

**POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria Meccanica



Simulazioni e tecniche KBE per l'ottimizzazione  
di uno scambiatore di calore

Relatore: Prof. Giorgio COLOMBO  
Correlatore: Prof. Luigi Pietro Maria COLOMBO

Tesi di Laurea di:

Andrea BAZZANI Matr. 739768

Anno Accademico 2010 – 2011

*Ai miei genitori*

*A mia sorella*

# INDICE

## SOMMARIO

<b>INTRODUZIONE.....</b>	<b>1</b>
<b>1. KNOWLEDGE BASED ENGINEERING.....</b>	<b>3</b>
1.1. La configurazione del prodotto.....	3
1.1.1. Il processo di configurazione.....	4
1.2. La progettazione automatica.....	5
1.2.1. Contesto.....	5
1.2.2. Definizione.....	5
1.3. La conoscenza dei processi di sviluppo prodotto.....	7
1.3.1. Definizione.....	7
1.3.2. Livelli di rappresentazione della conoscenza.....	7
1.4. I sistemi KBE e loro funzionalità.....	9
1.4.1. Definizione.....	9
1.4.2. Classificazione.....	10
1.4.3. Le prime applicazioni KBE.....	10
1.4.4. Le applicazioni e gli strumenti KBE attuali.....	11
<b>2. CENNI DI TRASMISSIONE DEL CALORE.....</b>	<b>13</b>
2.1. Scambio termico.....	13
2.1.1. La conduzione.....	13
2.1.2. La convezione.....	14
2.1.3. L'irraggiamento.....	15
2.2. Tipologie di scambiatore di calore.....	18
2.3. Architettura dello scambiatore di calore.....	19
2.3.1. Il bruciatore.....	21
2.3.2. Il setto.....	22
2.4. Funzionamento scambiatore di calore.....	23
<b>3. DATI DI PROGETTO.....</b>	<b>25</b>

<b>4. MODELLO DELLO SCAMBIATORE DI CALORE.....</b>	<b>27</b>
4.1. Bilancio energetico globale.....	29
4.2. Emissività del gas.....	31
4.3. Flusso radiativo dovuto alla combustione.....	35
4.4. Area di apertura del setto.....	36
4.5. Coefficiente di scambio termico convettivo.....	37
4.6. Dimensionamento dello scambiatore di calore senza assorbività dei fumi.....	41
4.7. Dimensionamento dello scambiatore di calore considerando l'assorbività dei fumi.....	46
4.8. Modello con alettatura modificata.....	48
<b>CONCLUSIONI.....</b>	<b>50</b>

## **ALLEGATI**

ALLEGATO A – Rappresentazione Flow chart del modello.....	51
ALLEGATO B – Codice del modello in Microsoft Visual Basic.....	57

<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>61</b>
--------------------------	-----------

# SOMMARIO

---

Oggetto della tesi è lo studio di una metodologia di progettazione basata sulle tecniche Knowledge Based Engineering, nella progettazione di uno scambiatore di calore per caldaie ad uso domestico, che ha la funzione di variare la temperatura del fluido di lavoro da un valore di ingresso a un determinato valore di uscita dal componente, superiore al valore in ingresso.

L'utilizzo di queste tecniche permette di assistere la progettazione del prodotto, avendo un'ottimizzazione dei tempi e dei costi necessari alla realizzazione del risultato finale. I software KBE sono in grado di gestire differenti regole di progettazione attraverso ambienti di progettazione e database o fogli elettronici, eventualmente affiancati da strumenti di modellazione tridimensionale.

Lo scopo del lavoro di tesi è di applicare le tecniche KBE ad un modello che permetta di simulare il funzionamento di uno scambiatore di calore e di conseguenza definirne il dimensionamento, raggiungendo lo scopo di una progettazione automatica.

Inoltre in questo lavoro di tesi è stato svolto uno studio sull'ottimizzazione della geometria dello scambiatore di calore.

# INTRODUZIONE

---

Questo lavoro di tesi riguarda lo sviluppo di un modello di progettazione automatica per la configurazione di uno scambiatore di calore, componente di una caldaia per uso domestico, la cui funzione consiste nel portare alla temperatura desiderata di funzionamento il fluido di lavoro, poi immesso nel circuito per poter riscaldare gli ambienti domestici.

La progettazione automatica è una metodologia che permette di configurare automaticamente il componente in questione; questo tipo di progettazione ha avuto uno sviluppo parallelo e legato a quello delle tecnologie informatiche, fino ad arrivare allo stato attuale in cui è strumento fondamentale nell'analisi di processo e nello sviluppo del prodotto. Nella progettazione meccanica, la progettazione automatica ha condotto ad un alto livello di automazione e ha una maggiore efficienza delle fasi di progettazione e produzione.

Nel contesto attuale di mercato, in cui la concorrenza tra le aziende è diventata elemento fondamentale, la sfida maggiore di queste ultime è data dalla soddisfazione del cliente. In quest'ottica, l'obiettivo si è spostato dal "cosa produrre" sempre più verso la personalizzazione dei propri prodotti, portando alla luce l'esigenza di adottare tecniche di progettazione che permettano una personalizzazione del prodotto in tutte le possibili varianti, senza però influire sul tempo di progettazione e produzione.

Come supporto a queste esigenze è stato utilizzato un sistema knowledge based engineering (KBE) in grado di tenere conto degli standard di progettazione, delle richieste di personalizzazione del cliente e di ottimizzare tempi e costi necessari. Questi sistemi adottano tecniche di progettazione automatica e sono integrati dalla conoscenza aziendale acquisita nella scelta dei componenti, nella loro modellazione e nel loro dimensionamento.

L'obiettivo del presente lavoro consiste nell'implementare un modello di predimensionamento dello scambiatore di calore utilizzando le tecniche KBE; nello specifico è stato utilizzato un foglio elettronico per svolgere il modello termodinamico del componente.

Le fasi affrontate del problema sono state:

- Acquisizione della conoscenza dell'oggetto dello studio, analizzando lo stato dell'arte e le tecnologie attualmente in uso.
- Studio delle condizioni al contorno, ovvero delle temperature di funzionamento del sistema, e delle variabili in gioco, quali la posizione del setto di separazione e la geometria delle alette presenti sulla superficie del componente.
- Implementazione del modello dello scambiatore di calore.

La tesi è composta da 4 capitoli oltre a questa introduzione.

Il primo capitolo riguarda lo stato dell'arte riguardante la configurazione di prodotto, la conoscenza e le tecniche knowledge based engineering.

Il secondo capitolo riguarda invece cenni di trasmissione del calore risultati in seguito utili nello sviluppo del modello dello scambiatore di calore e le differenti tipologie di scambiatori di calore.

Nel terzo capitolo è presente la raccolta dei dati utili durante lo svolgimento dell'intero progetto

Il capitolo 4 tratta invece il modello vero e proprio realizzato mediante le tecniche KBE; in particolare le sezioni di questo capitolo sono una descrizione del funzionamento dello scambiatore di calore, una raccolta dei dati utili per lo sviluppo del progetto, il procedimento di dimensionamento del sistema, e un'ottimizzazione della geometria dell'alettatura.

Sono infine presenti le conclusioni intraprese alla luce dei risultati ottenuti durante la simulazione dei processi di scambio termico che avvengono durante il funzionamento dello scambiatore di calore, ed è riportato in allegato il modello stesso.

# 1. KNOWLEDGE BASED ENGINEERING

---

In questo capitolo è analizzato lo stato dell'arte relativo alla teoria e all'evoluzione nel tempo delle tecniche knowledge based engineering utilizzate nella simulazione per l'ottimizzazione dello scambiatore di calore. Gli aspetti fondamentali di queste tecniche sono:

- La configurazione del prodotto;
- La progettazione automatica;
- La conoscenza dei processi di sviluppo del prodotto;
- I sistemi KBE e le loro funzionalità

## 1.1. La configurazione del prodotto

Si può dichiarare che la configurazione del prodotto sia la componente nella progettazione che ha l'obiettivo di definire una combinazione di sotto elementi di un sistema che siano in grado di soddisfare le specifiche di progetto.

Questo tipo di problema riguarda esclusivamente aziende aventi prodotti largamente configurabili dal cliente in base alla propria esigenza; questi prodotti in generale presentano una struttura principale ben definita, e componenti con differenti opzioni o parametri disponibili che integrino la struttura base.

L'esempio di un prodotto configurabile è ben presentato in ambito automobilistico, e in questo contesto definito da una determinata tipologia di veicolo, appartenente a una determinata casa automobilistica; il nome di questo veicolo corrisponde alla struttura base del prodotto, e a una famiglia di oggetti e optionals che vanno ad integrare la struttura per rendere il prodotto personalizzato; l'insieme della struttura base e della parte di struttura personalizzata è detto "prodotto configurato".



### **1.1.1. Il processo di configurazione**

Il processo di configurazione è una serie di attività che hanno in input le informazioni fornite dal cliente sulla combinazione di opzioni e varianti desiderate del prodotto, e in output la documentazione tecnica che descrive nel dettaglio l'architettura del prodotto configurato.

La prima fase di questo processo consiste nella raccolta da parte dell'azienda venditrice di tutte le informazioni di configurazione desiderate dal cliente, necessarie alla personalizzazione del prodotto.

Questa fase è seguita dall'ottenimento di specifiche tecniche e commerciali necessarie a definire con precisione la richiesta ottenuta dal cliente.

Dopo queste prime due fasi che risultano essere a stretto contatto tra loro, le specifiche ottenute dal ramo commerciale dell'azienda sono trasmesse al ramo tecnico della stessa e se necessario ulteriormente elaborate in quest'ultima sede; queste informazioni sono utilizzate dai progettisti o dai tecnici di produzione per generare la documentazione del prodotto.

A questo punto sono noti gli input dati dal cliente, e l'obiettivo in sede di progettazione si concentra sul dimensionamento dei vari componenti che costituiscono l'insieme, tenendo conto di vincoli date da norme, eventuali fornitori e dal costruttore stesso. Molto spesso queste regole sono definite da equazioni matematiche che si ripetono nel tempo, per cui risulta possibile rendere meccanica quest'operazione, lasciando al progettista le sole fasi che generano varianti di prodotto date dalla non unicità del valore dell'equazione; in questo caso è necessario ottimizzare la soluzione dal punto di vista economico o tecnico.

Può accadere che l'offerta di prodotti personalizzati generi una serie di difficoltà gestionali, quali ad esempio un lento fluire delle informazioni tra i vari reparti di un'azienda; quando questi problemi si verificano in genere le soluzioni proposte non sono in grado di risolvere completamente la situazione.

L'utilizzo di sistemi Knowledge Based Engineering per la configurazione del prodotto è una valida soluzione a questo tipo di problemi, sia dal punto di vista tecnico che commerciale; queste tecniche sono in grado di semplificare e automatizzare il processo di configurazione.

L'avvento di queste tecniche ha permesso un notevole sviluppo nelle tecniche di intelligenza artificiale (AI) mediante sistemi che permettono l'automatizzazione del processo e portando a una progettazione automatica del prodotto.

## **1.2. La progettazione automatica**

In questo paragrafo si riporta una contestualizzazione della progettazione e una sua definizione, citando anche le problematiche che mediante questo tipo di progettazione ci si trova ad affrontare.

### **1.2.1. Contesto**

Le principali problematiche che ci si trova ad affrontare nell'utilizzo di questo tipo di progettazione sono due:

- L'acquisizione della conoscenza;
- La riduzione dei tempi di progettazione.

Il mondo dell'industria si pone attualmente due obiettivi fondamentali e di difficile coesistenza nel contesto della progettazione meccanica, quali la riduzione dei tempi di sviluppo prodotto e l'ottimizzazione dello stesso in funzione delle risorse disponibili. Il progettista si trova di conseguenza nella difficile situazione di dover progettare tenendo conto di criteri strutturali e di farlo nel modo più veloce possibile.

Lo sviluppo delle tecnologie informatiche ha fornito un notevole contributo nel contesto di una riduzione delle tempistiche di progettazione, anche se le fasi maggiormente interessate da questo sviluppo sono state quelle di disegno e di prove su prototipo; ne segue che il cuore della progettazione è ancora affidata all'uomo.

L'altra problematica riguarda invece l'acquisizione della conoscenza aziendale da parte dei vari dipendenti, che in particolar modo in aziende di dimensioni medio e piccole è ad esclusivo appannaggio di dipendenti "esperti" che hanno maturato nel tempo differenti esperienze nella progettazione e che al termine del loro lavoro rischiano di andare perse.

È evidente quindi l'esigenza di trovare un modo per mantenere la conoscenza acquisita, e di poterla aggiornare in funzione delle variabili che lo sviluppo del mercato propone.

### **1.2.2. Definizione**

Con il termine "Progettazione Automatica" si intendono le applicazioni, gli strumenti e le attività di sviluppo che permettono di automatizzare il processo di progettazione di un prodotto o di sue parti mediante lo sviluppo di opportune applicazioni informatiche.

La PA rientra in un più vasto dominio culturale che ha l'obiettivo di realizzare delle macchine "che pensano", in grado di replicare le attività dell'intelletto umano; questo dominio del sapere è denominato "Intelligenza artificiale", ed è una disciplina tuttora dibattuta tra scienziati e filosofi. Con il termine intelligenza artificiale si intende generalmente l'abilità di un computer di svolgere

funzioni e ragionamenti tipici della mente umana, affermazione assolutamente ragionevole per le attività della progettazione di prodotto.

Pertanto non sarà possibile costruire macchine pensanti nel senso più generale del termine, ma si ritiene che macchine opportunamente “istruite” potranno compiere molti dei compiti attualmente svolti da esperti umani nel campo della progettazione industriale. Per macchine “istruite” per poter replicare funzioni umane, si intendono macchine che subiscono un consistente trasferimento delle conoscenze dell’uomo, ovvero un’adeguata programmazione della macchina che nel dominio dello sviluppo prodotto sono identificate dalle metodologie *knowledge based engineering*.

### **1.3. La conoscenza dei processi di sviluppo prodotto**

In questo paragrafo si propone una discussione sul tema della conoscenza ingegneristica, approfondendo la definizione, andando a contestualizzarla e definendo differenti livelli per la conoscenza ingegneristica utile nella progettazione meccanica.

#### **1.3.1. Definizione**

I dati sono oggettivi ed indipendenti dalla possibilità di una persona esterna di capire il significato a cui si riferiscono. Se inseriti in uno specifico ambiente, questi si trasformano in informazione, e nel caso in cui quest'ultima possa essere interpretata da un osservatore diviene conoscenza. È possibile affermare quindi che ciò che trasforma l'informazione in conoscenza sia il Know-How dell'osservatore, che deriva dall'esperienza pregressa in ambito lavorativo e dallo studio dello stato dell'arte dell'ambiente di lavoro.

È necessario contestualizzare la conoscenza utile in ambito di progettazione meccanica, definendo quale tipo di conoscenza è importante acquisire e quale rappresentare, individuando quale tipo di informazioni si trasformano in conoscenza.

È infine utile differenziare i vari tipi di conoscenza, che può essere esplicita se rappresentata o implicita se non rappresentata. La prima delle due è quella più generale e nota, solitamente presente all'interno di specifici manuali, mentre la seconda è quella più personale, che si accumula con l'esperienza individuale.

#### **1.3.2. Livelli di rappresentazione della conoscenza**

La conoscenza ingegneristica può assumere diverse forme in funzione dello strumento di rappresentazione utilizzato e del settore di competenza del progettista.

Esistono differenti strumenti di rappresentazione del *knowledge* con differenti gradi di complessità, che definiscono quattro differenti livelli di rappresentazione delle informazioni.

Strumenti molto utilizzati sono quelli CAD, quelli FEM per le analisi strutturali, e fogli elettronici; Con questi strumenti si ottiene un primo livello di rappresentazione delle informazioni, riguardante un unico aspetto della progettazione, che può essere ad esempio un aspetto geometrico, funzionale, strutturale. Si evidenzia l'importanza nella progettazione industriale ricoperta da aspetti quali la morfologia dei componenti, i vincoli e le relazioni che permettono di aggregare due parti tra loro, di conseguenza anche il prototipo virtuale di un elemento rappresenta un'elevata quantità di informazioni.

Utilizzando contemporaneamente almeno due differenti tipologie di informazioni si ha un secondo livello nella rappresentazione della conoscenza; un esempio tipico è l'integrazione di conoscenze di tipo geometrico con conoscenze di tipo strutturale e di verifica, utilizzando fogli elettronici basati su formule matematiche più o meno complesse, come nel caso di applicazioni di dimensionamento automatico di elementi non particolarmente complessi, in cui si integrano modelli geometrici parametrici con fogli di calcolo.

Nel caso in cui siano richieste applicazioni per gestire sistemi con architetture di prodotto estremamente complesse e con varianti di alcuni componenti è necessario passare a un terzo livello nella conoscenza ingegneristica; particolarmente efficace e utilizzata è la metodologia object-oriented, in cui l'architettura di prodotto è strutturata in alberi gerarchici su differenti livelli, in cui ciascun livello è caratterizzato da metodi che implementano procedure di calcolo, di dimensionamento, di verifica. Si noti però che un approccio di tipo object-oriented presenta difficoltà nel rappresentare il processo di progettazione in modo indipendente dall'architettura del prodotto, in quanto non è definita una sequenza cronologica delle attività.

Il quarto livello porta al superamento dei limiti relativi al livello precedente, mediante l'integrazione della rappresentazione dell'architettura di prodotto, con le relative informazioni, conoscenze del processo di progettazione e di tipo geometrico e funzionale. Come nel livello precedente l'architettura di prodotto è rappresentata mediante un metodo object-oriented, mentre è possibile rappresentare un processo sequenziale come quello che descrive il processo di sviluppo prodotto in corrispondenza dell'architettura di prodotto.

## **1.4. I sistemi KBE e loro funzionalità**

Le tecniche Knowledge Based Engineering riguardano il problema della formalizzazione e della rappresentazione in strutture informatiche di processi che gestiscono processi di sviluppo di prodotti e di componenti ingegneristici.

Questi sistemi permettono la progettazione di un prodotto in maniera automatica, rendendo la conoscenza disponibile a tutti i progettisti; permettono inoltre la drastica riduzione dei tempi di progettazione, in quanto si ha:

- Automazione delle attività ripetitive;
- Ricerca automatica delle informazioni;
- Generazione automatica di modelli CAD e relativi documenti;
- Supporto al progettista durante il processo di progettazione.

### **1.4.1. Definizione**

Si può definire un sistema KBE come un ambiente computerizzato avente funzione di guida per l'utente all'identificazione tra le possibili soluzioni di quella migliore, nello stesso modo in cui l'utente stesso sarebbe giunto alla medesima soluzione utilizzando la proprio conoscenza. La soluzione è quindi raggiunta in modo automatica, avvalendosi di informazioni trovate in più fonti e definendo la struttura finale del prodotto e il dimensionamento di tutti i suoi componenti. I risultati di questo processo sono solitamente visualizzati istantaneamente mediante interfacce che includono i software CAD.

Nel tempo la struttura dei sistemi Knowledge Based Engineering si è evoluta diventando un sistema di gestione della conoscenza ingegneristica, diventando sistemi di Knowledge Engineering Management (EKM).

In quest'ottica un sistema KBE diviene una soluzione per il controllo della conoscenza focalizzata quindi sulla descrizione delle architetture di prodotto e sui processi di progettazione. Questi sistemi permettono la gestione di processi di progettazione come eventi ai quali associare determinate azioni definite da regole.

Per fare ciò, i sistemi KBE sfruttano la logica ad oggetti con la quale si permette di rappresentare il prodotto sotto forma di struttura gerarchica ad albero contenente classi di oggetti rappresentati gruppi funzionali e componenti meccanici che, in base alle regole e ai parametri di entrata, attraverso l'uso degli eventi citati in precedenza, il cui insieme rappresenta il processo da seguire, prende la forma di un prodotto definito, chiamata istanza di prodotto.

### **1.4.2. Classificazione**

Si illustra una possibile classificazione dei sistemi KBE in funzione della loro struttura. Questi possono essere suddivisi in tre gruppi:

- Primo gruppo: sistemi autosufficienti;
- Secondo gruppo: sistemi incorporati;
- Terzo gruppo: sistemi integrabili.

La differenza tra i tre gruppi è data dalla relazione con i modellatori CAD. Nel caso del primo gruppo, il sistema CAD è integrato con il nucleo del sistema KBE, che di conseguenza risulta autosufficiente e non necessita di ulteriori software; nel caso del secondo gruppo, il sistema knowledge based engineering si presenta come un'applicazione incorporata di un programma CAD; nel terzo e ultimo gruppo, il sistema KBE è un software indipendente dal CAD, integrabile con differenti modellatori.

### **1.4.3. Le prime applicazioni KBE**

A metà degli anni '80 appaiono sulla scena due nuovi strumenti appositamente pensati per la progettazione automatica, quali ICAD® e The Concept Modeller®, che sono strumenti per lo sviluppo di applicazioni personalizzate e finalizzate alla progettazione automatica di parti e sistemi industriali. Le caratteristiche essenziali dei due programmi sono molto simili, quali un linguaggio di progettazione Object-Oriented come strumento principale con cui poter rappresentare l'architettura di prodotto, il processo di progettazione e le regole utilizzate. Il meccanismo di "ereditarietà" delle parti e la facilità di definire le classi di parti caratterizzate da definiti attributi rende un linguaggio Object-Oriented uno strumento molto potente per realizzare i fini della progettazione automatica.

Altri strumenti completano l'ambiente di sviluppo: un nucleo di modellazione solida, nei primi anni '90 dalle caratteristiche limitate, attualmente con funzionalità simili a quelle di un ambiente di prototipazione virtuale, tools per definire interfacce grafiche per l'applicazione sviluppata, interfacce per programmi esterni quali database, modellatori e fogli elettronici.

Quindi il linguaggio di programmazione è l'elemento caratterizzante e più potente di questi strumenti, ma risulta essere anche il limite più evidente, in quanto richiede la necessità prioritaria di un elevato livello di competenze informatiche e di un team strutturato per lo sviluppo di applicazioni di PA. Questo fatto ha finito per limitare l'uso di questo tipo di programmi esclusivamente a grandi aziende dotate di ingenti risorse umane e di competenze.

Molte sono le applicazioni basate su queste tecnologie sia nel settore aeronautico che in quello meccanico. Queste due distinte applicazioni KBE realizzate con ICAD® presentano una caratteristica molto significativa per gli attuali processi di progettazione; la generazione automatica di una soluzione progettuale comprende anche l'effettuazione di un'analisi FEM operata con un

solutore esterno al sistema KBE, i cui risultati confermano la validità della soluzione o innescano modifiche apportate sempre in modalità automatica dall'applicazione.

L'elemento che contraddistingue tutte le applicazioni realizzate con questi sistemi è la descrizione del prodotto con un linguaggio di programmazione di tipo Object-Oriented; l'enfasi ritorna quindi dal modello geometrico della parte o d'insieme alla rappresentazione con opportuno linguaggio della struttura del prodotto e del processo di progettazione.

Con applicazioni di questo tipo per la prima volta si affronta questo tipo di problema.

#### **1.4.4. Le applicazioni e gli strumenti KBE attuali**

Data la validità delle applicazioni degli strumenti knowledge based engineering nelle riduzioni ed ottimizzazioni dei tempi nelle attività di progettazione, alcuni sistemi CAD sono stati integrati con moduli che consentono la rappresentazione del processo e la conoscenza del progetto. La linea evolutiva in atto per questo tipo di strumenti segue la strada dell'indipendenza da un determinato sistema CAD; di conseguenza un'applicazione realizzata con uno strumento KBE di ultima generazione è in grado di utilizzare modelli geometrici parametrici prodotti mediante qualunque sistema CAD.

Appare quindi di minore importanza il ruolo rappresentato dal modello geometrico nelle moderne applicazioni di progettazione automatica; mentre nelle applicazioni basate su CAD parametrico unito ad uno strumento di programmazione il ruolo principale è dato dal modello geometrico, nelle più moderne applicazioni questo è sostituito dall'architettura di prodotto e se presente alla procedura del processo.

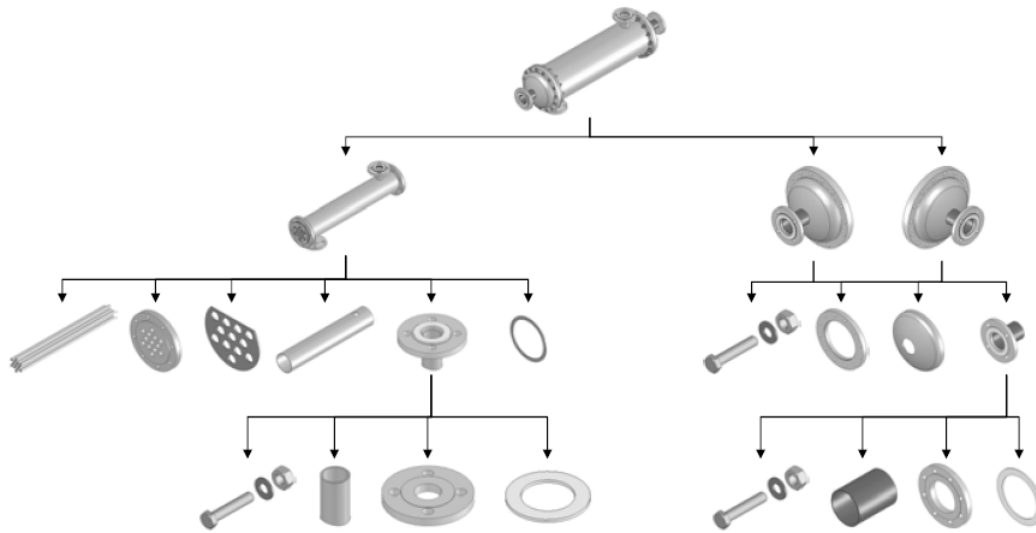
Con lo sviluppo di questi nuovi strumenti, è stato possibile superare i limiti imposti dagli strumenti precedenti, dovuti principalmente alla difficoltà e complessità dell'attività di programmazione necessaria per sviluppare un'applicazione, e dalle limitate possibilità di integrazione con sistemi esterni.

Attualmente un ambiente di sviluppo KBE è visto come un nucleo di un sistema operativo assolutamente indipendente, che può interagire con qualunque applicazione esterna (quali database, modellatori CAD, fogli elettronici), e può anche contenere versioni di queste applicazioni esterne più o meno complete.

La caratteristica più innovativa è costituita dal fatto che si rappresentano separatamente sia l'architettura di prodotto che il processo di progettazione. Per quanto riguarda l'architettura di prodotto alla radice del sistema si ha la macchina completa, e nei livelli inferiori si trovano i vari sottosistemi fino ad arrivare alla base dove si hanno i componenti elementari.



Si riporta un esempio di architettura di prodotto (Fig. 1).



**Figura 1- esempio di architettura di prodotto (per scambiatore di calore a fascio tubiero)**

La gestione delle informazioni delle varie parti avviene mediante un database; l'applicazione realizzata permette di configurare automaticamente uno scambiatore di calore partendo da un set di specifiche iniziale, mediante un semplice database su foglio elettronico.

## 2. CENNI DI TRASMISSIONE DEL CALORE

---

Lo scambiatore di calore è un componente in cui avviene scambio di energia tra due fluidi a temperature diverse per interazione termica. Gli scambiatori sono sistemi fluenti che operano generalmente senza che avvenga scambio di lavoro termico.

In questo capitolo sono riassunti i vari modi per cui è possibile che avvenga lo scambio termico e si illustrano in breve le varie tipologie di scambiatori di calore.

### 2.1. Scambio termico

Si definisce calore la forma di energia che si trasferisce da un sistema a un altro a seguito di una differenza di temperatura tra due differenti sistemi. Il calore si può trasferire in tre differenti modi:

- Conduzione;
- Convezione;
- Irraggiamento.

Il secondo principio della termodinamica stabilisce che il calore si propaga dal sistema a temperatura maggiore verso quello a temperatura minore.

#### 2.1.1. La conduzione

La conduzione termica è il trasferimento di energia che si verifica per effetto dell'interazione tra particelle di sistemi (solidi, liquidi o gassosi) posti macroscopicamente in contatto tra loro.

L'interazione che provoca conduzione termica in sostanze liquide o gassose è identificata da collisioni tra molecole durante il loro moto casuale; quella che provoca conduzione termica in solidi è invece identificata da vibrazioni delle molecole all'interno del reticolo e al trasporto di energia da parte degli elettroni liberi.

La quantità di calore che si propaga per conduzione tra due regioni di un corpo è funzione della geometria, delle caratteristiche del corpo (buon conduttore o cattivo conduttore) e della differenza di temperatura tra le due regioni interessate da conduzione.

La potenza termica trasmessa per conduzione attraverso uno strato di spessore costante  $l$  è proporzionale alla differenza di temperatura tra i due lati dello spessore e all'area della superficie normale alla direzione della trasmissione di calore, ed è inversamente proporzionale allo spessore dello strato:

$$\dot{Q}_{cond} = \lambda A \frac{T_2 - T_1}{l}$$

Dove la costante di proporzionalità  $\lambda$  è la conduttività termica del materiale, che misura la capacità del materiale di condurre calore.

Si riportano valori significativi di conduttività termica per alcuni materiali:

**Tabella 1 - valori di conduttività termica per alcuni materiali**

mezzo	$\lambda \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$
Aria	0.025
Alluminio	140÷220
Rame	145÷395
Acciaio	29÷58

### 2.1.2. La convezione

La convezione è il trasferimento di energia tra una superficie solida e il liquido o il gas adiacente e in movimento; questo implica gli effetti combinati della conduzione e del trasporto di massa.

La presenza del trasporto di massa aumenta generalmente la quantità di calore trasmesso tra la superficie solida e il fluido, rispetto al caso della sola conduzione.

La convezione è chiamata convezione forzata se il fluido è forzato a fluire sulla superficie da dispositivi esterni quali ventilatori, pompe o più semplicemente il vento; al contrario si chiama naturale o libera se il movimento del fluido è causato da forze di galleggiamento indotte da differenze di densità legate alle variazioni di temperatura nel fluido.

La potenza termica trasmessa per convezione è legata alla differenza di temperatura dalla relazione di Newton:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_2 - T_1)$$

Dove  $h$  è il coefficiente di trasmissione del calore per convezione, espresso in  $\frac{W}{m^2 \cdot C}$ .

Il coefficiente di trasmissione del calore per convezione  $h$  non è una proprietà del fluido, ma è un parametro determinato sperimentalmente, il cui valore dipende da tutte le variabili che influenzano la convezione come geometria della superficie, natura del moto, proprietà e velocità del fluido.

Nel caso della convezione naturale, questo dipende, inoltre, in modo molto significativo dalla differenza di temperatura fra corpo e fluido.

### 2.1.3. L'irraggiamento

L'irraggiamento è il trasferimento di energia per propagazione di onde elettromagnetiche. L'emissione detta termica, cioè dovuta al fatto che ogni corpo a temperatura superiore a 0 K è una sorgente di onde elettromagnetiche è il risultato delle modificazioni nelle configurazioni elettroniche degli atomi o delle molecole.

Questo tipo di trasmissione del calore non richiede presenza di un mezzo interposto, a differenza delle due tipologie discusse in precedenza; avviene invece alla velocità della luce, e non subisce attenuazioni nel vuoto, esattamente come l'energia solare raggiunge la Terra.

La superficie ideale che emette per irraggiamento la massima potenza è detta corpo nero; la radiazione emessa da qualunque superficie reale è minore di quella massima a parità di temperatura, e funzione dell'emissività della superficie, il cui valore compreso nell'intervallo  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  è una misura di quanto il comportamento di una superficie si approssima a quello di un corpo nero per cui  $\varepsilon = 1$ .

L'emissività di una superficie è determinata solo dalle proprietà fisiche e dalla temperatura della superficie stessa.

Il corpo nero è anche assorbitore perfetto della radiazione che incide su di esso; detta  $\alpha$  l'assorptività:

$$\alpha = \varepsilon = 1$$

Corpi caratterizzati da  $\alpha$  e  $\varepsilon$  indipendenti dalla lunghezza d'onda si dicono grigi. Per i corpi grigi:

$$\alpha = \varepsilon < 1$$

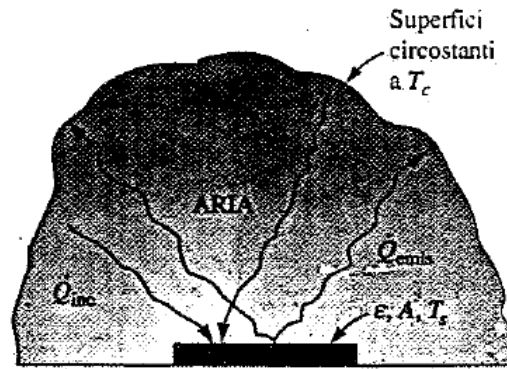


Figura 2- scambio termico per irraggiamento tra una superficie e l'ambiente circostante

Nel caso di due superfici grigie separate da un gas (quale l'aria) che non interferisce con la radiazione, di cui una grande (o nera), a temperatura assoluta  $T_c$  (Fig. 2), la potenza termica scambiata per irraggiamento è data dalla relazione:

$$\dot{Q}_{irr} = \epsilon \sigma A (T_s^4 - T_c^4)$$

Dove  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ .

La trasmissione di calore per irraggiamento da o verso una superficie circondata da un gas può avvenire in parallelo alla conduzione o convezione tra la superficie e il gas.

La potenza termica complessiva si determina di conseguenza sommando i contributi di entrambe le modalità di scambio termico coinvolte.

L'emissività di un gas ha una correlazione basata sul seguente modello: un gas isotermico di temperatura  $T_g$  e spessore  $L$ , è circondato da una parete alla temperatura  $T_p$ . Il gas è composto da elementi aventi la caratteristica di assorbire calore, e da elementi che non hanno questa caratteristica; se i singoli elementi assorbenti hanno pressione  $p_a$  e pressione totale  $p$ , la correlazione ha forma:

$$\epsilon_g = fn(p_a L, p, T_g)$$

Dove  $p$  è la pressione.

Il parametro  $p_a L$  è la misura dello spessore dello strato avente caratteristica assorbente.

Hottel e Sarofim hanno studiato la seguente correlazione sia per l'acqua che per l'anidride carbonica:

$$\varepsilon_g(p_a L, p, T_g) = f_1(p_a L, T_g) \times f_2(p, p_a, p_a L)$$

Dove  $f_1$  e  $f_2$  sono valori sperimentali funzioni di pressioni parziali, temperatura del gas e lunghezza caratteristica, che ha la seguente espressione:

$$L_0 = \frac{4(\text{volume del gas})}{\text{area circostante irradiata}}$$

## 2.2. Tipologie di scambiatore di calore

Esistono differenti tipi di scambiatori di calore, la cui architettura è differente in funzione del settore di lavoro cui sono destinati; trovano applicazione pratica principalmente nel riscaldamento e refrigerazione di ambienti domestici, nei processi chimici e nella produzione di energia.

A differenza delle camere di miscelazione, negli scambiatori di calore i fluidi non si miscelano tra loro, ma il calore viene scambiato secondo le metodologie descritte nel precedente paragrafo.

Lo scambiatore di calore più semplice è detto a doppio tubo, e consiste in due tubi concentrici di differenti diametri: un fluido scorre nel tubo di diametro inferiore e l'altro nel condotto anulare tra le due tubazioni, e il flusso dei due fluidi di lavoro può essere equicorrente, se i due fluidi entrano nello scambiatore dallo stesso lato e lo percorrono nello stesso verso, oppure controcorrente se i due fluidi entrano uno da un lato e uno dall'altro dello scambiatore percorrendolo di conseguenza in due versi opposti.

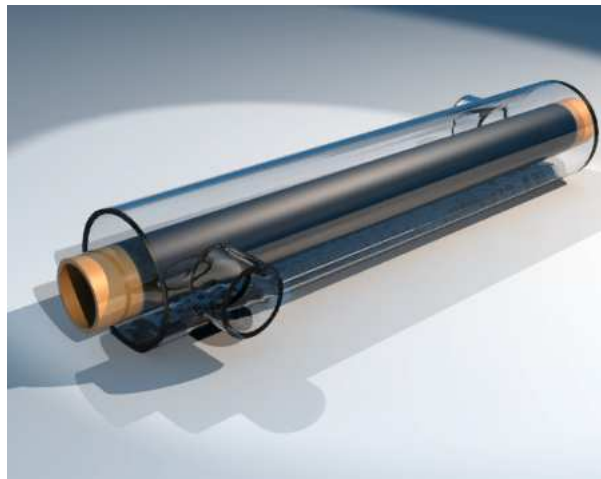


Figura 3 - scambiatore di calore a doppio tubo

Un altro tipo di scambiatore di calore è lo scambiatore a flussi incrociati, che ha la caratteristica di consentire lo scambio termico attraverso una grande superficie per unità di volume. Data questa loro caratteristica, questi scambiatori sono utilizzati in applicazioni aventi stretti vincoli di peso e volume. In questi scambiatori i due fluidi fluiscono in direzioni mutuamente perpendicolari, definiti a flussi incrociati.

Il tipo di scambiatore di calore più diffuso nelle applicazioni industriali è quello a tubi e mantello, composto da un grande numero di tubi e da un mantello cilindrico che li contiene. Lo scambio termico avviene tra i due fluidi che scorrono l'uno all'interno dei tubi e l'altro all'esterno dei tubi ma all'interno del mantello.

### 2.3. Architettura dello scambiatore di calore

Lo scambiatore di calore in questione, è un componente di una caldaia destinata ad uso casalingo.

La funzione della caldaia (Fig. 5) è di fornire calore all'ambiente in modo tale che tutte le parti della casa siano confortevoli, e di fornire l'acqua calda alle utenze.

Esistono caldaie che utilizzano il fluido di lavoro allo stato di vapore, e sono dette appunto caldaie a vapore, che però non risultano in studio. Ci si occupa esclusivamente di caldaie a liquido, che tipicamente hanno temperature massime di lavoro di circa 100°C.



Figura 4 - caldaia per uso domestico

Lo scambiatore è di tipo aria-acqua, ovvero lo scambio termico avviene tra l'aria (scaldata da un apposito bruciatore) e il liquido sito all'interno di un condotto e destinato poi al riscaldamento ambientale; la geometria del sistema è particolare, in quanto il condotto è avvolto a spirale, all'interno della quale è posto il bruciatore, sia per ragioni di ingombro che di dimensioni dello stesso.

Il bruciatore è inserito nella parte più calda dello scambiatore di calore; si possono distinguere due zone separate da un setto, la prima delle quali viene chiamata parte fredda, dove cioè il fluido di lavoro è più freddo, e la seconda parte calda, dove è alloggiato il bruciatore e il fluido di lavoro ha una temperatura superiore.



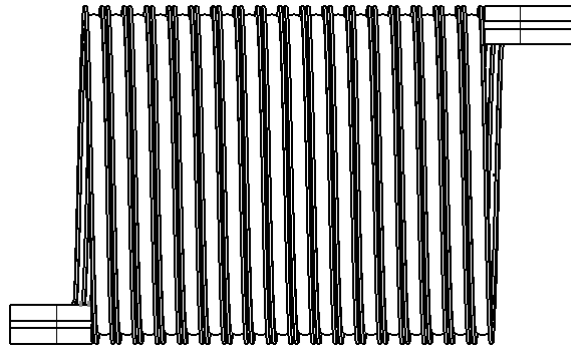


Figura 5 - avvolgimento a spirale del condotto dello scambiatore di calore

Dal punto di vista tecnologico e produttivo, il condotto è composto da una lega di alluminio, ed è prodotto mediante estrusione; è pertanto necessario tenere conto di questa tecnologia meccanica nell'apportare modifiche di tipo geometrico, che devono risultare producibili. L'estrusione è infatti un processo di produzione industriale di deformazione plastica, che consente di produrre pezzi a sezione costante tra cui tubi come nel caso in studio, particolarmente adatta a materiali metallici come l'alluminio e le sue leghe, di cui si compone il condotto, oppure adatto per materie plastiche, non di interesse .

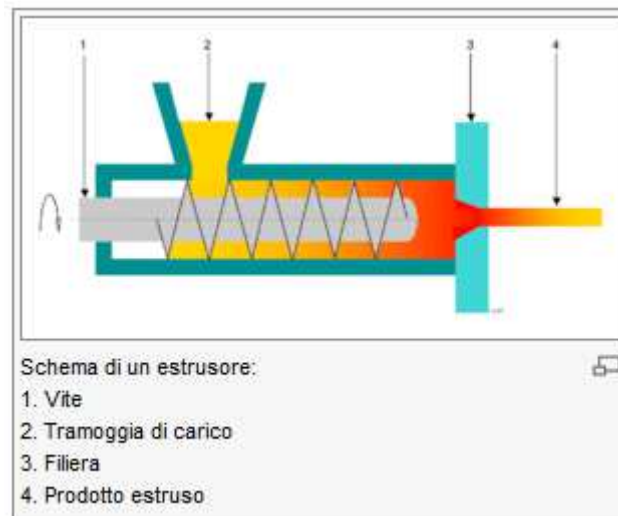


Figura 6 - schema di un estrusore

L'estrusione consiste nel forzare per compressione il materiale allo stato pastoso a passare attraverso una matrice che riproduce la forma desiderata del tubo; essendo la sezione di quest'ultimo cava per permettere il passaggio del fluido di lavoro, è presente un'anima all'interno della matrice per riprodurre la forma della sezione interna. All'uscita dalla matrice, il materiale, avente profilo rettilineo e ancora caldo sempre per deformazione plastica, viene deformato per ottenere profilo elicoidale.

La superficie del condotto è di tipo alettato per poter aumentare la superficie di scambio termico; le alette sono prodotte di pezzo durante il ciclo produttivo per estrusione.

A questo punto il tubo viene integrato dalla presenza dai suoi componenti per comporre lo scambiatore di calore:

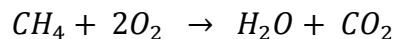
- Il Bruciatore;
- Il setto.

### 2.3.1. Il bruciatore

Il bruciatore è il componente che dà origine allo scambio termico, mediante la fiamma.

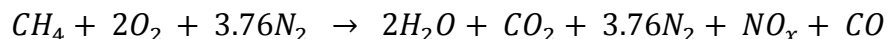
La fiamma è composta da una miscela di metano o gpl con l'aria; si utilizza preferibilmente il metano.

La reazione chimica è la seguente:



L'ossigeno è composto da una percentuale di azoto, in particolare il 21% dell'aria è composto da O<sub>2</sub> e il 78% da N<sub>2</sub>; il rapporto ossigeno su azoto è quindi di 3.76.

La reazione diventa quindi:



Gli NO<sub>x</sub> devono avere un valore che deve essere il più inferiore possibile; il valore ammesso dalla legislazione è < 50 ppm

Il CO deve avere per legge un valore < 2000ppm; l'impianto in studio ha un valore di riferimento <100ppm. In particolare si nota che il valore del monossido di carbonio diminuisce con l'aumentare della distanza del bruciatore dall'estradosso del condotto.

Per avere un coefficiente di sicurezza, si aumenta la quantità di ossigeno nella combustione di un fattore 1.3, in quanto è necessario che tutti i gas siano combusti per non elevare il valore degli inquinanti; pertanto la reazione chimica diventa:



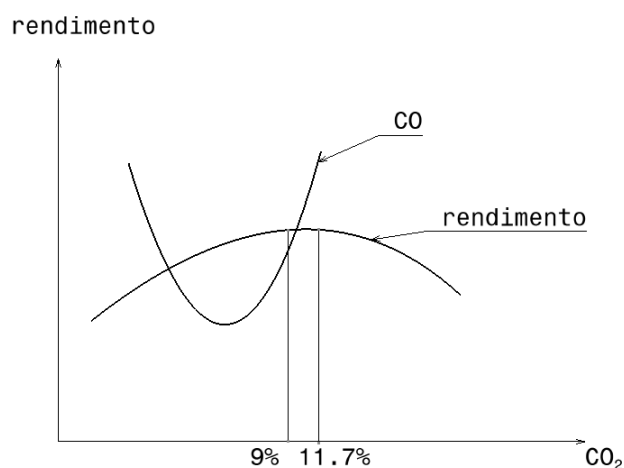


Figura 7 - andamento rendimento - CO<sub>2</sub>

In rapporto stechiometrico il valore del CO<sub>2</sub> è massimo: 11.7%; aumentando però l'aria di un coefficiente di sicurezza pari a 1.3, questo valore diminuisce assumendo un valore prossimo al 9%.

Inoltre la fiamma dà origine anche alla presenza di fumi; L'obiettivo è quello di avere una temperatura dei fumi il più bassa possibile. Idealmente questa risulta essere di 60°C, temperatura corrispondente a quella di ingresso dell'acqua.

Un buon intervallo di temperatura è quello compreso tra 65°C e 70°C, oltre la quale si ha poco scambio termico.

### 2.3.2. Il setto

E' l'elemento che separa fisicamente la camera in cui è presente il bruciatore dal resto dello scambiatore di calore, ed la sua presenza è utile per evitare la condensa in zone in cui sono presenti elementi quali il bruciatore e le candele.

Se la posizione del setto si sposta troppo verso sinistra, ovvero verso la zona di ingresso dell'acqua, si ha una perdita di carico notevole che provoca una perdita nel rendimento dell'impianto.

Nel caso opposto, in cui il setto è spostato troppo verso destra, verso il bruciatore, si ha una temperatura dell'estradosso del condotto molto elevata, si scalda l'aria esterna provocando di conseguenza delle perdite di calore.

E' possibile quindi studiare la migliore posizione del setto per avere un migliore compromesso tra i due casi discussi precedentemente, considerando che il suo fissaggio avviene facilmente mediante un dispositivo a vite.

## 2.4. Funzionamento scambiatore di calore

L'intera caldaia funziona "su richiesta", ovvero entra in funzione esclusivamente quando l'utenza richiede al sistema l'incremento delle temperature di esercizio del fluido di lavoro. Questo fatto avviene di conseguenza quando l'utenza richiede l'utilizzo di acqua calda, oppure quando la centralina richiede l'innalzamento della temperatura dei locali domestici.

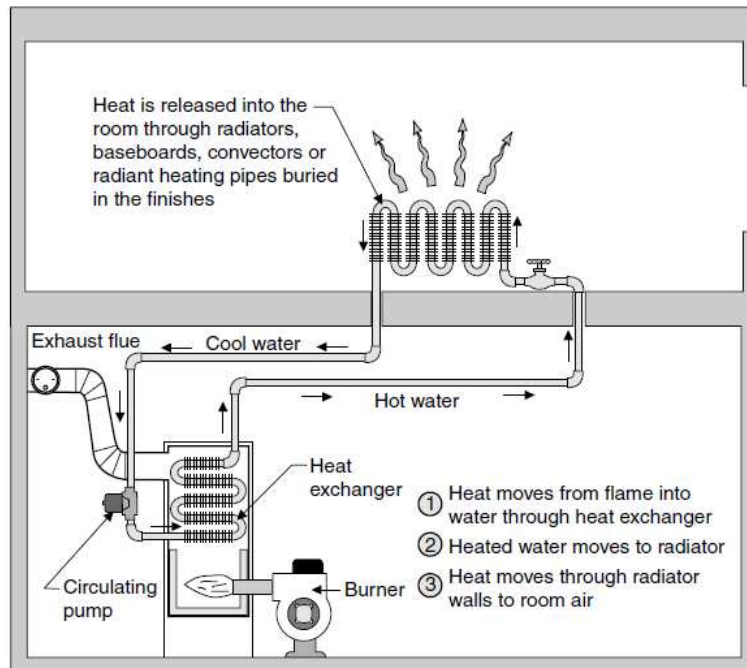


Figura 8 - schema di impianto

Di conseguenza la caldaia entra in funzione, e in particolare l'aumento della temperatura del fluido di lavoro avviene all'interno dello scambiatore di calore, dove il bruciatore riscalda l'acqua.

L'involucro in cui è contenuto lo scambiatore di calore, è suddiviso in due differenti zone, separate dal setto, in cui lo scambio termico si differenzia (Fig. 9).

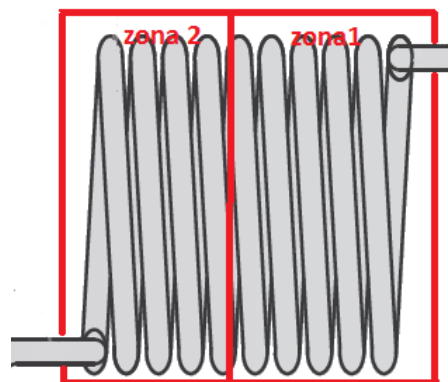


Figura 9 - separazione dello scambiatore nella zona 1 e zona 2

Lo scambio termico ha inizio mediante la reazione di combustione che avviene nel bruciatore; nella camera più calda (zona 1 in figura), a valle rispetto all'ingresso del fluido di lavoro nel sistema e in cui è presente il bruciatore, si genera uno scambio termico che avviene per convezione ed irraggiamento verso il condotto dello scambiatore di calore, mentre nella camera più fredda (zona 2 in figura), a monte rispetto all'ingresso del fluido di lavoro nel sistema, lo scambio termico avviene esclusivamente per irraggiamento, a causa della presenza dei fumi di combustione.

All'interno del tubo è presente acqua, avente temperatura di ingresso di 60°C, e all'uscita, in seguito allo scambio termico, deve avere una temperatura di 80°C.

Nel meccanismo di scambio termico, la conduzione attraverso le pareti del tubo dello scambiatore di calore è considerata trascurabile, per la somma di differenti motivazioni, quali il piccolo spessore, le condizioni del modello che sono considerate a regime e che implicano il fatto che le pareti siano sempre prossime alla temperatura dell'acqua, e per il valore della conducibilità termica dell'alluminio, superiore di qualche ordine di grandezza rispetto allo stesso parametro dell'acqua e dei fumi.

### 3. DATI DI PROGETTO

---

Si riportano i dati di progetto utili nella simulazione dello scambiatore di calore:

*Dati geometrici e di materiale:*

**Tabella 2 - dati geometrici e materiale**

$r_{int\_tubo}$	0,0051	m
$r_{est\_tubo}$	0,0071	m
$A_{sezione}$	8,17E-05	m <sup>2</sup>
$\lambda_{Al}$	200	W/mK
$\dot{m}_{acqua}$	0,277	kg/s
$v_{acqua}$	3,29	m/s
$D_{int\_spirale}$	0,2	m
$A_{int\_spirale}$	0,031	m <sup>2</sup>
$D_{elica}$	0,222	m

Con  $r_{int\_tubo}$  e  $r_{est\_tubo}$  rispettivamente raggio interno ed esterno del condotto dello scambiatore di calore,  $A_{sezione}$  area interna del tubo,  $\lambda_{Al}$  conducibilità termica dell'alluminio,  $\dot{m}_{acqua}$  portata massica dell'acqua,  $v_{acqua}$  velocità dell'acqua,  $D_{int\_spirale}$  diametro interno dell'avvolgimento dello scambiatore di calore,  $A_{int\_spirale}$  area interna all'avvolgimento dello scambiatore,  $D_{elica}$  diametro dell'avvolgimento dello scambiatore.

*Dati termici e combustione*

Si riportano qui i dati termici dell'acqua e i dati utili per il calcolo della potenza emessa dal bruciatore

**Tabella 3 - dati termici e combustione**

$T_{in\_acqua}$	333.15	K
$T_{out\_acqua}$	353.15	K
$\Delta T_{acqua}$	20	K
$T_{fiamma}$	1300	K
$T_{aria}$	293	K
$\dot{m}_{aria}$	0,010441	kg/s
$\dot{m}_{fumi}$	0,01143	kg/s
$PCI_{comb}$	31650	kJ/kg
$\Sigma$	5,67E-08	W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>

Con  $T_{in\_acqua}$  e  $T_{out\_acqua}$  rispettivamente temperature di ingresso e uscita dell'acqua dallo scambiatore di calore,  $\Delta T$  acqua differenza tra le due temperatura dell'acqua,  $T_{fiamma}$  temperatura della fiamma,  $T_{aria}$  temperatura dell'aria ambiente in ingresso nel bruciatore,  $\dot{m}_{aria}$  portata massica dell'aria,  $\dot{m}_{fumi}$  portata massica dei fumi,  $PCI_{comb}$  potere calorifico inferiore del combustibile e  $\sigma$  costante di Stefan Boltzman.

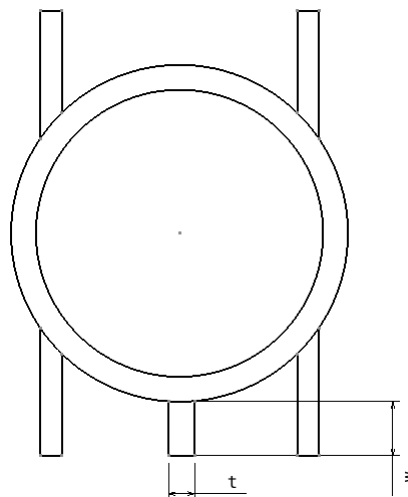
### Dati alette

Si riportano i dati relativi all'alettatura di cui è dotato il tubo:

**Tabella 4 - dati alette**

$N_{superiore}$	2	
$N_{inferiore}$	3	
$W$	0,006	M
$T$	0,002	M
$H$	50	$W/m^2K$
$MI$	0,095	
$\eta_{alette}$	0,997	

Con  $N_{superiore}$  numero delle alette nella porzione superiore del tubo,  $N_{inferiore}$  numero delle alette nella porzione inferiore del tubo,  $w$  altezza alette (Fig.10),  $t$  spessore alette (Fig.10),  $h$  coefficiente di scambio termico,  $ml$  coefficiente del rendimento e  $\eta_{alette}$  rendimento dell'alettatura.



**Figura 10 – alette**

Le proprietà termofisiche dei fluidi sono state desunte dalle tabelle riportate sui manuali tecnici.

## 4. MODELLO DELLO SCAMBIATORE DI CALORE

---

Acquisiti i principali dati costruttivi, si è realizzato un modello parametrico per il dimensionamento dello scambiatore di calore in questione.

In particolare i parametri principali su cui è possibile agire per variare le dimensioni che si otterranno dello scambiatore di calore sono le dimensioni dell'alettatura del tubo, e il numero delle alette di cui è composto il condotto, il diametro di avvolgimento dell'elica (di conseguenza l'ingombro trasversale e longitudinale dello scambiatore all'interno della caldaia), le portate di aria e combustibile in ingresso nel bruciatore, per variare la potenza termica in ingresso nel sistema, ed eventualmente il diametro del tubo stesso.

Il modello si basa sugli scambi termici che avvengono nelle due camere verso il tubo per radiazione e convezione.

Il modello considera lo scambio termico tra la fiamma, i fumi e l'acqua sotto alcune ipotesi semplificative:

- Regime stazionario;
- Dispersioni termiche verso l'ambiente trascurabili a causa della coibentazione del mantello;
- Resistenza termica conduttiva del tubo alettato trascurabile rispetto alla resistenza termica convettiva dei fumi; a tal proposito si consideri anche che l'efficienza delle alette risulta praticamente unitaria;
- Il bilancio energetico tra i fumi e l'acqua è considerato come se i flussi fossero paralleli e opposti, benché nella definizione dei coefficienti di scambio termico si tenga presente la reale geometria;
- Lo scambio termico radiativo fra le spire della tubazione è trascurabile rispetto al contributo dovuto alla fiamma.

Le equazioni che compongono il modello sono di due tipi:

- Equazioni di bilancio energetico (sia globale, sia per ognuna delle due zone singolarmente prese);
- Equazioni di scambio termico che esprimono i contributi convettivi e radiativi dei bilanci energetici.

Prima di iniziare, si è calcolato il rendimento dell'alettatura,  $\eta_{alettatura}$ :

$$\eta_{alettatura} = \frac{\tanh(m l)}{m l}$$



Con  $ml$ :

$$ml = \sqrt{\frac{h P w^2}{k A}} = \sqrt{\frac{2 h w^2}{k t}}$$

Dove:

- $h$  coefficiente di scambio termico delle alette;
- $P$  perimetro dell'aletta;
- $A$  area dell'aletta;
- $k$  conducibilità termica dell'alluminio;
- $w$  e  $t$  dimensioni dell'aletta.

Con il valore del coefficiente  $ml$  trovato, si ottiene un rendimento dell'alettatura di 0.997; di conseguenza lo si è ipotizzato pari ad 1.

## 4.1. Bilancio energetico globale

L'equazione che esprime questo bilancio è:

$$\dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,u} - T_{w,i}) = \dot{m}_a c_{p,a} T_{a,i} + \dot{m}_c PCI - \dot{m}_f c_{p,f} T_{f,u} = \dot{Q}$$

Con:

- $\dot{m}$  portata massica;
- $C_p$  calore specifico a pressione costante;
- $T_{w,u}$  temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore di calore;
- $T_{w,i}$  temperatura dell'acqua in ingresso nello scambiatore di calore;
- $T_{a,i}$  temperatura dell'aria in ingresso nel bruciatore, pari alla temperatura ambiente;
- PCI potere calorifico inferiore del combustibile;
- $T_{f,u}$  temperatura dei fumi in uscita dal sistema.

Con il pedice “w” si intendono le caratteristiche relative all'acqua, con il pedice “a” relative all'aria, con il pedice “c” al combustibile e con il pedice “f” ai fumi.

Dall'equazione relativa al bilancio energetico globale si calcola la temperatura dei fumi in uscita:

$$T_{f,u} = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} T_{a,i} + \dot{m}_c PCI - \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,u} - T_{w,i})}{\dot{m}_f c_{p,f}} = \frac{\dot{Q}_b - \dot{Q}_w}{\dot{m}_f c_{p,f}}$$

Dove:

- $\dot{Q}_{br}$  è la potenza termica emessa dal bruciatore;
- $\dot{Q}_{nec}$  è la potenza termica necessaria a scaldare l'acqua da una temperatura di 60°C a una temperatura di 80°C.

Prima di poter calcolare il valore di questa temperatura, è necessario calcolare la portata massica del combustibile mediante un bilancio di massa:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a + \dot{m}_c$$

La potenza emessa dal bruciatore in seguito alla combustione è:

$$\dot{Q}_{br} = \dot{m}_a c_{p,a} T_{a,i} + \dot{m}_c PCI$$

La potenza necessaria ad innalzare la temperatura dell'acqua nei tubi è:

$$\dot{Q}_{nec} = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,u} - T_{w,i})$$

E di conseguenza la temperatura dei fumi in uscita dallo scambiatore di calore risulta essere:

$$T_{f,u} = \frac{\dot{Q}_{br} - \dot{Q}_{nec}}{\dot{m}_f c_{p,f}}$$

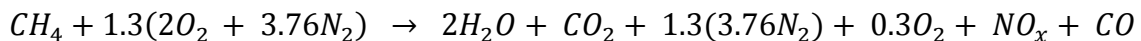
## 4.2. Emissività del gas

L'emissività di un gas ha una correlazione basata sul seguente modello: un gas isothermico di temperatura  $T_g$  e spessore  $L$ , è circondato da una parete alla temperatura  $T_p$ . Il gas è composto da elementi aventi la caratteristica di assorbire calore, e da elementi che non hanno questa caratteristica; se i singoli elementi assorbenti hanno pressione  $p_a$  e pressione totale  $p$ , la correlazione ha forma:

$$\varepsilon_g = fn(p_a L, p, T_g)$$

Il parametro  $p_a L$  è la misura dello spessore dello strato avente caratteristica assorbente.

Il gas ha origine dalla seguente reazione chimica di combustione:



In questa reazione sono presi in considerazione per il calcolo dell'emissività del gas esclusivamente l'acqua e l'anidride carbonica che presentano le caratteristiche di emissione più rilevanti alle temperature operative. Per trovare l'emissività è necessario conoscere la loro pressione parziale; dal momento che la pressione totale della combustione è di 1 atm e che la quantità dell'acqua nel gas rispetto all'anidride carbonica è doppia, si hanno le seguenti pressioni parziali:

- $p_{a_{H_2O}} = 0.75$  atm, pressione parziale dell'acqua;
- $p_{a_{CO_2}} = 0.25$  atm, pressione parziale dell'anidride carbonica.

Hottel e Sarofim hanno studiato la seguente correlazione sia per l'acqua che per l'anidride carbonica:

$$\varepsilon_g(p_a L, p, T_g) = f_1(p_a L, T_g) \times f_2(p, p_a, p_a L)$$

Dove i valori sperimentali delle funzioni  $f_1$  e  $f_2$  sono rappresentati in figura 11 e figura 12 per l' $H_2O$  e in figura 13 e figura 14 per la  $CO_2$ .

Prima di trovare i valori delle due funzioni sperimentali è necessario calcolare il valore del parametro  $L_0$ , chiamato *geometrical mean beam length* e dato dalla seguente relazione:

$$L_0 = \frac{4(\text{volume del gas})}{\text{area circostante irradiata}} = \frac{4 \pi r_{int\_spirale}^2 L_{br}}{2 \pi r_{int\_spirale} L_{br}} = 2 r_{int\_spirale}$$

Ora è possibile trovare i valori delle funzioni  $f_1$  e  $f_2$  :

- $H_2O$

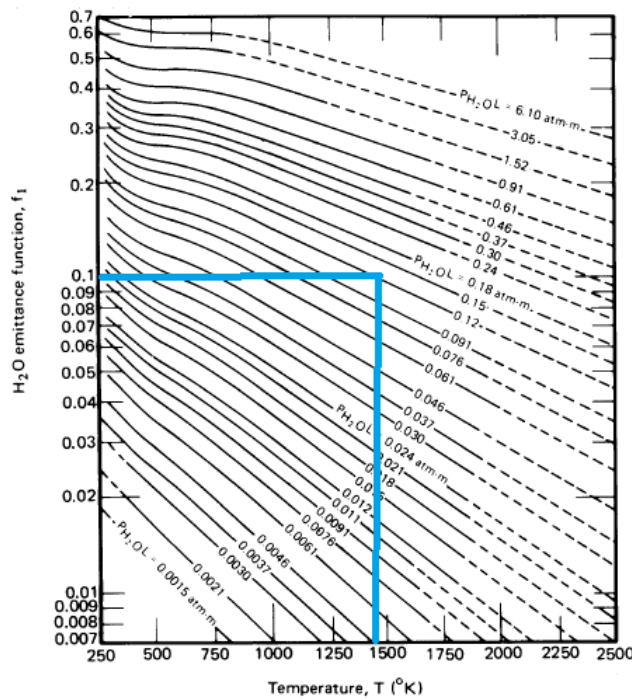


Figura 11 - funzione  $f_1$  per l'acqua

Il valore della funzione  $f_1$  per l'acqua è:  $f_1 = 0.1$

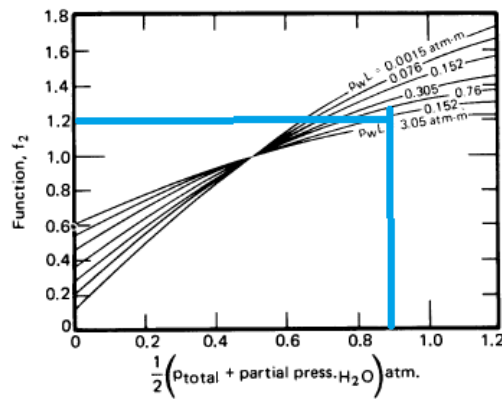


Figura 12 - funzione  $f_2$  per l'acqua

Nel diagramma relativo alla funzione  $f_2$  per l'acqua, l'ingresso nell'asse delle ascisse e relativo alla pressione ha il seguente valore:

$$\frac{1}{2} (p_{totale} + p_{parziale}) = 0.875$$

E il valore della funzione  $f_2$  per l'acqua risulta essere:  $f_2 = 1.2$

L'emissività per l'acqua risulta essere:

$$\varepsilon_{g\_H2O} = f_1 f_2 = 0.12$$

- CO<sub>2</sub>

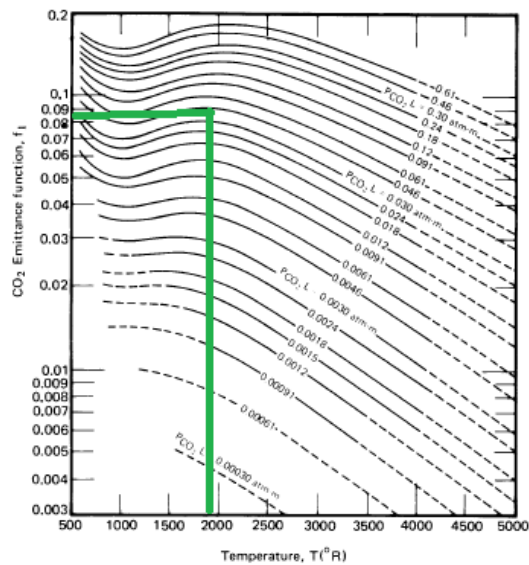


Figura 13 - funzione  $f_1$  per l'anidride carbonica

Il valore della funzione  $f_1$  per l'acqua è:  $f_1 = 0.084$

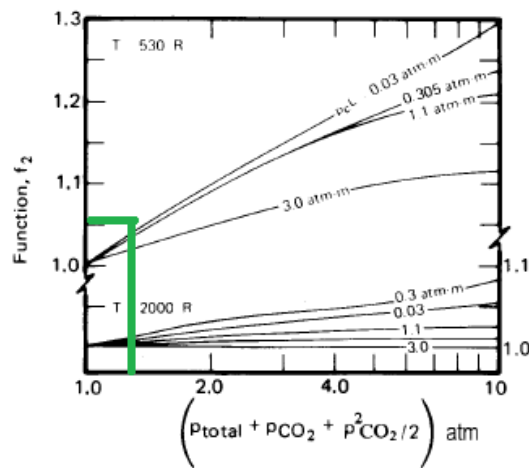


Figura 14 - funzione  $f_2$  per l'anidride carbonica

Nel diagramma relativo alla funzione  $f_2$  per l'anidride carbonica, l'ingresso nell'asse delle ascisse e relativo alla pressione ha il seguente valore:

$$\left( p_{totale} + p_{parziale} + \frac{p_{parziale}^2}{2} \right) = 1.28$$

E il valore della funzione  $f_2$  per l'anidride carbonica risulta essere:  $f_2 = 1.05$

L'emissività per la CO2 risulta essere:

$$\varepsilon_{g\_CO2} = f_1 f_2 = 0.09$$

L'emissività totale per i fumi è:

$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon_{g\_CO2} + \varepsilon_{g\_H2O} = 0.21$$

### 4.3. Flusso radiativo dovuto alla combustione

Lo scambiatore viene suddiviso, come già detto nei paragrafi precedenti, in due distinte sezioni e studiate distintamente, in modo tale che la sezione “2” risulti essere in serie e a valle rispetto alla sezione “1” in cui è presente il componente del bruciatore.

Si calcola il valore di  $q_r$ , che è il flusso areico radiativo che si scambia per radiazione.

$$q_r = \varepsilon_g \sigma T_g^4 - \alpha_g \sigma T_p^4$$

Con:

- $\varepsilon_g$  remissività del gas;
- $\alpha_g$  assorbività del gas;
- $\sigma$  costante di Stefan Boltzman;
- $T_g$  e  $T_p$  rispettivamente temperatura del gas, considerata pari alla temperatura della fiamma, e temperatura della parete del tubo dello scambiatore di calore.<sup>7</sup>

Inizialmente la temperatura della parete dello scambiatore di calore è incognita, di conseguenza la si considera nulla fino a trovare il suo valore e poi si itera il medesimo procedimento, di conseguenza  $q_r$  risulta essere:

$$q_r = \varepsilon_g \sigma T_g^4$$



#### 4.4. Area di apertura del setto

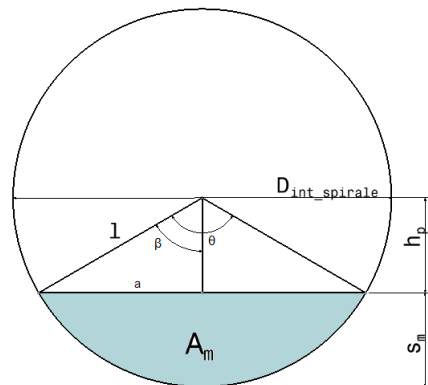


Figura 15 - Valutazione dell'area di apertura della paratia,  $A_m$

Nel modello, per valutare l'area dell'apertura della paratia è necessario conoscere l'altezza di quest'ultima,  $s_m$ ;

Noto il raggio interno della spirale è possibile calcolare il valore di  $h_p$ , altezza del triangolo rettangolo in figura 15:

$$h_p = r_{int\_spirale} - s_m$$

E da questo calcolare il valore del lato  $a$ :

$$a = \sqrt{l^2 - h_p^2}$$

Conoscendo i valori dei lati del triangolo, è possibile calcolare il valore dell'angolo  $\beta$  e di conseguenza di  $\theta$ , che ha valore doppio rispetto a  $\beta$ :

$$\theta = 2\beta = 2 \arcsin\left(\frac{a}{r_{int\_spirale}}\right)$$

È ora possibile calcolare il valore dell'area di apertura del setto,  $A_m$ :

$$A_m = \frac{1}{2} r_{int\_spirale}^2 (\theta - \sin \theta)$$

## 4.5. Coefficiente di scambio termico convettivo

Per poter valutare la potenza termica scambiata per convezione che avviene tra i fumi e la parete dello scambiatore di calore, e tra la parete dello scambiatore di calore e l'acqua che fluisce nel condotto, è necessario valutare e calcolare il coefficiente globale di scambio termico:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Dove:

- $h_i$  è il coefficiente di scambio termico convettivo lato acqua;
- $h_e$  è il coefficiente termico convettivo lato fumi.

In questa espressione si è assunto che le aree di scambio siano uguali; infatti non sono note a priori, occorrerà correggere a posteriori la stima

Il calcolo delle proprietà fisiche dell'acqua e dei fumi può essere approssimato assumendo valori medi delle temperature, in particolare per l'acqua si assume il valore medio tra la temperatura di ingresso nel sistema, e la temperatura di uscita dal sistema stesso; il valore medio della temperatura dell'acqua risulta di conseguenza essere di 70°C. Per la temperatura dei fumi si assume il valore medio tra la temperatura di ingresso nella camera 2, che risulta essere pari alla temperatura della fiamma, e la temperatura dei fumi in uscita dal sistema, calcolata nel paragrafo 3.3.1, e di conseguenza la temperatura media dei fumi risulta essere approssimativamente di 1100 K, cioè di circa 830 °C.

*Lato acqua:*

Dalle proprietà fisiche dell'acqua alla temperatura media, dalla velocità dell'acqua all'interno del tubo e dalla geometria di quest'ultimo, si calcola il coefficiente di scambio termico convettivo dell'H<sub>2</sub>O:

$$Re_{H_2O} = \frac{v D}{\nu} = 51018$$

Dove:

- $v$  è la velocità dell'acqua;
- $D$  è il diametro del condotto;
- $\nu$  è la viscosità cinematica dell'acqua.

Nel caso di flusso all'interno di tubi, si ha regime turbolento nel caso in cui il numero di Reynolds risulta essere superiore ad un valore di 2300, e pertanto nel caso in esame si verifica questa condizione e pertanto si ha regime turbolento.

Si calcola quindi il numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = 2.51$$

Dove:

- $c_p$  è il calore specifico a pressione costante;
- $\mu$  è la viscosità dinamica dell'acqua;
- $\lambda$  è la conducibilità termica dell'acqua.

Per il calcolo del numero di Nusselt, viste le condizioni di convezione forzata, si utilizza la correlazione di Dittus-Boelter:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4}$$

Per considerare l'effetto dei moti secondari indotti dall'elica, si utilizza la correzione di Jeschke:

$$Nu = Nu_D \left( 1 + 3.5 \frac{D}{D_{elica}} \right)$$

Si calcola di conseguenza il valore del coefficiente di scambio termico interno, relativo cioè all'acqua:

$$h_i = Nu \frac{\lambda}{\delta}$$

*Lato fumi*

Dalle proprietà fisiche dei fumi alla temperatura media, dalla loro velocità e dalla geometria dell'area interna alla spirale cui si avvolge il condotto, si calcola il coefficiente di scambio termico convettivo dell'H<sub>2</sub>O:

$$Re_{fumi} = \frac{v D}{\nu} = 6771$$

Dove:

- $v$  è la velocità dei fumi;
- $D$  è il diametro interno della spirale;
- $\nu$  è la viscosità cinematica dei fumi.

Si calcola quindi il numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = 1.61$$

Dove:

- $c_p$  è il calore specifico a pressione costante;
- $\mu$  è la viscosità dinamica dei fumi;
- $\lambda$  è la conducibilità termica dei fumi.

Il flusso dei fumi risulta approssimativamente ortogonale allo sviluppo dell'elica, quindi si ritiene sensato impiegare la correlazione radiale per schiere di tubi:

$$Nu_D = C Re_D^n Pr^{\frac{1}{3}}$$

La presenza delle alette modifica questa situazione, ma per questa configurazione non sono disponibili correlazioni. Si assume quindi lo stesso coefficiente di scambio termico convettivo in assenza di alette.

Questo approccio è comunemente adottato in letteratura, benché approssimato.

Le costanti sono determinate in base alla configurazione del condotto (fig.16) e alla sua geometria.



Figura 16 - configurazione del condotto

Il condotto ha la configurazione riportata in figura 16.

Facendo riferimento alla figura 16 stessa, la geometria dell'elica risulta essere la seguente:

- $D = 0.0142$  m;
- $S_T = 0.2191$  m;
- $S_L = 0.015$  m.

Il rapporto esistente tra i valori di  $S_T$  e  $S_L$  ha un valore superiore a 0.7, e nel caso di fluido di lavoro gassoso il numero di Nusselt risulta essere:

$$Nu_D = 0.27 Re_{fumi}^{0.63} Pr^{0.36} = 83$$

Si calcola di conseguenza il valore del coefficiente di scambio termico esterno, relativo cioè ai fumi:

$$h_e = Nu \frac{\lambda}{\delta} = 0.01 \left[ \frac{kW}{m^2 K} \right]$$

E di conseguenza il valore del coefficiente di scambio termico globale risulta essere:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}}$$

#### 4.6. Dimensionamento dello scambiatore di calore senza assorbività dei fumi

Nel paragrafo 4.3 si è calcolata una prima approssimazione del flusso radiativo dovuto alla combustione, dovuta al fatto che ancora non sono noti tutti i parametri che lo compongono; mediante questa approssimazione, in questo paragrafo, si procede a calcolare un'approssimazione di tutti i valori caratteristici delle dimensioni dello scambiatore di calore e delle temperature in posizioni significative del componente, come la temperatura dell'acqua nel condotto in corrispondenza della sezione in cui è presente il setto che separa le due camere dello scambiatore e la temperatura media delle pareti del condotto stesso.

La potenza termica che si scambia nello scambiatore di calore, è composta dalla somma della potenza termica che si scambia nella camera 1 dove è presente il bruciatore, denominata  $\dot{Q}_1$ , e della potenza termica che si scambia nella camera 2, a valle della precedente, denominata  $\dot{Q}_2$ :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$$

Ognuno dei due termini sopra descritti è composto da una componente convettiva e da una componente radiativa, ipotizzando che quest'ultima provenga esclusivamente dal contributo dovuto alla fiamma.

Le due camere, come già precedentemente discusso, sono separate dal setto, che consiste in una paratia che riduce l'area interna della spirale cui si avvolge lo scambiatore di calore. Quest'area è considerata un parametro di progetto, la cui variazione comporta delle variazioni nelle dimensioni dello scambiatore di calore, e risulta essere parametrica in funzione dell'altezza dell'apertura della paratia,  $s_m$ ; la trattazione del modello parametrico per il calcolo dell'area di apertura del setto è presente nel paragrafo 4.4.

SI procede quindi con un bilancio interno alla sola camera 2, in cui la potenza termica necessaria ad aumentare la temperatura dell'acqua dalla temperatura di ingresso fino alla temperatura di uscita dalla camera 2, ovvero alla temperatura dell'acqua nella sezione corrispondente alla presenza del setto, è eguagliata alla potenza entrante nella camera dalla porzione di area aperta del setto e alla potenza termica che i fumi rilasciano nella camera, data dalla differenza di temperatura di questi ultimi tra ingresso ed uscita:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,m} - T_{w,i}) = \dot{m}_f c_{p,f} (T_g - T_{f,u}) + q_r A_m$$

Dove:

- $\dot{m}$  portata massica;
- $C_p$  calore specifico a pressione costante;

- $T_{w,m}$  temperatura dell'acqua in uscita dalla camera 2;
- $T_{w,i}$  temperatura dell'acqua in ingresso nello scambiatore di calore;
- $T_g$  temperatura dei fumi in ingresso nella camera 2;
- $T_{f,u}$  temperatura dei fumi in uscita dal sistema.

Con il pedice “w” si intendono le caratteristiche relative all'acqua e con il pedice “f” ai fumi.

Dal bilancio la sola incognita presente risulta essere  $T_{w,m}$  che può quindi essere calcolata:

$$T_{w,m} = T_{w,i} + \frac{\dot{m}_f c_{p,f} (T_g - T_{f,u}) + q_r A_m}{\dot{m}_w c_{p,w}}$$

La zona fumi dello scambiatore di calore, può essere considerata come uno scambiatore di calore in controcorrente, in quanto i fumi e l'acqua entrano dalle due direzioni opposte e fluiscono appunto in controcorrente; in questa situazione, si utilizza la differenza di temperatura media logaritmica.

Il bilancio considerando la zona fumi nel modo precedentemente descritto, eguaglia la potenza termica ceduta dai fumi all'interno della camera stessa alla convezione che si ha nel caso in cui si ha condizione di scambiatore di calore in controcorrente, e pertanto risulta essere:

$$\dot{m}_f c_{p,f} (T_g - T_{f,u}) = U A_{t,2} \frac{T_g - T_{w,m} - (T_{f,u} - T_{w,i})}{\ln \frac{T_g - T_{w,m}}{T_{f,u} - T_{w,i}}}$$

Dove:

- $\dot{m}$  portata massica;
- $C_p$  calore specifico a pressione costante;
- $T_{w,m}$  temperatura dell'acqua in uscita dalla camera 2;
- $T_{w,i}$  temperatura dell'acqua in ingresso nello scambiatore di calore;
- $T_g$  temperatura dei fumi in ingresso nella camera 2;
- $T_{f,u}$  temperatura dei fumi in uscita dal sistema;
- $u$  coefficiente globale di scambio termico del sistema;
- $A_{t,2}$  area interna dell'elica cui si avvolge il tubo dello scambiatore limitata alla zona 2.

Con il pedice “w” si intendono le caratteristiche relative all'acqua e con il pedice “f” ai fumi.

Dalla precedente relazione la sola incognita risulta essere  $A_{t,2}$ , che pertanto può ora essere calcolata:

$$A_{t,2} = \frac{\dot{m}_f c_{p,f} (T_g - T_{f,u}) \ln \frac{T_g - T_{w,m}}{T_{f,u} - T_{w,i}}}{U [T_g - T_{w,m} - (T_{f,u} - T_{w,i})]} = 0.47 [m^2]$$

Per trovare l'area interna dell'elica cui si avvolge il tubo dello scambiatore di calore nella zona 1, dove è presente lo scambiatore di calore, si procede mediante un bilancio tra le potenze termiche scambiate, in cui cioè la potenza termica fornita all'acqua per aumentare la sua temperatura dalla temperatura di ingresso nella zona 1 (ovvero la temperatura che ha l'acqua in corrispondenza della sezione in cui è presente il setto,  $T_{w,m}$ ) alla temperatura di uscita dallo scambiatore di calore, è eguagliata alla potenza termica ceduta per convezione e a quella ceduta per irraggiamento. L'espressione di questo bilancio risulta pertanto essere:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,u} - T_{w,m}) = \dot{Q}_g + \dot{Q}_{rad,1} = U A_{t,1} \frac{T_g - T_{w,m} - (T_g - T_{w,u})}{\ln \frac{T_g - T_{w,m}}{T_g - T_{w,u}}} + q_r A_{t,1}$$

Dove:

- $\dot{m}$  portata massica;
- $C_p$  calore specifico a pressione costante;
- $T_{w,m}$  temperatura dell'acqua in uscita dalla camera 2;
- $T_{w,ui}$  temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore di calore;
- $T_g$  temperatura dei fumi in ingresso nella camera 2;
- $u$  coefficiente globale di scambio termico del sistema;
- $A_{t,1}$  area interna dell'elica cui si avvolge il tubo dello scambiatore limitata alla zona 1.

Dalla precedente relazione la sola incognita risulta essere  $A_{t,1}$ , che pertanto può ora essere calcolata:

$$A_{t,1} = \frac{\dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,u} - T_{w,m})}{U \frac{T_g T_{w,m} (T_g - T_{w,u})}{\ln \frac{T_g - T_{w,m}}{T_g - T_{w,u}}} + q_r} = 0.617 [m^2]$$

Dai valori delle aree interne all'elica nella camera 1 e nella camera 2, rispettivamente  $A_{t,1}$  e  $A_{t,2}$ , si ricava un primo valore per le lunghezze dello scambiatore di calore.



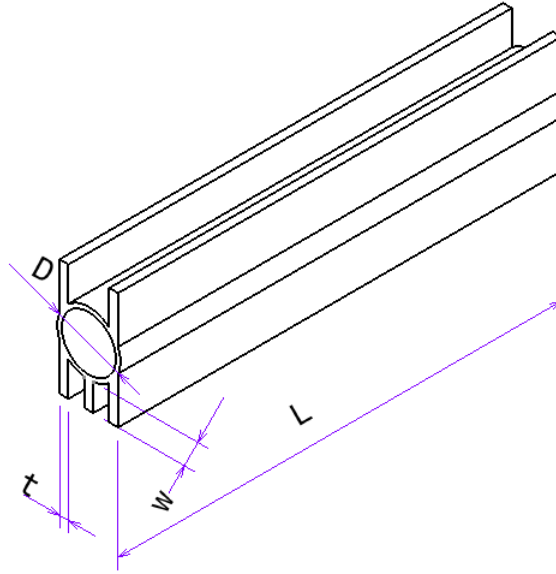


Figura 17 - geometria  $A_t$

Dalla figura 17, rappresentante la geometria dell'area di scambio termico del condotto rappresentato nel caso in cui non fosse avvolto ad elica, si evidenzia che l'area di scambio termico unitaria, sia nella camera 1 che nella camera 2, risulta essere:

$$A_u = [(2w + s) * 5 + 2\pi r - 5s] L_{t1,2}$$

L'area unitaria deve essere moltiplicata per un coefficiente pari a due, dato l'avvolgimento a spirale, pertanto l'area totale risulta essere:

$$A_{t1,2} = 2 A_u = 2 [10w + 2\pi r] L_{t1,2}$$

Da cui è possibile ricavare  $L_1$  ed  $L_2$ , rispettivamente lunghezze del condotto nella zona 1 e 2 e non avvolto a spirale, ovvero  $L_1$  ed  $L_2$  rappresentano le lunghezze del condotto "stirato":

$$L_1 = \frac{A_{t,1}}{2 [10w + 2\pi r]} = 2.96 [m]$$

$$L_2 = \frac{A_{t,2}}{2 [10w + 2\pi r]} = 2.27 [m]$$

Il modello ha ora un primo dimensionamento; si procede ora ad aumentare l'accuratezza della simulazione degli scambi termici che avvengono nello scambiatore di calore.

In particolare si procede a diminuire l'errore che si commette nella stima del coefficiente di scambio termico globale  $U$ , in quanto risulta avere un'elevata importanza nel dimensionamento dell'elemento. Denominando con il termine  $A_t$  la somma delle aree  $A_{t,1}$  e  $A_{t,2}$ , e con il termine  $A_i$  l'area interna del condotto dello scambiatore di calore si ottiene:

$$A_t = A_{t,1} + A_{t,2}$$

$$A_i = 2\pi r_{int\_tubo} (L_1 + L_2)$$

È ora possibile ricalcolare il valore del coefficiente di scambio termico correggendolo con il rapporto tra l'area totale e l'area interna:

$$U = \frac{1}{\frac{A_t}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Con il nuovo valore del coefficiente di scambio termico, si procede con le medesime modalità descritte precedentemente a calcolare le aree di scambio termico e di conseguenza le lunghezze caratteristiche del condotto dello scambiatore di calore, ottenendo:

$$A_{t,2} = \frac{\dot{m}_f c_{p,f} (T_g - T_{f,u}) \ln \frac{T_g - T_{w,m}}{T_{f,u} - T_{w,i}}}{U [T_g - T_{w,m} - (T_{f,u} - T_{w,i})]} = 0.48 [m^2]$$

$$A_{t,1} = \frac{\dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,u} - T_{w,m})}{U \frac{T_g T_{w,m} (T_g - T_{w,u})}{\ln \frac{T_g - T_{w,m}}{T_g - T_{w,u}}} + q_r} = 0.618 [m^2]$$

$$L_1 = \frac{A_{t,1}}{2 [10 w + 2 \pi r]} = 2.95 [m]$$

$$L_2 = \frac{A_{t,2}}{2 [10 w + 2 \pi r]} = 2.27 [m]$$

Come evidente le variazioni tra i valori precedenti alla correzione del coefficiente di scambio termico e quelli trovati in seguito alla stessa correzione sono dell'ordine dei centimetri o millimetri, e di conseguenza si ritiene inutile procedere ad una nuova iterazione per trovare un nuovo valore di  $u$ , in quanto le variazioni sui parametri caratteristici dello scambiatore di calore risulterebbero ulteriormente minori.

Si procede invece ad effettuare un nuovo bilancio delle potenze termiche per trovare il valore della temperatura di parete:

$$h_e A_{t,1} (T_g - \bar{T}_{p,1}) + q_r A_{t,1} = h_i (\bar{T}_{p,1} - \bar{T}_{w,1})$$

Ottenendo:

$$\bar{T}_{p,1} = \frac{q_r A_{t,1} + h_e A_{t,1} T_g + h_i A_{i,1} \bar{T}_{w,1}}{h_i A_{i,1} + h_e A_{t,1}}$$

#### 4.7. Dimensionamento dello scambiatore di calore considerando l'assorptività dei fumi

Nel paragrafo 4.3, in cui si era calcolato il flusso radiativo dovuto alla combustione, non si era considerato il contributo dovuto all'assorptività del gas in quanto la temperatura della parete dello scambiatore di calore risultava essere incognita, e di conseguenza si è in seguito effettuato tutto il procedimento per il dimensionamento dello scambiatore di calore non considerando questo contributo.

In seguito al primo dimensionamento del componente, si conosce una prima approssimazione della temperatura della parete del condotto dello scambiatore di calore, ed è pertanto possibile considerare ora il termine dovuto all'assorptività dei fumi,  $\alpha_g$  come contributo al valore del flusso radiativo dovuto alla combustione.

Il valore di  $\alpha_g$  è funzione della temperatura della parete dello scambiatore di calore e della temperatura dei fumi, che nella camera 1 è la stessa della fiamma, ed è dato dalla seguente relazione:

$$\alpha_g = \left( \frac{T_g}{T_{p,1}} \right)^{\frac{1}{2}} \varepsilon_g$$

Conoscendo ora il valore dell'assorptività dei fumi e il valore della temperatura della parete dello scambiatore, si procede a ricalcolare il flusso radiativo dovuto alla combustione utilizzando però, a differenza del caso precedente utilizzato nel paragrafo 4.3, la relazione completa:

$$q_r = \varepsilon_g \sigma T_g^4 - \alpha_g \sigma T_p^4$$

Avendo un nuovo valore per il  $q_r$ , si effettua nuovamente il procedimento descritto nel precedente paragrafo per il dimensionamento dello scambiatore di calore.

Parametri quali l'area di apertura del setto, l'emissività del gas e i coefficienti di scambio termico interno ed esterno calcolati precedentemente, non subiscono variazioni con il nuovo valore del flusso radiativo dovuto alla combustione, pertanto non verranno ricalcolati.

Il procedimento risulta quindi essere:

Temperatura dell'acqua in corrispondenza della sezione in cui è presente il setto:

$$T_{w,m} = T_{w,i} + \frac{\dot{m}_f c_{p,f} (T_g - T_{f,u}) + q_r A_m}{\dot{m}_w c_{p,w}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{A_t}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e}}$$

$$A_{t,2} = \frac{\dot{m}_f c_{p,f} (T_g - T_{f,u}) \ln \frac{T_g - T_{w,m}}{T_{f,u} - T_{w,i}}}{U [T_g - T_{w,m} - (T_{f,u} - T_{w,i})]} = 0.474 [m^2]$$

$$A_{t,1} = \frac{\dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,u} - T_{w,m})}{U \frac{T_g T_{w,m} (T_g - T_{w,u})}{\ln \frac{T_g - T_{w,m}}{T_g - T_{w,u}}} + q_r} = 0.621 [m^2]$$

$$L_1 = \frac{A_{t,1}}{2 [10 w + 2 \pi r]} = 2.97 [m]$$

$$L_2 = \frac{A_{t,2}}{2 [10 w + 2 \pi r]} = 2.26 [m]$$

I valori  $L_1$  ed  $L_2$  sono i valori delle lunghezze del tubo “stirato” rispettivamente nelle camere 1 e 2, che di conseguenza assume una lunghezza totale di 5.23 m.

## 4.8. Modello con alettatura modificata

Rispetto al modello precedentemente utilizzato per dimensionare lo scambiatore di calore, in questa sezione si è cercata un'ottimizzazione dell'alettatura presente sulla superficie del condotto dello scambiatore di calore, aumentando l'area di scambio termico tra il condotto stesso e la regione esterna ad essi e di conseguenza riducendo la lunghezza dello scambiatore di calore necessaria ad ottenere il valore della temperatura dell'acqua richiesta in uscita dal sistema.

La progettazione delle superfici alettate richiede tecnicamente una massimizzazione dell'efficacia, oppure una minimizzazione dei costi tecnologici di produzione, ma in questa sezione ci si concentrerà sul primo aspetto, tenendo tuttavia in considerazione problemi legati alla produzione del componente, che avviene per estrusione.

L'efficacia dell'alettatura è data dalla seguente relazione:

$$\varepsilon_{aletta} = \frac{\text{potenza termica trasmessa dall'aletta di area di base } A_b}{\text{potenza termica trasmessa dalla superficie di area } A_b}$$

Dove  $A_b$  è l'area della base dell'aletta.

L'aumento dell'efficacia delle alette è legato a tre aspetti principali:

- La conduttività termica  $\lambda$  del materiale dell'aletta deve essere la più elevata possibile; questo aspetto è già stato preso in considerazione in quanto sono prodotte di pezzo rispetto al condotto, e di conseguenza realizzate in lega di alluminio, materiale avente una conducibilità termica elevata oltre che leggerezza e buona resistenza alla corrosione.
- Il rapporto tra perimetro e area della sezione trasversale dell'aletta deve essere il più elevato possibile.
- L'uso delle alette è più efficace nelle applicazioni che comportano un basso coefficiente di scambio termico convettivo. Perciò l'uso di alette è più giustificato quando il fluido è un gas piuttosto che un liquido, e nel sistema in esame le alette sono infatti posizionate sul lato gas (esterne al condotto).

Per ottimizzare l'alettatura dello scambiatore di calore ci si concentra sul secondo aspetto sopra descritto, ovvero su quello geometrico.

Nello scambiatore sono presenti alette a profilo rettangolare, aventi già un buon rapporto tra perimetro ed area, in particolare per le alette rettangolari questo rapporto assume il seguente valore:

$$\frac{P}{A} = \frac{2w + 2t}{wt} = 2.36$$

La geometria che massimizza questo rapporto per le alette consiste in alettatura a profilo triangolare, che tuttavia presenta problemi tecnologici dovuti alla presenza di un angolo acuto; la soluzione trovata consiste quindi nell'utilizzare alette a profilo trapezoidale (Fig.18), ovvero una soluzione intermedia tra quella attualmente in uso di alette a profilo rettangolare e la soluzione teoricamente ottimale di alette a profilo triangolare.

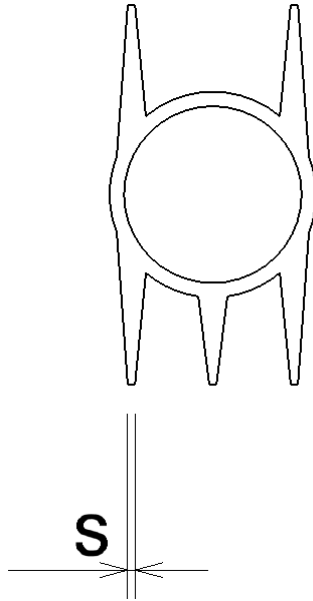


Figura 18 - alette a profilo trapezoidale

L'altezza delle alette ha lo stesso valore delle alette a profilo rettangolare, ovvero di 6mm; il valore della base minore del trapezio, denominata  $s$ , è di 0.5mm mentre quello della base maggiore è di 2mm, come nel caso di alette a profilo rettangolare; il lato che ha la funzione di "parete" per le alette, denominato  $w$ , assume quindi un valore di 6.05 mm.

Utilizzando questa geometria nel modello precedentemente descritto, si ottiene una variazione esclusivamente nel valore della lunghezza del condotto nella camera 1 e nella camera 2; le aree totali di scambio termico  $A_{t,1}$  e  $A_{t,2}$  non variano rispetto al caso precedente, e di conseguenza si procede al calcolo delle nuove lunghezze delle due camere:

$$L_1 = \frac{A_{t,1}}{2 [10 w + 2 \pi r]} = 2.96 [m]$$

$$L_2 = \frac{A_{t,2}}{2 [10 w + 2 \pi r]} = 2.25 [m]$$

Ottenendo quindi rispetto al caso precedente una lunghezza totale del tubo dello scambiatore di calore "stirato" pari a 5.21 m, e un miglioramento di circa 0.02m.

# CONCLUSIONI

---

Il modello realizzato in questo lavoro di tesi è un modello di progettazione automatica per la configurazione di uno scambiatore di calore; la programmazione realizzata mediante il software Microsoft Excel ed integrato mediante il software Microsoft Visual Basic, permette di apportare semplicemente eventuali modifiche dei dati di progetto del problema e di ottenere automaticamente l'output del sistema, ovvero il dimensionamento del componente, senza apportare modifiche alla programmazione stessa.

Questa caratteristica permette effettivamente una notevole riduzione dei tempi di progettazione di un nuovo componente avente dati differenti o di modifica dell'elemento stesso, in accordo con i principali ambiti cui la progettazione automatica fa riferimento.

La dimensione totale dello scambiatore di calore risulta essere di poco inferiore al valore atteso; questo è dovuto al fatto che sono state introdotte alcune ipotesi semplificative del problema.

In particolare sono state trascurate le dispersioni termiche verso l'ambiente esterno; questa scelta è stata intrapresa in quanto questo tipo di scambiatori di calore, componenti di caldaie per uso domestico, sono caratterizzati dalla coibentazione del mantello. Inoltre queste perdite risultano essere difficilmente stimabili, dal momento che i parametri che servirebbero per la loro determinazione spesso sono incerti. Una stima della situazione appena descritta può essere fatta mediante simulazione numerica.

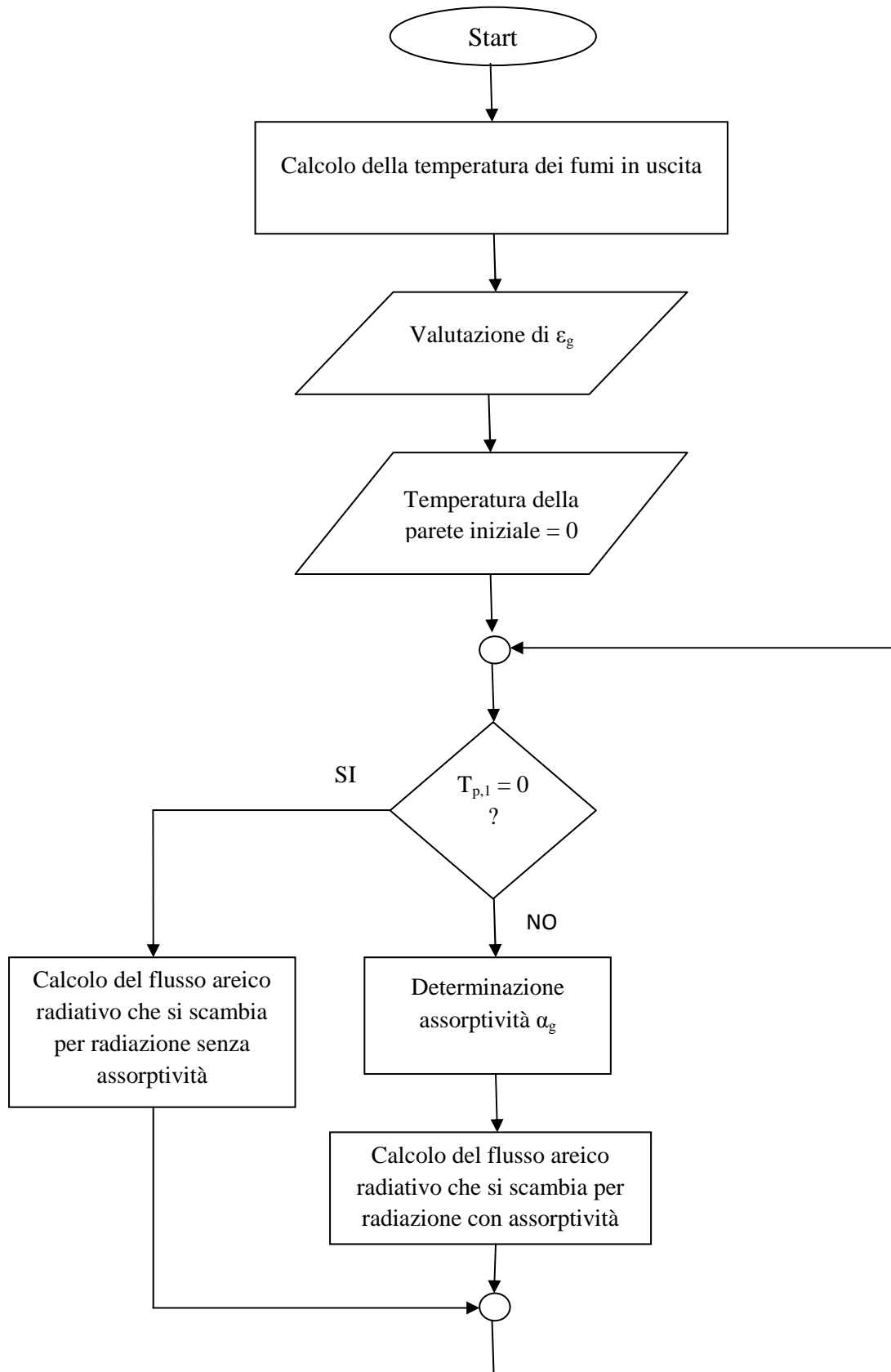
Inoltre nel modello non sono stati considerati altri elementi di perdita di potenza, come un eventuale rendimento del bruciatore diverso dall'unitario, che comporterebbe un aumento della lunghezza del condotto dello scambiatore di calore.

L'ottimizzazione dello scambiatore di calore è stata introdotta mediante un differente studio sulla geometria dell'alettatura. Questo studio ha comportato una decrescita delle dimensioni dello scambiatore di calore, che in questo tipo di scambiatori compatti risulta essere significativa. Anche dal punto di vista produttivo, essendo il componente in studio destinato a una produzione in numero elevato, il conseguente risparmio di materiale è considerato rilevante.

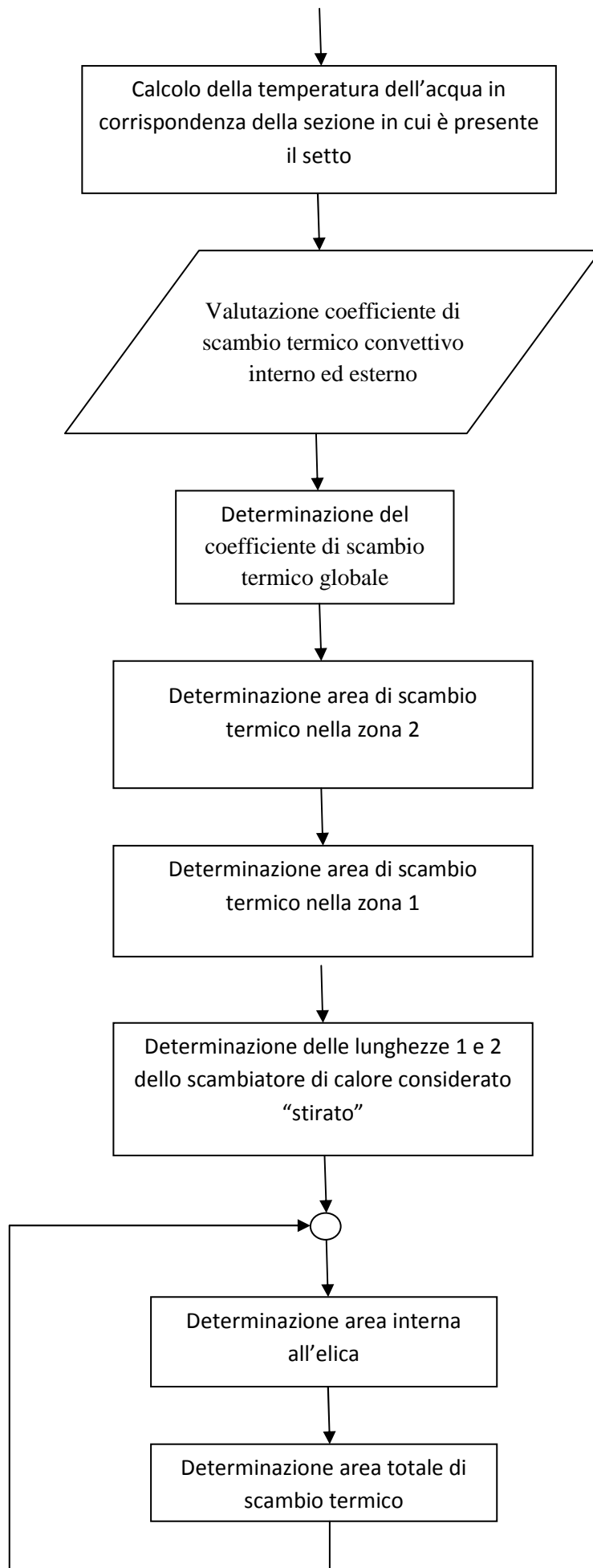
Nonostante queste semplificazioni si ritiene il modello efficace per un dimensionamento dello scambiatore di calore in questione, in quanto si sono verificate le proporzioni reali e la posizione del setto che separa la camera più calda da quella più fredda risulta essere nell'intorno della posizione attesa.

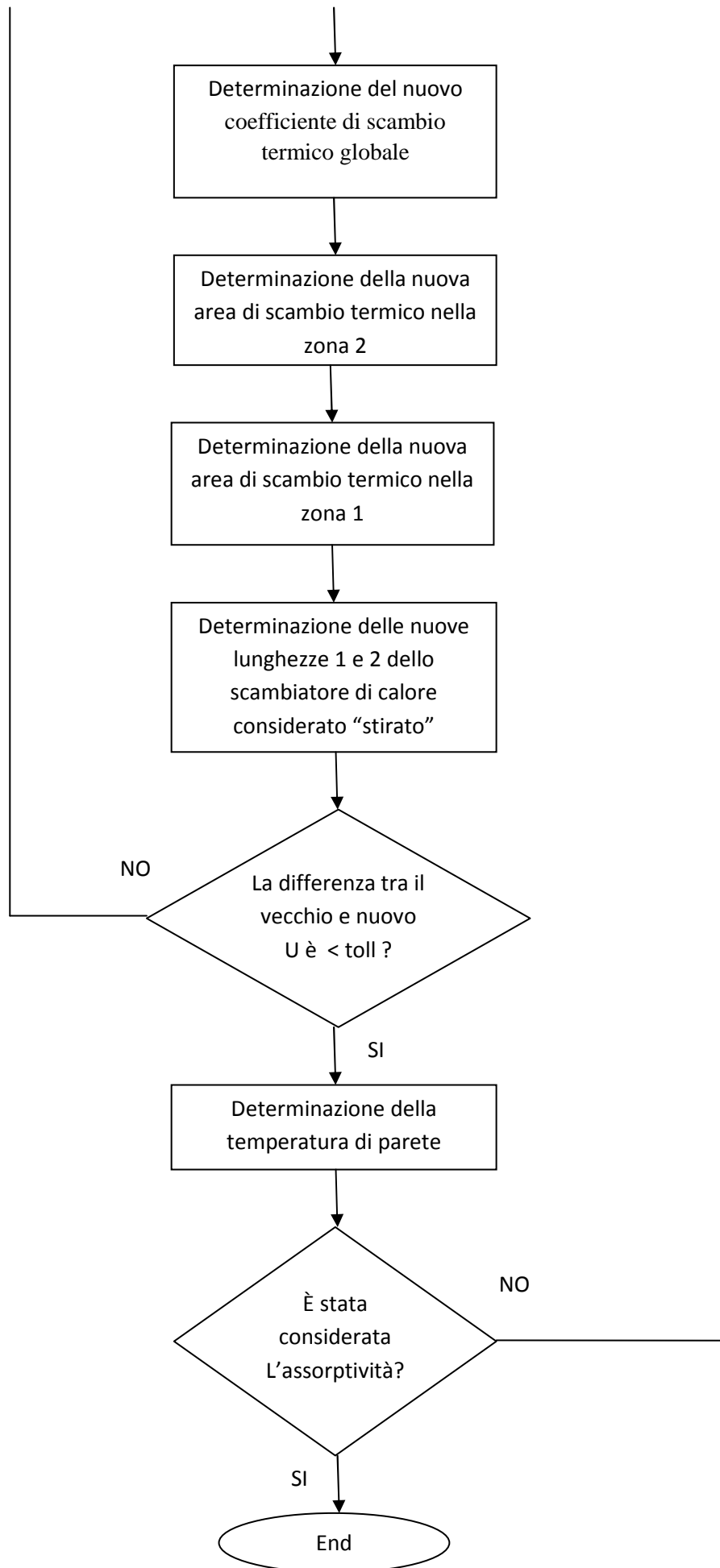
# ALLEGATI

## ALLEGATO A - RAPPRESENTAZIONE FLOW CHART DEL MODELLO

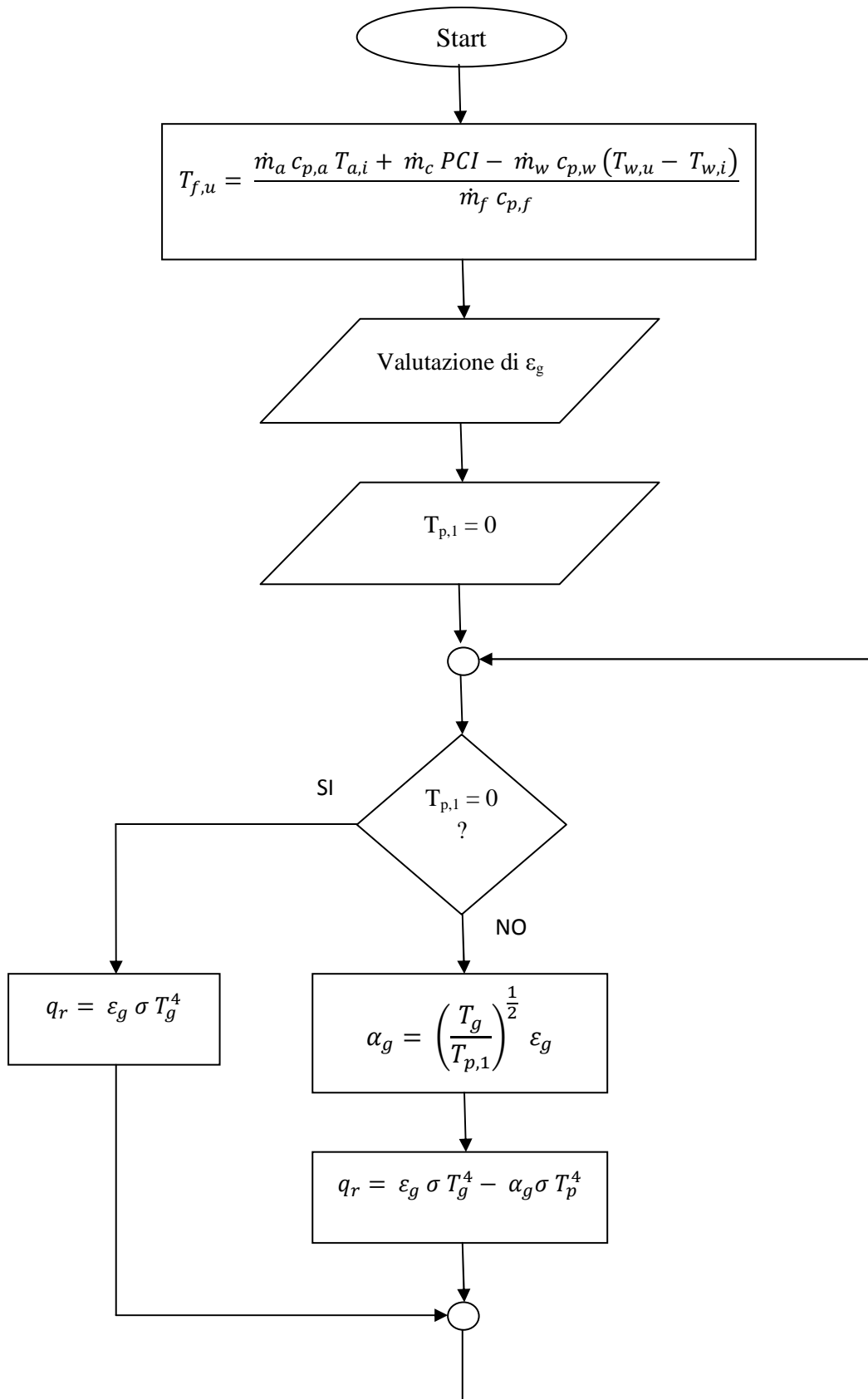


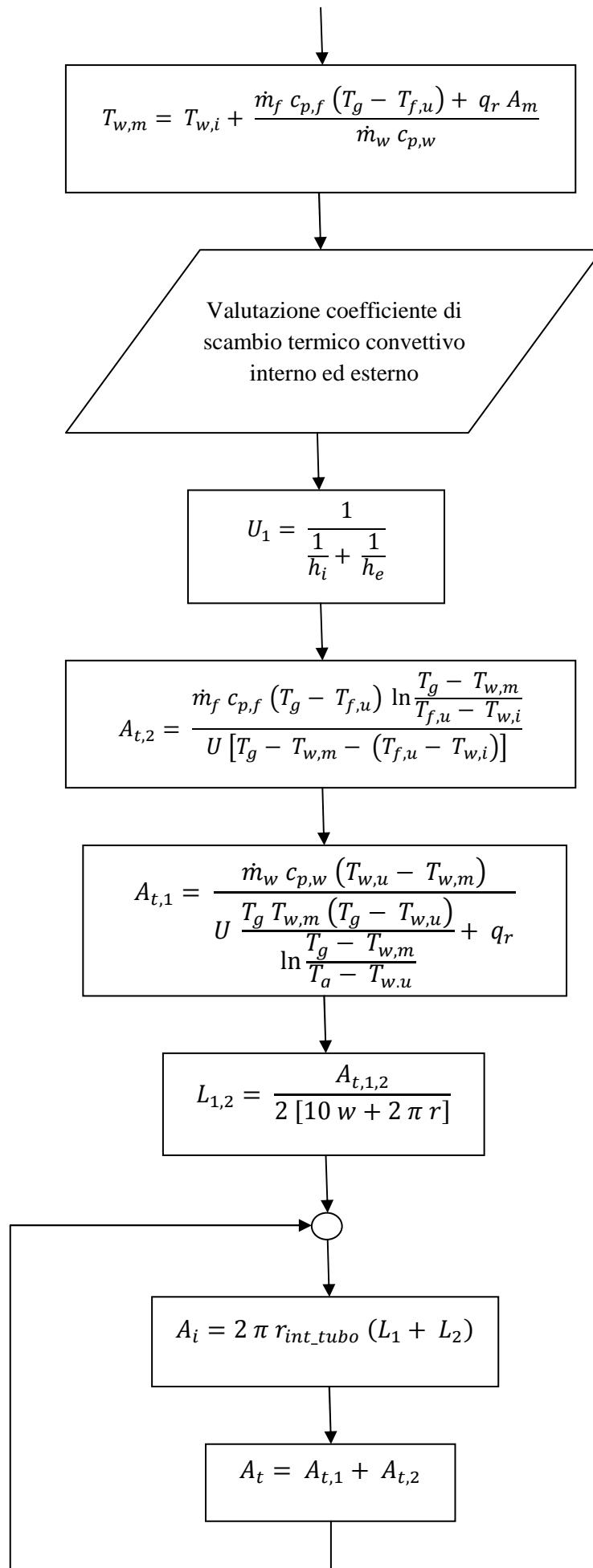


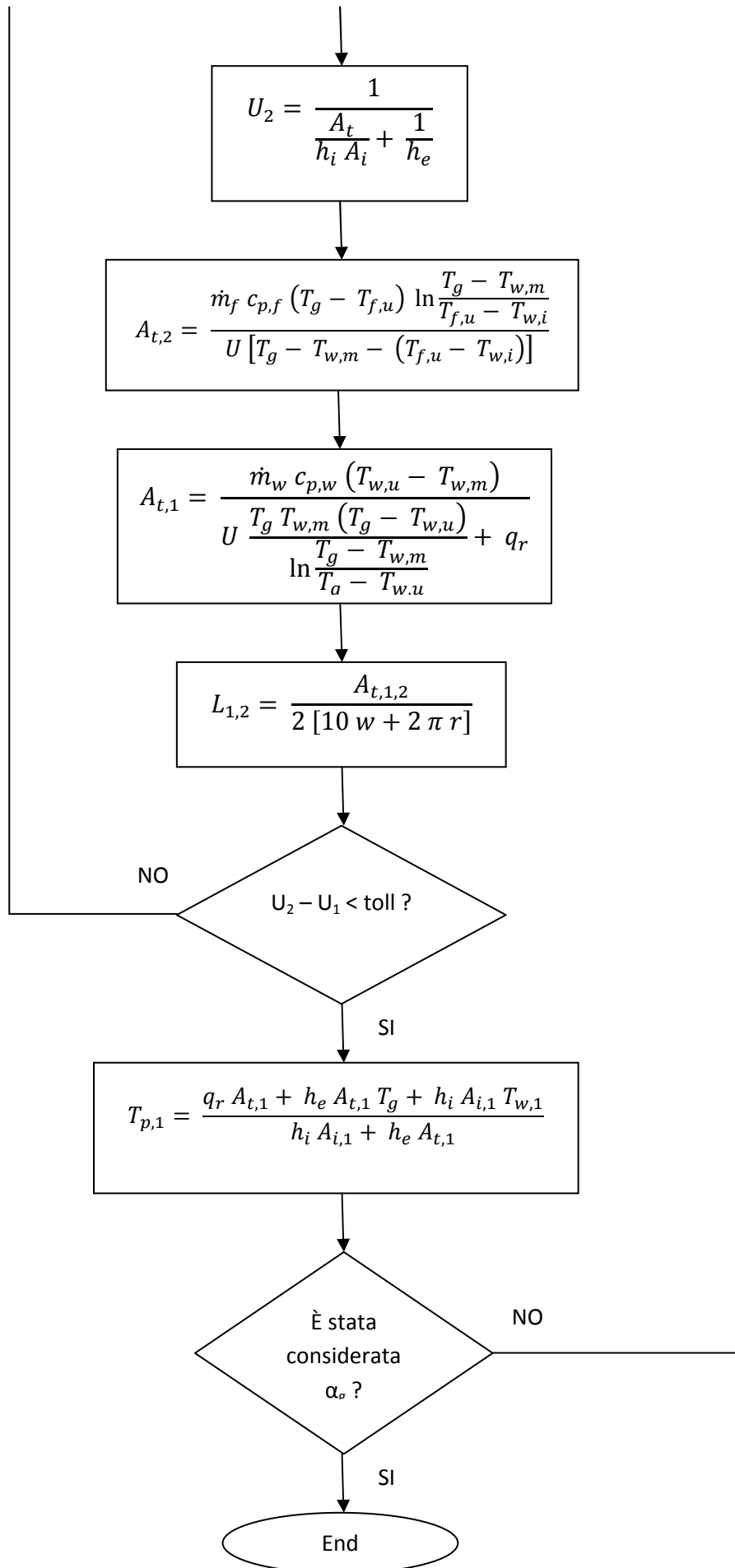




# RAPPRESENTAZIONE FLOW CHART DEL MODELLO CON FORMULE







## ALLEGATO B – CODICE DEL MODELLO IN MICROSOFT VISUAL BASIC

Sub Modello()

### ‘Dichiarazione delle costanti iniziali

Const At1\_ As Integer = 1

Const At2\_ As Integer = 2

Const At\_ As Integer = 3

Const Ai\_ As Integer = 4

Const u\_ As Integer = 5

Const L1\_ As Integer = 6

Const L2\_ As Integer = 7

### ‘Dichiarazione delle variabili

Dim L As Double, r\_int\_tubo As Double, r\_est\_tubo As Double

Dim m\_fumi As Double, m\_H2O As Double, cp\_fumi As Double, cp\_H2O As Double

Dim T\_fiamma As Double, T\_fu As Double, T\_wm As Double, T\_H2O\_i As Double, T\_H2O\_o As Double

Dim qr As Double, hi As Double, he As Double, u As Double

Dim alfa() As Double

Dim oSheet As Worksheet

### ‘Posizionamento in Microsoft Excel

Set oSheet = Sheets("modello")

### ‘Inserimento dati (dal file Microsoft Excel)

L = oSheet.Range("Q8")

r\_int\_tubo = oSheet.Range("B6")

r\_est\_tubo = oSheet.Range("B14")

m\_fumi = oSheet.Range("E12")

```
m_H2O = oSheet.Range("B9")
cp_fumi = oSheet.Range("N6")
cp_H2O = oSheet.Range("H6")
T_fiamma = oSheet.Range("E9")
T_fu = oSheet.Range("C34")
T_wm = oSheet.Range("C67")
T_H2O_i = oSheet.Range("E6")
T_H2O_o = oSheet.Range("E7")
qr = oSheet.Range("C61")
hi = oSheet.Range("C78")
he = oSheet.Range("G78")
u = oSheet.Range("C80")
```

#### ‘Programma

```
modello = Ciclo(L, r_int_tubo, r_est_tubo, m_fumi, m_H2O, cp_fumi, cp_H2O, T_fiamma, T_fu, T_wm,
T_H2O_i, T_H2O_o, qr, hi, he, u)
```

```
MsgBox (modello(4))
```

#### ‘Scrittura dei risultati

```
For i = 3 To 7
```

```
    oSheet.cells(19, i + 6) = alfa(i)
```

```
Next
```

```
End Sub
```

#### ‘Funzione per il ciclo

```
Function Ciclo(L As Double, r_int_tubo As Double, r_est_tubo As Double, m_fumi As Double, m_H2O As
Double, cp_fumi As Double, cp_H2O As Double, T_fiamma As Double, T_fu As Double, T_wm As
Double, T_H2O_i As Double, T_H2O_o As Double, qr As Double, hi As Double, he As Double, u As
Double)
```

### 'dichiarazione delle costanti iniziali

Const At1\_ As Integer = 1

Const At2\_ As Integer = 2

Const At\_ As Integer = 3

Const Ai\_ As Integer = 4

Const u\_ As Integer = 5

Const L1\_ As Integer = 6

Const L2\_ As Integer = 7

Pi = 3.14159265358979

### 'Tolleranze per l'arresto del ciclo

Const toll\_L1 As Double = 0.001

Const toll\_L2 As Double = 0.001

### 'Dichiarazione delle variabili

Dim res(7) As Double

Dim L1\_old As Double, L2\_old As Double

### 'Inizializzazione variabili

$$\text{res}(\text{At}2\_)= (\text{m\_fumi} * \text{cp\_fumi} * (\text{T\_fiamma} - \text{T\_fu}) * \text{Log}((\text{T\_fiamma} - \text{T\_wm}) / (\text{T\_fu} - (\text{T\_H}2\text{O\_i} + 273.15)))) / (\text{u} * (\text{T\_fiamma} - \text{T\_wm} - (\text{T\_fu} - (\text{T\_H}2\text{O\_i} + 273.15))))$$

$$\text{res}(\text{At}1\_)= (\text{m\_H}2\text{O} * \text{cp\_H}2\text{O} * ((\text{T\_H}2\text{O\_o} + 273.15) - \text{T\_wm})) / ((\text{u} * (\text{T\_fiamma} - \text{T\_wm} - (\text{T\_fiamma} - (\text{T\_H}2\text{O\_o} + 273.15)))) / (\text{Log}((\text{T\_fiamma} - \text{T\_wm}) / (\text{T\_fiamma} - (\text{T\_H}2\text{O\_o} + 273.15)))))) + \text{qr}$$

$$\text{res}(\text{L}2\_)= \text{res}(\text{At}2\_)/ (2 * (10 * \text{L} + 2 * \text{Pi} * \text{r\_est\_tubo}))$$

$$\text{res}(\text{L}1\_)= \text{res}(\text{At}1\_)/ (2 * (10 * \text{L} + 2 * \text{Pi} * \text{r\_est\_tubo}))$$

### ' Ciclo finchè la differenza e' sufficientemente piccola

Do

L2\_old = res(L2\_)

L1\_old = res(L1\_)



res(At\_) = res(At2\_) + res(At1\_)

res(Ai\_) = 2 \* Pi \* r\_int\_tubo \* (res(L2\_) + res(L1\_))

res(u\_) = 1 / ((res(At\_) / (hi \* res(Ai\_))) + 1 / he)

res(At2\_) = (m\_fumi \* cp\_fumi \* (T\_fiamma - T\_fu) \* Log((T\_fiamma - T\_wm) / (T\_fu - (T\_H2O\_i + 273.15)))) / (res(u\_) \* (T\_fiamma - T\_wm - (T\_fu - (T\_H2O\_i + 273.15))))

res(At1\_) = (m\_H2O \* cp\_H2O \* ((T\_H2O\_o + 273.15) - T\_wm)) / ((res(u\_) \* (T\_fiamma - T\_wm - (T\_fiamma - (T\_H2O\_o + 273.15))) / (Log((T\_fiamma - T\_wm) / (T\_fiamma - (T\_H2O\_o + 273.15)))))) + qr)

res(L2\_) = res(At2\_) / (2 \* (10 \* L + 2 \* Pi \* r\_est\_tubo))

res(L1\_) = res(At1\_) / (2 \* (10 \* L + 2 \* Pi \* r\_est\_tubo))

Loop Until Abs(res(L2\_) - L2\_old) < toll\_L2 And Abs(res(L1\_) - L1\_old) < toll\_L1

‘Restituzione dei risultati

Ciclo = res()

End Function

# BIBLIOGRAFIA

---

- Heat Transfer fourth edition  
alan J chapman  
maxwell macmillan International editions
- Heat Exchanger Design second edition  
Arthur P. Fraas  
Wiley Interscience
- Lezioni di progettazione (metodi, strumenti, applicazioni)  
P.Davoli, G. Colombo, C. Gorla, M. Guagliano  
Facoltà di ingegneria industriale – Politecnico di Milano 2007
- A Heat Transfer Textbook Third Edition  
John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V
- Termodinamica e trasmissione del calore  
Yunus Cengel  
Ed. Ettore Cirillo

## ***Ringraziamenti***

*Desidero ringraziare il mio relatore, Prof. Giorgio Colombo per la disponibilità.*

*Un sentito ringraziamento va inoltre al mio correlatore, Prof. Luigi Pietro Maria Colombo, per i preziosissimi e fondamentali suggerimenti, per l'aver revisionato questo lavoro e per la disponibilità.*

*Il ringraziamento maggiore va alla mia famiglia, in particolare a papà William, mamma Italia, a mia sorella Roberta e a suo marito Roberto, per il continuo sostegno, la possibilità di concentrarmi esclusivamente sul mio percorso e la fiducia durante tutto questo tempo, nonostante qualche difficoltà trovata.*

*Come non ringraziare i compagni di 1000 avventure??tra i quali spiccano senza dubbio Simone e Rubens, senza dimenticare tutti gli altri ovviamente..quante giornate trascorse in quel della Bovisa e non solo, tra una lezione e l'altra, e soprattutto tra una risata e l'altra.*

*Gli ultimi ringraziamenti vanno a tutti gli altri amici, con cui ho trascorso e trascorrerò il mio tempo libero, dei quali per fortuna fanno parte anche Simone e Rubens e dei quali non posso non citare Marcello, non me ne sono dimenticato,non ti preoccupare!!!*

*Scusate se non vi ho citati tutti!!*

*Grazie a tutti*