

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



SCUOLA POLITECNICA E DELLE SCIENZE DI BASE

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA PER L'AMBIENTE E IL TERRITORIO

TESI DI LAUREA

MODELLI INNOVATI PER SIMULAZIONI DI SISTEMI WASTE-TO-
ENERGY

RELATORE:

CH.MO PROF. ING. FRANCESCO CALISE

CH.MO PROF. ING. NICOLA MASSAROTTI

CH.MO PROF. ING. ALESSANDRO MAURO

CANDIDATO:

EMANUELE STILO

M67/285

ANNO ACCADEMICO 2015/2016

Abstract

Introduzione

L'energia ricavata da impianti waste-to-energy si trova a cavallo tra le rinnovabili e le non rinnovabili. Questa sua posizione intermedia deriva dalla dipendenza riguardante la natura e la composizione chimica del combustibile adoperato per la conversione. Attualmente sono numerosi i Paesi avanzati nel mondo che chiudono il proprio ciclo di trattamento dei rifiuti attraverso applicazioni di termovalorizzazione. Stati Uniti, Canada e Giappone sono solo alcuni degli Stati extra Europei che recuperano calore o energia elettrica da materiali a fine ciclo vita. La presenza è forte anche in Europa dove sono presenti oltre 400 impianti di questo tipo.

La situazione italiana si trova in linea con la media europea sia dal punto di vista delle percentuali di rifiuti trattate attraverso tali procedure e sia come numero totale di termovalorizzatori di cui quasi i 2/3 sono siti nella parte settentrionale del Paese con molti di piccole dimensioni e ad uso prettamente locale. Quelli di maggior rilievo, data la quantità di RU trattata, sono locati a Brescia ed Acerra, entrambi gestiti dalla società A2A.

Dal punto di vista regolamentare (Decreto Legislativo del 11/05/2005 n.133), la condizione che va rispettata è la permanenza a 850 °C per almeno 2 secondi dall'ultima iniezione d'aria per l'intera corrente di gas prodotta dalla combustione. Risulta evidente che una verifica diretta della suddetta è impraticabile. Da qui la necessità di ricorrere non più solo a relazioni di tipo semi-empirico ma a simulazioni quanto più realistiche possibile, adottando idonei modelli numerici e software CFD (Computational Fluid Dynamics). È una pratica oramai diffusa che ha fatto e sta facendo affidamento sulla notevole crescita delle capacità computazionali del calcolatore. Costruire modelli idonei che contemplino simultaneamente tutte le variabili in gioco è obiettivo assai arduo ma che consentirebbe una valutazione adeguata delle condizioni impiantistiche a regime. La letteratura scientifica è ricca di articoli che analizzano questo tema ma ciò che è tuttora deficitario è un modello adeguato dell'influenza degli scambiatori di calore sul flusso turbolento che si instaura nella Camera di Combustione. L'auspicio è che in futuro, grazie alla potenza di codici CFD come il qui adoperato OpenFOAM, sia possibile implementare il nuovo modello richiesto e poterlo

adoperare in uno studio realistico e che riesca a cogliere molti aspetti che allo stato attuale sono trascurati o non valutati in modo pienamente verosimile.

Obiettivo della tesi

L'elaborato di tesi elaborato nasce con l'intento di fornire soluzioni progettuali o possibili modifiche alle variabili fluidodinamiche per l'impianto di termovalorizzazione di Acerra. Nella terza linea di trattamento, infatti, è stato segnalato un forte accumulo di ceneri volatili in punti critici del canale (in corrispondenza di una curvatura a gomito) da cui derivano problematiche di natura manutentiva. Tra queste, le prioritarie risultano la rimozione frequente del fooling accumulato e la sostituzione periodica dello scambiatore più soggetto a degradazione chimica. L'individuazione della causa primaria (e di una risoluzione percorribile) è strettamente connessa ad una caratterizzazione realistica delle entità termofluidodinamiche e della capacità di trasporto della corrente. A tale scopo, considerando che la complessità e la varietà di fenomeni sono tuttora in fase di studio e che sono richieste competenze interdisciplinari in campi come fisica, chimica e modellazione numerica è stato necessario suddividere il "problema" in più sotto-problemi elementari indipendenti. Una volta analizzati e modellati singolarmente, la loro corretta ricostruzione può essere garanzia di una riproduzione verosimile o perlomeno rappresentativa del caso globale. Le componenti modellistiche analizzate sono state le seguenti:

1. *Modellazione del letto di rifiuti*: il letto è composto da CDR, ma la composizione chimica dello stesso non può essere conosciuta istante per istante (in continuo) e lo stesso dicasi quindi per le caratteristiche fisiche (tra cui porosità e umidità). Inoltre, essendo l'altezza del letto coincidente con l'interfaccia solido-gas, esso è stato modellato con una simulazione indipendente ad hoc che ne ha prodotto un profilo 1D; quest'ultimo è stato poi utilizzato come Inlet per la corrente gassosa in ingresso.

2. *Combustione in fase Gas*: secondo la teoria di Magnussen e Hjertager i fenomeni di forti aumenti di temperatura e violente espansioni del gas si instaurano su di una scala temporale molto minore rispetto a quella della turbolenza macroscopica. Da ciò consegue che la cinematica del sistema sarà influenzata da quest'ultima poiché risulterà essere il fenomeno più lento e quindi dominante.

3. *Effetti di galleggiamento*: caratteristici di un flusso fluido non isoterma (con gradienti di densità) “immerso” in un campo gravitazionale. Solitamente comportano la formazione di fenomeni vorticosi e un’accelerazione della corrente gassosa. Nota con la denominazione di convezione mista, essa si contrappone alla convezione forzata in cui gli effetti della forza gravitazionale sul fluido vengono trascurati.

4. *Modellazione della turbolenza*: tra le diverse tipologie RANS a disposizione, si è scelta una chiusura del modello (k- ϵ realizable) che ben si adegua alle variabili del flusso in ingresso e alle ipotizzate condizioni presenti in fase a regime all’interno della C.C.;

5. *Modello per lo scambio termico*: i fumi caldi prodotti dalla combustione del letto scambiano energia con le pareti della camera e con i banchi di tubi all’interno dei canali. Per il primo scambio, si è formulata un’equazione per l’energia scambiata le cui variabili sono state valutate da simulazioni di benchmark.

6. *Modello geometrico degli ingressi secondari*: essi sono composti da numerosi ugelli di forma circolare allineati tra loro lungo ogni ingresso secondario. Ricostruirli fedelmente comporta un infittimento locale significativo della mesh senza apportare vantaggi al realismo dei risultati ottenuti per condizioni stazionarie. Essi, quindi, saranno considerati rettangolari.

7. *Modello dei Banchi di tubi interni alla Camera di Combustione*: a quest’argomento è stato dedicato un capitolo a parte poiché ancora non si è in grado di inserire tali componenti (scambiatori di calore) all’interno del canale. Una riproduzione effettiva degli stessi richiederebbe costi computazionali proibitivi in termini di hardware e tempistiche e da tali ragioni deriva lo studio tuttora in corso su una modellazione semplificata ma equivalente degli stessi.

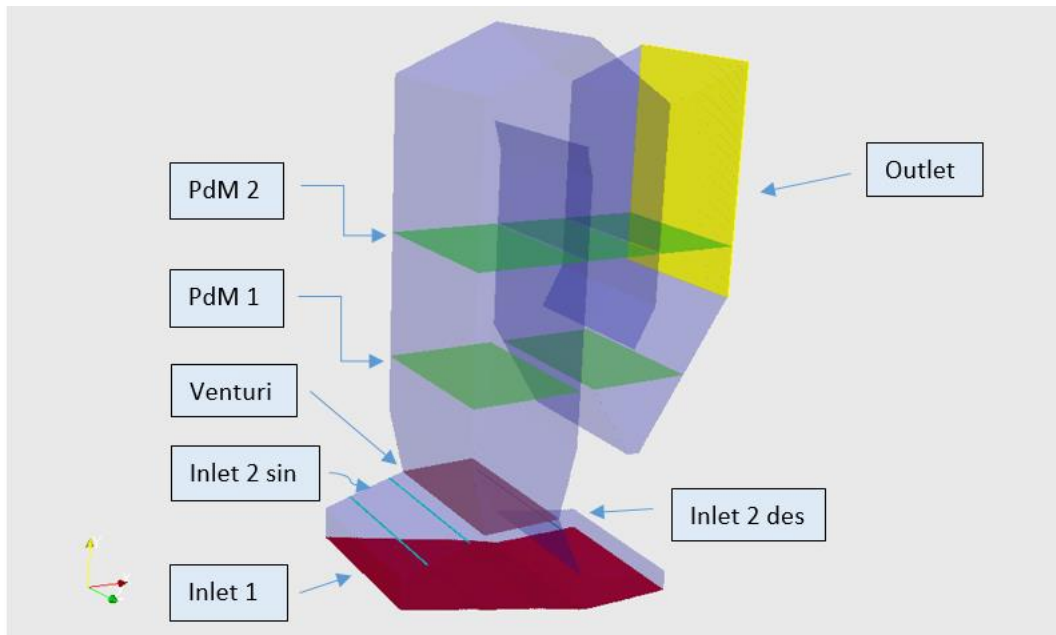


Figura 1 Patch componenti l'impianto e vista dei piani di misura

Condizioni al contorno

Per le componenti caratterizzanti il modello impiantistico (figura 1) sono state adottate le seguenti condizioni al contorno:

- *Condizioni per k ed \mathcal{E}* : la definizione negli inflow è affidata al software CFD in quanto è sufficiente assegnare un grado di intensità 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.

- *Velocità*: i valori di velocità per gli ingressi secondari sono stati ricavati tramite la portata d’aria misurata in ingresso dall’impianto e conoscendo la geometria degli stessi. Per l’inlet primario, invece, si è utilizzato un profilo di ingresso monodimensionale ricavato da una modellazione esterna del letto di rifiuti. Condizione di no slip è stata imposta per le pareti della camera e gradiente nullo per la sezione d’uscita.

- *Pressione*: è stata imposta unicamente per l’outflow con un valore pari a 1.01 bar (pressione atmosferica); per le altre patch è stata utilizzata la “zero gradient condition”.

- *Temperatura*: così come per la velocità, anche per la temperatura è stato utilizzato un profilo 1D (ottenuto dalla stessa simulazione) come condizione di ingresso per l’inflow principale. Gli ingressi secondari invece sono caratterizzati da una temperatura fissata e pari

a 300K; per le pareti è stata ricavata un'equazione per il gradiente basato su quanto espresso precedentemente in “Modelli per lo scambio termico”, mentre per l'outlet la condizione adoperata è stata di gradiente nullo.

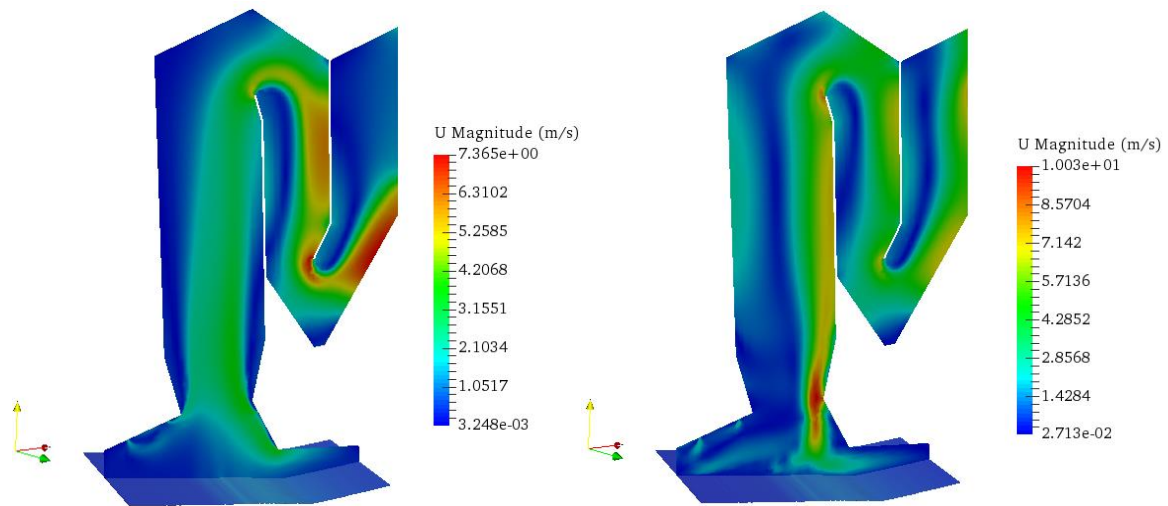


Figura 2 Plot modulo di velocità nel piano di mezzeria (di normale z): Convezione forzata (sinistra) e convezione mista (destra)

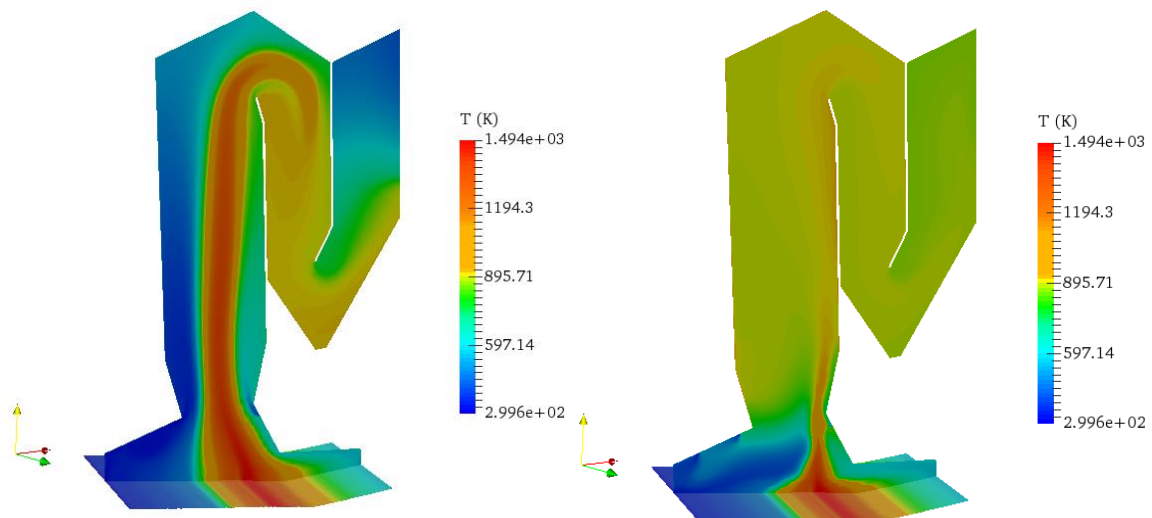


Figura 3 Plot modulo temperatura piano di mezzeria (di normale z): Convezione forzata (sinistra) e convezione mista (destra)

Risultati

Dai risultati ottenuti ciò che risulta evidente è la grande influenza degli effetti di galleggiamento sui profili di velocità e temperatura. Per quanto riguarda il modulo di velocità, per la convezione forzata esso risulta più uniforme e con un intervallo di valori più contenuto rispetto alla convezione mista. Per quest'ultima infatti, si registrano valori massimi superiori motivati dai fenomeni vorticosi che si generano e che restringono la sezione utile al passaggio della corrente provocandone un'accelerazione. Nel plot della temperatura, invece, i fenomeni di ricircolo caratterizzanti la convezione mista fanno sì che aumenti il contatto tra la corrente gassosa e le pareti della Camera di Combustione e il conseguente scambio termico. Nel caso di convezione forzata, essendo la vena calda centrale appunto "forzata" a seguire il flusso fluido, si evidenzia uno scambio termico limitato.

La comparazione numerico-sperimentale effettuata fornisce interessanti spunti di riflessione per ciò che compete il regime reale presente nella linea di trattamento CDR e la simulazione condotta. Prima di tutto va fatto presente che allo stato attuale i solutori disponibili in OpenFOAM non rendono possibile l'accoppiamento diretto tra combustione e modelli di turbolenza RANS con fluido incomprimibile non isoterma: sono possibili due risoluzioni indipendenti, prima combustione e in seguito Flusso di Boussinesq che andrebbero in un secondo momento legate tra loro. Tramite la combinazione dei risultati così ottenuti, la simulazione finale assumerebbe valenza più realistica per ciò che compete le temperature che in assenza di reazioni chimiche di combustione (così come la simulazione qui effettuata) risultano essere inferiori alle misure ottenute attraverso la campagna sperimentale.

Scambiatori di calore: Da geometria effettiva a mezzo macroscopico equivalente

Nell'ultima parte di tesi, si è affrontato il problema della modellazione dei banchi di tubazioni in condizioni di flusso turbolento tramite codice COMSOL. La geometria costruita rappresenta la composizione di scambiatori di calore presenti nell'impianto di Termovalorizzazione di Acerra detti anche ECONOMIZZATORI. Questa è stata opportunamente scalata per consentire una ricostruzione 3D da inserire in una galleria del vento per poter poi validare i risultati numerici con dati sperimentali. Nella prima parte,

però, si è voluto mettere in mostra ciò che sono i modelli attualmente utilizzati per passare da geometria effettiva a geometria macroscopica equivalente nel caso di moto laminare. Ciò al fine di sottolineare quale sia l'obiettivo che ci si è posti per poter arrivare ad una formulazione ugualmente valida anche per regimi di moto turbolento.

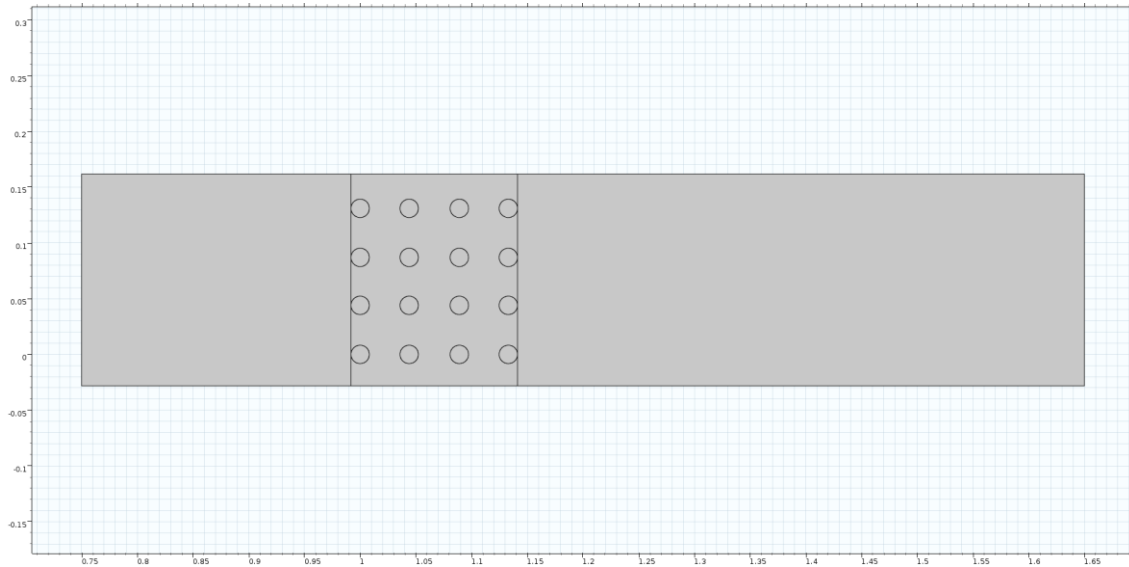


Figura 4 Geometria 2D del banco di tubi e del dominio poroso equivalente

Per la simulazione con geometria microscopica (effettiva) il materiale scelto per le tubazioni è stato acciaio, inerte e impermeabile nei confronti del flusso fluido. Come si può intuire dalla figura soprastante (figura 4) nella modellazione con mezzo poroso equivalente i tubi sono stati sostituiti da un dominio equivalente che simulasse l'ingombro dovuto agli stessi. Le proprietà poi da assegnare sono state porosità e permeabilità calcolate come:

- Porosità: $\varepsilon = 0.8796$

(calcolato come complemento ad 1 del rapporto tra l'Area delle sezioni circolari e l'Area del dominio equivalente)

- Permeabilità: $K = 8.879 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$

Il valore è stato ricavato facendo riferimento a formule sperimentali ottenute attraverso diverse simulazioni numeriche tri-dimensionali per flusso fluido in geometrie periodiche condotte da Nakayama e Kuwahara. Per il caso in esame, la relazione empirica che meglio si adattava (banchi di tubi cilindrici allineati) è:

$$K = \frac{D^2 \cdot \varepsilon^3}{144 \cdot (1 - \varepsilon)^2}$$

In entrambe le simulazioni (micro e macro) i domini di solo fluido sono caratterizzati da semplice moto in regime laminare; a quest'ultimo sono state aggiunte le equazioni di Brinkman per il dominio poroso. Esse sono un'estensione della legge di Darcy e tengono in considerazione gli sforzi viscosi di taglio e le modifiche inerenti la viscosità dovute alla presenza di una matrice solida porosa. Come condizioni al contorno, è stata fissata la velocità di ingresso (1 m/s), la pressione in uscita (1.01 bar) e velocità nulla per le pareti. Poiché l'equivalenza da verificare si basa sul consumo di carico (delta di pressione) dovuto alla presenza dei tubi, sono stati confrontati i valori di pressione a monte e a valle del banco (prima e dopo il dominio poroso nel secondo caso) e ne è stato ricavato il ΔP .

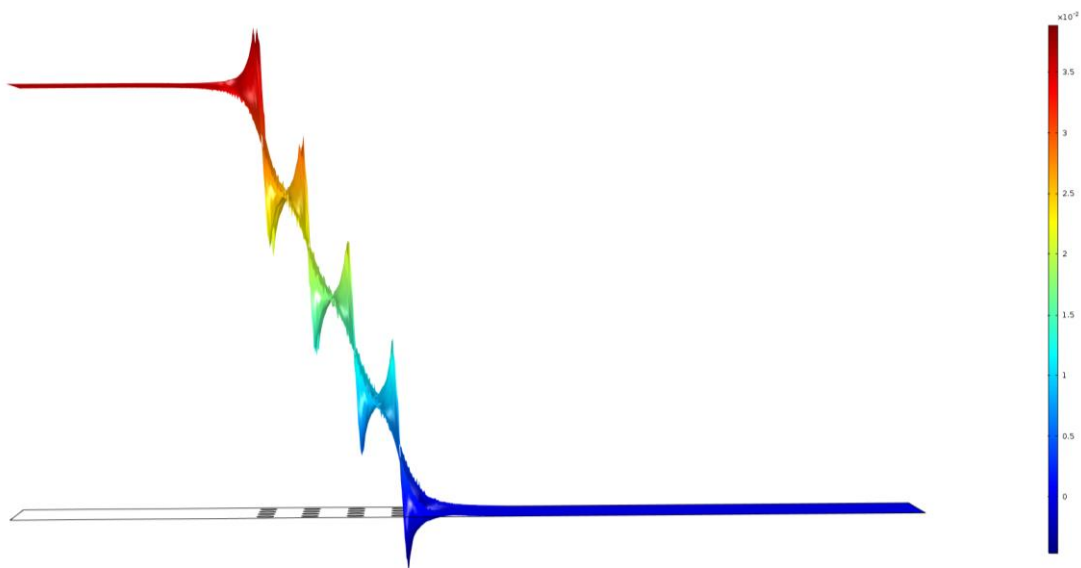


Figura 5 Plot 3D del salto di pressione per la geometria microscopica

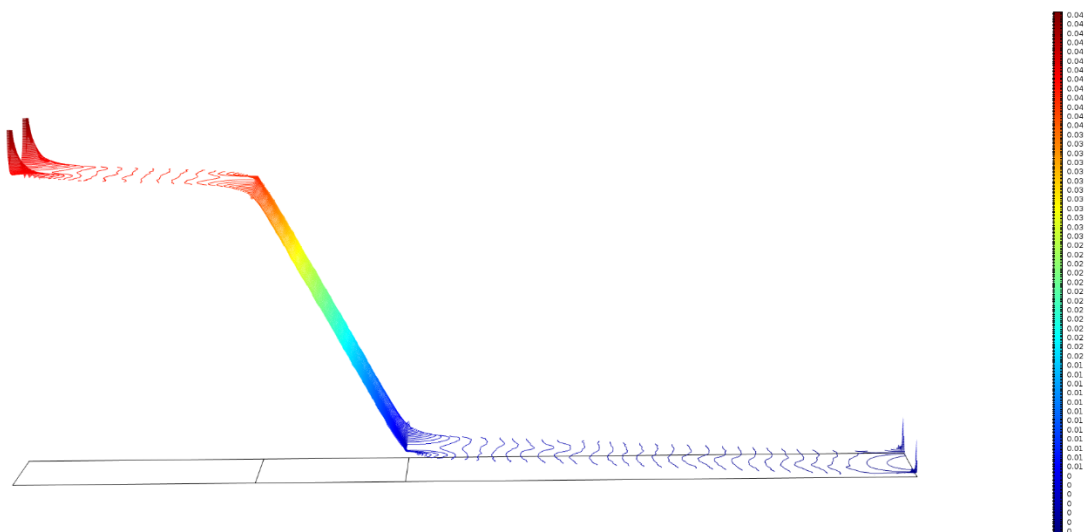


Figura 6 Plot 3D del salto di pressione per la geometria macroscopica

ΔP Geo MICRO	ΔP Geo MACRO	$\Delta \%$
0.03433 Pa	0.03436 Pa	0.09

Dalla tabella si deduce che i due modelli producono gli stessi effetti (con uno scarto calcolato di circa 0.09%) e pertanto possono considerarsi equivalenti.

Affrontando lo stesso discorso per flusso turbolento, si è implementata una simulazione numerica preliminare da confrontare poi con i risultati sperimentali per validare il modello RANS, passo cruciale per passare in futuro al modello macroscopico anche per flussi non laminari. Nuovamente, la chiusura della modellazione turbolenta è stata fornita dalle due equazioni esprimenti la k e la ϵ . Ovviamente, la geometria e i materiali impiegati sono gli stessi utilizzati per il modello microscopico in moto laminare.

Conclusioni

La verifica della normativa attualmente in vigore per impianti waste-to-energy viene condotta attraverso l'utilizzo di relazioni di natura semi-empirica basate su temperature registrate al cielo della C.C. e la portata di vapore prodotta. La complessità, l'incertezza delle condizioni in ingresso e l'influenza reciproca delle variabili termofluidodinamiche, rendono l'utilizzo di software CFD un valido aiuto e uno strumento fondamentale da poter utilizzare in futuro per valutare le condizioni di funzionamento dell'impianto. Il programma qui utilizzato però presenta allo stato attuale qualche lieve deficit per tale scopo poiché, come già accennato, un solutore omnicomprensivo che contempli quanto necessario non è ancora disponibile di default. Va precisato che, d'altro canto, la grande forza di software open source come il qui citato OpenFOAM risiede nella sua indiscussa versatilità. Viene data, infatti, la possibilità agli utenti di poter modificare o aggiungere qualsiasi tipo di elementi al core di funzionamento del programma. Per il caso in questione, ad esempio, sarebbe possibile abbinare le caratteristiche del solver per la combustione e per flusso turbolento non isoterma con galleggiamento.

Come step finale, qualora si sia elaborato un nuovo modello così come auspicato, sarà possibile aggiungere a detto solutore anche le equazioni per un modello macroscopico degli scambiatori di calore per moto non laminare. Eventualità quanto mai attrattiva ma che richiede adeguate competenze nel campo dell'informatica (linguaggio di programmazione C++) e avanzata conoscenza matematica per poter interpretare i risultati sperimentali e tradurli in equazioni appropriate. Concludendo, il futuro dei CFD è in continua evoluzione e proseguendo per la strada dell'apertura verso gli utenti e i loro contributi sarà possibile maturare nuovi risultati sempre più raffinati e adattabili a una quantità sconfinata di ambiti applicativi.