

POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di Ingegneria
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Analisi CFD dello scambiatore di calore
di un motore Stirling per applicazione
CaL-CPS**



Relatore:

Prof. Vittorio Verda

Correlatrice:

Prof.ssa Elisa Guelpa

Candidata:

Giulia Mancò

Ottobre 2019

Sommario

Lo studio è inserito in un progetto europeo chiamato SOCRATES PROJECT (*Solar Calcium looping integRAtion for Thermochemical Energy Storage*) che mira al miglioramento dell'integrazione CaL-CSP. Il CaLooping (basato sulla carbonatazione/calcinazione reversibile del CaCO_3) è una tecnologia promettente per raggiungere un'elevata efficienza di accumulo di energia negli impianti solari a concentrazione (CSP).

L'oggetto di studio del seguente elaborato è lo scambiatore di calore di un motore Stirling commerciale, il modello Elrond del motore ML3000MP prodotto dalla società italiana Genoastirling S.r.l., utilizzato per l'integrazione indiretta ciclo chiuso di CO_2 /ciclo di potenza.

Essendo le condizioni imposte allo scambiatore di calore differenti rispetto a quelle tipiche progettuali, in particolare per la modalità di scambio termico e per le temperature in gioco, occorre analizzare nel dettaglio l'integrazione dei due sistemi e andare a studiare la performance dello scambiatore nelle nuove condizioni di lavoro.

Definita la geometria e analizzato lo scambio termico tra il flusso caldo di CO_2 e il fluido di lavoro del motore in maniera analitica, lo studio è stato condotto per mezzo di un modello computazione fluidodinamico utilizzando il software per l'analisi e la simulazione Comsol Multiphysics[®].

Differenti modifiche sono state in seguito applicate al modello iniziale al fine di individuare la migliore configurazione e le condizioni operative più adatte con l'obiettivo di ottimizzare lo scambio termico tra i due fluidi.

In particolare, sono state studiate diverse geometrie del volume disponibile per lo scambio termico tra l'anidride carbonica ad alta temperatura e il fluido di lavoro del motore Stirling e sono stati testati diversi valori di velocità e pressione del fluido caldo all'ingresso di tale volume.

È stato inoltre preso in esame l'inserimento di un'alettatura sui tubi dello scambiatore e, infine, è stato ipotizzato un redesign del componente con l'obiettivo di adattare lo scambiatore nel modo più efficiente possibile alle nuove condizioni di lavoro.

Indice

Sommario	III
1 Introduzione	1
1.1 CSP- Impianti solari a concentrazione	1
1.2 Accumulo termico	2
2 Ca-Looping e il progetto SOCRATCES	4
2.1 CaL: sistema di accumulo termochimico	4
2.1.1 Prestazioni mult ciclo del CaO nel CaL	9
2.2 Progetto SOCRATCES	13
3 Motore Stirling	16
3.1 Motore ML3000MP	16
3.2 Scambiatori di calore	20
4 Studio analitico dello scambio termico	25
4.1 Scelta della configurazione	25
4.2 Analisi Dimensionale	29
4.2.1 Flusso esterno - CO ₂	29
4.2.2 Flusso all'interno dei tubi - aria	31
5 COMSOL Multiphysics®	34
5.1 Interfacce fisiche	35
5.2 Problema fluidodinamico: equazioni di Navier-Stokes	36
5.3 Problema termico: equazione del calore	39
6 Il modello semplificato	41
6.1 Caratterizzazione del problema	41
6.2 Dimensionamento	42
6.3 Implementazione del modello su Comsol Multiphysics®	45
6.4 Analisi dei risultati	51

7	Il modello base	52
7.1	Creazione del modello	52
7.2	Risultati ottenuti	60
8	Varianti	66
8.1	Simulazione A	67
8.2	Simulazione B	69
8.3	Simulazione C	71
8.4	Simulazione D	74
8.5	Simulazione E	76
8.6	Simulazione F	79
8.7	Riepilogo simulazioni	81
9	Conclusioni	82
A	Proprietà dei fluidi	84
A.1	Proprietà CO ₂	84
A.2	Proprietà aria	88
	Bibliografia	91

Elenco delle figure

1.1	Classificazione dei sistemi di accumulo in base alla tipologia di scambio termico	2
2.1	Schema del ciclo del calcio per la cattura di CO ₂ [6]	5
2.2	Schema integrazione impianto CSP con sistema di accumulo CaL [5]	6
2.3	Integrazione diretta ciclo chiuso CO ₂ /ciclo di potenza [7]	8
2.4	Integrazione indiretta ciclo chiuso CO ₂ /ciclo di potenza [7]	8
2.5	Grado di conversione di campioni di calcare sottoposti a cicli di CaL in condizioni di stoccaggio CaL-CSP e CaL-CO ₂	10
2.6	Stima del tasso di conversione di carbonatazione sotto CO ₂ a condizioni pressurizzate [1]	11
2.7	Processo di crescita di uno strato di CaCO ₃ a) per applicazioni CaL-CSP, b) per applicazioni PCC [9]	11
2.8	Grado di conversione in funzione del numero di cicli per impianti CaL per applicazioni PCC e per impianti CaL per CSP [9]	12
2.9	Partner progetto SOCRATCES	13
3.1	ML3000MP prodotto da Genoastirling S.r.l [10]	17
3.2	Schema motore ML3000MP[10]	18
3.3	Esempi di installazione: a) caldaie con bruciatori esterni (gasolio, gas, pellet), b) caldaia con fornello interno (pellet, cippato). [10]	20
3.4	Tre modelli di scambiatori disponibili: a) Nagzul, b) Elendil, c) Elrond [10]	20
3.5	Sezione scambiatore Elendil [11]	21
3.6	Geometria tubi A e tubi B	22
3.7	Scambiatore Elrond modellato con Solidworks [®]	23
4.1	Configurazioni con ingresso assiale-uscita assiale: a) idea di base, b) caso in esame	27
4.2	Configurazione con ingresso radiale e uscita assiale	28
4.3	Linee di flusso su cilindri in direzione trasversale [13]	29
5.1	Interfacce fisiche utilizzate: <i>Fluid Flow-Heat Transfer</i>	35
6.1	Geometria modello semplificato	42
6.2	Esempio di inserimento dei parametri per la simulazione	46

6.3	Geometria: 2D assialsimmetrico con spessore e senza spessore	46
6.4	Geometria: 3D senza spessore	46
6.5	Dominio aria	47
6.6	Proprietà aria	47
6.7	Dominio CO ₂	48
6.8	Proprietà CO ₂	48
6.9	Dominio acciaio	48
6.10	Proprietà acciaio	48
6.11	Condizioni al contorno per simulazioni 2D assialsimmetriche in cui lo spessore viene modellato	49
6.12	Confronto mesh modello 2D: <i>Physics-Controlled Mesh</i> e <i>Mapped Mesh</i> . . .	50
6.13	Confronto mesh modello 3D: <i>Physics-Controlled Mesh</i> e <i>Mapped Mesh</i> con funzione <i>Boundary Layer</i>	50
7.1	Step seguiti per la realizzazione del volume desiderato	52
7.2	Geometria del modello	53
7.3	a) <i>User-defined mesh</i> , b) <i>Physics-controlled mesh</i>	59
7.4	Distribuzione della temperatura	60
7.5	Campo di moto	61
7.6	Grafico personalizzato: <i>Temperature</i> e <i>Arrow Volume</i>	62
7.7	Distribuzione della pressione	62
8.1	Simulazione A: distribuzione della temperatura	67
8.2	Simulazione A: campo di moto	67
8.3	Simulazione B: distribuzione della temperatura e campo di moto	69
8.4	Simulazione C: modifica geometria	71
8.5	Simulazione C: distribuzione della temperatura e campo di moto	72
8.6	Simulazione D: distribuzione della temperatura e campo di moto	74
8.7	Simulazione E: alettatura	76
8.8	Simulazione E: distribuzione della temperatura	77
8.9	Simulazione E: campo di moto a) <i>Streamline</i> , b) <i>Slice</i>	77
8.10	Simulazione F: redesign dello scambiatore	79
8.11	Simulazione F: distribuzione della temperatura e campo di moto	80
A.1	Diagrammi generalizzati CO ₂ : viscosità dinamica e conducibilità termica .	87
A.2	Diagrammi generalizzati aria: viscosità dinamica e conducibilità termica .	90

Elenco delle tabelle

2.1	Condizioni operative per applicazioni PCC e CSP-CaL	9
2.2	Progetti SOCRATCES-Risultati attesi [7]	14
3.1	Caratteristiche motore ML3000MP [11]	19
3.2	Dimensioni di massima dello scambiatore Elrond [10]	22
3.3	Caratteristiche tubi scambiatore	23
3.4	Caratteristiche scambiatore Elrond	24
4.1	Calcolo della portata di CO ₂	26
4.2	Determinazione delle sezioni di passaggio	28
4.3	Flusso esterno: calcolo del numero di Reynolds	29
4.4	Flusso esterno: calcolo del numero di Prandtl	30
4.5	Flusso esterno: calcolo del numero di Nusselt	30
4.6	Flusso esterno: calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo	31
4.7	Flusso interno: calcolo del numero di Reynolds	31
4.8	Flusso interno: calcolo del numero di Prandtl	32
4.9	Flusso interno: calcolo del numero di Nusselt	32
4.10	Flusso interno: calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo	33
6.1	Dati in input	41
6.2	Risultati analisi dimensionali	42
6.3	Elenco simulazioni	45
6.4	Caratteristiche delle distribuzioni <i>Mapped-mesh</i>	49
6.5	Risultati ottenuti	51
7.1	Condizioni al contorno per problema fluidodinamico	54
7.2	Condizioni al contorno per problema termico	56
7.3	Parametri della simulazione	59
7.4	Confronto tra le aree ingresso e di uscita del fluido calcolate analiticamente e i valori ottenuti dal software	63
7.5	Confronto tra le portate di fluido calcolate analiticamente e il valore ottenuti dal software	64
7.6	Calcolo potenza termica	64
8.1	Elenco simulazioni	66

8.2	Simulazione A: <i>Derived Values</i>	68
8.3	Simulazione B: <i>Derived Values</i>	69
8.4	Simulazione C: <i>Derived Values</i>	72
8.5	Simulazione D: <i>Derived Values</i>	74
8.6	Simulazione E: <i>Derived Values</i>	78
8.7	Simulazione F: <i>Derived Values</i>	80
8.8	Riassunto risultati ottenuti	81
A.1	Coefficienti a , a' , b CO_2	84
A.2	Proprietà: c_p , c_v e g CO_2	85
A.3	Viscosità dinamica CO_2	86
A.4	Portata in massa aria	88
A.5	Coefficienti a , a' , b aria	88
A.6	Proprietà: c_p , c_v e g aria	89
A.7	Densità aria	89
A.8	Viscosità dinamica e conducibilità termica aria	90

Capitolo 1

Introduzione

Nell'ottica di aumentare la quota di energie rinnovabili nel mix energetico globale, l'utilizzo dell'energia solare si presenta interessante per alcuni requisiti quali essere una fonte di energia pulita, gratuita, rinnovabile e disponibile in maniera illimitata nel tempo.

Per contro, l'intermittenza e l'imprevedibilità della produzione, rimangono le sfide da affrontare per un impiego maggiore di tale fonte di energia nella rete.

Diventa quindi necessario integrare sistemi in grado di sfruttare la radiazione solare con sistemi di accumulo di energia a basso costo, efficienti e non tossici, adatti a fornire maggiore flessibilità alla rete, colmando il divario tra richiesta e disponibilità di energia.

1.1 CSP- Impianti solari a concentrazione

Tra le varie tecnologie in grado di sfruttare l'energia solare per la produzione di energia sia elettrica che termica, vi sono gli impianti solari a concentrazione (CSP, *Concentrating Solar Power*).

La tecnologia del solare termodinamico utilizza un concentratore parabolico lineare costituito da superfici riflettenti che seguono il moto apparente del sole, che riesce a focalizzare i raggi solari su un ricevitore. Il fluido termovettore (principalmente sali fusi) che scorre nel ricevitore, cede il calore assorbito in un opportuno scambiatore di calore, generando vapore che verrà espanso in turbina per la produzione di energia elettrica.

Una peculiare caratteristica di questa tecnologia, che la distingue e la rende vantaggiosa rispetto agli altri sistemi di produzione di energia da fonti rinnovabili quali il solare fotovoltaico e l'eolico, è la possibilità di sfruttare l'accumulo termico su larga scala per garantire energia elettrica in modo continuo. Proprio per questo motivo, l'accumulo di energia termica negli impianti CSP ha guadagnato attenzione negli ultimi anni: il 42% degli impianti CSP commerciali in funzione sono integrati con sistemi per lo stoccaggio di energia termica, mentre la percentuale sale all'83% per quelli pianificati e in fase di sviluppo.[1]

1.2 Accumulo termico

Come mostrato in figura (1.1), a seconda della tipologia di scambio termico tra sorgente, accumulatore e utilizzatore, i sistemi di accumulo si distinguono in tre diverse categorie: sistemi a calore sensibile, sistemi a calore latente e sistemi termochimici: [2]

- I sistemi di accumulo termico a calore sensibile (TES o SHTES, *Sensible Heat Thermal Energy Storage*) sono basati sull'utilizzo di un mezzo termovettore (per lo più fluidi come acqua, sali fusi o oli diatermici) che immagazzina energia termica, mediante variazione della temperatura, nel momento in cui si ha un surplus di energia e la restituisce all'utilizzatore quando viene richiesta.
- I sistemi di accumulo termico a calore latente (LHTES, *Latent Heat Thermal Energy Storage*) basano il loro funzionamento sul cambiamento di fase del mezzo di accumulo. I materiali comunemente utilizzati sono definiti PCM, *Phase Change Materials*. L'elevata densità di accumulo dei PCM e la ridotta variazione di temperatura rendono questa tipologia di stoccaggio molto promettente.
- I sistemi di accumulo termochimico (TCES, *Thermochemical Energy Storage*) si basano sull'utilizzo dell'energia assorbita e rilasciata durante la rottura e la formazione dei legami molecolari in una reazione completamente reversibile (RTR, *reversible thermochemical reactions*).

Il surplus di energia viene utilizzato per guidare una reazione endotermica, immagazzinando l'energia nei prodotti sotto forma di energia chimica di legame. Quando è necessaria energia, i prodotti della reazione immagazzinati separatamente vengono posti a contatto nelle condizioni necessarie affinché si verifichi la reazione esotermica inversa.

Il calore rilasciato verrà quindi utilizzato per la produzione di energia elettrica attraverso un ciclo di potenza.

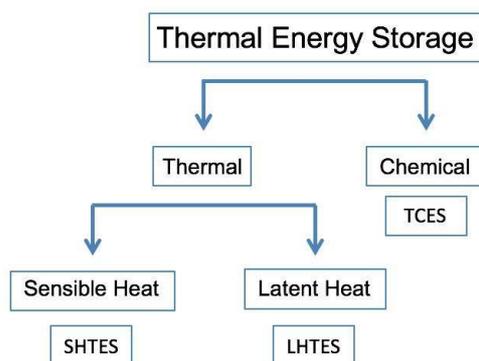


Figura 1.1. Classificazione dei sistemi di accumulo in base alla tipologia di scambio termico

Negli ultimi anni, diverse tecnologie di accumulo termico per sistemi CSP sono state sviluppate a partire dall'uso di specifici materiali quali i sali fusi, in cui l'energia viene immagazzinata sotto forma di calore, ottenendo risultati significativi (funzionamento dell'impianto fino a 15 ore in assenza di irradiazione solare diretta). [1]

Nonostante tali sistemi siano più performanti rispetto alle centrali che utilizzano oli dielettrici, essi presentano numerosi inconvenienti che riducono le prestazioni dell'impianto. In primo luogo, al fine di evitare la degradazione fisica del sale, occorre limitare la temperatura massima di esercizio intorno ai 550-560°C, andando così a penalizzare l'efficienza del ciclo di potenza. In aggiunta, è necessario garantire una temperatura minima di esercizio di circa 200 °C per mantenere i sali fusi lontano dalla condizione di solidificazione. Tale esigenza comporta, quindi, un notevole utilizzo di energia quando l'impianto non è in funzione. [1]

In quest'ottica, i sistemi di accumulo TCES risultano una tecnologia promettente poiché, oltre a superare gli inconvenienti sopradescritti, sono in grado di fornire notevoli vantaggi quali:

- la densità di accumulo che, nelle reazioni termochimiche, risulta perfino più elevata rispetto ai sistemi LHTES;
- la possibilità di stoccare e conservare i reagenti chimici in condizioni standard per tempi indefiniti, consentendone un facile trasporto e riducendo notevolmente le perdite termiche. [3]

Capitolo 2

Ca-Looping e il progetto SOCRATCES

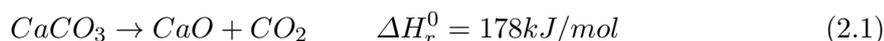
2.1 CaL: sistema di accumulo termochimico

Una reazione chimica, per poter essere utilizzata per l'accumulo termochimico, deve soddisfare determinati requisiti:

- Entalpia di reazione elevata: l'energia immagazzinabile sotto forma di legame deve essere di entità tale da rendere conveniente l'impiego del sistema;
- Temperatura di inversione, definita come la temperatura alla quale la reazione raggiunge l'equilibrio ad una determinata pressione parziale, possibilmente compresa nel range di temperature raggiunte nelle condizioni operative. Tale esigenza facilita la reversibilità della reazione; in tali condizioni, i reagenti e i prodotti saranno presenti approssimativamente in eguali quantità poiché non verrà favorita né la reazione endotermica né quella esotermica;
- Reagenti e prodotti facilmente accumulabili in forma liquida o solida;
- Reagenti ampiamente disponibili, poco costosi e non tossici.

Sulla base di tali esigenze, tra i diversi sistemi TCES proposti in letteratura, la tecnologia CaL (*Ca-Looping*), basato sulla calcinazione/carbonatazione ciclica di CaCO_3 , è considerata un'interessante alternativa.

La reazione reversibile è in seguito riportata:



È possibile affermare che:

- L'ossido di calcio (CaO) è un materiale ad alta densità energetica adatto quindi a immagazzinare energia sotto forma chimica mediante cicli di carbonatazione/calcinazione. In particolare, l'integrazione CSP-CaL mostra una densità di energia di 3,2

GJ/m³, valore decisamente elevato in confronto ai valori degli impianti solari che utilizzano miscele di sali fusi che raggiungono valori intorno ai 0,4 GJ/m³; [4]

- Il CaO si presta all'accumulo termochimico proprio per il fatto di presentare proprietà fisiche adeguate nell'intervallo di temperatura desiderato per l'accumulo di energia negli impianti CSP, consentendo un recupero ottimale del calore sviluppato dalla reazione. È, infatti, caratterizzato da una temperatura di inversione di 895 °C che lo rende adatto per poter lavorare alle temperature relativamente alte raggiunte negli impianti a torre CSP (600-1000 °C);
- Il carbonato di calcio (CaCO₃), essendo un materiale che costituisce una grande varietà di rocce, è ampiamente disponibile in natura, ad esempio sotto forma di calcare, dolomia, marmo e gesso. Risulta quindi essere un materiale abbondante, non tossico, non corrosivo e dal costo estremamente competitivo (inferiore a 10 euro/tonnellata); [5]
- Il carbonato di calcio e l'ossido di calcio si presentano allo stato solido mentre la CO₂ è in forma gassosa.

Il Ca-Looping, prima di essere considerato un potenziale sistema di accumulo, è stato principalmente studiato e utilizzato come tecnologia per la cattura della CO₂ di post-combustione (PCC, *Post Combustion Capture*) nelle centrali elettriche alimentate a combustibile fossile, come alternativa a processi quali il lavaggio con ammine.

In tale applicazione, i gas di scarico vengono fatti fluire in un reattore, detto carbonatore, in cui avviene la reazione endotermica a circa 650 °C, tramite la quale l'ossido di calcio si lega con l'anidride carbonica formando il carbonato di calcio. In questo modo la concentrazione di CO₂ nei gas di combustione si riduce fino a raggiungere un livello adatto per il rilascio in atmosfera.

Il carbonato di calcio, invece, viene diretto in un secondo reattore, detto calcinatore, nel quale raggiunta una temperatura di circa 900-950°C, si decomporrà termicamente in CaO e CO₂. Tale fase del ciclo permette quindi la cosiddetta rigenerazione del sorbente.

Al termine del processo, la CO₂ viene compressa e opportunamente stoccata. [6]

In figura (2.1) è riportato lo schema del Ca-Looping per applicazione PCC.

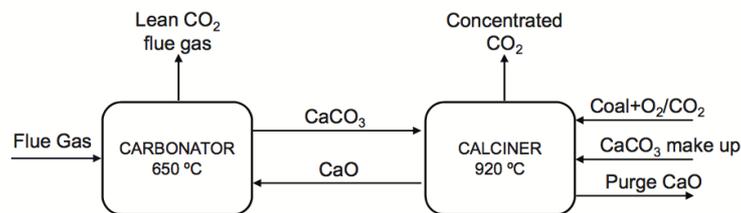


Figura 2.1. Schema del ciclo del calcio per la cattura di CO₂ [6]

L'idea di integrare il processo CaL negli impianti CPS come sistema di accumulo termochimico risale agli anni 70 ma ha riacquisito notevole interesse solo ultimamente. Una rappresentazione schematica dell'integrazione CSP-CaL è mostrata in figura (2.2).

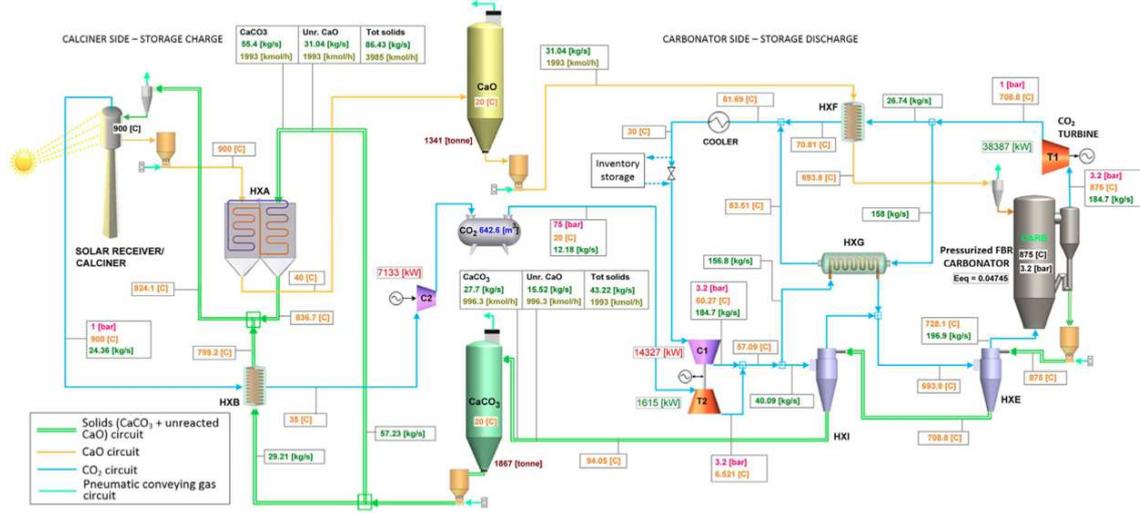
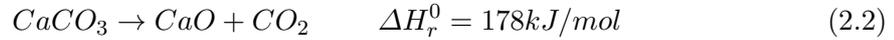


Figura 2.2. Schema integrazione impianto CSP con sistema di accumulo CaL [5]

Il ciclo inizia nel ricevitore solare, nel quale l'energia solare concentrata viene utilizzata per guidare la reazione endotermica, andando quindi a decomporre il carbonato di calcio secondo la seguente reazione:



Il flusso di solidi in ingresso nel calcinatore, costituito dal carbonato di calcio $CaCO_3$ e dall'ossido di calcio CaO non reagito, entra in due scambiatori di calore (in particolare, HXA scambiatore solido-solido e HXB scambiatore gas-solido) in cui i prodotti della reazione endotermica cedono il calore sensibile da loro accumulato ai reagenti.

La reazione di calcinazione avviene ad una temperatura di circa $900^\circ C$ a pressione ambiente ed è preferibile che avvenga sotto un gas come elio, separabile dalla CO_2 tramite delle membrane, oppure vapore surriscaldato, facilmente separabile per condensazione.

Tali gas vengono utilizzati, in primo luogo, per il loro effetto catalizzante; permettono quindi di ridurre considerevolmente la temperatura richiesta per raggiungere la calcinazione completa che riesce, in questo modo, ad avvenire a circa $700-750^\circ C$ e, in seconda analisi, consentono di ottenere una calcinazione rapida (le particelle di calcare vengono calcinate in un reattore a flusso trascinato in brevi periodi di permanenza) con un relativo aumento del tasso di decomposizione del $CaCO_3$.

Avvenuta la reazione di calcinazione, i sottoprodotti di reazione vengono separati: l'ossido di calcio, dopo aver ceduto calore al $CaCO_3$ nello scambiatore HXA, viene immagazzinato in un serbatoio mentre l'anidride carbonica viene prima raffreddata, compressa e infine stoccata.

La fase di scarica di energia avviene nel carbonatore, un reattore a letto fluidizzato pressurizzato, ad una temperatura di 850-900°C ad un livello di pressione tipicamente maggiore della pressione atmosferica.

L'ossido di calcio, precedentemente immagazzinato, viene preriscaldato dal calore sensibile del flusso di CO₂ in uscita dalla turbina fino ad una temperatura di circa 700 °C (scambiatore HXF). Dall'altra parte, anche l'anidride carbonica viene portata alle condizioni ideali per l'ingresso nel reattore.

Nel momento in cui è necessaria la generazione di energia, vengono quindi immessi nel carbonatore l'ossido di calcio e il biossido di carbonio e viene innescata la reazione esotermica attraverso la quale l'energia immagazzinata in forma chimica viene rilasciata.[5]

In base alla modalità di utilizzo del calore rilasciato dalla reazione di carbonatazione, due sono le configurazioni possibili:

1. **Integrazione diretta ciclo chiuso CO₂/ciclo di potenza:** l'ossido di calcio viene immesso nel carbonatore con una portata molare superiore a quella stechiometrica in maniera tale che la CO₂ in uscita dal reattore che non ha partecipato alla reazione possa essere utilizzata come fluido di lavoro in un ciclo Joule-Brayton chiuso. Si sfrutta, quindi, il salto entalpico del biossido di carbonio pressurizzato attraverso una turbina a gas al fine di produrre energia elettrica.
2. **Integrazione indiretta ciclo chiuso CO₂/ciclo di potenza:** il calore liberato nella reazione esotermica viene trasferito ad un ciclo di potenza riscaldato esternamente mediante uno scambiatore di calore (impianto a vapore, ciclo Stirling, impianti a CO₂ supercritica (SCO₂), ecc.). [2]

Nelle figure (2.3) e (2.4) vengono riportate le due possibili configurazioni che differiscono tra loro esclusivamente nella parte dell'impianto a valle del carbonatore.

Si noti come il ciclo di potenza di CO₂ in entrambe le applicazioni prese in esame è un ciclo chiuso.

Nelle condizioni operative, il calcinatore sarà in funzione solo in presenza di energia solare mentre il carbonatore opererà su 24 ore, dovendo soddisfare una domanda di energia in maniera continuativa. Un ruolo fondamentale ricoprono, dunque, il dimensionamento dei serbatoi di stoccaggio e l'analisi dei flussi di massa circolanti, nel lato calcinatore e nella parte del carbonatore, che saranno presenti in rapporti ben definiti, funzione della radiazione solare.

2.1.1 Prestazioni multiciclo del CaO nel CaL

L'ossido di calcio è stato a lungo proposto come materiale ad alta intensità energetica per lo stoccaggio di energia in forma chimica, tuttavia questo potenziale è stato inibito dalla propensione del materiale a sinterizzare durante i cicli di calcinazione/carbonatazione.

Trattandosi di uno dei maggiori vincoli per la diffusione della tecnologia in esame, nel seguente sottoparagrafo verranno analizzate brevemente le grandezze che determinano un'influenza sul cosiddetto 'comportamento multiciclo'.

In questa analisi, rilevante importanza assume l'andamento, ciclo dopo ciclo, di un parametro detto grado di conversione 'X' valutato come il rapporto tra la massa di CaO convertita nella fase di carbonatazione di ciascun ciclo e la massa totale del campione prima della carbonatazione.

Man mano che il CaO si disattiva, tale variabile decresce in maniera più o meno significativa fino a convergere asintoticamente ad un valore residuo X_r e, per questo motivo, è necessario eliminare periodicamente il sorbente scarsamente attivo e prevederne il reintegro.

È importante sottolineare come le condizioni operative che portano ad elevate efficienze per le due differenti applicazioni, TCES e PCC, siano notevolmente diverse (tabella (2.1)): [8]

- Condizioni CaL per la cattura di CO₂ nella post-combustione: la carbonatazione è effettuata ad una temperatura di circa 650 °C a bassa pressione parziale di CO₂ (circa 0,15 bar) mentre la calcinazione avviene a temperature molto elevate (circa 950 °C) sotto alta pressione parziale di CO₂;
- Condizioni CaL per integrazione CSP: in questa applicazione, la carbonatazione viene effettuata ad alta pressione parziale di CO₂ e ad alta temperatura (intorno o superiore a 850 °C) mentre la calcinazione potrebbe essere eseguita a pressione parziale di CO₂ ridotta e a temperatura relativamente bassa (intorno ai 700 °C), usando un gas quale elio o vapore surriscaldato come precedentemente introdotto. [1]

Tabella 2.1. Condizioni operative per applicazioni PCC e CSP-CaL

Applicazione	Condizioni operative
PCC	carbonatazione T=650 °C, p=bassa calcinazione T=950 °C, p=alta
CaL-CSP	carbonatazione T=850 °C, p=alta calcinazione T=750 °C, p=bassa

Tali condizioni impattano diversamente sulle prestazioni del CaO analizzate lungo più cicli di calcinazione/carbonatazione e sulla cinetica della reazione e, di conseguenza, sull'efficienza del processo.

In particolare, l'ossido di calcio mostra una marcata disattivazione nelle condizioni ottimali di CaL per la cattura di CO₂ in applicazioni PCC a causa delle dure condizioni di calcinazione a cui è sottoposto.

Fortunatamente, le condizioni ottimali per il ciclo del calcio per applicazioni TCES comportano delle prestazioni multiciclo differenti. (figura(2.5))

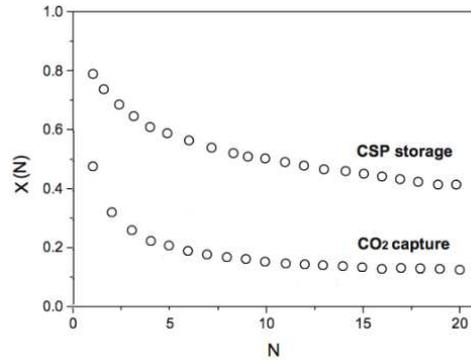


Figura 2.5. Grado di conversione di campioni di calcare sottoposti a cicli di CaL in condizioni di stoccaggio CaL-CSP e CaL-CO₂

Diversi studi sono stati portati avanti per esaminare il comportamento multiciclo delle particelle di ossido di calcio non solo sulla base delle diverse condizioni operative, ma anche in funzione delle differenti dimensioni delle particelle (tramite analisi termogravimetriche) o della provenienza da diversi precursori (dolomia, marmo, gesso, ecc.). [8]

Per quanto riguarda le condizioni operative ottimali per applicazioni CaL-CSP, il tasso di conversione della carbonatazione varia in funzione della temperatura e della pressione del carbonatore. (figura (2.6)).

Indipendentemente dal valore di pressione, il tasso di conversione aumenta con l'incremento della temperatura di carbonatazione fino al raggiungimento di un massimo, al di sopra del quale si assiste ad una rapida riduzione della variabile in esame dovuta all'avvicinarsi della temperatura di equilibrio.

Di conseguenza, se da una parte è noto che l'efficienza dell'impianto sarà tanto più elevata quanto più elevata sarà la temperatura di carbonatazione, dall'altra bisogna tenere conto che le temperature vicine all'equilibrio influiscono negativamente sulla cinetica di reazione. Inoltre, dalla figura (2.6) si nota anche come un aumento della pressione del carbonatore produca una prestazione migliore. [1]

Oltre alle condizioni operative, anche le dimensioni delle particelle all'inizio del processo influiscono sull'efficienza del ciclo del calcio.

Il problema da analizzare è, difatti, l'ostruzione dei pori presenti nello scheletro dell'ossido di calcio. Nel caso in cui la dimensione dei pori non fosse sufficientemente grande, si otterrebbe un accumulo di CaCO₃ sulla superficie delle particelle di CaO che limiterebbe lo svolgimento della reazione.

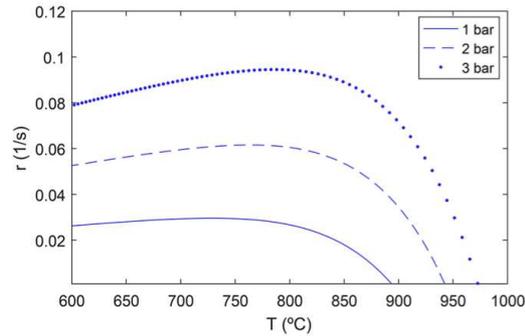


Figura 2.6. Stima del tasso di conversione di carbonatazione sotto CO_2 a condizioni pressurizzate [1]

La dimensione di tali cavità è strettamente legata alle condizioni di calcinazione: i pori del CaO per applicazioni PCC risultano sufficientemente grandi e la carbonatazione non viene ostacolata mentre la dimensione dei pori del CaO per applicazioni CSP impedisce l'accesso di anidride carbonica nello scheletro dell'ossido di calcio. [9]

In figura (2.7) si nota la differenza nella struttura tra processo di crescita di uno strato di CaCO_3 su una particella di CaO porosa in condizioni di stoccaggio di CaL-CSP e condizioni di cattura di CaL-CO_2 che portano all'intasamento dei pori per particelle di CaO relativamente grandi in condizioni di CSP. [9]

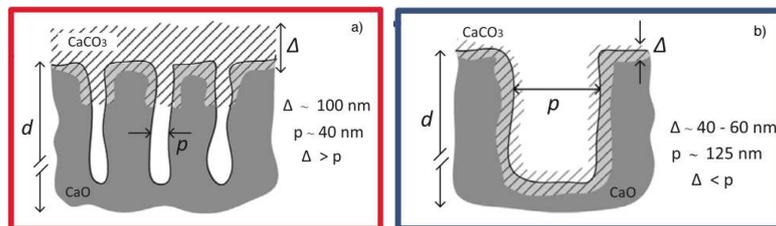


Figura 2.7. Processo di crescita di uno strato di CaCO_3 a) per applicazioni CaL-CSP , b) per applicazioni PCC [9]

La diversa conformazione dei pori e dello strato di CaCO_3 rende evidente che, esclusivamente per applicazione CaL-CSP , particelle di dimensioni diverse mostreranno comportamenti multiciclo differenti. In particolare, è stato identificato che le particelle con delle dimensioni inferiori ai $45 \mu\text{m}$ garantiscono tassi di conversione maggiori.

Come annunciato in precedenza, un altro fattore che svolge un ruolo fondamentale per la definizione delle prestazioni multiciclo è la scelta del minerale utilizzato per il processo. Diversi studi hanno reso evidente come differenti precursori minerali mostrino una diversa disattivazione di CaO nel tempo.

La dolomite, ad esempio, presenta un comportamento migliore in termini di disattivazione

dovuto alla presenza di particelle di MgO segregati nella struttura di CaO. Il motivo della minore disattivazione è da ricercare nella presenza di particelle di MgO segregate nel CaO, inerti alla carbonatazione, grazie alle quali le molecole di CO₂ trovano un percorso per raggiungere l'intera superficie di CaO disponibile, favorendo la diffusione.[8]

Tale caratteristica supera il limite sulla dimensione delle particelle poiché tale precursore non mostra differenze nelle prestazioni sulla base di tale parametro.

In figura (2.8) viene mostrato, a scopo riassuntivo, il comportamento multiciclo dell'ossido di calcio per applicazioni PCC e per applicazioni CaL-CSP. Per ciascuna di queste condizioni sono stati inoltre testati due precursori (calcere e dolomia) di diversa dimensione.

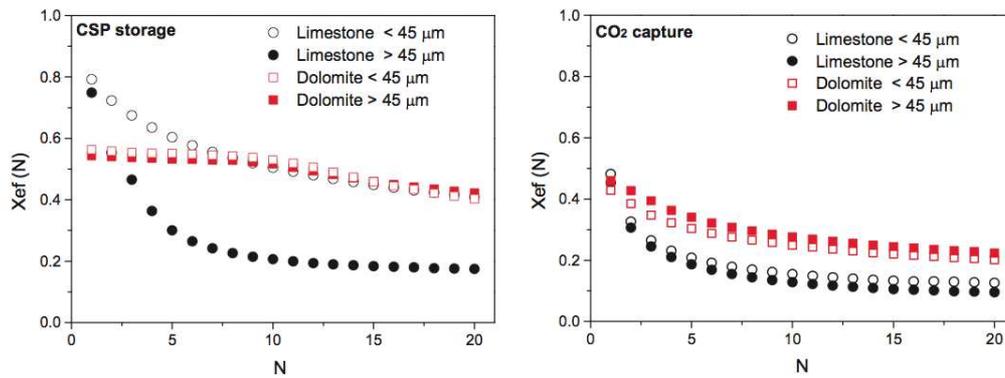


Figura 2.8. Grado di conversione in funzione del numero di cicli per impianti CaL per applicazioni PCC e per impianti CaL per CSP [9]

2.2 Progetto SOCRATCES

Il progetto SOCRATCES (SOlar Calcium-looping integRAtion for Thermo-Chemical Energy Storage) è un progetto finanziato dall'Unione Europea, attraverso Horizon 2020, che si pone come obiettivo la realizzazione di un prototipo di un sistema integrato basato su un impianto a concentrazione solare (CSP), un ciclo CaL (Calcium-Looping) come sistema di accumulo termochimico e un ciclo di potenza per la produzione di elettricità dall'energia immagazzinata.

Il progetto europeo, con una durata complessiva di 3 anni, è portato avanti da un consorzio di centri di ricerca, aziende e università tra cui il Politecnico di Torino e mira di fatto a dimostrare la fattibilità della tecnologia CaL-CSP illustrata nei capitoli precedenti.



Figura 2.9. Partner progetto SOCRATCES

SOCRATCES si baserà su risultati ottenuti in scala di laboratorio per progettare e realizzare un piccolo prototipo per la dimostrazione della tecnologia proposta a livello di scala pilota (10kW). L'aspettativa è un costo livellato dell'energia (*LCOE cost*) su scala commerciale sotto i 0.07 euro/kWh grazie all'integrazione dei diversi componenti del sistema. [7]

In generale, il raggiungimento degli obiettivi del progetto SOCRATCES porterà a significativi contributi alle sfide dell'UE nello sviluppo di nuove generazioni di tecnologie rinnovabili, contribuendo così all'obiettivo della decarbonizzazione dell'economia e della riduzione delle emissioni di gas a effetto serra.

In sintesi, le innovazioni introdotte sono:

- utilizzo di tecnologia TCES per l'accumulo termico in modo da garantire un immagazzinamento dell'energia per lunghi periodi di tempo.
- uso di materiali come il calcare ad alta intensità energetica, ampiamente disponibile e dal costo estremamente basso.
- impiego del CaL in condizioni diverse rispetto alle applicazioni PCC in maniera tale da limitare il fenomeno di sinterizzazione tipico dell'ossido di calcio.

- utilizzo di gas quali elio o vapore surriscaldato per far avvenire la reazione di calcinazione ad una temperatura inferiore rispetto alla tecnologia per la cattura e lo stoccaggio dell'anidride carbonica al fine di limitare il fenomeno di sinterizzazione dell'ossido di calcio che riduce drasticamente il grado di conversione multiciclo.

Per ogni sottoinsieme del sistema integrato, i risultati attesi sono riportati schematicamente in tabella (2.2)

Tabella 2.2. Progetti SOCRATCES-Risultati attesi [7]

SOTTOINSIEMI	RISULTATI ATTESI
1.Sistema solare e calcinatore	Valutazione della reazione di calcinazione in scala di laboratorio per raggiungere le migliori condizioni operative per la calcinazione; Riduzione del costo del ricevitore solare; Modello numerico del calcinatore e analisi sotto diversi scenari; Dimensionamento del calcinatore; Validazione del concetto a livello di piccolo prototipo.
2.Sistemi di integrazione e controllo	Integrazione del ricevitore con il calcinatore; Capacità di integrazione diretta e indiretta tra carbonatazione ad alta temperatura e ciclo di potenza; Studio dei precursori del CaO; Identificazione e risoluzione delle sfide: modifiche del carico, velocità di risposta, effetti sulla carbonatazione e passi per la scalabilità della tecnologia; Trasporto solidi e controllo della gestione del sistema; Progettazione e analisi di reti di scambiatori di calore; Studio dei passi per la scalabilità di tecnologie come turbine a gas (SCO ₂ ,CO ₂) per integrazione diretta e cicli Rankine o Stirling per integrazione indiretta; Trasferimento di calore efficace.
3.Sistema di carbonatazione	Studio della cinetica della carbonatazione: valutazione della reazione di carbonatazione in scala di laboratorio per raggiungere le migliori condizioni operative; Modello numerico del carbonatore; Dimensionamento del carbonatore con la possibilità di scale-up.
4.Sistema del ciclo di potenza	Schemi, modelli e analisi; Valutazione delle condizioni operative per raggiungere la massima efficienza: simulazioni sotto diverse condizioni di lavoro, utilizzando diversi fluidi e analizzando diverse configurazioni possibili.

Al fine di raggiungere tali obiettivi contenendo i costi, le idee innovative precedentemente citate sono affiancate da un impegno ad utilizzare tecnologie già ampiamente impiegate nell'industria, come ricevitori solari, reattori a letto fluidizzato circolante (CFB), cicloni e scambiatori di calore gas-solido, in modo non solo da permettere una riduzione costi ma anche diminuire notevolmente i rischi di sviluppo tecnologici.

Tale elaborato si inserisce perfettamente all'interno di questo contesto dal momento che ha il compito di studiare un componente esistente, lo scambiatore di calore caldo di un motore Stirling, al fine di verificare la fattibilità di un eventuale utilizzo di tale oggetto nell'applicazione in esame.

La configurazione analizzata sarà dunque l'integrazione indiretta del sistema CaL-CSP con il ciclo di potenza, che quindi sarà costituito da un ciclo Stirling.

Capitolo 3

Motore Stirling

Il motore Stirling è un motore termico alternativo a ciclo chiuso poiché il fluido di lavoro rimane sempre racchiuso all'interno dei cilindri e non viene scaricato dopo ogni ciclo come nel caso dei classici motori a combustione interna.

È, inoltre, detto motore a combustione esterna dal momento che le fasi di sottrazione/cessione di calore al fluido termovettore vengono eseguite tramite scambiatori di calore. Questa peculiarità permette di sfruttare qualsiasi fonte di calore: dall'utilizzo di combustibili (solidi, liquidi, gassosi) all'alimentazione tramite energia solare concentrata, energia nucleare, energia geotermica, energia chimica ecc.

In quest'ottica, negli ultimi anni, tale motore è stato ampiamente studiato per la sua compatibilità con fonti di energia rinnovabili.

Il principio di funzionamento del motore Stirling è basato sulla differenza di temperatura tra due sorgenti di calore, una calda e una fredda, che innesca il moto alternativo del pistone nei cilindri.

Il fluido di lavoro è alternativamente riscaldato ed espanso, raffreddato e compresso. In linea di principio, quando viene somministrato calore al gas, esso si espande e l'aumento di pressione provoca uno spostamento del pistone motore, viceversa, quando il fluido di lavoro si raffredda, la pressione all'interno della camera scende e il pistone compie meno lavoro per la compressione del gas. Il lavoro utile sarà dato dalla differenza tra il lavoro di espansione e quello di compressione.

3.1 Motore ML3000MP

Il motore preso come riferimento per la modellazione CFD è il modello ML3000MP prodotto dalla società italiana Genoastirling S.r.l., un motore Stirling di tipo alpha bicilindrico che è in grado di erogare fino a 3 kW di potenza elettrica con una velocità di rotazione fino a 600 rpm. [10]

Tali prodotti, oltre ad essere utilizzati a scopi di ricerca in diverse università, vengono tipicamente impiegati per lavorare con bruciatori a gas o per installazioni su caldaie a



Figura 3.1. ML3000MP prodotto da Genoastirling S.r.l [10]

combustibile liquido, gassoso o solido (biomasse o carbone).
Il motore è costituito da diversi componenti:

- albero a gomiti;
- motore a magneti permanenti;
- volano;
- cilindro di espansione con pistone motore;
- cilindro di compressione con pistone di spostamento (o pistone dislocatore);
- scambiatore di calore lato caldo;
- rigeneratore;
- scambiatore di calore a bassa temperatura.

In figura (3.2) viene mostrato lo schema qualitativo del motore in cui sono indicati i componenti principali.

Il due pistoni, collocati nei rispettivi cilindri, sono collegati da un sistema biella-manovella all'albero motore sul quale è calettato anche un volano.

Il pistone motore è posto a contatto con lo scambiatore di calore ad alta temperatura, mentre il pistone dislocatore è in comunicazione con il dissipatore di calore.

Il rigeneratore, posto in una posizione intermedia tra il riscaldatore e il dissipatore di calore, è il componente chiave del sistema.

La sua funzione è duplice: permette infatti di preraffreddare il fluido caldo prima del suo ingresso nel cilindro di compressione, assorbendo calore dal gas ad alta temperatura nel

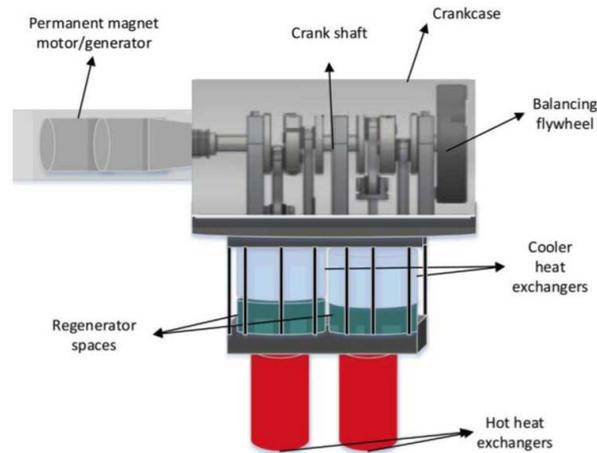


Figura 3.2. Schema motore ML3000MP[10]

momento in cui questo dal riscaldatore si sta spostando verso il refrigeratore, ma allo stesso tempo garantisce un preriscaldamento del fluido freddo, che, nel momento in cui sta compiendo il percorso inverso, dal dispositivo di raffreddamento allo scambiatore caldo, assorbe il calore immagazzinato nella fase precedente.

Il motore lavora tipicamente ad una temperatura di $850\text{ }^{\circ}\text{C}$, nonostante riesca a funzionare in un intervallo di temperature che va dai 750°C ai 1000°C , grazie all'impiego di materiali altamente resistenti testati per poter operare in condizioni particolarmente gravose (corrosione, ossidazione e sollecitazioni a fatica).

Inoltre, tali motori offrono la possibilità di utilizzare come fluido di lavoro non solo elio o idrogeno ma anche aria o azoto, ovviamente accettando una riduzione della potenza erogata.

Nella tabella (3.1) sono fornite alcune caratteristiche del motore.

Tabella 3.1. Caratteristiche motore ML3000MP [11]

PARAMETRI	VALORE	UNITA' DI MISURA
Caratteristiche geometriche		
Lunghezza biella	210	(mm)
Raggio di rotazione della biella	30	(mm)
Diametro del cilindro	110	(mm)
Corsa dello stantuffo	55,2	(mm)
Volume morto del cilindro di compressione	153,3	(cm ³)
Cilindrata del cilindro di compressione	524,6	(cm ³)
Cilindrata del cilindro di espansione	524,6	(cm ³)
Offset ciclo di compressione/espansione	90	(°)
Caratteristiche operative		
Pressione media indicata	15	(bar)
Velocità di rotazione	600	(rpm)
Temperatura di parete heater	750	(°C)
Temperatura di parete cooler	20	(°C)
Efficienza termica	0,25-0,33	(-)
Fluido di lavoro	aria	(-)
Potenza	2,9	(kW)

3.2 Scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore sono progettati per essere alloggiati all'interno della camera di combustione della caldaia che sia essa a combustibile liquido, solido o gassoso e devono essere posizionati in maniera tale da essere investiti contemporaneamente e in modo uniforme dal flusso di fluido caldo e a diretto contatto con la fiamma.

Il grande problema di tali componenti è la formazione di incrostazioni, dovute per lo più ad un eventuale deposito di ceneri fuse, sulle superfici dei tubi che nel tempo presentano quindi una riduzione della capacità di scambio. A tal proposito, nel caso di installazioni in caldaie a pellet o a cippato ad esempio, gli scambiatori devono essere installati al di sopra della fiamma così da permettere alle ceneri di cadere lateralmente.

Alcuni esempi di installazioni tipiche sono mostrati in figura (3.3).

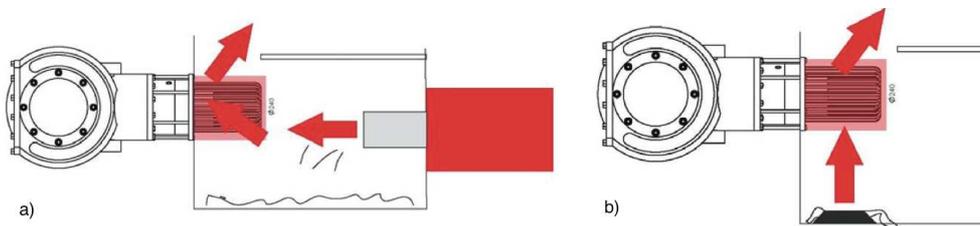


Figura 3.3. Esempi di installazione: a) caldaie con bruciatori esterni (gasolio, gas, pellet), b) caldaia con fornello interno (pellet, cippato). [10]

Al fine di adattare maggiormente il prodotto alle esigenze del cliente, sono disponibili tre modelli di scambiatori di calore: Nazgul, Elendil e Elrond(fig.(3.4)).



Figura 3.4. Tre modelli di scambiatori disponibili: a) Nagzul, b) Elendil, c) Elrond [10]

L'oggetto di studio della simulazione è lo scambiatore di tipo Elrond: la superficie leggermente corrugata dei diversi tubi e le differenti altezze tra questi sono stati fattori determinanti per la scelta.

In seguito (figura (3.5)) viene fornita, a titolo di esempio, una sezione dello scambiatore Elendil in cui è possibile facilmente identificare i cilindri di espansione e di compressione e i rispettivi pistoni di potenza.

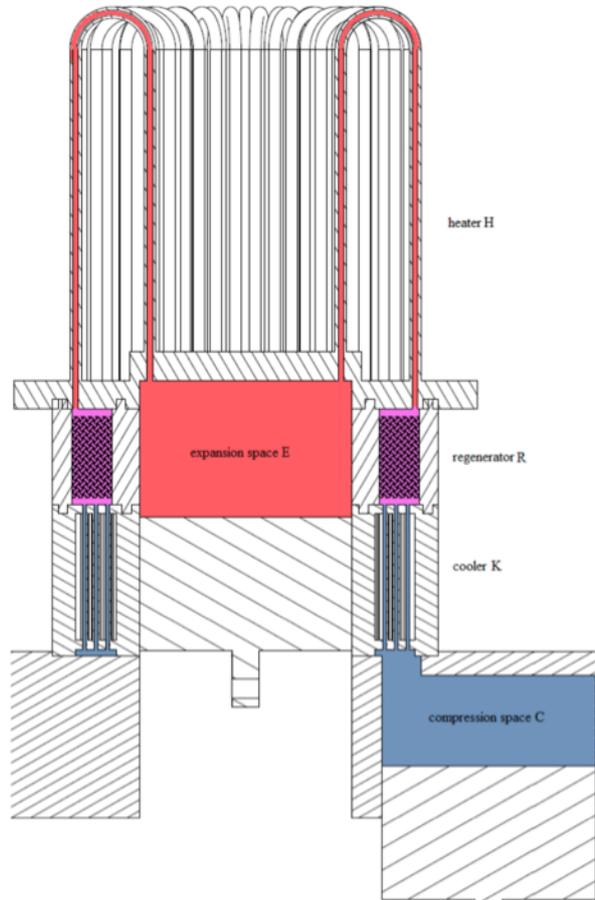


Figura 3.5. Sezione scambiatore Elendil [11]

Lo scambiatore di calore lato caldo ha il compito di riscaldare il fluido di lavoro del motore Stirling. Tale fluido espande e, dal momento che il pistone motore si trova nel PMI mentre il pistone della camera di compressione è nel PMS, causa uno spostamento verso il basso del pistone di spostamento.

A questo punto, il fluido, attraversa prima il rigeneratore, al quale cede una parte del calore posseduto e, in seguito, arriva al dissipatore di calore.

Il gas si contrae e il volume del sistema inizia a diminuire.

La posizione reciproca dei pistoni sull'albero motore e la presenza del volano portano il pistone motore a muoversi verso l'alto.

Il volume totale del sistema continua a ridursi e, poiché il cilindro di espansione ha volume minimo, il pistone di spostamento inizia a portarsi verso il PMS.

Il fluido quindi percorre il cammino inverso, preriscaldandosi tramite il passaggio nel rigeneratore e infine passando nei tubi dello scambiatore di calore ad alta temperatura.

Quando il cilindro di compressione raggiunge il volume minimo, la maggior parte del gas si trova a contatto con lo scambiatore di calore e il ciclo può ricominciare.

Tra le poche informazioni sullo scambiatore fornite sul catalogo dell'azienda vi erano le dimensioni di massima del sistema, altezza e diametro (tabella (3.2)).

Tabella 3.2. Dimensioni di massima dello scambiatore Elrond [10]

GRANDEZZA	VALORE
Diametro esterno scambiatore	131 mm
Altezza complessiva	138 mm

A partire da queste caratteristiche note, è stato possibile stimare opportunamente le grandezze necessarie per lo studio. Come è possibile notare dalle figure (3.4c) e (3.7), il modello di scambiatore Elrond presenta due differenti tipologie di tubi, che, per semplicità, saranno chiamati da qui in avanti, tubi di tipo A e tubi di tipo B (fig.(3.6)).

In tabella (3.3) sono riportate le principali dimensioni stimate.

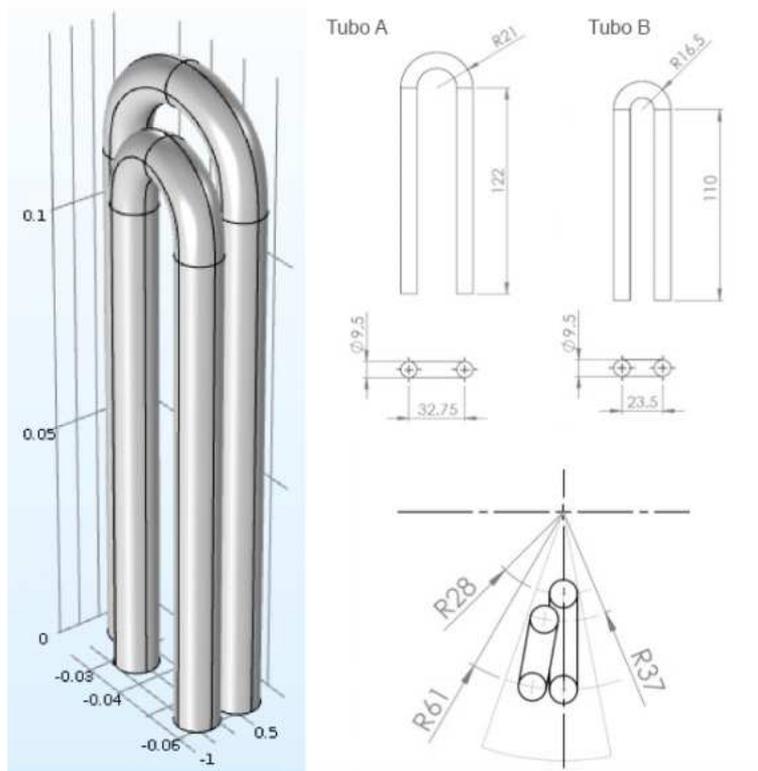


Figura 3.6. Geometria tubi A e tubi B

Tabella 3.3. Caratteristiche tubi scambiatore

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Diametro esterno	$d_a = d_b$	9,5 mm
Altezza tubi A	h_a	138 mm
Altezza tubi B	h_b	128 mm
Diametro 1	D_1	56 mm
Diametro 2	D_2	75 mm
Diametro 3	D_3	121,5 mm

Al fine di verificare la validità di tali valori, è stato disegnato il modello 3D dello scambiatore utilizzando il software SolidWorks® (figura 3.7).



Figura 3.7. Scambiatore Elrond modellato con Solidworks®

Stimate le dimensioni di massima dello scambiatore, è stato possibile riassumere le caratteristiche più importanti in tabella (3.4). Per quanto riguarda le dimensioni del rigeneratore e dello scambiatore lato freddo si è fatto riferimento ai dati presenti nella pubblicazione di *Garcia et al.* [11], nella quale, per andare a definire un modello termodinamico di un motore Stirling più accurato di quelli presenti in letteratura, è stato studiato il motore ML3000MP di GenoaStirling accoppiato con lo scambiatore Elendil.

Tabella 3.4. Caratteristiche scambiatore Elrond

PARAMETRI	VALORE	UNITA' DI MISURA
Caratteristiche heater		
Numero di tubi	36	(-)
Lunghezza caratteristica dei tubi A	285	(mm)
Lunghezza caratteristica dei tubi B	256,5	(mm)
Diametro idraulico dei tubi	9,5	(mm)
Area di passaggio totale	2,55 e-3	(m ²)
Area bagnata totale	0,29	(m ²)
Volume totale	6,91 e-4	(m ³)
Caratteristiche del rigeneratore		
Porosità della mesh	87.9	(%)
Diametro del filo metallico	0.05	(mm)
Lunghezza caratteristica	50	(mm)
Diametro idraulico	0,363	(mm)
Area bagnata	5,26 e-4	(m ²)
Volume totale	4,726 e-4	(m ³)
Caratteristiche cooler		
Numero di tubi	216	(-)
Lunghezza caratteristica dei tubi	65,5	(mm)
Diametro idraulico dei tubi	2	(mm)
Area di passaggio totale	6,79 e-4	(m ²)
Area bagnata totale	8,89 e-2	(m ²)
Volume totale	4,45 e-5	(m ³)

Capitolo 4

Studio analitico dello scambio termico

Lo studio analitico dello scambio termico risulta di particolare interesse per andare ad analizzare il comportamento del componente nell'integrazione con il ciclo chiuso di CO₂ dell'applicazione CaL-CSP e per farne un confronto rispetto alle tipiche condizioni progettuali che si verificano nelle installazioni su caldaie.

Le condizioni di scambio termico cambiano drasticamente: se da un lato gli scambiatori si trovavano a diretto contatto con la fiamma e quindi il fenomeno dell'irraggiamento svolgeva un ruolo fondamentale nel trasferimento di calore, nelle nuove condizioni questo avviene esclusivamente per convezione.

Tale capitolo ha l'obiettivo di definire il regime di moto del flusso esterno di CO₂ per comprendere quale interfaccia fisica utilizzare nel software di simulazione e di determinare un valore di coefficiente di scambio termico convettivo lato aria da inserire nella condizione al contorno che modella lo scambio termico con i tubi dello scambiatore del motore.

4.1 Scelta della configurazione

Per analizzare lo scambio termico tra la CO₂ e il fluido di lavoro del motore Stirling è necessario partire dai dati noti.

Dal momento che la potenza erogata dal motore è di 3 kW, nel caso si considerasse un rendimento del motore pari a 0.2 (ipotizzando, in tal modo, la condizione più restrittiva nel range fornito dal costruttore), il flusso termico scambiato risulterebbe pari a 15 kW. Per tale trattazione la temperatura dell'anidride carbonica all'ingresso dello scambiatore di calore è stata ipotizzata pari a 800 °C, valore in linea con i dati sperimentali presenti in letteratura per le applicazioni CaL-CPS.

Per poter determinare la portata in massa di CO₂ necessaria, è stato fissato, in prima battuta, un ΔT di 20 °C. Naturalmente questo dato risulta necessario per il dimensionamento, ma la reale differenza di temperatura tra ingresso e uscita del fluido caldo sarà

determinata solo in seguito alla computazione della simulazione.

Fissate, quindi, le due temperature e definito di conseguenza il calore specifico a pressione costante, è stato ricavato il valore della portata necessaria per scambiare il flusso termico richiesto.

Poiché su ogni motore Genostirling ML3000MP sono presenti due scambiatori di calore, il flusso termico è stato opportunamente ripartito.

$$\Phi = \dot{m}_{CO_2} c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (4.1)$$

Per quanto riguarda la determinazione delle proprietà dei fluidi, dapprima sono state ricavate (analiticamente e spesso tramite formule sperimentali) e in seguito i risultati sono stati verificati su software presenti online. Per non appesantire troppo la trattazione, i diversi calcoli sono stati inseriti in Appendice.

Vengono quindi riportati in tabella (4.1) i risultati ottenuti.

Tabella 4.1. Calcolo della portata di CO₂

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Portata CO ₂ in massa totale	\dot{m}_{tot}	0,6 kg/s
Intervallo di temperatura	ΔT	20 K
Densità	ρ	0,498 kg/m ³
Calore specifico a pressione costante	c_p	1250 J/kgK
Portata CO ₂ in massa su un solo scambiatore	\dot{m}_s	0,30 kg/s
Portata CO ₂ volumetrica su un solo scambiatore	Q	0,6 m ³ /s

A questo punto, è opportuno definire le caratteristiche del volume che il fluido caldo avrà a disposizione per trasferire calore ai i tubi dello scambiatore di calore del motore Stirling. A livello pratico, tale spazio, che verrà dato in input al software di simulazione, sarà costituito da un cilindro a cui è stato sottratto il volume occupato dai tubi dello scambiatore.

In base alla forma dell'area disponibile, alla direzione con cui il flusso investirà i tubi, alle sezioni di ingresso e di uscita, lo scambio termico potrà essere più o meno incrementato.

Scopo di questo elaborato è studiare analiticamente le diverse configurazioni al fine di verificarne la fattibilità e, in seguito, implementarle sul software riuscendo in questo modo a determinare le condizioni migliori tra quelle prese in esame.

La prima considerazione da fare a tal proposito è che, nel caso si volesse mantenere come diametro di tale volume il diametro dello scambiatore fornito da catalogo, scelta che può essere dettata dal fatto di voler portare il flusso di anidride carbonica il più possibile a diretto contatto con i tubi, questo non sarebbe possibile poiché le velocità raggiunte dal fluido risulterebbero estremamente elevate (superiori ai 50 m/s, come valore in ingresso).

Occorre quindi fissare un valore di velocità del fluido e ricavare le dimensioni delle sezioni di passaggio, sfruttando la seguente relazione:

$$Q = vA \quad (4.2)$$

Al fine di garantire uno scambio termico adeguato in uno scambiatore di calore gas-gas, il range di velocità che in letteratura viene indicato come ottimale risulta essere 10-30 m/s. [12]

Come valore di primo tentativo è stata, quindi, fissata una velocità di 12 m/s, tenendo presente che tale grandezza dovrà essere ottimizzata per garantire un compromesso tra scambio termico e caduta di pressione. L'aumento della velocità del fluido assicura infatti una maggiore turbolenza che provoca, da una parte, un rinnovo continuo di fluido fresco a contatto con le pareti metalliche dello scambiatore di calore che migliora notevolmente il trasferimento termico, dall'altra, l'aumento dell'attrito causa un aumento delle perdite di carico e, di conseguenza, un incremento del costo del pompaggio.

Come prima ipotesi, è stata presa in esame una configurazione che prevedeva sia l'ingresso sia l'uscita del fluido in direzione assiale. In particolare, due tubi coassiali sarebbero arrivati fino allo scambiatore del motore Stirling: il tubo più interno avrebbe contenuto la CO₂ ad alta temperatura in uscita dal ciclo CaL mentre il tubo esterno avrebbe raccolto la CO₂ a seguito dello scambio termico.

L'ingresso e l'uscita assiali avrebbero garantito un percorso del fluido ottimale ma, andando ad applicare tale idea teorica al caso in esame, esso è risultato totalmente inadeguato: il sistema sarebbe stato ingombrante ($d > 330$ mm), i tubi dello scambiatore sarebbero rimasti a ridosso esclusivamente della sezione di ingresso e, di conseguenza, il fluido non avrebbe raggiunto le zone più interne del volume a disposizione.

In figura (4.1) è possibile vedere, a livello qualitativo, entrambe le soluzioni.

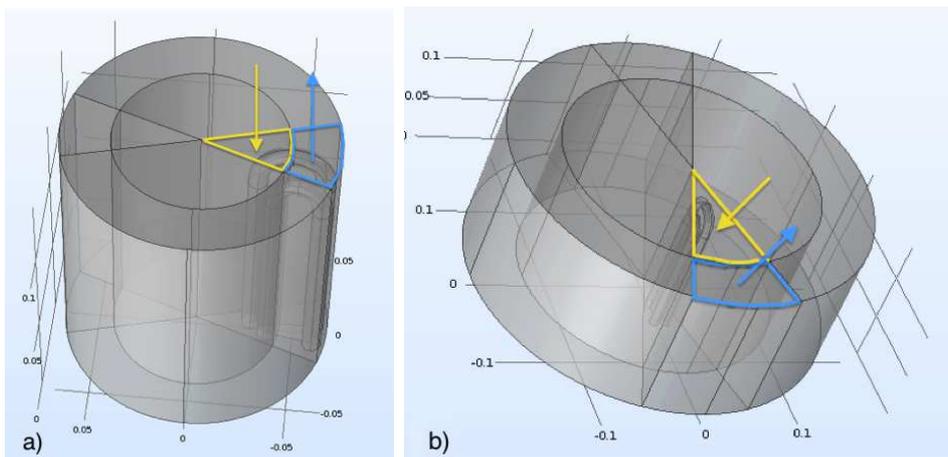


Figura 4.1. Configurazioni con ingresso assiale-uscita assiale: a) idea di base, b) caso in esame

È stata quindi presa in considerazione una seconda configurazione che prevede l'ingresso radiale e l'uscita assiale.

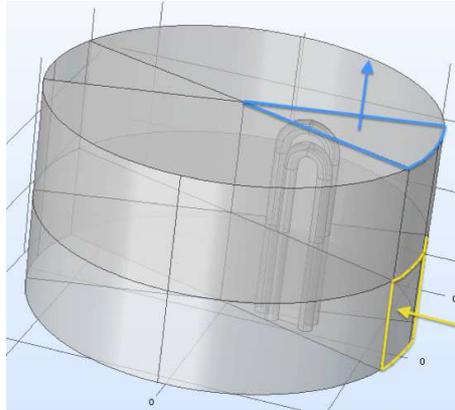


Figura 4.2. Configurazione con ingresso radiale e uscita assiale

Fissata la velocità e scelta la configurazione da analizzare, è stato quindi possibile determinare le sezioni di passaggio (tabella 4.2).

Tabella 4.2. Determinazione delle sezioni di passaggio

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Velocità	v	12 m/s
Area sezione ingresso	A_1	0,050 m ²
Altezza sezione ingresso	h	63,5 mm
Diametro sezione ingresso	d_1	252,8 mm
Area sezione uscita	A_2	0,050 m ²
Diametro sezione uscita	D_2	252,8 mm

4.2 Analisi Dimensionale

Con l'obiettivo di analizzare al meglio lo scambio termico per convezione, è stata svolta l'analisi dimensionale; sono stati calcolati il numero di Reynolds, di Prandtl e di conseguenza il numero di Nusselt per determinare il coefficiente di scambio termico convettivo. Anche in questo caso, per non appesantire la trattazione, i calcoli relativi alla determinazione delle proprietà dei fluidi vengono riportate in Appendice.

4.2.1 Flusso esterno - CO₂

Per il calcolo del numero di Reynolds e del numero di Nusselt del flusso esterno si è fatto riferimento al caso di 'flusso trasversale su cilindri circolari' (figura 4.3). [13]

Le proprietà del fluido necessarie sono valutate alla temperatura del film, ovvero la media tra la temperatura della corrente libera e quella della superficie.

$$T_f = \frac{T_\infty + T_p}{2} = 775^\circ\text{C} \quad (4.3)$$

dove $T_\infty = 800^\circ\text{C}$ e $T_p = 750^\circ\text{C}$.

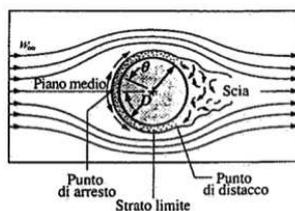


Figura 4.3. Linee di flusso su cilindri in direzione trasversale [13]

NUMERO DI REYNOLDS

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (4.4)$$

Tabella 4.3. Flusso esterno: calcolo del numero di Reynolds

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Densità	ρ	0,505 kg/m ³
Velocità	v	12 m/s
Viscosità dinamica	μ	4,26 e-5 Pas
Lunghezza caratteristica	L	9,5 mm
Numero di Reynolds	Re	1355

I valori utilizzati per il calcolo sono mostrati in tabella (4.3).
Come lunghezza caratteristica è stato preso il diametro esterno del tubo dello scambiatore pari a 9,5 mm.

Il moto risulta, quindi, laminare dal momento che il numero di Reynolds è minore del numero di Reynolds critico, che per questa particolare casistica risulta pari a 2×10^5 .

NUMERO DI PRANDTL

$$P_r = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (4.5)$$

Tabella 4.4. Flusso esterno: calcolo del numero di Prandtl

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Calore specifico	c_p	1250 J/kgK
Viscosità dinamica	μ	4,26 e-5 Pas
Conducibilità termica	λ	0,0737 W/mK
Numero di Prandtl	P_r	0,721

Il numero di Prandtl, pari a 0,721, è del tutto compatibile con i valori tipici dei gas.

NUMERO DI NUSSELT

Le correlazioni empiriche per il calcolo del numero di Nusselt medio nel caso di convezione forzata su cilindri circolari, con numeri di Reynolds compresi tra 40 e 4000 è data da: [13]

$$N_u = 0,683 R_e^{0,466} P_r^{1/3} \quad (4.6)$$

Tabella 4.5. Flusso esterno: calcolo del numero di Nusselt

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Numero di Reynolds	R_e	1355
Numero di Prandtl	P_r	0,721
Numero di Nusselt	N_u	17,65

Noto il numero di Nusselt è dunque possibile ricavare il coefficiente di scambio termico convettivo lato esterno h_e .

$$N_u = \frac{h_e D}{\lambda} \quad (4.7)$$

Tabella 4.6. Flusso esterno: calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo

Il coefficiente h_e risulta essere pari a 136,6 W/m²K.

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Diametro del tubo	d	9,5 mm
Numero di Nusselt	N_u	17,654
Conducibilità termica	λ	0,0737 W/mK
Coefficiente convettivo	h_e	136,60 W/m ² K

4.2.2 Flusso all'interno dei tubi - aria

Per il calcolo del numero di Reynolds e del numero di Nusselt del flusso interno si è fatto riferimento al caso di 'flusso all'interno di tubi'. [13]

In questo caso, le proprietà del fluido necessarie sono valutate alla temperatura media della massa fluida, ovvero la media aritmetica tra le temperature medie del fluido nelle sezioni di ingresso e uscita dal tubo.

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} = 628^\circ C \quad (4.8)$$

NUMERO DI REYNOLDS

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (4.9)$$

Tabella 4.7. Flusso interno: calcolo del numero di Reynolds

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Densità	ρ	5,080 kg/m ³
Velocità	v	2,045 m/s
Viscosità dinamica	μ	4,07 e-5 Pas
Lunghezza caratteristica	L	9,5 mm
Numero di Reynolds	Re	5523

Per quanto riguarda il calcolo della velocità dell'aria all'interno dei tubi dello scambiatore del motore Stirling, non avendo indicazioni precise, è stata stimata utilizzando l'informazione sulla cilindrata del motore e il dato del numero di giri per ricavare la portata in ogni tubo. Nota la sezione di passaggio, è stato in seguito possibile ottenere la velocità del fluido.

Il moto del deflusso interno risulta, in questo caso, turbolento (numero di Reynolds critico pari a 4000).

NUMERO DI PRANDTL

$$P_r = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (4.10)$$

Tabella 4.8. Flusso interno: calcolo del numero di Prandtl

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Calore specifico	c_p	1150 J/kgK
Viscosità dinamica	μ	4,07 e-5 Pas
Conducibilità termica	λ	0,0632 W/mK
Numero di Prandtl	Pr	0,721

NUMERO DI NUSSELT

La correlazione empirica per il calcolo del numero di Nusselt nel caso di moto turbolento pienamente sviluppato in convezione forzata è l'equazione di Dittus-Boelter ma, nel caso in esame, siccome il numero di Reynolds è inferiore a 10000, risulta più opportuno utilizzare la correlazione di Böhm (valida per l'intervallo $Re=3000-30000$). [13]

$$N_u = 0,0033 R_e P_r^{0,37} \quad (4.11)$$

Tabella 4.9. Flusso interno: calcolo del numero di Nusselt

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Numero di Reynolds	R_e	5523
Numero di Prandtl	P_r	0,721
Numero di Nusselt	N_u	16,15

Noto il numero di Nusselt è dunque possibile ricavare il coefficiente di scambio termico convettivo lato interno h_i .

Tale grandezza risulta di notevole importanza poiché dovrà essere inserita come dato di input nel software Comsol Multiphysics® nella caratterizzazione della condizione al contorno di flusso termico (vedi Capitolo 7).

$$N_u = \frac{h_i D}{\lambda} \quad (4.12)$$

Tabella 4.10. Flusso interno: calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Diametro del tubo	d	9,5 mm
Numero di Nusselt	N_u	16,151
Conducibilità termica	λ	0,0632 W/mK
Coefficiente convettivo	h_i	107,16 W/m ² K

Capitolo 5

COMSOL Multiphysics®

COMSOL Multiphysics® è un software di analisi agli elementi finiti e di simulazione per diverse applicazioni tecnologiche: meccanica strutturale, fluidodinamica, elettromagnetismo, trasferimento del calore, acustica o qualsiasi altra fisica modellata da un sistema di PDE. Grazie all'ambiente Multiphysics è possibile combinare le diverse interfacce fisiche per modellare processi che coinvolgono fenomeni differenti. [14]

Comsol è strutturato per procedere secondo un tipico flusso di lavoro di modellazione, composto da diverse fasi in seguito elencate. [15]

1. Impostazione dell'ambiente di applicazione:
 - selezione della dimensione spaziale (modello 0D, 1D, 1D assialsimmetrico, 2D, 2D assialsimmetrico, 3D);
 - scelta dell'interfaccia fisica (o delle interfacce nel caso di modelli multifisici) più adatta per la descrizione dei fenomeni da trattare;
 - selezione dello studio: studio stazionario o tempo dipendente;
2. Inserimento delle variabili e dei parametri (definite a livello di componente o a livello globale);
3. Creazione della geometria: combinazioni delle primitive geometriche disponibili tramite operazioni booleane e utilizzo di strumenti tipici dei software CAD (estrusioni, rivoluzioni ecc) per creare la geometria desiderata;
4. Indicazione delle proprietà dei materiali: utilizzo di materiali predefiniti presenti in libreria o introduzione di nuovi materiali definiti dall'utente;
5. Definizione delle condizioni al contorno;
6. Definizione della mesh: Comsol definisce di default una mesh *Physics-Controlled*, in alternativa è possibile creare una mesh personalizzata (*User-Defined*).
Tipicamente è possibile utilizzare: mesh con elementi triangolari o quadrilaterali per

modelli 2D oppure mesh con elementi tetraedrici, esaedrici, prismatici o piramidali per modelli 3D;

7. Risoluzione della simulazione numerica;
8. Post-processing dei risultati: definizione di nuovi set di dati (ad esempio per valutare il valore di una determinata variabile in un dato punto, valutare il suo valore minimo, massimo, medio), creazione di grafici delle grandezze d'interesse e tutto ciò che permette una corretta esposizione dei risultati.

5.1 Interfacce fisiche

Le interfacce fisiche che interessano il seguente studio sono i moduli di *Fluid Flow* e *Heat Transfer*. [15]

Il primo viene utilizzato per simulare numericamente il moto dei fluidi mentre l'*Heat Trasfer module* modella il calore scambiato principalmente tramite i fenomeni della conduzione e della convezione. Quest'ultima interfaccia offre, inoltre, la possibilità di modellare lo scambio termico nei solidi e nei fluidi, utilizzando, rispettivamente, i pacchetti denominati *Heat Transfer in Fluids* e *Heat Transfer in Solids*.

In particolare, nel caso in esame, sarà inserito il modulo *Heat Transfer in Fluids* dal momento che lo scambio termico analizzato avviene per lo più all'interno di fluidi.

Sarà comunque possibile aggiungere successivamente delle funzionalità per studiare lo scambio termico negli eventuali solidi presenti nel dominio.

In figura (5.1) viene mostrato come tali interfacce vengono visualizzate e le diverse opzioni presenti. In blu sono evidenziate le fisiche utilizzate per la modellazione dei sistemi analizzati in tale studio.

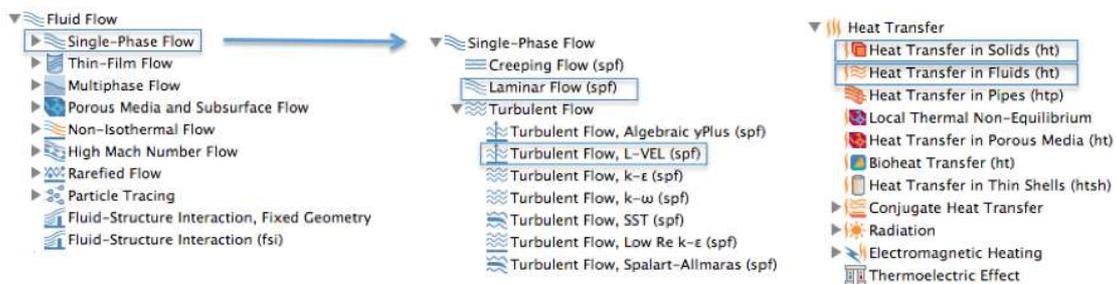


Figura 5.1. Interfacce fisiche utilizzate: *Fluid Flow-Heat Transfer*

In seguito verranno approfondite le caratteristiche principali di ogni interfaccia fisica menzionata, le equazioni utilizzate per la descrizione del fenomeno e, di conseguenza, le possibili condizioni al contorno da inserire nel modello necessarie per la risoluzione delle equazioni alle derivate parziali.

L'obiettivo principale di tale digressione è difatti mostrare, in maniera sintetica, quali equazioni alle derivate parziali il software risolve per ogni elemento del dominio.

5.2 Problema fluidodinamico: equazioni di Navier-Stokes

L'interfaccia fisica *Fluid Flow-Single Phase Flow* viene utilizzata per modellare e simulare numericamente la meccanica dei fluidi incomprimibili in regime laminare o turbolento. Occorre precisare che l'approssimazione di fluido incomprimibile può essere fatta nonostante il fluido in questione sia un gas dal momento che per flussi 'a bassa velocità' ovvero i flussi caratterizzati da un numero di Mach approssimativamente minore di 0,3, i fenomeni di comprimibilità possono essere trascurati.

In tale analisi è importante analizzare il regime di flusso calcolando il numero di Reynolds poiché se il regime risulta turbolento occorre utilizzare un modello di turbolenza. È da tenere presente che, a livello teorico, i flussi laminari e turbolenti sono descritti dalle stesse equazioni ma, in pratica, se viene simulato un flusso turbolento con un'interfaccia per fenomeni laminari, la risoluzione della mesh non è sufficiente per simulare correttamente la turbolenza. Di conseguenza, è possibile modellare un flusso laminare con una delle interfacce *Turbulent Flow* ma non viceversa.

Per tale motivo, verranno analizzate a livello analitico le equazioni e le relative condizioni al contorno utilizzate nel pacchetto *Laminar Flow* e si lascia al lettore un eventuale approfondimento sull'applicazione di tali equazioni per il moto di un fluido turbolento.

Le interfacce *Fluid Flow* per un fluido monofase si basano sulle equazioni di Navier-Stokes:

Equazione di continuità:

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

Legge di conservazione della quantità di moto:

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \nabla \cdot [-pI + \tau] + \vec{F} \quad (5.2)$$

Legge di conservazione dell'energia:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) T \right) = -(\nabla \cdot \vec{q}) + \tau : S - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(\frac{\partial p}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) p \right) + Q \quad (5.3)$$

dove

- ρ è la densità (kg/m³);
- \vec{u} è il vettore velocità (m/s);
- p è la pressione (Pa);
- τ è il tensore degli sforzi viscosi (Pa);
- F è il vettore delle forze di volume (N/m³);
- c_p è la capacità termica specifica a pressione costante (J/kgK);

- T è la temperatura assoluta (K);
- \mathbf{q} è il vettore del flusso di calore (W/m^2) dato dalla legge di Fourier;
- Q contiene le fonti di calore (W/m^3);
- S è il tensore delle deformazioni (Pa).

Con l'ipotesi di fluido incomprimibile, la densità è considerata costante, ottenendo quindi una formulazione semplificata dell'equazione di continuità e della legge della conservazione della quantità di moto.

$$\rho \nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (5.4)$$

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = \nabla \cdot [-pI + \mu(\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T)] + \vec{F} \quad (5.5)$$

Inoltre, per fenomeni stazionari, tali equazioni diventano:

$$\rho \nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (5.6)$$

$$\rho(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = \nabla \cdot [-pI + \mu(\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T)] + \vec{F} \quad (5.7)$$

Le condizioni al contorno più comunemente utilizzate per la risoluzione del campo di moto di fluidi incomprimibili sono:

1. WALL

Diverse possibilità sono disponibili:

- No slip condition: il fluido a contatto con la parete è fermo.

$$\vec{u} = 0 \quad (5.8)$$

tale condizione risulta di default per il moto laminare. Non è invece selezionabile dal menù a tendina per il moto turbolento in cui è necessario tenere conto delle reali condizioni alla parete tramite delle 'wall function'.

- Slip condition: esprime che il fluido non può lasciare il dominio (*no-penetration condition*) e non vi sono effetti viscosi in direzione tangenziale.

$$\vec{u} \cdot \vec{n} = 0 \quad (5.9)$$

- Sliding wall: la superficie scorre lungo la sua direzione tangenziale.
- Moving wall: la velocità del fluido è la stessa della superficie.

$$\vec{u} = \vec{u}_w \quad (5.10)$$

- Leaking wall: parte del fluido esce dal dominio con una certa velocità.
2. INLET: la condizione di ingresso del fluido viene tipicamente definita descrivendo il campo di velocità (tramite l'inserimento del modulo della velocità in direzione normale o delle componenti del vettore).

$$\vec{u} = -u_0 \cdot \vec{n} \quad (5.11)$$

Può tuttavia essere costituita anche da una prescrizione sulla pressione.

3. OUTLET: descrive la condizione di uscita del flusso. L'impostazione predefinita è la prescrizione del valore della pressione. Tipicamente questa condizione deve essere integrata con delle precisazioni sulla componente tangenziale della velocità (solitamente posta uguale a zero). Tale condizione è fisicamente equivalente ad un bordo di uscita adiacente ad un contenitore di grandi dimensioni e non può essere utilizzata qualora vi siano sforzi viscosi a valle di tale bordo.

$$[-pI + \mu(\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T)]\vec{n} = -\hat{p}_0\vec{n} \quad (5.12)$$

$$\hat{p}_0 \leq p_0 \quad (5.13)$$

4. SIMMETRIA: descrive correttamente i bordi di simmetria in una simulazione di un flusso di fluido. Tale scelta prevede la condizione di non penetrazione del fluido e l'assenza di sforzi viscosi sul bordo.

$$\vec{u} \cdot \vec{n} = 0 \quad (5.14)$$

$$[-pI + \eta(\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T)]\vec{n} = 0 \quad (5.15)$$

5.3 Problema termico: equazione del calore

L'interfaccia *Heat Transfer in Fluids* utilizza come modello matematico per il trasferimento di calore nei fluidi la formulazione dell'equazione del calore vista precedentemente:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \vec{u} \cdot \nabla T = -(\nabla \cdot \vec{q}) + Q \quad (5.16)$$

Il primo termine, contenente la derivata rispetto al tempo della variabile temperatura è il termine non stazionario; di conseguenza, per l'applicazione trattata questo termine non è presente. L'equazione del calore diventa quindi:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + (\nabla \cdot \vec{q}) = Q \quad (5.17)$$

in cui :

- ρ è la densità (kg/m³);
- c_p è la capacità termica specifica a pressione costante (J/kgK);
- \vec{u} è il campo di velocità del fluido (m/s);
- T è la temperatura (K);
- q è il calore scambiato per conduzione (W/m²);
- Q è la fonte di calore (W) che descrive la generazione di calore all'interno del dominio.

Il termine contenente il calore scambiato per conduzione può essere riscritto utilizzando la legge di Fourier che mette in evidenza la relazione tra il vettore del flusso di calore e il gradiente di temperatura.

$$q = -k \nabla T \quad (5.18)$$

Dove k è la conduttività termica del fluido (W/mK).

Trattandosi di un problema stazionario, le condizioni da inserire nel modello per risolvere tale equazione sono esclusivamente le condizioni al contorno.

Le più usuali per il problema termico sono:

1. TEMPERATURA: impone un valore di temperatura del fluido su un determinato bordo. L'equazione per questa condizione è

$$T = -T_0 \quad (5.19)$$

dove T_0 è la temperatura che viene specificata sul bordo.

2. ISOLAMENTO TERMICO: indica che il gradiente di temperatura oltre il bordo deve essere nullo. Affinché questo sia vero, la differenza di temperatura tra le zone adiacenti al bordo deve essere nulla.

$$-\vec{n} \cdot \vec{q} = 0 \quad (5.20)$$

3. INLET: tale condizione indica che l'unica modalità di trasferimento del calore sul bordo di uscita è la convezione. Di conseguenza, il gradiente di temperatura nella direzione normale è pari a zero e non vi è irraggiamento. È solitamente una buona approssimazione delle condizioni di bordo di uscita in un modello *Heat Transfer-Fluid flow*.

$$-\vec{n} \cdot \vec{q} = 0 \quad (5.21)$$

4. SIMMETRIA: è la condizione al contorno per i bordi di simmetria e indica che non c'è flusso di calore attraverso tali confini.
5. FLUSSO TERMICO (HEAT FLUX): è la condizione al bordo da inserire per definire un contributo di flusso di calore al bordo.

$$-\vec{n} \cdot \vec{q} = q_0 \quad (5.22)$$

Diverse opzioni sono disponibili.

È possibile infatti definire:

- un flusso di calore entrante generico q_0 in (W/m^2) attraverso i bordi selezionati.
- un flusso termico convettivo (andando a definire il coefficiente di scambio termico convettivo ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) e una temperatura esterna (K)).

$$q_0 = h(T_{\text{ext}} - T) \quad (5.23)$$

- un flusso termico totale (inserendo il valore della potenza termica in (W)).

$$q_0 = \frac{P_0}{A} \quad (5.24)$$

6. SPESSORE SOTTILE (THIN LAYER): per inserire nel modello lo spessore e la conduttività termica di un materiale resistivo presente su un bordo.

Capitolo 6

Il modello semplificato

Al fine di comprendere ed essere, quindi, in grado di utilizzare al meglio le potenzialità del software, è stato dapprima implementato un modello semplificato: uno scambiatore aria/CO₂ della tipologia ‘tubo nel tubo’ dalla geometria nota.

I tempi di calcolo estremamente ridotti hanno permesso di capire che tipo di mesh scegliere, quali interfacce fisiche adottare tra quelle disponibili e quali condizioni al contorno applicare per la trattazione di un problema di scambio termico.

6.1 Caratterizzazione del problema

Il caso semplificato viene riassunto di seguito: in tabella (6.1) sono riportati i dati forniti in input mentre in figura (6.1) è mostrata la geometria.

Tabella 6.1. Dati in input

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Diametro interno tubo interno	D _A	75 mm
Diametro esterno tubo interno	D _B	80 mm
Diametro esterno tubo esterno	D _C	100 mm
Portata aria (tubo interno)	\dot{m}_{aria}	100 kg/h=0,0278 kg/s
Portata CO ₂ (tubo esterno)	\dot{m}_{CO_2}	140 kg/h=0,04 kg/s
Temperatura ingresso aria	T _{in,aria}	20 °C
Temperatura uscita aria	T _{out,aria}	74 °C
Temperatura ingresso CO ₂	T _{in,CO₂}	295 °C

Valutate le proprietà dei due fluidi alle opportune temperature, si applica l’equazione di bilancio di energia all’aria per poter valutare la potenza termica complessivamente scambiata e, in seguito, scrivendo tale relazione anche per l’anidride carbonica, ricavare la temperatura di uscita incognita.

Si avrà quindi:

$$\Phi = \dot{m}_{\text{aria}} c_{p,\text{aria}} (T_{\text{in,aria}} - T_{\text{out,aria}}) = 1509W \quad (6.1)$$

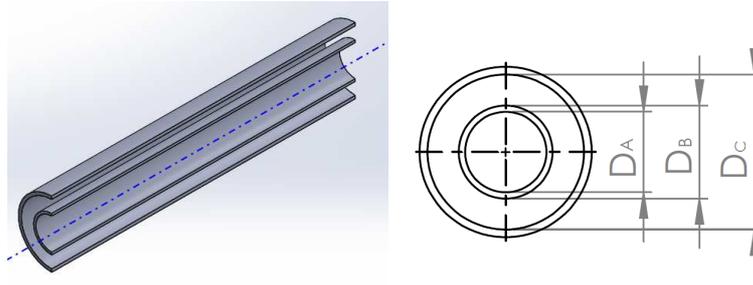


Figura 6.1. Geometria modello semplificato

$$\Phi = \dot{m}_{\text{aria}} c_{p,\text{aria}} (T_{\text{in,aria}} - T_{\text{out,aria}}) = \dot{m}_{\text{CO}_2} c_{p,\text{CO}_2} (T_{\text{in,CO}_2} - T_{\text{out,CO}_2}) = 1509W \quad (6.2)$$

$$T_{\text{out,CO}_2} = 259^\circ C \quad (6.3)$$

6.2 Dimensionamento

Per determinare il regime del moto per ognuno dei fluidi e per calcolare i coefficienti di scambio termico è stata svolta l'analisi dimensionale, in modo del tutto analogo al caso analizzato nel Capitolo 4.

Per non appesantire la trattazione, l'intera analisi viene riassunta in tabella (6.5).

Tabella 6.2. Risultati analisi dimensionali

GRANDEZZA	SIMBOLO	VALORE
Numero di Reynolds aria	Re_{aria}	21 900
Numero di Prandtl aria	Pr_{aria}	0,710
Numero di Nusselt aria	Nu_{aria}	59,5
Coefficiente di scambio termico lato interno	h_i	21,8 W/m ² °C
Numero di Reynolds CO ₂	Re_{CO_2}	11 400
Numero di Prandtl CO ₂	Pr_{CO_2}	0,734
Numero di Nusselt CO ₂	Nu_{CO_2}	36,9
Coefficiente di scambio termico lato esterno	h_e	67 W/m ² °C

Trattandosi, in entrambi i casi, di flussi turbolenti in condizioni di convezione forzata, la correlazione utilizzata per il calcolo del numero di Nusselt è la correlazione di Dittus-Boelter, ovvero:

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^n \quad (6.4)$$

con l'esponente n pari a 0,3 o a 0,4 in caso rispettivamente di riscaldamento o raffreddamento del fluido.

Un parametro da calcolare ai fini del dimensionamento è la lunghezza dello scambiatore, che può essere ricavata dalla seguente relazione poiché nascosta nel termine A :

$$\Phi = UA\Delta T_{ml} \quad (6.5)$$

Occorre quindi calcolare il coefficiente di scambio termico globale U e la differenza di temperatura media logaritmica.

Trattandosi di uno scambiatore controcorrente, il termine ΔT_{ml} è così definito:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{in,CO_2} - T_{out,aria}) - (T_{out,CO_2} - T_{in,aria})}{\ln \frac{(T_{in,CO_2} - T_{out,aria})}{(T_{out,CO_2} - T_{in,aria})}} = 230^\circ C \quad (6.6)$$

Il prodotto UA può essere calcolato sfruttando il metodo dell'analogia elettrica:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{aria}} + \frac{\ln \frac{D_B}{D_A}}{2\pi k_g L} + \frac{1}{h_e A_{CO_2}} \quad (6.7)$$

L'equazione può essere semplificata se si tiene conto del fatto che la resistenza termica della parete del tubo risulta spesso trascurabile poiché i materiali dei tubi metallici sono caratterizzati da valori di conducibilità elevata. Si ottiene quindi:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{aria}} + \frac{1}{h_e A_{CO_2}} \quad (6.8)$$

Noti i coefficienti convettivi, risulta possibile valutare il coefficiente di scambio termico globale tra i due fluidi U . Occorre però ricordare che, trattandosi di una geometria cilindrica, tale coefficiente deve essere riferito ad una precisa superficie di scambio, ad esempio a quella lambita dal fluido del condotto interno A_{aria} , ottenendo quindi $U=U_1$.

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \frac{A_{CO_2}}{A_{aria}}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \frac{\pi D_A L}{\pi D_B L}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \frac{D_A}{D_B}} = 16,45 \text{ W/m}^2\text{C} \quad (6.9)$$

Una volta scritta l'equazione per il calcolo della potenza termica in funzione del coefficiente globale di scambio termico riferito alla superficie interna U_1 , può essere dunque determinata la lunghezza dello scambiatore:

$$\Phi = U_1 \Delta T_{ml} = U_1 (\pi D_A L) \Delta T_{ml} \quad (6.10)$$

$$L = 1,67 \text{ m} \quad (6.11)$$

Il problema è quindi definito:

- Lo scambiatore è uno scambiatore a tubi concentrici controcorrente di lunghezza pari a 1,67 m;

- La potenza scambiata risulta di 1,5 kW;
- L'aria entra nel tubo interno ad una temperatura di 20 °C e si scalda fino ad una temperatura di circa 75 °C;
- L'anidride carbonica entra nel tubo esterno ad una temperatura di 295 °C e cede calore all'aria, uscendo ad una temperatura di circa 260 °C;
- Il moto di entrambi i fluidi è turbolento.

6.3 Implementazione del modello su Comsol Multiphysics®

Come già annunciato nel capitolo precedente, prima dell'implementazione dello scambiatore Elrond, è stato analizzato un modello semplificato di uno scambiatore aria/CO₂.

Al fine di testare diverse funzioni e di comprendere meglio alcune opzioni presenti nelle varie impostazioni sono state eseguite diverse simulazioni.

In particolare, sono stati implementati per mezzo del software dieci modelli che differiscono tra loro per le seguenti caratteristiche:

- la scelta della dimensione spaziale (modello 2D assialsimmetrico e modello 3D);
- le caratteristiche geometriche (trattazione con spessore del tubo presente o considerato trascurabile) e di conseguenza le interfacce fisiche da inserire come ad esempio lo studio del trasferimento di calore nel solido in caso di spessore presente;
- le differenti possibilità per la trattazione del problema fluidodinamico (moto laminare o turbolento);
- le diverse tipologie di mesh (*Physics-Controlled* o *User-Defined*).

In tabella (6.3) vengono quindi elencate le diverse combinazioni analizzate:

Tabella 6.3. Elenco simulazioni

DIM	SPESSORE	REGIME DI MOTO	MESH	SIMULAZIONE
2D	spessore trascurabile	Laminare	Physics-Controlled	1
			User-Defined	2
	Turbolento	Physics-Controlled	3	
		User-Defined	4	
	spessore effettivo	Laminare	Physics-Controlled	5
			User-Defined	6
	Turbolento	Physics-Controlled	7	
		User-Defined	8	
3D	spessore trascurabile	Turbolento	Physics-Controlled	9
			User-Defined	10

Nel caso in esame, seguendo gli step indicati nel Capitolo 5, si avrà quindi:

1. Impostazione dell'ambiente di applicazione

- Dimensione spaziale: 2D assialsimmetrico o 3D.
- Interfacce fisiche:
 - *Heat transfer/Turbulent Flow*;
 - *Heat transfer/Laminar Flow*.
- Tipo di studio: studio stazionario.

2. Impostazione delle variabili e dei parametri

Parameters		
Name	Expression	Value
T_inCO2	295[degC]	568.15 K
T_inAIR	20[degC]	293.15 K
u_CO2	14.49[m/s]	14.49 m/s
u_AIR	5.66[m/s]	5.66 m/s

Figura 6.2. Esempio di inserimento dei parametri per la simulazione

3. Geometria

Per quanto riguarda i modelli 2D assialsimmetrici sono state implementate due diverse geometrie: una in cui lo spessore è infinitesimo e quindi non considerato come dominio e l'altra in cui invece tale elemento è presente. Per la geometria 3D è stato trattato solo il caso con lo spessore infinitesimo, dal momento che, sulla base delle simulazioni 2D, è stato possibile affermare che i tempi di computazione sarebbero aumentati notevolmente senza alcun miglioramento apprezzabile nella precisione dei risultati.

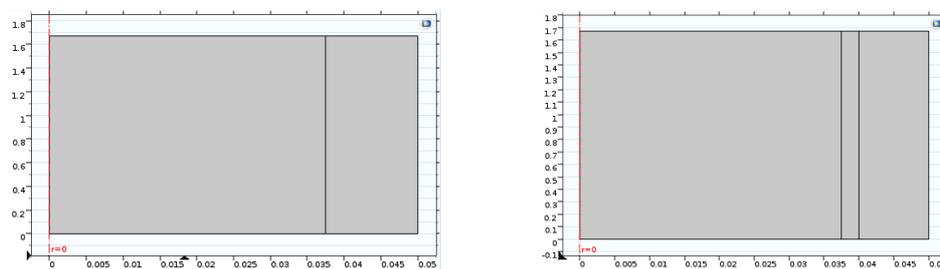


Figura 6.3. Geometria: 2D assialsimmetrico con spessore e senza spessore

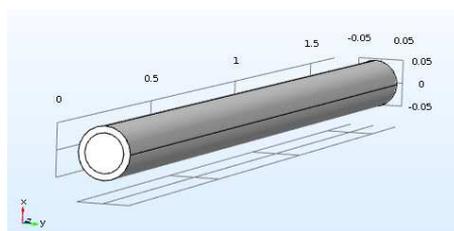


Figura 6.4. Geometria: 3D senza spessore

4. Proprietà dei materiali

L'aria e la CO₂ sono materiali disponibili nella libreria di Comsol Multiphysics[®], di conseguenza le relazioni che descrivono le diverse proprietà in funzione della temperatura sono definite.

Per il caso dell'anidride carbonica, l'utente deve però specificare il rapporto tra i calori specifici g e il valore della densità ρ .

Quando si utilizza la legge dei gas ideali per descrivere il comportamento di un fluido, è sufficiente fornire il valore del rapporto tra c_p e c_v per valutare il calore specifico a pressione costante.

Per i gas diatomici come l'aria il valore di g è pari a 1,4 e viene inserito di default una volta caricato il materiale dalla libreria.

Nel caso di modelli con tre domini, uno per l'aria, uno per l'anidride carbonica e l'altro per la parete metallica, è inserito un nuovo materiale, un acciaio inossidabile, che può essere descritto da tre parametri: conduttività termica, densità e calore specifico a pressione costante.

In seguito sono riportate le proprietà di ciascun materiale e i domini in cui queste sono definite.

- ARIA

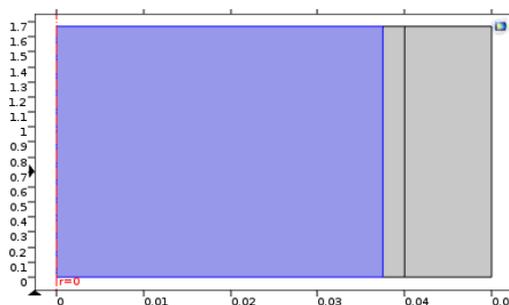


Figura 6.5. Dominio aria

Property	Name	Value	Unit	Property group
<input checked="" type="checkbox"/> Thermal conductivity	k	$k(T[1/K])[W/(m*K)]$	W/(m·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Heat capacity at constant pressure	Cp	$C(T[1/K])[J/(kg*K)]$	J/(kg·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Density	rho	$\rho_{gas_2}(T[1/K])[kg/m^3]$	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Dynamic viscosity	mu	$\eta(T[1/K])[Pa*s]$	Pa·s	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Ratio of specific heats	gamma	1.4	1	Basic
TD	TD	$TD(T[1/K])[m^2/s]$	m ² /s	Basic

Figura 6.6. Proprietà aria

- CO₂

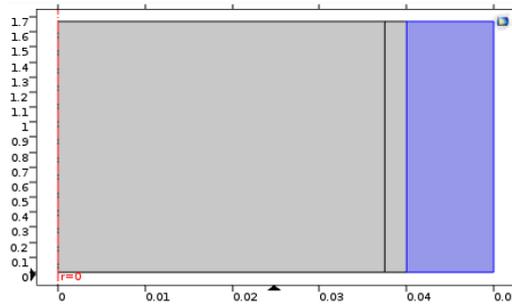


Figura 6.7. Dominio CO₂

Property	Name	Value	Unit	Property group
<input checked="" type="checkbox"/> Thermal conductivity	k	k(T[1/K])[W/(m*K)]	W/(m-K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Heat capacity at constant pre...	Cp	C_gas_2(T[1/K])[J/(kg*K)]	J/(kg-K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Dynamic viscosity	mu	eta(T[1/K])[Pa*s]	Pa-s	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Density	rho	0.976	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Ratio of specific heats	gamma	1.22	1	Basic
HC	HC	HC_gas_2(T[1/K])[J/(mol*K)]	J/(mol-K)	Basic

Figura 6.8. Proprietà CO₂

- ACCIAIO (dove presente)

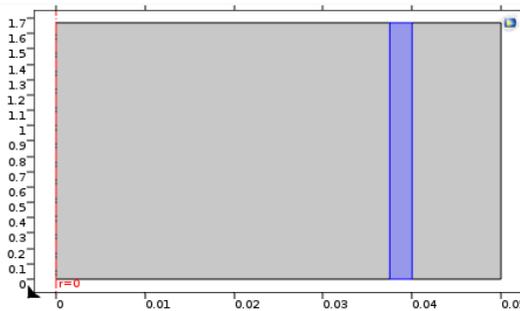


Figura 6.9. Dominio acciaio

Property	Name	Value	Unit	Property group
<input checked="" type="checkbox"/> Thermal conductivity	k	15	W/(m-K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Density	rho	7800	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Heat capacity at constant pre...	Cp	420	J/(kg-K)	Basic

Figura 6.10. Proprietà acciaio

5. Condizioni al contorno

Per il problema fluidodinamico e il problema termico sono disponibili diverse condizioni al contorno da applicare opportunamente ai confini del modello. In figura (6.11) sono riportate, a titolo di esempio, le condizioni al bordo utilizzate nei casi con geometria 2D assialsimmetrica in cui lo spessore non è stato trascurato.

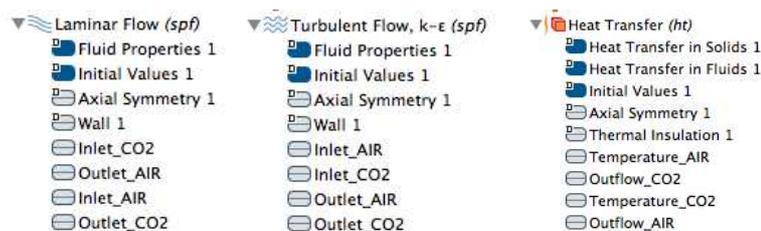


Figura 6.11. Condizioni al contorno per simulazioni 2D assialsimmetriche in cui lo spessore viene modellato

6. Mesh: *Physics Controlled* o *User Defined*

Per il caso in esame, nella versione 2D, è stata implementata una mesh *Mapped*, ovvero una mesh quadrilaterale strutturata, definita da tre distribuzioni.

Al fine di studiare in maniera accurata la risposta del sistema nelle zone del dominio in cui sono presenti gradienti marcati, è conveniente infittire la mesh in tali regioni. Le distribuzioni utilizzate sono distribuzioni simmetriche così definite:

Tabella 6.4. Caratteristiche delle distribuzioni *Mapped-mesh*

	Numero di elementi	Element ratio
Distribuzione 1	30	4
Distribuzione 2	90	6
Distribuzione 3	20	2

La prima distribuzione seziona il tubo lungo il suo asse, mentre le distribuzioni due e tre suddividono i due domini (rispettivamente il tubo interno e la corona circolare adiacente) in molteplici elementi di forma prismatica lungo la direzione radiale.

Per quanto riguarda il modello tridimensionale, oltre alla simulazione con la mesh predefinita è stato implementato un modello con una *mapped mesh* utilizzando la funzione *Boundary Layers*. Tale tipo di mesh viene tipicamente utilizzata per problemi termofluidodinamici al fine di modellare al meglio il comportamento dei fluidi nei pressi delle pareti dal momento che garantisce un infittimento della mesh lungo la direzione normale dei bordi selezionati.

Nelle figure (6.12) e (6.13) sono riportate le due tipologie di mesh analizzate ed è

possibile vedere come sia presente un numero maggiore di elementi in corrispondenza della parete metallica del tubo, dove si avranno i gradienti di temperatura maggiori. I casi riportati sono relativi alle simulazioni in cui lo spessore del tubo è considerato trascurabile ma il medesimo studio è stato eseguito anche sui modelli in cui è presente la parete metallica.

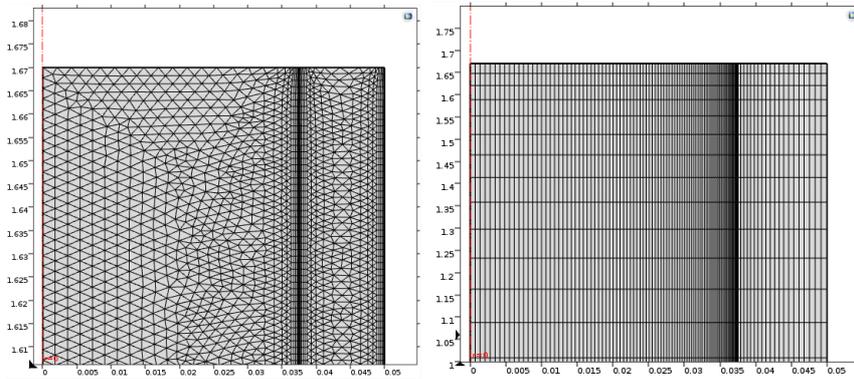


Figura 6.12. Confronto mesh modello 2D: *Physics-Controlled Mesh* e *Mapped Mesh*

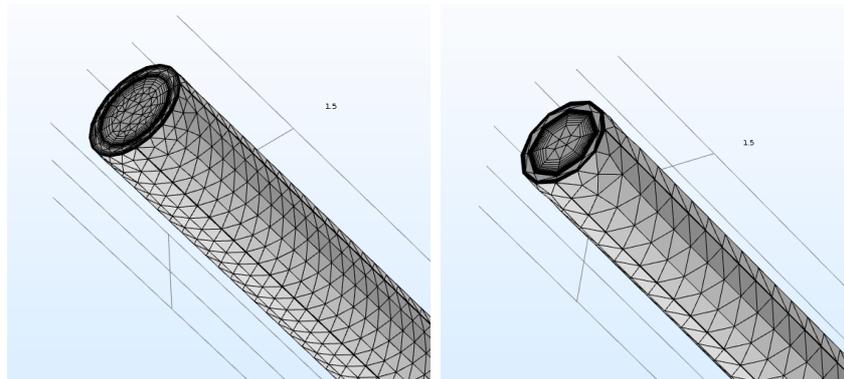


Figura 6.13. Confronto mesh modello 3D: *Physics-Controlled Mesh* e *Mapped Mesh* con funzione *Boundary Layer*

6.4 Analisi dei risultati

In tabella(6.5) sono riassunti i risultati ottenuti dalle diverse simulazioni. Nell'ultima colonna sono presenti i risultati ottenuti dalla trattazione analitica che, sebbene sia utilizzata come metro di paragone per analizzare i diversi risultati delle modellazioni numeriche, non è affatto detto che sia la soluzione più corretta. Tali risultati infatti derivano da approssimazioni e correlazioni empiriche, basti pensare alle proprietà valutate alla temperatura media o alle correlazioni per il calcolo del numero di Nusselt.

Tabella 6.5. Risultati ottenuti

SIMULAZIONE	$T_{\text{out,AIR}}$ (°C)	$T_{\text{out,CO}_2}$ (°C)	U (W/m ² K)	Φ (kW)	t (min) ¹
1	49,7	270,5	9,9	0,929	8
2	47	270,7	6,7	0,626	1
3	58	266,7	14,9	1,372	32
4	59,4	266,5	15,0	1,387	1
5	50,7	264,8	10,9	1,009	7
6	47,6	266,7	7,2	0,669	1
7	59	260,5	14,9	1,397	34
8	60,3	260,2	15,2	1,418	1
9	70	271	13,8	1,275	50
10	70,5	271	13,7	1,265	15
Analitico	74	259	16,5	1,509	-

Ciò che risulta subito evidente da questa serie di dati è la maggior precisione dei modelli di simulazione tridimensionali in confronto a quelli bidimensionali.

Ovviamente tale precisione viene pagata in termini di complessità computazionale arrivando quasi ad un'ora di tempo di calcolo per il modello 3D con la mesh predefinita.

Un'altra importante informazione fornita da tale studio è la differenza di risultati dovuta dall'utilizzo delle due diverse interfacce fisiche: *Laminar Flow* e *Turbulent Flow*. Come era facilmente prevedibile, l'interfaccia del moto turbolento descrive in maniera più accurata il fenomeno della turbolenza, giungendo, di conseguenza, a risultati più precisi.

Un'ulteriore affermazione che può essere fatta riguarda la tipologia di mesh utilizzata. Si prendano a titolo d'esempio le simulazioni 7 e 8 per i modelli bidimensionali dove il tempo di calcolo risulta pari a circa 34 minuti per l'utilizzo della mesh predefinita mentre vale poco più di un minuto per la mesh ottenuta con le tre diverse distribuzioni.

Anche dal confronto tra i casi 9 e 10, trattando i modelli tridimensionali, la differenza in termini di tempo di elaborazione è notevole.

E tale divario non risulta compensato da un aumento apprezzabile della precisione dei risultati.

¹Calcolatore utilizzato per le simulazioni: MacBook Pro, processore 2,9 GHz Intel Core i7, memoria 8 GB 1600 MHz DDR3

Capitolo 7

Il modello base

7.1 Creazione del modello

Il modello analizzato è un modello tridimensionale, creato sfruttando gli strumenti di disegno CAD del software. In particolare sono stati dapprima creati due cilindri sovrapposti per permettere la distinzione della sezione di ingresso dalle altre superfici e, in seguito, sono stati definiti due piani per partizionare l'oggetto in modo da isolare il volume d'interesse.

All'interno della porzione così ottenuta sono stati disegnati i due tubi dello scambiatore: tracciato il diametro del tubo sul piano $z=0$ e riportato, su un piano passante per l'asse dei cilindri, lo schizzo dello sviluppo longitudinale del tubo, con l'utilizzo della funzione *Sweep* è stata ottenuta la geometria desiderata.

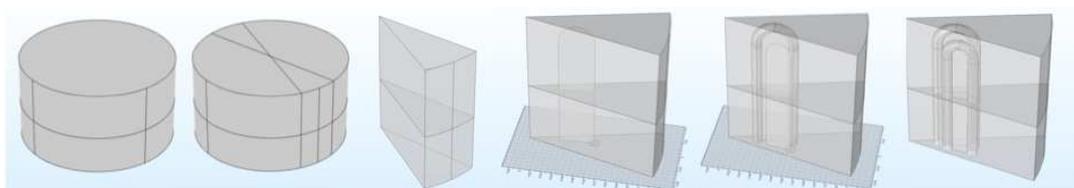


Figura 7.1. Step seguiti per la realizzazione del volume desiderato

In tale modo però, il volume contenuto in ciascun tubo viene rilevato come un dominio e, di conseguenza, l'interfaccia di separazione risultava un cosiddetto 'bordo interno', non adeguato per l'inserimento della condizione al contorno *Heat Flux* su tale superficie. Con la funzione booleana *Difference*, è stato possibile sottrarre al dominio principale, i diversi volumi occupati dai tubi. La geometria finale della porzione è presentata in figura (7.2).

L'unico materiale inserito è l'anidride carbonica poiché lo scambio termico con i tubi dello scambiatore del motore Stirling è simulato tramite condizione di *Heat Flux*. Il materiale è stato selezionato tra quelli presenti nella libreria e gli unici dati di cui è richiesto l'inserimento sono il valore della densità e il rapporto tra i calori specifici g che sono stati opportunamente valutati e inseriti nella lista dei parametri.

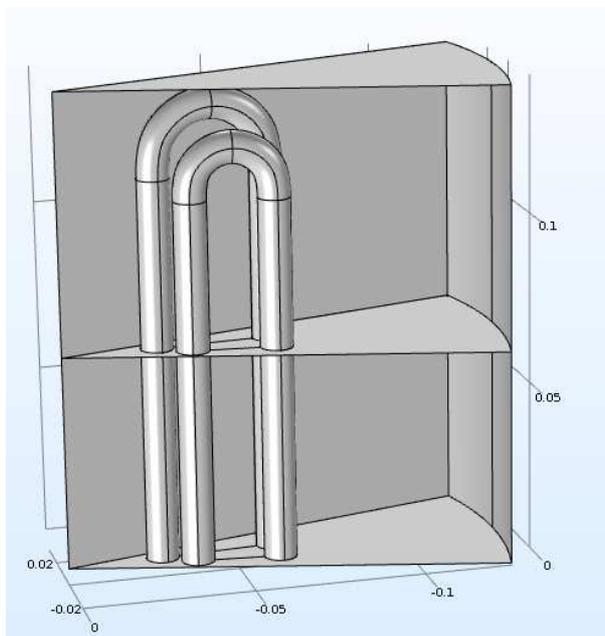


Figura 7.2. Geometria del modello

Non è stato modellato lo spessore dei tubi perché, come è stato constatato sia analiticamente sia tramite le simulazioni dei modelli semplificati, tale contributo può essere trascurato senza apprezzabili variazioni nei risultati.

Le interfacce fisiche utilizzate sono *Heat Transfer in Fluids* e *Turbulent Flow k- ϵ* e le equazioni da risolvere sono quindi quelle analizzate in maniera dettagliata nel Capitolo 5. L'accoppiamento di tali interfacce è possibile grazie alla capacità del software di creare modelli multifisici, risolvendo le equazioni prese da diverse aree della fisica.

Nonostante di default le equazioni vengono risolte simultaneamente per ogni elemento del dominio, è possibile accelerare la convergenza del problema utilizzando la cosiddetta *step by step solution* che prevede di risolvere dapprima il problema fluidodinamico e, solo in seguito, aggiungere la computazione dell'equazione dell'energia.

Le condizioni al contorno necessarie per la risoluzione del campo di moto sono riassunte in tabella (7.1):

Tabella 7.1: Condizioni al contorno per problema fluidodinamico

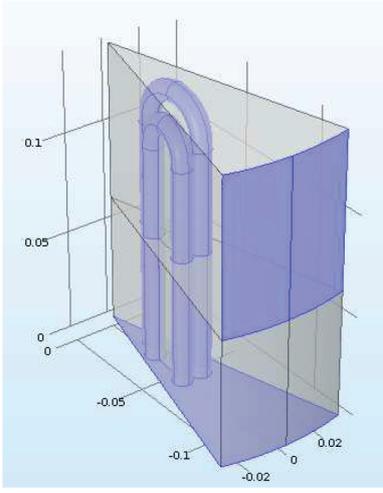
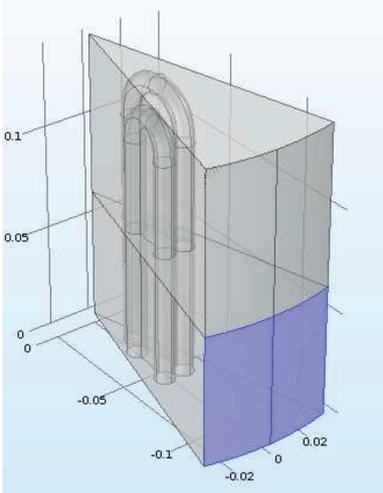
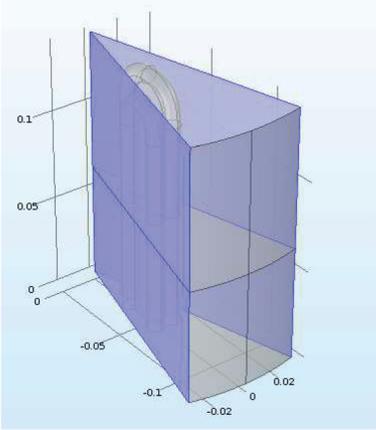
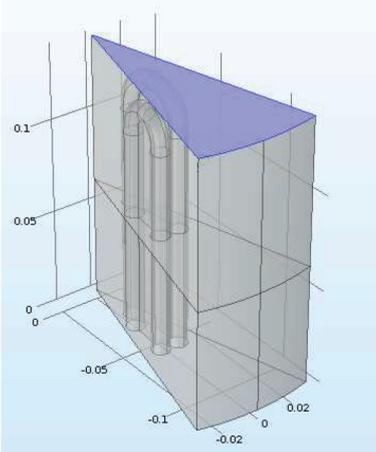
TURBULENT FLOW		
Boundary Conditions	Boundary Selection	Equations
WALL		$\vec{u} \cdot \vec{n} = 0$ $[(\mu + \mu_T)(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T)]\vec{n} = -\rho \frac{u_\tau}{\delta_w^+} \vec{u}_{\text{tang}}$ $\vec{u}_{\text{tang}} = \vec{u} - (\vec{u} \cdot \vec{n})\vec{n}$ $\nabla k \cdot \vec{n} = 0, \quad \epsilon = \rho \frac{c_\mu k^2}{\kappa_\nu \delta_w^+ \mu}$
INLET		$\vec{u} = -U_0 \vec{n}$ $U_{\text{ref}} = U_0$ $k = \frac{3}{2}(U_{\text{ref}}/\Gamma)^2, \quad \epsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{L_T}$

Tabella 7.1: continua

Tabella 7.1: continua

Boundary Conditions	Boundary Selection	Equations
SYMMETRY		$\vec{u} \cdot \vec{n} = 0$ $\mathbf{K} - (\mathbf{K} \cdot \vec{n})\vec{n} = 0$ $\mathbf{K} = [(\mu + \mu_T)(\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T)]\vec{n}$ $\nabla k \cdot \vec{n} = 0, \quad \nabla \epsilon \cdot \vec{n} = 0$
OUTLET		$[-p\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T)]\vec{n} = -\hat{p}_0\vec{n}$ $\hat{p}_0 \leq p_0$ $\nabla k \cdot \vec{n} = 0, \quad \nabla \epsilon \cdot \vec{n} = 0$

Le condizioni al contorno inserite per la risoluzione dell'equazione dell'energia sono riassunte in tabella (7.2):

Tabella 7.2: Condizioni al contorno per problema termico

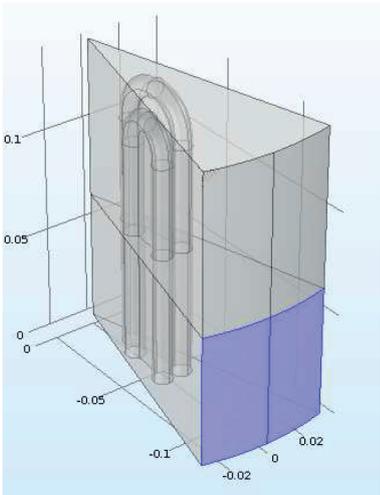
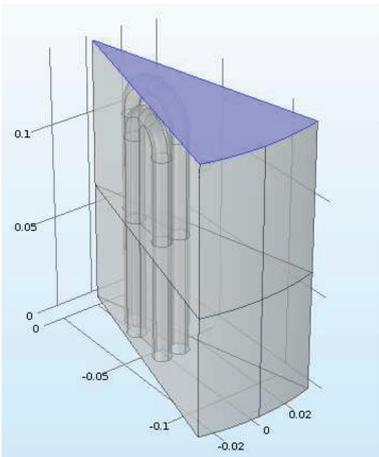
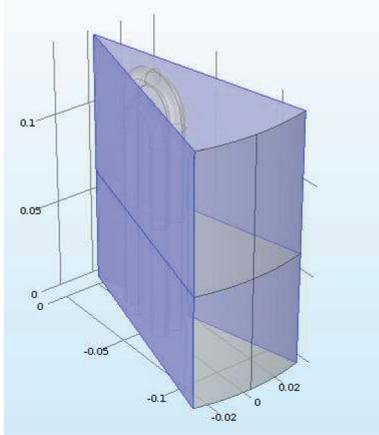
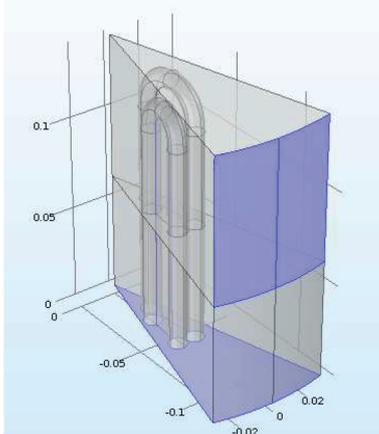
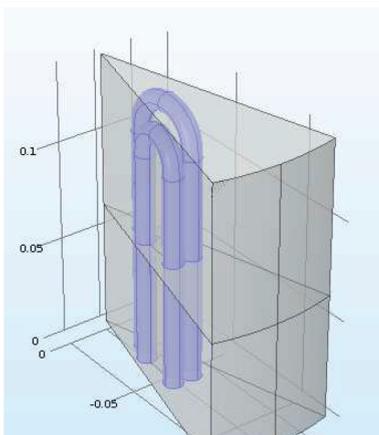
HEAT TRANSFER		
Boundary Conditions	Boundary Selection	Equations
TEMPERATURE		$T = T_0$
OUTFLOW		$-\vec{n} \cdot \vec{q} = 0$

Tabella 7.2: continua

Tabella 7.2: continua

Boundary Conditions	Boundary Selection	Equations
SYMMETRY		$-\vec{n} \cdot \vec{q} = 0$
THERMAL INSULATION		$-\vec{n} \cdot \vec{q} = 0$
HEAT FLUX		$q_0 = h(T_{\text{ext}} - T)$

Nella simulazione, il passaggio del fluido di lavoro del motore Stirling all'interno dei tubi dello scambiatore, come precedentemente anticipato, viene modellato utilizzando la condizione al contorno di *Heat Flux*.

Tale condizione è definita dalla seguente espressione:

$$q_0 = h(T_{\text{ext}} - T) \quad (7.1)$$

Il flusso di calore è quindi caratterizzato da un coefficiente di scambio termico che è definito dall'utente e che non sarà altro che il coefficiente convettivo lato interno stimato analiticamente nel Capitolo 4, ovvero:

$$h_i = 107 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.2)$$

La condizione di scambio termico necessita anche dell'inserimento della temperatura esterna T_{ext} , ovvero, nel caso in esame, la temperatura media dell'aria contenuta nei diversi tubi dello scambiatore.

$$T_{\text{ext}} = \frac{T_{\text{out,aria}} - T_{\text{in,aria}}}{2} \quad (7.3)$$

Per ottenere tale valore è necessario fare riferimento alle condizioni ipotizzate in fase di dimensionamento dal momento che per calcolare la temperatura in ingresso dell'aria occorre sfruttare il seguente bilancio energetico:

$$\Phi = \dot{m}_{\text{CO}_2} c_{p,\text{CO}_2} (T_{\text{in,CO}_2} - T_{\text{out,CO}_2}) = \dot{m}_{\text{aria}} c_{p,\text{aria}} (T_{\text{in,aria}} - T_{\text{out,aria}}) = 7,5 \text{ kW} \quad (7.4)$$

dove il termine $T_{\text{out,aria}}$ è noto e vale 750°C in accordo con i dati delle prove effettuate da *Garcia et al.* [11] mentre la portata può essere ricavata in maniera approssimativa utilizzando i dati della cilindrata del motore e l'informazione sul numero di giri forniti da catalogo.

Si ottiene quindi:

$$T_{\text{in,aria}} = 505^\circ\text{C} \quad (7.5)$$

e, di conseguenza:

$$T_{\text{ext}} = 628^\circ\text{C} \quad (7.6)$$

Sulla base dei risultati delle diverse simulazioni analizzate nel capitolo precedente la mesh utilizzata per il modello è una mesh semplificata, ottenuta andando a definire le proprietà dei *Boundary Layer*.

La mesh risultante viene mostrata in figura (7.3a): come si può facilmente notare, gli elementi presenti nei pressi delle pareti dei tubi dello scambiatore risultano notevolmente più piccoli rispetto agli altri dal momento che tale zona è caratterizzata da gradienti termici maggiori.

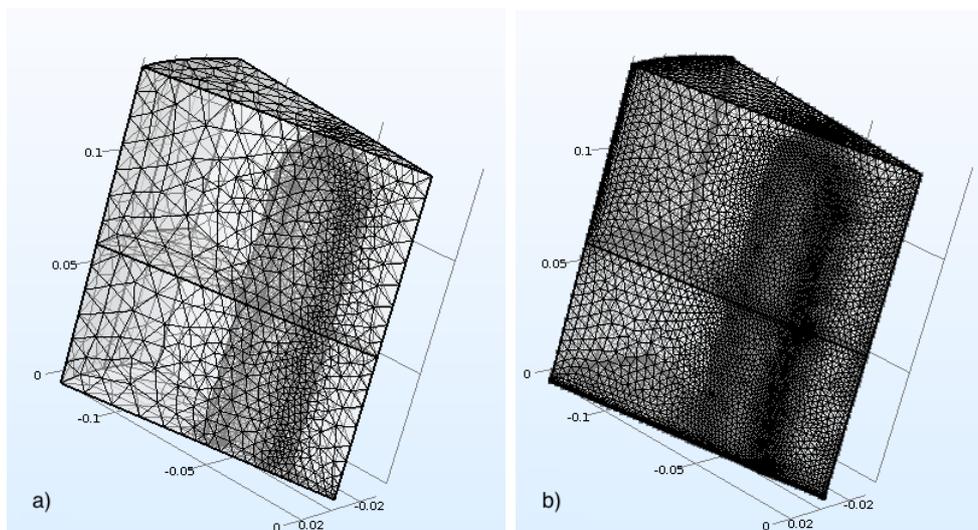


Figura 7.3. a) *User-defined mesh*, b) *Physics-controlled mesh*

In figura (7.3b) viene riportata anche la mesh *Physics-Controlled*.

I tempi di calcolo sono sostanzialmente diversi: a titolo puramente esemplificativo, se con la mesh semplificata il software raggiunge la convergenza in poco più di un'ora, con la mesh predefinita si superano le 5 ore di computazione.

Lo studio è stazionario come nel modello semplificato trattato precedentemente.

Risultano particolarmente importanti i parametri inseriti a livello globale poiché saranno per lo più questi valori a determinare le differenze tra le successive simulazioni. Ad esempio, il valore della velocità di ingresso sarà aumentato per analizzare gli effetti sul moto e sullo scambio termico, il valore della densità verrà modificato per studiare le conseguenze che si potrebbero ottenere nel caso si prevedesse un circuito della CO₂ pressurizzato.

I principali parametri della simulazione iniziale vengono quindi riportati in tabella(7.3).

Tabella 7.3. Parametri della simulazione

PARAMETRO	DESCRIZIONE	VALORE
v_{in}	Velocità di ingresso del fluido per la condizione 'inlet' del Turbulent Flow	12 m/s
T_{in}	Temperatura del fluido al bordo di ingresso per il problema termico	800 °C
p_{out}	Pressione di uscita per la condizione di Outflow del problema fluidodinamico	0 bar
ρ_{CO_2}	Densità del fluido	0,499 kg/m ³
h	Coefficiente di scambio termico lato interno	107 W/m ² K

7.2 Risultati ottenuti

I principali output forniti di default da Comsol Multiphysics® sono grafici tridimensionali in cui vengono riportati i valori della temperatura, della velocità e della pressione in ogni punto del dominio. (figure 7.4, 7.5, 7.7)

TEMPERATURA

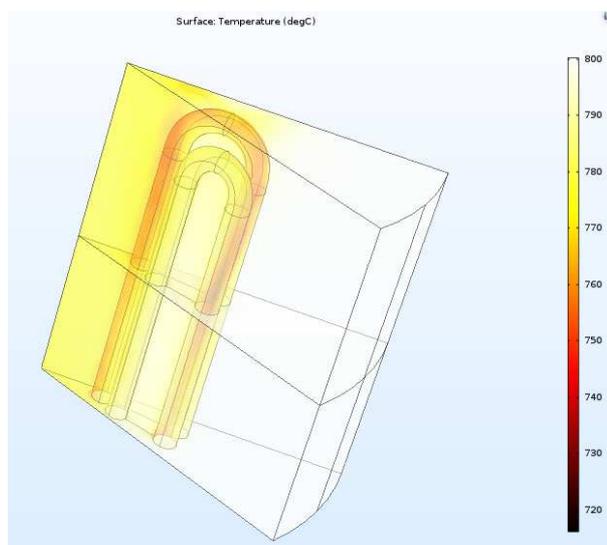


Figura 7.4. Distribuzione della temperatura

Graficamente è visibile che solo la parte centrale del volume analizzato è soggetta allo scambio termico. La temperatura dell'anidride carbonica in corrispondenza della sezione di uscita risulta elevata, ben al di sopra dei valori ipotizzati in fase di dimensionamento.

VELOCITÀ

Il grafico mostra il campo di moto all'interno del dominio d'interesse. È stato utilizzato lo strumento di postprocessing *Slice Plots* per illustrare la variabile velocità in diverse sezioni trasversali del volume al fine di mostrare come varia tale grandezza con la distanza dal punto di ingresso del fluido.

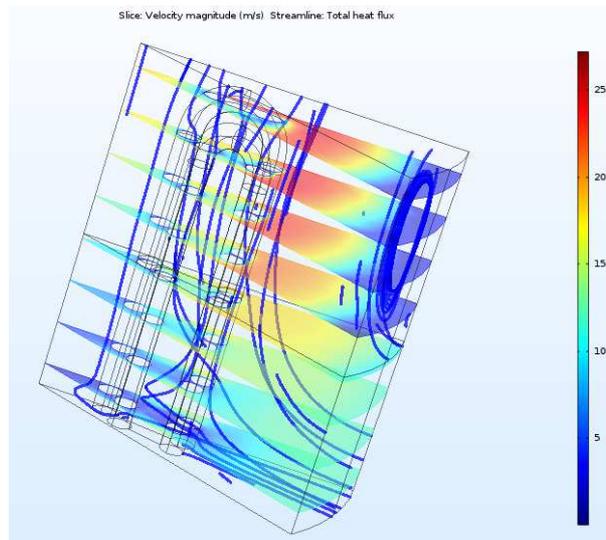


Figura 7.5. Campo di moto

Sono state inserite anche le linee di flusso *Streamline* per evidenziare l'effettivo percorso delle particelle del fluido.

Un'importante osservazione può essere fatta a tal proposito: nella fase iniziale dello studio del problema, è stato fissato un valore di velocità all'ingresso pari a 12 m/s ma è possibile notare dal grafico del campo di moto come all'interno del dominio si raggiungono valori fino a 25 m/s. Tuttavia, essendo ancora all'interno dell'intervallo indicato per lo scambio termico tra gas, tale risultato non comporta complicazioni. Questo comportamento è ovviamente dato dal fatto che le sezioni di passaggio del fluido differiscono notevolmente dalla sezione di ingresso, a causa, in prima analisi, della presenza dei tubi dello scambiatore.

Un importante contributo è dato inoltre dal fatto che il fluido entra con una certa quantità di moto e subisce un cambio di direzione dettato dalla condizione di Outflow: si forma in questo modo una zona morta, in cui il fluido rallenta e ricircola che ostacola il passaggio delle altre particelle. La maggior parte del fluido è quindi costretta a passare in una sezione inferiore di quella prevista e ciò che ne consegue è un aumento locale della velocità. Uno dei problemi di questa soluzione è il fenomeno che possiamo chiamare di 'bypass', ovvero la tendenza del fluido a percorrere la strada che presenta la minore resistenza, non passando quindi lungo il percorso prestabilito tra i tubi dello scambiatore ma uscendo esternamente e lateralmente a questi e non partecipando, in tal modo, allo scambio termico.

Al fine di rendere maggiormente evidente tale fenomeno, è stato ottenuto un grafico personalizzato in cui, oltre alla distribuzione della temperatura, sono presenti delle frecce di colore blu, riportate su una sezione del volume analizzato, di dimensione proporzionale al valore della velocità (figura 7.6). In tal modo si rende visibile la quota di flusso che attraversa lo scambiatore che entra in contatto con i tubi dello scambiatore solo parzialmente.

Tale comportamento rappresenta una perdita e saranno presentate in seguito alcune modifiche al fine di ridurre tale fenomeno.

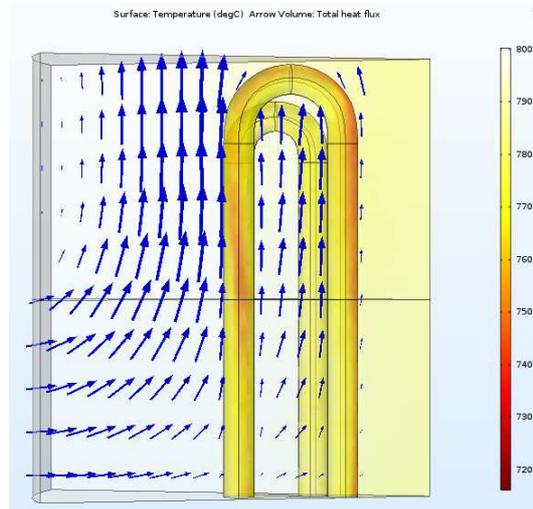


Figura 7.6. Grafico personalizzato: *Temperature* e *Arrow Volume*

PRESSIONE

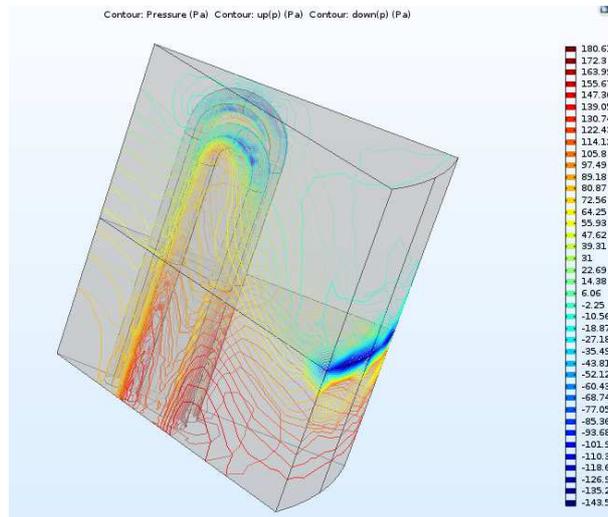


Figura 7.7. Distribuzione della pressione

DERIVED VALUES

Per poter comprendere più nel dettaglio i risultati ottenuti e poter effettuare delle considerazioni specifiche, è possibile utilizzare, sotto la voce *Results*, l'opzione *Derived Values* per valutare le variabili a cui si è interessati, ad esempio lungo linee o superfici, o per combinare diverse soluzioni. I dati che è sono stati ricavati vengono in seguito esposti.

1. Calcolo della temperatura di uscita dell'anidride carbonica:

Una delle informazioni principali è sicuramente la temperatura di uscita dell'anidride carbonica che in fase di dimensionamento era stata fissata ipotizzando un ΔT di 20 °C tra sezione di ingresso e sezione di uscita del fluido. Tramite la funzione *Global Evaluation*, inserendo l'espressione *ht.of1.Tave* nell'apposita casella, è possibile valutare il valore di tale temperatura, che risulta pari a circa 796 °C.

2. Calcolo delle aree di ingresso e di uscita:

Calcolando un integrale di superficie sui bordi di interesse e, inserendo nella casella *Expression* il valore 1, si ottiene in output l'area della superficie che si vuole analizzare. Il seguente calcolo, nonostante possa essere fatto analiticamente, risulta utile per verificare in maniera rapida che il modello abbia effettivamente le dimensioni volute e che quindi la geometria implementata su Comsol sia il più simile possibile a quella reale. Sarà, inoltre, fondamentale per tenere sotto controllo i valori delle aree di ingresso e uscita (e le grandezze che dipendono da queste) nelle simulazioni in cui saranno applicate modifiche alla geometria.

I valori ottenuti rispecchiano con buona approssimazione quelli calcolati analiticamente (tabella 7.4). Il leggero scostamento è dato dalla precisione nella definizione dei due piani con cui il cilindro iniziale è stato sezionato specificati nella sezione *Geometry* nel *Model Builder*.

Tabella 7.4. Confronto tra le aree ingresso e di uscita del fluido calcolate analiticamente e i valori ottenuti dal software

CALCOLO ANALITICO		
A_{tot}	0,05	m ²
$A_{porzione}$	0,0042	m ²
SIMULAZIONE		
$A_{porzione}$	0,0048	m ²

3. Calcolo della portata

La portata può essere calcolata inserendo nella casella *Expression* la funzione *spf.out1.Mflow* che permette di valutare la portata in kg/s. Naturalmente, avendo ottenuto un'area di passaggio leggermente differente rispetto al modello analitico e avendo fissato la

velocità, anche il valore della portata sarà leggermente diverso da quello ipotizzato. In tabella (7.5) sono mostrati i risultati ottenuti:

Tabella 7.5. Confronto tra le portate di fluido calcolata analiticamente e il valore ottenuti dal software

CALCOLO ANALITICO		
\dot{m}_{tot}	0,3	kg/s
SIMULAZIONE		
$\dot{m}_{porzione}$	0,024	kg/s
\dot{m}_{tot}	0,29	kg/s

4. Calcolo della potenza termica scambiata:

Sempre tramite l'utilizzo della funzione *Derived Values*, si è in grado di calcolare la potenza termica scambiata, ottenendo un valore di 123,5 W.

Ciò è possibile inserendo sotto la casella *Expression* il termine $abs(ht.ndflux)$, che indica il valore assoluto del flusso di calore conduttivo normale rispetto alla superficie selezionata, ovvero la superficie esterna dei tubi dello scambiatore.

Si fa riferimento al flusso conduttivo dal momento che tale grandezza viene calcolata a ridosso della superficie di separazione.

Occorre ricordare che il valore ottenuto è riferito a due tubi dello scambiatore, di conseguenza, dovrà essere moltiplicato per il numero dei tubi effettivamente presenti.

La potenza termica scambiata globalmente risulterà quindi:

$$\Phi_{tot} = \Phi_{2tubi} \cdot 18 = 2,22 \text{ kW} \quad (7.7)$$

Un altro metodo per calcolare la potenza scambiata è tramite l'equazione

$$\Phi_{tot} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (7.8)$$

Andando a prendere singolarmente i valori forniti dal software sempre tramite l'utilizzo delle diverse funzionalità di *Derived Value*, si ottiene un valore del tutto analogo a quello ricavato precedentemente.

Tabella 7.6. Calcolo potenza termica

GRANDEZZA	VALORE
$\dot{m}_{porzione}$	0,024 kg/s
$c_{p,medio}$	1252 J/kgK
ΔT	800-795,9=4,1 K
$\Phi_{porzione}$	123,5kW

Tali risultati sono inferiori in confronto ai valori previsti in fase di dimensionamento. È necessario apportare delle modifiche alla geometria o alle condizioni operative dei fluidi per aumentare lo scambio termico.

5. Calcolo del coefficiente globale di scambio termico:

Un altro parametro fondamentale per lo studio del sistema è il coefficiente di scambio termico globale U perché è una misura della performance dello scambiatore.

Tale variabile può essere determinata sempre all'interno dell'ambiente *Derived Value* tramite l'opzione *Global Evaluation*. In questo caso, nella casella *Expression* deve essere inserita la formula:

$$U = \text{abs}(\text{aveop1}(\text{ht.ndflux}))/(((T_{\text{in}} + \text{ht.ofl1.Tave})/2) - T_{\text{stirling}}) \quad (7.9)$$

Dove la funzione *aveop1* calcola un valore medio del flusso termico scambiato sui bordi che costituiscono l'interfaccia dello scambio termico, ovvero le superfici dei tubi dello scambiatore, mentre il termine *ht.ofl1.Tave* calcola la temperatura media del fluido sulla sezione di uscita. Nel caso in esame, il coefficiente di scambio termico risulta uguale a 48.36 W/m²K.

Capitolo 8

Varianti

Nel seguente capitolo saranno mostrati i risultati di diverse simulazioni in cui sono state implementate alcune modifiche per risolvere le criticità riscontrate in seguito all'analisi dei risultati del modello base.

L'obiettivo principale è sicuramente massimizzare lo scambio termico tra i due fluidi tenendo conto dei diversi limiti quali il mantenimento dei valori di velocità al di sotto dei 30 m/s e la riduzione delle perdite di carico.

In particolare in tabella (8.1) vengono riassunte le modifiche applicate al caso base.

Tabella 8.1. Elenco simulazioni

SIMULAZIONE	Modifica applicata
A	Modifica geometria 1
B	Incremento del valore della velocità in ingresso
C	Modifica geometria 2
D	Incremento del valore di pressione della CO ₂
E	Alettatura
F	Redesign

8.1 Simulazione A

Nella prima variante analizzata, è stata modificata la geometria della porzione fino ad ora studiata: il diametro del cilindro è stato leggermente ridotto rispetto al caso base con l'intento di ridurre lo spazio presente esternamente ai tubi e di conseguenza la fuga di fluido che si verifica a causa di questo spazio disponibile.

I grafici che mostrano le distribuzioni nel dominio dei valori di temperatura e velocità sono riportati nelle figure (8.1) e (8.2).

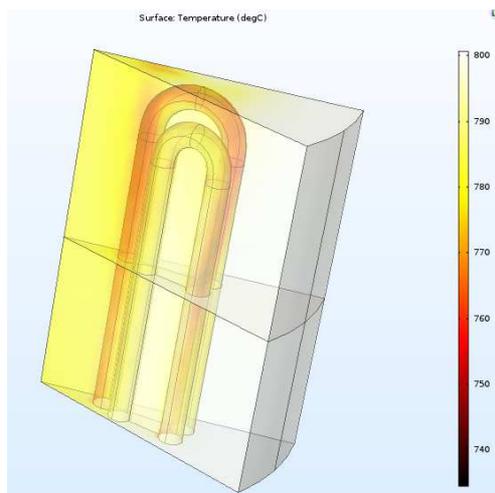


Figura 8.1. Simulazione A: distribuzione della temperatura

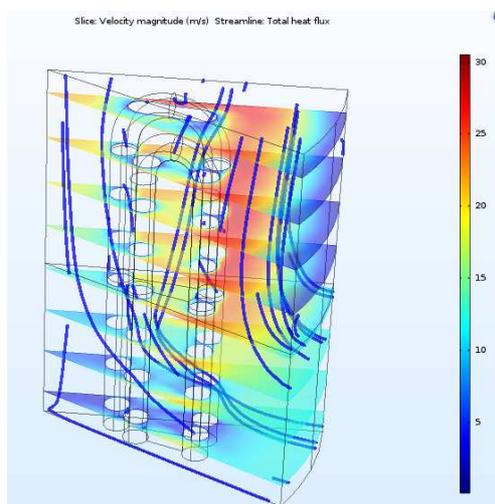


Figura 8.2. Simulazione A: campo di moto

DERIVED VALUES

Tabella 8.2. Simulazione A: *Derived Values*

SIMBOLO	GRANDEZZA	VALORE
T_{out,CO_2}	Temperatura dell'anidride carbonica in uscita	798°C
$\dot{m}_{CO_2,porzione}$	Portata CO ₂ porzione	0,019 kg/s
$c_{p,medio}$	Calore specifico a pressione costante medio	1252 J/kgK
$A_{in} = A_{out}$	Sezione di passaggio porzione	0,0033 m ²
$\Phi_{porzione}$	Potenza termica scambiata porzione in esame (ht.ndflux)	136,5 W
Φ_{tot}	Potenza termica scambiata totale	2,46 kW
U	Coefficiente di scambio termico globale	53,7 W/m ² K

COMMENTI

A parità di velocità all'ingresso dell'anidride carbonica, nonostante la portata sia ridotta di circa il 20% a causa della riduzione della sezione di passaggio, la potenza scambiata risulta leggermente aumentata.

I risultati ottenuti sono ancora lontani dai valori desiderati e, occorre valutare se mantenere tale modifica nella geometria o se tornare al caso precedente: i valori di velocità nel volume analizzato raggiungono il limite massimo imposto (30 m/s), il che impedirebbe la possibilità di aumentare il valore iniziale della velocità per favorire ulteriormente lo scambio termico.

Occorre quindi, prima di definire la geometria più adatta, partire nuovamente dal modello base e analizzare il comportamento dello stesso nel caso in cui la velocità all'ingresso venisse aumentata.

8.2 Simulazione B

La seconda variante è contraddistinta dall'aumento della velocità del fluido nella sezione di ingresso, di conseguenza, tale simulazione mira a determinare il valore massimo di velocità che l'anidride carbonica può avere all'ingresso del volume di controllo.

Come già detto, dal momento che lo studio è basato sul confronto dei risultati delle diverse simulazioni, la ricerca del massimo è, in realtà, da intendere come la ricerca del miglior compromesso tra le diverse soluzioni analizzate.

In una prima analisi, la velocità viene quindi fissata a 16 m/s.

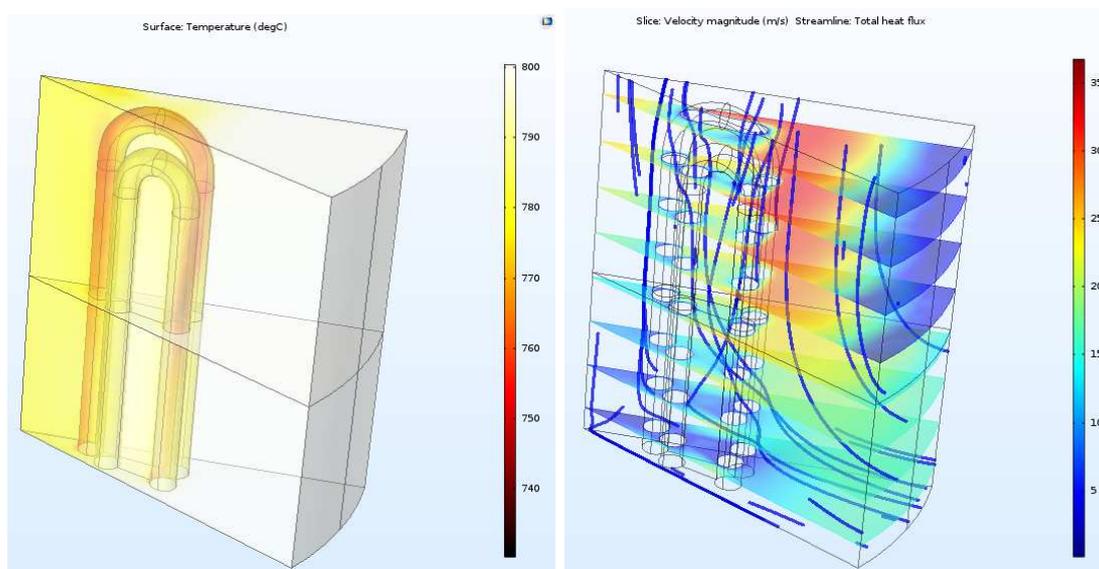


Figura 8.3. Simulazione B: distribuzione della temperatura e campo di moto

DERIVED VALUES

Tabella 8.3. Simulazione B: Derived Values

SIMBOLO	GRANDEZZA	VALORE
T_{out,CO_2}	Temperatura dell'anidride carbonica in uscita	796,5° C
$\dot{m}_{CO_2,porzione}$	Portata CO ₂ porzione	0,032 kg/s
$c_{p,medio}$	Calore specifico a pressione costante medio	1252 J/kgK
$A_{in} = A_{out}$	Sezione di passaggio porzione	0,004 m ²
$\Phi_{porzione}$	Potenza termica scambiata porzione in esame (ht.ndflux)	139,4 W
Φ_{tot}	Potenza termica scambiata totale	2,5 kW
U	Coefficiente di scambio termico globale	54,5 W/m ² K

COMMENTI

Il modello analizzato presenta uno scambio termico leggermente migliore rispetto al caso iniziale, causato dall'aumento della portata che l'aumento di velocità implica. Le velocità raggiunte all'interno dello scambiatore superano i limiti prefissati, sfiorando i 35 m/s, seppur tali condizioni possano essere considerate ancora accettabili. Confrontando questa variante con la simulazione precedente, i risultati non si discostano molto e risulta quindi evidente la convenienza, in termini per lo più economici, della modifica della geometria rispetto all'aumento di velocità.

8.3 Simulazione C

La terza simulazione prevede un'altra modifica della geometria. Tale esigenza è nata a seguito dell'analisi del campo di moto del modello base: era stato, infatti, rilevato che parte del flusso non partecipava allo scambio termico ma rimaneva intrappolata in una zona morta. Si è quindi pensato di escludere fisicamente tale parte dal volume studiato, dal momento che l'effettiva area utile risultava, in ogni caso, inferiore all'area di passaggio calcolata. Tale modello differisce rispetto alla simulazione A per il fatto che la sezione in ingresso rimane la stessa del caso base, di conseguenza la portata che fluisce nello scambiatore non risulterà ridotta. La nuova geometria è riportata in figura (8.4).

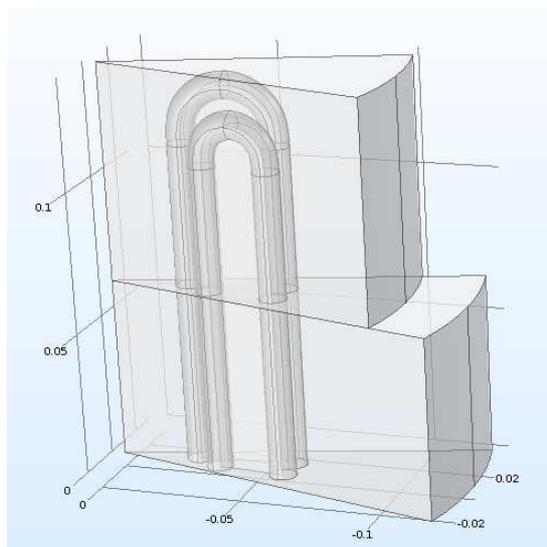


Figura 8.4. Simulazione C: modifica geometria

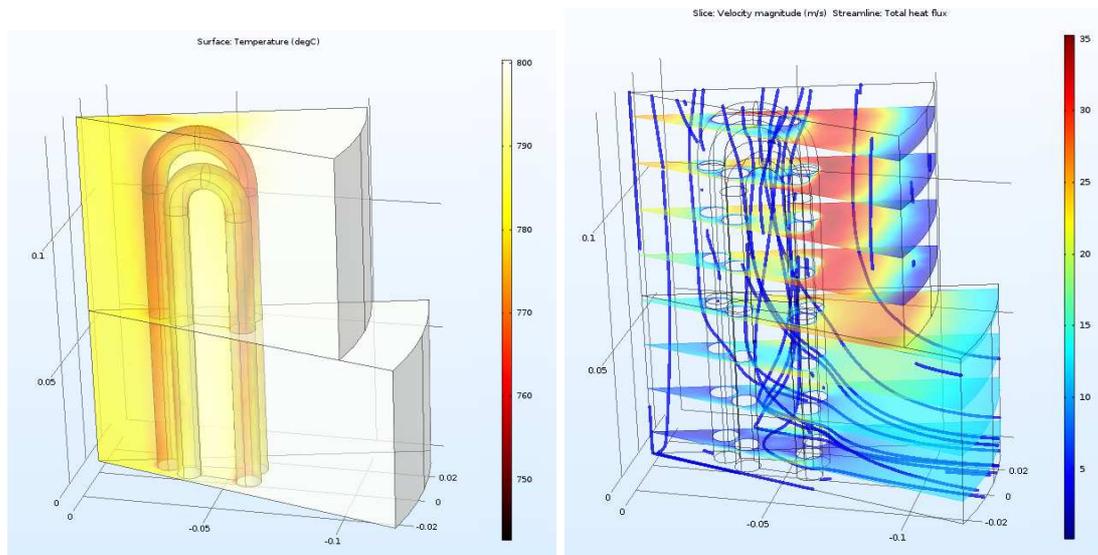


Figura 8.5. Simulazione C: distribuzione della temperatura e campo di moto

DERIVED VALUES

Tabella 8.4. Simulazione C: *Derived Values*

SIMBOLO	GRANDEZZA	VALORE
T_{out,CO_2}	Temperatura dell'anidride carbonica in uscita	795,3° C
$\dot{m}_{CO_2,porzione}$	Portata CO ₂ porzione	0,024 kg/s
$c_{p,medio}$	Calore specifico a pressione costante medio	1252 J/kgK
$A_{in} = A_{out}$	Sezione di passaggio porzione	0,004 m ²
$\Phi_{porzione}$	Potenza termica scambiata porzione in esame (ht.ndflux)	140,7 W
Φ_{tot}	Potenza termica scambiata totale	2,53 kW
U	Coefficiente di scambio termico globale	55,2 W/m ² K

COMMENTI

La criticità che ha portato alla modifica della geometria si rileva per lo più risolta ma, di contro, si osserva che i valori di velocità sono simili a quelli raggiunti nella simulazione B, nella quale era stata impostata una velocità in ingresso di 16 m/s.

La potenza termica scambiata risulta leggermente superiore dei casi precedenti e, dal momento che la portata è rimasta costante, si può ragionevolmente considerare che tale aumento sia dovuto principalmente ad un miglioramento del percorso effettuato dal fluido nell'investire i tubi dello scambiatore che ha determinato un maggiore ΔT tra ingresso e uscita del fluido.

È possibile quindi affermare che, nel caso si fosse disposti ad accettare valori di velocità

fino ai 35 m/s, la modifica alla geometria qui trattata risulta fino ad ora la configurazione migliore tra quelle analizzate.

8.4 Simulazione D

Non riuscendo ad ottenere la potenza termica desiderata, si è pensato di andare ad agire sul valore della pressione del fluido.

Nel caso infatti in cui si dovesse pressurizzare il circuito della CO₂, la densità del fluido aumenterebbe in maniera proporzionale. Di conseguenza, a parità di sezione di passaggio, la portata entrante nel sistema sarebbe notevolmente più alta.

La pressione è stata fissata, come valore di primo tentativo, a 10 bar per analizzare le ripercussioni sul sistema causate da un valore di portata un ordine di grandezza maggiore rispetto a quello del modello base.

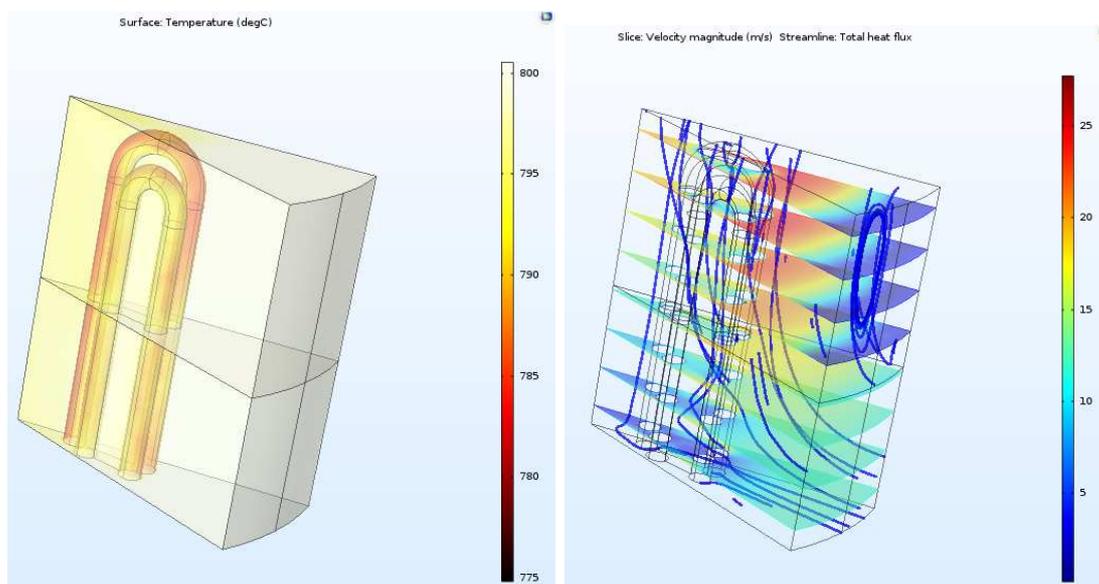


Figura 8.6. Simulazione D: distribuzione della temperatura e campo di moto

DERIVED VALUES

Tabella 8.5. Simulazione D: *Derived Values*

SIMBOLO	GRANDEZZA	VALORE
T_{out,CO_2}	Temperatura dell'anidride carbonica in uscita	799° C
$\dot{m}_{CO_2,porzione}$	Portata CO ₂ porzione	0,24 kg/s
$c_{p,medio}$	Calore specifico a pressione costante medio	1252 J/kgK
$A_{in} = A_{out}$	Sezione di passaggio porzione	0,004 m ²
$\Phi_{porzione}$	Potenza termica scambiata porzione in esame (ht.ndflux)	223,6 W
Φ_{tot}	Potenza termica scambiata totale	4 kW
U	Coefficiente di scambio termico globale	86,65 W/m ² K

COMMENTI

Come si può notare dalla tabella (8.5), la potenza termica totale raggiunta è di 4 kW: un discreto risultato dal punto di vista dello scambio termico ma alquanto deludente se si considera il fatto che la modifica implementata nella simulazione sarebbe alquanto costosa e comporterebbe notevoli complicazioni da un punto di vista pratico. Sicuramente il modo più rapido per avvicinarsi al valore di potenza termica richiesta, ma la realizzazione di tale sistema non risulta conveniente da un punto di vista economico e progettuale.

8.5 Simulazione E

La quinta simulazione prevede l'inserimento di un'alettatura esterna sui tubi dello scambiatore di calore al fine di migliorare lo scambio termico.

Per non complicare eccessivamente la geometria è stata prevista un'alettatura più semplice possibile: le alette sono state ottenute, inserendo a diverse altezze, due corone circolari concentriche aventi uno spessore di 2 mm ciascuna.

Il numero di alette modellate potrebbe, nel caso in cui tale modifica risultasse vantaggiosa, diventare un parametro da ottimizzare.

In figura (8.7) viene mostrata la geometria ottenuta.

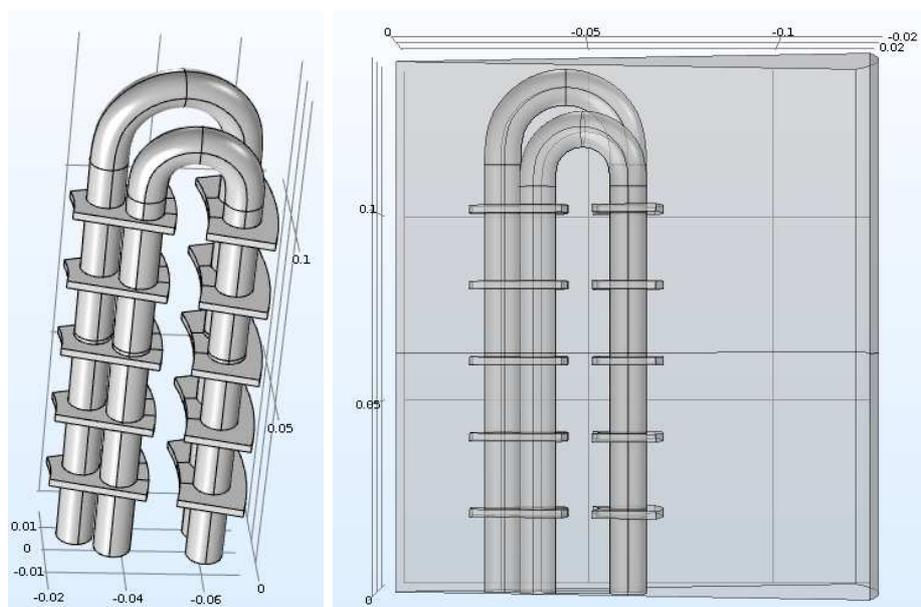


Figura 8.7. Simulazione E: alettatura

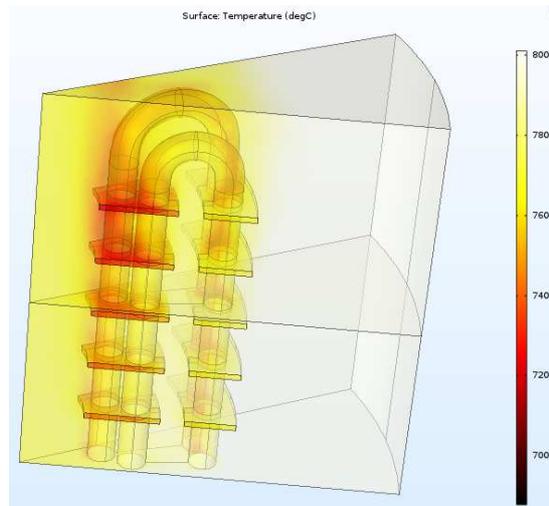
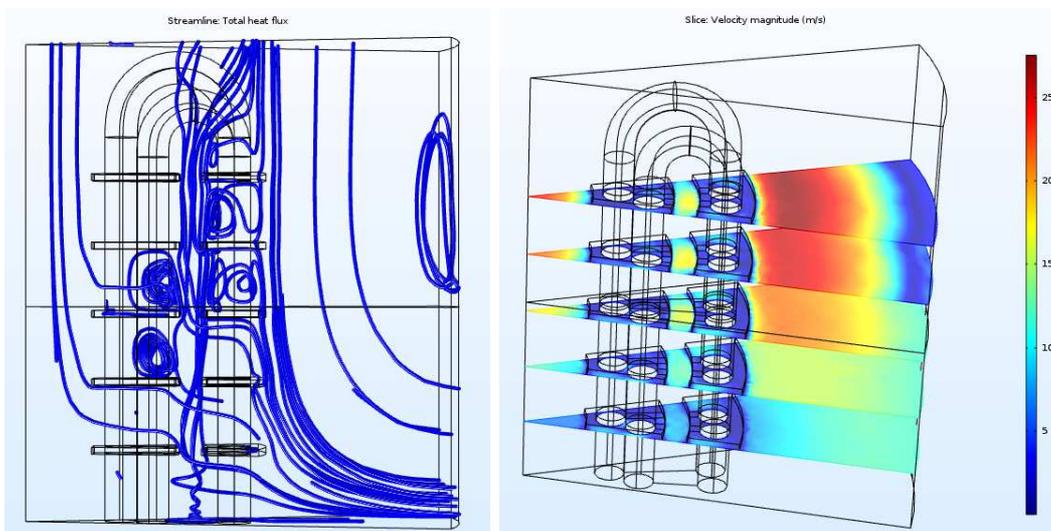


Figura 8.8. Simulazione E: distribuzione della temperatura

In questo caso, per non appesantire troppo il grafico del campo della velocità, questo è stato suddiviso in due figure, una nella quale vengono riportate le linee di flusso e l'altra in cui è possibile comprendere l'entità del campo di moto.

Figura 8.9. Simulazione E: campo di moto a) *Streamline*, b) *Slice*

DERIVED VALUES

Tabella 8.6. Simulazione E: *Derived Values*

SIMBOLO	GRANDEZZA	VALORE
T_{out,CO_2}	Temperatura dell'anidride carbonica in uscita	796,4° C
$\dot{m}_{CO_2,porzione}$	Portata CO ₂ porzione	0,24 kg/s
$c_{p,medio}$	Calore specifico a pressione costante medio	1252 J/kgK
$A_{in} = A_{out}$	Sezione di passaggio porzione	0,004 m ²
$\Phi_{porzione}$	Potenza termica scambiata porzione in esame (ht.ndflux)	98,125 W
Φ_{tot}	Potenza termica scambiata totale	1,77 kW
U	Coefficiente di scambio termico globale	38,24 W/m ² K

COMMENTI

In base ai grafici riportati e ai dati riassunti in tabella (8.6) è possibile notare che i risultati sono alquanto diversi da quelli attesi.

Se si confronta questa simulazione con il modello base, si rileva un peggioramento dello scambio termico.

Tale fenomeno può essere spiegato dal fatto che la presenza delle alette ostacola l'ingresso del fluido nella zona centrale dello scambiatore di calore.

La quantità di fluido, che già nelle simulazioni precedenti non partecipava allo scambio termico, sfuggendo lateralmente rispetto alla zona di interesse, risulta incrementata.

È quindi evidente che, nel caso si volesse migliorare la geometria dello scambiatore andando ad inserire delle alette, la geometria non può essere quella qui analizzata.

8.6 Simulazione F

Il problema principale per cui non si raggiunge la potenza termica richiesta è dato dal fatto che una determinata sezione d'ingresso deve essere presente al fine di garantire il passaggio di una specifica portata rispettando i vincoli sulla velocità. Tale sezione risulta essere eccessivamente grande e ciò comporta un volume eccessivo in cui il fluido trova un percorso alternativo verso l'uscita.

E' stata presa in considerazione l'idea di effettuare un redesign dello scambiatore.

La geometria non è stata eccessivamente alterata: lo sviluppo dei tubi dello scambiatore è rimasto lo stesso ma la distanza di questi rispetto all'asse dello scambiatore è stata modificata. In particolare, immaginando che il volume di controllo rimanga lo stesso rispetto ai casi precedenti, i tubi sono stati avvicinati alla sezione di ingresso dell'anidride carbonica. In questo modo è stato possibile eliminare una parte di volume presente in posizione centrale in maniera tale da concentrare il flusso nella zona di interesse. La geometria ottenuta è mostrata in figura (8.10).

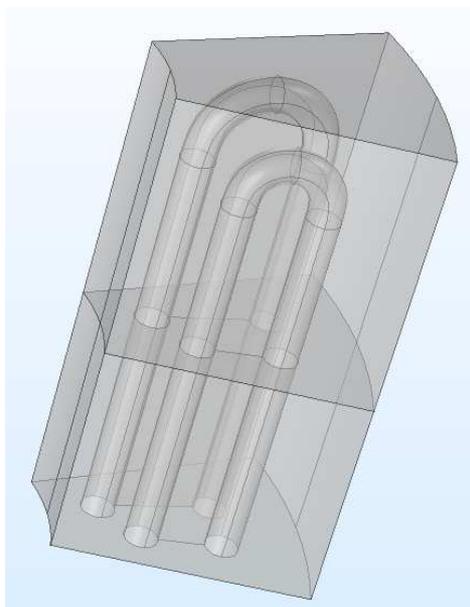


Figura 8.10. Simulazione F: redesign dello scambiatore

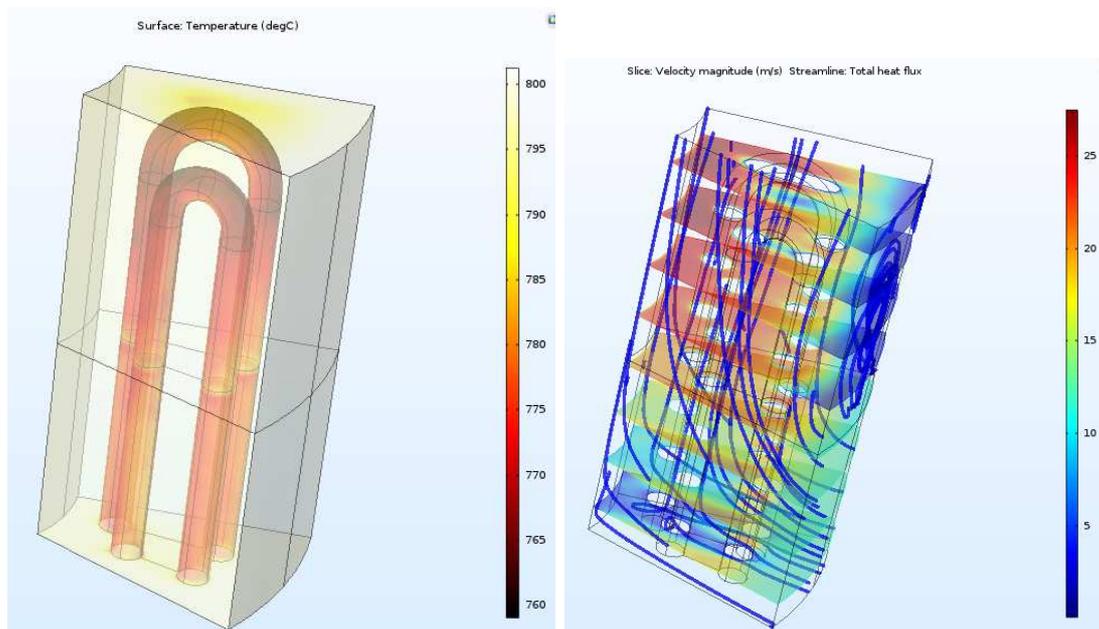


Figura 8.11. Simulazione F: distribuzione della temperatura e campo di moto

DERIVED VALUES

Tabella 8.7. Simulazione F: *Derived Values*

SIMBOLO	GRANDEZZA	VALORE
T_{out,CO_2}	Temperatura dell'anidride carbonica in uscita	795,6° C
$\dot{m}_{CO_2,porzione}$	Portata CO ₂ porzione	0,24 kg/s
$c_{p,medio}$	Calore specifico a pressione costante medio	1252 J/kgK
$A_{in} = A_{out}$	Sezione di passaggio porzione	0,004 m ²
$\Phi_{porzione}$	Potenza termica scambiata porzione in esame (ht.ndflux)	131 W
Φ_{tot}	Potenza termica scambiata totale	2,36 kW
U	Coefficiente di scambio termico globale	51,6 W/m ² K

COMMENTI

Le velocità rimangono al di sotto dei valori fissati nonostante la sezione di uscita sia stata lievemente ridotta a causa della nuova geometria implementata. Questo perché, come già più volte detto, i picchi di velocità vengono raggiunti in corrispondenza delle sezioni contenenti i tubi dello scambiatore.

Da un punto di vista termico, la soluzione adottata porta qualche miglioramento rispetto al caso base ma un incremento di sei punti percentuali sul valore della potenza termica non giustificano la decisione di optare per la riprogettazione del componente.

8.7 Riepilogo simulazioni

In tabella (8.8) sono riassunti i risultati ottenuti dalle simulazioni.

Tabella 8.8. Riassunto risultati ottenuti

VALORE	BASE	A	B	C	D	E	F
v (m/s)	12	12	16	12	12	12	12
ρ (kg/m ³)	0,5	0,5	0,5	0,5	5	0,5	0,5
S (m ²)	0,004	0,0033	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004
\dot{m} (kg/s)	0,024	0,0195	0,032	0,024	0,024	0,024	0,024
v_{\max} (m/s)	25	30	35	35	25	25	25
$T_{\text{out,CO}_2}$ (°C)	795,9	798	796,5	795,3	799,3	796,4	795,6
U (W/m ² K)	48,4	53,7	54,5	55,2	86,5	38,24	51,6
Φ (W)	123,5	136,5	139,4	140,7	223,6	98,1	131
Φ_{tot} (kW)	2,22	2,46	2,51	2,53	4,02	1,77	2,36

Dalla tabella (8.8) si può inoltre evincere che i risultati più interessanti sono quelli ottenuti con la simulazione C, in cui è stato implementato un semplice cambio di geometria che ha permesso di eliminare una zona morta del volume analizzato e, al contempo, guidare meglio il fluido nella zona di interesse. Tale simulazione ha mostrato un incremento della potenza termica scambiata e del coefficiente di scambio termico del 15% rispetto al modello base.

Circa gli stessi risultati, per quanto riguarda i valori di potenza, sono stati ottenuti con la simulazione B, che prevedeva un aumento della velocità del fluido in ingresso e di conseguenza un incremento della portata.

Al contrario, la simulazione E mostra come l'alettatura sui tubi dello scambiatore comporti l'inserimento di un ostacolo al flusso di fluido caldo e, di conseguenza, un peggioramento delle prestazioni dello scambiatore.

Valori di potenza termica elevati, con oltre i 4 kW di potenza termica, sono stati ottenuti esclusivamente con la simulazione D, tramite l'utilizzo di un circuito pressurizzato di CO₂.

In base ai risultati ottenuti si può affermare che, poiché il valore massimo della potenza scambiata da uno scambiatore Elrond si aggira intorno ai 2,5 kW, la potenza elettrica del motore Stirling impiegato nell'applicazione analizzata nel seguente elaborato sarà pari ad 1 kW. Venendo meno una quota importante di energia trasmessa tramite il meccanismo dell'irraggiamento, le prestazioni del motore subiscono quindi una riduzione di oltre il 30% in confronto ai dati di target del componente presenti sul catalogo.

Capitolo 9

Conclusioni

Tale elaborato si è prefissato come obiettivo principale lo studio del comportamento dello scambiatore di calore Elrond nell'integrazione con il ciclo chiuso di CO₂ al fine di verificare la fattibilità di un suo eventuale utilizzo nell'applicazione CaL-CSP.

In seguito, note le prestazioni nelle nuove condizioni di lavoro, si è cercato di individuare quali modifiche alle diverse variabili in gioco (geometria, velocità, pressione..) fossero in grado di massimizzare lo scambio termico convettivo.

La parte più corposa dello studio dello scambiatore analizzato nel seguente lavoro è stata la definizione del modello sul software Comsol Multiphysics[®].

Per questo motivo sono presenti capitoli che trattano nozioni più teoriche (Capitolo 5- *COMSOL Multiphysics*[®]) o che espongono i diversi risultati ottenuti da simulazioni che hanno come oggetto un modello estremamente semplificato di scambiatore (Capitolo 6- *Il modello semplificato*). Tali analisi sono state dettate dal fatto di non avere la piena conoscenza di tutte le funzionalità del software e delle diverse opzioni disponibili per la risoluzione dei problemi multifisici.

Una volta definito un modello solido di base, le simulazioni successive sono state ottenute con facilità, rendendo possibile una maggiore comprensione del fenomeno.

Il confronto tra le diverse simulazioni non ha portato alla definizione di una soluzione migliore delle altre sotto tutti i punti di vista ma, come spesso accade analizzando diversi problemi di natura ingegneristica, occorre trovare un compromesso.

In conclusione è possibile affermare, in base ai risultati ottenuti tramite l'analisi CFD, che l'utilizzo dello scambiatore Elrond di Genostirling nella nuova applicazione non è in grado di scambiare la potenza termica prevista in fase di dimensionamento pari a 7,5 kW. La ragione di tale asserzione è per lo più da ricercare nelle condizioni operative per cui è stato progettato il componente, sostanzialmente diverse rispetto a quelle tipiche del sistema in cui lo si dovrebbe inserire.

A causa dell'assenza della combustione, viene meno la quota di energia trasmessa per irraggiamento e lo scambio termico avviene esclusivamente per convezione.

Occorre anche sottolineare che i dati sulla potenza elettrica ottenuti dal catalogo dell'azienda produttrice Genostirling S.r.l sono dati rilevati nelle condizioni ottimali (azoto come fluido di lavoro del motore Stirling, temperature dello scambiatore caldo superiori agli 800 gradi).

Nel caso si considerasse la potenza elettrica ottenuta da Garcia et al (..), pari a 2,9 kW, con un'efficienza del motore più alta (sempre ovviamente all'interno del range indicato dal costruttore), la potenza termica sarebbe leggermente inferiore.

Al di là del dato di potenza ottenuto, è risultato stimolante analizzare come le diverse modifiche implementate nelle varianti del modello base hanno impattato sul risultato finale. Le soluzioni più interessanti sono quelle legate ad un semplice cambio di geometria in grado di indirizzare maggiormente il fluido nella direzione desiderata (simulazione A e C) che hanno mostrato un incremento della potenza termica scambiata fino al 15%. Tali modifiche risultano particolarmente convenienti dal momento che non comportano un aumento di costo.

L'unica simulazione che permette di arrivare a valori elevati di potenza termica prevede l'utilizzo di anidride carbonica ad elevata pressione (simulazione D), ma le complicazioni economiche e progettuali richieste da un circuito pressurizzato rendono tale soluzione poco attraente.

L'inserimento di un'alettatura sui tubi dello scambiatore Stirling (simulazione E) non porta a risultati soddisfacenti dal momento che il flusso nella zona dello scambio termico viene ostacolato dalla presenza delle alette.

È stato preso in considerazione, inoltre, un eventuale redesign dello scambiatore, mirato a risolvere i problemi evidenziati negli studi precedenti, ma la leggera modifica implementata per non stravolgere interamente la geometria del componente, non ha portato ad un aumento della potenza termica tale da giustificare i costi legati ad una scelta di riprogettazione.

Con una potenza termica scambiata di circa 2,5 kW da ogni scambiatore, la potenza elettrica erogata dal motore risulterebbe pari ad 1 kW.

Appendice A

Proprietà dei fluidi

A.1 Proprietà CO₂

Le temperature di ingresso e uscita dell'anidride carbonica sono state ipotizzate in fase di dimensionamento e sono pari, rispettivamente, a 800 °C e 780 °C.

Di conseguenza, le proprietà del fluido vengono valutate alla temperatura media pari a 790 °C.

1. Calcolo c_p e del c_v :

Facendo l'ipotesi di trattare un gas perfetto, i calori specifici dell'anidride carbonica può essere stimati sfruttando l'equazione di Lagen.

In particolare:

$$c_p = a + bT \quad (\text{A.1})$$

$$c_v = a' + bT \quad (\text{A.2})$$

dove T è la temperatura assoluta espressa in gradi Kelvin, mentre a , a' e b sono coefficienti sperimentali tipici del gas in esame.

Tabella A.1. Coefficienti a , a' , b CO₂

COEFFICIENTE	VALORE
a	8,32e-1 kJ/kgK
a'	6,44e-1 kJ/kgK
b	3,59e-4 kJ/kgK ²

Tramite la relazione di Lagen si ricavano i calori specifici e il loro rapporto g .

Tabella A.2. Proprietà: c_p , c_v e g CO₂

PROPRIETA'	VALORE
c_p	1215 J/kgK
c_v	1025 J/kgK
g	1,18

2. Calcolo densità

Sempre facendo riferimento ad un gas perfetto è possibile stimare la densità del fluido.

Partendo dalla legge dei gas perfetti:

$$PV = nRT \quad (\text{A.3})$$

$$PV = \frac{M}{PM}RT \quad (\text{A.4})$$

$$P = \frac{M}{V} \frac{1}{PM}RT \quad (\text{A.5})$$

$$P = \rho \frac{1}{PM}RT \quad (\text{A.6})$$

dove ρ è la densità incognita, p è la pressione in Pascal, PM è il peso molecolare che per la CO₂ vale 44 kg/kmol e R è la costante universale dei gas. La densità che si ottiene risulta uguale a:

$$\rho = 0,497 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{A.7})$$

3. Calcolo della viscosità dinamica

Per il calcolo della viscosità dinamica è stato utilizzato un diagramma generalizzato basato sulla metodologia di Hougen e Watson che permette di ricavare il valore cercato a qualsiasi temperatura e pressione. Per poter utilizzare il diagramma devono essere noti alcuni valori critici tipici del diossido di carbonio.

Tabella A.3. Viscosità dinamica CO₂

PROPRIETA'	VALORE
T _c	31 °C
P _c	75,4 ATA
μ _c	0,0344 cP

Noti i valori critici, è possibile calcolare la temperatura di ridotta e la pressione ridotta per poter entrare nel diagramma.

$$T_r = \frac{T}{T_c} = 3,495 \quad (\text{A.8})$$

$$P_r = \frac{P}{P_c} = 0,014 \quad (\text{A.9})$$

Si legge quindi dal diagramma il valore della viscosità ridotta

$$\mu_r = 1,3 \quad (\text{A.10})$$

da cui si ricava il valore della viscosità dinamica assoluta.

$$\mu = 0,04472 \text{ cP} = 4,47e - 5 \text{ Pas} \quad (\text{A.11})$$

4. Calcolo della conducibilità termica

Per il calcolo della conducibilità termica è stato seguito un procedimento analogo a quanto fatto per il calcolo della viscosità dinamica.

Anche in questo caso, con i valori critici di pressione, temperatura e conducibilità e, tramite l'utilizzo di un diagramma generalizzato, è possibile ricavare il dato cercato.

$$\lambda = 0,0501 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C} = 0,0583 \text{ W/mK} \quad (\text{A.12})$$

In figura (A.1) sono riportati i diagrammi generalizzati da cui sono stati ricavati i valori di viscosità dinamica e conducibilità termica.

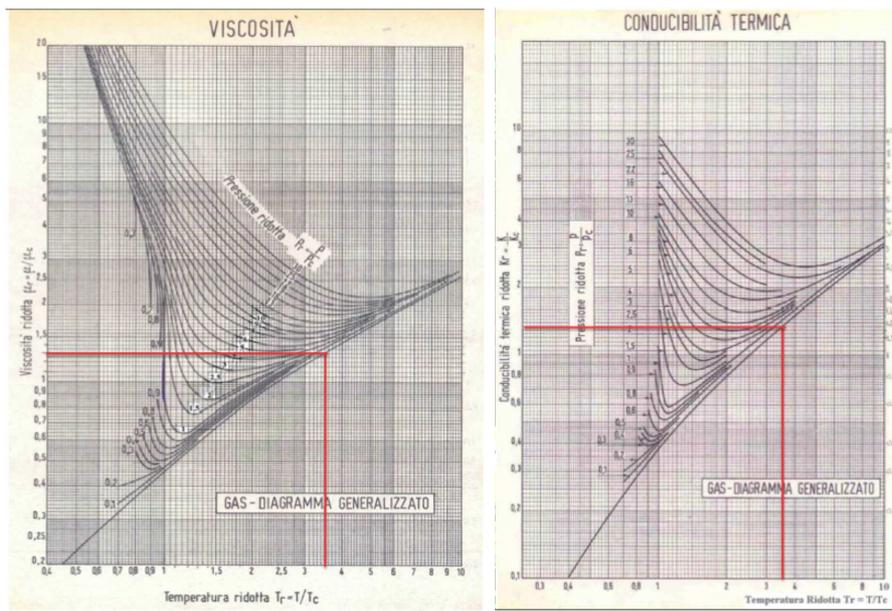


Figura A.1. Diagrammi generalizzati CO₂: viscosità dinamica e conducibilità termica

A.2 Proprietà aria

1. Calcolo c_p e c_v

Per quanto riguarda il lato aria, la temperatura di ingresso del fluido non è nota. Per poterla ricavare occorre conoscere il calore specifico a pressione costante dell'aria in modo da sfruttare il seguente bilancio energetico:

$$\Phi = \dot{m}_{CO_2} c_{p,CO_2} (T_{in,CO_2} - T_{out,CO_2}) = \dot{m}_{aria} c_{p,aria} (T_{in,aria} - T_{out,aria}) \quad (A.13)$$

Per quanto riguarda il valore della portata questo è stato stimato, come più volte detto, in funzione della cilindrata e il numero di giri del motore.

Ovvero:

Tabella A.4. Portata in massa aria

SIMBOLO	GRANDEZZA	VALORE
V	cilindrata	524,6 cm ³
n	giri al minuto	600 rpm
Q	portata volumetrica al giro	0,005 m ³ /s
\dot{m}	portata in massa al giro	0,027 kg/s

Dipendendo il c_p dalla temperatura, non può essere definito dall'inizio ma bisogna procedere con delle iterazioni: si ipotizza una temperatura di ingresso, si definisce una temperatura media alla quale viene riferito il calore specifico e si calcola numericamente la temperatura di ingresso, andando a confrontarla con il dato di primo tentativo.

Per il calcolo del c_p è stata utilizzata la formula di Lagen precedentemente illustrata.

Tabella A.5. Coefficienti a, a', b aria

COEFFICIENTE	VALORE
a	9,53e-1 kJ/kgK
a'	6,65e-1 kJ/kgK
b	1,50e-4 kJ/kgK ²

I risultati delle iterazioni sono in tabella riportati:

Tabella A.6. Proprietà: c_p , c_v e g aria

PROPRIETA'	VALORE
c_p	1088 J/kgK
c_v	800 J/kgK
μ_c	1,36 cP

2. Calcolo della densità

Per il calcolo della densità è stata utilizzata la legge dei gas perfetti. Come valore di pressione è stato inserito un valore medio in accordo con le condizioni di funzionamento della prova effettuata da Garcia et al. ([11]).

Tabella A.7. Densità aria

PROPRIETA'	VALORE
PM	28,96 kg/kmol
P	15 bar
ρ	5,17 kg/m ³

3. Calcolo della viscosità dinamica e della conducibilità termica

Per il calcolo della viscosità dinamica e della conducibilità termica sono stati utilizzati i diagrammi generalizzati di Hougen e Watson.

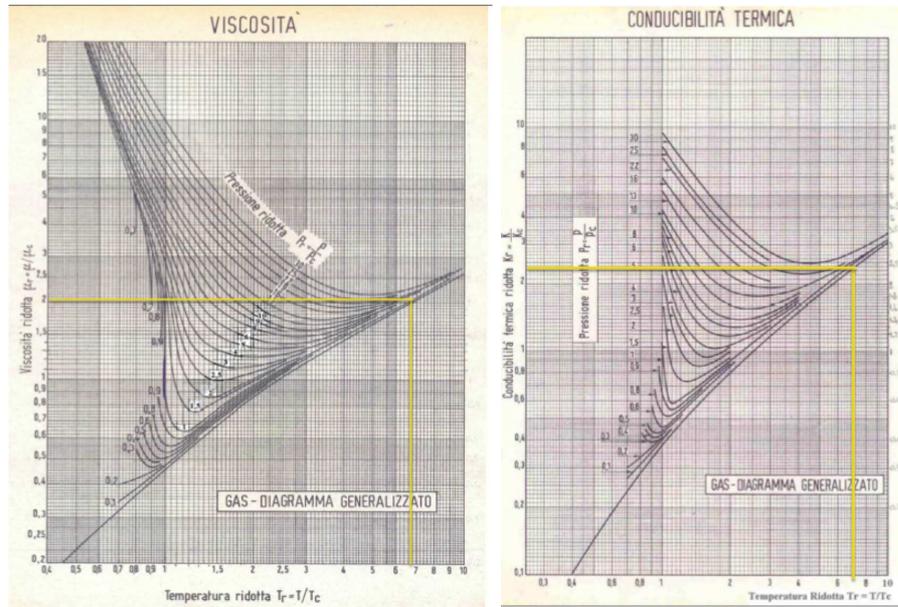


Figura A.2. Diagrammi generalizzati aria: viscosità dinamica e conducibilità termica

Tabella A.8. Viscosità dinamica e conducibilità termica aria

PROPRIETA'	VALORE
T_c	-140,5 °C
P_c	38,5 ATA
μ_c	0,0194 cP
λ_c	0,0246 kcal/mh°C
T_r	6,791
P_r	0,403
μ_r	2
μ	3,88e-5 Pas
λ_r	2,3
μ	0,0658e-5 Pas

Bibliografía

- [1] C. Ortiz, J. M. Valverde, R. Chacartegui, L. A. Perez-Maqueda, “Carbonation of Limestone Derived CaO for Thermochemical Energy Storage: From Kinetics to Process Integration in Concentrating Solar Plants” in *ACS Sustainable Chem. Eng.*, 2018.
- [2] M. Blanco, L. R. Santigosa, “Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology” in *Woodhead Publishing*, 2016.
- [3] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. L. P. Dolado, B. Zalba, L. F. Cabeza, “State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1–Concepts, materials and modellization” in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 14, pp. 31–55, 2010.
- [4] Y. Lara, P. Lisbona, A. Martínez, L. M. Romeo, “Design and analysis of heat exchanger networks for integrated Ca-looping systems” in *Applied Energy*, n. 111, pp. 690–700, 2013.
- [5] R. Chacartegui, A. Alovísio, C. Ortiz, J. Valverde, V. Verda, J. Becerra, “Thermochemical energy storage of concentrated solar power by integration of the calcium looping process and a CO₂ power cycle” in *Applied Energy*, n. 173, pp. 589–605, 2016.
- [6] A.Sánchez-Biezma, J.Paniagua, L.Díaz, M.Lorenzo, J.Alvarez, D.Martínez, B.Arias, M.E.Diego, J.C.Abanades, “Testing postcombustion CO₂ capture with CaO in a 1.7 MWt pilot facility” in *Energy Procedia*, n. 37, pp. 1–8, 2013.
- [7] [Online]: <https://socratces.eu/>
- [8] M. Benitez-Guerrero, J. M. Valverde, P. E. Sanchez-Jimenez, A. Perejon, L. A. Perez-Maqueda, “Multicycle activity of natural CaCO₃ minerals for thermochemical energy storage in Concentrated Solar Power plants” in *Solar Energy*, n. 153, pp. 188–199, 2017.
- [9] M. Benitez-Guerrero, B. Sarrionb, A. Perejon, P. E. Sanchez-Jimenez, L. A. Perez-Maqueda, J. M. Valverde, “Large-scale high-temperature solar energy storage using natural minerals” in *Solar Energy Materials and Solar Cells*, n. 168, pp. 14–21, 2017.
- [10] [Online]: <https://genoastirling.it/ita/>
- [11] M. T. García, E. C. Trujillo, J. A. V. Godiño, D. S. Martínez, “Thermodynamic Model for Performance Analysis of a Stirling Engine Prototype” in *Energies*, v. 11, p. 2655, 2018.
- [12] R.K.Sinnott, *Chemical Engineering Design*, 4th ed. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005, v. 6.
- [13] Y. A.Cengel, *Introduction To Thermodynamics and heat transfer* McGraw-Hill Companies, Inc., 1997.

- [14] [Online]: <https://www.comsol.it/comsol-multiphysics>
- [15] *COMSOL Multiphysics User's Guide*, COMSOL Inc, maggio 2012.