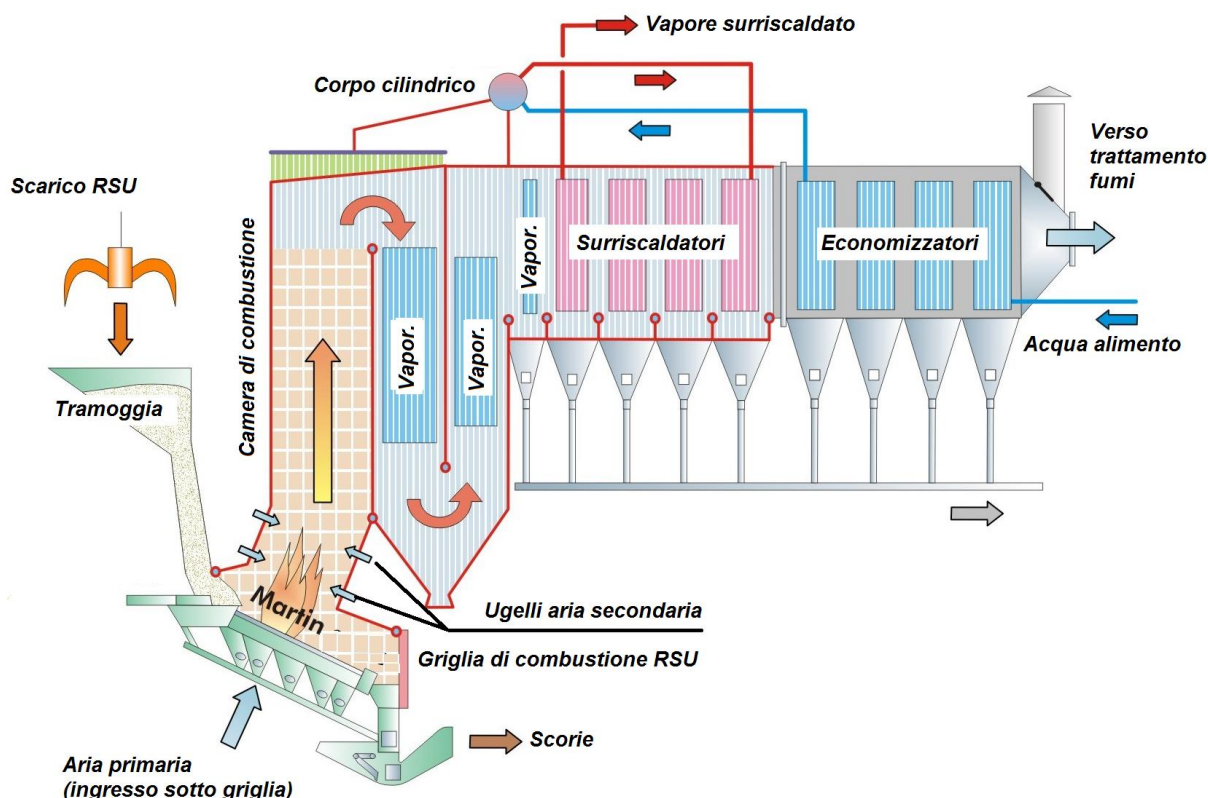


Figura 1 Sistema griglia-caldaia (TRM)

2.1.1. DESCRIZIONE DEL PERCORSO LATO ACQUA

Il fluido che trasporta il calore nel circuito chiuso è acqua demineralizzata. Il ciclo con cui essa evolve è di tipo Rankine surriscaldato.

L'acqua di alimento che entra nel generatore di vapore è costituita dal condensato riciclato e da una integrazione in acqua demineralizzata per compensare gli spurghi e le perdite del ciclo acqua-vapore. La parte condensata passa in un degasatore con torre di degasaggio verticale e serbatoio raccolta acqua degasata orizzontale. Lo scopo è eliminare quei gas incondensabili che avrebbero effetti corrosivi.

L'acqua attraversa prima un economizzatore esterno, o finale, e poi i tre banchi dell'economizzatore del passaggio orizzontale, arrivando così all'ingresso del corpo cilindrico ad una temperatura di 245-250°C. La funzione dell'eco esterno più che di recupero termico, è quella di rendere disponibile un presidio alla temperatura fumi, che non deve scendere sotto i 190°C per non compromettere il corretto funzionamento del filtro a maniche, in quanto la miscela di Bicarbonato di Sodio e Carbone attivo esplica un'efficace azione di abbattimento se il flusso dei fumi ha una temperatura superiore ai 190°C.

Il corpo cilindrico riceve l'acqua di alimento pre-riscaldata ed alimenta le colonne discendenti di alimentazione delle pareti membranate e dei banchi vaporizzatori. Riceve inoltre la miscela bifasica acqua-vapore satura delle pareti membranate e dei vaporizzatori e ne assicura la separazione delle fasi acqua e vapore, grazie alla presenza dei cicloni in uscita.

La temperatura di ingresso dell'acqua pre-riscaldata è di circa 40 °C minore di quella dell'acqua del corpo cilindrico, favorendo così la circolazione naturale. La densità maggiore dell'acqua di alimento, infatti, dà un vantaggio nella creazione della prevalenza naturale del circuito.

Il flusso prosegue lungo le colonne discendenti, esterne alla camera di combustione, che determinano, con il peso della loro colonna d'acqua, la prevalenza che garantisce la circolazione naturale nella caldaia. Quindi la miscela bifase risale lungo le pareti membranate riscaldandosi e passa nei banchi evaporatori.

Il corpo cilindrico alimenta infine i tre banchi di surriscaldatori con vapore saturo secco e permette la regolazione della portata di acqua alimento, attraverso il controllo del proprio livello che è associato alla portata di vapore erogata. I surriscaldatori sono dimensionati per innalzare la temperatura del vapore a partire dalla temperatura di saturazione presente nel corpo cilindrico fino a 420 °C.

La temperatura del vapore in uscita caldaia è controllata automaticamente attraverso due dispositivi di desurriscaldamento. Questi dispositivi includono l'iniezione acqua e la regolazione della quantità d'acqua iniettata attraverso valvole di desurriscaldamento. I desurriscaldatori controllano la temperatura in uscita e nello stesso tempo contribuiscono a migliorare l'efficienza di caldaia; infatti, l'iniezione di acqua alimento in linea ne determina la rievaporazione ed il conseguente raffreddamento del vapore.

Ogni linea genera 87,6 t/h di vapore surriscaldato che viene prima raccolto nel collettore di alta pressione e poi mandato in turbina a 60 bar(a) e 420°C. La turbina, di tipo a condensazione, è provvista di spillamenti di che alimentano il degasatore, lo scambiatore del teleriscaldamento e il preriscaldamento del condensato.

La potenza termica residua è ceduta in atmosfera attraverso il condensatore raffreddato con l'acqua prodotta da torri evaporative di tipo "wet-dry". Il condensato viene raccolto in un pozzo caldo alla base del condensatore stesso e inviato al degasatore per ricominciare il ciclo.

Il diagramma seguente mostra l'andamento della temperatura dell'acqua e del vapore in caldaia nelle condizioni di massimo carico continuo (MCR), ovvero alle condizioni nominali di progetto.

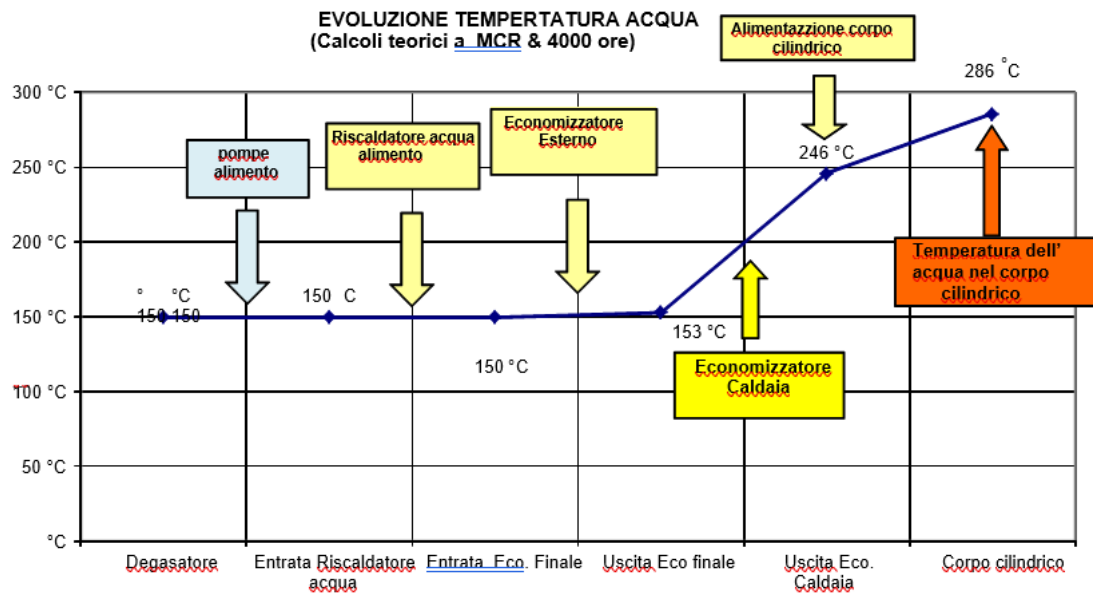


Figura 2 Andamento della temperatura dell'acqua in caldaia (TRM)

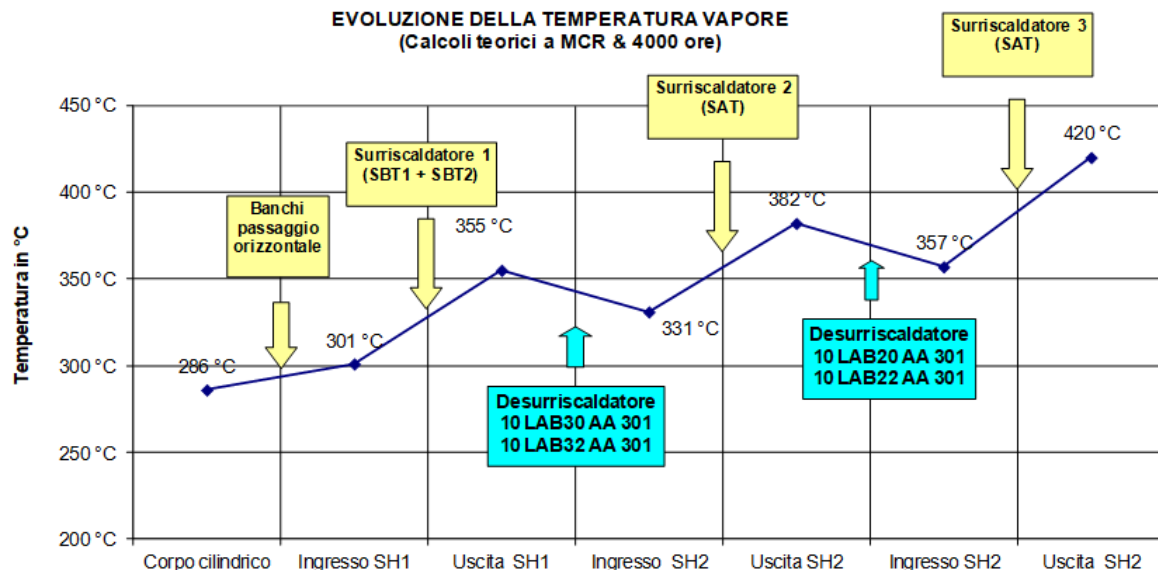


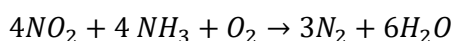
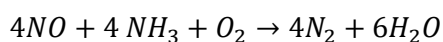
Figura 3 Andamento della temperatura del vapore in caldaia (TRM)

2.1.2. DESCRIZIONE DEL PERCORSO LATO FUMI

I fumi generati dalla combustione salgono ed entrano nei canali della caldaia scambiando calore con i tubi dell'acqua-vapore. All'uscita della caldaia si trovano ad una temperatura di circa 200°C e passano in un elettrofiltro. Grazie alla generazione di un campo elettrostatico vengono trattenute la quasi totalità delle particelle solide (ceneri leggere) che vengono attratte su piastre metalliche. Un sistema di martellamento meccanico fa cadere poi le ceneri in apposite tramogge.

Il secondo passaggio di depurazione dei fumi avviene nel reattore a secco, in cui insieme ai gas vengono miscelati il bicarbonato di sodio (NaHCO_3) e il carbone attivo. Il primo reagisce con macroinquinanti (ossidi di zolfo, acido cloridrico) formando CO_2 , acqua e composti solidi detti Sali sodici (PSR). Il secondo, altamente poroso, adsorbe i microinquinanti come diossine, furani e metalli pesanti. Il bicarbonato di sodio esplica la sua azione di abbattimento solo se è iniettato in un flusso ancora sufficientemente caldo, non inferiore ai 190°C.

I prodotti ottenuti nel reattore a secco vengono trattenuti dal filtro a maniche. Quando si instaura una certa perdita di pressione a cavallo del filtro, dell'aria compressa va a far cadere le polveri nelle tramogge sottostanti. L'ultimo passaggio di depurazione avviene nel reattore catalitico, in cui viene immessa ammoniaca (NH_3) con lo scopo di abbattere gli ossidi di azoto. Gli NO_x vengono quindi scomposti in azoto molecolare e vapore acqueo, non nocivi, secondo le reazioni:



Infine, i fumi, a questo punto depurati, entrano nelle tre canne del camino aspirati dal ventilatore di tiraggio. Il ventilatore mantiene in depressione l'intera linea a partire dalla fossa rifiuti, evitando fuoriuscite di fumi dai condotti e trattenendo gli odori sgradevoli dei rifiuti. Prima di essere emessi in atmosfera i fumi sono analizzati dal sistema di monitoraggio per verificare il rispetto degli inquinanti.

Il diagramma successivo mostra lo schema di flusso e le temperature dei fumi a partire dalla zona di combustione dove la temperatura si aggira intorno ai 1200°C.

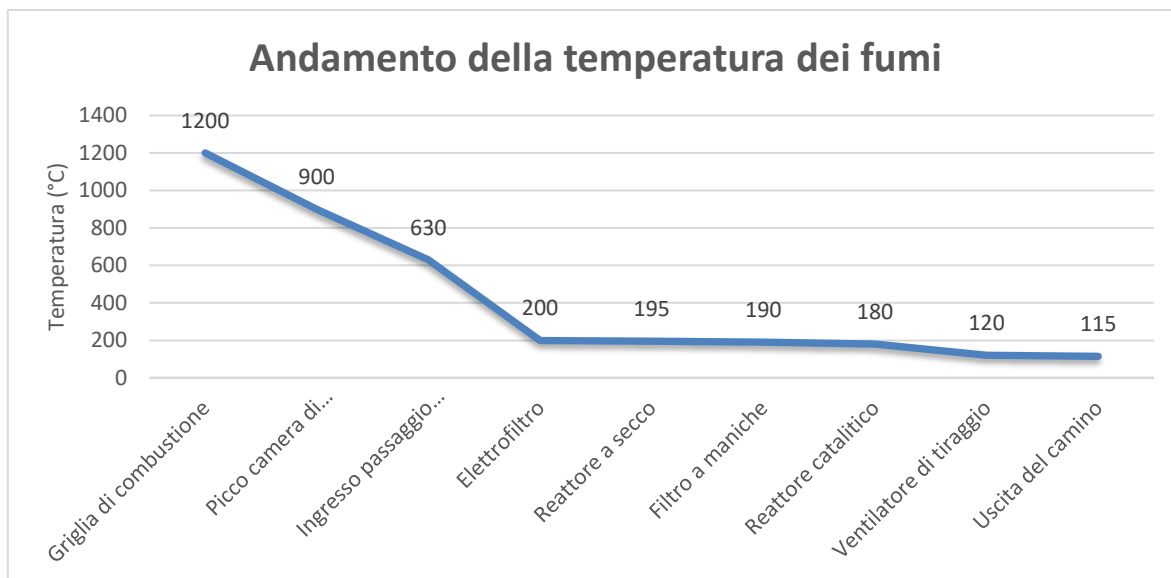


Figura 4 Andamento della temperatura dei fumi in caldaia (TRM)

2.1.3. DESCRIZIONE DELLA GRIGLIA DI COMBUSTIONE

La griglia di combustione è mobile a spinta inversa, tipo Martin GmbH. È costruita in acciaio, occupa un'area di 76,5 m², divisa in 4 piste e 13 gradini, ed è raffreddata ad aria. Questa tipologia di griglia è tra le più diffuse per questi impianti perché è in grado di bruciare anche pezzature dei rifiuti irregolari e con basso e variabile potere calorifico.

Di seguito vengono descritti i principali sistemi costituenti la griglia.

2.1.3.1. SISTEMA DI CARICAMENTO

I rifiuti, dopo essere stati prelevati con apposite gru dalla fossa rifiuti e caricati nelle tramogge, scendono per gravità lungo un condotto. L'accumulo dei rifiuti fin qui, evita infiltrazioni d'aria nella camera di combustione, in quanto compressi dal loro stesso peso, quindi ben compattati. Quando si vuole introdurre sulla griglia un nuovo quantitativo di rifiuti si azionano i cilindri idraulici che muovono lo spintore di caricamento. In questo modo il flusso dei rifiuti passa da verticale a orizzontale. I rifiuti cadono sulla griglia passando sopra il bordo di scarico. La frequenza e la velocità della spinta consentono di regolare il combustibile in ingresso.

Le pareti del canale di caricamento sono raffreddate ad acqua. Quando l'acqua del circuito di raffreddamento supera i 70°C, si apre la valvola termostatica e l'acqua calda viene scaricata prima di reintrodurre l'acqua fredda.

2.1.3.2. GRIGLIA

La griglia è costituita da barrotti in ghisa al cromo alternativamente fissi e mobili, ed è inclinata di 26° sull'orizzontale. È detta “a spinta inversa” per il movimento dei barrotti dal basso verso l’alto, quindi nel verso opposto a quello che percorrono i rifiuti. I gradini mobili effettuano uno spostamento di 420 mm verso l'inizio della griglia approssimativamente da 10 a 30 volte ogni ora. Il numero delle corse dipende prima di tutto dalle caratteristiche istantanee del rifiuto ed inoltre, anche se in misura minore, dall'andamento della combustione. Il tempo di permanenza del combustibile sulla griglia varia tra 60 e 70 minuti.

Grazie al movimento inverso dei barrotti mobili, che si oppone allo spostamento naturale dello strato di rifiuti verso la parte bassa della griglia, il combustibile è sottoposto ad una continua azione di mescolamento (Fig. 5). In tal modo lo strato incandescente che si determina nella zona superiore vicina alla camera di combustione è costantemente mescolato con lo strato inferiore a contatto diretto con la griglia e con gli strati ancora incombusti nella sezione di ingresso rifiuto. Lo spessore del letto dei rifiuti è di alcune decine di centimetri.



Figura 5 Movimento di miscelazione sui barrotti (TRM)

Il passaggio dalla muratura sotto il bordo di caricamento per il primo gradino è formato sempre da barrotti in ghisa, detti barrotti di inizio griglia. Sull'estremità inferiore il raccordo tra l'ultimo gradino e il tamburo scorie avviene mediante i barrotti di fine griglia anteriore e posteriore.

Il funzionamento complessivo può essere così riassunto: ad ogni corsa del cilindro idraulico, l'albero compie una rotazione, che trasmette alle sue barre di distribuzione attraverso il bilanciante di comando e la biella. Le barre di distribuzione, dette anche di trazione, azionano a loro volta le barre di movimentazione griglia, montate sotto la griglia. Alle barre di movimentazione griglia sono collegate le slitte mobili a cui sono assicurati i barrotti mobili che vengono così movimentati. Per assicurare un movimento il più sicuro possibile e con poca usura le travi motrici sono appoggiate su rulli di sostegno. Il sistema nel suo complesso (Fig. 6) costituisce una catena di rinvio meccanica del moto alternato del cilindro idraulico di motorizzazione.

Le particelle di rifiuti e di cenere penetrate tra la superficie della griglia ricadono in camere a imbuto tra le piste e finiscono poi nei cassoni sotto la griglia. Al di sotto dei cassoni sono presenti delle valvole che, se in

posizione aperta, consentono alle polveri accumulate di cadere in un condotto di evacuazione comune a tutti i cassoni. La movimentazione delle polveri nel canale di evacuazione verso il pozzo di caduta delle scorie avviene grazie al convogliamento di una parte dell'aria primaria.

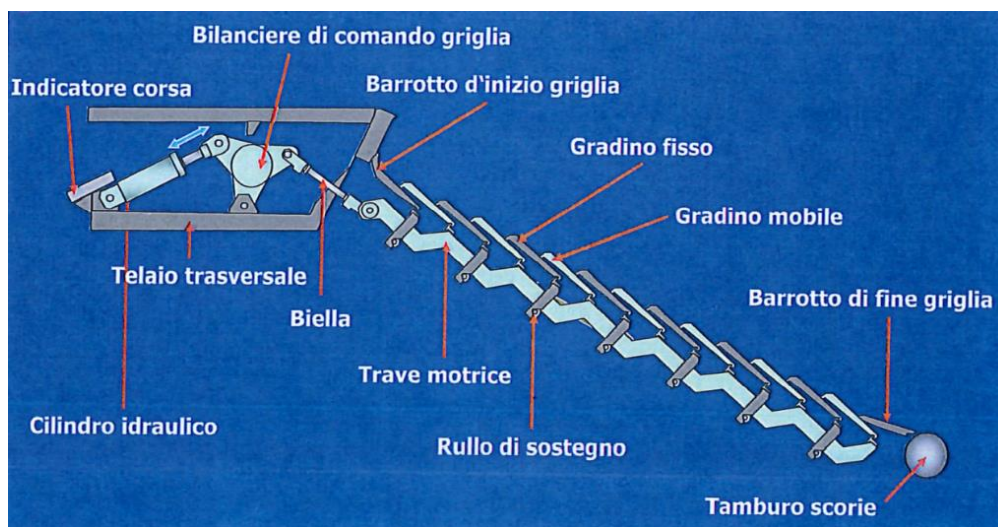


Figura 6 Schema movimentazione griglia (TRM)

2.1.3.3. SISTEMA DI ESTRAZIONE DELLE SCORIE

Le scorie incombuste dei rifiuti vengono eliminate al fondo della griglia, dove vengono raffreddate in estrattori a bagno d'acqua e poi rimosse da nastri trasportatori parzialmente sommersi. L'espulsione delle scorie dalla vasca di raffreddamento avviene tramite movimento dello spintore di scarico, azionato da un cilindro idraulico (Fig. 7). Sopra la zona finale dei nastri ci sono due separatori elettromagnetici per separare i materiali ferrosi che vengono stoccati a parte. I vapori umidi derivanti dall'estinzione delle scorie calde sono evacuati da un condotto di aspirazione appositamente previsto.

Il tamburo rotante raccoglie le scorie prima di farle cadere nel bagno d'acqua di raffreddamento. La velocità del tamburo può essere impostata manualmente dal sistema di controllo (DCS). La sua regolazione automatica consente di regolare l'altezza dello strato finale di scorie (0,3-0,6 m) a garanzia di una disposizione dei rifiuti sulla griglia il più possibile omogenea.

La parete del forno situata davanti all'estrattore si immerge nell'acqua della culla di estinzione, formando così una barriera a tenuta aria verso il focolare. Questo impedisce sia l'ingresso di aria falsa in camera di combustione che la perdita di polveri e di calore.

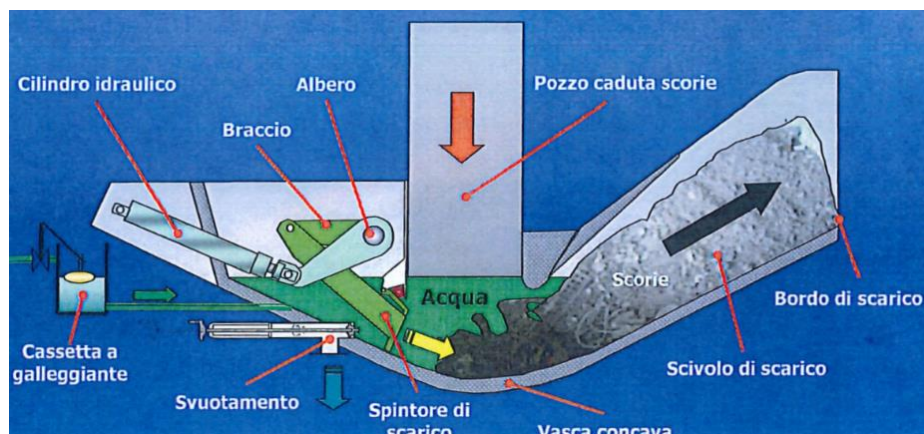


Figura 7 Disegno complessivo estrattore scorie (TRM)

2.1.3.4. SISTEMA DELL'ARIA PRIMARIA

L'aria primaria è aspirata direttamente dal locale fosse rifiuti. Viene distribuita sotto griglia e prima di entrare in camera di combustione viene riscaldata tramite uno scambio termico con vapore a bassa pressione. In caso di rifiuti molto umidi è possibile ricorrere ad un ulteriore riscaldamento, stavolta scambiando con vapore ad alta pressione. La funzione del preriscaldamento è quella di stabilizzare la combustione e rendere le condizioni più prossime a quelle della combustione completa. La temperatura di ingresso in caldaia dell'aria primaria viene settata a seconda del potere calorifico del rifiuto.

L'aria è erogata in quattro zone in ciascuna pista da un collettore di distribuzione. L'aria è distribuita tra i diversi canali attraverso diaframmi la cui apertura è regolata tramite valvole. Queste valvole sono azionate individualmente, in funzione dell'andamento della combustione, in modo da garantire la corretta distribuzione delle portate. La sezione di apertura più grande corrisponderà alla zona principale di combustione.

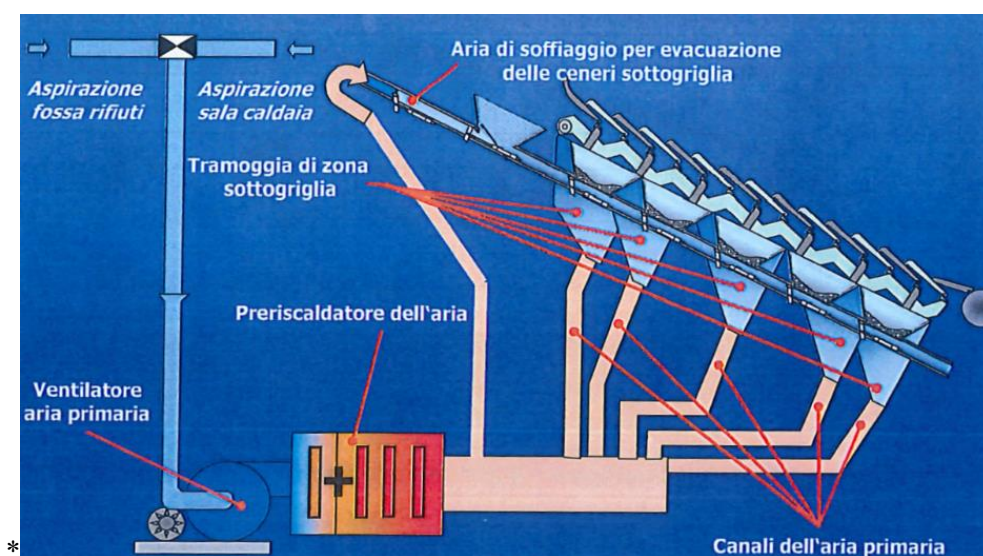


Figura 8 Schema complessivo del sistema di iniezione dell'aria primaria (TRM)

La portata d'aria primaria da immettere dipende dalla differenza di pressione rilevata Δp tra l'interno del cassone sottogriglia e quella a monte dei registri dell'aria primaria (40 mbar):

$$Q = \alpha * 3600 * \frac{G_{PLK}}{100} * A * \sqrt{\frac{2 * 100 * \Delta p * T_N * p_A}{\rho_N * T_A * p_N}}$$

Dove:

- α è il coefficiente di apertura diaframma
- G_{PLK} è la posizione dei registri espressa in percentuale rispetto al range del movimento
- A è la sezione di passaggio completamente aperta in m^2
- p_A e T_A sono la pressione e la temperatura dell'aria a monte dei registri dell'aria primaria
- il pedice "N" indica le condizioni normali ($T_N = 273.15 K$, $p_N = 1013.25 bar$, $\rho_N = 1.293 kg/m^3$).

2.1.3.5. SISTEMA DEI GAS SECONDARI

Al di sopra della griglia viene introdotto del gas secondario per favorire la combustione delle sostanze rimaste incombuste (monossido di carbonio e idrogeno). La zona di questa seconda ossidazione si chiama "zona di post-combustione". Il gas secondario, immesso ad alta velocità da appositi ugelli posti nelle pareti frontali anteriori e posteriori su due livelli, è costituito da:

- Aria secondaria
- Fumi ricircolati

L'aria secondaria viene riscaldata prima dell'immissione in camera di combustione con vapore a bassa pressione. Gli ugelli che la immettono sono situati sul livello inferiore.

I fumi di ricircolo sono prelevati a valle del precipitatore elettrostatico e vengono immessi dal livello di ugelli superiore. Il ricircolo regola il tenore di ossigeno nei fumi diminuendo il quantitativo di fumi in uscita dalla caldaia, limitando così le perdite di calore dai fumi.

L'alta velocità di immissione garantisce una turbolenza sufficiente ad avere un buon trasporto di massa.

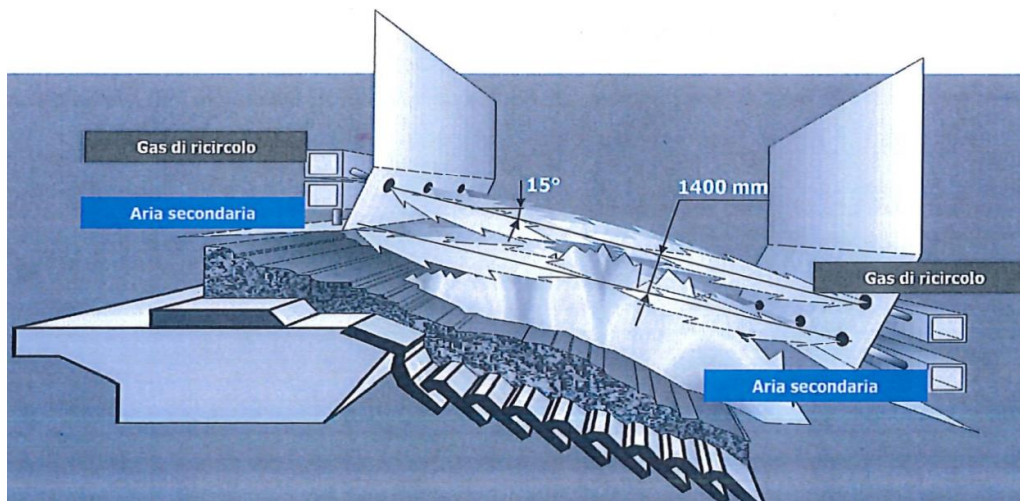


Figura 9 Schema immissione gas secondario (TRM)

Il calcolo della portata di aria secondaria è legato alla differenza di pressione rilevata Δp tra il valore di set e la pressione del focolare, che si trova in depressione (-1 mbar):

$$Q = \alpha * 3600 * Z * A * \sqrt{\frac{2 * 100 * \Delta p * T_N * p_{Bs}}{\rho_N * T_B * p_N}}$$

Dove:

- α è il coefficiente di apertura diaframma
- Z è il numero di ugelli
- A è la superficie di passaggio di un ugello in m^2
- T_B è la temperatura dell'aria secondaria e p_{Bs} è il valore di set della pressione dell'aria secondaria.
- il pedice "N" indica le condizioni normali ($T_N = 273.15 K$, $p_N = 1013.25 bar$, $\rho_N = 1.293 kg/m^3$).

2.1.3.6. SISTEMA DI REGOLAZIONE DELLA COMBUSTIONE

Stabilizzando la combustione, la regolazione ha effetti positivi anche sul livello di emissioni, sulla qualità delle scorie e sulla generazione di vapore. La caldaia può funzionare automaticamente con continuità in tutti i punti di funzionamento continuo individuati sul diagramma di capacità di griglia.

L'ottimizzazione della combustione, nella sua parte concernente il raggiungimento dei livelli di emissione richiesti, è ottenuta grazie alla regolazione dell'introduzione dei rifiuti e dal movimento della griglia. Inoltre è essenziale il controllo dell'alimentazione dell'aria primaria e secondaria che deve essere costantemente effettuato in funzione della situazione istantanea della combustione.

Il regolatore “Combustibile”, che ha per funzione il controllo del caricamento rifiuti della griglia, fa parte della catena di controllo della regolazione combustione. A questo si aggiunge il regolatore dell'ossigeno “O₂” che ha per funzione l'individuazione e l'eventuale correzione della portata di aria comburente. Sono anche oggetto di controllo e regolazione la portata e la distribuzione dell'aria secondaria così come la velocità della griglia.

Le fluttuazioni di temperatura nei fumi sono rilevate sul secondo passaggio verticale della caldaia attraverso un pirometro a infrarossi. Le fluttuazioni della generazione di calore del focolare sono rilevate in tempo reale ed in modo affidabile. Seguono a brevissima distanza di tempo le variazioni e le conseguenti regolazioni di portata vapore. Queste misure permettono di ridurre le variazioni di temperatura nella camera di combustione e in caldaia così come quelle della portata di vapore.

2.1.3.6.1. CAMPO DI FUNZIONAMENTO

Il corretto funzionamento della griglia di combustione deve essere garantito dal rispetto di alcuni vincoli tecnici:

- Il potere calorifico inferiore dei rifiuti (PCI) deve essere almeno di 6 MJ/kg e non può superare i 16 MJ/kg.
- La portata dei rifiuti può variare da un minimo di 12,8 t/h a un massimo di 25,76 t/h. Il limite inferiore è dovuto alla necessità di assicurare alla griglia una corretta copertura dal contatto diretto con la fiamma e a una buona combustione del rifiuto stesso. Il vincolo superiore è legato alla massima portata del sistema di alimentazione.
- Il carico termico della combustione minimo, tale da garantire la minima energia termica per un corretto profilo di temperatura e quindi di emissioni, è di 135 GJ/h. Il carico termico massimo sopportabile dalla griglia invece è di 247,5 GJ/h.

Il diagramma sottostante mostra la zona corretta di lavoro in cui la griglia può funzionare in continuo con sufficiente efficienza e senza alcun rischio di danneggiamento. Il punto in corrispondenza delle condizioni

nominali di progetto (MCR) si trova sulla linea di massimo carico termico, sull'intersezione con la retta del PCI=11 MJ/kg e della retta delle 22,5 t/h di rifiuti.

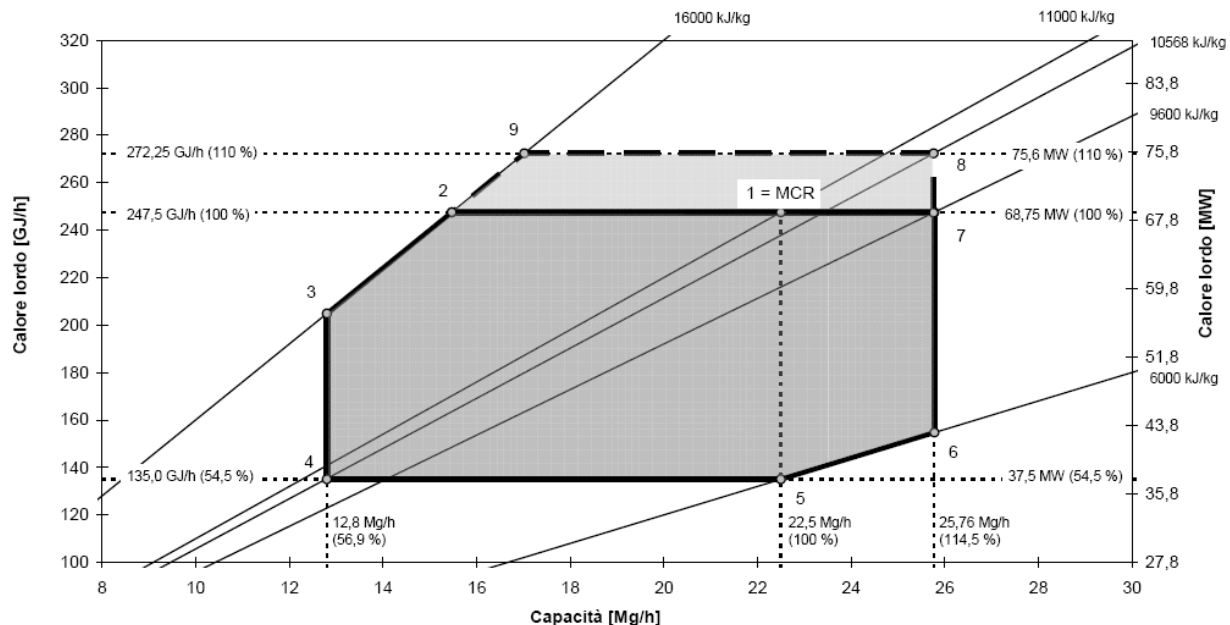
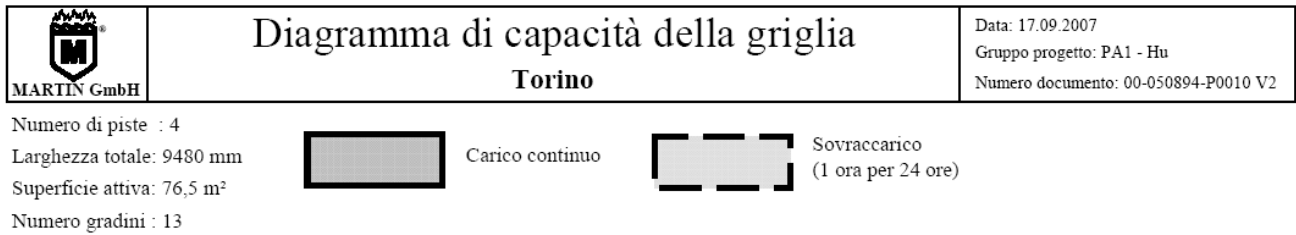


Figura 10 Diagramma di capacità della griglia (TRM)

Nel grafico la potenza introdotta dalla combustione del rifiuto è calcolata come:

$$\text{Potenza introdotta} = \text{portata rifiuto} \times \text{PCI}$$

I punti di funzionamento del rifiuto con potere calorifico costante giacciono pertanto su rette. Il potere calorifico del rifiuto è sempre considerato in termini di PCI (Potere Calorifico Inferiore) e non di PCS (Potere Calorifico Superiore) in quanto il sistema forno-caldia non è progettato in modo tale da poter recuperare il calore latente di condensazione dell'acqua.

Al di sopra della zona di carico continuo è presente un'area di funzionamento in sovraccarico, in cui i vincoli massimi in termini di PCI e portata dei rifiuti sono ancora rispettati, mentre il carico termico massimo è spostato a 272,25 GJ/h. La condizione di sovraccarico è accettabile solo se transitoria e purché non si ripeta per più di un'ora all'interno delle 24 ore. Questo per dare il tempo alla griglia di ammortizzare la sollecitazione nelle restanti ore la sollecitazione stessa.

La condizione di funzionamento presa come riferimento ("design point") è considerata come funzionamento nominale e corrisponde al punto "1 – Max. continuous rate" del diagramma di capacità di griglia.

In queste condizioni le caratteristiche di funzionamento attese sono le seguenti:

- Capacità di incenerimento: 22,5 t/h di rifiuto con PCI di 11000 kJ/kg, corrispondente ad una potenza termica del rifiuto sulla griglia pari a 247,5 GJ/h = 68,75 MW.
- Produzione di vapore:
 - La pressione del vapore non è regolata dalla caldaia sul punto di consegna all'impianto; alle condizioni di funzionamento nominali e alle condizioni di riferimento la pressione attesa sul punto di consegna è di 60 bar(a).
 - La temperatura è regolata al punto di consegna del vapore all'impianto di ciascuna caldaia a 420°C.
 - La produzione di vapore attesa è di circa 87,9 t/h

Di seguito si riporta la tabella che riporta le condizioni operative della caldaia in corrispondenza dei punti indicati sul diagramma. Il carico termico di griglia corrisponde alla potenza termica erogata dal rifiuto sulla griglia, sempre riferita al potere calorifico inferiore. Il carico termico di griglia espresso in % si riferisce alla percentuale calcolata rispetto alla potenza nominale alle condizioni di riferimento.

	Caso di funzionamento	Portata rifiuto	PCI del rifiuto	Carico termico di griglia	Carico termico di griglia	Portata vapore attesa
	Unità di misura	kg/h	kJ/kg	MW	%	Tonn/h
1	Potenza nominale alle condizioni di riferimento (MCR)	22 500	11 000	68,75	100	87,9
2	Potenza nominale PCI massimo	15 469	16 000	68 75	100	
3	Portata rifiuto minima PCI massimo	12 800	16 000	56,9	82,7	
4	Portata rifiuto minima Potenza minima	12 800	10 568	37,5	54,5	48,8

5	Potenza minima PCI minimo	22 500	6 000	37,5	54,5	
6	Portata rifiuto massima PCI minimo	25 760	6 000	42,9	62,5	
7	Portata rifiuto massima Potenza nominale	25 760	9 600	68,75	100	87,1
8	Portata rifiuto massima In sovraccarico	25 760	10 568	75.6	110	
9	PCI massimo In sovraccarico	17 000	16000	75.6	110	

Tabella 1 Punti caratteristici del diagramma di capacità della griglia (TRM)

2.1.3.6.2. VINCOLI NORMATIVI RIGUARDANTI LE EMISSIONI

I livelli di emissione non possono superare i limiti di legge. In particolare, le norme di riferimento sono:

- il D.Lgs. 152/2006, anche detto *Testo Unico Ambientale*, e le sue successive modifiche e integrazioni;
- la Determina Dirigenziale 353-28635/2018 del 28/11/2018, provvedimento di riesame con valenza di rinnovo dell'Autorizzazione Integrata Ambientale (AIA) di TRM, emanato dalla Città Metropolitana di Torino.

Il D.Lgs. 152/06 all'articolo 271 comma 18 indica che “*L'autorizzazione stabilisce, per il monitoraggio delle emissioni di competenza del gestore, l'esecuzione di misure periodiche basate su metodi discontinui o l'utilizzo di sistemi di monitoraggio basati su metodi in continuo. Il gestore effettua i controlli di propria competenza sulla base dei metodi e dei sistemi di monitoraggio indicati nell'autorizzazione e mette i risultati a disposizione dell'autorità competente per il controllo nei modi previsti dall'allegato VI della parte quinta del presente decreto e conformi alle prescrizioni dell'autorizzazione [..]*”.

I limiti emissivi previsti dall'AIA sono persino più stringenti di quelli previsti dal D. Lgs. 152/06. Inoltre, il sistema di monitoraggio è direttamente collegato con l'ARPA Piemonte, ente di controllo.

Le misure sono in parte in continuo e in parte periodiche. Le misure in continuo riguardano monossido di carbonio, acido fluoridrico, acido cloridrico, ammoniaca, ossidi di zolfo, ossidi di azoto, carbonio organico, polveri. Quelle periodiche riguardano diossine, furani, IPA, PCB e metalli pesanti.

2.1.3.6.3. VINCOLO NORMATIVO DELLA TEMPERTURA "T2s"

L'articolo 237-octies del D.Lgs 152 del 2006, derivato dalla direttiva europea 2000/76/CE stabilisce che:

“Gli impianti di incenerimento dei rifiuti sono progettati, costruiti, attrezzati e fatti funzionare in maniera che i gas prodotti dall'incenerimento o dal coincenerimento dei rifiuti siano portati, dopo l'ultima immissione di aria di combustione, in modo controllato e omogeneo persino nelle condizioni più sfavorevoli, a una temperatura di almeno 850 °C per almeno due secondi”.

Tale temperatura, comunemente indicata con il simbolo “T2s”, viene rilevata in camera di combustione sul percorso compiuto dal gas per 2 secondi. Nel caso del termovalorizzatore di Torino durante la fase di esercizio, dal sistema di controllo DCS si imposta come grandezza regolante la temperatura T2s. Nel caso questa temperatura non sia al di sopra degli 850°C richiesti dalla normativa vengono accesi i bruciatori a metano ausiliari. Il rispetto di questo requisito consente di eliminare la gran parte delle diossine.

2.1.3.6.4. MODALITA' DI REGOLAZIONE

Al fine di osservare i limiti del corretto campo di funzionamento della griglia e degli altri vincoli normativi sopra illustrati, è previsto un apposito sistema di regolazione. Di norma il comando del sistema è automatico e viene effettuato dalla sala di controllo.

Le modalità di regolazione che possono essere selezionate sono tre, a seconda del parametro fisico controllato:

- *Modalità portata vapore*
- *Modalità temperatura camera di combustione*
- *Modalità portata vapore/temperatura pirometro IR*

Sono inoltre presenti alcune regolazioni addizionali i cui segnali provengono da una termocamera a raggi infrarossi (IR) installata sul tetto della camera di combustione.

MODALITA' PORTATA VAPORE

Consente di impostare il valore di set-point della portata di vapore richiesta con una tolleranza di $\pm 0,2$. A seconda del rilevamento del suo valore all'uscita della caldaia, viene regolata la quantità di combustibile, attraverso la variazione della frequenza degli spintori di caricamento, e la portata d'aria comburente.

Quest'ultima, tuttavia, viene controllata anche in funzione dell'andamento della combustione e del poter calorifico del rifiuto entrante.

MODALITÀ TEMPERATURA CAMERA DI COMBUSTIONE

Si attua soprattutto nelle fasi di avvio e di arresto della caldaia. La grandezza controllata è la temperatura del focolare, misurata attraverso le termocoppie installate. In questa modalità la portata del vapore può variare in funzione della qualità e quantità del rifiuto introdotto ma la temperatura dei fumi in uscita dalla camera di combustione verso la sezione convettiva del forno è mantenuta costante. Questa regolazione garantisce una qualità del vapore surriscaldato costante (i cali della temperatura fumi diminuiscono la temperatura del vapore surriscaldato).

MODALITÀ PORTATA VAPORE/TEMPERATURA PIROMETRO IR

Consente di impostare la portata di vapore richiesta, come nel primo caso, ma in più, in funzione della sua rilevazione, viene definito automaticamente un valore di set-point per la temperatura IR (maggiore per maggiore vapore e minore per minore vapore). La termocamera IR sorveglia la combustione sulla superficie della griglia ed ottimizza sia lo strato del rifiuto, attraverso la frequenza di azionamento degli spintori di caricamento, sia la quantità di aria primaria, attraverso la regolazione dei diaframmi nel sottogriglia. L'obiettivo è di ottenere una combustione uniforme del rifiuto su tutta la superficie di griglia. Con questa modalità la regolazione cerca di garantire il controllo sia sulla portata vapore in uscita dalla caldaia, sia sulla temperatura fumi alla sezione convettiva e, di conseguenza sulla temperatura del vapore surriscaldato stesso. Per questo motivo è, in linea di massima, quella da preferire nelle situazioni di normale esercizio.

La figura sottostante mostra lo schema di regolazione in cascata del combustibile secondo la logica portata di vapore e temperatura IR che, come detto, è la modalità usata in condizioni normali. Come si vede il controllo avviene tramite regolatori di tipo fuzzy. Si tratta di un controller di tipo proporzionale-integrale-derivato (PID), in grado, quindi, di effettuare una correzione proporzionale al valore dell'errore, andando a smorzare le oscillazioni a cui il sistema è sottoposto a seguito delle perturbazioni ricevute. Una volta impostato il valore di set della portata di vapore, le azioni di regolazione possono essere così riassunte:

- Si valuta la differenza tra il valore di set della portata di vapore e quello della sua misura reale. In funzione di tale differenza viene predefinito automaticamente un valore di set per la temperatura IR dei fumi.
- Si confronta il valore di set della temperatura IR con quello che arriva dal pirometro a infrarossi in caldaia. In funzione della differenza tra i due si effettua un'azione ON/OFF sulla griglia e sul sistema di caricamento.

- Infine, viene regolato in maniera automatica il contenuto di ossigeno attraverso il regolatore di O₂, spiegato in seguito.

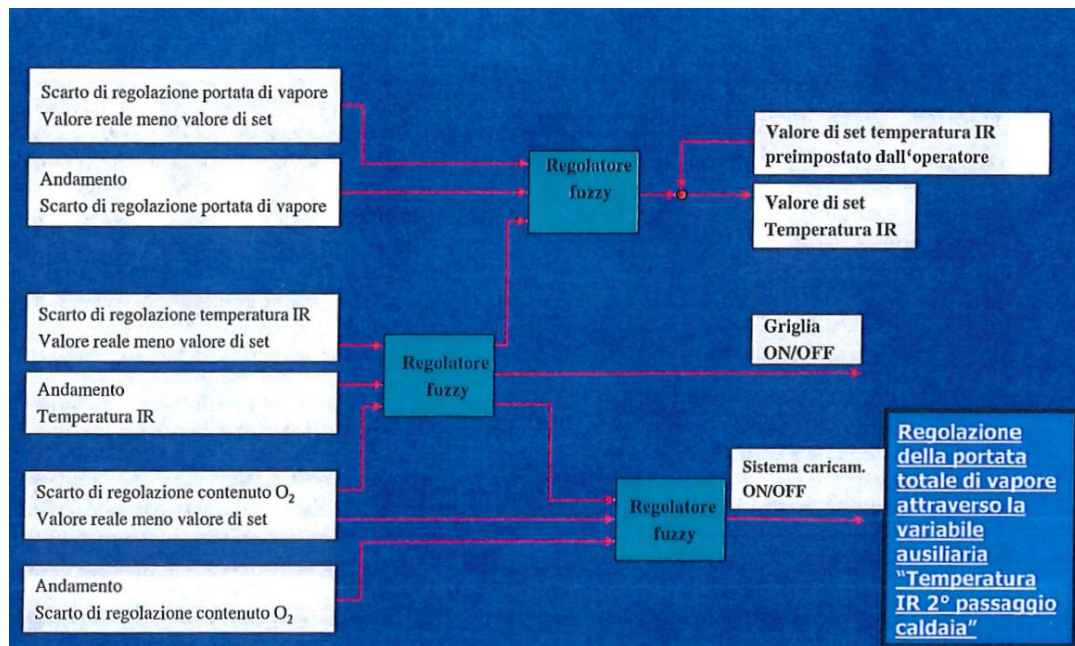


Figura 11 Regolazione del combustibile (TRM)

È inoltre essenziale il controllo dell'alimentazione dell'aria primaria e secondaria che deve essere costantemente effettuato in funzione della situazione istantanea della combustione. Infatti, un eccesso d'aria primaria o temperature dell'aria primaria troppo elevate potrebbero essere causa di un fuoco troppo basso e viceversa.

Le portate di aria primaria sono controllate dal regolatore di O₂, che agisce in funzione dell'ossigeno misurato nel flusso dei fumi a valle dell'economizzatore e in base al valore di set imposto. La portata volumetrica dell'aria primaria verso le singole zone viene regolata con l'ausilio dei registri dell'aria primaria. La telecamera a infrarossi montata sulla volta della caldaia consente di visualizzare la posizione istantanea della zona di combustione principale e la mappa delle temperature superficiali della griglia. Per cui, attraverso di essa, si può regolare in continuo la distribuzione dell'aria primaria. Per ottenere la temperatura predefinita del letto di combustione in una data zona della griglia, si varia la portata d'aria primaria della zona stessa. Ad esempio, se la temperatura di una zona, confrontata con il valore medio sulle altre zone, risulta essere diminuito, la portata d'aria fornita aumenta e viceversa.

La figura 12 mostra lo schema di regolazione di O₂ e di distribuzione dell'aria primaria. In funzione dello scarto di regolazione tra il valore reale della temperatura del letto di combustione, letto dalla telecamera IR, di una zona 2 o 3 di una pista griglia e il valore medio per tutte le zone 2 o zone 3, la portata d'aria primaria delle singole zone viene variata in modo che la temperatura predefinita del letto di combustione della zona venga rispettata. Anche in questo caso sono impiegati regolatori di tipo fuzzy.

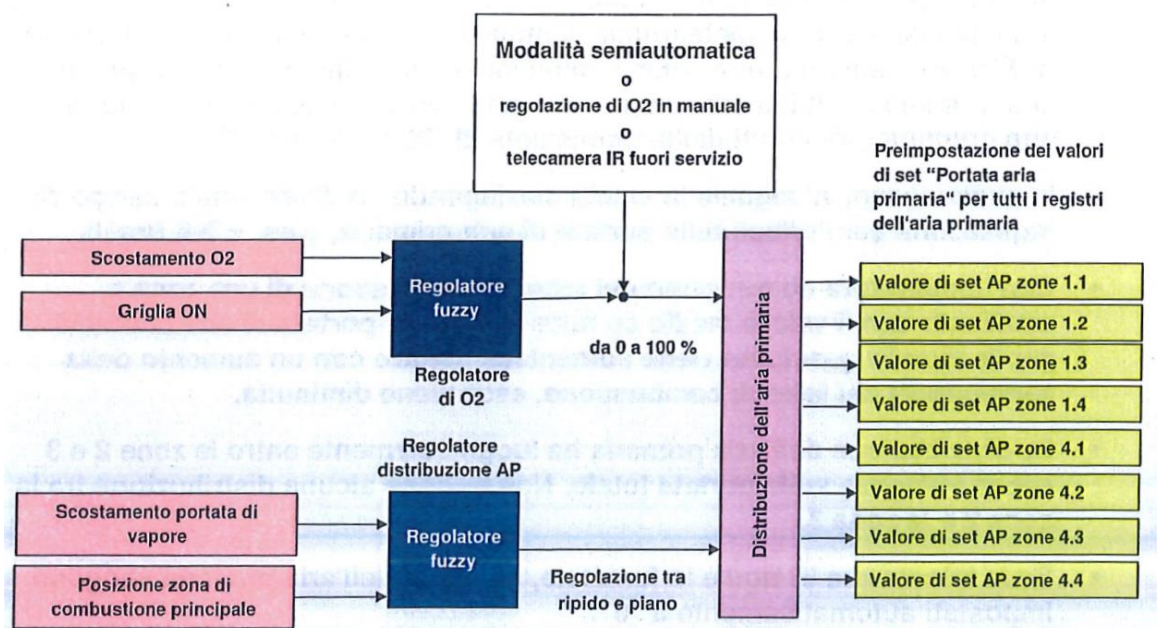


Figura 12 Regolatore di O₂ e distribuzione aria primaria (TRM)

La portata dei gas secondari, invece, è controllata attraverso la regolazione della pressione di mandata, a seconda del quantitativo di CO nei fumi e della portata di vapore. Le portate di aria e del gas di ricircolo per ogni fila di ugelli vengono stabilite durante la progettazione del sistema del gas secondario. Entro i limiti delle condizioni di carico ammesse, viene predefinita per ogni fila di ugelli un'assegnazione del carico caldaia (espresso in t/h di vapore) ad una determinata pressione del gas secondario.

L'ottimizzazione della combustione, per quanto riguarda il rispetto dei livelli di emissione richiesti, è ottenuta grazie alla regolazione dell'introduzione dei rifiuti e dal movimento della griglia. Per mantenere costante la quantità di calore fornita, occorre che la portata dei rifiuti venga regolata in base al potere calorifico. Nel caso di basso PCI la lunghezza della corsa degli spintori verrà aumentata e viceversa. Tramite la variazione della velocità dei singoli spintori, anche con una lunghezza della corsa modificata, è possibile mantenere costante il tempo di caricamento. L'elemento che mantiene questo tempo di marcia costante, al fine di trattare sempre la stessa quantità di combustibile a ogni ciclo di caricamento, è il regolatore di tempo.

La regolazione dello strato dei rifiuti è un elemento delicato, in quanto sia uno spessore eccessivo, sia uno spessore troppo piccolo provocherebbe diversi problemi. Nel primo caso si verificherebbe una maggiore difficoltà del passaggio dell'aria primaria e una scarsa movimentazione del materiale, con il conseguente rischio di non completare la combustione di alcuni rifiuti "galleggianti" sul letto stesso, perché non rimescolati. Inoltre, a causa delle elevate temperature che si instaurerebbero, si formerebbero dei blocchi di rifiuti fusi che tratterrebbero parti non combuste. Nel caso di strato sottile la temperatura di combustione diminuirebbe e risulterebbe irregolare, con il rischio di formazione, soprattutto nelle zone molto sottili, di un flusso di fumi incombusti, compromettendo il completamento della combustione.

Decisive ai fini della stabilità del processo di combustione sono le condizioni del letto di combustione nel campo della zona di combustione principale della griglia, cioè nell'area delle zone 2. Per questo motivo la permeabilità all'aria del letto di combustione viene sorvegliata e regolata in quest'area della griglia. Come segnale per la permeabilità all'aria o per l'altezza del letto di combustione sulla griglia, viene calcolata la superficie di passaggio dell'aria tramite una formula specifica. In funzione dello scarto di regolazione tra il valore calcolato di tale area e quello di set-point e in considerazione dello scarto di regolazione della portata di vapore, la velocità della griglia viene adattata automaticamente per mezzo del regolatore. Quando la superficie di passaggio dell'aria diminuisce, cioè quando il letto di combustione è più alto, la velocità della griglia aumenta e viceversa.

La figura sottostante mostra lo schema del sistema di controllo della caldaia sopra descritto. L'immagine serve solo per avere un'idea del funzionamento dei controlli, non rispecchia la reale configurazione della caldaia installata, come si evince dai passaggi verticali successivi al primo non presenti nella realtà.

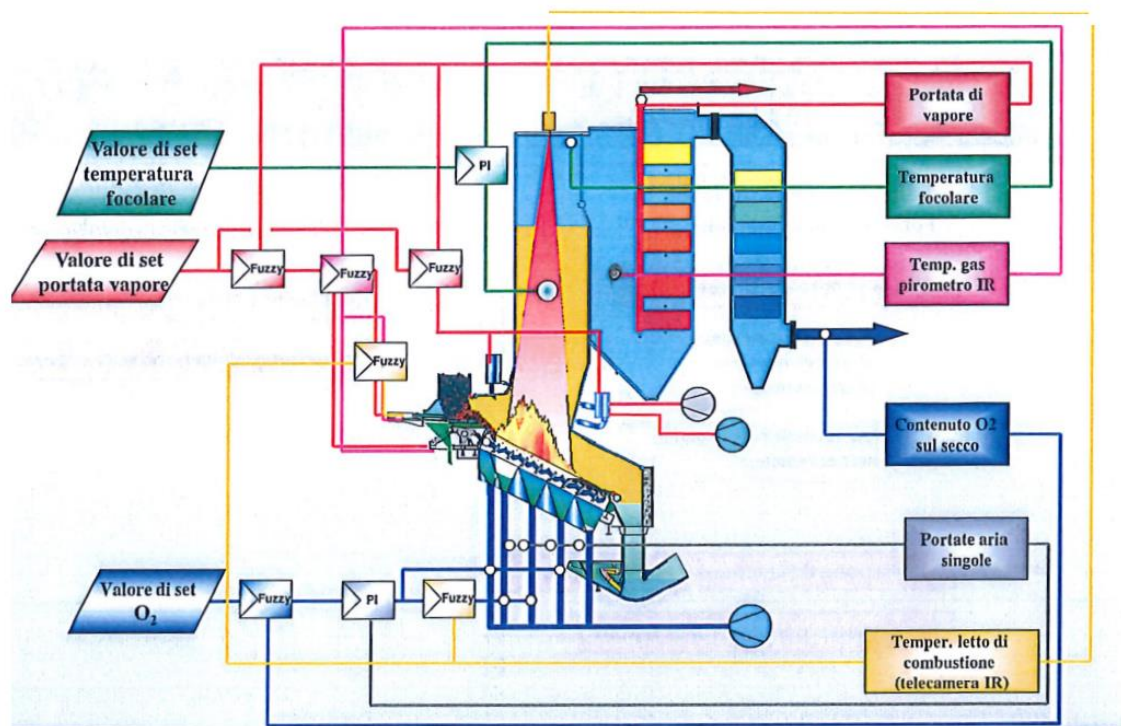


Figura 13 Schema del sistema di controllo della caldaia (TRM)

3. INTRODUZIONE SOFTWARE OPENFOAM

All'interno di questo capitolo si introduce il calcolo CFD, fornendo una descrizione generale dell'algoritmo risolutivo della simulazione. In particolare, si spiega il metodo dei volumi finiti, utilizzato dalla maggior parte dei software CFD. Si mette in evidenza il procedimento di discretizzazione, sia nello spazio, sia nel tempo, necessario per il calcolo computazionale. Infine, si introduce il programma CFD OpenFOAM utilizzato per la simulazione in oggetto in questo elaborato.

3.1. LA SIMULAZIONE CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS)

Il calcolo CFD o computational fluid dynamics è un potente strumento per la risoluzione di problemi di fluidodinamica e scambio termico, eventualmente anche con l'associazione di fenomeni di reazioni chimiche. Le applicazioni coinvolte soprattutto in ambito industriale sono molteplici e riguardano vari ambiti, dall'aerodinamica alla meteorologia, dalla combustione all'ambiente. La grande forza del CFD sta nella risoluzione di sistemi di equazioni molto complesse con buoni risultati e con costi computazionali contenuti. Chiaramente il costo di una simulazione può essere molto variabile e in generale dipende dalla quantità di dati in ingresso e dal passo di discretizzazione stabilito, ma sicuramente è più conveniente e veloce rispetto ad effettuare una simulazione attraverso una serie di test su un certo componente.

Ogni simulazione CFD è divisa principalmente in tre parti:

- *Pre-simulazione*

Si tratta della fase iniziale della simulazione, in cui si definiscono la griglia computazionale (o mesh), le proprietà dei fluidi e le condizioni al contorno. La scelta della mesh è fondamentale perché da essa dipende sia l'accuratezza della soluzione sia la sua durata. In generale, infatti, ad un maggior numero di nodi della griglia corrisponde una maggiore accuratezza, ma anche un maggior costo in termini di tempo. Occorre quindi trovare il giusto compromesso e qui sta la maggiore difficoltà dell'utente. Spesso il passo di discretizzazione dello spazio non può essere uniforme, perché in corrispondenza di materiali diversi, e quindi di proprietà diverse, le dimensioni caratteristiche possono variare. Le ultime versioni dei software CFD sono in grado di raffinare la mesh in maniera automatica, semplificando molto il lavoro, soprattutto in caso di geometrie complesse. Basti pensare che mediamente nelle industrie più della metà del tempo per impostare la simulazione è legata alla definizione della griglia. Per quanto concerne la definizione delle proprietà fisiche, molti software danno la possibilità di usare le proprie librerie.

- *Simulazione*

Esistono diversi metodi numerici risolutivi, tra i quali i più diffusi sono il metodo delle differenze finite, il metodo degli elementi finiti e il metodo dei volumi finiti. Il codice CFD che ha dimostrato di essere più stabile è quello che sfrutta i volumi finiti, un caso particolare del metodo delle differenze finite.

Su questa tipologia di risolutore si fondano alcuni tra i software più diffusi come CFX/ANSYS, FLUENT, PHOENIX, STAR-CD e OPENFOAM. L'algoritmo esegue i tre step principali riportati nello schema sottostante.

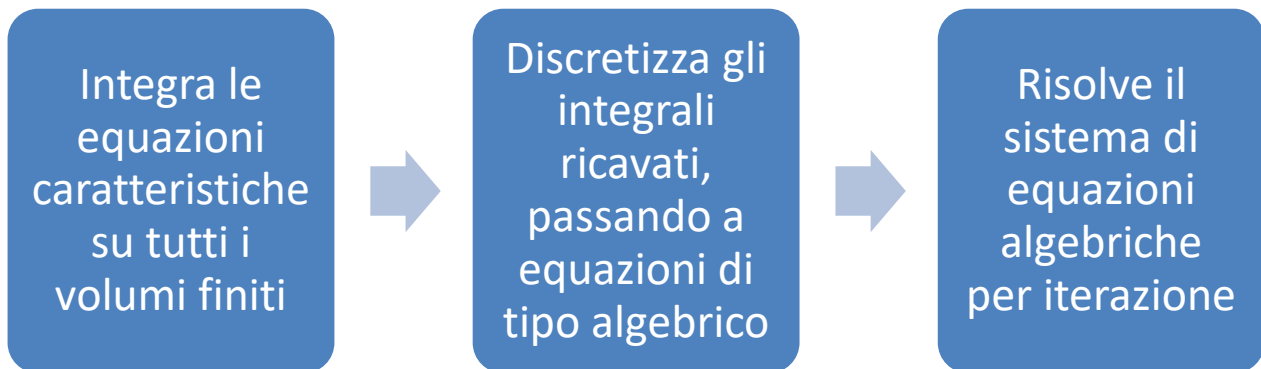


Figura 14 Passi principali dell'algoritmo del metodo risolutivo CFD [12]

Il legame tra l'algoritmo matematico e la fisica è concettualmente semplice, in quanto si basa sul principio di conservazione. Dunque, all'interno del volume finito deve essere rispettata la conservazione delle variabili del flusso. La risoluzione matematica è di tipo non-lineare, richiede, quindi, un metodo di iterazione. Il più diffuso si basa sull'algoritmo SIMPLE, in grado di legare correttamente pressione e velocità.

- Post-simulazione

Si tratta della fase successiva alla simulazione vera e propria, in cui conta visualizzare i risultati nel modo più chiaro possibile. Per farlo, i software più recenti rendono disponibili delle animazioni grafiche colorate, alcune anche in grado di tracciare la singola particella. I risultati principali da visualizzare sono quelli della velocità e della temperatura ma sono visualizzabili in dettaglio anche molte altre variabili, a seconda delle casistiche.

3.1.1. METODO DEI VOLUMI FINITI

La teoria della fluidodinamica ci insegna che il moto di un fluido nello spazio può essere descritto da un sistema di cinque equazioni alle derivate parziali (conservazione della massa, conservazione della quantità di moto lungo x-y-z e conservazione dell'energia). La forma di queste equazioni risulta simile e dunque è possibile generalizzarla come:

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_{\text{termine transitorio}} + \underbrace{\text{div}(\rho\phi\vec{u})}_{\text{termine convettivo}} = \underbrace{\text{div}(\Gamma \text{ grad}\phi)}_{\text{termine diffusivo}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{termine sorgente}} \quad (3.1)$$

Dove ϕ è la generica variabile del fluido (velocità, temperatura, entalpia...), ρ la densità, \vec{u} il vettore velocità, r il coefficiente di diffusione e S_ϕ la sorgente legata alla variabile ϕ . L'equazione scritta in questa forma si chiama *equazione di trasporto*, in quanto raccoglie al suo interno tutti i fenomeni di trasporto. Un fenomeno di trasporto prevede lo spostamento nello spazio di una certa proprietà fisica. Generalmente si distingue tra trasporto a livello molecolare (diffusione) e trasporto a livello macroscopico (convettivo). La convezione è un meccanismo di trasferimento di calore tipico dei fluidi, che prevede la movimentazione di materia per differenza di densità, mentre la diffusione è un meccanismo di trasporto legato alle interazioni molecolari ma senza spostamento macroscopico di massa. L'eq. 3.1, espressa in parole, diventa:

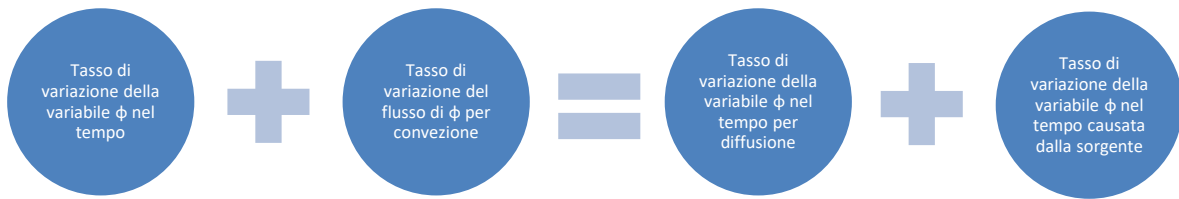


Figura 15 Equazione di trasporto in parole [12]

Il punto essenziale del metodo dei volumi finiti è l'integrazione dell'equazione appena descritta su un volume di controllo (CV). Il metodo, infatti, suddivide il volume totale in tanti volumetti elementari (Fig. 16), o celle, al fine di discretizzare lo spazio, che nella realtà è continuo. Il valore di una certa proprietà in una cella è associato al nodo centrale e la si considera uguale in tutto il volumetto. Da qui si intuisce facilmente come più si infittisce la geometria, ovvero più il dominio si suddivide in celle, più realistica risulterà la simulazione. Inoltre, per i problemi tempo-dipendenti occorre procedere con un'ulteriore integrazione, stavolta nel tempo, con uno step temporale pari a Δt .

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_V^{V+\Delta V} \rho \phi dv \right) dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_V^{V+\Delta V} \text{div}(\rho \phi \vec{u}) dv dt \\ = \int_t^{t+\Delta t} \int_V^{V+\Delta V} \text{div}(r \text{ grad} \phi) dv dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_V^{V+\Delta V} S_\phi dv dt \end{aligned} \quad (3.2)$$

La logica dei calcolatori non consente di utilizzare operatori differenziali o integrali in maniera diretta, in quanto la memoria del computer è finita e quindi per definizione non può operare nel continuo. Per questo motivo l'eq. 3.2 deve essere discretizzata. Di seguito si descrivono le discretizzazioni dei singoli termini che la compongono.

DISCRETIZZAZIONE DEL TERMINE DIFFUSIVO

Per discretizzare il termine diffusivo, come prima cosa, si sfrutta il teorema della divergenza di Gauss, che per un generico vettore \vec{a} , può essere espresso come:

$$\int_V^{V+\Delta V} \text{div}(\vec{a}) dv = \int_A^{A+\Delta A} \vec{n} \cdot \vec{a} dA \quad (3.3)$$

Dove V e A rappresentano rispettivamente il volume e l'area, mentre \vec{n} è il vettore normale alla superficie dA . Applicando questo teorema si passa quindi dall'integrale di volume a quello di superficie:

$$\int_V^{V+\Delta V} \text{div}(\Gamma \text{ grad} \varphi) dv = \int_A^{A+\Delta A} \vec{n} \cdot (\Gamma \text{ grad} \varphi) dA \quad (3.4)$$

A questo punto, vista la superficie piatta delle facce (dA), è possibile passare direttamente dall'integrale alla sommatoria dei contributi delle facce stesse:

$$\int_A^{A+\Delta A} \vec{n} \cdot (\Gamma \text{ grad} \varphi) dA = \sum_{\text{facce}} \Gamma_f \text{ grad} \varphi_f \cdot \vec{S}_f = \sum_{\text{facce}} D_f \quad (3.5)$$

Dove, come mostrato nella figura 16 il pedice f indica la f -esima faccia e il vettore \vec{S} è il vettore normale alla superficie della faccia ($\vec{S} = \vec{n} \cdot dA$). Il flusso diffusivo per comodità viene sintetizzato come D_f .

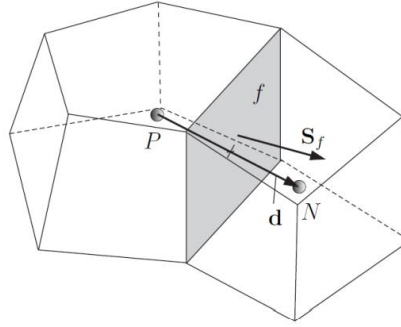


Figura 16 Rappresentazione della faccia f di una cella [12]

Una volta passati alla sommatoria non resta che chiedersi come calcolare il flusso diffusivo D_f della f -esima faccia. Per farlo, si procede per interpolazione tra i gradienti calcolati al centro delle celle contigue (P e N). Se d è la distanza tra i centri delle celle P e N, φ_P e φ_N sono i valori della generica variabile φ valutati nei rispettivi punti centrali, si può calcolare:

$$D_f = \Gamma_f \|\vec{S}_f\| \cdot \frac{\varphi_N - \varphi_P}{d} \quad (3.6)$$

DISCRETIZZAZIONE DEL TERMINE CONVETTIVO

Il ragionamento seguito per il termine diffusivo può essere replicato analogamente per il termine convettivo. Applicando il teorema della divergenza e sostituendo l'integrale con la sommatoria:

$$\int_V^{V+\Delta V} \text{div}(\rho\phi\vec{u}) dv = \int_A^{A+\Delta A} \vec{n} \cdot (\rho\phi\vec{u}) dA = \sum_{f_{\text{acce}}} \phi_f (\rho\vec{u})_f \cdot \vec{S}_f = \sum_{f_{\text{acce}}} \phi_f F_f \quad (3.7)$$

Dove $F_f = (\rho\vec{u})_f \cdot \vec{S}_f$ è il flusso convettivo della f -esima faccia. Per il resto della notazione si rimanda alla discretizzazione del termine diffusivo.

Rispetto al flusso diffusivo, che influenza la grandezza trasportata in tutte le direzioni, grazie al suo gradiente, il flusso convettivo è strettamente legato alla direzione del flusso, quindi al vettore velocità \vec{u} . Questa distinzione rende sconsigliabile utilizzare lo schema di discretizzazione alle *differenze centrate* usato per calcolare il flusso diffusivo (eq. 3.6). Per il calcolo del flusso convettivo si preferiscono altri schemi, ad esempio quello *Upwind*. Quest'ultimo, infatti, garantisce una migliore stabilità della soluzione nel caso di problemi non isotropi, come quelli di natura convettivi. In particolare, a differenza del metodo delle *differenze centrate*, che approssima la derivata in un punto con la differenza tra il nodo di monte e quello di valle (Fig. 17c), il metodo *Upwind* fa uso del solo nodo di monte. Chiaramente il nodo di monte può cambiare a seconda della direzione del flusso, per questo si distinguono i due casi:

- Se $u > 0$ allora discretizzo all'indietro (Fig. 17b);
- Se $u < 0$ allora discretizzo in avanti (Fig. 17a).

Lo schema successivo consente di visualizzare meglio gli schemi di discretizzazione appena citati.

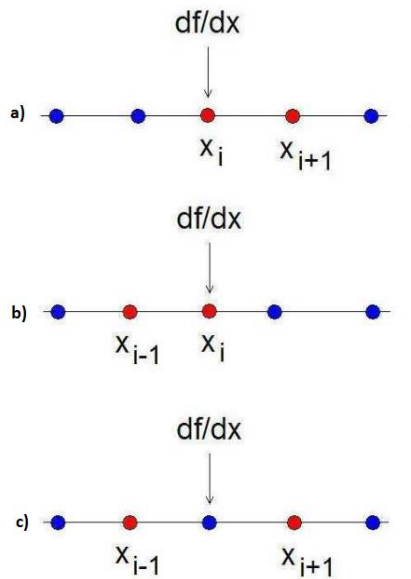


Figura 17 Schemi per le differenze a) in avanti b) indietro c) centrali [12]

DISCRETIZZAZIONE DEL TERMINE SORGENTE

In generale il termine sorgente per la generica variabile φ potrebbe essere di tipo non lineare. In questo caso conviene linearizzarlo prima di integrare, ovvero utilizzare lo sviluppo di Taylor della funzione fermandosi al suo primo ordine:

$$S_\varphi = S_u + S_p \varphi \quad (3.8)$$

Dove S_u e S_p sono i coefficienti della forma linearizzata che dipendono dalla sorgente.

$$\int_V^{V+\Delta V} S_\varphi dv = S_u V_p + S_p \varphi V_p \quad (3.9)$$

Dove V_p è il volume della cella elementare.

DISCRETIZZAZIONE DEL TERMINE TRANSITORIO

L'ultimo termine che rimane da discretizzare è quello transitorio. Sostituendo tutte le altre equazioni già discretizzate nell'eq. 3.2 si ottiene:

$$\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \varphi) V_p dt = \int_t^{t+\Delta t} \left[- \sum_{f \text{ acce}} \varphi_f F_f + \sum_{f \text{ acce}} D_f + S_u V_p + S_p \varphi V_p \right] dt \quad (3.10)$$

A questo punto si consideri la derivata di φ da discretizzare nel tempo e, per brevità, si raggruppino gli altri termini nella funzione $f = f(t, \varphi)$ dipendente dal tempo e dalla variabile di φ . La discretizzazione temporale si potrà effettuare secondo le seguenti tre possibilità:

$$\frac{\varphi_{n+1} - \varphi_n}{\Delta t} = \begin{cases} f(t_n, \varphi_n) & (FE) \\ f(t_{n+1}, \varphi_{n+1}) & (BE) \\ \frac{1}{2} f(t_n, \varphi_n) + \frac{1}{2} f(t_{n+1}, \varphi_{n+1}) & (CN) \end{cases} \quad (3.11)$$

Dove n rappresenta l'istante "vecchio", cioè quello a monte nella griglia temporale, mentre $n+1$ è l'istante "nuovo", cioè quello che segue immediatamente al "vecchio". Il primo metodo è detto *Forward Euler* (FE), il secondo è detto *Backward Euler* (BE) e il terzo è quello di *Crank-Nicholson* (CN). Tutti e tre sono accurati ma solo il BE, detto anche metodo implicito, è incondizionatamente stabile. Il metodo CN garantisce una maggiore velocità di convergenza ma non è sempre stabile, soprattutto in presenza di intervalli Δt grandi. Il metodo FE, detto anche metodo esplicito, è condizionatamente stabile, in quanto per numeri di Courant (Paragrafo 5.6) superiori a uno presenta instabilità.

3.1.2. IL PROBLEMA DELL'ACCOPIAMENTO PRESSIONE-VELOCITA'

Nella risoluzione delle equazioni di trasporto occorre tenere conto del legame tra pressione e velocità. Infatti, per risolvere le equazioni è necessaria la conoscenza simultanea del campo di pressione e di quello della velocità, ma questi in genere non sono noti a priori, anzi sono parte della soluzione. Inoltre, c'è da risolvere anche il problema della non linearità delle equazioni stesse. Entrambe le questioni vengono superate grazie a specifici algoritmi di tipo iterativo, che partono da valori di tentativo di pressione e velocità per poi correggerli finché non viene raggiunta la convergenza. I due algoritmi maggiormente utilizzati sono il *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations* (SIMPLE) e il *Pressure Implicit with Split Operator* (PISO).

3.1.2.1. ALGORITMO SIMPLE

L'algoritmo SIMPLE, sviluppato da Patankar e Spalging (1972), viene utilizzato per fluidi incomprimibili, in origine solo in casi stazionari ma è anche possibile adattarlo ai casi transitori. Di seguito si riportano i passaggi che consentono di collegare correttamente pressione e velocità. Per semplicità si considera un caso bidimensionale, dove \vec{u} e \vec{v} sono le componenti lungo x e lungo y della velocità.

Il primo step è quello di fornire un valore iniziale, o guess, del campo di pressione p^* . Sostituendo tale valore nelle equazioni di conservazione della quantità di moto discretizzata, si ricavano le componenti della velocità u^* e v^* . Tuttavia, il campo di velocità così trovato non soddisfa automaticamente anche l'equazione di continuità, ovvero l'equazione di conservazione della massa per i fluidi. Definendo con p' la differenza tra il valore reale della pressione p e quello di tentativo p^* si ottiene il valore corretto per la pressione:

$$p = p^* + p' \quad (3.12)$$

Il valore p' viene ricavato dall'equazione discretizzata di continuità, dove vengono utilizzati i valori u^* e v^* . A questo punto, ricavata p , è possibile sostituire nuovamente nelle equazioni di conservazione della quantità di moto discretizzate e ricavare i campi di velocità corretti:

$$\begin{aligned} u &= u^* + u' \\ v &= v^* + v' \end{aligned} \quad (3.13)$$

L'ultimo step utilizza i valori corretti p , u e v all'interno delle altre equazioni di trasporto ricavando le altre variabili in gioco. Il procedimento si ripete finché non viene raggiunta la convergenza per tutte le variabili. Lo schema sottostante riassume quanto appena descritto.

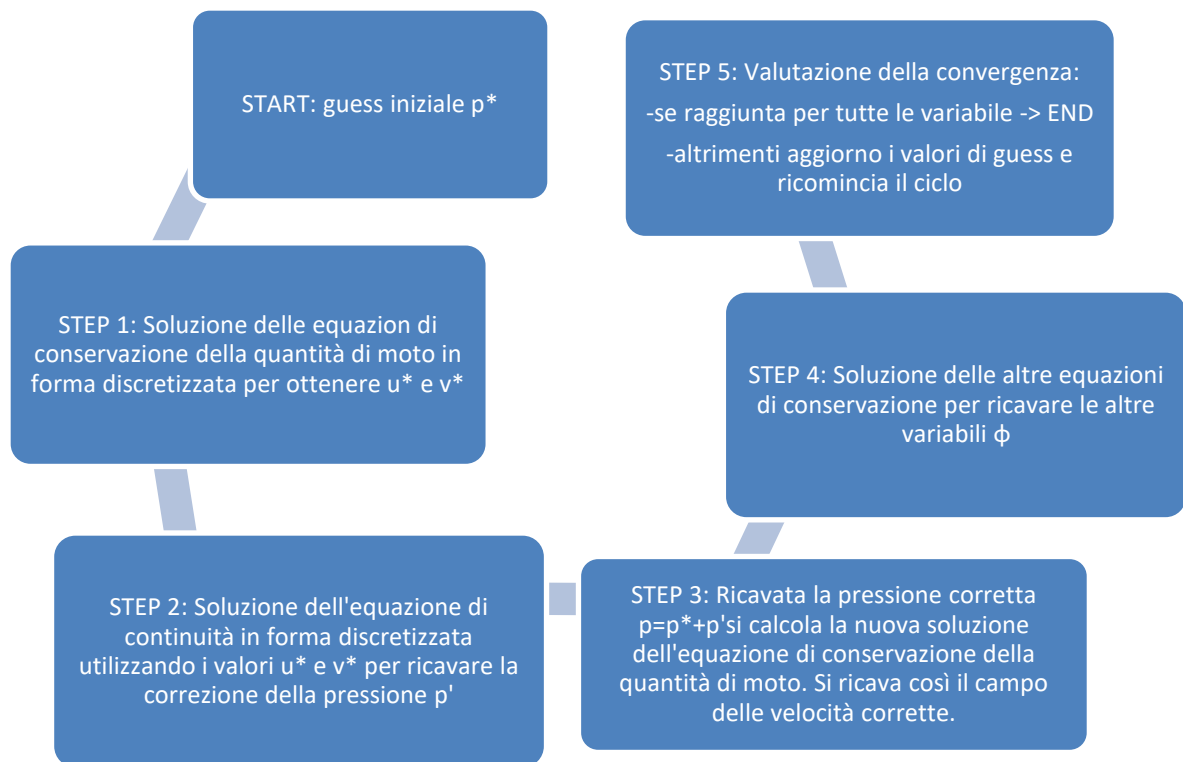


Figura 18 Schema descrittivo algoritmo SIMPLE [12]

3.1.2.2. ALGORITMO PISO

L'algoritmo PISO è stato studiato da Issa (1986) come sviluppo del metodo SIMPLE. La principale differenza sta nell'aggiunta di una seconda correzione della pressione. Questa modifica rende l'algoritmo più pesante per la memoria del calcolatore ma più stabile e performante in termini di costo computazionale. Può essere diviso in tre step essenziali, di cui i primi due replicano l'algoritmo SIMPLE. Per brevità si considera sempre un caso bidimensionale.

Il primo step, detto *predictor*, discretizza le equazioni di conservazione della quantità di moto con un guess del campo di pressione p^* per ricavare le componenti della velocità u^* e v^* usando lo stesso metodo dell'algoritmo SIMPLE. Affinché le velocità u^* e v^* soddisfino l'equazione di continuità è necessario un secondo step, detto *first corrector*, per correggere il campo della pressione, anche stavolta seguendo gli stessi schemi del SIMPLE.

$$\begin{aligned}
 p^{**} &= p^* + p' \\
 u^{**} &= u^* + u' \\
 v^{**} &= v^* + v'
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

Una volta calcolati i valori corretti delle velocità u^{**} e v^{**} si esegue un ultimo step, detto *second corrector*, uguale al passaggio precedente e che consente di ricavare dei valori di pressione e velocità più stabili:

$$\begin{aligned}
 p^{***} &= p^{**} + p'' \\
 u^{***} &= u^{**} + u'' \\
 v^{***} &= v^{**} + v''
 \end{aligned}
 \tag{3.15}$$

Al termine di questa doppia correzione si procede con la risoluzione delle altre equazioni di trasporto fino al raggiungimento della convergenza. La figura sottostante mostra schematicamente il funzionamento dell'algoritmo.

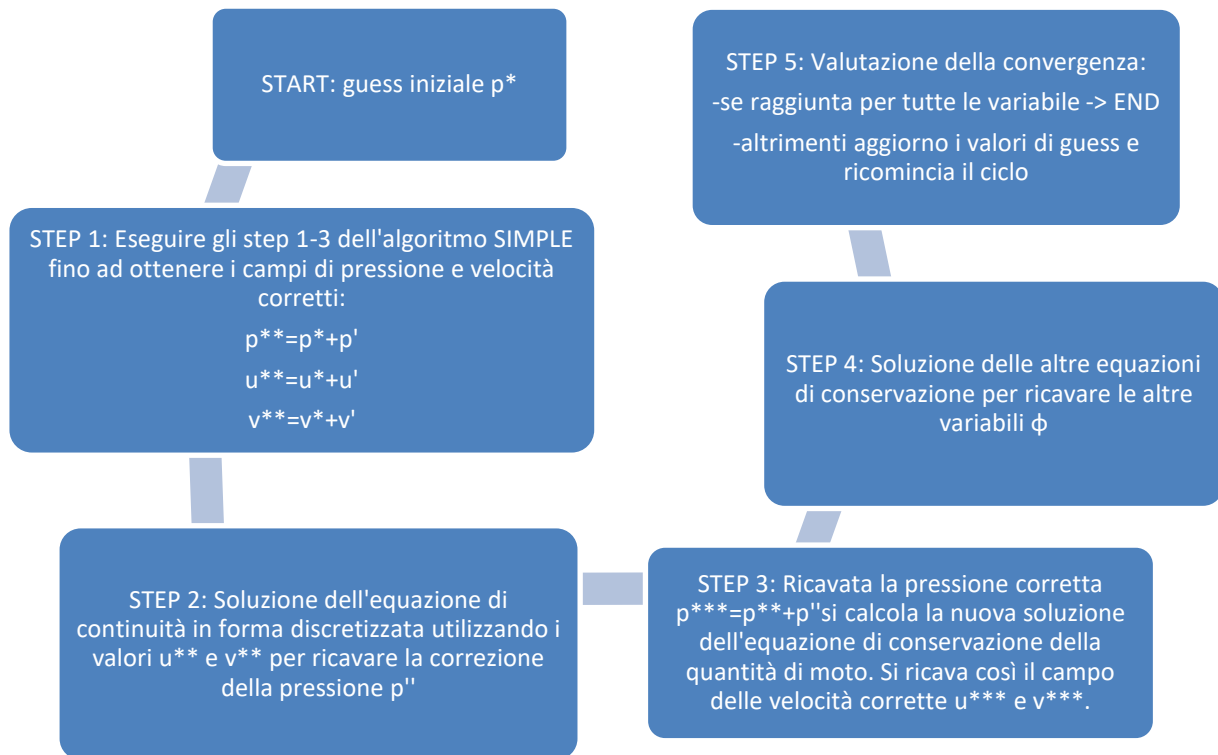


Figura 19 Schema descrittivo algoritmo SIMPLE [12]

3.1.3. L'ACCURATEZZA DELLA SOLUZIONE

Ogni soluzione numerica è sempre approssimata. Infatti, già la modellazione fisica di un problema reale utilizza delle ipotesi più o meno realistiche, poi anche il passaggio dal modello matematico delle equazioni al modello informatico computazionale comporta degli errori. Questi errori sono principalmente legati alla discretizzazione degli operatori matematici che operano nel continuo e al troncamento delle cifre reali, avendo a che fare con un numero finito di cifre memorizzate dal computer.

Da questo ragionamento si evince l'importanza di fornire una sorta di garanzia della qualità della soluzione assieme ai risultati. Si parla di soluzione accurata quando i risultati vengono dati con un'indicazione di una certa tolleranza, detta anche accuratezza.

In particolare, la soluzione di un problema numerico deve avere le seguenti tre caratteristiche simultaneamente:

- Stabilità: piccole perturbazioni dei dati provocano piccole perturbazioni della soluzione;
- Consistenza: il problema approssimato deve tendere al problema reale per un numero di esperimenti N che tende all'infinito;
- Convergenza: la soluzione del problema approssimato deve tendere a quella del problema reale.

Occorre verificare che ogni algoritmo abbia queste tre caratteristiche. Nella pratica siccome lo scopo della modellazione è quello di descrivere il più fedelmente possibile un dato problema, la consistenza è sempre verificata. Dunque, si può sfruttare il teorema di equivalenza che afferma che nel caso la soluzione sia consistente, basterà dimostrare la stabilità per garantire anche la convergenza e viceversa. Tipicamente si sceglie di verificare la convergenza, dimostrando così anche la stabilità.

3.2. IL SOFTWARE OPENFOAM

OpenFOAM oppure “Open Field Operation and Manipulation” è un software di simulazione CFD, scritto nel linguaggio informatico C++, completamente open source creato nel 1993. Proprio per questo si tratta di uno strumento molto usato e quindi affidabile. Rispetto ad altri software si appoggia esclusivamente su sistema operativo linux e non ha interfaccia grafica, quindi non risulta di immediato utilizzo.

Il suo funzionamento si basa sulla compilazione di file eseguibili, detti “applications”, divisibili in due categorie: “solvers” e “utilities”. I primi sono dei risolutori di problemi e ne esistono per diverse tipologie di casistiche; i secondi servono per la modifica dei parametri caratteristici del problema. I problemi tipicamente risolvibili dal software coinvolgono varie tipologie di fluidi, in flusso sia turbolento, sia laminare, con o senza trasferimento di calore. La figura (Fig) seguente mostra la struttura principale di OpenFoam.

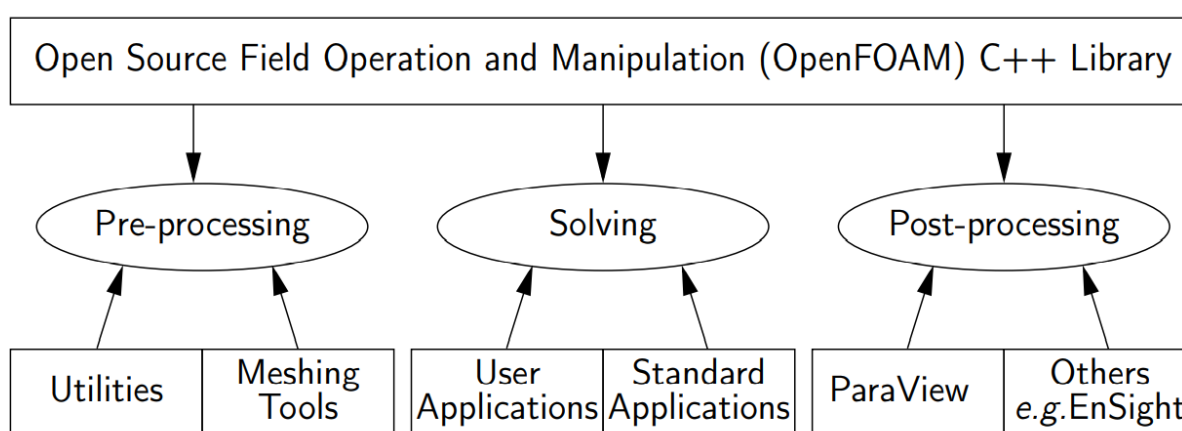


Figura 20 Struttura del software CFD OpenFOAM (OpenFoam user guide)

Nella fase iniziale di pre-processing il software include strumenti utili per la creazione della mesh, tra cui “snappyHexMesh”, adatto per la creazione della mesh di un file CAD con geometria complessa. Per la fase post-processing OpenFOAM non ha un proprio visualizzatore dei risultati ma si appoggia ad altri strumenti. Ad esempio ParaView consente di visualizzare i risultati delle quantità scalari attraverso delle scale di colore e delle quantità vettoriali attraverso i “glifi”, cioè con delle linee di flusso. È possibile anche plottare le grandezze sia nello spazio, sia nel tempo, oppure estrarre i dati per poi elaborarli con altri software di calcolo.

Per effettuare una simulazione CFD con OpenFoam, occorre prima di tutto individuare la casistica corretta, fare una copia della cartella del caso di esempio, già disponibile tra i tutorial installati, e adattarlo al problema reale da risolvere. All’interno della cartella copiata sono presenti alcune sotto-cartelle che contengono gli eseguibili modificabili:

- “constant”, in cui vengono inseriti i dati che riguardano la griglia computazionale all’interno della cartella *polyMesh* e le proprietà fisiche, come, ad esempio, quelle che definiscono il modello della turbolenza. Nella fase di *pre-processing* per la creazione della mesh si utilizza l’applicativo

blockMesh, che è in grado di discretizzare lo spazio secondo il metodo dei volumi finiti. Le istruzioni vengono modificate dall'utente nel dizionario *blockMeshDict* situato nella cartella *polyMesh*.

- “system”, in cui sono definite le modalità della simulazione. In particolare, nel file *controlDict* si stabiliscono diversi parametri, tra cui l'istante iniziale e finale e il passo di tempo; nel file *fvSchemes* sono contenuti gli schemi di discretizzazione delle equazioni caratteristiche; nel file *fvSolution* sono riportati gli algoritmi risolutori con le rispettive tolleranze. Per la discretizzazione OpenFOAM adotta il metodo a volumi finiti (FVM), discretizzando le equazioni di trasporto, facendole passare dalla forma integrale a quella algebrica. I volumi di controllo, o celle, possono avere una generica forma poliedrica.
- “time”, in cui si definiscono tutte le condizioni iniziali e al contorno della simulazione. Ogni volta che vengono memorizzati i nuovi valori calcolati, in automatico viene creata una cartella nominata con l'istante di tempo corrispondente. Le informazioni sull'istante iniziale, sull'istante finale e sull'intervallo di memorizzazione dei risultati parziali si trovano nel file *controlDict*.

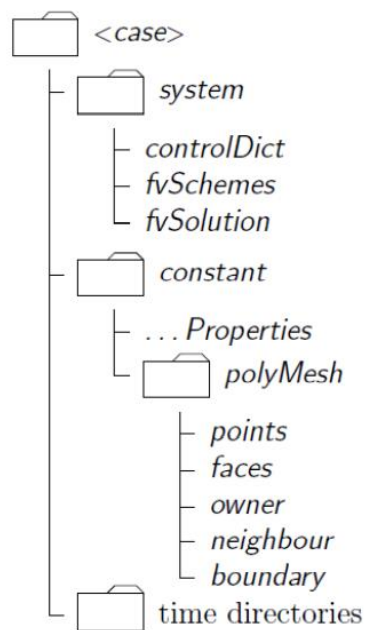


Figura 21 Cartelle e sotto-cartelle di OpenFOAM (OpenFoam user guide)

Come detto, a differenza di altri programmi, OpenFOAM costruisce la simulazione a partire da un certo numero di file. Tra questi, i più importanti sono i tre descritti di seguito.

- fvSchemes

In questo file si riportano gli schemi di discretizzazione spaziale e temporale scelti per la simulazione. Nell'esempio accanto per la discretizzazione nel tempo (*ddtSchemes*) si è scelto il metodo di Eulero implicito (*Euler*), per la discretizzazione nello spazio dei termini con gradiente e divergenza si è scelto il metodo delle differenze centrate (*Gauss linear*). Inoltre, sono indicati un metodo di interpolazione lineare tra i valori delle facce (*interpolationSchemes linear*) e una discretizzazione di tipo ortogonale per i gradienti normali alle superfici (*snGradSchemes orthogonal*).

```
ddtSchemes
{
    default Euler;
}
gradSchemes
{
    default Gauss linear;
    grad(p) Gauss linear;
}
divSchemes
{
    default none;
    div(phi,U) Gauss linear;
}
laplacianSchemes
{
    default Gauss
        linear orthogonal;
}
interpolationSchemes
{
    default linear;
}
snGradSchemes
{
    default orthogonal;
}
```

Figura 22 fvSchemes - OpenFOAM

- fvSolution

Nel file in considerazione si specificano il tipo di risolutore (*solver*) scelto per la variabile indicata e la tolleranza (*tolerance*) voluta per la convergenza. In aggiunta può essere fornito un fattore di riduzione sul residuo iniziale (*relTol*), utilizzabile anch'esso come parametro per la verifica della convergenza. C'è anche modo di specificare l'algoritmo scelto per l'accoppiamento pressione-velocità (in questo esempio *PISO*) e il numero di cicli da far compiere all'algoritmo ad ogni iterazione temporale (*nCorrectors*).

```
solvers
{
    p
    {
        solver PCG;
        preconditioner DIC;
        tolerance 1e-06;
        relTol 0;
    }
    U
    {
        solver smoothSolver;
        smoother symGaussSeidel;
        tolerance 1e-05;
        relTol 0;
    }
}
PISO
{
    nCorrectors 2;
    nNonOrthogonalCorrectors 0;
    pRefCell 0;
    pRefValue 0;
}
```

Figura 23 fvSolution - OpenFOAM

- controlDict

Si tratta del file che raccoglie i parametri fondamentali per il controllo della simulazione. Oltre al nome dell'applicazione, infatti, vengono forniti il tempo di inizio (*startFrom*), il tempo di fine (*endTime*), il passo di discretizzazione temporale (*deltaT*) e l'intervallo di tempo che si desidera intercorra tra una memorizzazione dei dati e l'altra (*writeInterval*). Sono anche precisate altre informazioni come il formato dei risultati desiderato (*writeFormat*) e le cifre di memorizzazione della variabile tempo (*timePrecision*).

```
application      icoFoam;
startFrom        startTime;
startTime        0;
stopAt           endTime;
endTime          0.5;
deltaT           0.005;
writeControl     timeStep;
writeInterval    20;
purgeWrite       0;

writeFormat      ascii;
writePrecision   6;
writeCompression off;
timeFormat       general;
timePrecision    6;
runTimeModifiable true;
```

Figura 24 controlDict - OpenFOAM

4. MODELLO DI CONVERSIONE DEI RIFIUTI SULLA GRIGLIA

La modellazione della combustione in caldaia deve tener conto anzitutto della tipologia del combustibile. Trattandosi di combustibile solido occorre, infatti, analizzare la formazione dei composti gassosi prima della loro combustione. In questo lavoro di tesi si è scelto di fare riferimento ai dati di letteratura per la fase di modellazione della conversione del combustibile solido in forma gassosa, mentre è stata effettuata una simulazione della successiva fase di combustione mediante il software CFD OpenFoam. L'immagine seguente (Fig. 25) aiuta a visualizzare le due fasi appena descritte e chiarisce l'influenza del modello della conversione dei rifiuti sulla simulazione CFD, che usa in ingresso proprio i risultati ottenuti da quest'ultimo. Per avere quindi dei risultati fedeli il più possibile alla realtà, occorrerebbe effettuare delle analisi sulla composizione chimica del combustibile e calcolare poi i rispettivi bilanci di massa e di energia.

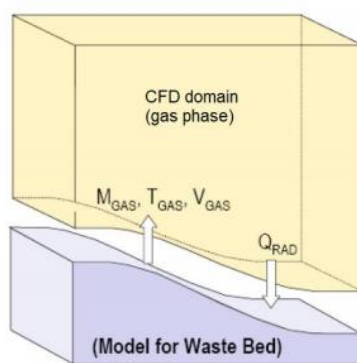


Figura 25 Schema delle due fasi principali del modello (Yang et al., 2004)

Negli ultimi decenni sono stati diversi gli studi che hanno riguardato il processo dell'incenerimento dei rifiuti. Già nel 2003 Peters riassunse nel suo libro [10] i modelli matematici usati sino ad allora per la conversione dei rifiuti. Oggi esistono dei codici di calcolo in grado di risolvere i bilanci locali di massa e di energia di aria primaria e RSU e fornire la ripartizione finale delle specie chimiche aeriformi formatesi sopra la griglia. Vista la variabilità tipica della composizione degli RSU, l'implementazione di tali codici risulterebbe un lavoro non così utile ai fini di questo elaborato. Per questo motivo si farà riferimento ai valori trovati in letteratura in seguito illustrati.

4.1. COMPOSIZIONE E POTENZIALE ENERGETICO DEGLI RSU

L'opportunità di trattare termicamente i rifiuti nasce dal fatto che al loro interno sono presenti diversi elementi combustibili. Quindi, al posto di essere smaltiti direttamente in discarica, possono essere considerati a tutti gli effetti una fonte energetica. Oltre a garantire un sostanzioso recupero energetico, la termovalorizzazione presenta anche benefici ambientali legati alla riduzione degli odori e delle emissioni da discarica, anche di gas serra.

La frazione merceologica combustibile dei rifiuti solidi urbani (RSU), che comprendono quelli domestici, commerciali e delle strade e luoghi pubblici, è principalmente costituita da carta e plastica. L'organico umido, proprio per via del suo alto contenuto d'acqua, non rappresenta un materiale adatto per la combustione. La tabella seguente mostra la composizione merceologica degli RSU stimata dall'Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale (ISPRA) come media del periodo 2009-2019.

Frazione merceologica	Nord	Centro	Sud	Italia
	(%)			
Frazione organica (umido+verde)	33,4	32,4	40,9	35,4
Carta	21,4	24,9	20,0	21,7
Plastica	11,7	14,4	12,8	12,6
Metalli	2,4	2,7	2,3	2,4
Vetro	9,4	6,7	6,9	8,0
Legno	4,6	2,9	1,9	3,4
RAEE	-	-	-	0,9
Tessili	-	-	-	3,6
Materiali inerti/spazzamento	-	-	-	0,8
Selettiva	-	-	-	0,3
Pannolini/materiali assorbenti	-	-	-	4,5
Altro	-	-	-	6,4
Totale				100,0

Tabella 2 Composizione merceologia degli RSU media anni 2009-2019 (stime ISPRA)

Macroscopicamente il rifiuto può essere scomposto in tre componenti: sostanza combustibile, materia non combustibile e umidità. La quota parte combustibile degli RSU è costituita soprattutto dagli atomi di carbonio, idrogeno e ossigeno e, per una minore parte, da atomi di azoto, cloro e zolfo. I primi sono molto incisivi in termini di apporto energetico; i secondi sono più importanti ai fini delle emissioni in ambiente.

La parte non combustibile è rappresentata soprattutto da vetro e metalli, che possono subire trasformazioni a livello fisico ma senza che ci sia una variazione della loro composizione chimica. Per la maggior parte queste sostanze vengono eliminate come residui solidi, ma possono anche essere trattenute dai filtri se trasportate dai fumi allo stato gassoso. Il loro apporto energetico è nullo in quanto non partecipano alla combustione.

L'umidità all'interno dei rifiuti dipende sia dalle condizioni climatiche esterne, sia dal contenuto d'acqua tra le molecole che formano il rifiuto. Per valutarne il contributo in termini energetici occorre distinguere tra:

- Potere calorifico superiore (PCS)
- Potere calorifico inferiore (PCI)

Il potere calorifico è la quantità di calore generato dalla combustione completa dell'unità di massa di combustibile, quando i prodotti della combustione siano riportati alla medesima temperatura iniziale dei reagenti. Si parla di PCS se l'acqua presente nei prodotti si trova allo stato liquido e di PCI se l'acqua nei prodotti è allo stato aeriforme.

Tornando alla valutazione dell'apporto energetico dell'umidità nei rifiuti, se ci si riferisce al PCS possiamo considerarlo nullo, mentre, se si fa riferimento al PCI dobbiamo considerarlo come un malus. Infatti, il PCI risulterà più basso del PCS di una quantità pari al calore latente di evaporazione della quantità d'acqua presente nei rifiuti. Utilizzando la composizione degli RSU media per l'Italia riportata nella tabella precedente e associando il potere calorifico inferiore ad ogni frazione merceologica [1] si può stimare una media del PCI degli RSU. La tabella sottostante mostra il calcolo effettuato e riporta il valore medio individuato, 7,7 MJ/kg.

MATERIALE	QUANTITÀ (%)	PCI (MJ/kg)
<i>Frazione organica</i>	35,4	2,1
<i>Carta</i>	21,7	12,1
<i>Plastica</i>	12,6	28,3
<i>Metalli</i>	2,4	14
<i>Vetro</i>	8	-
<i>Legno</i>	3,4	13,8
<i>Altro</i>	16,5	-
<i>Media pesata</i>		7,7

Tabella 3 Tabella potere calorifico RSU

Il potere calorifico tipico degli RSU è mediamente cinque volte inferiore a quello del gas naturale, tuttavia l'apporto energetico risulta non trascurabile. Il rapporto rifiuti urbani edizione 2020 di ISPRA indica che nell'anno 2019 sono stati inceneriti circa 5,5 milioni di tonnellate di rifiuti e sono stati ricavati 4576 GWh_e di energia elettrica e 2154 GWh_t di energia termica. Rapportando la quantità di energia elettrica prodotta e il quantitativo di rifiuti inceneriti si ricava un apporto energetico di circa 800 KWh per tonnellata di rifiuti.

4.2. LA COMBUSTIONE DEGLI RSU

Il processo di incenerimento può essere diviso in quattro fasi:

- Essiccamento: i rifiuti perdono per evaporazione la maggior parte dell'umidità inevitabilmente in essi contenuta. In questa prima fase le temperature sono ancora ridotte e la combustione non è ancora iniziata.
- Produzione del materiale volatile: la fase di essiccazione viene completata, si ha il rilascio delle sostanze volatili e inizia l'ossidazione del char, il residuo solido carbonioso che rimane dopo la volatilizzazione, esclusa la cenere.

- Ossidazione del char: la combustione prosegue con reazione fortemente esotermiche, la temperatura è ormai elevata. L'ossidazione del char produce soprattutto monossido di carbonio; si tratta quindi di una reazione parziale che verrà completata in una fase successiva.
- Completamento della combustione: si completa la combustione attraverso la trasformazione del monossido di carbonio in anidride carbonica e proseguono le reazioni di ossidazioni per le frazioni di maggiori dimensioni caratterizzati da una più lenta cinetica sino al loro completamento. Le temperature in gioco scendono.

Il rifiuto man mano che attraversa questi passaggi in serie avanza lungo la griglia. Ad ogni fase, quindi, corrisponde una zona diversa della griglia stessa (Fig. 26). Subito al di sopra di queste zone avviene la combustione secondaria delle frazioni volatili generate dalla combustione primaria. Per favorire questa seconda ossidazione è necessario introdurre ulteriori quantitativi di aria (aria secondaria). In genere per evitare gli incombusti si opera in condizioni di elevato eccesso d'aria.

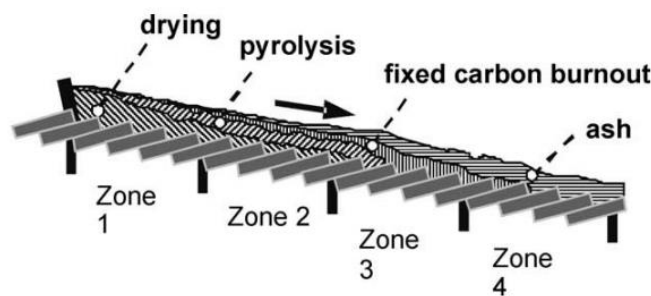


Figura 26 Divisione della griglia in zone [4]

4.2.1. ESSICCAMENTO

Il processo di essiccamento rappresenta la fase iniziale, in cui il rifiuto si disidrata, e termina attorno ai 200°C. L'acqua che si trova tra le porosità della materia, per via del fenomeno della capillarità, e l'acqua presente nei legami chimici, per mezzo delle forze intramolecolari, subisce l'evaporazione. Durante questa fase tutta l'energia in gioco si può considerare persa. La variazione del contenuto di umidità può essere descritta dal metodo semi-empirico di Lewis [5]:

$$\frac{dM_{moisture}}{dt} = -k_{dry} * M_{moisture,0} * e^{-k_{dry}t} \quad (4.1)$$

Dove $M_{moisture,0}$ è il contenuto iniziale di umidità, k_{dry} è una costante legata alla temperatura e t è il tempo. Chiaramente maggiore è l'umidità, più a lungo durerà questa prima fase e più verranno ritardate le fasi successive. Dato che l'acqua contenuta nei rifiuti è un parametro molto variabile, sarà altrettanto variabile il tempo di essiccamento. Una minore durata di questa fase implica che l'inizio della produzione di materiale

volatile si verifica in una zona più vicina all'ingresso della griglia; viceversa, una maggiore durata sposta il confine ideale tra le due fasi in una zona più avanzata della griglia.

Inoltre, la presenza dell'acqua negli strati interni del combustibile rappresenta un ostacolo per la trasmissione del calore perché resta alla temperatura di ebollizione finché non evapora del tutto. Per questo motivo è fondamentale un adeguato mescolamento del combustibile; la griglia mobile limita il problema.

4.2.2. PRODUZIONE DEL MATERIALE VOLATILE

Col crescere della temperatura il solido inizia a decomporsi rilasciando le sostanze volatili, che non interagendo ancora con l'ossigeno, possono essere definiti gas di pirolisi. La pirolisi è un processo di decomposizione termica della materia che avviene in assenza di ossigeno. La durata di questa fase varia in base alla temperatura a cui viene sottoposto il rifiuto. I gas di pirolisi, grazie alla presenza dell'aria primaria, vengono in parte bruciati, facendo aumentare la temperatura e velocizzando il processo di volatilizzazione stesso. Gli RSU sono ricchi di sostanze volatili, tra cui CO, CO₂, H₂ e CH₄.

Non tutta la porzione di combustibile interessata da questa fase diventa materia volatile. La parte residua, prevalentemente carboniosa, viene definita "char". Il char non è in grado di generare ulteriori composti volatili e viene consumato dalla successiva ossidazione. La figura seguente (Fig. 27) mostra schematicamente quello che accade. Quando la temperatura supera i 500°C avviene la gassificazione della materia, ovvero la trasformazione della biomassa in un gas di sintesi detto syngas e composto soprattutto da CO, CH₄ e H₂. Questa miscela poi, a contatto con l'aria secondaria, subirà la combustione vera e propria. Una parte minoritaria, circa il 30% [16], si trasforma in un prodotto liquido scuro particolarmente dannoso per gli impianti perché molto viscoso, detto "tar".

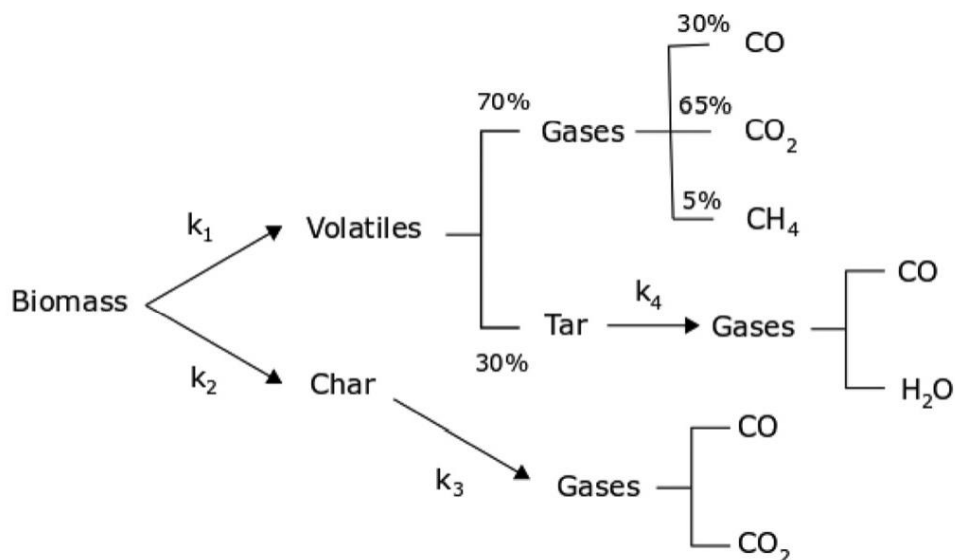


Figura 27 Schema del meccanismo di trasformazione dei rifiuti da solidi a gas [3]

Ogni trasformazione è caratterizzata da una propria cinetica che approssimativamente può essere descritta attraverso l'espressione della costante di velocità di reazione nella forma di Arrhenius [14]:

$$k = k_0 e^{\frac{E}{RT}} \quad (4.2)$$

Dove k_0 è il fattore di proporzionalità, E è l'energia di attivazione, R è la costante universale dei gas e T è la temperatura assoluta. Sia il fattore di proporzionalità, sia l'energia di attivazione vanno determinati sperimentalmente a seconda delle condizioni operative. Il tasso di volatilizzazione di una certa sostanza sarà direttamente proporzionale alla quantità della sostanza stessa e la costante di proporzionalità è proprio dato da k . La variazione temporale della quantità di biomassa nel tempo sarà dunque data da:

$$\frac{dM_{biomassa}}{dt} = -\left(\frac{dM_{biomassa}}{dt} + \frac{dM_{char}}{dt}\right) = -(k_1 + k_2) * M_{biomassa} \quad (4.3)$$

Dove k_1 è la costante del tasso di volatilizzazione e k_2 è la costante del tasso di formazione di char. Entrambe risultano molto legate alle condizioni operative, come temperatura e tipo di combustibile. In generale una pezzatura maggiore del combustibile comporta un allungamento della fase di volatilizzazione perché è richiesto più tempo per scaldarlo.

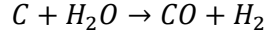
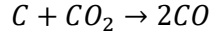
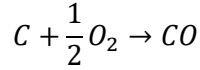
4.2.3. COMBUSTIONE DEL CHAR

La combustione del rifiuto solido inizia per ignizione o delle sostanze volatili prodotte o del carbonio che costituisce il composto solido char. Questo dipende dai meccanismi di trasporto che prevalgono; ad esempio, nel caso vi sia una forte convezione che sposta i composti volatili evitandone l'accumularsi la combustione partirà più probabilmente dal char. Oltre alle ceneri e alle scorie, il char rappresenta l'unico solido presente dopo la fase di volatilizzazione. Si tratta di un solido estremamente poroso formato quasi completamente da carbonio. Può contenere anche ossigeno, azoto e idrogeno, ma in percentuali trascurabili. La durata di questa fase dipende dalla velocità dell'ossidazione del carbonio che avviene sulla sua superficie e da quella che avviene nelle sue porosità, dove l'ossigeno si infila una volta che le sostanze volatili si sono liberate. Il grado di porosità stesso è in grado di influenzare la velocità del processo.

La reazione produce principalmente CO, che poi, in un secondo momento, subirà la trasformazione in anidride carbonica. La variazione temporale di massa di char può essere in prima approssimazione descritta dalla seguente equazione [5]:

$$\frac{dM_{char}}{dt} = -M_{char} * k_3 * p_{O_2} \quad (4.4)$$

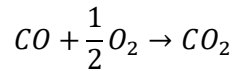
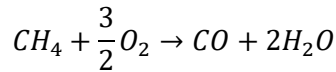
Dove M_{char} è la massa di char, k_3 è la costante di velocità di reazione descritta dall'equazione di Arrhenius e p_{O_2} è la pressione parziale dell'ossigeno nel gas, in questo caso usato come indice della porosità. Le reazioni che portano alla formazione della CO possono essere di tre tipi:



Tra queste è la prima a prevalere, in quanto è quella più veloce. Le altre due possono essere quindi trascurate, tranne nei casi di scarsa presenza di ossigeno, condizione comunque difficile che si verifichi vista la portata di aria comburente tipicamente immessa.

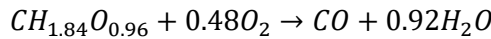
4.2.4. COMPLETAMENTO DELLA COMBUSTIONE

Le fasi di essiccamento, pirolisi e combustione del char producono principalmente anidride carbonica, monossido di carbonio e metano, che, in frazioni massiche, possono essere rispettivamente dell'ordine di 0.65, 0.3 e 0.05. Il completamento della combustione avviene attraverso l'ossidazione di queste molecole.



È durante lo sviluppo di queste reazioni esotermiche che avviene la maggior parte dell'apporto energetico. La velocità delle reazioni dipende dalle singole costanti cinetiche delle molecole, legate alla temperatura. Durante la combustione, alcune microscopiche particelle di minerali, presenti nel combustibile, formano uno strato di cenere che può andare a ostruire i pori del char, rendendo più complicata la sua ossidazione. Le ceneri riducono la capacità termica e, sporcando le superfici di scambio termico, rappresentano un effetto negativo sul trasferimento di calore.

Per quanto riguarda la combustione del tar, idrocarburo di formula molecolare $CH_{1.84}O_{0.96}$, essa è modellabile dalla reazione [16]:



Di seguito si riportano i rispettivi tassi di conversione di CH_4 , CO e tar utilizzati in letteratura [16]:

$$\begin{aligned} \frac{dC_{CH_4}}{dt} &= k_{CH_4} C_{CH_4}^{0.7} C_{O_2}^{0.8} \left(\Delta H = -520 \frac{kJ}{mol} \right) \\ \frac{dC_{CO}}{dt} &= k_{CO} C_{CO} C_{O_2}^{0.5} C_{H_2O}^{0.5} \left(\Delta H = -284 \frac{kJ}{mol} \right) \\ \frac{dC_{CH_{1.84}O_{0.96}}}{dt} &= k_{CH_{1.84}O_{0.96}} C_{CH_{1.84}O_{0.96}}^{0.5} C_{O_2} \left(\Delta H = +42 \frac{kJ}{mol} \right) \end{aligned} \quad (4.5)$$

Dove le concentrazioni gassose indicate con C sono espresse in mol/m^3 e le costanti cinetiche k sono determinate per via sperimentale. Il calore di reazione indicato è tratto da [2].

4.2.5. FATTORI CHE INFLUENZANO LA COMBUSTIONE

Il processo è caratterizzato da una forte variabilità legata a diverse cause. Di seguito si riportano i principali fattori studiati in letteratura.

- Effetto del “channelling”.

Il fenomeno del “channelling” (Fig. 28) consiste nella formazione di canali tra il combustibile solido, attraverso i quali passa l’aria primaria. La distribuzione casuale di questi canali rende disomogenea la distribuzione dell’aria, causando delle fluttuazioni nei profili di temperatura e delle concentrazioni dei gas generati. Si tratta di un fenomeno inevitabile, in quanto dovuto alla eterogeneità del combustibile e al movimento della griglia. Le continue formazioni e distruzioni dei canali rendono imprevedibile determinarne l’esatta posizione all’interno del letto del combustibile. Un approccio per simulare matematicamente la loro formazione è stato proposto da Yang et al. (2001b), attraverso la teoria della probabilità. I risultati della simulazione hanno mostrato una distribuzione dell’aria uniforme alla base del letto, ma con diversi rallentamenti del flusso in alcune zone interne del letto. Laddove il flusso risulta più veloce si individuano i canali formatesi in un certo istante. Siccome le fluttuazioni generate dal channelling coinvolgono tutte le specie gassose, si intuisce come queste possano avere un impatto anche sulla formazione di inquinanti come NO_x , diossine e metalli pesanti.

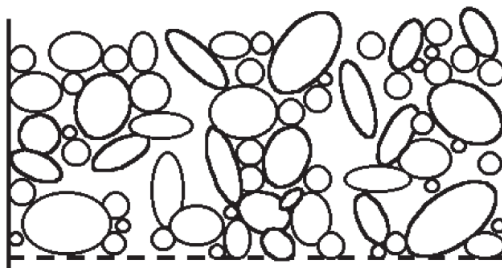


Figura 28 Formazione dei canali dovuti alla porosità del materiale (Yang et al., 2004)

- Effetto dell’umidità nel combustibile.

La composizione base degli RSU comprende un contenuto di acqua che varia a seconda delle condizioni climatiche. Un alto tasso di umidità causa una maggiore difficoltà di combustione e un abbassamento del potere calorifico del combustibile. Rifiuti più “bagnati” aumentano il tenore di ossigeno al di sopra della griglia e diminuiscono quello del CO , come mostrato dal grafico della figura sottostante. Il diagramma è estratto da uno studio sperimentale che ha utilizzato come combustibile trucioli di legno (Yang et al., 2004). Dunque, a parità di condizioni, è preferibile un rifiuto più secco, in grado quindi di effettuare la conversione in gas più velocemente. Alti livelli di umidità causano inoltre più emissioni di inquinanti che riescono a sfuggire al

processo di combustione, come NO_x, VOC e metalli pesanti. Infine, sempre dai risultati dei risultati sperimentali dello studio citato, emerge che l'aumento di contenuto d'acqua nel combustibile richiede un incremento del rapporto aria primaria-combustibile, con la conseguenza che occorre fornire più aria comburente per completare la combustione.

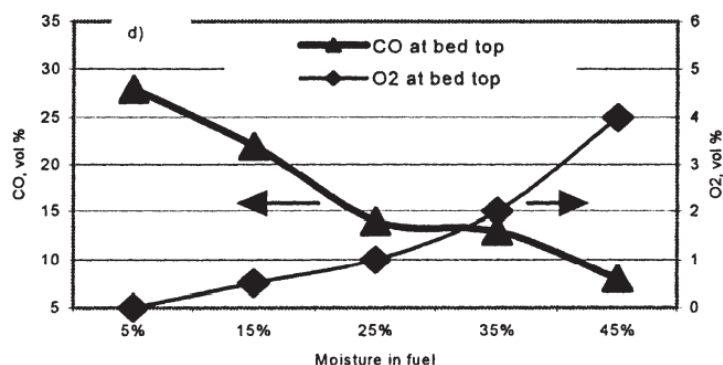


Figura 29 Effetto dell'umidità sui tenori di O₂ e CO (Yang et al., 2004)

- Effetto della volatilizzazione del combustibile.

Un'ulteriore causa della variabilità della composizione dei gas generati è la velocità di formazione delle sostanze volatili, che può essere influenzata dal tipo di materiale e dalle temperature. Nel caso dei rifiuti solidi quando viene raggiunta una certa temperatura si verifica una produzione di gas rilasciati sostanziosa. Una volatilizzazione più rapida comporta meno ossigeno a disposizione per la combustione del char. Quindi le velocità delle due fasi sono inversamente proporzionali tra loro; pertanto, occorre cercare un equilibrio. I risultati sperimentali raggiunti utilizzando un combustibile solido frazionato in pezzi da 12 mm e con un 35 % di umidità mostrano che l'influenza maggiore del tasso di volatilizzazione si ha sul tempo di accensione del combustibile (Yang et al., 2004). Come si vede in figura 30 il tempo di accensione aumenta quando il tasso di volatilizzazione passa da veloce (modello Thurner e Mann, 1981) a lento (modello Font et al., 1990).

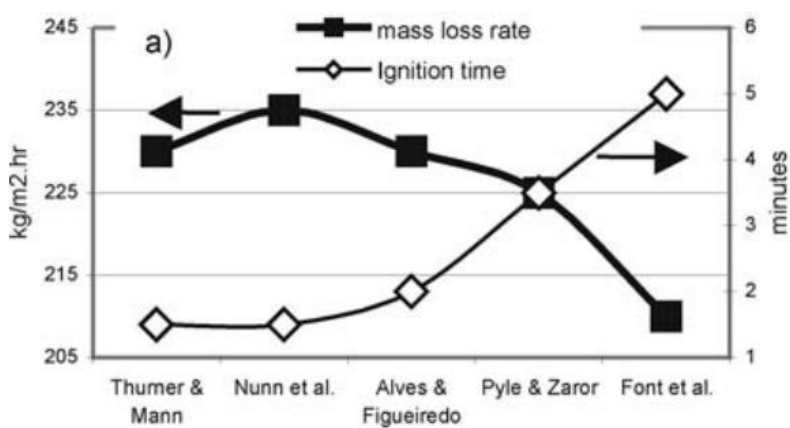


Figura 30 Effetto della volatilizzazione sul tempo di accensione (Yang et al., 2004)

- Effetto dell'aria primaria.

Dai dati sperimentali presenti in letteratura (Yang et al., 2004) si deduce l'importanza del dosaggio dell'aria primaria. La figura 31 dimostra che all'aumentare della portata di aria primaria fornita, si verifica un aumento di ossigeno e una contemporanea diminuzione di monossido di carbonio sopra il letto dei rifiuti. Le misure sono ripetute per diversi contenuti di umidità, evidenziando che il fenomeno è più accentuato nel caso di combustibile più umido.

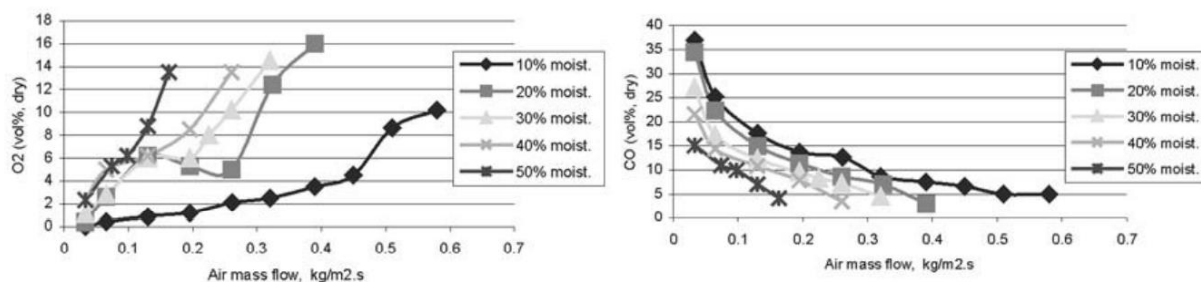


Figura 31 Effetto dell'aria primaria sui tenori di O₂ e CO (Yang et al., 2004)

Ulteriori studi hanno permesso di conoscere altri effetti del dosaggio della portata di aria primaria sulla combustione. Ad esempio, si è osservato che ad un incremento della portata d'aria corrisponde un rapido aumento della temperatura di picco sulla griglia fino ad un valore di 0.20 kg/m²/s, poi l'incremento diventa man mano più esiguo (Ronnback et al., 2000). In merito al tasso di combustione si è dimostrato che l'aumento di aria primaria porta a una sua crescita fino ad un picco, oltre il quale un ulteriore incremento di aria produce una sua diminuzione (Thunman and Leckner, 2001). Anche in questo caso le prove sperimentali sono state ripetute per vari livelli di umidità, e si è potuto osservare che il picco viene raggiunto prima e si trova ad un tasso di combustione più basso se il combustibile è maggiormente umido.

4.3. RISULTATI DEI MODELLI DA LETTERATURA

Tutti questi effetti, come detto, causano le oscillazioni dei valori da utilizzare poi come inlet della simulazione CFD. Più avanti, nel paragrafo dedicato ai dati di input verranno indicate le scelte effettuate sul modello di conversione dei rifiuti sulla griglia. Qui si riportano i risultati degli studi presenti in letteratura condotti in merito. Tali studi sono stati presi come riferimento per la costruzione del modello CFD di questo elaborato. I seguenti diagrammi sono riferiti alle condizioni in ingresso scelte per la simulazione con software FLUENT di un impianto di incenerimento di capacità 12 ton/h avente griglia mobile Martin di 37 m² d'area (Ryu et al., 2004). Si noti come i diversi andamenti cambino significativamente all'incirca ogni due metri lungo la griglia, ciò suggerisce di dividere la griglia lunga 8 metri in quattro zone ciascuna di 2 metri. La temperatura e la velocità assumono valori decisamente maggiori nei tratti centrali della griglia, raggiungendo i loro picchi tra i 5 e i 6 metri. Per quanto riguarda l'O₂ si evidenzia un maggior consumo, dovuto all'ossidazione, nelle zone centrali, in accordo con la maggiore presenza di CO, CO₂ e H₂O, prodotti della combustione, nella stessa zona.

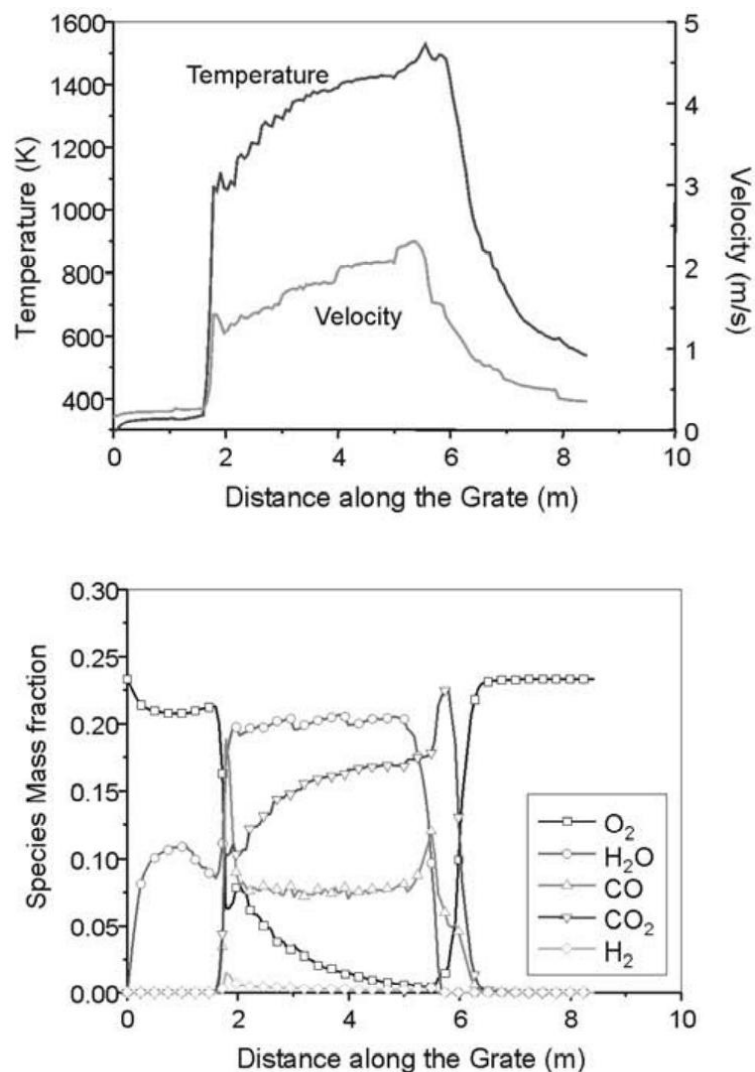
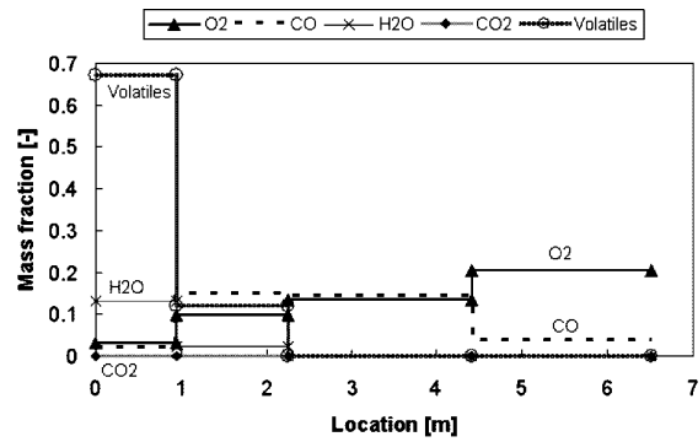


Figura 32 Distribuzione di temperatura, velocità e concentrazione dei gas prodotti dalla combustione primaria lungo la griglia. (Ryu et al., 2004)

L'approccio basato sull'individuazione del modello di conversione dei rifiuti basandosi sulle misure sperimentali si è dimostrato essere molto solido negli anni. Un altro esempio è preso dallo studio di un forno con griglia che utilizza biomassa come combustibile e produce una potenza di 108 MW_t [15]. La figura seguente mostra gli andamenti delle concentrazioni gassose, delle temperature e delle velocità ricavate dal modello immediatamente al di sopra della griglia. Anche in questo caso la zona con maggiore presenza di CO e CO₂ e minore presenza di O₂ individua la zona della combustione, nuovamente localizzata centralmente rispetto al letto del combustibile. Nel primo grafico sono rappresentati anche i composti volatili, che, come detto in precedenza, vengono generati subito dopo l'essiccamento e prima del processo di ossidazione. Per quanto riguarda il campo di velocità e di temperatura sono utilizzati valori inferiori al modello riportato sopra (Ryu et al., 2004) e l'andamento in questo caso è a gradini, tuttavia rispecchia gli stessi profili. La scelta di utilizzare in ingresso un andamento a gradino viene utilizzata anche nel modello CFD di questo elaborato.



(a) Gas species at the fuel bed top

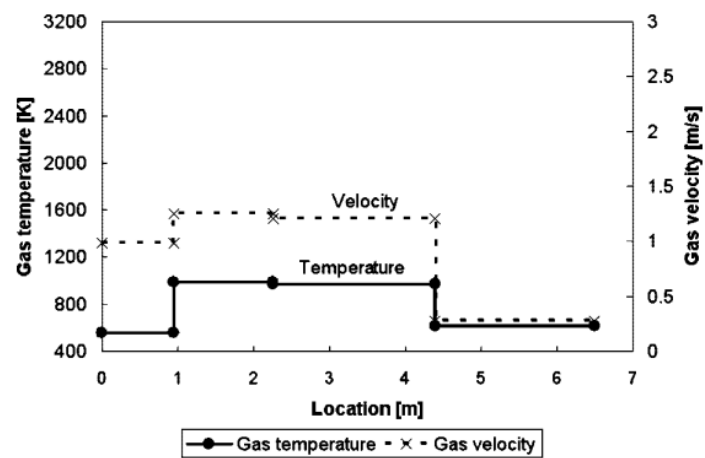


Figura 33 Distribuzioni di gas, temperatura e velocità basate su approccio sperimentale [15]

5. MODELLO TRIDIMENSIONALE CFD

L'oggetto di questo capitolo è quello della descrizione della simulazione CFD, operata attraverso il software OpenFOAM, della caldaia del termovalorizzatore di Torino descritta nel primo capitolo. Verranno, dunque, riportate e giustificate le scelte modellistiche e le ipotesi semplificative effettuate, a partire dalla definizione della geometria. La simulazione si focalizza sul tratto di caldaia dalla griglia alla volta e si sceglie di farla partire dalla condizione di caldaia spenta. I dati in ingresso vengono forniti dal gestore TRM, o presi dalla letteratura. In particolare, si ricorre alla letteratura per il modello di conversione dei rifiuti, già spiegato nel capitolo precedente. Il programma OpenFOAM, anch'esso descritto precedentemente, utilizza il metodo dei volumi finiti (FVM) per la discretizzazione spaziale. Le equazioni sono discretizzate secondo l'approccio RANS. L'algoritmo risolutivo è di tipo PISO opportunamente modificato, come spiegato in seguito. Per la turbolenza si adotta il modello k- ϵ , mentre per la cinetica chimica ci si affida al meccanismo GRI-Mech 3.0 e al modello della combustione Eddy Dissipation Concept (EDC). Si considera anche la radiazione col modello P1, che trascura però il fenomeno di scattering. Infine, verranno aggiunte delle considerazioni sui risultati raggiunti e si farà un confronto con alcuni dati sperimentali.

5.1. GEOMETRIA

Il modello CAD 3D è stato creato con il programma Solidworks a partire dalle tavole 2D fornite da TRM. In particolare, il tratto di caldaia preso in esame va dalla griglia alla volta del primo passaggio e l'inizio del secondo. La sezione della camera di combustione è lunga 5 m e larga 9,8 m, per un'area di 49 m². L'altezza varia a seconda della coordinata longitudinale in quanto sono inclinate sia la griglia, sia la copertura, rispettivamente di 26° e 5° sull'orizzontale. Se si prende come riferimento l'ingresso dei rifiuti sulla griglia, l'altezza è di 21,9 m. La griglia si estende per circa 7 m. Tutte le altre quote sono leggibili dalla tavola sottostante (Fig. 34). Date le grandi dimensioni del forno per non aggravare ulteriormente il costo computazionale, la griglia è stata modellata a gradini (Fig. 36) per creare quattro zone di ingresso dei gas derivanti dalla conversione dei rifiuti solidi. L'ultimo tratto corrisponde al punto di estrazione delle scorie. Inoltre, l'ingresso dei gas secondari non avviene attraverso le due file di ugelli realmente presenti, bensì attraverso due ingressi di base rettangolare (Fig. 37) disegnati sia sulla parete frontale, sia su quella posteriore. Viene rispettato l'ordine di ingresso reale, cioè di aria secondaria sulla fila inferiore e di gas ricircolato su quella superiore.

Il dominio spaziale è discretizzato con celle della dimensione laterale di 0,05 m. La forma è generalmente di tipo esaedrico, ma viene adattata ad altre forme nei casi più problematici, come le connessioni tra diversi lati. Ai fini di questo lavoro di tesi si è scelto di privilegiare la qualità dei risultati, utilizzando una mesh molto raffinata, a scapito del costo computazionale. In campo industriale si cercherebbe, invece, di trovare un compromesso che garantirebbe un minor tempo di simulazione.

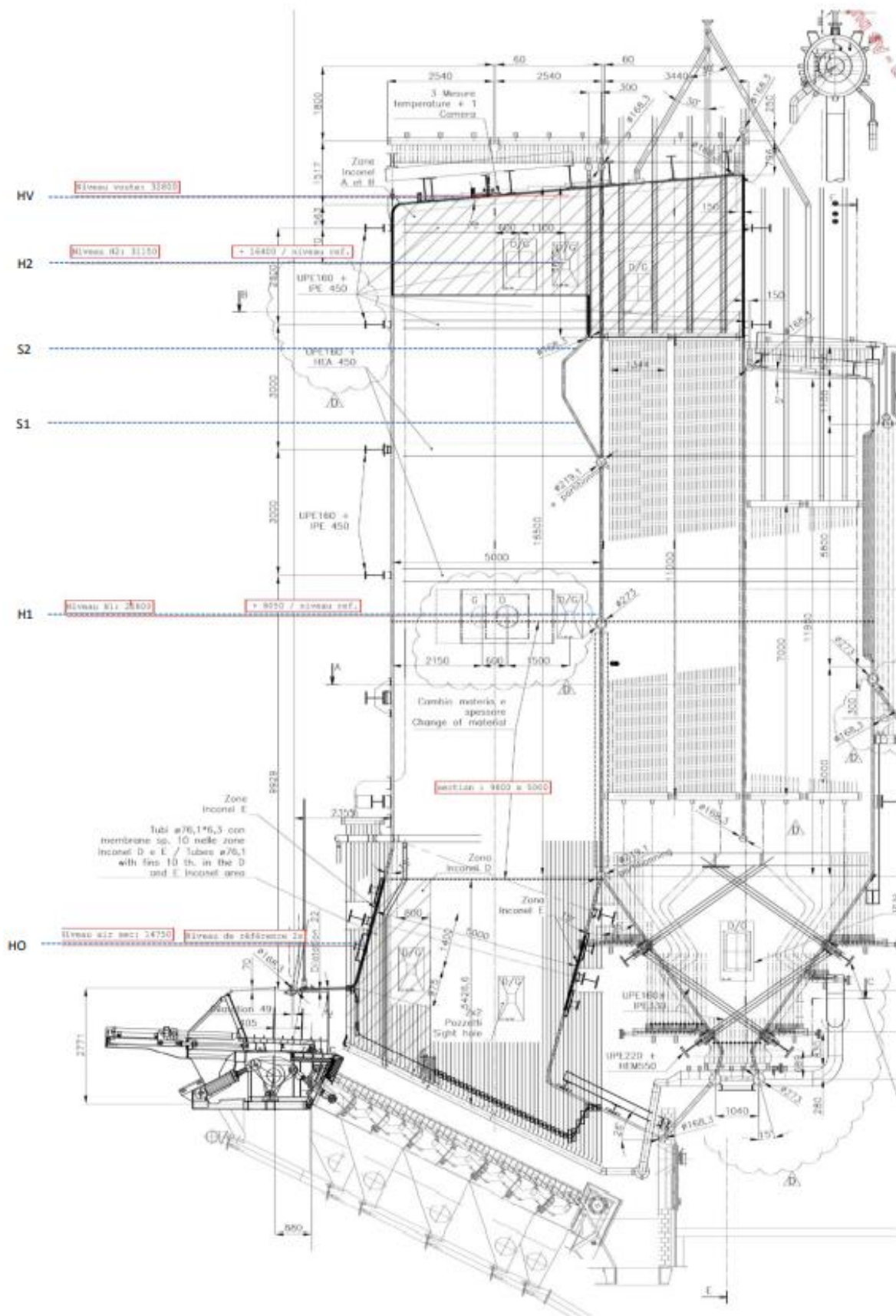


Figura 34 Disegno quotato della caldaia (TRM)

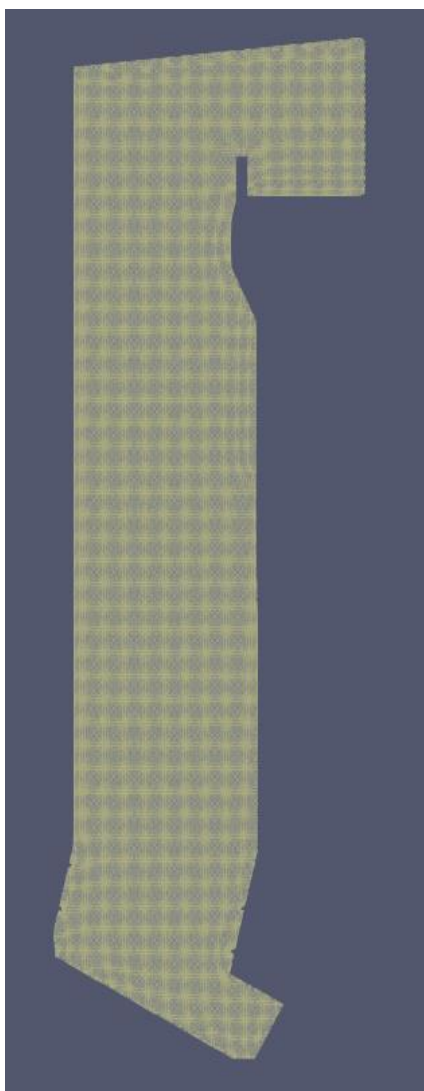


Figura 35 Mesh della sezione caldaia

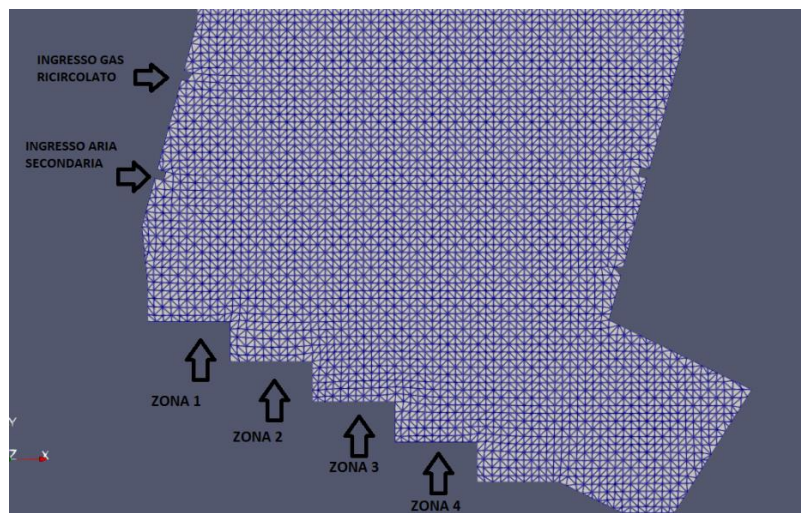


Figura 36 Dettaglio ingressi griglia e gas secondari

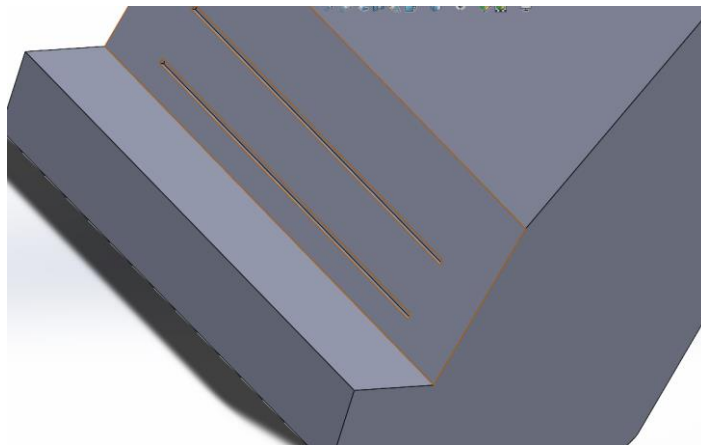


Figura 37 Dettaglio CAD ingresso gas secondario

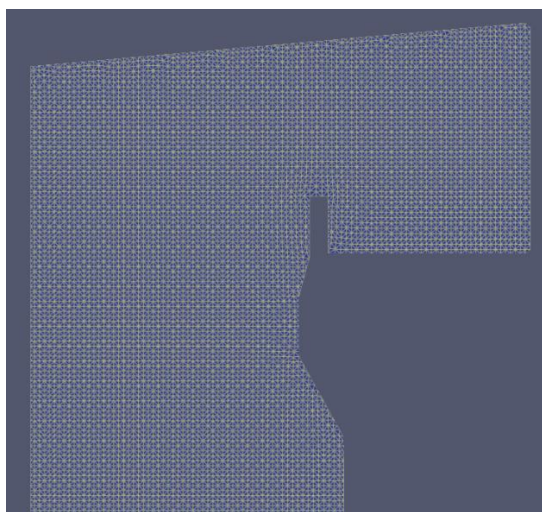


Figura 38 Dettaglio della mesh della volta e outlet

5.2. DATI DI INPUT

I dati da fornire in ingresso alla simulazione sono stati ricavati da letteratura per quanto riguarda la composizione e la distribuzione dei gas rilasciati dalla combustione primaria dei rifiuti; mentre, per quanto riguarda l'aria secondaria e il gas ricircolato si fa riferimento ai dati disponibili di TRM.

5.2.1. GAS DI COMBUSTIONE E ARIA PRIMARIA

Nel paragrafo 4.3 sono stati illustrati i risultati dei principali modelli di conversione dei rifiuti. Ai fini di questo elaborato, si è scelto di prendere come riferimento le curve riportate in figura 39 e semplificarle con dei profili a gradino che riportino dei valori medi da utilizzare come dato di ingresso per ciascuna delle quattro zone della griglia. Le curve del primo modello riportato al paragrafo 4.3 (*Ryu et al., 2004*) sono prese come riferimento in quanto inerenti a un impianto di incenerimento con griglia mobile di tipo Martin, anche se di dimensioni minori rispetto al caso in esame. Di seguito si riportano i diagrammi della temperatura, della velocità e delle concentrazioni in massa delle varie specie chimiche. Si assume che i composti volatili generati siano CO, CH₄ e H₂. Le altre componenti gassose che si trovano sono quella legata all'umidità e all'aria primaria.

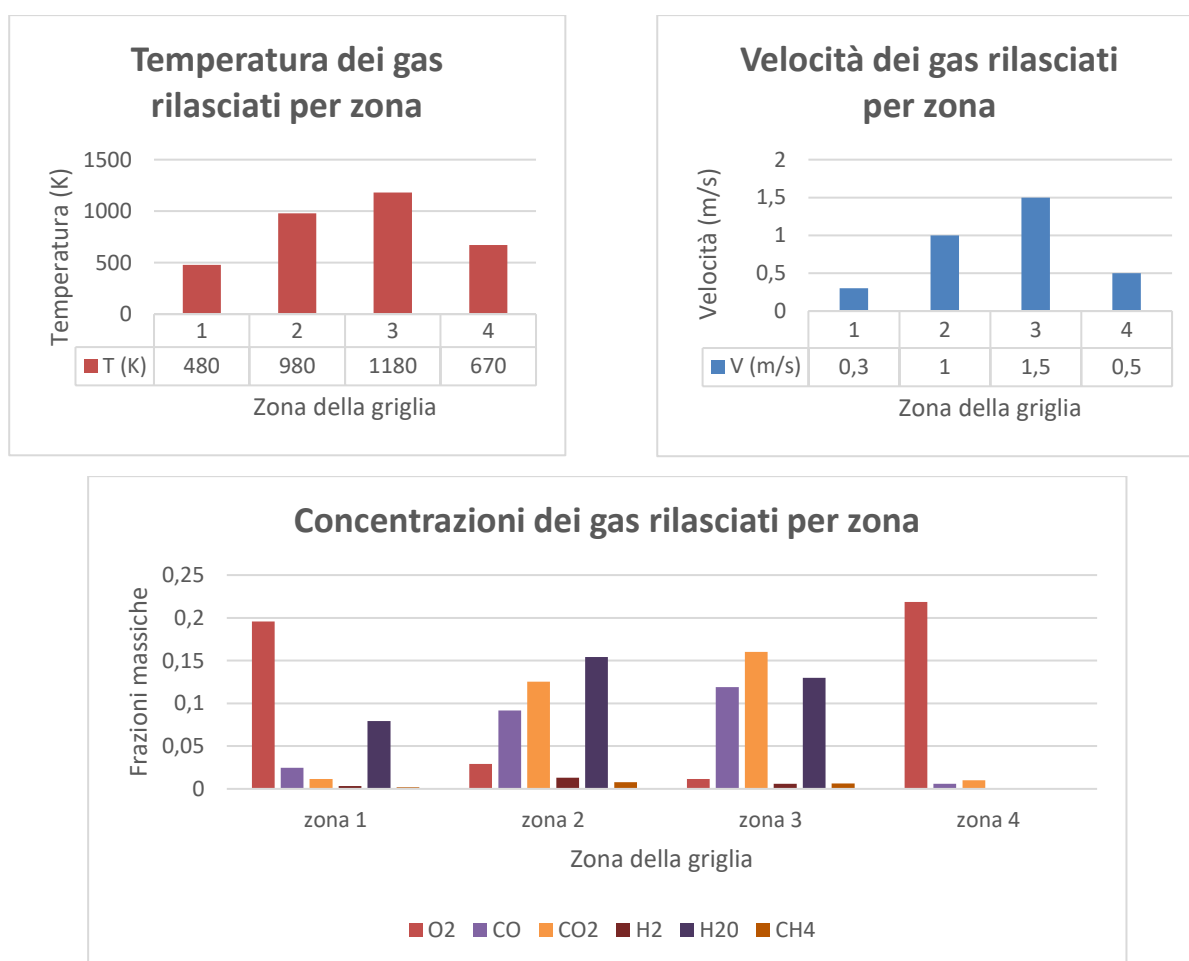


Figura 39 Profili di input per i gas di combustione

Nel grafico precedente, per una maggiore leggibilità, non è stato riportato l'azoto. Per ricavarne la corrispondente frazione massica basta calcolare il complemento a uno per ciascuna zona. La distribuzione rispecchia, seppur con approssimazione, l'andamento delle curve sperimentali trovate in letteratura. In particolar modo si evidenzia la maggior presenza di gas rilasciati nelle zone centrali, dove l'ossigeno è scarso a causa delle reazioni di ossidazioni principalmente riscontrabili nelle zone 2 e 3.

Tale scelta è stata rafforzata dai diagrammi forniti dal produttore della griglia (Martin) a TRM. La figura 40 mostra la distribuzione dell'aria primaria, che risulta assolutamente in linea con quanto previsto dai modelli trovati in letteratura. Vista la variabilità del potere calorifico, sono previste tre possibili distribuzioni di aria primaria (Fig. 40). Il totale della portata d'aria primaria ammonta a 86000 Nm³/h.

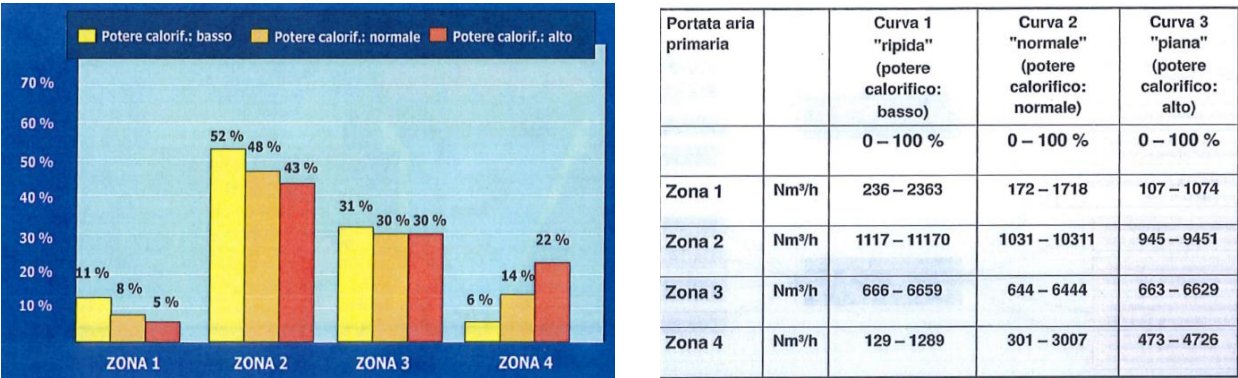


Figura 40 Distribuzione della portata di aria primaria (TRM)

Come ulteriore prova a sostegno della scelta di dividere in zone la griglia e di considerare la fase principale di combustione localizzata in zona 2 e 3 si riporta la seguente immagine. Si tratta della fotografia scattata dalla termocamera a infrarossi installata sulla volta della caldaia. Non riguarda il modello di caldaia preso in esame in questa simulazione, ma di un modello costituito da una griglia con solo tre piste sempre dello stesso produttore. Tuttavia, si può considerare indicativo anche per il caso in esame, in quanto la diversa larghezza non modifica la distribuzione longitudinale delle zone. La figura evidenzia la zona principale di combustione, la cui temperatura si attesta attorno ai 1000°C e la cui posizione si trova tra il 25 e il 50 %, ovvero in zona 2.

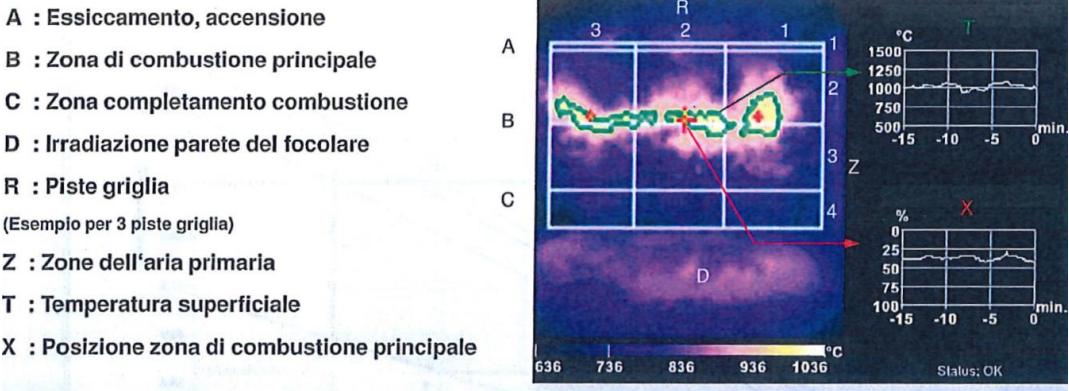


Figura 41 Esempio di mappa termica per griglia a 3 piste (TRM)

5.2.2. GAS SECONDARI

Per quanto concerne i dati in ingresso usati per le condizioni di ingresso dei gas secondari, si è fatto riferimento alle seguenti tabelle [24]:

COMPOSIZIONE PERCENTUALE (%)		
	GAS RICIRCOLATO	ARIA SECONDARIA
O ₂	6	20,55
CO ₂	12,24	0,03
H ₂ O	16,26	1,91
N ₂	64,71	76,61
AR	0,79	0,9

Tabella 4 Composizione % dei gas secondari (TRM)

	GAS RICIRCOLATO		ARIA SECONDARIA	
FRONT	9777	Nm ³ /h	15510	Nm ³ /h
REAR	8963	Nm ³ /h	12600	Nm ³ /h

Tabella 5 Portate volumetriche dei gas secondari (TRM)

La velocità viene calcolata dividendo le portate per l'area di ingresso. Vista l'approssimazione delle sezioni di ingresso, che non vengono rappresentate come nella realtà, ma con delle uniche aree rettangolari, le velocità risultano essere non perfettamente in linea con quelle reali. Tuttavia, il rispetto delle portate garantisce comunque dei risultati accettabili. Le temperature sono coerenti con i dati TRM [24].

	GAS RICIRCOLATO		ARIA SECONDARIA	
FRONT	7,1	m/s	11,4	m/s
	190	°C	130	°C
REAR	6,6	m/s	9,2	m/s
	190	°C	130	°C

Tabella 6 Velocità e temperature dei gas secondari

5.3. CONDIZIONI INIZIALI E CONDIZIONI AL CONTORNO

La condizione iniziale della camera di combustione è impostata ipotizzando una fase di avvio ex novo della caldaia, quindi considerandola riempita d'aria a temperatura ambiente:

CONDIZIONI INIZIALI CALDAIA		
O ₂	23	% in massa
N ₂	77	% in massa
T	300	K
p	100856	Pa

Tabella 7 Condizioni iniziali della simulazione

Per quanto riguarda le condizioni al contorno, le scelte sono state riportate nella successiva tabella. In particolare, le possibilità di scelta erano di tre tipi:

- *fixedValue*, che corrisponde alla condizione al contorno di Dirichlet, detta anche del primo tipo, da usare quindi nel caso di valori noti.
- *fixedGradient*, corrispondente alla condizione di Neumann, detta anche del secondo tipo, da utilizzare nel caso di flusso noto.
- *zeroGradient*, che è un caso particolare della condizione di Neumann, in cui il flusso è nullo.
- *noSlip*, che è un caso particolare della condizione di Dirichlet. Nel caso venga applicata per la velocità a una parete significa che il fluido a contatto con la parete stessa ha velocità nulla.

Per le principali variabili fisiche, temperatura, pressione e velocità, i dati di ingresso sono noti; quindi, si applica una condizione al contorno di Dirichlet. Le condizioni imposte sulle pareti sono quella di adiabaticità per la temperatura e di noSlip per la velocità. Per la pressione, a parte i valori noti per i gas in ingresso, è imposta una condizione di Neumann.

CONDIZIONI AL CONTORNO			
T	INLET	fixedValue	$T = T_{FIX}$
	OUTLET	zeroGradient	$\Delta T = 0$
	WALL	zeroGradient	$\Delta T = 0$
p	INLET	fixedValue	$p = p_{FIX}$
	OUTLET	zeroGradient	$\Delta p = 0$
	WALL	zeroGradient	$\Delta p = 0$
U	INLET	fixedValue	$U = (U_x, U_y, U_z)$
	OUTLET	zeroGradient	$\Delta U = 0$
	WALL	noSlip	$U = 0$

Tabella 8 Condizioni al contorno imposte su temperatura, pressione e velocità

Per quanto riguarda la turbolenza, le variabili interessate sono la diffusività termica *alphat*, la viscosità *nut*, i parametri del modello di turbolenza k-ε. Per la definizione dei parametri ci si affida al software CFD in quanto è sufficiente assegnare un grado di intensità della turbolenta e una lunghezza di miscelazione per ottenerne un valore iniziale; per le pareti sono state applicate specifiche “wall functions” basate sulla legge di parete di von Karman e per l’outlet è stato fissato il gradiente pari a 0.

5.4. EQUAZIONI DESCRITTIVE DEL MODELLO FISICO

Il modello CFD viene costruito, da un punto di vista matematico, legando insieme le equazioni caratteristiche dei fenomeni fisici in gioco. Le prime relazioni riguardano le leggi di conservazione, alla base di ogni simulazione ingegneristica, poi vengono aggiunte le altre equazioni che descrivono il tipo di moto, lo scambio termico e la cinetica chimica. Le equazioni che descrivono il modello fisico sono formulate secondo l'approccio RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) descritto in seguito.

5.4.1. LEGGI DI CONSERVAZIONE

Le leggi di conservazione esprimono che:

- La massa di un fluido si conserva;
- La velocità di variazione della quantità di moto equivale alla sommatoria delle forze che agiscono su una particella del fluido (seconda legge di Newton);
- La velocità di variazione di energia interna di una particella del fluido è pari alla somma della variazione del calore e del lavoro scambiati (prima legge della termodinamica).

La formalizzazione matematica di queste tre leggi viene raccolta sotto il nome di *equazioni di Navier-Stokes* e viene di seguito illustrata.

CONSERVAZIONE DELLA MASSA

Nel caso di un fluido di densità ρ e velocità \vec{u} in regime transitorio la legge di conservazione della massa può essere espressa come:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (5.1)$$

Che nel caso di fluido incompressibile (ρ costante) si riduce a: $\text{div}(\vec{u}) = 0$.

CONSERVAZIONE DELLA QUANTITÀ DI MOTO

Siano u , v e w le componenti cartesiane del vettore velocità \vec{u} , p è la pressione, μ è la viscosità dinamica, espressione della resistenza del fluido allo scorrimento, allora le leggi di conservazione della quantità di moto per le tre componenti sono:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{u}) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(u)) + S_{Mx} \\
\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{u}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad}(v)) + S_{My} \\
\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{u}) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad}(w)) + S_{Mz}
\end{aligned} \tag{5.2}$$

Le equazioni sono il risultato di un bilancio di forze agenti su un'unità di volume. Il termine della pressione p è legato allo sforzo normale che agisce sulla faccia i -esima del volume; mentre quello della viscosità μ è legato alle forze superficiali. L'ultimo termine, detto sorgente S_M , è quello che include l'effetto della forza di gravità e altre eventuali forze agenti sul corpo.

CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA

La formulazione della legge di conservazione dell'energia può essere scritta in maniera diversa a seconda della grandezza termodinamica considerata. Scegliendo di utilizzare l'entalpia totale h_0 , definita come $h_0 = i + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$, cioè la somma dell'energia interna specifica, del termine di pressione e dell'energia cinetica specifica, l'equazione che descrive il primo principio della termodinamica diventa:

$$\frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t} + \text{div}(\rho h_0 \vec{u}) = \frac{\partial p}{\partial t} + \text{div}(k \text{grad} T) + \Phi + S_h \tag{5.3}$$

L'equazione appena presentata deriva da un bilancio di energia su un'unità di volume, che considera il lavoro svolto dalle forze superficiali, come quelle di pressione, la conduzione attraverso la legge di Fourier, l'energia interna e il lavoro svolto da altre forze agenti sul volume, come quella di gravità, nel termine sorgente S_h . Il termine Φ include la dissipazione energetica dovuta agli sforzi viscosi secondo il tensore degli sforzi e può essere scritto nella seguente forma:

$$\begin{aligned}
\Phi = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right. \\
\left. + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} + \lambda (\text{div}(\vec{u}))^2
\end{aligned} \tag{5.4}$$

dove μ è la viscosità dinamica, che collega gli sforzi alle deformazioni lineari, mentre la costante λ rappresenta il legame tra gli sforzi e la deformazione volumetrica.

Per chiudere il problema matematicamente occorre anche collegare tra loro le quattro variabili termodinamiche (ρ, p, i e T) attraverso delle relazioni, sotto l'ipotesi di equilibrio termico. Tale ipotesi è accettabile con range di velocità relativamente bassi perché anche se le proprietà delle particelle del fluido variassero velocemente da un punto all'altro, una bassa velocità renderebbe praticamente istantaneo il nuovo equilibrio termico. Nel caso di equilibrio termodinamico possiamo legare le quattro variabili, rendendone due variabili di stato. Ad esempio, usando ρ e T come variabili di stato le relazioni di legame diventerebbero: $p = p(\rho, T)$ e $i = i(\rho, T)$ e, con l'ipotesi di gas ideale varrebbero $p = \rho RT$ e $i = c_v T$.

5.4.2. MODELLO DELLA TURBOLENZA

Si parla di regime turbolento quando il flusso si trova ad avere continue e casuali variazioni delle sue proprietà. Lo studio della turbolenza è complicato proprio a causa della sua instabilità intrinseca. Dal punto di vista matematico non esiste un modello in grado di descrivere univocamente un flusso turbolento. Tuttavia, esistono alcuni metodi semplificati che forniscono ugualmente buoni risultati. Il più diffuso in campo industriale si basa sull'approccio *RANS* (Reynolds Averaged Navier-Stokes), che consiste nell'utilizzo di grandezze mediate nel tempo in sostituzione alle grandezze istantanee.

Ogni grandezza caratteristica del moto turbolento φ viene scomposta in un termine mediato nel tempo $\bar{\varphi}$ e in un termine di fluttuazione φ' :

$$\varphi(x, t) = \bar{\varphi}(x, t) + \varphi'(x, t) \quad (5.5)$$

Dove la variabile φ è funzione dello spazio e del tempo e il termine mediato per definizione è:

$$\bar{\varphi}(x, t) = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \varphi(x, t) dt \quad (5.6)$$

Dove T è un intervallo di tempo sufficientemente maggiore della scala di tempo dei valori turbolenti e sufficientemente minore del passo di tempo del transitorio. La figura sottostante mostra l'andamento medio della generica variabile φ in blu e le sue fluttuazioni.

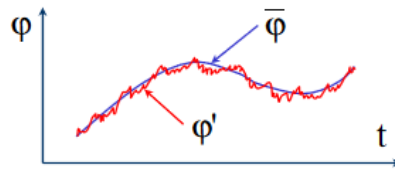


Figura 42 Andamento medio e fluttuazioni di una variabile turbolenta [12]

La scomposizione nei due contributi, medio e istantaneo, è anche detta decomposizione di Reynolds. Per descrivere il moto turbolento, quindi, si può applicare tale decomposizione alle equazioni di Navier-Stokes. Siano u, v, w le componenti x, y, z dello spazio. Si consideri per brevità la sola direzione x . Effettuando le dovute sostituzioni $u = \bar{u} + u', v = \bar{v} + v', w = \bar{w} + w'$ e sviluppando le derivate, si ottiene:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \frac{\partial u'}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{u} \frac{\partial u'}{\partial x} + u' \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + u' \frac{\partial u'}{\partial x} \right) + \rho \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{v} \frac{\partial u'}{\partial y} + v' \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + v' \frac{\partial u'}{\partial y} \right) \\ & + \rho \left(\bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \bar{w} \frac{\partial u'}{\partial z} + w' \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + w' \frac{\partial u'}{\partial z} \right) \\ & = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (5.7)$$

Per la nomenclatura delle variabili si rimanda alla descrizione dell'eq. 5.2.

A questo punto la trattazione prevede di effettuare le medie temporali dei termini, ma considerando che le medie temporali delle fluttuazioni sono per definizione nulle, l'equazione si semplifica:

$$\begin{aligned} \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \overline{u'u'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{v'u'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \overline{w'u'} \right) \right] \end{aligned} \quad (5.8)$$

Dove la derivata temporale è messa a zero perché si considera un caso stazionario e ν è la viscosità cinematica, ottenuta dal rapporto tra la viscosità dinamica e la densità, $\nu = \mu/\rho$. Seguendo lo stesso ragionamento per la generica variabile del moto φ , otteniamo l'equazione di trasporto nella formulazione di Reynolds:

$$\frac{\partial(\rho\bar{\varphi})}{\partial t} + \text{div}(\rho\bar{\varphi}\bar{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\bar{\varphi}) - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'\varphi'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'\varphi'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'\varphi'}}{\partial z} \right) + S_{\bar{\varphi}} \quad (5.9)$$

Confrontando l'equazione ottenute con la decomposizione di Reynolds e quelle in forma originale si osserva la presenza di un contributo in più, che possiamo così generalizzare:

$$\tau = -\rho \left(\frac{\partial \overline{u'\varphi'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'\varphi'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'\varphi'}}{\partial z} \right) \quad (5.10)$$

Tale termine, detto tensore degli sforzi di Reynolds, non è una proprietà del fluido ma del flusso, derivata dall'applicazione del modello; per questo è in aggiunta alla formulazione classica dell'equazione di Navier-Stokes. In particolare, è dovuto alle fluttuazioni turbolente del moto. Il flusso in condizioni turbolente, specie vicino alle pareti, crea dei moti vorticosi che creano degli scambi di quantità di moto aggiuntivi rispetto al moto laminare. La Fig. 43 mostra come all'interno di un volume di controllo un vortice può acquistare quantità di moto trasferita da altri vortici vicini e viceversa. Localmente un vortice di maggiori dimensioni e più staccato dalla parete sarà in grado di trasferire più quantità di moto rispetto a un vortice piccolo e attaccato alle pareti.

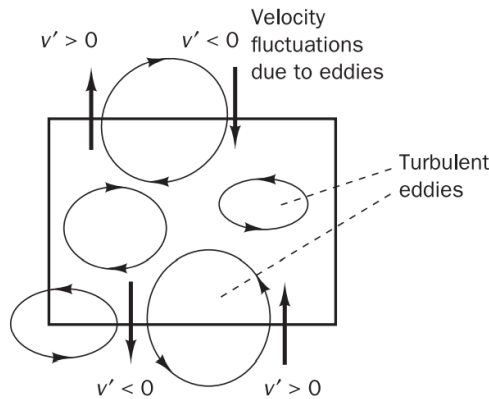


Figura 43 Moti vorticosi in regime turbolento [12]

Per chiudere il problema da un punto di vista matematico occorre un modello per la determinazione degli sforzi di Reynolds. Una possibilità in tal senso è quella dell'ipotesi di Boussinesq (1877), che considera gli effetti degli sforzi turbolenti come una viscosità aggiuntiva, detta *viscosità turbolenta* μ_t . Non si tratta di una proprietà fisica del fluido, ma di un parametro del modello che dipende dalla posizione e dal tempo. Negli anni molti studi sono stati condotti per determinarne una formulazione. Nella maggior parte di questi studi si usa un parametro caratteristico, detto lunghezza di miscelamento l , che individua l'estensione locale lungo la quale il vortice provoca gli sforzi. Nel 1933 Prandtl assunse ad esempio l proporzionale alla distanza del vortice dalla parete. Più recentemente gli studi si sono concentrati su un altro parametro caratteristico, detto dissipazione di energia cinetica turbolenta k , in grado di rendere il modello più generale. Si tratta dell'energia cinetica persa a causa dei moti vorticosi. Di seguito, dopo aver fornito alcune definizioni introduttive, si descrive il modello k - ϵ adottato per gli sforzi di Reynolds nella simulazione in oggetto.

LA TEORIA DI KOLMOGOROV

Prima di descrivere il modello k - ϵ , risulta utile introdurre la teoria di Kolmogorov (1941) sulla cosiddetta *cascata di energia* (Fig. 44). Secondo questa teoria all'interno di un moto turbolento si assiste a un trasferimento di energia, appunto a cascata, dai vortici più grandi a quelli più piccoli. I vortici di dimensione maggiore sono quelli che generano energia cinetica turbolenta e mantengono la turbolenza del moto attraverso la generazione di vortici di medie dimensioni. Questi poi a loro volta sono considerati i responsabili della generazione dei vortici più piccoli, i quali dissipano completamente in calore la loro energia.

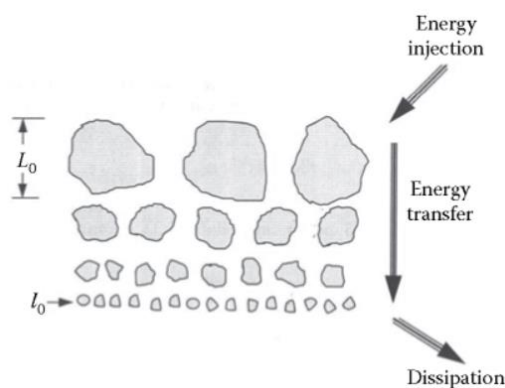


Figura 44 Cascata di energia nel moto turbolento [12]

La figura mostra il trasferimento energetico dai vortici maggiori, la cui lunghezza di riferimento è L_0 , ai vortici più piccoli, aventi dimensione caratteristica l_0 . Si assiste, quindi, a un passaggio graduale tra due scale diverse:

- Scala energizzante

Si tratta della scala di dimensioni maggiori, la cui grandezza di riferimento L_0 è dello stesso ordine della grandezza caratteristica dei moti turbolenti interni, lontani dalle pareti. È su questa scala che avviene la generazione di energia cinetica turbolenta, che in forma specifica possiamo definire come:

$$k = \frac{1}{2}(u'^2 + v'^2 + w'^2) \quad (5.11)$$

Dove l'apice indica che si tratta delle componenti legate alle fluttuazioni del moto turbolento, secondo l'approccio di Reynolds. La sua unità di misura è il m²/s².

- Scala dissipativa

Riguarda i vortici più piccoli, dove il meccanismo di trasferimento dominante è quello dissipativo che converte l'energia del moto in calore. Il tasso di dissipazione di k , misurato in m²/s³, è pari a ε :

$$\varepsilon = -\frac{dk}{dt} \quad (5.12)$$

Alle piccole scale si può correlare ε alla lunghezza l_0 e alla viscosità cinematica ν secondo la seguente relazione:

$$l_0 = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon}\right)^{1/4} \quad (5.13)$$

IL MODELLO k - ε

Il modello semi empirico k - ε , proposto da Launder e Spalding (1974), si fonda su due equazioni di trasporto differenziali per la descrizione della turbolenza. La prima riguarda l'energia cinetica turbolenta k (eq. 5.11), cioè l'energia cinetica legata alle fluttuazioni della turbolenza; l'altra riguarda il tasso di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε (eq. 5.12).

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k \bar{v}_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon \bar{v}_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (5.14)$$

Dove j è il pedice della notazione vettoriale ($j=1,2,3$), ρ la densità, μ la viscosità e μ_t la viscosità turbolenta. Inoltre, σ_k è il numero di Prandtl turbolento e il termine P_k rappresenta la produzione di energia cinetica turbolenta dovuta ai gradienti di velocità:

$$P_k = -\overline{\rho v_i' v_j'} \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \quad (5.15)$$

La struttura delle due equazioni è simile: i membri a sinistra sono nell'ordine il termine transitorio e il termine convettivo; i membri a destra sono il termine diffusivo, il termine di generazione di k o ε e l'ultimo è quello dalla distruzione k o ε . Il parametro viscosità turbolenta μ_t può essere calcolato come una costante secondo la relazione di Kolmogorov (1941):

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (5.16)$$

I valori più comuni delle costanti empiriche del modello sono quelli riportati nella seguente tabella.

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1	1.3

Tabella 9 Costanti del modello k-ε [12]

La scelta di adottare questo modello per la turbolenza è dovuta alla sua robustezza. Si tratta infatti di un modello stabile e ormai convalidato dagli ottimi risultati ottenuti nel campo della simulazione CFD.

Il modello presentato funziona correttamente e da un punto di vista matematico rappresenta un problema chiuso. Tuttavia, dal punto di vista fisico, occorre fare attenzione al comportamento del flusso nei pressi delle pareti. Come mostra la figura 45 in prossimità della parete solida la velocità del fluido rallenta, passando da una velocità U_∞ quando si trova in condizioni indisturbate a zero quando è a contatto con la parete. Se non si modificasse, dunque, la velocità nelle equazioni della quantità di moto lo sforzo viscoso calcolato non corrisponderebbe a quello realmente dovuto alla parete. Lo spazio entro il quale il flusso non si è ancora sviluppato completamente si chiama strato limite, il parametro δ ne indica lo spessore.

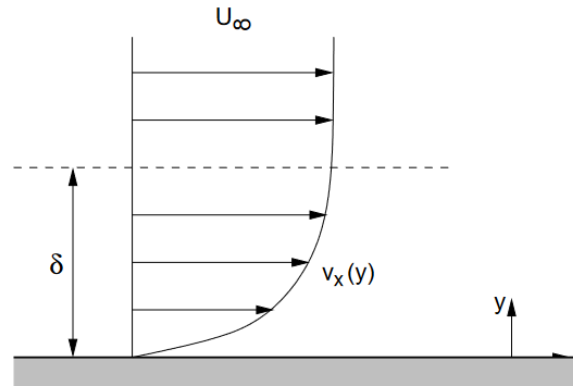


Figura 45 Rappresentazione dello strato limite [12]

Visto l'elevato gradiente di velocità all'interno dello strato limite, la discretizzazione spaziale richiederebbe un maggior dettaglio, quindi un alto numero di celle con conseguente aumento del costo computazionale. Per ovviare a questo problema si sfruttano delle relazioni dette *funzioni di parete* che correlano la velocità u parallela alla parete con lo sforzo di attrito dovuto alla parete τ_w . In genere tali funzioni si basano su un andamento logaritmico della velocità nello strato limite. In particolare, definendo la *velocità adimensionale* $u^+ = u/u_\tau$, allora:

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + B \quad (5.17)$$

Dove k è la costante adimensionale di Von Karman (0,4), B è una costante adimensionale (0,5) e il valore y^+ , anch'esso adimensionale, è definito *distanza adimensionale dalla parete*:

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (5.18)$$

Essendo ν la viscosità cinematica, y la distanza del centro cella dalla parete lungo la sua perpendicolare e u_τ la velocità alla parete legata allo sforzo di attrito della parete τ_w . Il processo è di tipo iterativo, in quanto con un iniziale valore di velocità del fluido alla parete u_τ si ricava la y^+ necessaria per trovare la nuova velocità u^+ dall'eq. 5.17. A questo punto si ricomincia trovando un'altra u^+ fino a convergenza. Lo sforzo di attrito usato poi nelle equazioni del modello della turbolenza viene ricavato attraverso la relazione:

$$\tau_w = \rho u_\tau^2 \quad (5.19)$$

Riassumendo, il modello della turbolenza consiste nelle due equazioni differenziali di trasporto 5.14, che vengono risolte in k e ϵ . L'espressione della viscosità turbolenta nelle zone sufficientemente lontane dalla parete è la 5.16, mentre all'interno dello strato limite si fa riferimento allo sforzo alla parete τ_w ricavato dalla 5.19. Si precisa che il software OpenFOAM individua due zone fondamentali all'interno dello strato limite. In una prima zona, al di sotto del valore limite $y^+ = 11$, l'andamento della velocità è di tipo lineare, mentre nella zona al di sopra l'andamento della velocità è logaritmico come riportato nella eq. 5.18.

5.4.3. MODELLO DELLA COMBUSTIONE

La combustione al fine di questo elaborato risulta essere la protagonista all'interno della simulazione. La scelta di quali specie chimiche considerare è già stata spiegata nei paragrafi dedicati al modello di conversione del rifiuto solido in composti gassosi. Qui si intende specificare le scelte legate al modello della loro combustione. Come già specificato i composti gassosi che vengono prodotti dalla conversione sono CO , CH_4 , H_2 , O_2 , H_2O e N_2 . Per la gestione delle reazioni intermedie tra questi composti si è scelto di implementare una cinetica chimica per idrocarburi ampiamente convalidata detta *GRI-Mech 3.0*. Si tratta di una lista di 53 specie e 325 reazioni ottenuta dai risultati sperimentali dal *Gas Research Institute* americano. Questo meccanismo contiene già le costanti cinetiche di tutte le sotto-reazioni e ricava le proprietà termodinamiche direttamente dalle espressioni polinomiali presenti nel report “*Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species*” di produzione della agenzia governativa statunitense NASA.

Per stabilire le quantità chimiche ad ogni iterazione viene risolta un'equazione di trasporto che esprime la conservazione della frazione massica della i -esima specie chimica Y_i :

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \text{div}(\rho u Y_i) = \text{div}(\mu_{eff} \text{grad}(Y_i)) + \dot{R}_i \quad (5.20)$$

Dove μ_{eff} è la viscosità dinamica effettiva e \dot{R}_i è il tasso di reazione. Per calcolare il tasso di reazione esistono diversi modelli, di seguito si spiega il modello EDC usato per questa simulazione.

IL MODELLO EDC

L'*eddy dissipation concept* (EDC) è il modello per la combustione sviluppato da Ertesvag e Magnussen (2000) ed è una versione modificata del modello più noto *eddy break-up* (EBU). Si tratta di un modello che considera che i processi avvengono alle piccole scale (vedi Teoria di Kolmogorov al paragrafo 5.4.2), ovvero si applica alle strutture fini. Una breve descrizione di come funziona il modello EDC viene qui riportata.

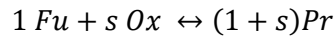
Nel modello EDC, a livello di struttura fine, si calcola la frazione massica della singola specie come:

$$Y_i = 4.6 \left(\frac{\nu \varepsilon}{k^2} \right)^{1/2} \quad (5.21)$$

Dove ν è la viscosità cinematica, k l'energia cinetica turbolenta, ε il suo tasso di dissipazione e 4.6 una costante del modello. Inoltre, la frazione reagente viene calcolata come:

$$\chi = \frac{\tilde{Y}_{pr} / (1 + s)}{\tilde{Y}_{min} + \tilde{Y}_{pr} / (1 + s)} \quad (5.22)$$

Dove \tilde{Y}_{pr} è la frazione massica dell'i-esimo prodotto e $\tilde{Y}_{min} = \min[\tilde{Y}_{fu}, \tilde{Y}_{ox}/s]$ è valore minimo tra la frazione massica del combustibile e la frazione massica dell'ossidante diviso il parametro s , coefficiente stechiometrico dell'ossidante secondo la generica reazione:



Infine, il tasso di reazione del carburante viene ricavato da:

$$\dot{R}_{fu} = -\bar{\rho} \frac{\varepsilon}{k} C_{EDC} \min[\tilde{Y}_{fu}, \tilde{Y}_{ox}/s] \left(\frac{\chi}{1 - Y_i \chi} \right) \quad (5.23)$$

Dove C_{EDC} è una costante del modello con un valore raccomandato pari a 11.2. Il modello utilizza l'ipotesi di perfetta miscelazione. Inoltre, risulta essere una buona approssimazione nei casi in cui il rapporto tra il tempo di residenza delle specie chimiche e il tempo della reazione chimica sia alto.

5.4.4. MODELLO DELLA RADIAZIONE

Il fenomeno della radiazione termica è un meccanismo di scambio termico che diventa di non trascurabile importanza quando la temperatura in gioco inizia ad avere alti valori. Questo perché la potenza termica per irraggiamento è proporzionale alla temperatura secondo una potenza di ordine 4. Viste le alte temperature all'interno della caldaia in oggetto, è un fenomeno che va considerato.

La radiazione può essere vista come un insieme di onde elettromagnetiche emanate da parte di una sorgente, che si propaga in una certa direzione. Nel corso di questa propagazione le onde possono essere assorbite e riemesse da altri corpi oppure essere deviate da ostacoli (fenomeno di scattering). Tutti e tre i fenomeni sono raccolti nell'equazione del trasferimento radiativo (RTE), che esprime la variazione dell'intensità della radiazione lungo una direzione s :

$$\frac{dI_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} = \underbrace{-\kappa_\lambda I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s})}_{\text{assorbimento}} + \underbrace{\kappa_\lambda I_{b\lambda}(\mathbf{r})}_{\text{emissione}} - \underbrace{\sigma_{s\lambda} I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s}) + \frac{\sigma_{s\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s}^*) \Omega(\mathbf{s}^*, \mathbf{s}) d\Omega^*}_{\text{scattering}} \quad (5.24)$$

I_λ è l'intensità della radiazione spettrale al punto r lungo la direzione s , κ_λ è il coefficiente di assorbimento del mezzo, $\sigma_{s\lambda}$ è quello di scattering, $\Omega(\mathbf{s}^*, \mathbf{s})$ è la fase della funzione di scattering, b sta per "black" in quanto indica il corpo nero. Infine, λ è la lunghezza d'onda. L'intensità della radiazione è definita dalla relazione:

$$I_\lambda = \frac{\partial I_{e,\Omega}}{\partial \lambda} \quad (5.25)$$

Dove $I_{e,\Omega}$ è la derivata del flusso di energia per irraggiamento ϕ_e , includendo emissione, riflessione, assorbimento e trasmissione. Ω è l'angolo solido da cui avviene l'emissione da parte della sorgente.

$$I_{e,\Omega} = \frac{\partial \phi_e}{\partial \Omega} \quad (5.26)$$

Nel caso di corpo nero l'intensità della radiazione ad una data temperatura T è ricavata dall'equazione di Planck:

$$I_{b\lambda}(T) = \frac{2hc^2}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{\lambda k_b T}} - 1} \quad (5.27)$$

Dove k_b è la costante di Boltzmann, h la costante di Planck e c la velocità della luce nel mezzo. La radiazione totale considerando tutte le lunghezze d'onda è ricavabile per integrazione:

$$I_b = \int_0^\infty I_{b\lambda} d\lambda = \frac{\sigma}{\pi} T^4 \quad (5.28)$$

Dove $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ è la costante di Stefan-Boltzmann. Si tiene conto dell'energia termica di radiazione anche nell'equazione di conservazione dell'energia attraverso il gradiente del flusso radiativo:

$$S_{rad} = -grad(\mathbf{q}) = \kappa G - 4\kappa \sigma T^4 \quad (5.29)$$

Dove κG rappresenta un guadagno di calore e $-4\kappa \sigma T^4$ una perdita di calore. Il flusso radiativo è definito come:

$$\mathbf{q} = \int_0^\infty \int_{4\pi} I_\lambda \mathbf{s} d\Omega \quad (5.30)$$

L'intensità totale di radiazione è indicata con G e vale:

$$G = \int_0^\infty \int_{4\pi} I_\lambda d\Omega \quad (5.31)$$

Quest'ultimo termine deve essere discretizzato, cioè approssimato. Di seguito si riporta il modello P1 adottato per questa simulazione.

IL MODELLO P1

Il metodo P1, un modello semplice ma accurato. Secondo questo modello il flusso radiativo può essere approssimativamente calcolato come:

$$\mathbf{q} = -\frac{1}{3\kappa_\lambda} \mathbf{n} \cdot grad(G) \quad (5.32)$$

Da cui:

$$grad\left(\frac{1}{3\kappa_\lambda} grad(G)\right) = \kappa G - 4\kappa \sigma T^4 \quad (5.33)$$

Come per la turbolenza, anche per la radiazione occorre effettuare delle modifiche in prossimità delle pareti, a causa del loro effetto sulla miscela gassosa. Nel modello P1 si sfrutta la condizione al contorno di Marshak:

$$\mathbf{q}_{wall} = -\frac{1}{3\kappa_\lambda} \mathbf{n} \cdot grad(G) = -\frac{\varepsilon_{wall}}{2(2 - \varepsilon_{wall})} (4 \sigma T_{wall}^4 - G_{wall}) \quad (5.34)$$

Dove T_{wall} e G_{wall} sono la temperatura e l'intensità della radiazione totale calcolate per la parete e ε_{wall} corrisponde all'emissività della parete.

Il modello P1 funziona meglio nell'ipotesi di isotropia, motivo per cui per l'attuale simulazione, potrebbe fornire una sottostima del contributo effettivo della simulazione. Il mezzo è considerato grigio, l'emissività della parete è considerata uniforme e pari a 0,7. Le molecole considerate influenti per il trasporto della radiazione sono quelle della CO₂ e dell'H₂O, in quanto triatomiche e quindi interessate in misura maggiore all'irraggiamento secondo la teoria cinetica dei gas. Infine, il fenomeno dello scattering viene trascurato.

5.4.5. MODELLO TERMO-FISICO

Il modello termo-fisico è quello che serve per calcolare le proprietà termodinamiche aggiornate ad ogni iterazione. In particolare, di seguito si descrivono i modelli per il calcolo della densità, del calore specifico a pressione costante, della viscosità e della conducibilità termica.

- Per quanto riguarda la densità, visto che tra gli input compaiono molecole semplici, cioè di natura diatomica o al massimo triatomica, possiamo trattarle come gas ideali e utilizzare quindi la legge dei gas perfetti:

$$\rho = \frac{1}{RT}p \quad (5.35)$$

Dove p è la densità del gas, R la costante dei gas ideali, T la temperatura assoluta e p la pressione.

- Per il calcolo del calore specifico a pressione costante c_p , funzione della temperatura, si utilizza l'equazione presa dalla libreria *JANAF* presente in OpenFOAM:

$$c_p = R \left(\left((a_4 T + a_3) T + a_2 \right) T + a_1 \right) T + a_0 \quad (5.36)$$

Dove le costanti a_n sono incorporate nella stessa libreria e valgono per un certo range limitato di temperatura.

- Il discorso della viscosità è stato già affrontato nel capitolo della turbolenza. Qui si definisce la relazione matematica usata dal modello per ricavarla:

$$\mu = \frac{A_s \sqrt{T}}{1 + T_s/T} \quad (5.37)$$

Questa è l'espressione del modello Sutherland per la viscosità dinamica, anch'esso presente in OpenFOAM. A_s e T_s sono il coefficiente e la temperatura di Sutherland.

- Infine, la conducibilità termica, utile per il computo dei fenomeni conduttivi viene calcolata attraverso l'approssimazione di Eucken:

$$k_c = \frac{\mu(c_p + \frac{5}{4}R)}{PM} \quad (5.38)$$

Dove la viscosità dinamica e il calore specifico sono quelli calcolati in precedenza, R è la costante universale dei gas ideali e PM è il peso molecolare della miscela gassosa.

5.5. IPOTESI SEMPLIFICATIVE

All'interno di questo paragrafo sono elencate le ipotesi semplificative fatte nel corso della simulazione. Il principale motivo di tali semplificazioni sta nel tentativo di ridurre il già elevato costo computazionale al minimo. Il numero di celle, infatti, è già di per sé elevato. Inoltre, i tempi di risoluzione sono aumentati dal fatto che ad ogni iterata viene svolta tutta la cinetica chimica. Le principali ipotesi semplificative sono:

- Il volume di riferimento è solo quello che coinvolge il fluido, non sono quindi considerati gli effetti di scambio termico delle pareti della camera di combustione, né della griglia. In pratica è come se le pareti si trovassero in equilibrio termico con la fase aeriforme.
- Lo strato di rifiuti non viene rappresentato, ma si sceglie di considerare direttamente il gas generato dalla conversione degli RSU solidi. Il modello a zone scelto per descrivere il profilo degli stessi gas è un'ulteriore semplificazione, rispetto ad un possibile profilo mono o bi-dimensionale.
- Si utilizzano come input per i gas di combustione dei profili a gradino, ricavati da dati di letteratura.
- La geometria degli ugelli dei gas secondari è semplificata attraverso un unico rettangolo, la cui area viene ricavata dalla velocità e dalla portata, entrambe note sia per il gas ricircolato, sia per l'aria secondaria.
- Si assume che i composti volatili generati siano CO , CH_4 e H_2 . Si trascurano i fenomeni di formazione dei microinquinanti (HCl , polveri...).
- La distribuzione dei gas di combustione resta costante nel tempo. Si suppone l'alimentazione dei rifiuti costante e uniforme.
- Si tratta il fluido come incomprimibile, ipotesi accettabile per via della bassa velocità nella camera di combustione.
- L'emissività della parete è considerata uniforme e pari a 0,7. In realtà la parete non è uniforme, ma ha un rivestimento di materiale refrattario con emissività 0,77 e un rivestimento di inconel avente emissività 0,65.
- Si trascura il fenomeno di scattering nella modellazione della radiazione.

5.6. IMPLEMENTAZIONE IN OPENFOAM

Nel corso di questo paragrafo si descrive l'implementazione del modello con il software OpenFOAM. Il solutore usato per la simulazione è "reactingFoam", adatto ai casi di combustione non pre-miscelata, come spiegato in dettaglio in seguito.

Il primo step, come per ogni simulazione, è quello della creazione della mesh. Dopo aver creato il file CAD del segmento di caldaia, è stato utilizzato lo strumento di OpenFoam "snappyHexMesh". La geometria di partenza è stata disegnata con il software Solidworks ed è stata salvata nel formato STL (Stereo Lithography), che converte le superfici del solido in triangoli, che vengono memorizzati attraverso le coordinate cartesiane dei vertici. Il file viene salvato nella sotto-cartella *triSurface*. Per la creazione del dominio si è usato il comando *blockMesh* che garantisce sia la forma esaedrica delle celle, sia un aspect ratio prossimo a uno. Questi ultimi due elementi sono essenziali per il corretto funzionamento di *snappyHexMesh*.

I modelli sono importati nella cartella *constant*, ad esempio quello per la turbolenza viene inserito come nella seguente figura:

```
simulationType  RAS;

RAS
{
    model        kEpsilon;

    turbulence    on;
    printCoeffs   on;
}

// *****
```

Figura 46 Implementazione modello turbolento nel software OpenFOAM

Il tipo della simulazione, indicato con *RAS*, corrisponde all'approccio *RANS* precedentemente descritto, mentre il modello *kEpsilon* indica il modello k- ϵ standard.

Nella cartella *system*, vengono fornite le istruzioni sugli schemi di discretizzazione da utilizzare per i singoli membri delle equazioni all'interno del file *fvSchemes*. Ad esempio, per la discretizzazione temporale si è scelto lo schema di Eulero Implicito e per la discretizzazione dei termini convettivi e diffusivi, che contengono gradienti e divergenze, si è scelto uno schema alle differenze centrali, come mostra la figura 47.

```
ddtSchemes
{
    default Euler;
}
gradSchemes
{
    default Gauss linear;
    grad(p) Gauss linear;
}
divSchemes
{
    default none;
    div(phi,U) Gauss linear;
}
```

Figura 47 Schemi di discretizzazione specificati nel file *fvSchemes*

Le condizioni al contorno e quelle iniziali sono inserite nella cartella “0”. Ogni file in questa cartella riporta in testa le condizioni iniziali del campo interno al volume di controllo e le unità di misura, poi per ogni superficie si specificano la tipologia della condizione e il valore scalare. Come esempio, si riporta il caso per la velocità nella figura 48, da cui si può notare l’imposizione della condizione *noSlip* alle pareti e i valori delle velocità lungo la direzione y ascendente in ingresso dalle quattro zone della griglia.

```
// ***** //
```

```
dimensions      [0 1 -1 0 0 0 0];
internalField    uniform (0 0 0);
boundaryField
{
    wall
    {
        type      noSlip;
    }

    Outlet
    {
        type      zeroGradient;
    }

    InletBottom
    {
        type      zeroGradient;
    }

    vertical
    {
        type      zeroGradient;
    }

    zona1
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (0 0.3 0);
    }

    zona2
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (0 1 0);
    }

    zona3
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (0 1.5 0);
    }

    zona4
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (0 0.5 0);
    }

    FrontBottom
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (11.4 0 0);
    }

    FrontTop
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (7.1 0 0);
    }

    RearBottom
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (9.2 0 0);
    }

    RearTop
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (6.6 0 0);
    }
}

// ***** //
```

Figura 48 File per le condizioni al contorno della velocità

Gli applicativi risolutivi vengono definiti nel file *fvSolution*, in cui si riportano anche le tolleranze desiderate per il raggiungimento della convergenza. La convergenza viene considerata raggiunta se il residuo calcolato ad ogni iterazione è minore della tolleranza specificata o se è stato ridotto di un fattore *relTol* rispetto al residuo iniziale. All'interno del file viene anche definito l'algoritmo per l'accoppiamento di velocità e pressione PISO. Infine, i parametri di controllo della simulazione sono riportati nel file *controlDict*, in cui vengono scritte informazioni generali come il nome del solutore e il formato dei file dei risultati (binary) e informazioni sui parametri temporali. Sono definiti l'istante iniziale, quello finale, il passo di discretizzazione temporale e le cifre significative della variabile tempo.

```
// ***** //
```

```
application    reactingFoam;
```

```
startFrom      latestTime;
```

```
startTime      0;
```

```
stopAt         endTime;
```

```
endTime        38000;
```

```
deltaT         2;
```

```
writeControl    runtime;
```

```
writeInterval   20;
```

```
purgeWrite      0;
```

```
writeFormat     binary;
```

```
writePrecision  10;
```

```
writeCompression off;
```

```
timeFormat      general;
```

```
timePrecision   6;
```

```
runtimeModifiable true;
```

```
adjustTimeStep  true;
```

```
maxCo 0.5;
```

```
maxDeltaT 2;
```

```
// ***** //
```

Figura 49 File *controlDict* per i parametri di controllo della simulazione

RISOLUZIONE CON REACTINGFOAM

Il solutore *reactingFoam* di OpenFOAM è adatto allo studio dei transitori nel caso di combustione non premiscelata di gas idrocarburi in condizione di flusso turbolento. Inoltre, si usa con fluidi incomprimibili, ipotesi accettabile dato che nei casi tipici dei forni come quello di un termovalorizzatore la velocità dei gas è sufficientemente bassa. L'algoritmo usato per l'accoppiamento pressione-velocità è quello PISO descritto nel capitolo 3, ma per adattarlo al caso in esame si effettuano alcune modifiche. Di seguito vengono spiegati i passaggi salienti del metodo risolutivo applicato.

Una prima modifica all'algoritmo PISO è dovuta al fatto che si sta studiando un caso transitorio, per cui occorre prestare attenzione alla scelta del passo temporale Δt . Il software OpenFOAM è in grado di scegliere automaticamente il Δt , attraverso il controllo di un certo parametro detto numero di Courant (Co):

$$Co = \frac{u \Delta t}{\Delta x} \quad (5.39)$$

Dove u è il modulo della velocità locale, Δt il passo di discretizzazione temporale e Δx il passo di discretizzazione nella direzione della velocità. Si tratta di un numero adimensionale che mette in relazione lo spazio percorso da una certa informazione che si muove con velocità u e la dimensione Δx della cella. La figura sottostante mostra lo spazio percorso dal fronte dell'informazione ($u \Delta t$) a confronto con il passo Δx .

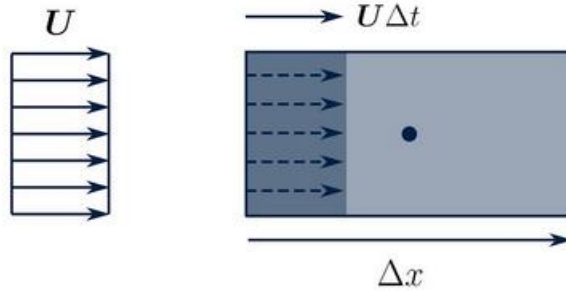


Figura 50 Illustrazione dei parametri del numero Co [12]

Se il numero Co supera l'unità vuol dire che l'informazione attraversa più di una cella per ogni step Δt , con il forte rischio di far divergere la soluzione. Per questo OpenFOAM imposta il massimo Co a 1, e noti Δx dalla geometria e u dall'iterazione precedente, ricava il massimo Δt consentito ai fini della convergenza. Il metodo di discretizzazione temporale usato è quello di Eulero implicito, descritto nel capitolo 3.

Il primo passaggio dell'algoritmo risolutivo è quindi l'individuazione dello step temporale Δt , dopo aver impostato il massimo Co a 1. A questo punto il time-step viene aggiornato al tempo $t = t_0 + \Delta t$, dove t_0 è l'istante dell'iterazione precedente. Una volta aggiornato il time-step iniziano le risoluzioni delle equazioni di trasporto. La prima variabile ad essere calcolata è la densità ρ , che viene ricavata dall'equazione di continuità. Alla prima iterata i campi delle variabili necessarie sono presi dalle condizioni iniziali, alle successive si considerano i valori ricavati alla iterata precedente. Calcolata la densità, viene eseguito lo step *predictor* dell'algoritmo PISO, che discretizza le equazioni di conservazione della quantità di moto con un guess del campo di pressione p^* per ricavare le componenti della velocità u^* e v^* . Nello step successivo viene importato il modello della combustione e vengono risolte le equazioni di trasporto per le singole frazioni massiche delle specie chimiche in gioco. Questa è la fase che pesa di più in termini di tempo. Viene anche risolta l'equazione di conservazione dell'energia. Nella fase seguente viene risolta l'equazione di trasporto per la radiazione, derivata dal modello P1 della radiazione descritto. Vengono poi aggiornate le proprietà termofisiche e del modello della turbolenza.

Nello step finale viene eseguita la parte *corrector* dell'algoritmo PISO, da cui si ricavano i valori corretti delle variabili fisiche. A questo punto se la soluzione è arrivata a convergenza, vengono salvati i risultati in una cartella nominata con il valore dell'istante t ; altrimenti, si riparte dallo step *predictor* con i valori di campo aggiornati. Il tutto procede allo stesso modo per ogni time-step finché non viene raggiunto l'istante finale della simulazione.

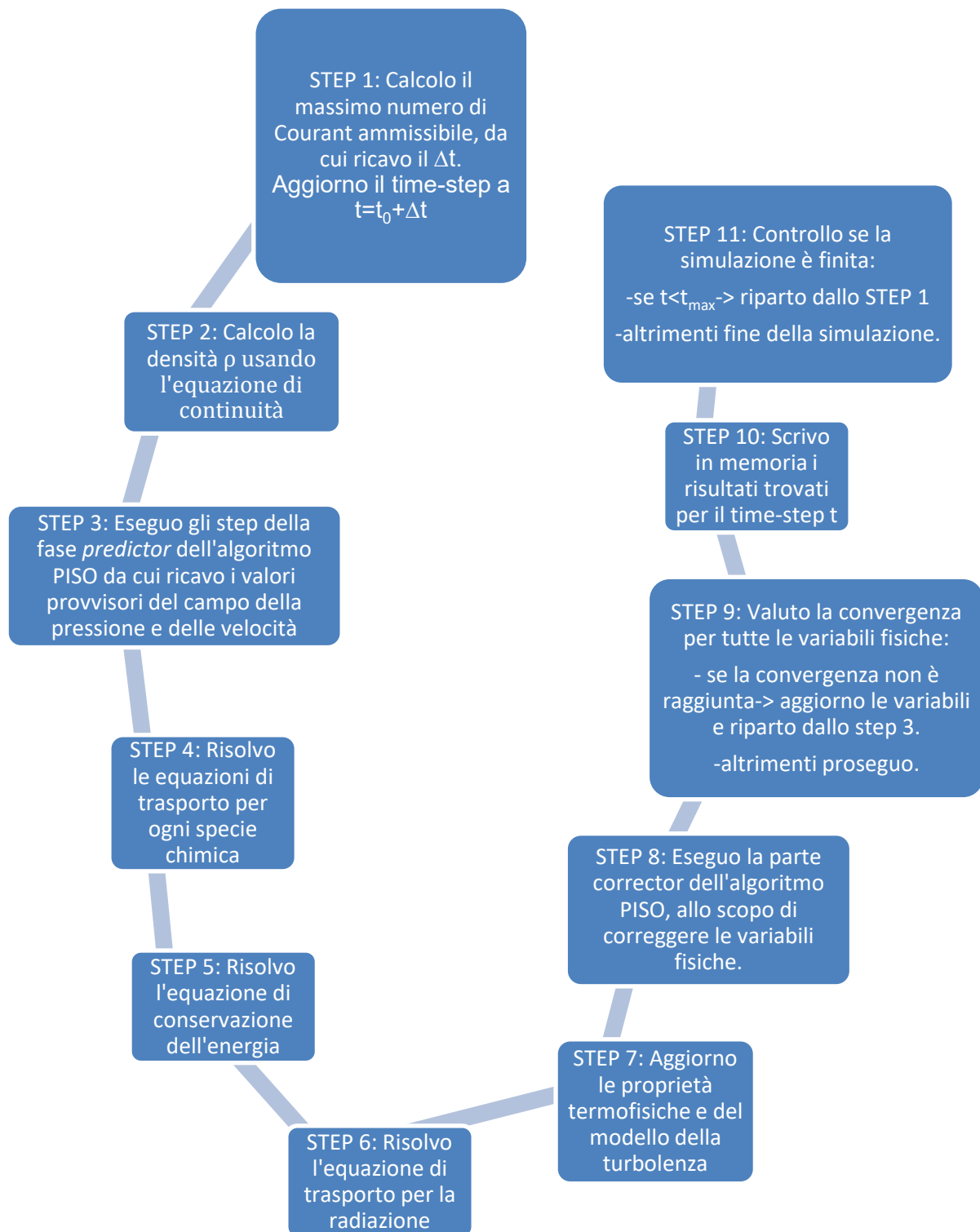


Figura 51 Schema descrittivo dell'algoritmo risolutivo di reactingFoam [8]

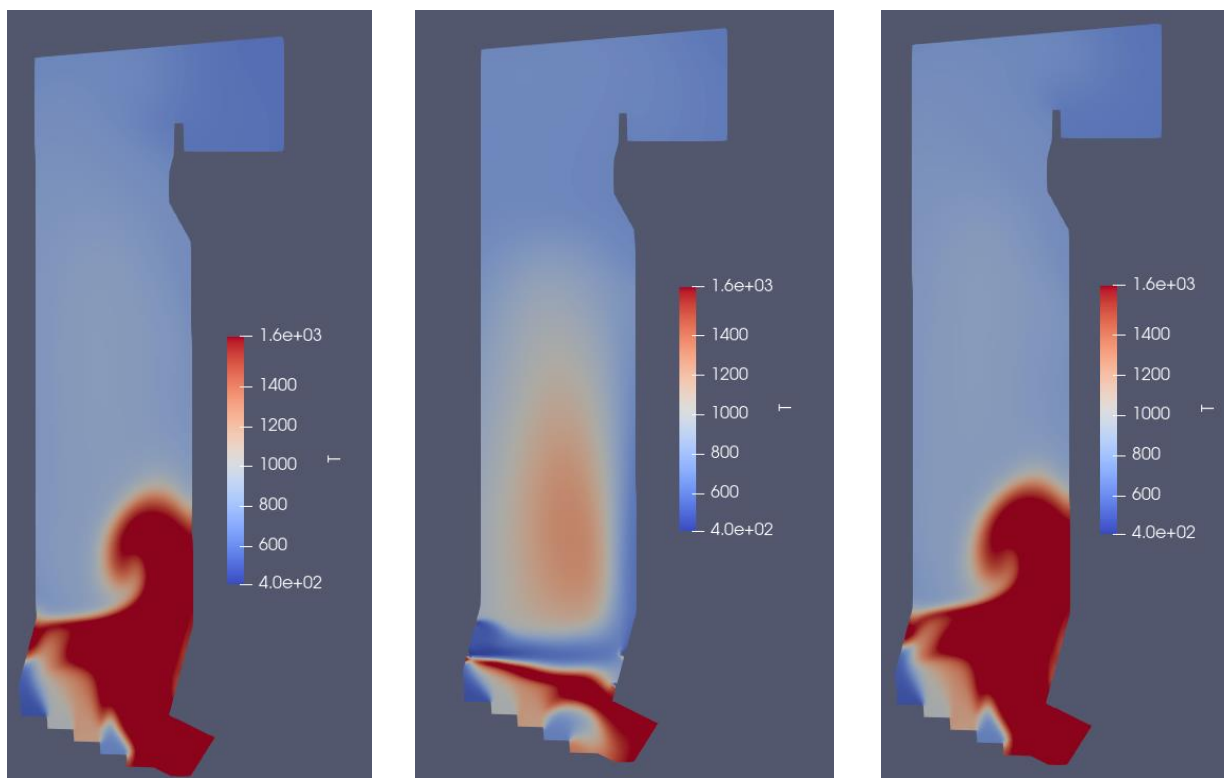
5.7. RISULTATI

Di seguito si riportano i principali risultati a regime della simulazione per quanto riguarda i campi di temperatura, velocità e per la distribuzione dei composti gassosi. Per la fase di post-processing ed elaborazione dei risultati si è usato il software *Paraview*. Nel successivo paragrafo si fornirà un confronto dei risultati ottenuti con le misure reali rese a disposizione da TRM.

Temperatura.

La distribuzione di temperatura è principalmente frutto del processo di combustione, per cui ci si aspettano le temperature maggiori proprio nella camera di combustione. Man mano che si sale di quota subentrano i meccanismi di trasporto di calore di tipo radiativo e convettivo. I risultati riportati in figura 52 mostrano un range di temperatura, espresso in Kelvin, che va dai circa 400 K, temperatura di ingresso dei gas secondari, a circa i 1600 K raggiunti nella zona principale della combustione, che si trova immediatamente sopra la griglia. La zona più sollecitata termicamente è quella della parete posteriore fino ad una quota di circa 22 metri. L'ultimo tratto della griglia in questa simulazione è stato ipotizzato chiuso, in realtà è il punto di uscita delle scorie incombuste. Questa ipotesi, unita alla spinta discendente data dai gas secondari che entrano dagli ingressi sopra la griglia porta a sovrastimare le temperature in quella zona, in quanto il flusso resta più stazionario di quanto non si verifichi in realtà. Le temperature alla volta si attestano a valori inferiori a 1000 K, meno di quanto ci si aspetterebbe nella realtà. Questo risultato può essere spiegato dalla sottostima dell'emissività della parete, considerata omogenea e pari a 0.7, e dall'adozione del modello P1 per la radiazione, che essendo più adatto a casi di isotropia, tende a sottostimare gli effetti di scambio radiativo in un caso di flusso turbolento come quello qui esaminato. Inoltre, nell'applicazione reale il sistema di controllo è in grado di avviare i bruciatori ausiliari a metano nel caso di temperature inferiori agli 850°C, al fine di rispettare il requisito della T2s. Nel modello è stata trascurata la loro presenza.

Vista la profondità della caldaia si forniscono i risultati per il piano mediano e per altri due piani, traslati ciascuno di 4 metri in entrambe le direzioni. In tutti e tre i piani si riescono a distinguere le quattro zone in cui è stata modellata la griglia. Il piano mediano presenta una distribuzione che viene influenzata dall'ingresso dei gas secondari, i quali oltre a completare il processo di ossidazione, contribuiscono a muovere il fluido verso l'alto soprattutto lungo la parete posteriore della caldaia. Gli altri due piani, invece, sono sufficientemente lontani dalle zone di ingresso dei gas secondari; quindi, su questi non si trova traccia della loro influenza sul moto. Come verrà ripreso in seguito, la maggiore presenza di zone calde in questi due piani, rispetto al piano mediano, è dovuta alla scelta di modellare la fila degli ugelli del gas secondario per semplicità con un unico ingresso rettangolare. Nella realtà si attende quindi una distribuzione delle temperature più omogenea lungo la direzione della profondità.



Piano verticale a $x=-4m$

Piano verticale di mezzeria ($x=0$)

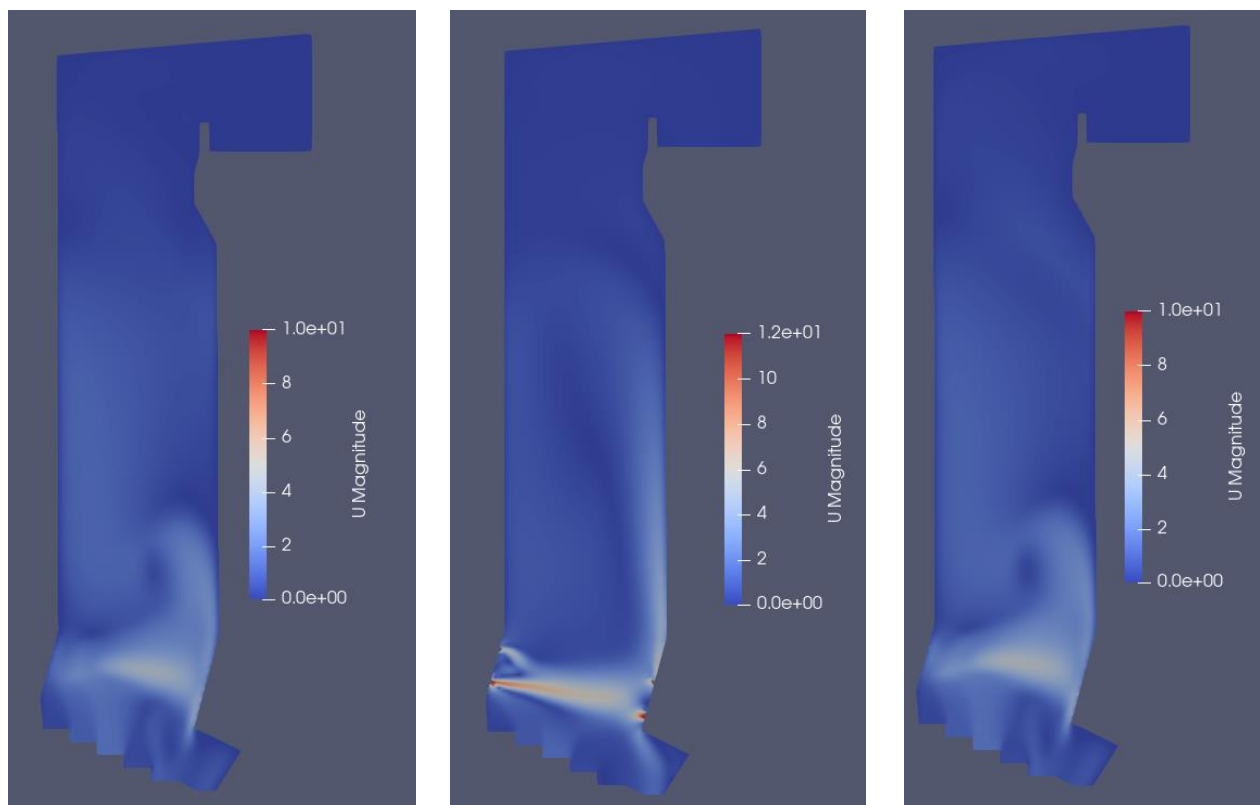
Piano verticale a $x=4m$

Figura 52 Risultati per il campo di temperatura

Velocità.

I risultati della distribuzione dei valori assoluti della velocità, misurata in m/s , sono riportati per le tre sezioni di seguito illustrate. Si può notare come le velocità siano generalmente basse, attorno ai 2 m/s , fatta eccezione per la zona di ingresso dei gas secondari, dove le maggiori velocità di input aumentano il mixing turbolento, che favorisce la combustione. I maggiori gradienti si trovano sul piano mediano, in corrispondenza degli ugelli dell'aria secondaria, che, infatti, entra a una velocità di circa 11 m/s , secondo l'ipotesi semplificativa già riportata nel paragrafo dedicato ai dati di input. Lungo la parete posteriore della caldaia la velocità si attesta a velocità leggermente superiori alla media, questo è indice dello sviluppo lungo la parete stessa del moto ascendente. Il flusso poi tende a stabilizzarsi man mano che si avvicina alla volta, per poi cambiare direzione da verticale a orizzontale.

Va precisato che il campo di velocità è stato ricavato considerando unicamente i fenomeni di trasporto di tipo naturale. Tuttavia, nell'impianto del termovalorizzatore è presente un ventilatore a valle della caldaia e dei filtri dei fumi, il cui effetto di tiraggio viene qui trascurato. Nella realtà quindi ci si attende una velocità media maggiore rispetto a quella del flusso simulato.



Piano verticale a $x=-4m$

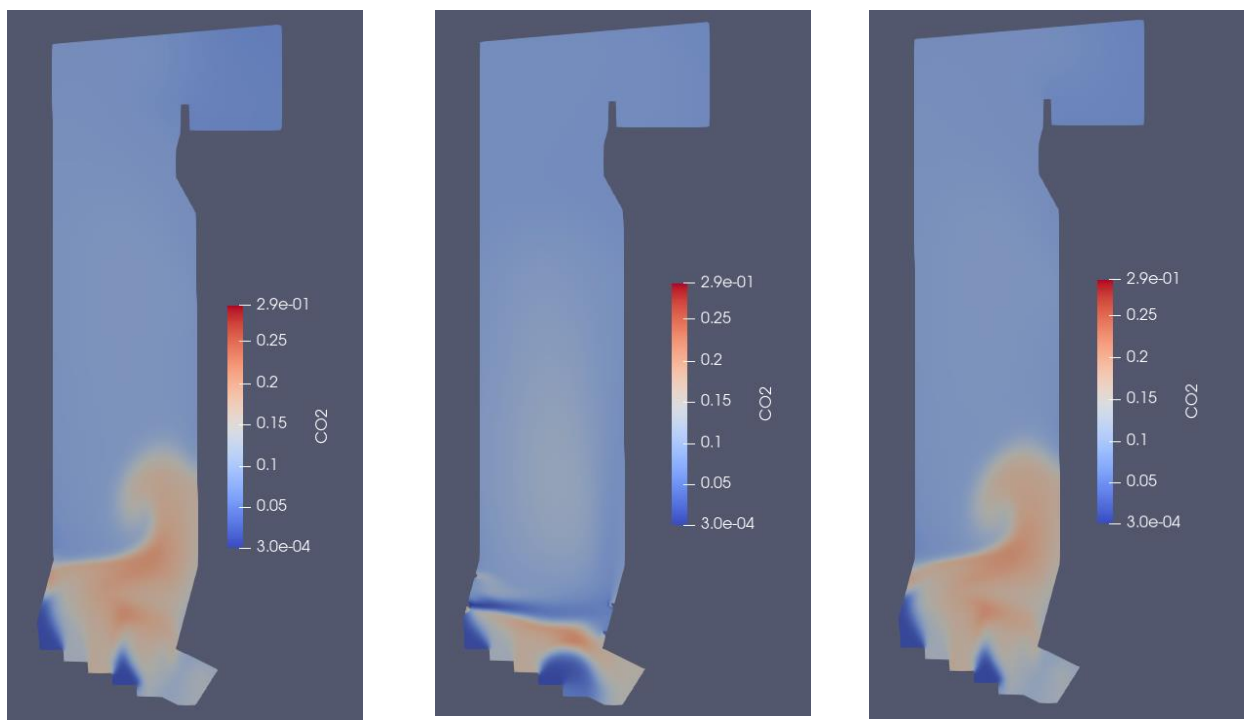
Piano verticale di mezzeria ($x=0$)

Piano verticale a $x=4m$

Figura 53 Risultati per il campo della velocità

CO₂.

Di seguito si riportano le concentrazioni in percentuale dell'anidride carbonica, principale prodotto della combustione. Le maggiori quantità di CO₂ si accumulano nella zona principale della combustione sopra la griglia, con valori di frazioni massiche attorno al 16 %. Le concentrazioni minori si trovano, invece, in corrispondenza degli ingressi dell'aria primaria, in particolare nelle zone 1 e 4 della griglia, e dell'aria secondaria. Salendo di quota la distribuzione della CO₂ tende a omogenizzarsi. La sua presenza nelle giuste quantità, unita alla contemporanea scarsità di monossido di carbonio indicano che la combustione è completa, garanzia del fatto che gli inquinanti prodotti saranno limitati. Si precisa che il modello della combustione adottato in questa simulazione ha fatto riferimento al meccanismo predefinito GRI 3.0 per descrivere la cinetica chimica. Questo meccanismo, seppur molto solido e usato, è soprattutto adatto all'ossidazione di alcuni combustibili di origine fossile, come il metano, e non è stato studiato esplicitamente per la combustione dei rifiuti. Per questo motivo nell'applicazione reale la distribuzione dell'anidride carbonica potrebbe differire leggermente da quella fornita dal modello.



Piano verticale a $x=-4m$

Piano verticale di mezzeria ($x=0$)

Piano verticale a $x=4m$

Figura 54 Risultati per la distribuzione di CO_2

Dettagli della griglia.

Il cuore della modellizzazione sta nella griglia di combustione. Per questo si sceglie di riportare di seguito alcuni dettagli aggiuntivi in merito ai risultati ottenuti. Come già spiegato, si è scelto di dividere la griglia in quattro zone fittizie, che sono state definite nel CAD come dei gradini di lunghezza omogenea. Nella realtà la griglia si presenta come descritto nel primo capitolo di questo elaborato, quindi sempre inclinata ma con un letto di rifiuti distribuito più o meno omogeneamente. Nelle immagini seguenti si osserva ancora meglio la distribuzione di temperatura riportata in precedenza, anche questa volta espressa in Kelvin. Le temperature di picco raggiungono circa i $1430^{\circ}C$ e le zone più sollecitate termicamente sono quella del tratto centrale della parete posteriore e delle pareti laterali. In particolare, si ribadisce che le temperature maggiori si trovano verso gli estremi laterali della caldaia, contrariamente a quanto ci si aspetterebbe. Ciò è legato a come si è deciso di rappresentare gli ingressi dell'aria secondaria. Infatti, data quella forma, mantenendo le reali portate fornite dai dati di TRM, il fluido subisce una deviazione del moto verso i lati della caldaia a causa della spinta dovuta all'elevata velocità di ingresso dei gas secondari. Ulteriori rappresentazioni dettagliate sulle linee di flusso del campo di temperatura e di velocità sopra la griglia verranno fornite successivamente.

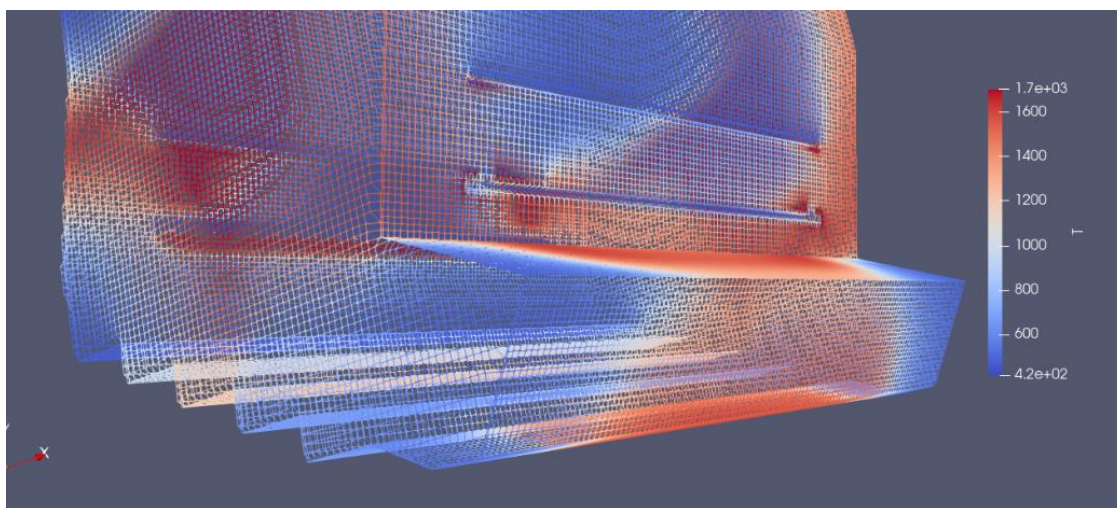


Figura 55 Distribuzione di temperatura (K), vista laterale della griglia

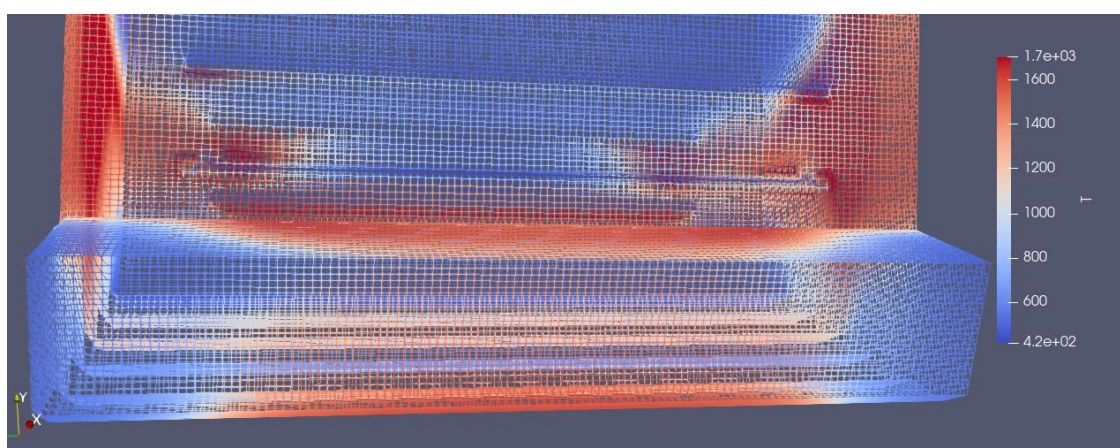


Figura 56 Distribuzione di Temperatura (K), vista frontale della griglia

I grafici sottostanti rappresentano la distribuzione delle concentrazioni delle principali specie chimiche e della temperatura lungo la lunghezza della griglia e a circa un metro di altezza da essa. L'origine dell'asse è fissata all'inizio della zona 1 della griglia, lungo il piano mediano. Come si evince dalla maggiore concentrazione di CO, CH₄ e CO₂, la combustione avviene nei primi tre quinti della griglia. Questo è anche in linea con l'andamento della temperatura, che è tanto più elevata quanto è più vicina alla zona di combustione. Nella parte finale della griglia si trova più ossigeno, in quanto non utilizzato ancora come ossidante. Il cospicuo aumento di temperatura nel tratto finale della griglia è dovuto al ricircolo di gas caldo in quella zona. Per come è stata modellata la griglia, infatti, la zona in basso non ha sbocchi; quindi, il flusso una volta che incontra le pareti tende a tornare verso l'alto ma viene in parte ostacolato dal flusso discendente dei gas secondari. Nella realtà la zona finale della griglia ha la funzione di espellere dalla camera di combustione le scorie quindi non si tratta di una zona ermeticamente chiusa.

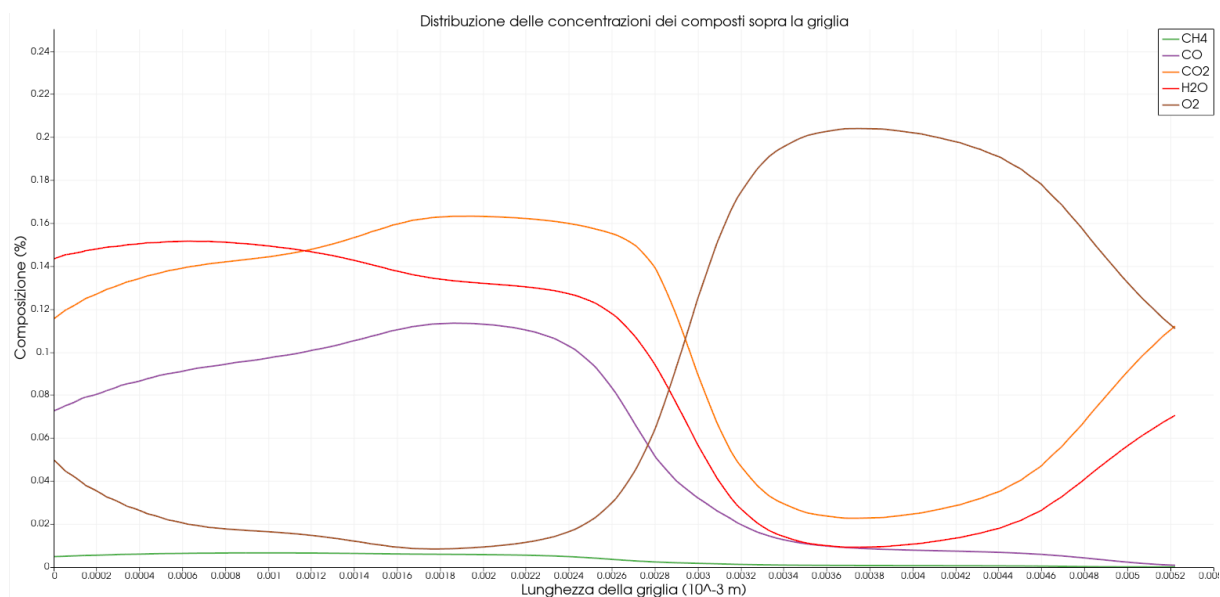


Figura 57 Distribuzione della composizione percentuale dei composti a circa un metro dalla griglia

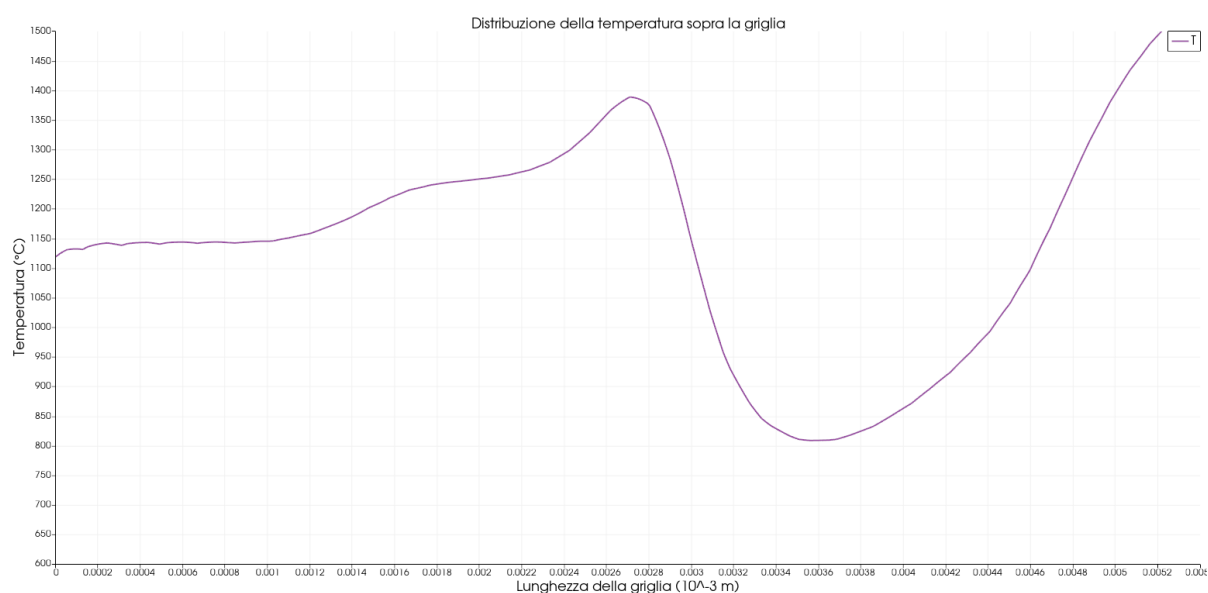


Figura 58 Distribuzione di temperatura a circa un metro dalla griglia

Infine, seguono le immagini delle linee di flusso dei campi di temperatura e velocità. Questo tipo di rappresentazione rende chiaro il moto del fluido, evidenziandone la complessità. Le linee di campo consentono di vedere con maggior chiarezza la direzione del moto, che è caratterizzata da una forte anisotropia. Le figure mettono in evidenza il mixing turbolento che si viene a creare tra i gas della combustione e l'aria secondaria. Si tratta di un fenomeno benefico al fine della combustione. Ancora una volta si evidenzia la tendenza a sviluppare il moto caldo ascendente a ridosso della parete posteriore e l'effetto di ricircolo nell'ultimo tratto chiuso della griglia.

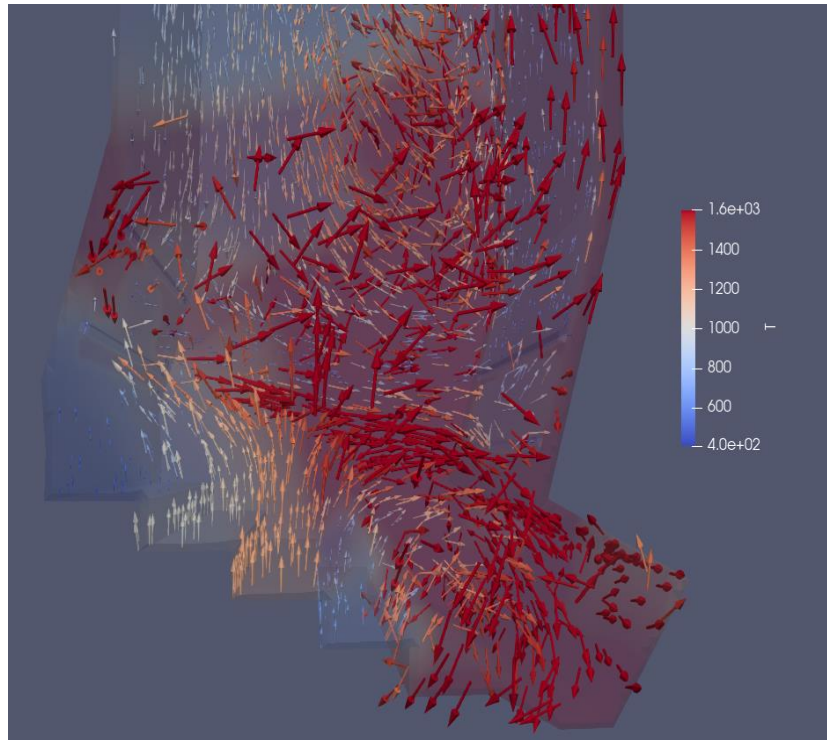


Figura 59 Linee di flusso del campo di temperatura (K), dettaglio griglia.

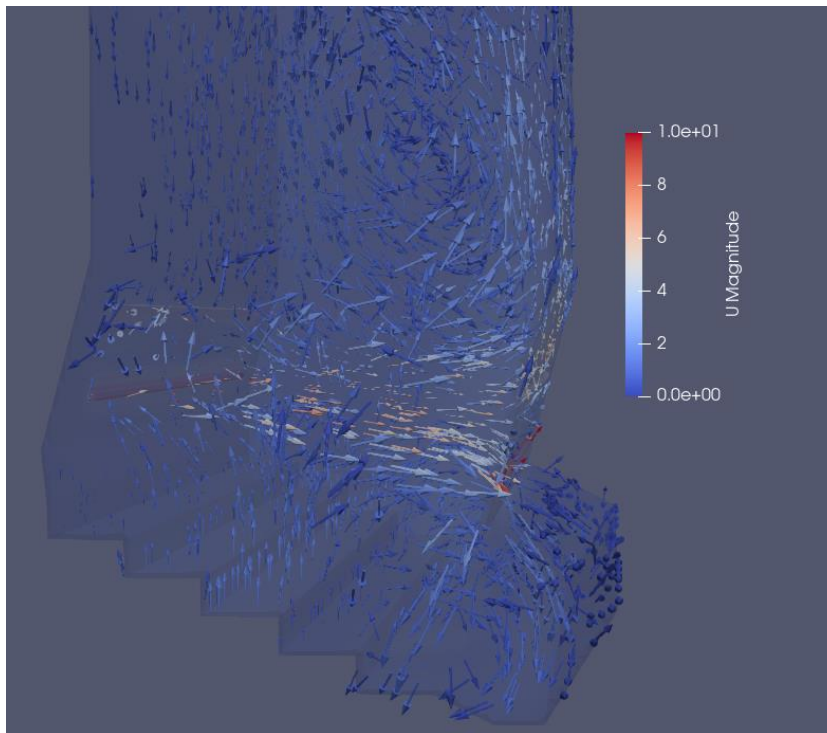


Figura 60 Linee di flusso del campo di velocità (m/s), dettaglio griglia.

5.8. CONFRONTO CON I DATI SPERIMENTALI

Dopo aver illustrato i risultati prodotti dal modello, in questo paragrafo si effettua un confronto con i dati sperimentali disponibili, al fine di valutarne l'accuratezza. L'impianto del termovalorizzatore di Torino dispone di un sistema di controllo distribuito (DCS), da cui è possibile acquisire le letture degli strumenti di misura installati lungo l'impianto. In particolare, le misure estrapolate per il confronto sono state:

- Temperatura alla quota della griglia (12 m)
- Temperatura alla quota della volta (35 m)
- Temperatura media della camera di combustione
- Concentrazione media di CO nella camera di combustione
- Concentrazione media di CO₂ nella camera di combustione

Per rafforzare la solidità dei dati, le misure sono state registrate nell'arco di 24 ore, con un intervallo di 15 minuti l'una dall'altra, il giorno 09/10/2021 durante il normale funzionamento a regime della caldaia. In allegato sono riportate le tabelle contenenti i dati estrapolati dal DCS fornite da TRM. Le figure sottostanti mostrano l'andamento nell'arco delle 24 ore ricavato da tali misure.

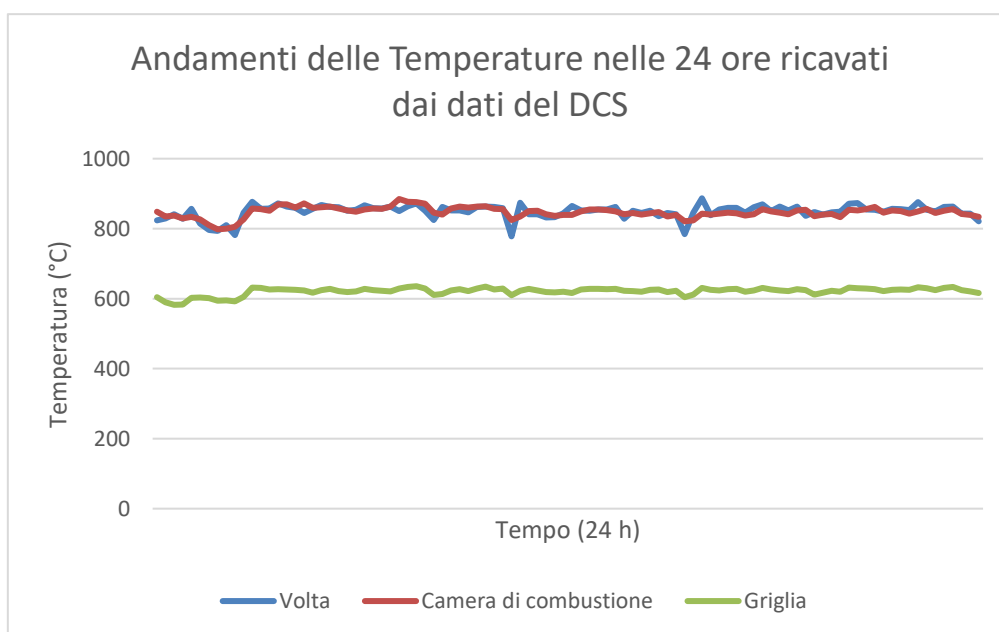


Figura 61 Temperature rilevate dal DCS nelle 24 ore

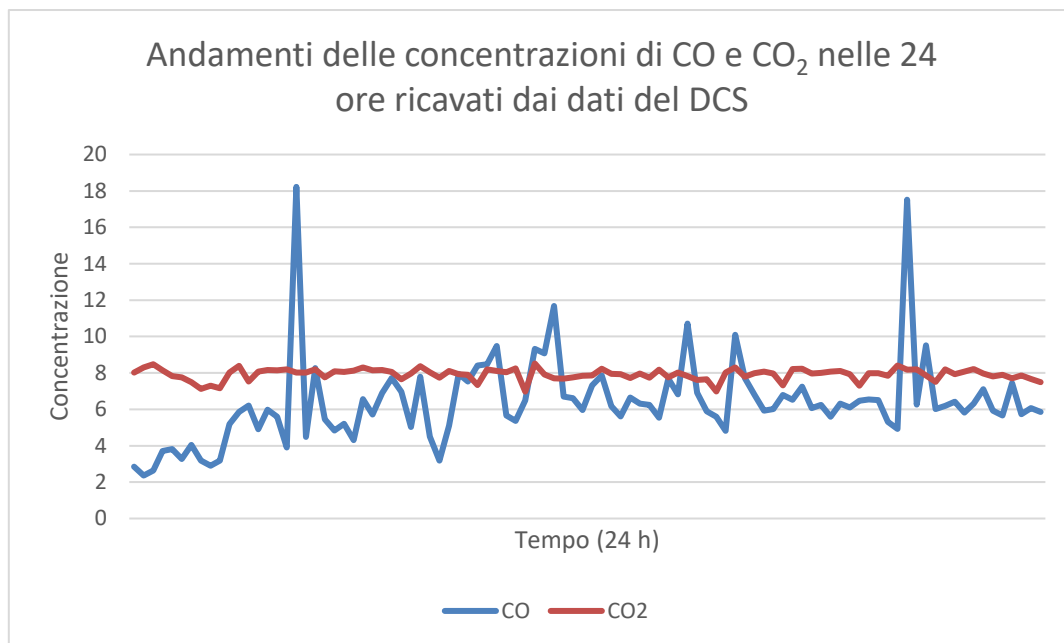


Figura 62 Concentrazioni di CO e CO₂ rilevate dal DCS nelle 24 ore

Ad eccezione di pochi picchi estemporanei i grafici attestano una certa stabilità dei parametri diagrammati, per cui si sceglie di utilizzare, per il confronto con i risultati del modello, i valori mediati sulle 24 ore, che vengono riportati nella tabella 13.

In aggiunta, per poter effettuare un confronto su più punti, viene utilizzato come fonte il rapporto del laboratorio BUREAU VERITAS, a cui era stata affidato il calcolo del tempo di residenza dei fumi per la verifica del requisito normativo della T2s. All'interno del rapporto da loro prodotto [20] sono raccolti i risultati delle prove effettuate a carico nominale in data 11/07/2014. Tra questi risultano utili ai fini del confronto quelli relativi alla temperatura rilevata dalle termocoppie installate per la prova, in corrispondenza delle quote di seguito riportate.

Sigla di riferimento	Quota corrispondente
H0	14,8 m
H1	22,8 m
S1	27,3 m
S2	29,1 m
H2	31,2 m

Tabella 10 Quote usate come riferimento nel rapporto BV [20]

Prima di mostrare i risultati del confronto, si riportano per completezza anche gli andamenti delle temperature estrapolati dal modello in corrispondenza delle stesse quote per le quali si hanno a disposizione i dati sperimentali. Viene anche riportato il grafico delle distribuzioni di CO e CO₂ lungo l'asse verticale della caldaia. Come detto il confronto si effettua tra misure medie, per cui dai grafici sottostanti si estrapolano i valori medi riportati in tabella 13.

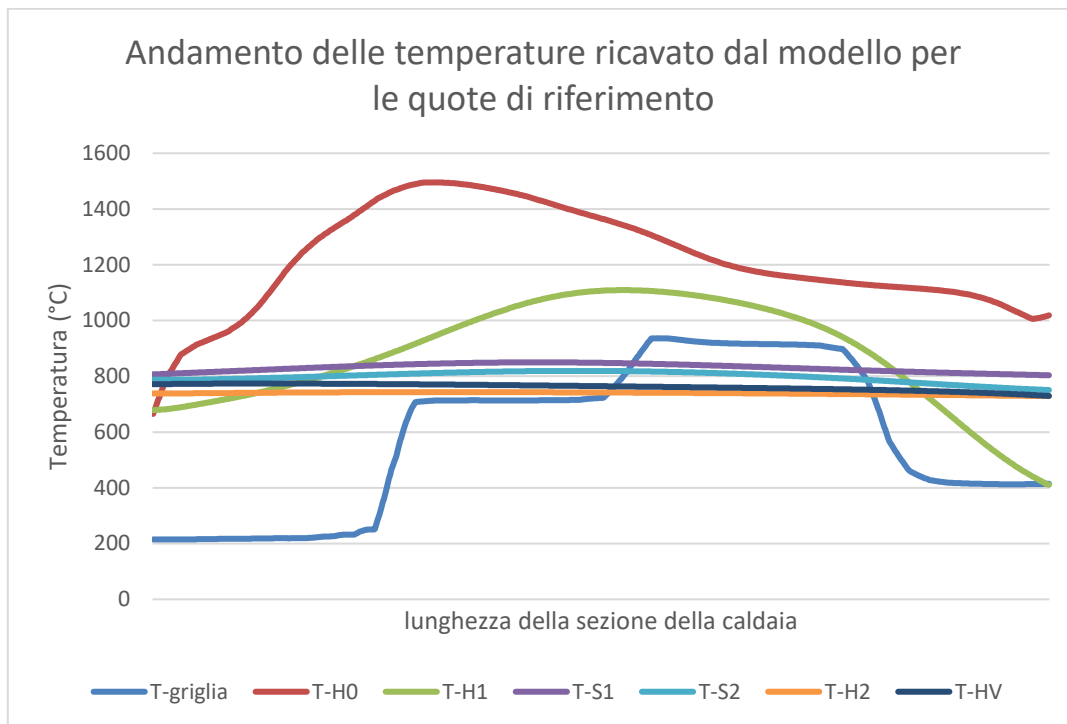


Figura 63 Andamento delle temperature ricavato dal modello per le quote di riferimento

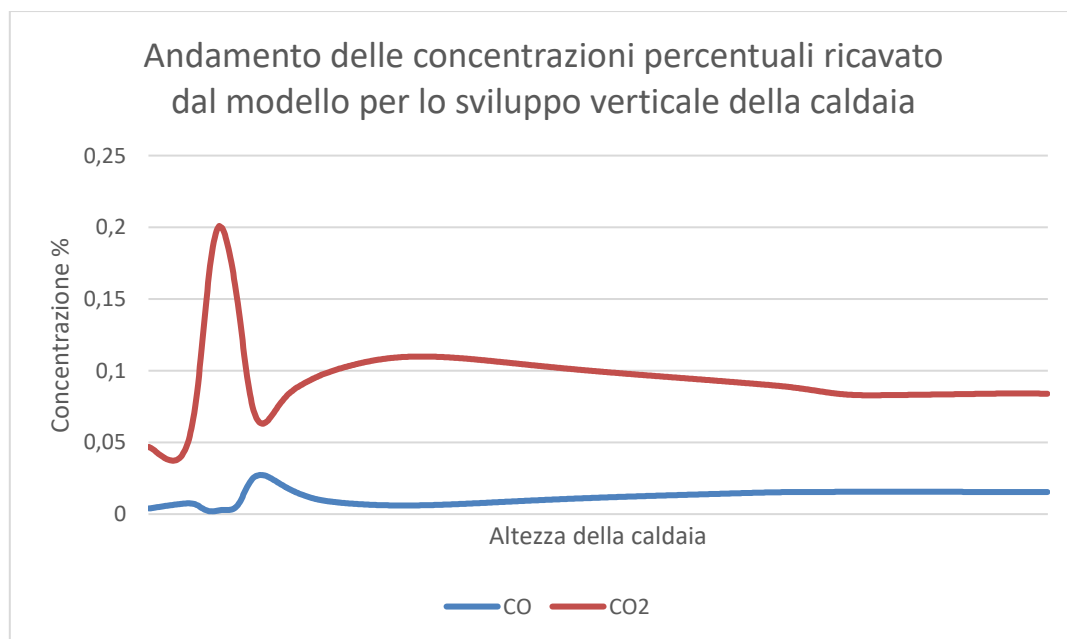


Figura 64 Andamento delle concentrazioni di CO e CO₂ ricavato dal modello per lo sviluppo verticale della caldaia

CONFRONTO SULLE TEMPERATURE

Vengono di seguito confrontate, a parità di quota, le temperature medie ricavate dal DCS o dalle prove del BUREAU VERITAS (BV) con quelle estrapolate dal modello. Si tratta di un confronto in regime stazionario, utile a valutare di quanto differiscono i risultati della simulazione dalla situazione reale.

Come si può notare dalla tabella sottostante, in linea generale le temperature ricavate dal modello ricalcano la distribuzione dei dati sperimentali; tuttavia, sono leggermente inferiori ai valori reali. Si conclude quindi che il modello sottostima le temperature. Il fatto che la differenza sia minima entro la quota di riferimento S1 e aumenti con il salire di quota è indice che la causa maggiore non risiede nel modello della combustione, ma la si attribuisce alla modellazione dei meccanismi di trasporto del calore. Infatti, come già motivato in precedenza il modello P1 adottato per la radiazione tende a sottostimare gli scambi radiativi nel caso di elevata anisotropia. Ai fini di questo elaborato si è scelta l'assunzione di questo modello per via della sua semplicità di applicazione all'interno del software OpenFOAM; tuttavia, alla luce dei risultati si raccomanda l'adozione di un modello più adatto ai casi di elevata turbolenza ai fini di una maggiore accuratezza. Per quanto riguarda le temperature calcolate al di sotto dei 27 metri i risultati della simulazione sono vicini alle misure reali e quindi soddisfacenti. Dalla tabella si distingue anche la fonte del singolo dato, ovvero se preso dalla lettura del DCS o dal rapporto di BUREAU VERITAS. Il diagramma successivo alla tabella mostra gli stessi dati, sempre riportati per singola quota di riferimento ma rende più visibilmente apprezzabile la valutazione del confronto.

CONFRONTO TRA LE TEMPERATURE								
<i>TEMPERATURE</i>		<i>T-griglia</i> (°C)	<i>T-H0</i> (°C)	<i>T-H1</i> (°C)	<i>T-S1</i> (°C)	<i>T-S2</i> (°C)	<i>T-H2</i> (°C)	<i>T-volta</i> (°C)
<i>MODELLO</i>		585	1201	858	825	796	782	774
<i>DATI</i>	<i>BV</i>		1210	890	857	843		
	<i>DCS</i>	617					849	845

Tabella 11 Confronto risultati-dati sperimentali sulle temperature

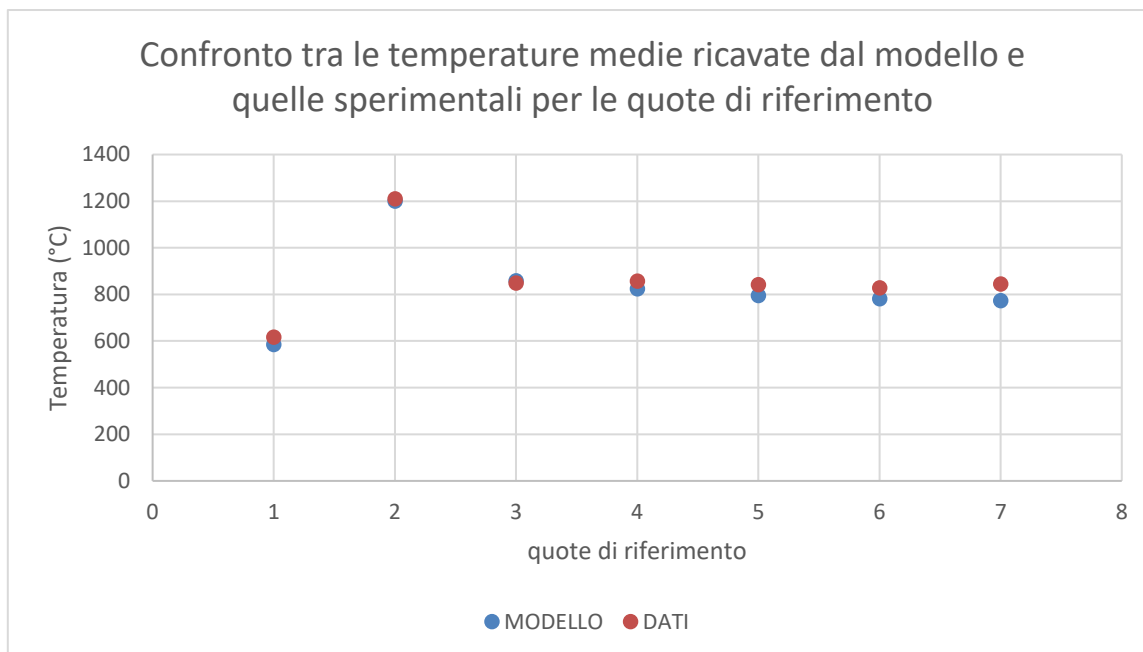


Figura 65 Confronto tra le temperature medie ricavate dal modello e quelle sperimentali per le quote di riferimento

CONFRONTO SULLE CONCENTRAZIONI DI CO E CO₂

In tabella 14 si effettua un confronto tra i valori medi delle concentrazioni di CO e CO₂ estrapolati dal DCS e quelli ricavati dagli andamenti del modello riportati in figura 64.

CONFRONTO TRA LE CONCENTRAZIONI DI CO E CO₂		
<i>CONCENTRAZIONI (%)</i>	<i>CO</i>	<i>CO₂</i>
<i>MODELLO</i>	1,25	9,45
<i>DCS</i>	6,39	7,92

Tabella 12 Confronto risultati-dati sperimentali sulle concentrazioni di CO e CO₂

Come si vede i risultati sono abbastanza lontani dalla situazione reale. Tuttavia, lo scopo primario della simulazione effettuata non è quello di ricavare un modello accurato per la stima delle composizioni gassose prodotte in caldaia. Se così fosse stato, magari al fine di valutare le emissioni prodotte, si sarebbe dovuto adottare un modello di conversione dei rifiuti studiato ad hoc, analizzando in maniera più approfondita la composizione degli RSU trattati dall'impianto. Oltretutto, si sarebbe dovuta implementare una cinetica chimica specifica, mentre in questo caso si fa riferimento a un meccanismo studiato originariamente per la combustione di combustibili fossili. Infine, la grande differenza nel caso del monossido di carbonio è in parte spiegata dal fatto che, per via della natura del combustibile RSU, è da aspettarsi una presenza corposa di incombusti.

6. CONCLUSIONI

Nel corso di questo lavoro di tesi si è avuto modo di studiare da vicino il sistema griglia-caldaia che caratterizza le tre linee del termovalorizzatore di Torino. In una realtà come quella moderna, dove i concetti di sostenibilità e circolarità dei processi acquistano sempre più rilievo, è stato di grande interesse analizzare questa tipologia di impianto. Essendo in vita da meno di dieci anni si tratta di un impianto moderno, per cui nel corso degli studi del suo funzionamento si è potuto valutare lo stato dell'arte e conoscere le più recenti tecnologie disponibili per la termovalorizzazione dei rifiuti. La scelta della creazione di un modello è stata spinta dal desiderio di provare ad utilizzare uno strumento fondamentale, come il calcolo CFD, su un'applicazione reale. Al termine di questo elaborato si conferma l'ottima affidabilità del software *OpenFOAM* e del suo strumento di calcolo *reactingFoam*, che ha consentito di includere diversi modelli, come quello per la turbolenza $k-\epsilon$ e per la combustione *EDC*. Di grande utilità è stato anche il meccanismo *GRI 3.0*, che seppur nato per processi di ossidazione di combustibili fossili, si è verificato utilizzabile anche per la combustione dei rifiuti.

Dal confronto con i dati reali la modellazione definita si è dimostrata essere sufficientemente accurata per la distribuzione delle temperature in camera di combustione, ma sicuramente migliorabile per le temperature prossime alla volta e per la distribuzione delle concentrazioni di CO e CO₂. Per questi ultimi le differenze sono giustificabili per via della scelta dei dati di input per la griglia presi da letteratura, che quindi non tengono conto della reale condizione operativa dell'impianto. La differenza sulle temperature alla volta può essere spiegata dal fatto che il modello sottostima gli effetti della convezione e della radiazione, i quali salendo di quota assumono più peso sulla distribuzione di temperature. Inoltre, nella realtà quelle temperature alla volta non potrebbero mai essere di molto inferiori a 850°C, perché per il vincolo normativo sulla T2s imporrebbe l'accensione dei bruciatori ausiliari, che sono stati trascurati nel modello. Nel complesso rappresenta una buona base di partenza per l'individuazione di un modello più completo, che possa essere considerato anche un utile strumento di ausilio per le fasi di progettazione e conduzione. Una volta calibrato il modello, potrebbero essere valutati gli impatti sui risultati che avrebbero alcune modifiche geometriche o di materiale. Ad esempio, la scelta di semplificare la forma dell'ingresso dei gas secondari in caldaia, seppur non impattante in termini di distribuzione di temperatura, ha influito sulla distribuzione del moto. Se ne potrebbe trarre spunto per simulare gli effetti sulla turbolenza che avrebbe una modifica della geometria o del posizionamento degli ugelli, al fine di ottimizzare la combustione. Per il modello di conversione del combustibile si è scelto per semplicità di utilizzare dei profili a gradino in ingresso presi da letteratura attinenti alla trattazione dei rifiuti solidi urbani. Una scelta diversa avrebbe richiesto la creazione di un altro modello studiato appositamente per la conversione, ma avrebbe garantito migliori risultati. Inoltre, aggiungendo uno studio approfondito sulla composizione chimica degli RSU in ingresso all'impianto e un'analisi sulla cinetica chimica che li coinvolge, in futuro si potrebbe ottenere uno strumento di previsione sulle emissioni prodotte in caldaia. Tale strumento diventerebbe utile a sua volta per generare l'input di altre simulazioni riguardanti componenti installati in caldaia per l'abbattimento degli inquinanti, ad esempio per il reattore catalitico.

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] Andreini P., 2005, *Manuale dell'Ingegnere Meccanico*, Hoepli.
- [2] Basu P., 2010, *Biomass Gasification and Pyrolysis: Practical Design and Theory*, Elsevier, NY.
- [3] Chun Hin Lai A., Wing-Keung Law A., 2019, *Numerical modeling of municipal waste bed incineration*, Emerald Group, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow.
- [4] Frey H. H., Peters B., Husinger H., Vehlow J., 2002, *Characterization of municipal solid waste combustion in a rate furnace*, Elsevier Ltd.
- [5] Galletti C., Bitossi N., Lupi A., Santilli S., Gallo M.G., Sansone F., Peters B., *Modeling of Biomass Combustion on a Reciprocating-Grate Super-Heater*, 40th Meeting of the Italian Section of the Combustion Institute.
- [6] Gutierrez L. F., Tamagno J. P., Elaskar S. A., 2016, *RANS Simulation of Turbulent Diffusive Combustion using Open Foam*, Journal of Applied Fluid Mechanics.
- [7] Miljkovic B., Pesenjanski I., Vicevic M., 2012, *Mathematical modelling of straw combustion in a moving bed combustor: a two dimensional approach*, Elsevier Ltd.
- [8] Moukalled F., Mangani L., Darwish M., 2016, *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: An Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab*, Springer.
- [9] Peters, B., 2003, *Thermal Conversion of Solid Fuels*, WIT Press, Southampton.
- [10] Ryu C., Yang Y. B., Nasserzadeh V., Swithenbank J., 2004, *Thermal Reaction Modeling of a Large Municipal Solid Waste Incinerator*, Combustion Science and Technology, 176:11, 1891-1907.
- [11] Suhas V., Patankar, 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Taylor & Francis Inc.
- [12] Versteeg H., Malalasekera W., 2007, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Pearson Education.
- [13] Yang Y. B., Ryu C., Goodfellow J., Nasserzadeh Sharifi V., Swithenbank J., 2004, *Modelling Waste Combustion in Grate Furnaces*, Process Safety and Environmental Protection, Volume 82, Issue 3, Pages 208-222.
- [14] Yang Y. B., Yamauchi H., Nasserzadeh V., Swithenbank J., 2003, *Effects of fuel devolatilisation on the combustion of wood chips and incineration of municipal solid wastes in a packed bed*, Fuel.

- [15] Yin, Chungen; Rosendahl, Lasse Aistrup; Kær, Søren Knudsen; Clausen, Sønnik; L. Hvid, Søren; Hille, Torben; 2008, *Mathematical modeling and experimental study of biomass combustion in a thermal 108 MW grate-fired boiler*, Energy & Fuels DOI.
- [16] Zhou H., Jensen A. D., Glarborg P., Jensen P. A., Kavaliauskas A., 2005, *Numerical modelling of straw combustion in a fixed bed*, Fuel.
- [17] Zihong Xia, Peng Shan, Caixia Chen, Hailiang Du, Jie Huang, Li Bai, 2020, *A two-fluid model simulation of an industrial moving grate waste incinerator*, Elsevier.
- [18] ISPRA, *Rapporto Rifiuti Urbani 2020*, Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale.
- [19] *OpenFOAM User Guide*, version 8, 2020, The OpenFOAM Foundation.
- [20] BUREAU VERITAS, Calcolo dei tempi di residenza “T2s” in seguito alla campagna di misurazioni del 11/07/2014, TRM spa.
- [21] Manuali Esercizio e Manutenzione, TRM spa.
- [22] Materiale del corso di formazione del personale sulla griglia, MARTIN GmbH.
- [23] Schemi vari, TRM spa.
- [24] Prove prestazionali-Bilancio energetico, TRM spa.

8. APPENDICE: Dati da misure DCS 09/10/2021 (TRM spa)

	T.Camera combustione L1	Temperatura volta 1	Temperatura volta 2
	10-HBK21-CT001-XQ02:av	10-HNA10-CT080-XQ02:av	10-HNA10-CT081-XQ02:av
	media dai pirometri CT001-002	quota 33m	quota 33m
Time	avg (10-HBK21-CT001-XQ02:av)	avg (10-HNA10-CT080-XQ02:av)	avg (10-HNA10-CT081-XQ02:av)
09/10/2021 00:00	823	849	826
09/10/2021 00:15	829	835	832
09/10/2021 00:30	841	837	852
09/10/2021 00:45	829	829	840
09/10/2021 01:00	856	834	853
09/10/2021 01:15	814	827	832
09/10/2021 01:30	796	810	807
09/10/2021 01:45	794	798	788
09/10/2021 02:00	810	800	794
09/10/2021 02:15	782	805	799
09/10/2021 02:30	846	826	825
09/10/2021 02:45	877	857	850
09/10/2021 03:00	857	855	858
09/10/2021 03:15	857	851	850
09/10/2021 03:30	872	870	867
09/10/2021 03:45	863	870	874
09/10/2021 04:00	859	860	866
09/10/2021 04:15	845	872	856
09/10/2021 04:30	856	859	857
09/10/2021 04:45	868	861	868
09/10/2021 05:00	862	863	869
09/10/2021 05:15	861	858	866
09/10/2021 05:30	851	852	858
09/10/2021 05:45	854	848	848
09/10/2021 06:00	867	855	854
09/10/2021 06:15	858	858	857
09/10/2021 06:30	858	856	867
09/10/2021 06:45	863	863	874
09/10/2021 07:00	850	885	859
09/10/2021 07:15	864	877	854
09/10/2021 07:30	872	876	864
09/10/2021 07:45	851	871	858
09/10/2021 08:00	825	846	844
09/10/2021 08:15	863	840	847
09/10/2021 08:30	852	857	856
09/10/2021 08:45	852	863	861
09/10/2021 09:00	847	861	858
09/10/2021 09:15	862	863	859
09/10/2021 09:30	863	864	857
09/10/2021 09:45	862	857	865
09/10/2021 10:00	859	855	863
09/10/2021 10:15	778	824	811
09/10/2021 10:30	874	835	831
09/10/2021 10:45	841	850	846
09/10/2021 11:00	841	852	834
09/10/2021 11:15	832	841	835
09/10/2021 11:30	833	837	832
09/10/2021 11:45	844	840	840
09/10/2021 12:00	865	839	864
09/10/2021 12:15	852	849	857
09/10/2021 12:30	851	855	845
09/10/2021 12:45	855	855	847
09/10/2021 13:00	855	853	852
09/10/2021 13:15	862	849	851
09/10/2021 13:30	828	841	840
09/10/2021 13:45	852	845	843
09/10/2021 14:00	845	840	851
09/10/2021 14:15	851	844	850
09/10/2021 14:30	835	848	838
09/10/2021 14:45	845	835	833
09/10/2021 15:00	842	839	844
09/10/2021 15:15	784	821	813
09/10/2021 15:30	846	823	806
09/10/2021 15:45	887	843	859
09/10/2021 16:00	838	840	842
09/10/2021 16:15	855	843	847
09/10/2021 16:30	860	845	848
09/10/2021 16:45	859	844	853
09/10/2021 17:00	846	838	847
09/10/2021 17:15	861	841	853
09/10/2021 17:30	870	856	863
09/10/2021 17:45	850	850	857
09/10/2021 18:00	863	846	869
09/10/2021 18:15	852	841	864
09/10/2021 18:30	863	852	880
09/10/2021 18:45	837	854	866
09/10/2021 19:00	847	835	867
09/10/2021 19:15	840	840	862
09/10/2021 19:30	847	842	863
09/10/2021 19:45	848	833	858
09/10/2021 20:00	871	854	882
09/10/2021 20:15	873	852	877
09/10/2021 20:30	854	856	870
09/10/2021 20:45	854	863	869
09/10/2021 21:00	849	846	875
09/10/2021 21:15	857	852	868
09/10/2021 21:30	856	851	874
09/10/2021 21:45	853	843	858
09/10/2021 22:00	876	850	886
09/10/2021 22:15	854	857	870
09/10/2021 22:30	850	845	864
09/10/2021 22:45	862	851	869
09/10/2021 23:00	863	856	872
09/10/2021 23:15	843	842	854
09/10/2021 23:30	843	840	866
09/10/2021 23:45	821	834	843

Temperatura volta 3	Temperatura griglia 1	Temperatura griglia 2
10-HNA10-CT082-XQ02:av	10-HNA10-CT003-XQ02:av	10-HNA10-CT004-XQ02:av
quota 33m	quota 13m	quota 13m
avg (10-HNA10-CT082-XQ02:av)	avg (10-HNA10-CT003-XQ02:av)	avg (10-HNA10-CT004-XQ02:av)
816	571	605
832	576	590
854	586	582
831	582	583
853	595	602
813	596	603
795	592	601
780	587	594
794	585	595
788	580	592
823	592	605
844	612	632
844	616	631
839	615	626
859	619	627
863	621	626
849	617	625
838	613	624
849	611	617
858	614	624
853	616	628
854	615	621
843	613	619
835	610	621
842	614	628
845	615	624
856	617	622
860	619	621
839	618	629
836	621	633
852	625	636
840	620	629
830	609	610
841	612	613
842	621	623
848	623	627
846	622	621
841	622	629
844	623	634
853	624	626
849	626	629
775	606	610
834	614	623
828	622	628
822	619	623
821	615	619
820	610	618
833	611	620
857	617	616
842	618	626
828	616	628
834	618	628
839	619	627
837	620	628
824	615	622
831	615	622
838	616	620
835	619	625
817	620	626
822	615	619
830	616	623
787	601	604
797	603	612
856	622	631
820	618	625
837	616	623
832	619	627
841	620	628
832	616	620
844	617	623
846	622	631
838	618	626
843	617	623
842	617	621
849	622	627
841	619	624
838	611	611
837	614	617
836	616	623
830	612	620
854	623	631
853	623	630
843	621	629
839	618	627
846	615	621
842	617	625
846	619	626
833	617	626
856	622	633
841	620	630
837	618	624
840	621	631
847	623	633
829	617	625
836	615	620
818	610	616

Temperatura Aria Primaria (Temp.Ari: 10-HLA11-CTY010:av	Temperatura Aria Secondaria 10-HLA23-CT001-XQ02:av	CO 10-HNA01-CQ002-XQ02:av	CO2 10-HNE12-CQ001-ZQ00:av
		avg	avg
avg (10-HLA11-CTY010:av)	avg (10-HLA23-CT001-XQ02:av)	avg (10-HNA01-CQ002-XQ02:av)	avg (10-HNE12-CQ001-ZQ00:av)
179	151	2,85	8,03
179	150	2,36	8,30
180	150	2,63	8,48
179	150	3,71	8,14
178	150	3,82	7,82
178	150	3,27	7,75
178	150	4,04	7,48
178	150	3,19	7,12
179	150	2,91	7,30
180	151	3,18	7,16
180	151	5,18	8,03
178	151	5,86	8,39
176	152	6,21	7,52
176	152	4,90	8,07
177	152	5,98	8,17
177	152	5,60	8,13
178	152	3,90	8,20
178	153	18,22	8,03
178	153	4,49	8,03
179	152	8,27	8,19
179	152	5,45	7,76
179	152	4,84	8,09
179	153	5,21	8,06
180	152	4,31	8,13
179	152	6,57	8,30
179	152	5,72	8,15
179	152	6,89	8,17
180	152	7,72	8,06
180	153	6,97	7,65
180	152	5,03	7,97
180	152	7,80	8,37
180	152	4,51	8,03
179	153	3,18	7,75
178	153	5,10	8,10
177	152	7,94	7,93
176	152	7,53	7,90
175	152	8,40	7,34
176	152	8,48	8,19
177	152	9,48	8,11
177	152	5,65	8,03
178	152	5,36	8,25
176	153	6,49	6,97
177	152	9,31	8,52
176	152	9,07	7,92
175	152	11,67	7,70
176	152	6,69	7,68
177	152	6,61	7,75
177	152	5,95	7,84
176	153	7,31	7,86
177	153	7,86	8,23
177	152	6,18	7,96
177	152	5,61	7,94
178	152	6,65	7,72
178	152	6,31	7,96
178	152	6,25	7,75
179	152	5,54	8,18
177	153	7,69	7,76
176	153	6,83	8,02
176	152	10,71	7,83
176	152	6,90	7,62
178	153	5,90	7,66
177	153	5,59	6,99
178	152	4,81	8,02
178	152	10,10	8,30
177	152	7,71	7,80
177	152	6,81	7,99
178	152	5,92	8,07
178	152	6,01	7,96
178	153	6,79	7,32
179	152	6,53	8,21
179	152	7,25	8,23
178	153	6,07	7,96
178	153	6,24	8,00
178	153	5,58	8,08
178	152	6,32	8,10
178	152	6,09	7,93
177	153	6,47	7,29
178	152	6,55	7,99
179	152	6,51	7,99
178	152	5,32	7,85
180	151	4,93	8,40
179	152	17,51	8,18
179	152	6,25	8,19
178	153	9,52	7,87
178	153	6,02	7,51
179	152	6,19	8,20
178	152	6,41	7,93
179	152	5,82	8,07
179	152	6,31	8,21
178	152	7,11	7,97
178	152	5,92	7,81
178	152	5,66	7,90
178	152	7,43	7,71
178	152	5,73	7,86
177	152	6,07	7,67
178	152	5,85	7,49