



Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Corso di Laurea Triennale in

Ingegneria Meccanica e Meccatronica

ANALISI CFD DI UNA SEZIONE SPERIMENTALE PER LO STUDIO DELL'EVAPORAZIONE ENTRO TUBI

CFD ANALYSIS OF A TEST SECTION FOR IN-TUBE FLOW BOILING STUDIES

RELATORE: Prof. Claudio Zilio

CORRELATORE: Ing. Simone Mancin

LAUREANDO: Edoardo Zanguio

Anno accademico: 2015-2016

INDICE

SOMMARIO.....	7
CAPITOLO 1. EVAPORAZIONE ENTRO TUBI.....	9
1.1. Il fenomeno dell'ebollizione in quiete.....	9
1.2. Ebollizione in convezione forzata.....	12
CAPITOLO 2. TUBO MICROFIN.....	17
2.1. Descrizione geometria.....	17
2.2. Esperimento svolto sui tubi microfin	18
2.3. Risultati dell'esperimento.....	20
CAPITOLO 3. ANALISI CFX.....	23
3.1. Descrizione dell'analisi agli elementi finiti.....	24
3.2. Geometria, mesh.....	26
3.3. Applicazione carichi termici.....	29
CAPITOLO 4. ANALISI E CONFRONTO RISULTATI OTTENUTI.....	33
CAPITOLO 5. CONCLUSIONE.....	41
BIBLIOGRAFIA.....	43

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1-1 Curva di ebollizione per il liquido in quiete.....	11
Figura 1-2 Schema semplificato delle situazioni di deflusso in presenza del progressivo cambiamento di fase	13
Figura 1-3 Andamento coefficiente della trasmissione termica (convezione).....	15
Figura 2-1 Vista interna tubo microfin	17
Figura 2-2 Geometria dei tubi microfin.....	17
Figura 2-3 Schematizzazione impianto dell'esperienza sui tubi microfin	18
Figura 2-4 Camera di acquisizione immagini.....	19
Figura 2-5 Risultati esperienza Doretto et al. (2013)	21
Figura 3-1 Esempio di analisi FEM.....	23
Figura 3-2 Schema costruttivo impianto Zilio et al. (2016)	24
Figura 3-3 Geometria provino (vista frontale)	26
Figura 3-4 Rendering Solidworks del provino	27
Figura 3-5 Vista in sezione per apprezzare l'affinamento della mesh	28
Figura 3-6 Vista in prospettiva della mesh	28
Figura 3-7 Vista frontale mesh	28
Figura 3-8 Schematizzazione applicazione dei carichi termici	29
Figura 3-9 Andamento temperatura	30
Figura 3-10 Andamento flusso termico.....	30
Figura 3-11 Schematizzazione posizione punti di stima della temperatura T.....	32
Figura 4-1 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 3000 \frac{W}{m^2 K}$	33
Figura 4-2 Andamento del flusso termico specifico con $\alpha = 3000 \frac{W}{m^2 K}$ e $q = 90000 \frac{W}{m^2}$	34
Figura 4-3 Andamento della temperatura con $\alpha = 3000 \frac{W}{m^2 K}$ e $q = 90000 \frac{W}{m^2}$	34
Figura 4-4 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 6000 \frac{W}{m^2 K}$	35

Figura 4-5 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 9000 \frac{W}{m^2 K}$	36
Figura 4-6 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 12000 \frac{W}{m^2 K}$	37
Figura 4-7 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 15000 \frac{W}{m^2 K}$	38
Figura 4-8 Andamento del flusso termico specifico con $\alpha = 15000 \frac{W}{m^2 K}$ e $q = 15000 \frac{W}{m^2}$	39
Figura 4-9 Andamento della temperatura con $\alpha = 15000 \frac{W}{m^2 K}$ e $q = 15000 \frac{W}{m^2}$	39
Figura 5-1 Andamento di T1 al variare del flusso termico e del coefficiente di scambio termico.....	41
Figura 5-2 Differenza di temperatura T1 T2 al variare del flusso termico e del coefficiente di scambio	42

SOMMARIO

La seguente tesi ha lo scopo di analizzare tramite il metodo degli elementi finiti, l'evaporazione di un fluido, all'interno di tubi microfin.

Il provino soggetto alla seguente analisi FEM al calcolatore è stato precedentemente studiato sperimentalmente presso i laboratori del "Dipartimento di tecnica e gestione dei sistemi industriali" dell'Università di Padova, che hanno sede a Vicenza. I risultati degli studi sperimentali in questione, sono riportati nell'articolo Zilio et al. (2016).

Per spiegare i vantaggi dell'utilizzo dei tubi microfin verrà illustrata brevemente l'esperienza sperimentale di L. Doretti, C. Zilio, S. Mancin, A. Cavallini, 2013, "*Condensation flow patterns inside plain and microfin tubes: A review*", assieme ad alcune illustrazioni tratte dall'articolo stesso.

L'analisi dei dati con il metodo degli elementi finiti è stato svolto con il software CFX "Ansys Workbench©", release 15.0 .

I risultati dell'analisi CFX sono stati in seguito confrontati con i risultati sperimentali ottenuti dalle prove in laboratorio.

CAPITOLO 1. EVAPORAZIONE ENTRO TUBI

Prima di descrivere l'evaporazione entro tubi è necessario parlare del fenomeno dell'ebollizione, essendo tra loro strettamente interconnessi.

1.1. Il fenomeno dell'ebollizione

Riscaldando un liquido in un recipiente posto in contatto con una sorgente di calore, si manifesta in determinate circostanze il fenomeno noto come ebollizione. Si tratta di un cambiamento di fase liquido-vapore che interessa la massa del liquido e non soltanto la sua superficie libera (evaporazione).

L'ebollizione inizia quando la temperatura della superficie del recipiente supera quella di saturazione del liquido che la lambisce. Se il liquido è inizialmente in quiete i moti prodotti nella massa sono esclusivamente da attribuirsi al processo stesso, che va sotto il nome di "ebollizione in liquido stagnante".

Il liquido può presentarsi saturo in tutta la massa, oppure essere sottoraffreddato ad eccezione che in vicinanza alla superficie riscaldata; si distinguono in corrispondenza l'ebollizione in liquido saturo e l'ebollizione in liquido sottoraffreddato

Si consideri un filo di platino riscaldato elettricamente mentre si trova immerso in acqua in quiete alla temperatura di saturazione. Fino a che la temperatura della superficie supera di poco quella di saturazione, il liquido a contatto si surriscalda e le correnti convettive che si generano lo trasportano fino al pelo libero, dove evapora.

Aumentando la temperatura superficiale, il surriscaldamento dello strato adiacente alla superficie è tale che in esso si originano e crescono rapidamente bolle di vapore. Si ha allora il regime chiamato di ebollizione nucleata.

Le bolle si producono contemporaneamente in diversi punti sulla superficie, apparentemente casuali, ma dotati invece di particolari proprietà, come si vedrà in seguito. All'inizio sono di piccolo diametro e condensano nella massa del liquido prima che possano raggiungere la superficie; la produzione netta di vapore è affidata ancora all'evaporazione intensa presso il pelo libero dovuta alle correnti surriscaldate di liquido.

Al crescere ulteriore della temperatura superficiale le bolle aumentano sia in diametro che in frequenza e raggiungono il pelo libero; tendono poi ad unirsi per coalescenza formando colonne di vapore più o meno continue; nuovi centri attivi di nucleazione inoltre si aggiungono a quelli già esistenti.

Le colonne di vapore ascendente sono separate tra loro dal liquido in moto discendente verso la superficie per prendere il posto della massa evaporata; esse, all'aumentare della temperatura, crescono di diametro e di numero, riducendo sempre più lo spazio a disposizione del liquido che aumenta perciò progressivamente la velocità di discesa. Ad un certo punto le velocità relative tra liquido e vapore sono così elevate che un loro ulteriore incremento tende sia a trascinare via il liquido dalla superficie, da parte del vapore, che a trattenere il vapore prodotto accanto alla superficie, da parte del liquido: si manifesta cioè la crisi idrodinamica dell'ebollizione nucleata.

Ne consegue la formazione di uno strato di vapore che ricopre completamente la superficie riscaldata. Da principio il film di vapore è instabile, disturbato dalle correnti convettive, ed è sostituito temporaneamente da liquido in ebollizione nucleata, poi, al crescere della temperatura, avvolge stabilmente la superficie; esso varia di forma ad ogni istante e dal suo bordo interno si staccano con continuità bolle di vapore.

Il regime caratterizzato dalla presenza di un film stabile di vapore presso la superficie riscaldata si dice ebollizione a film.

A ciascun tipo di ebollizione corrispondono particolari meccanismi di scambio di calore ed il flusso termico ottenuto varia in modo caratteristico in funzione della differenza tra le temperature imposte alla superficie riscaldata ed al liquido.

Se si riporta in diagramma il flusso termico realizzato per unità di area in funzione dell'eccesso di temperatura $\Delta t = t_p - t_s$, si ottiene la curva di ebollizione per il liquido in quiete, come mostra la Figura 1-1, nel caso di acqua satura, in ebollizione, a pressione atmosferica normale, su superfici piane o cilindriche orizzontali e lisce. Per valori di Δt compresi entro 2-2,5 °C al massimo (zona 1) il meccanismo di scambio termico è attribuito alla convezione naturale di liquido surriscaldato che evapora dalla superficie libera. Nella zona 2, ha inizio la formazione delle bolle di vapore, che condensano però ancora prima di raggiungere il pelo libero.

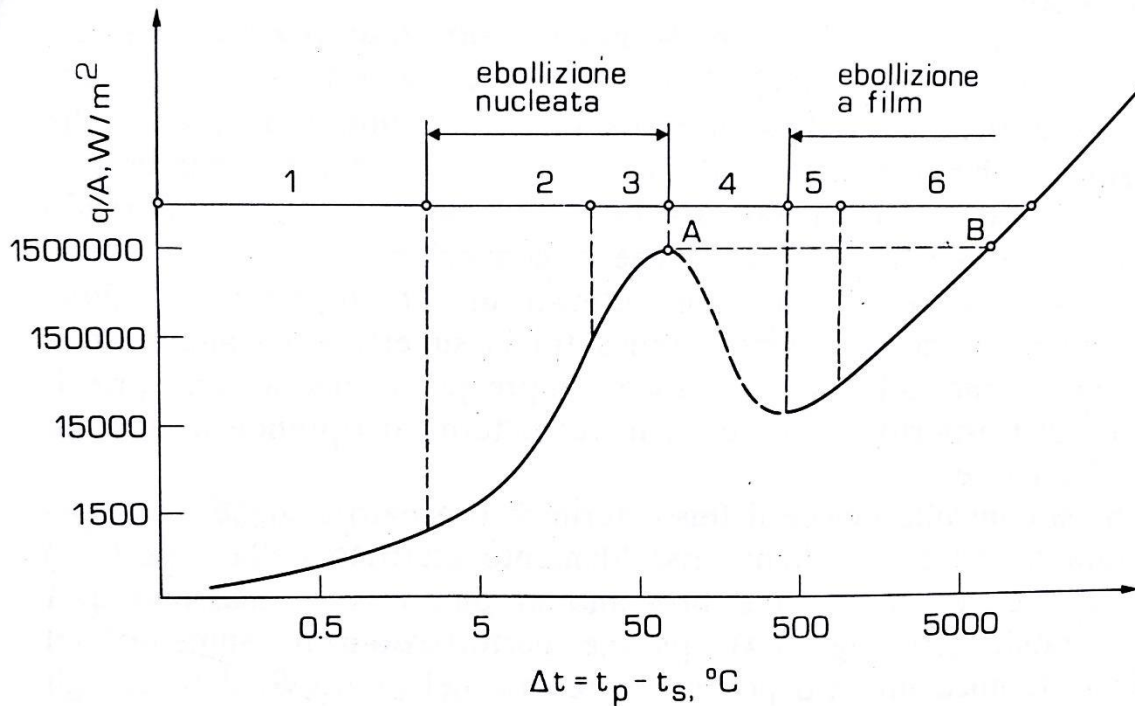


Figura 1-1 Curva di ebollizione per il liquido in quiete

Il flusso termico cresce poi rapidamente per tutta la zona 3 propria dell'ebollizione nucleata, con bolle che raggiungono il pelo libero. Il calore è ceduto dalla superficie riscaldata solo in minima parte alle bolle in formazione (calore latente); la maggior parte è trasferita al liquido surriscaldato (calore sensibile) a causa dell'intensa agitazione provocata dalle bolle che si formano e che si liberano continuamente richiamando altro liquido.

Al crescere della frequenza e del diametro delle bolle si fa però più consistente il flusso termico scambiato direttamente nell'evaporazione alla superficie riscaldata, meccanismo che si ritiene predominante nella fase 3.

Successivamente si raggiunge un valore di picco massimo del flusso termico unitario, caratteristico del fluido. Oltre a tale picco si avranno solo delle riduzioni del flusso termico specifico q/A .

La ragione della diminuzione del flusso termico unitario è da ricercarsi nella presenza dello strato di vapore, a bassa conduttività termica, in contatto con la superficie e che rappresenta quindi una forte resistenza al passaggio del calore.

Nella zona 5, il film di vapore si instaura stabilmente sulla superficie riscaldata in prossimità del minimo di q/A ed ha inizio l'ebollizione a film. Il flusso termico si scambia per conduzione

e radiazione attraverso lo strato di vapore, pur potendo essere presente in certi casi anche la convezione.

Nella zona 6, ai valori più elevati di Δt la radiazione termica tra la superficie riscaldata ed il bordo esterno del film costituisce sempre più il meccanismo principale del trasporto di calore ed il flusso termico riprende a crescere sensibilmente.

Nel caso di ebollizione entro liquido sottoraffreddato, come nel caso dell'esperienza analizzata in seguito, si osservano gli stessi regimi visti per l'ebollizione entro liquido saturo. Nell'ebollizione nucleata, a parità di flusso termico unitario, al crescere del sottoraffreddamento del liquido le bolle tendono sempre più a condensarsi nel liquido: hanno perciò vita media minore e raggiungono dei diametri massimi inferiori.

1.2. Ebollizione in convezione forzata

I processi di scambio termico in convezione forzata con la contemporanea presenza del cambiamento di fase liquido-vapore rivestono notevole importanza in alcuni settori avanzati dell'ingegneria (reattori nucleari, vettori spaziali) e nella produzione di freddo con cicli a compressione di vapori.

Si tratta di temi di ricerca tuttora in pieno sviluppo e si è ben lontani da una descrizione quantitativa completa e soddisfacente dei fenomeni implicati a causa della notevole complessità delle configurazioni di flusso esistenti e del numero dei parametri presenti. Coesistono infatti i meccanismi propri della convezione forzata entro fluidi monofase, quelli indotti dalla formazione delle bolle (nucleazione) e di trasporto di massa (vaporizzazione) alla superficie libera del liquido alla saturazione.

Durante il processo, il progressivo cambiamento di fase fa aumentare gradatamente il titolo del vapore in deflusso x (rapporto fra la portata di massa in fase vapore e la portata di massa totale alla sezione generica del condotto). In condizioni lontane da quelle critiche ($p \ll p_c$) il volume specifico del vapore è però assai maggiore di quello del liquido, dimodoché anche a titoli modesti ($< 0,1$) il vapore occuperà gran parte della sezione di flusso e determinerà gradi di vuoto x (frazione dell'area della sezione di flusso occupata dalla fase vapore) assai elevate.

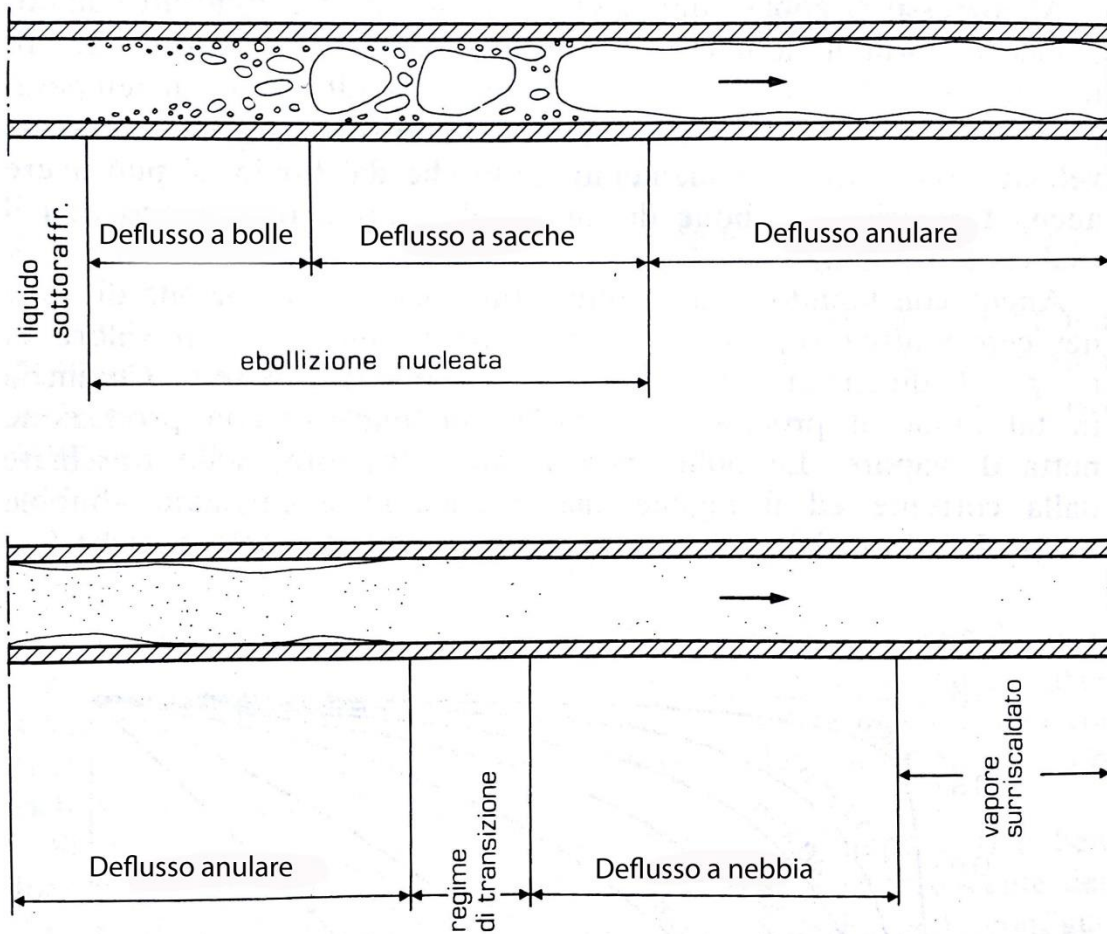


Figura 1-2 Schema semplificato delle situazioni di deflusso in presenza del progressivo cambiamento di fase

Uno schema semplificato delle situazioni di deflusso in presenza del progressivo cambiamento di fase è riportato in Figura 1-2 soprastante per condotti circolari verticali a portate specifiche non elevate.

Si possono individuare alcuni regimi di deflusso a seconda del grado di vuoto presente sulle sezioni del condotto. Ad essi corrispondono peculiari meccanismi di scambio termico.

All'ingresso si abbia liquido saturo o lievemente sottoraffreddato. Il calore porta il liquido (se sottoraffreddato) alla saturazione. In tale zona, se il flusso termico specifico o la differenza di temperatura supera un certo valore caratteristico, dipendente dalla velocità, dal sottoraffreddamento, oltre che dal fluido, si può avere anche formazione di bolle di vapore alla parete, realizzando così la vaporizzazione del liquido sottoraffreddato.

Anche con liquido inizialmente saturo però la formazione di bolle nei centri attivi superficiali di nucleazione inizia ad un valore di $\Delta T > 0$, dipendente dallo stato di finitura della parete.

Comincia in tal modo il processo dell'ebollizione nucleata con produzione netta di vapore. Le bolle, ben separate tra loro, sono trascinate dalla corrente ed il regime che si instaura è chiamato "deflusso a bolle". Il valore del titolo è ancora assai modesto.

Man mano che il grado di vuoto cresce le bolle si riuniscono, formando «tappi» di vapore che si alternano a «tappi» di liquido. Si ha allora il regime di "deflusso a sacche". Il titolo non raggiunge ancora l'1 % mentre il grado di vuoto è già attorno a 0,5; ciò determina un aumento notevole della velocità di deflusso con rapide oscillazioni della portata per effetto della comprimibilità della fase vapore anche con condizioni d'ingresso stazionarie.

Un ulteriore aumento del grado di vuoto sulle sezioni confina il vapore nella parte centrale del condotto ed il liquido forma uno strato continuo aderente alla parete; si passa in tal modo al regime di deflusso anulare.

Il vapore è generato alla superficie dello strato liquido ed ha una velocità assai maggiore di quest'ultimo; trascina inoltre una certa quantità di liquido sotto forma di gocce. Il titolo non supera tuttavia il 20-25%.

La progressiva evaporazione del liquido del film riduce il suo spessore fino al punto da non essere più sufficiente a garantire una copertura completa e continua della parete del condotto.

Tale regime di transizione è assai instabile, con la parete alternativamente a contatto con il liquido ed il vapore e persiste fino al punto dove la parete stessa si presenta costantemente asciutta.

Inizia allora il regime, "deflusso a nebbia": un film stabile di vapore presso la parete ed una corrente centrale di vapore che trascina gocce di liquido.

La vaporizzazione procede ora all'interno della corrente in corrispondenza della superficie delle gocce e termina con l'esaurimento della fase liquida. Con condotti orizzontali le configurazioni di moto viste sono ulteriormente complicate dalla presenza di stratificazione delle fasi.

Ai vari regimi di deflusso corrispondono diversi meccanismi di scambio termico, dimodoché il coefficiente locale della trasmissione termica (convezione), presenta l'andamento mostrato qualitativamente in Figura 1-3.

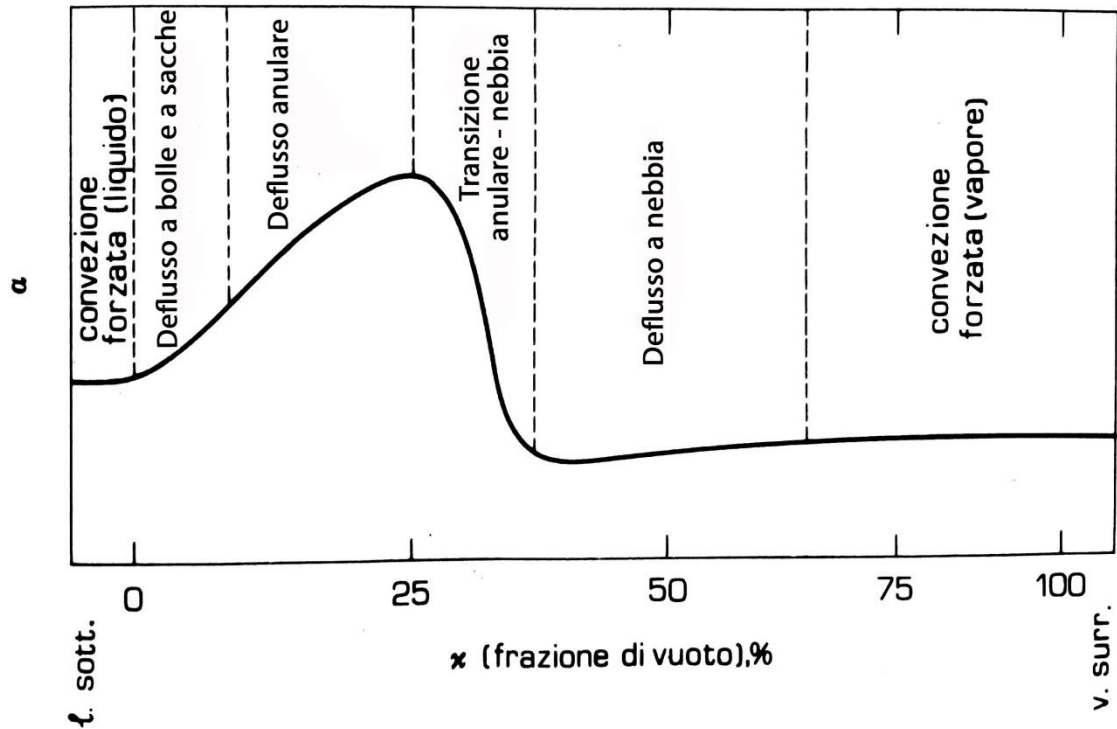


Figura 1-3 Andamento coefficiente della trasmissione termica (convezione)

Nel tratto iniziale, in assenza di formazione di bolle, il meccanismo è di convezione forzata entro liquidi.

L'instaurarsi dell'ebollizione nucleata nel deflusso a bolle e deflusso a sacche fa crescere il flusso termico specifico pur con ridotti incrementi di $t_p - t_s$: α quindi aumenta. Lo scambio termico è determinato dall'azione concomitante delle bolle (analoga a quella nel l'ebollizione in liquido stagnante) e del moto del liquido, la prima sempre più intensa al crescere della nucleazione.

I flussi termici specifici si possono calcolare sommando gli effetti:

$$\frac{q}{A} = \frac{q_{eb}}{A} + \frac{q_c}{A}$$

Nel deflusso anulare lo scambio termico incontra la resistenza di conduzione del film liquido seguita da una resistenza all'interfaccia liquido-vapore sede del cambiamento di fase. La nucleazione è assente (o se presente è marginale); l'alta velocità e la forte turbolenza della parte centrale della corrente rendono assai intensi gli scambi termici convettivi. Il coefficiente α cresce fortemente e raggiunge i valori massimi.

Per il deflusso anulare sono state proposte numerose correlazioni; sono tutte di natura empirica ricavate sulla base di estese sperimentazioni con diversi fluidi vaporizzanti entro condotti di varia sezione. Dette correlazioni sono ancora gli unici mezzi a disposizione ai fini dei calcoli tecnici, non essendo disponibile un'analisi sistematica del fenomeno.

Per quanto riguarda l'analisi trattata nella tesi seguente, il flusso termico caratteristico è di tipo anulare, per questo motivo utilizziamo il metodo degli elementi finiti per ricavarne dati dettagliati.

CAPITOLO 2. TUBO MICROFIN

Per questo tipo di analisi effettuata sperimentalmente Zilio et al. (2016) è stato utilizzato un provino di rame con all'interno un particolare tipo di tubo microalettato, chiamato tubo microfin.



Figura 2-1 Vista interna tubo microfin

Nel seguente capitolo si illustrerà la geometria caratteristica di questi particolari tubi scanalati e si spiegheranno i vantaggi relativi all'utilizzo di tubi microfin per lo scambio di calore mediante fluidi in cambio di fase.

I tubi microfin vennero inventati da Fujie et al. nel 1977 e successivamente a quell'anno ebbero una grande diffusione in quanto consentono di trasferire una grande quantità di calore, se confrontati con gli equivalenti tubi lisci, alle stesse condizioni di lavoro.

2.1. Descrizione geometria

I tubi microalettati sono generalmente costruiti in rame e hanno un diametro compreso tra i 4 e i 15 mm, composti da circa 50 – 70 alette con un angolo elica di 6 – 30°. L'altezza delle alette è mediamente 0.1 – 0.25 mm e possono essere sia di sezione triangolare che di sezione trapezoidale con un angolo all'apice di 10 – 90°.

I miglioramenti relativi allo scambio termico, rispetto ad un tubo liscio, sono dovuti principalmente all'aumento dell'area di scambio e in secondo luogo all'aumento della turbolenza interna indotta al fluido dalle alettature e dalla

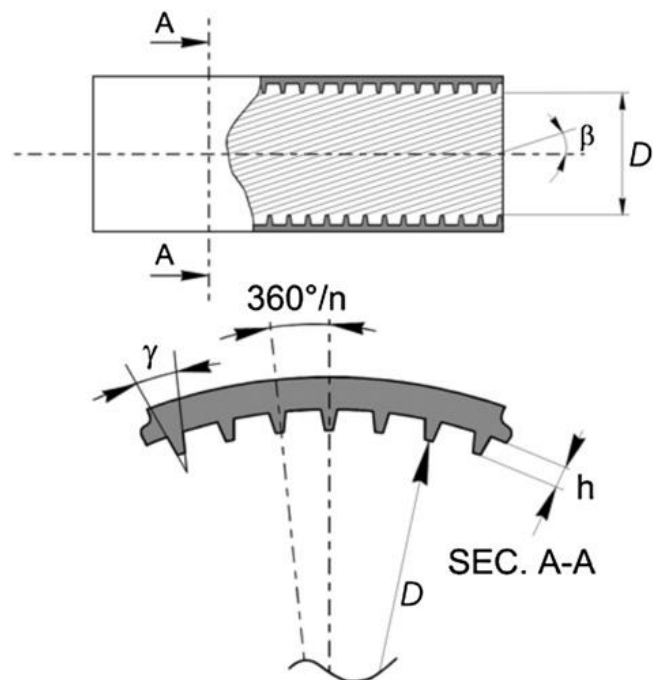


Figura 2-2 Geometria dei tubi microfin

tensione superficiale sulle alette. Allo stesso modo dei tubi lisci, il meccanismo del trasferimento di calore è strettamente legato al tipo di flusso bifase che si instaura. Durante la condensazione all'interno di un tubo microfin, il liquido formatosi viene drenato nella scanalatura a spirale sotto l'effetto dell'azione combinata della tensione superficiale, della forza di gravità e della forza centrifuga, mentre le forze di taglio guidano il condensato verso la parte bassa del tubo. La combinazione di queste due azioni promuove ed estende il range del regime anulare, che è solitamente associabile a un incremento del coefficiente di scambio termico, rispetto a un regime controllato dalla forza di gravità (I due fluidi separati).

2.2. Esperimento svolto sui tubi microfin

Prima di poter confrontare i risultati differenti derivanti dall'utilizzo di tubi microalettati rispetto a tubi lisci, andiamo a descrivere l'esperimento svolto da Cavallini et al. (2001), che ci porta a favorire i primi rispetto ai secondi per i processi di scambio termico.

L'impianto sperimentale utilizzato è illustrato nei minimi dettagli nell'articolo Doretti et al. (2013) è schematizzato in Figura 2-3.

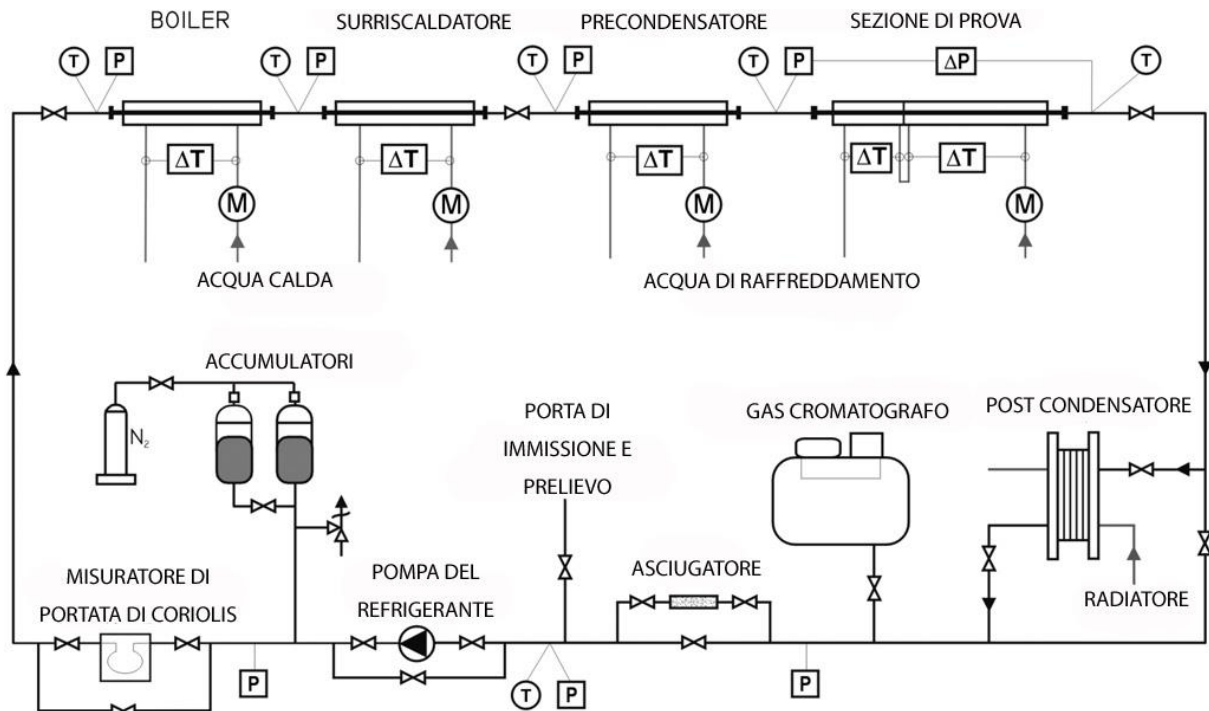


Figura 2-3 Schematizzazione impianto dell'esperienza sui tubi microfin

L'impianto seguente è stato progettato per l'analisi dello scambio del calore, per la misurazione delle perdite di pressione e per lo studio del flusso durante la condensazione di refrigeranti puri o in bifase all'interno di tubi lisci o microaletati.

Il sistema è dimensionato per una pressione massima di 4 MPa, con una portata di massa di refrigerante pari a $900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ in tubi di diametro di circa 8 mm di diametro.

La sezione per testare e visualizzare il flusso di refrigerante è localizzata all'uscita del tubo in analisi, è lunga un metro e sfocia in una camera di pressione in ottone, come illustrato nella Figura 2-4. La camera è costituita da tre porzioni di vetro temperato dello spessore di 20 mm, disposte in circolo. La porzione di tubo adiabatica tra la zona di condensazione e l'uscita è di circa 50 mm e si suppone che in questo tratto l'andamento del flusso bifase rimanga inalterato. Un fascio di luci a fibra ottica ad alta intensità è posto all'estremità della finestra frontale, in direzione perpendicolare all'asse del tubo in analisi, per illuminare l'uscita del tubo. L'estremità finale del tubo è tagliata a 45°, al fine di poter meglio osservarne l'interno e l'andamento del flusso tra i solchi dei tubi scanalati. Il regime di fluido allo sbocco viene ripreso da una telecamera equipaggiata con lenti macro e una velocità di ripresa di 1/50,000 di secondo.

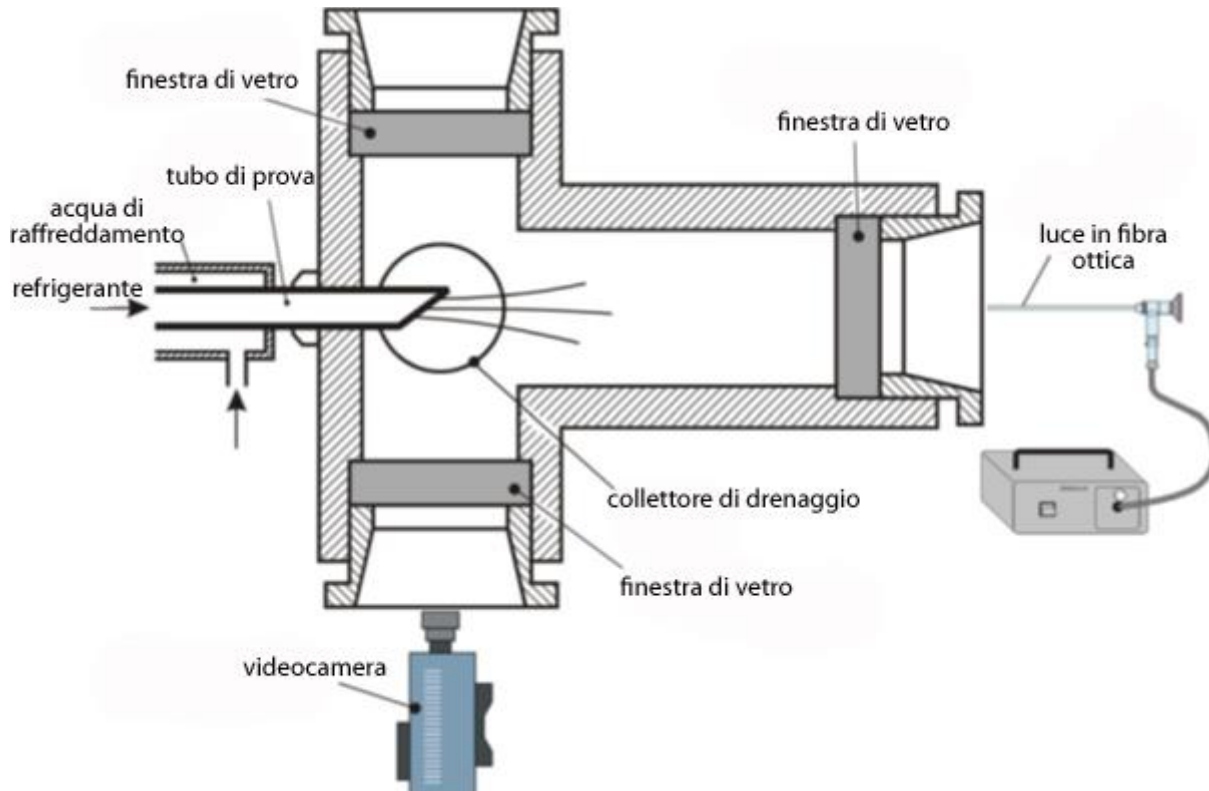


Figura 2-4 Camera di acquisizione immagini

2.3. Risultati dell'esperimento

Al fine di identificare i differenti regimi di flusso del refrigerante bifase, sono stati condotti 80 test sulla condensazione di gas come R134a, R 410A ed R236ea. Il problema principale dello studio dei fluidi bifase è la terminologia utilizzata per descrivere i tipi di moto caratteristico del fluido. Si distinguono dunque:

- **Flusso intermittente**

Il flusso intermittente a detto "deflusso a sacche" è caratterizzato dal vapore che si muove all'interno del liquido, come risultato di grandi onde discrete che raggiungono la parte superiore del tubo.

- **Flusso stratificato**

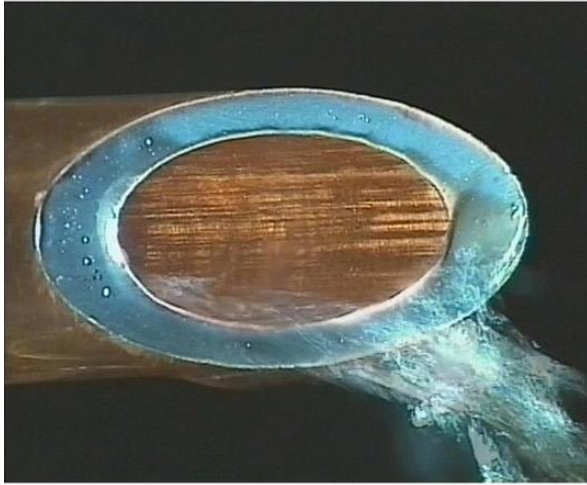
Il flusso stratificato consiste in una separazione di liquido e vapore, con il liquido che fluisce nella parte inferiore del tubo. In questo regime, fortemente influenzato dalla forza di gravità, c'è una parte di liquido condensato nella parte superiore del tubo. Questo caso, molto comune nella condensazione, può essere considerato come un "flusso ad onde".

- **Flusso anulare**

Nel flusso anulare, il vapore fluisce nel centro del tubo, trascinato insieme ad alcune goccioline di liquido, mentre il liquido forma un film continuo a ridosso delle pareti del tubo

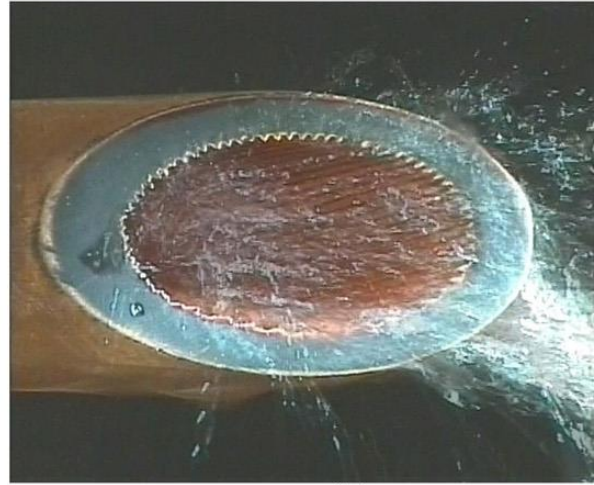
L'immagine seguente (Figura 2-5) è stata ottenuta da un'analisi di deflussi con titolo di vapore pari all'incirca a 0.5. Si osserva come sia presente una evidente relazione tra la velocità adimensionale del gas (J_G) e la transizione del flusso da stratificato ad anulare, in due differenti tubi. Come si può notare, per tutti i fluidi, con differenti portate di massa, il regime di transizione si attesta su una velocità adimensionale di circa 1,5 per i tubi microfin e 2,5 per i tubi lisci. Nella Figura 2-5 si nota infatti che i tubi lisci non superano mai la velocità adimensionale di transizione, che si attesta a circa 1,5, rimanendo quindi sempre in regime stratificato ondulato, con uno spessore di film liquido trascurabile nella parte superiore della sezione del tubo.

TUBO LISCIO

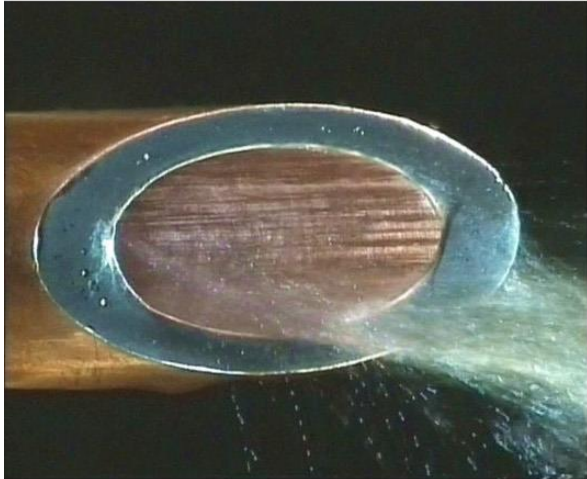


Fluid R236ea, $G=103 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, $x=0.51$, $J_G=1.09$

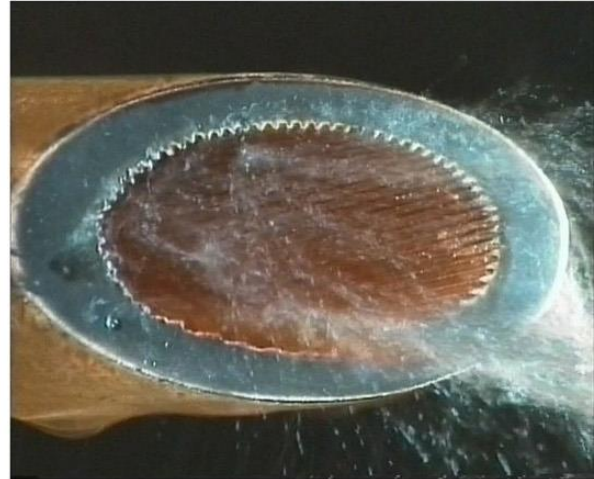
TUBO MICROFIN



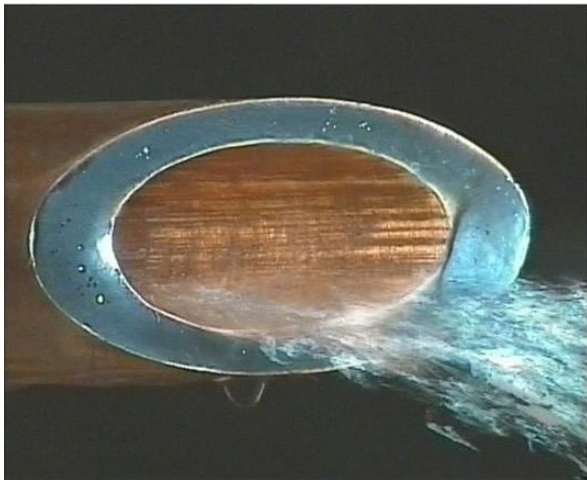
Fluid R236ea, $G=150 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, $x=0.49$, $J_G=1.54$



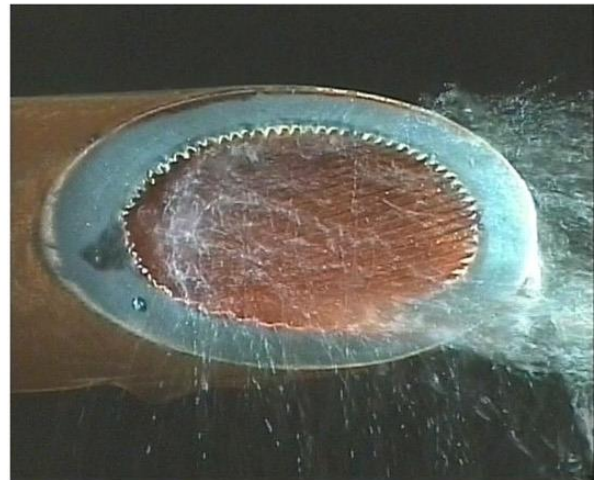
Fluid R134a, $G=202 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, $x=0.49$, $J_G=1.50$



Fluid R134a, $G=198 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, $x=0.51$, $J_G=1.53$



Fluid R410A, $G=252 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, $x=0.52$, $J_G=1.53$



Fluid R410A, $G=252 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, $x=0.51$, $J_G=1.52$

Figura 2-5 Risultati esperienza Doretti et al. (2013)

Le prestazioni di un tubo microfin comparate con un tubo liscio sono state studiate sperimentalmente, variando il titolo di vapore, la portata di massa, la temperatura di saturazione e la differenza di temperatura tra quella di transizione e quella della parete del tubo. Un parametro molto importante per i tubi microalettati è “heat transfer enhancement factor” o meglio “F”, definito come il rapporto tra il flusso termico ricavato da un tubo microalettato e un corrispettivo tubo liscio, sottoposti alle stesse condizioni di lavoro. Viene quindi espresso come:

$$F = \left(\frac{\alpha_{exp,microfin}}{\alpha_{calc,liscio}} \right)$$

CAPITOLO 3. ANALISI CFX

In matematica, il metodo agli elementi finiti (FEM, dall'inglese Finite Element Method) è una tecnica numerica atta a cercare soluzioni approssimate di problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali, riducendo queste ultime ad un sistema di equazioni algebriche.

Il metodo degli elementi finiti trova origini nelle necessità di risoluzione di problemi complessi di analisi elastica e strutturale, nel campo dell'ingegneria civile ed aeronautica. I primordi del metodo possono essere fatti risalire agli anni 1930-35 con i lavori di A. R. Collar e W. J. Duncan, che introducono una forma primitiva di elemento strutturale nella risoluzione di un problema di aeroelasticità, e agli anni 1940-41 con i lavori di Alexander Hrennikoff e Richard Courant, dove entrambi, benché in differenti approcci, condividevano l'idea di suddividere il dominio del problema in sottodomini di forma semplice (gli elementi finiti).

Il Metodo F.E.M. si applica a corpi fisici suscettibili di essere suddivisi in un certo numero, anche molto grande, di elementi di forma definita e dimensioni contenute. La caratteristica principale del metodo

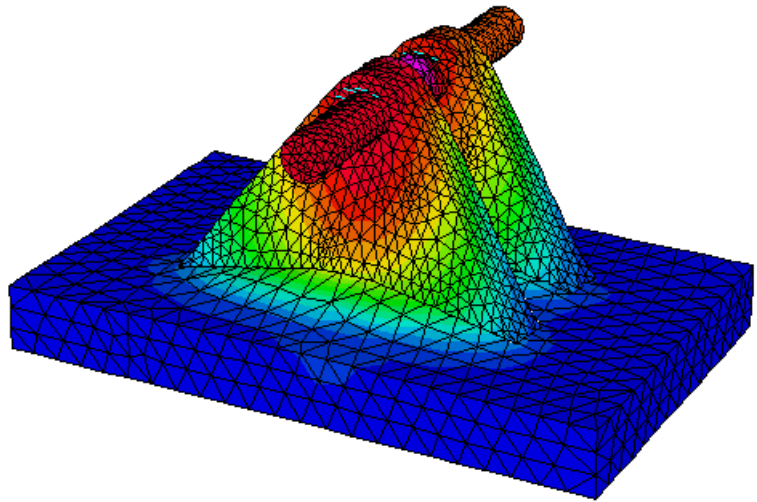


Figura 3-1 Esempio di analisi FEM

degli elementi finiti è la discretizzazione attraverso la creazione di una griglia (mesh) composta da primitive (elementi finiti) di forma codificata (triangoli e quadrilateri per domini 2D, esaedri e tetraedri per domini 3D). Su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è assunta essere espressa dalla combinazione lineare di funzioni, dette funzioni di base o funzioni di forma (shape functions).

Per arrivare al modello agli elementi finiti si seguono delle fasi fondamentali, ognuna delle quali comporta l'inserimento di errori nella soluzione finale:

- **Modellazione:** questa fase è presente in tutti gli studi di ingegneria: si passa dal sistema fisico ad un modello matematico, che astrae alcuni aspetti di interesse del

sistema fisico, focalizzando l'attenzione su poche variabili aggregate di interesse e "filtrando" le rimanenti.

- **Discretizzazione:** in una simulazione per via numerica è necessario passare da un numero infinito di gradi di libertà (condizione propria del "continuum") ad un numero finito (situazione propria della mesh). La discretizzazione, nello spazio o nel tempo, ha lo scopo di ottenere un modello discreto caratterizzato da un numero finito di gradi di libertà.

Il software utilizzato per la seguente analisi è "CFX", che è un software commerciale della ANSYS Inc.© per fluidodinamica computazionale (o CFD), utilizzato per simulare il comportamento dei fluidi in un'ampia varietà di applicazioni, per sistemi operativi Unix, Microsoft Windows e Linux.

In particolare è stato utilizzato il tool "Steady – State Thermal", all'interno di Ansys Workbench. Esso consente di modellare e simulare tutti i processi di scambio del calore, simulando l'effetto dell'applicazione di flussi termici, convezioni e temperature in vari punti o superfici.

3.1. Descrizione dell'analisi agli elementi finiti

Per quanto riguarda l'analisi effettuata, descritta nell'articolo Zilio et al. (2016), riportiamo qui sotto lo schema costruttivo dell'impianto (Figura 3-2). La nostra analisi tuttavia, si limiterà ad analizzare il provino in rame all'interno del quale avverrà lo scambio termico e l'evaporazione del fluido bifase.

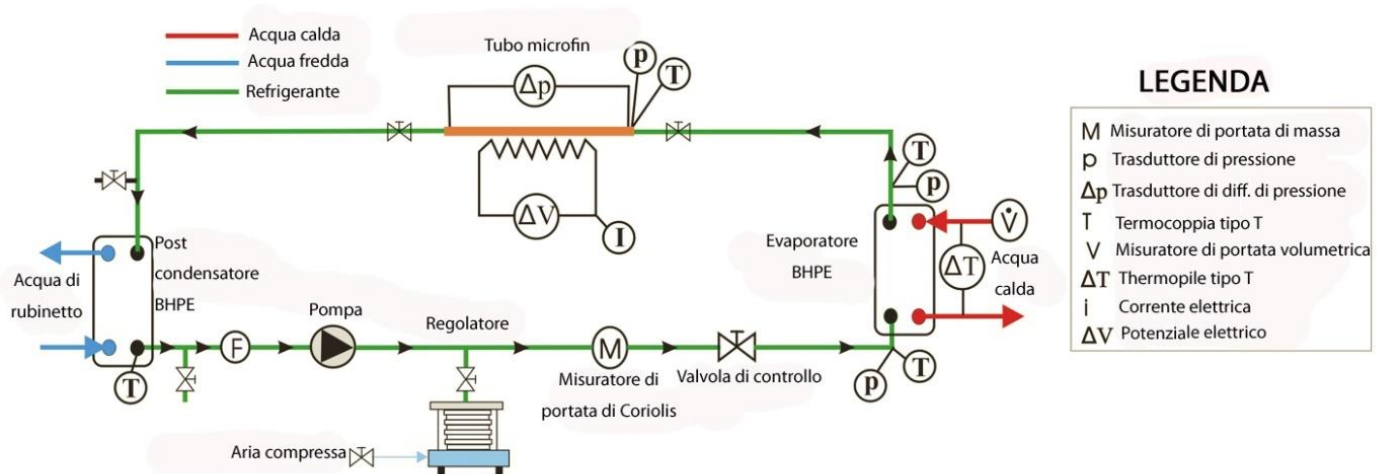


Figura 3-2 Schema costruttivo impianto Zilio et al. (2016)

All'interno del provino seguente è stato saldato un tubo microfin in rame, nella parte superiore e una resistenza in Ni-Cr sulla parte inferiore.

A una distanza di 1 mm al di sotto del tubo microalettato sono stati praticati 16 fori nei quali sono state inserite una serie di 16 termocoppie, al fine di poter controllare la temperatura in differenti punti e alla fine di poter confrontare i dati rilevati in laboratorio con i dati rilevati dall'analisi agli elementi finiti.

Grazie a un misuratore del potenziale elettrico e della corrente che viene fornita alla resistenza in Ni-Cr, possiamo calcolare quanta potenza termica fornirà la resistenza. Trasformando la potenza elettrica, espressa in Watt, in flusso termico specifico in $\frac{W}{m^2}$, otterremo un valore costante del flusso, che potrà essere inserito all'interno dell'analisi.

Per quanto riguarda invece il tubo microfin, nell'esperienza eseguita in laboratorio sono state testate diverse condizioni del flusso di refrigerante, variando sia la portata di massa di refrigerante e di conseguenza il flusso termico specifico. Questo implica l'adozione di un coefficiente di conduzione alfa costante, diverso per ciascuna configurazione adottata.

Per l'esperienza in laboratorio sono stati effettuati numerosi test variando la portata di massa da 100 a 800 $\frac{kg}{m^2*s}$, il titolo di vapore tra 0.1 e 0.95 e flussi termici pari a 15, 30, 60, 90 $\frac{kW}{m^2}$

Per l'analisi seguente invece, utilizzeremo solo i dati più significativi, ovvero dei coefficienti alfa di scambio termico (convezione) costante pari a:

$$\alpha = 3000 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

$$\alpha = 6000 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

$$\alpha = 9000 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

$$\alpha = 12000 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

$$\alpha = 15000 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

I flussi termici specifici analizzati invece saranno:

$$\bar{q} = 15000 \frac{W}{m^2}$$

$$\bar{q} = 30000 \frac{W}{m^2}$$

$$\bar{q} = 60000 \frac{W}{m^2}$$

$$\bar{q} = 90000 \frac{W}{m^2}$$

3.2. Geometria, mesh

Per poter analizzare il provino dello scambiatore, abbiamo dovuto applicare delle semplificazioni al fine di rendere la geometria meno complessa. In particolare, mentre il provino reale è provvisto di un tubo microfin saldato all'interno di una cavità sulla parte alta della sezione, nel modello matematico esso è stato semplificato con un foro di 4,3 mm di diametro e ricavato dal pieno, con una distanza di 1 mm dal bordo superiore. Lo stesso ragionamento è stato effettuato per la resistenza in Ni - Cr posta nella parte bassa della sezione del provino, che nella realtà è adagiata in una cavità aperta ricavata sul bordo inferiore. Nel modello matematico ciò è stato semplificato con un foro passante ricavato dal pieno, di 1 mm di diametro e distante 1 mm dal bordo inferiore.

Le dimensioni totali del provino sono, come illustrate nella vista geometrica frontale, 20 mm di altezza, 10 mm di larghezza e 200 mm di profondità.

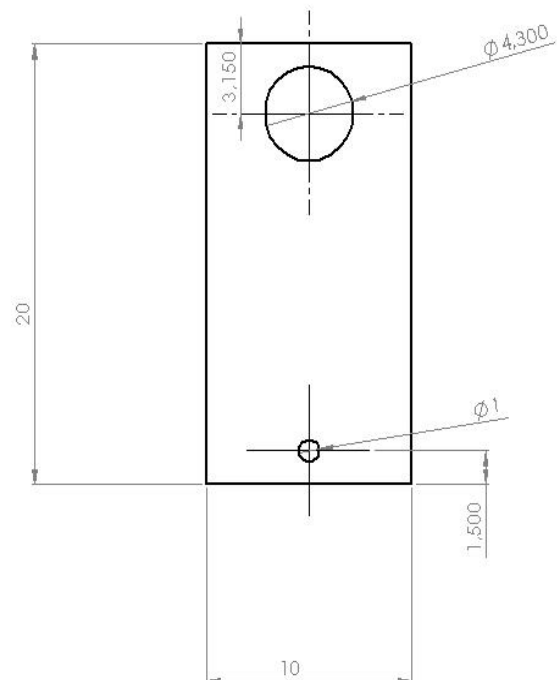


Figura 3-3 Geometria provino (vista frontale)

Il modello tridimensionale al computer, da cui poi è stata effettuata l'analisi è stato effettuato con il software SolidWorks 2011 ©. Possiamo apprezzare a fianco (Figura 3-4) un rendering del provino ultimato.

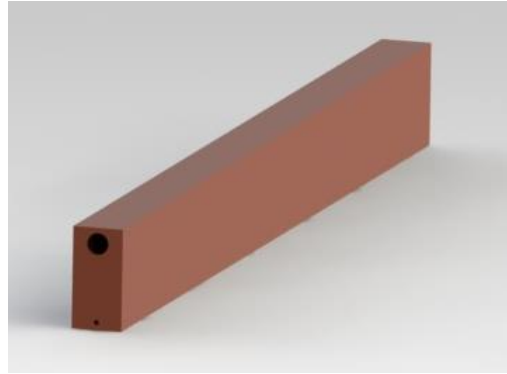


Figura 3-4 Rendering Solidworks del provino

Successivamente alla creazione della geometria si è provveduto a generare la mesh poligonale o semplicemente mesh.

Una mesh poligonale, anche detta maglia poligonale, è una collezione di vertici, spigoli e facce che definiscono la forma di un oggetto poliedrico nella computer grafica 3D e nella modellazione solida. Le facce consistono solitamente in rettangoli, triangoli, o altri semplici poligoni convessi, dal momento che ciò semplifica il rendering, ma possono essere composti anche da poligoni concavi più generici, o poligoni con buchi.

Le mesh sono primitive grafiche che consentono di risolvere con grande efficienza i procedimenti di visualizzazione delle forme modellate: sono strisce di triangoli o maglie di quadrilateri con cui rappresentiamo un poliedro qualsiasi o con cui approssimiamo superfici curve.

La mesh del componente in questione è stata elaborata direttamente all'interno del software Ansys Fluent © utilizzando il mesh tool integrato. Dopo aver importato quindi il progetto Solidworks © si è definita la faccia principale da cui elaborare la mesh, che corrisponde alla faccia frontale del provino. Si è impostato il mesh tool per ottenere una mesh per una soluzione di tipo CFX, e si è andato ad impostare un affinamento delle dimensioni in corrispondenza delle curvature. Gli elementi che compongono la mesh sono dei tetraedri. Successivamente è stata impostata una rifinitura della griglia in corrispondenza del foro da 4.3 mm, in quanto non era abbastanza fitta in corrispondenza di esso. I risultati grafici della meshatura sono visibili nelle immagini seguenti: Figura 3-5, Figura 3-6, Figura 3-7.

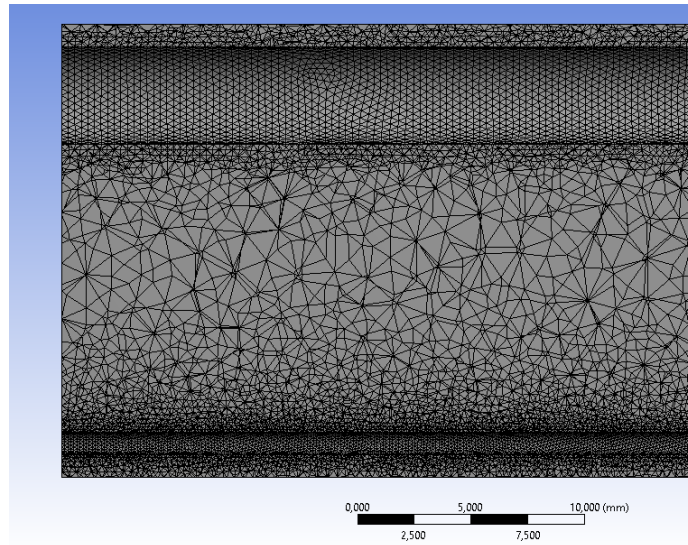


Figura 3-5 Vista in sezione per apprezzare l'affinamento della mesh

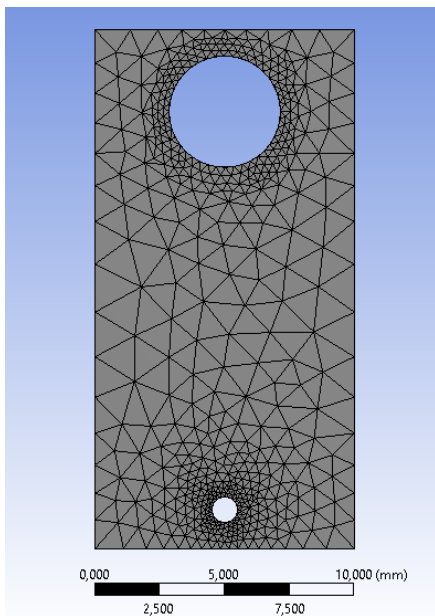


Figura 3-7 Vista frontale mesh

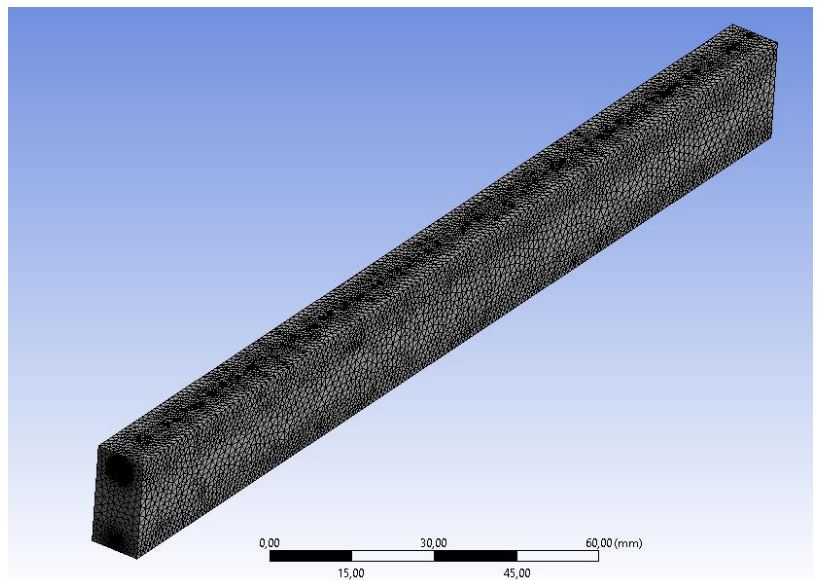


Figura 3-6 Vista in prospettiva della mesh

3.3. Applicazione carichi termici

In seguito alla creazione della mesh si provvede ad applicare i carichi termici. Per quanto riguarda l'analisi in questione si suppone che tutte le superfici esterne del provino siano adiabatiche, nella realtà ciò non si verifica, ma per quanto concerne il risultato finale possiamo adottare questa approssimazione.

Si procede poi con l'inserimento del flusso termico specifico fornito dalla resistenza, che verrà applicato sulla superficie interna del foro inferiore, di diametro 1 mm. Esso si manterrà costante nel tempo e su tutta la lunghezza del provino. Inseriamo come primo valore ad esempio:

$$\bar{q} = 30'000 \frac{W}{m^2}$$

Per quanto riguarda il coefficiente α di convezione, al fine di verificare il corretto funzionamento dell'algoritmo risolutore e della mesh per una prima analisi, si utilizza un coefficiente α costante pari a:

$$\alpha = 3000 \frac{W}{m^2 * K}$$

ed una temperatura del fluido refrigerante costante anch'essa e pari a $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Otterremo quindi una situazione schematizzata nella figura sottostante (Figura 3-8):

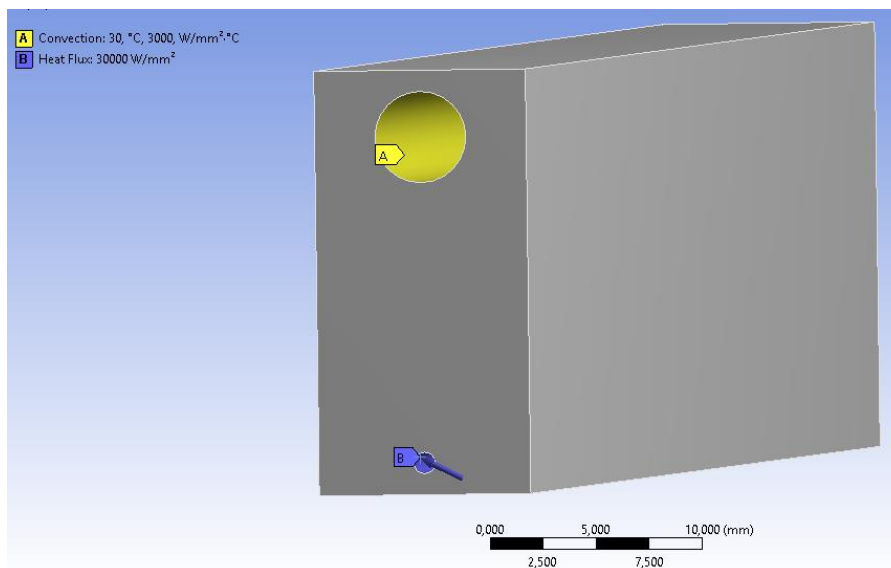


Figura 3-8 Schematizzazione applicazione dei carichi termici

Completata l'operazione, si provvede a plottare l'andamento della temperatura e del flusso termico al fine di verificare il corretto funzionamento del software. Si ottiene quindi Figura 3-9, Figura 3-10:

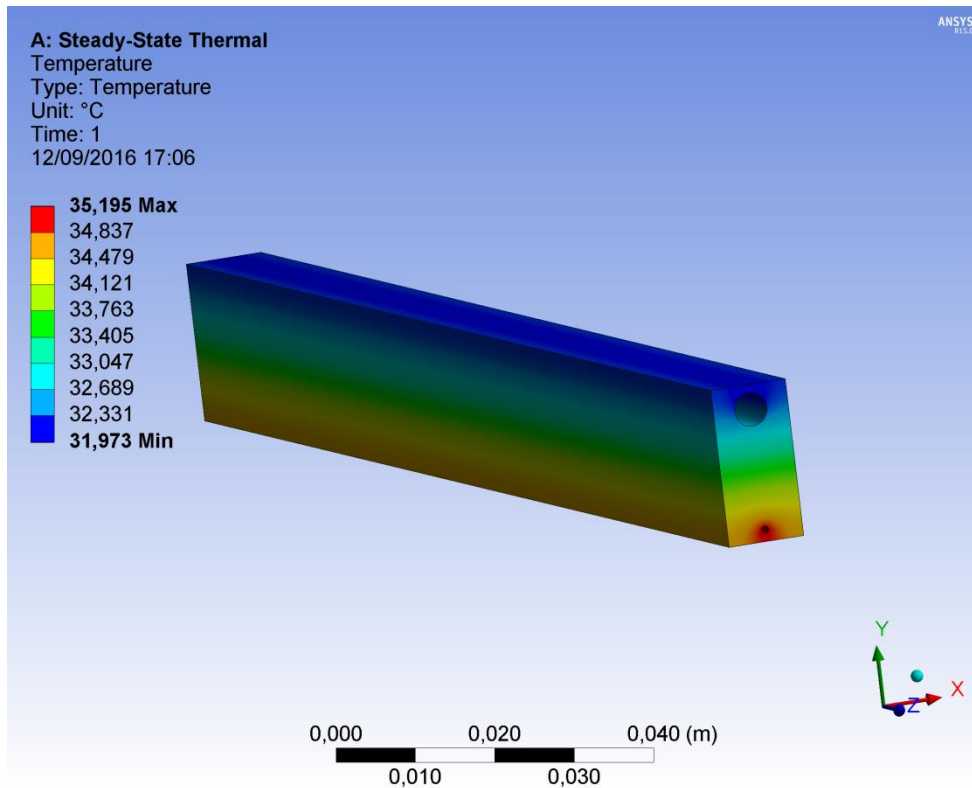


Figura 3-9 Andamento temperatura

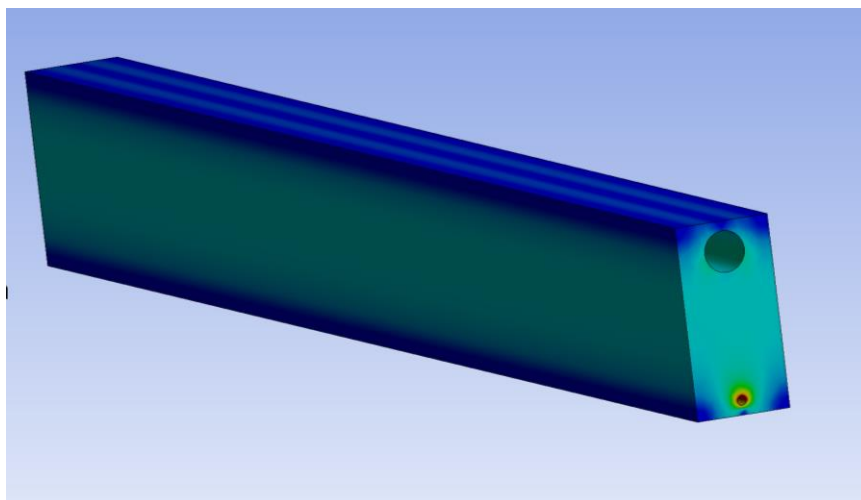


Figura 3-10 Andamento flusso termico

Dopo aver quindi verificato la soluzione, si procede ad inserire i vari coefficienti di convezione α presentati precedentemente per i vari casi in analisi:

$$\alpha = 3000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right]$$

$$\alpha = 6000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right]$$

$$\alpha = 9000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right]$$

$$\alpha = 12000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right]$$

$$\alpha = 15000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right]$$

I flussi termici specifici analizzati invece saranno:

$$\bar{q} = 15000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\bar{q} = 30000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\bar{q} = 60000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\bar{q} = 90000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Per ognuno dei seguenti casi andremo a plottare l'andamento della temperatura e del flusso termico specifico su tutto il solido.

Inoltre per poter poi estrapolare dei diagrammi delle temperature dei vari casi e poterli infine confrontare, si procede alla misurazione diretta delle temperature in tre punti caratteristici del provino localizzate rispettivamente 0,5 mm sopra, al di sotto e a destra del tubo microfin da 4,3mm. La seguente immagine (Figura 3-11) schematizza la posizione dei punti.

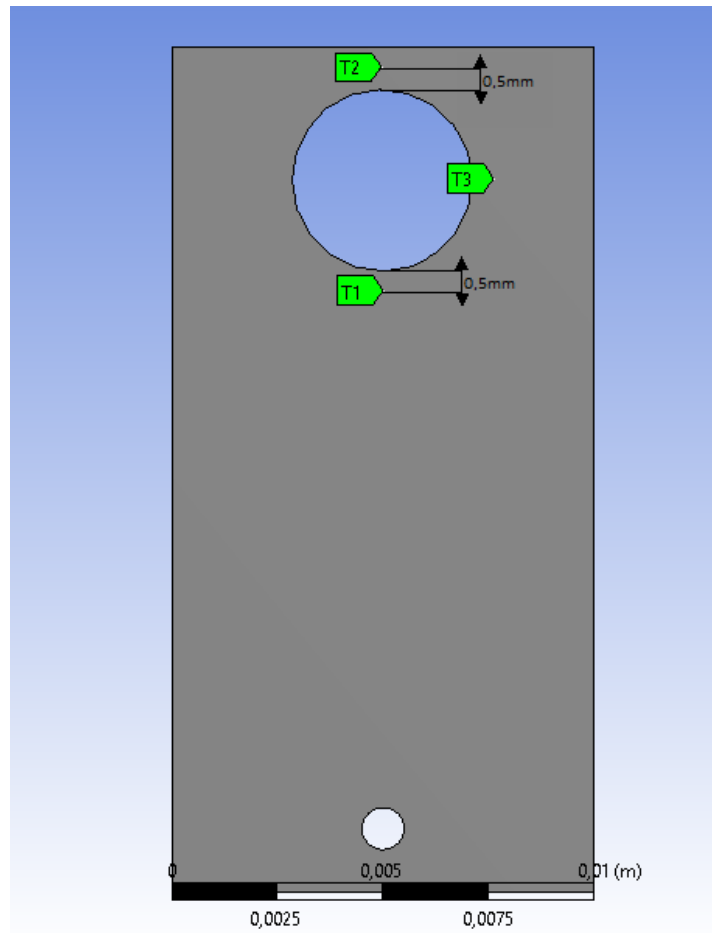


Figura 3-11 Schematizzazione posizione punti di stima della temperatura T

CAPITOLO 4. ANALISI E CONFRONTO RISULTATI

Procediamo ora ad illustrare i risultati ottenuti, fissando un determinato coefficiente di scambio termico di convezione α e facendo variare i vari flussi termici.

- Per $\alpha = 3000 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ otteniamo il seguente grafico (Figura 4-1) delle temperature nei tre punti:

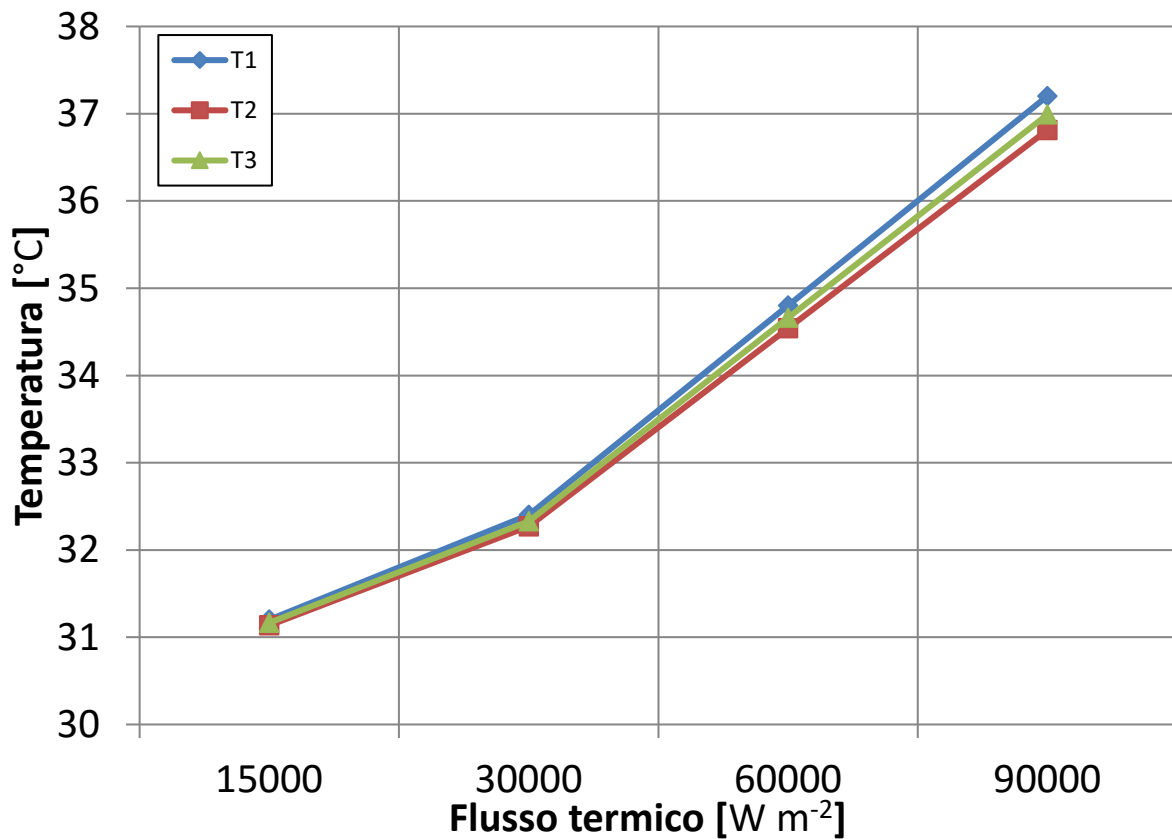


Figura 4-1 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 3000 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

Si riporta inoltre l'andamento del flusso termico (Figura 4-3) e della temperatura (Figura 4-2) su tutto il solido nel caso caratterizzato da $\alpha = 3000 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ e flusso $\bar{q} = 90000 \frac{W}{m^2}$, che risulta essere il caso più sfavorevole in quanto si raggiungono le temperature più elevate di tutti i casi in analisi (38,3 °C).

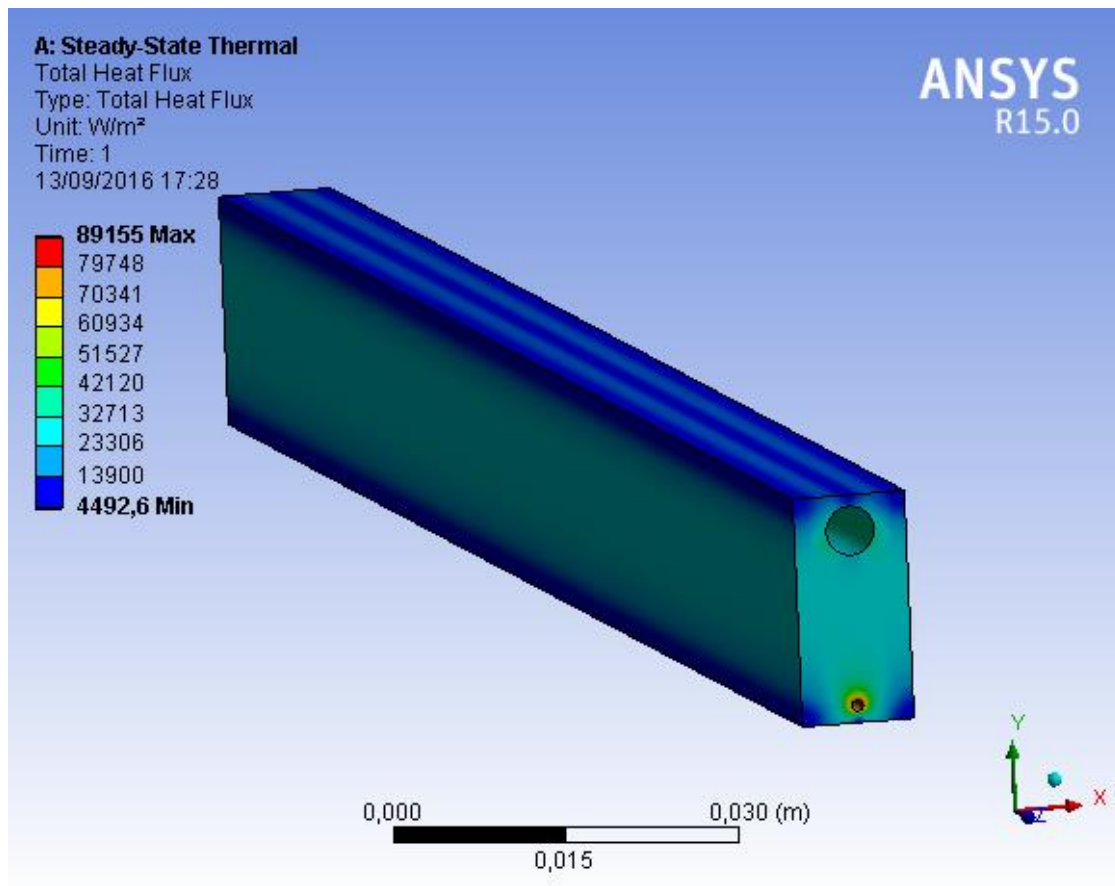


Figura 4-2 Andamento del flusso termico specifico con $\alpha = 3000 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ e $\bar{q} = 90000 \frac{W}{m^2}$

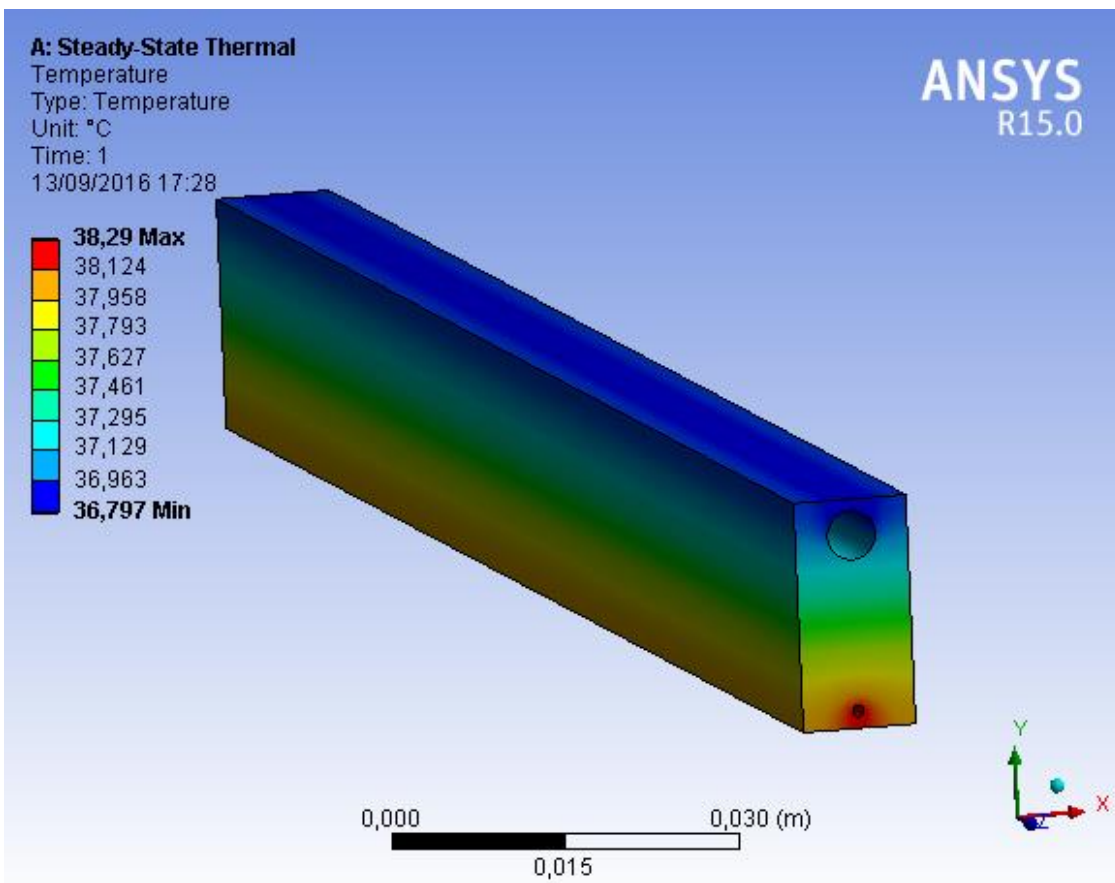
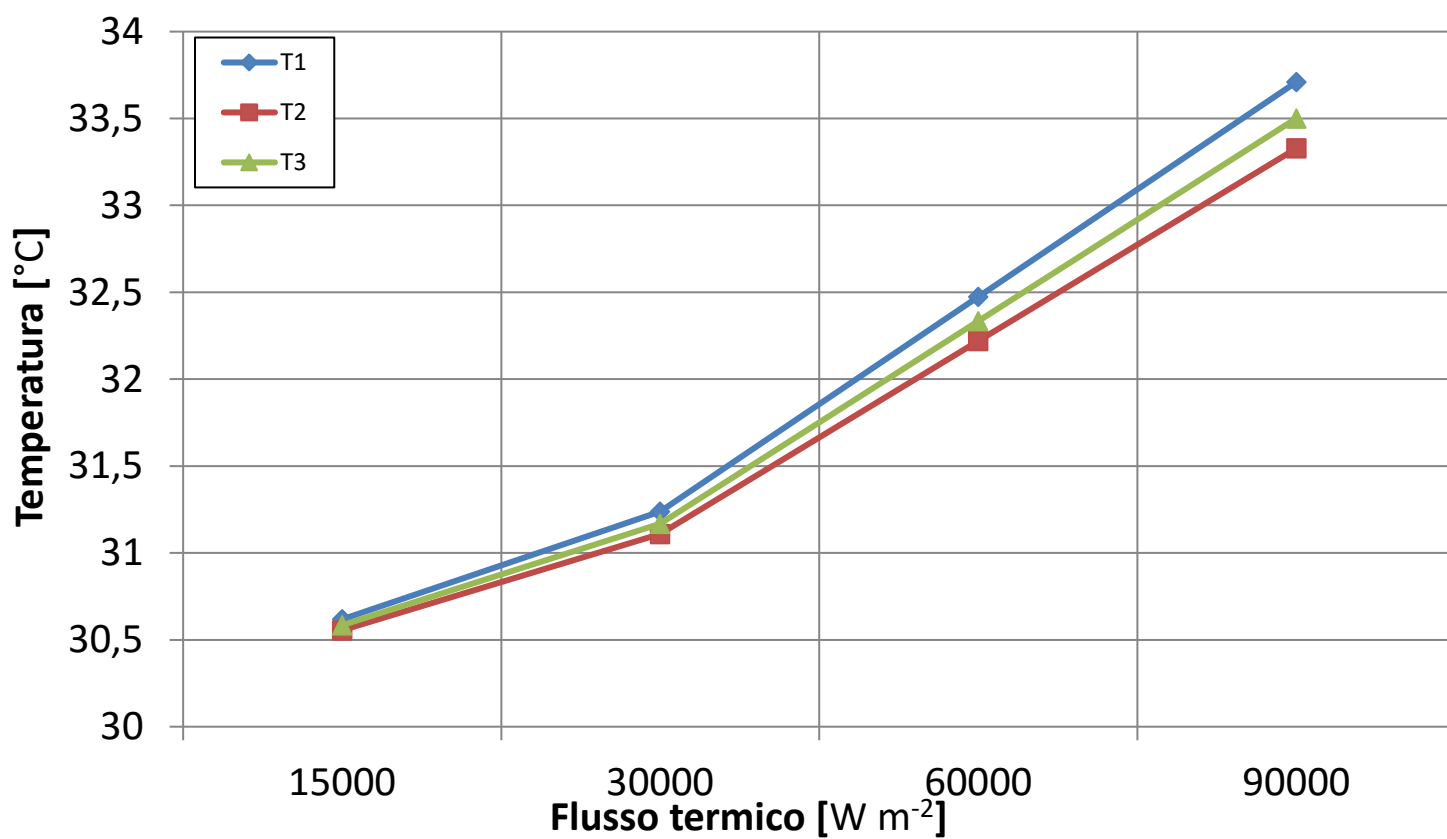


Figura 4-3 Andamento della temperatura con $\alpha = 3000 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ e $\bar{q} = 90000 \frac{W}{m^2}$

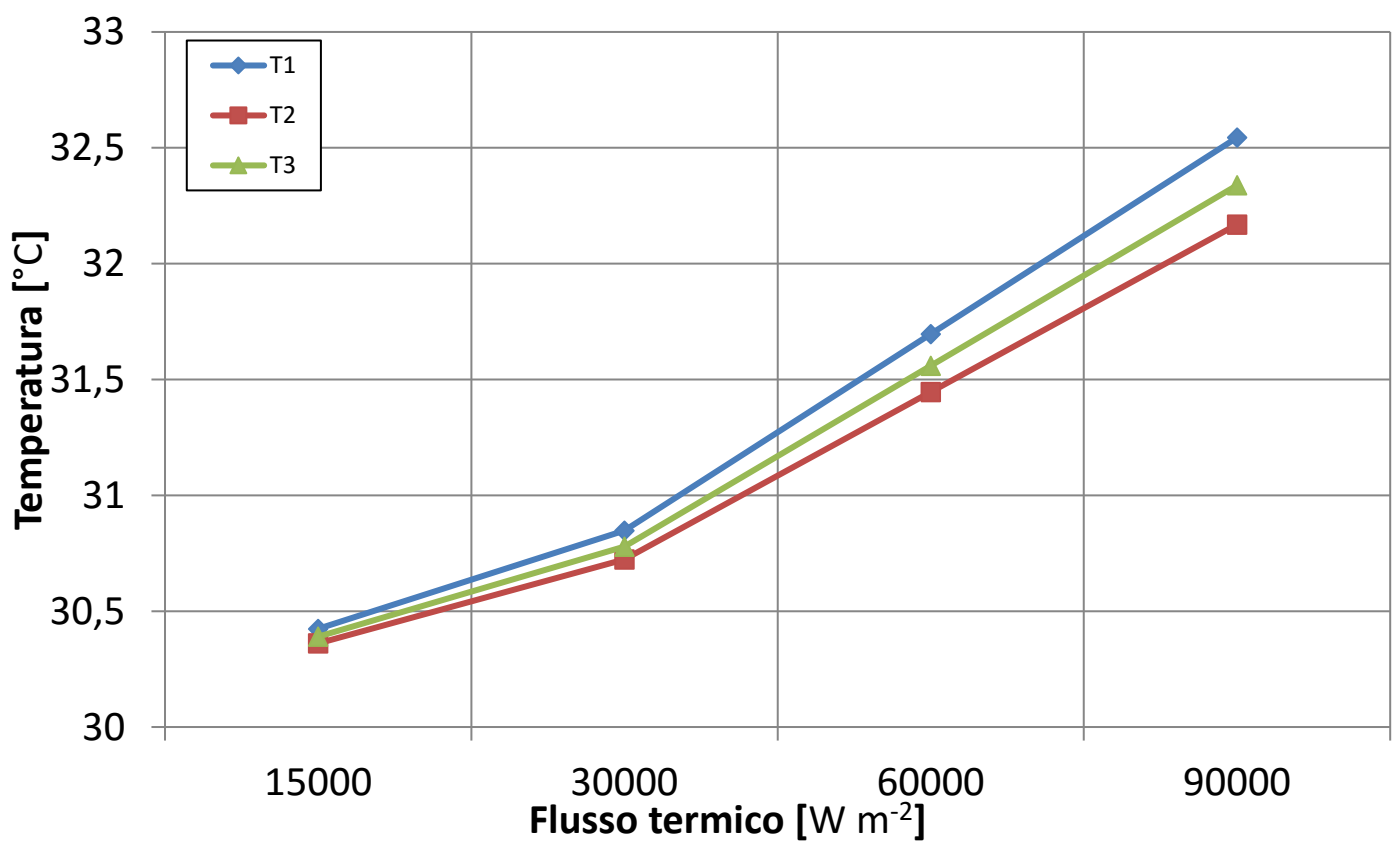
- Per $\alpha = 6000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$ otteniamo il seguente grafico (Figura 4-4) delle temperature nei tre punti:

Figura 4-4 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 6000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$



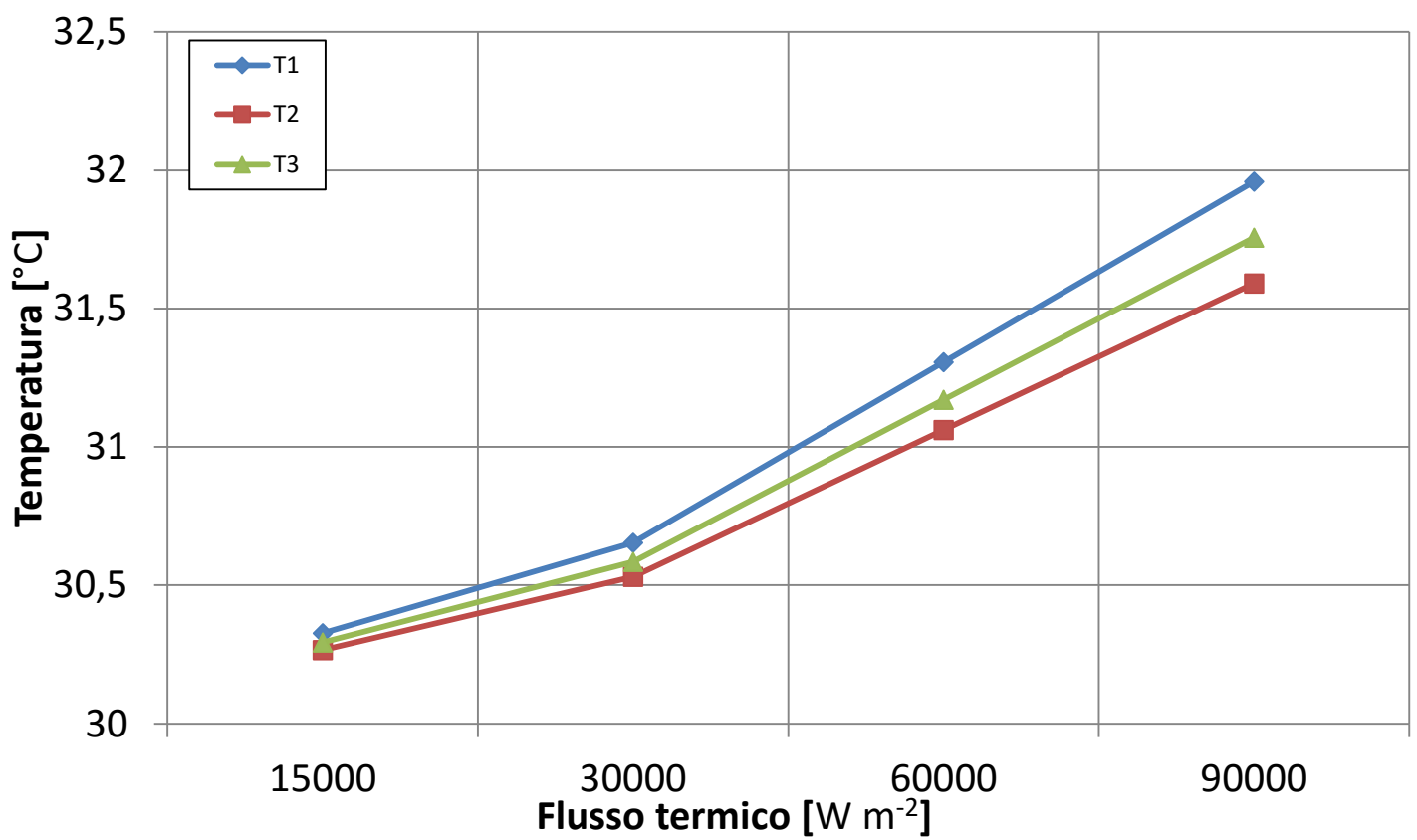
- Per $\alpha = 9000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$ otteniamo il seguente grafico (Figura 4-5) delle temperature nei tre punti

Figura 4-5 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 9000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$



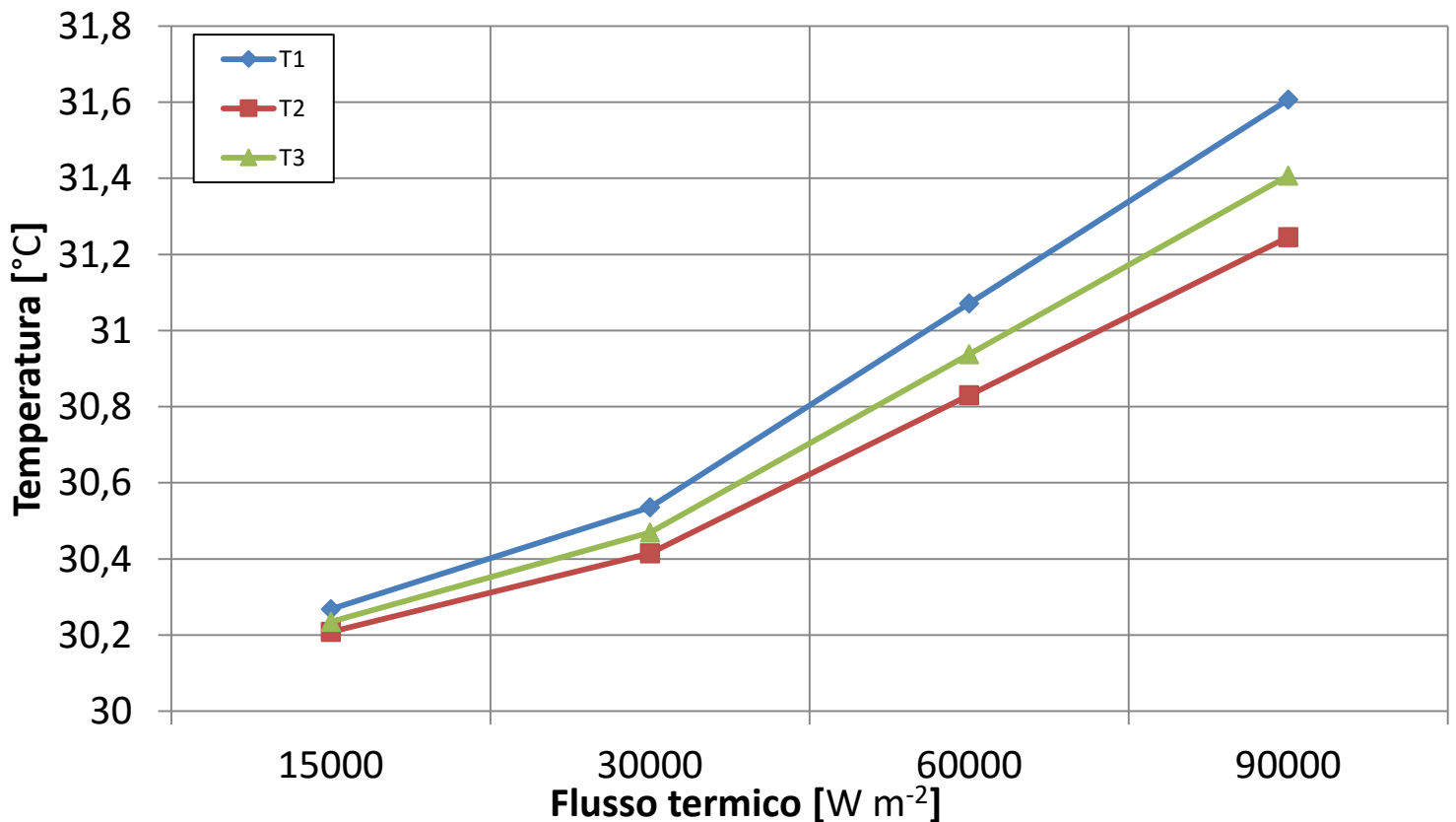
- Per $\alpha = 12000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$ otteniamo il seguente grafico (Figura 4-6) delle temperature nei tre punti

Figura 4-6 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 12000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$



- Per $\alpha = 15000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$ otteniamo il seguente grafico (Figura 4-7) delle temperature nei tre punti

Figura 4-7 Grafico andamento temperatura con $\alpha = 15000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$



Come nel primo caso analizzato, anche in questa situazione si riporta l'andamento del flusso termico (Figura 4-8) e della temperatura (Figura 4-9) su tutto il solido nel caso caratterizzato da $\alpha = 15000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$ e flusso $\bar{q} = 15000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$, che risulta essere il caso più favorevole in quanto si raggiungono le temperature più basse di tutti i casi in analisi (30,45 °C).

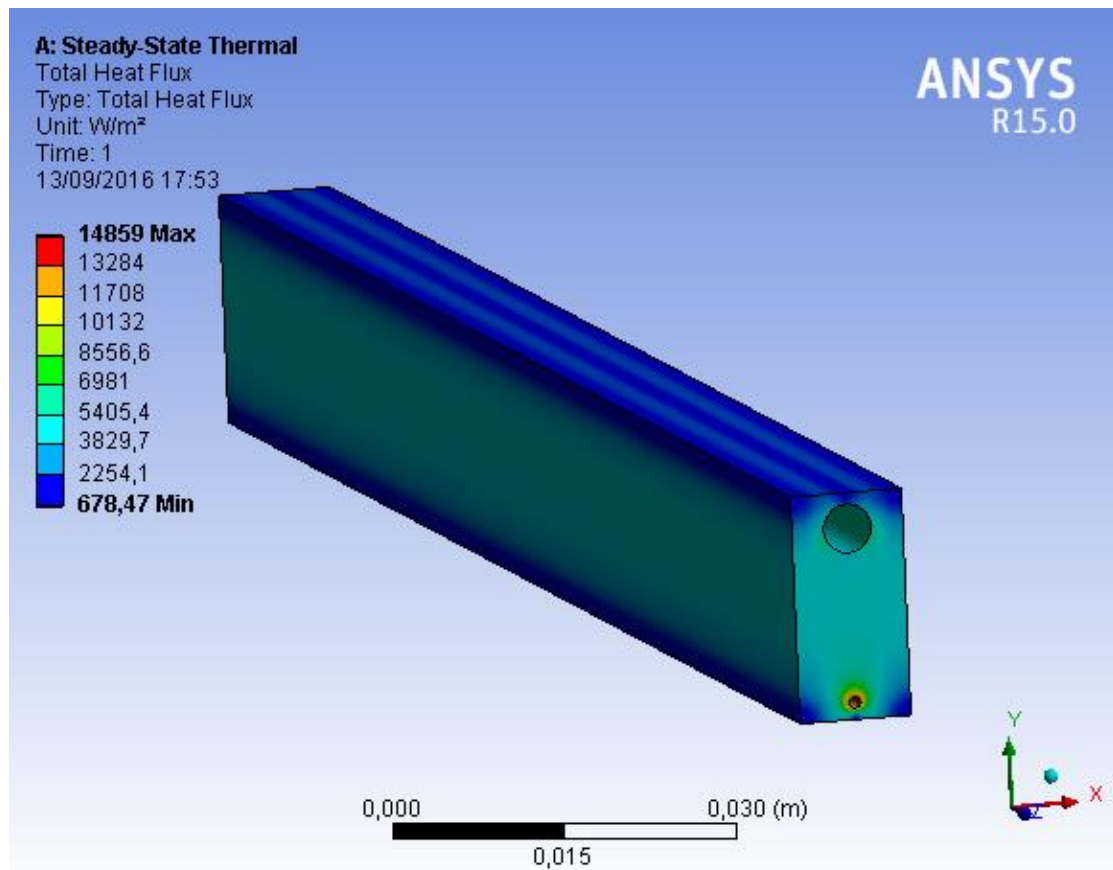


Figura 4-8 Andamento del flusso termico specifico con $\alpha = 15000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$ e $\bar{q} = 15000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$

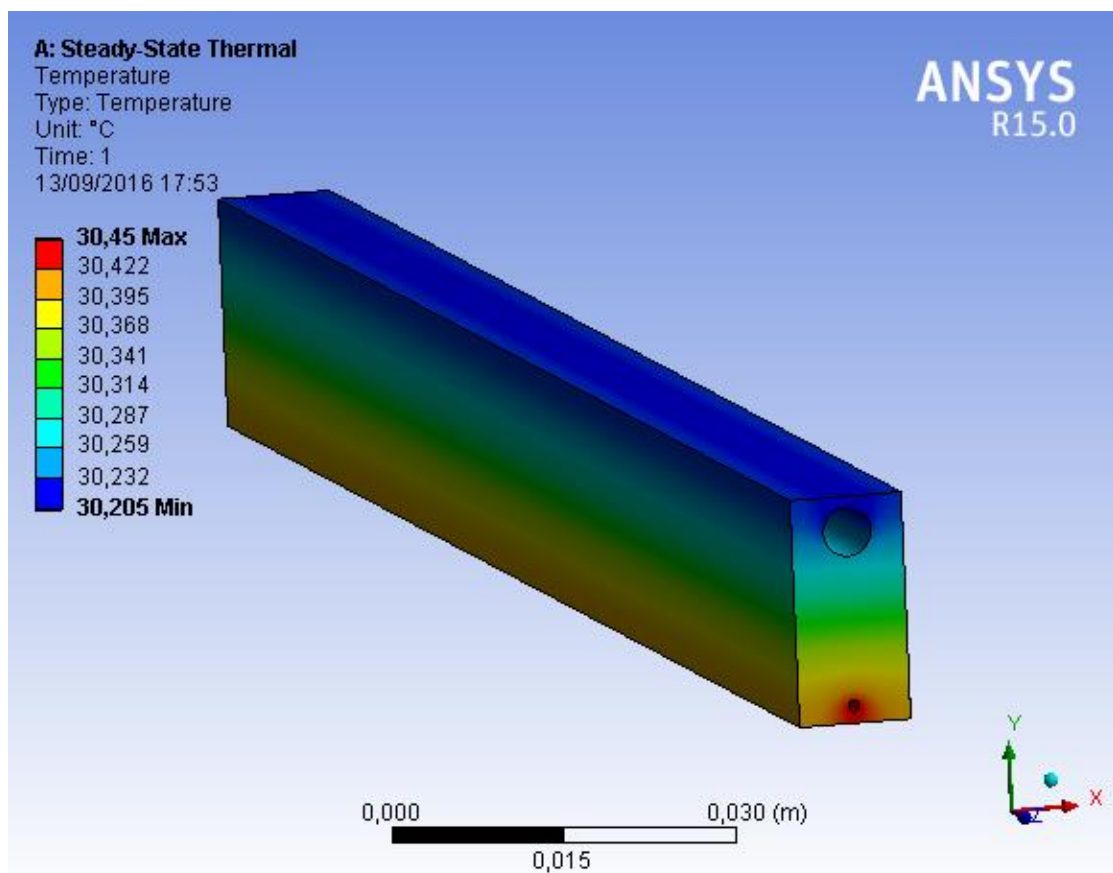


Figura 4-9 Andamento della temperatura con $\alpha = 15000 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$ e $\bar{q} = 15000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$

CAPITOLO 5. CONCLUSIONE

Dopo aver raccolto tutti i dati, e aver ricavato i vari grafici, possiamo andare ad analizzare e confrontare le varie situazioni.

E' subito evidente, nel caso in cui $\alpha = 15000 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ e il flusso termico specifico $\bar{q} = 15000 \frac{W}{m^2}$, che l'andamento della temperatura su tutto il solido, risulta essere la più bassa rispetto a tutti i casi in analisi; la temperatura massima vale infatti $30,45 \text{ } ^\circ\text{C}$ nel punto più caldo, come mostra la figura (Figura 4-9). Ciò si verifica perché questa è la combinazione dei casi in analisi che presenta il flusso termico specifico più basso e un coefficiente di scambio termico più elevato. Dal punto di vista delle temperature ci troviamo dunque nel caso più favorevole, dove le temperature in generale saranno le più basse.

Nel caso invece in cui $\alpha = 3000 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ e il flusso termico specifico $\bar{q} = 90000 \frac{W}{m^2}$, la variazione della temperatura su tutto il solido risulta essere la più elevata di tutti i casi in analisi. Si rileva infatti la temperatura maggiore, pari a $38,3 \text{ } ^\circ\text{C}$, come visibile in Figura 4-3. Ciò si verifica perché in questo caso si ha il flusso termico più elevato di tutte le situazioni, accoppiato con il coefficiente di convezione più basso; risulta quindi essere la situazione più sfavorevole dal punto di vista delle temperature.

Andiamo a rappresentare in un grafico l'andamento di T1 (che è la temperatura maggiore dei tre punti studiati) e la relativa variazione rispetto al flusso termico specifico e al coefficiente di scambio termico α , come visibile in Figura 5-1

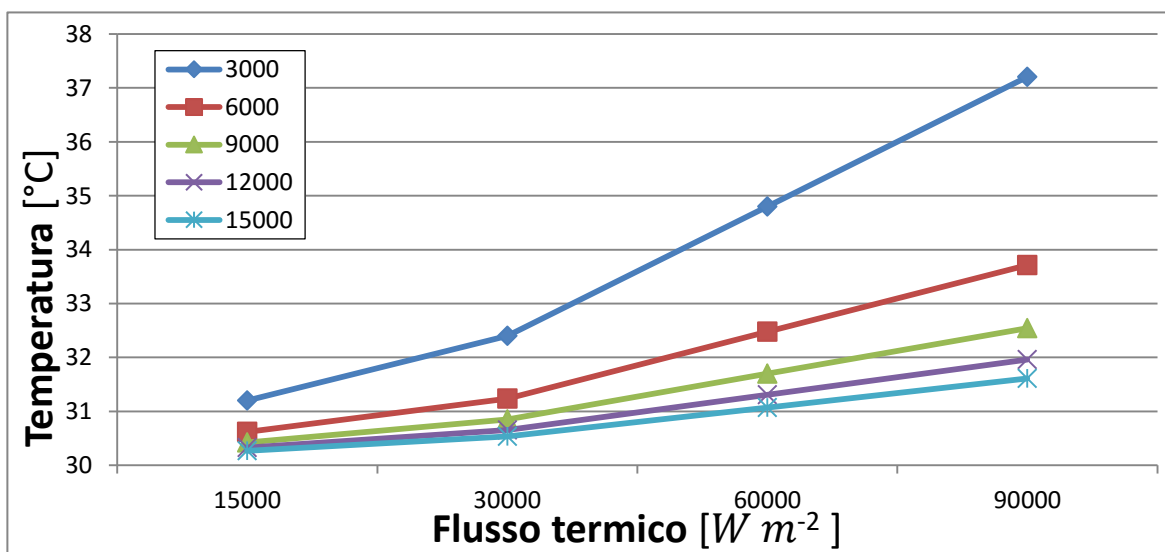


Figura 5-1 Andamento di T1 al variare del flusso termico e del coefficiente di scambio termico

Si nota che la variazione più grande della temperatura causata dall'aumento del flusso termico si ha con un coefficiente di scambio termico pari ad $\alpha = 3000 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$. Più il coefficiente di scambio termico assume valori elevati e più la temperatura si mantiene costante all'aumentare del flusso. Lo stesso ragionamento vale per T2 e T3 che si comportano allo stesso modo, presentando però dei valori delle temperature leggermente inferiori a T1.

Andando ad analizzare le temperature T1, T2 e T3 si nota che le differenze tra le varie temperature non si mantiene sempre costante. Ad esempio, come si osserva dal grafico sottostante (Figura 5-2), che rappresenta la differenza delle temperature T1 e T2, (che sono rispettivamente la massima e la minima) si nota che essa è maggiore con flussi termici elevati, mentre con flussi termici più bassi la differenza di temperatura tra T1 e T2 è inferiore. Avremo dunque una temperatura più omogenea all'interno del corpo per valori di flusso termico basso. La differenza di temperatura inoltre, a parità di flusso termico, diminuisce leggermente all'aumentare del coefficiente di scambio.

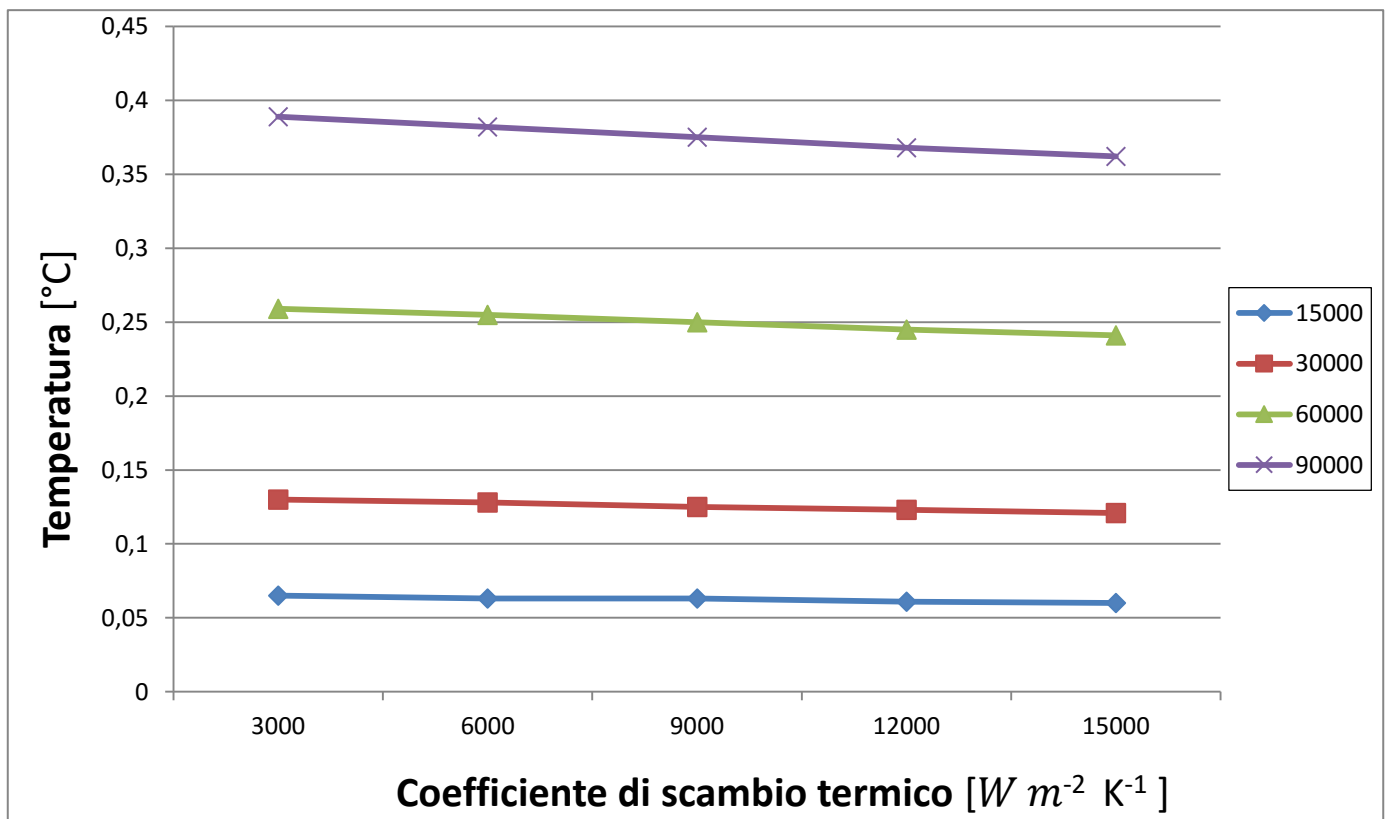


Figura 5-2 Differenza di temperatura T1 e T2 al variare del flusso termico e del coefficiente di scambio termico

BIBLIOGRAFIA

Zilio, Mancin, Doretti, Longo, Righetti "*R134a Flow Boiling inside a 4,3mm ID Microfin Tube*", 16th International Refrigeration and Air conditioning Conference at Purdue, July 11-14, 2016

L. Doretti, C. Zilio, S. Mancin, A. Cavallini, 2013, "*Condensation flow patterns inside plain and microfin tubes: A review*", International Journal of Refrigeration 36, 567 – 587

Ansys (<http://www.ansys.com>)

Cesare Bonacina, Alberto Cavallini, Lino Mattarolo, 1994, "*Trasmissione del Calore*", Cleup editore