



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Studio della vaporizzazione di R134a su una superficie microstrutturata

Relatore: Prof.ssa Luisa Rossetto

Correlatore: Ing. Andrea Diani

Laureando: Gianluca Carollo 1057039

Anno Accademico 2014/2015

INDICE

SOMMARIO.....	1
INTRODUZIONE	3
1. LO SCABIO TERMICO BIFASE	5
1.1 EBOLLIZIONE NUCLEATA SU LIQUIDO STAGNANTE	5
1.2 DEFLUSSO BIFASE GAS-LIQUIDO.....	10
1.2.1 DEFLUSSO ENTRO TUBI ORIZZONTALI	13
1.2.2 IL FENOMENO DEL DRYOUT	16
1.3 LE SUPERFICI MICROSTRUTTURATE	19
2. APPARATO SPERIMENTALE E REGRESSIONE DEI DATI	25
2.1 L'APPARATO SPERIMENTALE	25
2.2 LA SUPERFICIE MICROSTRUTTURATA.....	31
2.3 LIMITAZIONI SULL'UTILIZZO DI R134a	33
2.4 RIDUZIONE DEI DATI	36
2.5 INCERTEZZA ESTESA DEI PARAMETRI	39
3. ANALISI DEI RISULTATI SPERIMENTALI	47
3.1 STUDIO DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO	49
3.2 CONFRONTO A PORTATA DI MASSA SPECIFICA COSTANTE.....	61
3.3 CONFRONTO A FLUSSO TERMICO SPECIFICO COSTANTE	65
4. ANALISI NUMERICA AI VOLUMI FINITI.....	67
4.1 CONFRONTO PER SUPERFICIE ATTIVATA	67
4.2 CONFRONTO PER INIZIO DRYOUT	73
5. CONFRONTO TRA SUPERFICIE MICROSTRUTTURATA E LISCIA	85
CONCLUSIONI.....	89
NOMENCLATURA	95

BIBLIOGRAFIA	99
RINGRAZIAMENTI.....	103

SOMMARIO

In questo lavoro viene analizzato il processo di vaporizzazione del refrigerante R134a su una superficie microstruttura in rame ottenuta tramite processo di “cold spray”.

Tale metodo di trasmissione del calore si rivela essere particolarmente conveniente nel campo elettronico in cui si deve affrontare il problema di smaltire elevati flussi termici contenendo lo sviluppo della superficie di scambio termico.

L’obiettivo della tesi è descrivere dettagliatamente il fenomeno fisico della vaporizzazione mediante prove sperimentali, da cui è stato possibile ricavare i valori dei coefficienti di scambio termico. Il database di misure sperimentali così creato ha permesso di analizzare l’effetto dei parametri operativi quali: portata specifica, flusso termico specifico e titolo di vapore sulla vaporizzazione di R134a su una superficie microstrutturata.

Nel Capitolo 1 viene svolta una panoramica generale delle leggi fisiche che governano il fenomeno della vaporizzazione in regime forzato (flow boiling) e stagnante (pool boiling), dei parametri che influenzano l’efficienza del processo e viene soffermata l’attenzione su come si svolge lo scambio termico per evaporazione in condotti orizzontali. Viene inoltre affrontata un’analisi di alcune tipologie di superfici microstrutturate di interessante fattura utilizzate in letteratura sempre per lo studio delle vaporizzazioni di liquidi refrigeranti.

Nel Capitolo 2 viene effettuata una descrizione dettagliata dell’impianto di laboratorio utilizzato per le prove sperimentali e della superficie utilizzata per i test; vengono descritti il modello teorico a cui si fa riferimento per l’elaborazione dei dati sperimentali e il procedimento utilizzato per la determinazione dell’incertezza applicata ai risultati ottenuti. In questo capitolo è inoltre presente una breve parentesi riguardante le normative che limitano l’uso del fluido refrigerante R134a utilizzato per le prove del presente lavoro.

Nel Capitolo 3 vengono rappresentati i risultati ottenuti dall’analisi dei dati sperimentali sottoforma di grafici in cui si riportano l’andamento del coefficiente di scambio termico e delle temperature medie di parete in funzione del titolo medio di vapore. Sono infine

riportati dei grafici di confronto che mostrano il comportamento del processo di scambio termico a portata specifica costante o flusso termico specifico costante.

Nel Capitolo 4 viene eseguito un confronto sottoforma di grafici tra l'andamento delle temperature di parete rilevate dalle termocoppie installate nel provino utilizzato e quello ottenuto tramite analisi numerica ai volumi finiti. Il confronto è stato eseguito sia per la superficie totalmente attivata che per la superficie all'inizio del fenomeno del "dryout".

Per determinare il titolo di inizio "dryout" nei campioni presi in esame viene effettuato uno studio della dispersione statistica dei dati raccolti in laboratorio relativi alle temperature di parete.

Nel Capitolo 5 viene effettuata una stima del miglioramento del coefficiente di scambio termico della superficie microstrutturata utilizzata per il seguente lavoro rispetto ad una generica superficie liscia. I dati relativi alla superficie liscia sono ricavati da una correlazione empirica trovata in letteratura che già in un precedente lavoro si è dimostrata essere in grado di stimare con accuratezza i valori sperimentali dei coefficienti di scambio termico.

INTRODUZIONE

I processi di scambio termico con cambiamento di fase hanno una grande importanza nel campo industriale in genere (sia per quanto riguarda l'evaporazione che per la condensazione) e in particolare è interessante il loro utilizzo per quanto riguarda il processo di dissipazione di calore nei sistemi elettronici. Questi dispositivi essendo sempre più performanti e compatti hanno bisogno di eliminare molto calore per evitare il surriscaldamento limitando lo spazio occupato dall'organo atto a questo scopo; si è quindi posto il problema di come accoppiare in maniera efficiente tali necessità che normalmente sono discordanti.

Lo scambio termico bifase permette di scambiare una quantità di energia per unità di massa assai elevata e pari al calore latente di vaporizzazione; ciò rende possibile minimizzare la superficie utilizzata e inoltre presenta il vantaggio di mantenere costante la temperatura delle superfici limitandone il surriscaldamento e accrescendo l'affidabilità del processo.

Nonostante questo vantaggio, lo studio e il perfetto controllo del fenomeno di interazione tra le fasi gas-liquido è piuttosto complesso, soprattutto se si tratta fluido in deflusso piuttosto che stagnante, infatti l'interfaccia tra le due componenti è deformabile e inoltre la fase gassosa è comprimibile.

Nel presente lavoro di tesi si svolge uno studio del "flow boiling", cioè della vaporizzazione del refrigerante R 134a su di una superficie microstrutturata.

Attraverso i dati ottenuti in laboratorio si è cercato di caratterizzare nella maniera più completa possibile il fenomeno analizzato in maniera da poter rappresentare una base di confronto per altri studi dello stesso genere. Quest'argomento è infatti oggetto di numerose pubblicazioni a livello internazionale atte sia al miglioramento della comprensione del fenomeno in sé che all'ottimizzazione tramite lo studio dello scambio termico durante l'accoppiamento tra refrigeranti di diverso tipo e superfici con particolari conformazioni.

1. LO SCABIO TERMICO BIFASE

1.1 EBOLLIZIONE NUCLEATA SU LIQUIDO STAGNANTE

Nel 1934 Nukiyama [1] condusse la seguente esperienza: in un recipiente pieno d'acqua a pressione atmosferica e in condizione di saturazione immerse un filo di platino riscaldato elettricamente. Variando il flusso termico specifico q/A ceduto per effetto Joule si poteva calcolare la temperatura di parete del filo T_p a partire dalla misura della resistenza elettrica. Da tale esperimento ne deriva un grafico come quello visibile in Fig.1.1.

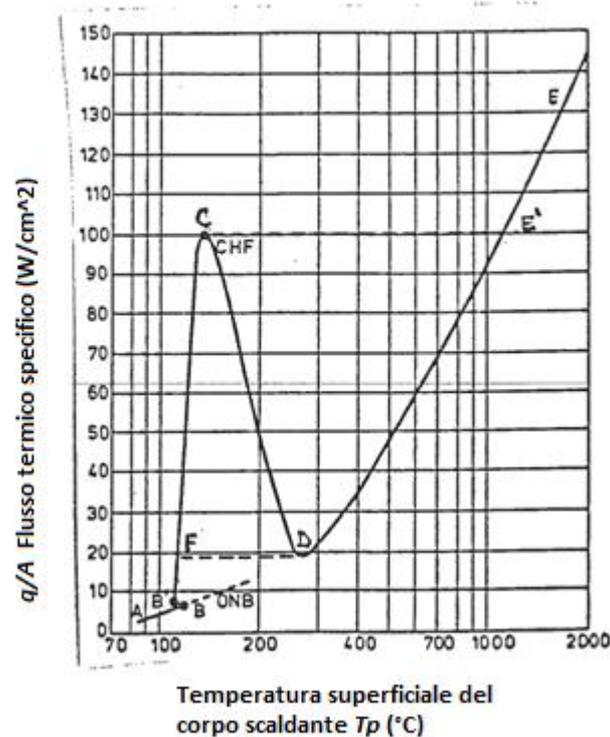


Figura 1.1: Curva dell'ebollizione nucleata in liquido in quiete: acqua a pressione atmosferica [32].

La zona detta di ebollizione nucleata in cui si attivano i punti di nucleazione presenti sulla superficie e le bolle di vapore si staccano è la zona B-C. Una volta raggiunto il punto C che rappresenta il flusso termico critico CHF (Critical Heat Flux), nel caso la variabile indipendente dell'esperimento sia il flusso termico specifico, si ha un brusco incremento di temperatura pericoloso per l'integrità del filo stesso.

Il processo di formazione della bolla che avviene in determinati punti della superficie riscaldata è detto nucleazione eterogenea. Tutte le superfici presentano normalmente cavità di raggio variabile in un certo intervallo che agiscono da punti di nucleazione. Queste cavità possono trattenere vapore anche in presenza di liquido sottoraffreddato (Fig. 1.2).

Nel caso di interfaccia liquido-vapore concava di raggio “ a ”, dall’equilibrio delle forze, con p_L e p_G pressione nel liquido e nel vapore e σ tensione superficiale si ricava [2]:

$$p_L - p_G = 2\sigma/a \quad (1.1)$$

Se si fornisce calore p_G aumenta, la bolla cresce e il suo raggio di curvatura varia. In molti sistemi reali il raggio di curvatura minimo della bolla che cresce è pari al raggio della cavità di nucleazione andando a formare un emisfero sull’apertura della cavità (Fig. 1.3).

In questo caso l’equilibrio meccanico ci permette di ricavare la seguente formulazione:

$$p_G - p_L = 2\sigma/a = (T_G - T_{sat}) dp/dT \quad (1.2)$$

Con dp/dT pendenza della curva di pressione di saturazione. Perché la bolla cresca, la temperatura di parete T_p deve essere alta abbastanza per vaporizzare il liquido alla pressione p_G , cioè:

$$T_p > T_{sat} + dT/dp (2\sigma/a) \quad (1.3)$$

Applicando l’equazione di Clausius-Clapeyron abbiamo $dT/dp = T_{sat}/(r \cdot \rho_G)$ con r calore latente di vaporizzazione; l’equazione precedente quindi diventa:

$$T_p > T_{sat} + 2\sigma \cdot T_{sat}/(a \cdot r \cdot \rho_G) \quad (1.4)$$

Tale equazione fornisce un’espressione approssimata del valore di temperatura di parete necessaria per iniziare l’ebollizione nucleata in cavità di raggio “ a ”.

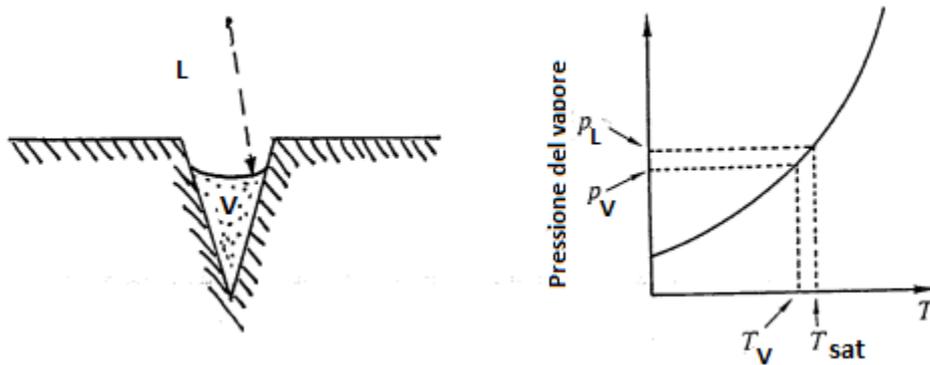


Figura 1.2: Cavità con vapore in presenza di liquido sottoraffreddato e curva della tensione di vapore [2].

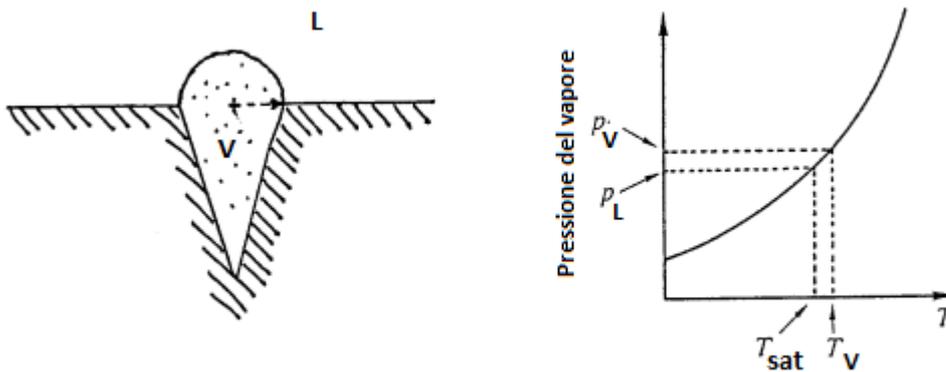


Figura 1.3: Cavità e bolla di vapore e curva della tensione di vapore [2].

Le condizioni della superficie sono molto importanti nell'ebollizione nucleata sia per il liquido in quiete "pool boiling" che per il liquido in convezione forzata "flow boiling". Molti autori hanno affrontato il problema di innalzare il flusso termico scambiabile lavorando sulla morfologia della superficie di scambio termico.

Jones et al. [3] hanno studiato gli effetti della rugosità superficiale Ra sul coefficiente di scambio termico HTC durante ebollizione nucleata dei fluidi FC-77 e acqua. Analizzando lo stesso set di superfici di prova si è visto che per entrambi i fluidi, seppur con pendenze diverse, le curve di HTC in funzione di Ra hanno tutte pendenza positiva indice di un miglioramento del processo di scambio termico a causa essenzialmente dell'aumento dei siti di nucleazione eterogenea.

In tale lavoro è stato sottolineato anche come il coefficiente di scambio termico non dipenda solamente dalla rugosità superficiale o dal flusso termico specifico q ma in particolare dalla combinazione di una loro funzione esponenziale di tale forma:

$$HTC = CRa^m q^n \quad (1.5)$$

Dove C è una costante, “ m ” ed “ n ” sono esponenti di origine sperimentale dipendenti dal materiale (in questo caso alluminio), dalla sua rugosità e dal tipo di fluido utilizzato. Di particolare interesse è vedere l’influenza della rugosità superficiale sul coefficiente di scambio termico per flussi termici specifici costanti in cui si nota che l’esponente “ m ” è dipendente, anche se non in maniera forte, proprio da q .

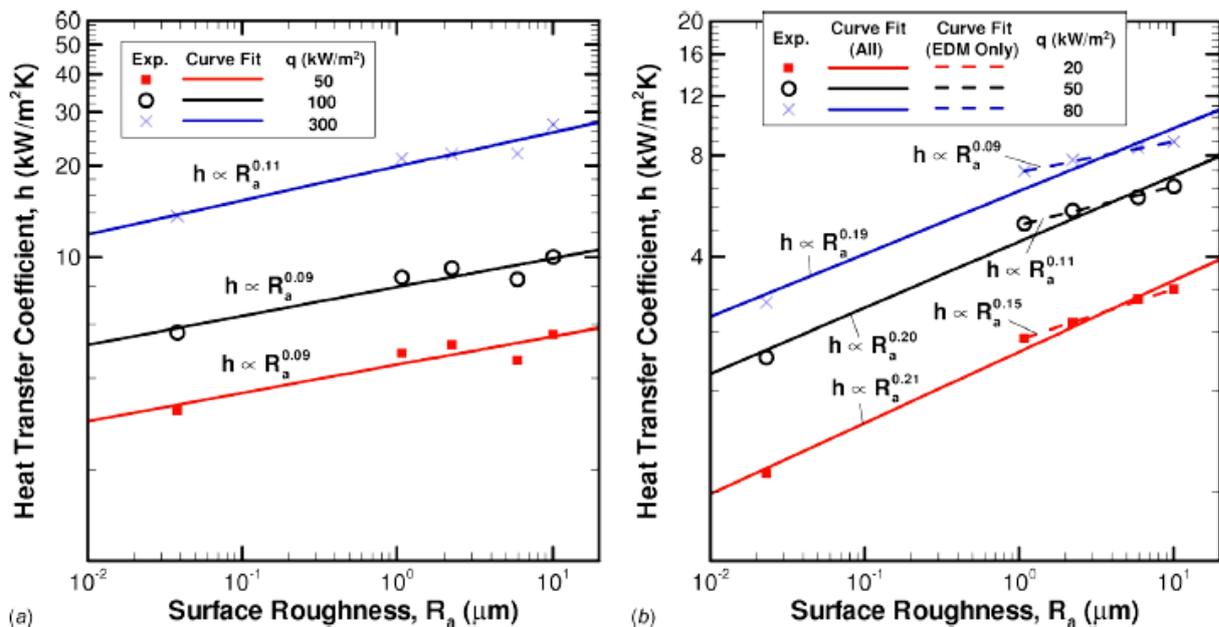


Figura 1.4: Dipendenza di HTC dalla rugosità superficiale per (a) acqua e (b) FC-77 [3].

Hsu e Chen [4] hanno studiato l’influenza della bagnabilità di una superficie in rame sul coefficiente di scambio termico durante “pool boiling”. Attraverso la deposizione di nanoparticelle di silicato hanno fatto variare il comportamento della superficie da superidrofilica a superidrofobica dimostrando che nel caso di comportamento idrofilico l’ HTC critico è caratterizzato da valori sperimentali più elevati rispetto al comportamento idrofobico.

La Fig. 1.5 mostra i diversi angoli di contatto CA (Contact Angle) caratterizzanti le diverse prove sperimentali.

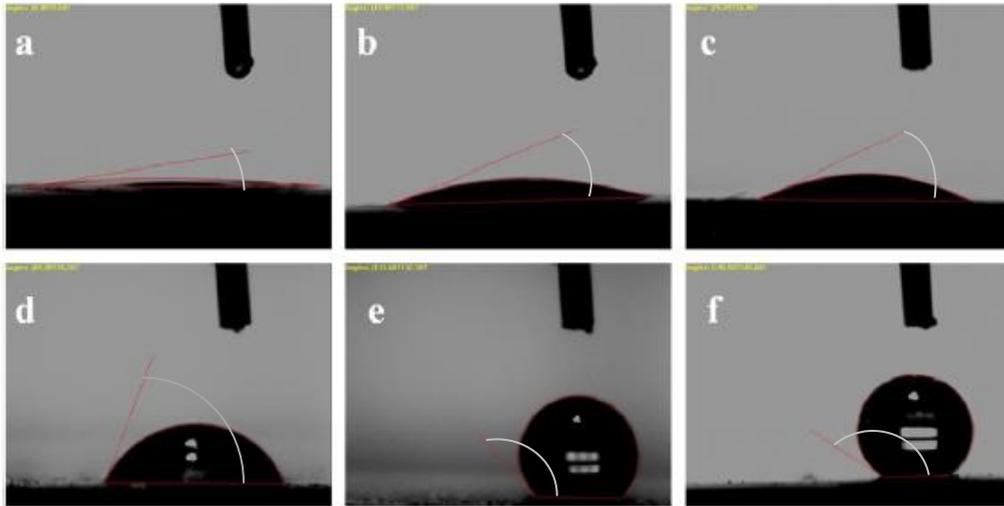


Figura 1.5: Differenti angoli di contatto per le superfici modificate: (a,b,c) con deposizione di nano-particelle di silicato e $CA < 10^\circ$, $CA = 16^\circ, 25^\circ$; (d) superficie in rame semplice $CA = 75^\circ$; (e,f) con deposizione di nano-particelle di silicato con fluorosilane $CA = 132^\circ, 145^\circ$ [4].

In Fig. 1.6 è diagrammato il flusso termico specifico q in funzione del surriscaldamento della superficie per diversi angoli di contatto.

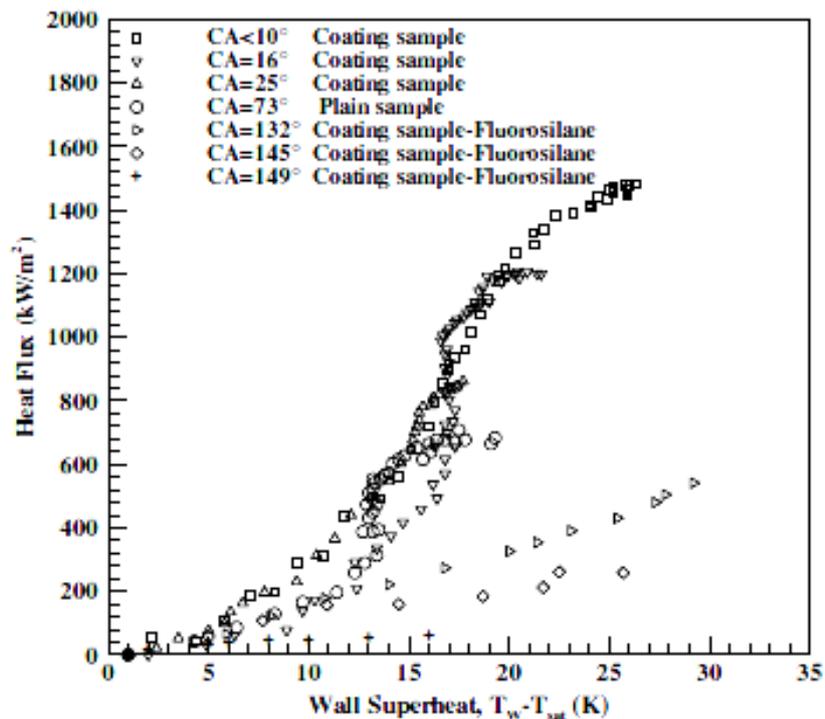


Figura 1.6: Flusso termico specifico in funzione del surriscaldamento della superficie per vari valori dell'angolo di contatto CA [4].

Come si può vedere a parità di temperatura di surriscaldamento le superfici con angolo di contatto minore sopportano un flusso termico più elevato aumentando le prestazioni di scambio, infatti è stato osservato che la superficie superidrofiliica ha innalzato il valore di CHF del 100% rispetto alla superficie senza trattamento.

Questo accade perché il fluido essendo più aderente alla superficie stessa riesce a coprire le microcavità presenti su di essa dissipando meglio il calore.

Altri fenomeni che caratterizzano la modalità di nucleazione sono i seguenti:

- all'aumentare della temperatura di parete si attivano cavità di raggio sempre minore;
- più la superficie è liscia maggiore dovrà essere la differenza di temperatura tra parete e saturazione per avere la nucleazione;
- sono necessarie minori differenze di temperatura se la pressione del sistema cresce poiché aumenta la pendenza della curva della pressione di saturazione.

1.2 DEFLUSSO BIFASE GAS-LIQUIDO

Il processo di scambio termico bifase in regime forzato è un processo che suscita interesse di impiego industriale soprattutto nel campo dei generatori di vapore e dei condensatori degli impianti di potenza e frigoriferi, nell'industria elettronica e nell'industria di processo.

Le grandezze fondamentali che controllano i sistemi liquido-gas sono le seguenti [5]:

- Il titolo x in un deflusso bifase è pari al rapporto tra la portata di gas e quella totale

$$x = \frac{\dot{m}_G}{(\dot{m}_G + \dot{m}_L)} \quad (1.6)$$

con \dot{m}_G e \dot{m}_L portate di massa della fase liquida e gassosa; nell'ipotesi che nel condotto siano presenti solo gas e liquido della medesima sostanza (per esempio acqua e vapor d'acqua) con portata totale \dot{m} si ha:

$$x = \frac{\dot{m}_G}{(\dot{m}_G + \dot{m}_L)} = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}} \quad (1.7)$$

- Il grado o frazione di vuoto ε è pari alla frazione media nel tempo della sezione trasversale di deflusso o del volume totale bifase occupato dalla fase gassosa:

$$\varepsilon = \frac{A_G}{A} \quad 1 - \varepsilon = \frac{A_L}{A} \quad (1.8)$$

$$\varepsilon = \frac{V_G}{V} \quad 1 - \varepsilon = \frac{V_L}{V} \quad (1.9)$$

- Le velocità superficiali della fase liquida J_L e gassosa J_G sono pari a:

$$J_L = \frac{\dot{m}(1-x)}{\rho_L \cdot A} = \frac{G(1-x)}{\rho_L} = \frac{\dot{V}_L}{A} \quad (1.10)$$

$$J_G = \frac{\dot{m} \cdot x}{\rho_G \cdot A} = \frac{G \cdot x}{\rho_G} = \frac{\dot{V}_G}{A} \quad (1.11)$$

Con \dot{V}_L e \dot{V}_G portata volumetrica della fase liquida e gassosa, A area della sezione trasversale di deflusso, \dot{m} portata di massa totale, x titolo di vapore e $G = \dot{m}/A$ portata totale specifica della miscela bifase.

- La velocità totale superficiale J è pari a:

$$J = \sum_i J_i = J_L + J_G = \frac{\dot{V}}{A} \quad (1.12)$$

Con \dot{V} portata volumetrica totale della miscela bifase.

- La velocità media della fase liquida u_L e gassosa u_G sono pari al rapporto tra la portata volumetrica della fase considerata e l'area della sezione trasversale occupata dalla fase considerata:

$$u_L = \frac{\dot{V}_L}{(1-\varepsilon) \cdot A} = \frac{J_L}{(1-\varepsilon)} = \frac{\dot{m}(1-x)}{(1-\varepsilon) \cdot \rho_L \cdot A} = \frac{G \cdot (1-x)}{(1-\varepsilon) \cdot \rho_L} \quad (1.13)$$

$$u_G = \frac{\dot{V}_G}{\varepsilon \cdot A} = \frac{J_G}{\varepsilon} = \frac{\dot{m} \cdot x}{\varepsilon \cdot \rho_G \cdot A} = \frac{G \cdot x}{\varepsilon \cdot \rho_G} \quad (1.14)$$

- La densità ρ_M della miscela bifase definita come:

$$\rho_M = \varepsilon \cdot \rho_G + (1 - \varepsilon) \cdot \rho_L \quad (1.15)$$

Per quanto riguarda le condizioni di crescita della bolla nel “flow boiling” la condizione che deve essere soddisfatta è come nel “pool boiling” quella che la temperatura di parete deve essere maggiore di quella di saturazione, tuttavia va considerato anche il gradiente di temperatura a cui va incontro la bolla che cresce.

Una correlazione in questo campo che fornisce la temperatura di parete minima necessaria alla nucleazione è stata determinata da Davis e Anderson [6]. Perché una bolla di raggio “ a ” cresca, la temperatura del liquido, esprimibile tramite l’equazione della conduzione in funzione del flusso termico specifico, deve essere maggiore della temperatura di parete di una quantità data:

$$T_L = T_p - \frac{dq}{dA} \cdot \frac{y}{\lambda_L} \quad (1.16)$$

$$T_L > T_{sat} + \frac{2\sigma \cdot T_{sat}}{y \cdot r \cdot \rho_G} \quad (1.17)$$

Con r calore latente di vaporizzazione.

Imponendo la tangenza delle due curve alla distanza y dalla parete (così facendo ci si assicura che il liquido sia a temperatura sufficientemente alta da permettere la crescita della bolla) si ottiene:

$$T_p - T_{sat} > \sqrt{\frac{8\sigma \cdot T_{sat} \cdot \frac{dq}{dA}}{\lambda_L \cdot r \cdot \rho_G}} \quad (1.18)$$

1.2.1 DEFLUSSO ENTRO TUBI ORIZZONTALI

Per il caso studiato in questo lavoro il modello teorico di riferimento è quello del deflusso bifase entro tubi orizzontali. Infatti, benché si tratti di un canale con una sola superficie riscaldata su cui il fluido refrigerante evapora, si può sempre modellizzare il tutto riconducendosi a un tubo con un diametro idraulico equivalente.

I regimi di moto che si osservano nei condotti orizzontali risultano più complessi di quelli nei tubi verticali per la mancanza di simmetria dovuta alla forza di gravità che agisce in direzione normale al flusso e non parallelamente ad esso.

Sostanzialmente si possono distinguere quattro diversi tipi di regime di deflusso:

1) *Deflusso stratificato o stratificante*: è caratterizzato da una completa separazione delle fasi dovuta alla forza di gravità con il liquido che scorre nella parte inferiore del tubo e il gas nella parte superiore;

2) *Deflusso intermittente*: il liquido scorre formando delle sacche separate da bolle di vapore;

3) *Deflusso a bolle*: la fase gassosa fluisce nella fase liquida continua sotto forma di bolle di dimensioni uniformi che tendono però a concentrarsi nella parte superiore del tubo;

4) *Moto anulare*: si ha un film liquido che scorre lungo le pareti del tubo. Il film non ha spessore uniforme ma risulta più sottile nella parte alta del tubo e più spesso in quella inferiore sempre per effetto della gravità.

Un esempio di questi regimi di deflusso è illustrato in Fig. 1.7:

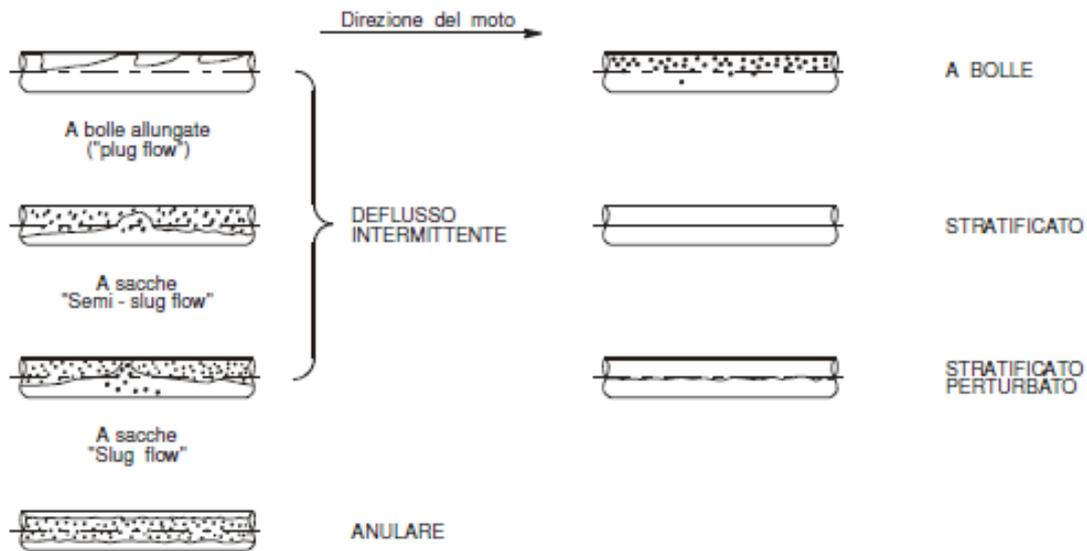


Figura 1.7: Regimi di deflusso nel moto bifase entro un condotto orizzontale [5].

La mappa dei regimi di deflusso bifase in tubo orizzontale o leggermente inclinato (di un angolo β rispetto all'orizzontale) più conosciuta è quella di Taitel e Dukler [7] (Fig. 1.8) che considera diversi gruppi adimensionali:

$$F = \frac{J_G \cdot \rho_G}{\sqrt{g \cdot D \cdot \cos\beta \cdot \rho_G \cdot (\rho_L - \rho_G)}} \quad (1.19)$$

$$K = \left(\frac{J_G^2 \cdot \rho_G}{g \cdot D \cdot \cos\beta \cdot (\rho_L - \rho_G)} \cdot \frac{D \cdot J_L}{\mu_L} \right)^{0.5} \quad (1.20)$$

$$T = \left(\frac{\left(-\frac{dp}{dz} \right)_{f,L}}{g \cdot \cos\beta \cdot (\rho_L - \rho_G)} \right)^{0.5} \quad (1.21)$$

In funzione del parametro di Martinelli X_{tt} :

$$X_{tt} = \left(\frac{\left(-\frac{dp}{dz} \right)_{f,L}}{\left(-\frac{dp}{dz} \right)_{f,G}} \right)^{0.5} \quad (1.22)$$

Con i gradienti di pressione per attrito della fase liquida e gassosa che scorrono da sole nel condotto definiti da:

$$\left(-\frac{dp}{dz} \right)_{f,L} = \frac{2f_L \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{D_h \cdot \rho_L} \quad (1.23)$$

$$\left(-\frac{dp}{dz} \right)_{f,G} = \frac{2f_G \cdot G^2 \cdot x^2}{D_h \cdot \rho_G} \quad (1.24)$$

Come illustrato in figura ciascuna curva di transizione è determinata da un gruppo adimensionale e dal parametro di Martinelli.

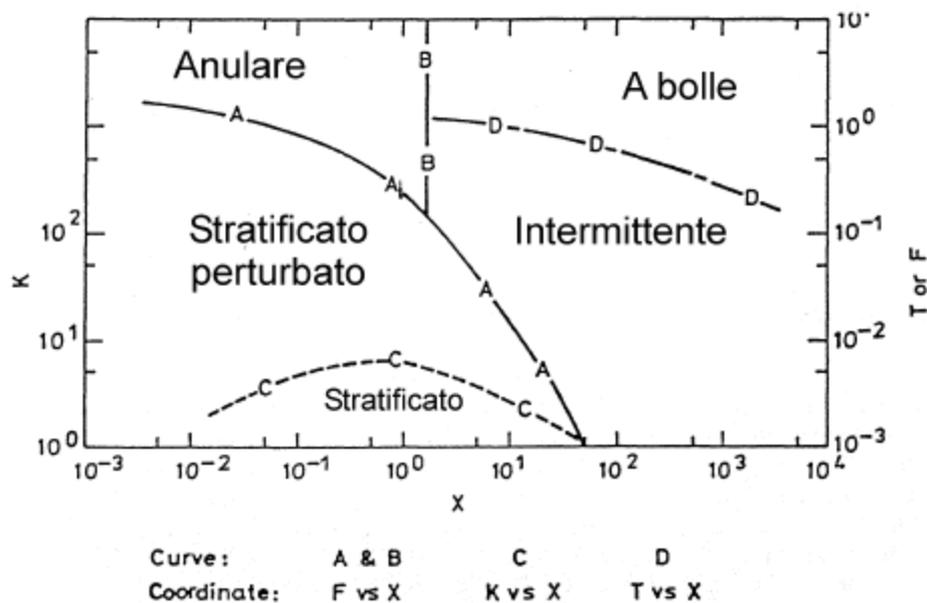


Figura 1.8: Mappa dei regimi di deflusso di Taitel e Dukler: moto entro tubo orizzontale [7].

Durante l'evaporazione come si vedrà meglio più avanti si possono avere in successione diversi regimi di deflusso a seguito della variazione di titolo del fluido durante il processo di scambio termico.

1.2.2 IL FENOMENO DEL DRYOUT

Si parla di “dryout” o di crisi termica quando durante la vaporizzazione di un fluido si ha una brusca riduzione del coefficiente di scambio termico locale poiché nei pressi della parete vapore a bassa conducibilità termica si è sostituito al liquido [2].

Nel caso di deflusso liquido tale fenomeno può verificarsi:

- 1) Nella regione sottoraffreddata o a basso titolo. In questo caso, come nell’ebollizione di liquido stagnante, si ha una transizione ad ebollizione a film di vapore alla parete;
- 2) Nella regione a moto anulare a titolo medio-alto. Sperimentalmente è stato evidenziato che la condizione di flusso termico critico accade quando la portata del film liquido fluente sulla parete riscaldata va a zero.

In genere, per una data geometria del sistema, la crisi termica può avvenire sia all’aumentare del flusso termico superficiale, sia al variare di uno di questi parametri: pressione, temperatura o titolo d’ingresso, portata.

Nel presente lavoro il fenomeno della crisi termica dipende unicamente dalla variazione del titolo in ingresso della sezione di prova in quanto vengono mantenute costanti pressione, temperatura e portata.

Nel passaggio dalla regione caratterizzata da scambio termico per pura ebollizione nucleata a quella di pieno “dryout” si passa attraverso una zona instabile in cui la superficie è alternativamente bagnata e non bagnata. Questa zona è caratterizzata da un’oscillazione del diagramma temporale della temperatura superficiale; tale oscillazione aumenta di ampiezza man mano che aumenta il titolo fino a quando con il completo prosciugamento del film liquido che ricopre la parete si ritorna ad un andamento stabile del diagramma di temperatura superficiale.

In Fig. 1.9 è mostrato l’andamento della temperatura superficiale del provino in funzione del tempo rilevato da ciascuna termocoppia nella fase di transizione che anticipa il pieno “dryout”. Le termocoppie poste in prossimità dell’ingresso della sezione di prova sono caratterizzate da una bassa oscillazione del grafico poiché la superficie è ancora molto bagnata mentre man mano che ci si sposta verso l’uscita della sezione, dove il titolo è alto e si è molto vicini al pieno “dryout”, l’oscillazione si fa sempre più significativa.

In Fig. 1.10 è invece mostrato l’andamento della temperatura superficiale del provino rilevato da ciascuna termocoppia per la zona di pieno “dryout”. La superficie è sempre più

surriscalda man mano che ci si avvicina all'uscita della sezione di prova però l'andamento dei grafici è caratterizzato da oscillazioni di minor ampiezza rispetto a quanto visto in Fig. 1.9.

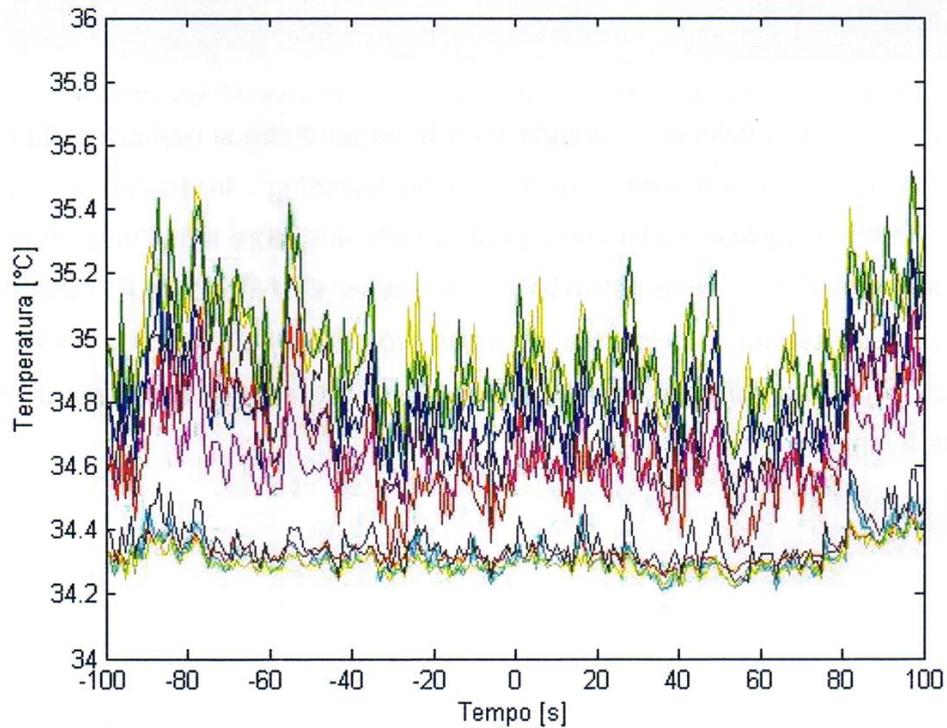


Figura 1.9: Andamento della temperatura superficiale rilevata da ciascuna termocoppia nella zona di transizione che anticipa il pieno "dryout" per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$ [24].

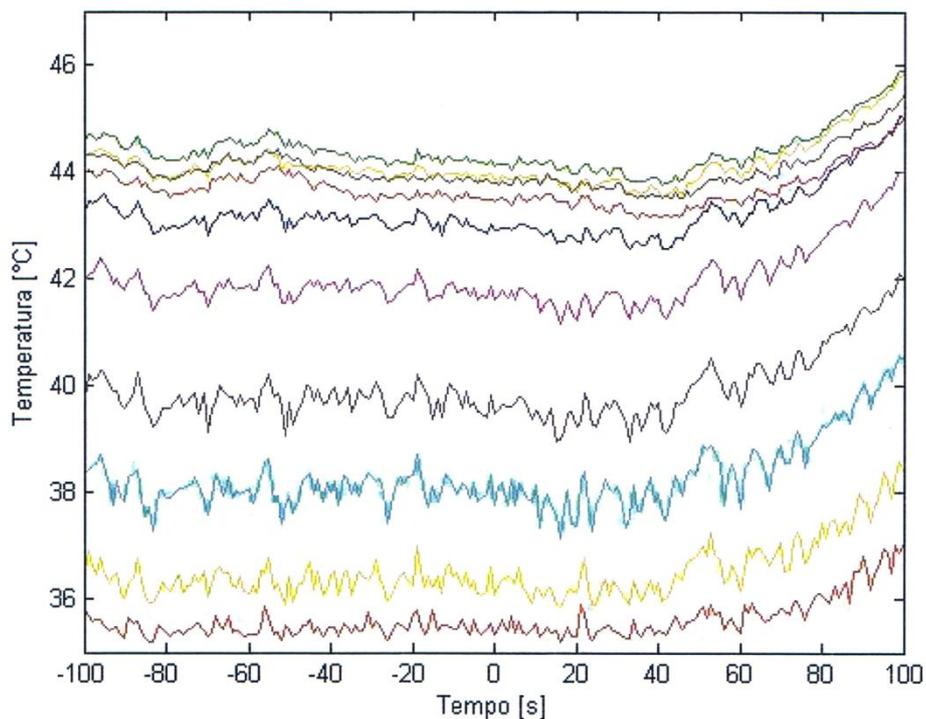


Figura 1.10: Andamento della temperatura superficiale rilevata da ciascuna termocoppia nella zona di pieno "dryout" per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$ [24].

La Fig. 1.11 sebbene riferita al tubo in posizione verticale dà ben l'idea di come si evolve il comportamento del deflusso bifase durante lo scambio termico in un condotto. Il titolo di vapore aumenta nella lunghezza del tubo fino a quando per valori alti scompare il film liquido che riveste le pareti (le uniche goccioline presenti restano in sospensione trascinata dal flusso di vapore). Lo scambio termico adesso avviene solo per convezione forzata di vapore con valori del coefficiente di scambio termico assai più bassi rispetto allo stadio di ebollizione nucleata generando così il fenomeno del "dryout". Come viene illustrato nel grafico la parete improvvisamente si surriscalda provocando rischi per il corretto funzionamento del processo di scambio termico.

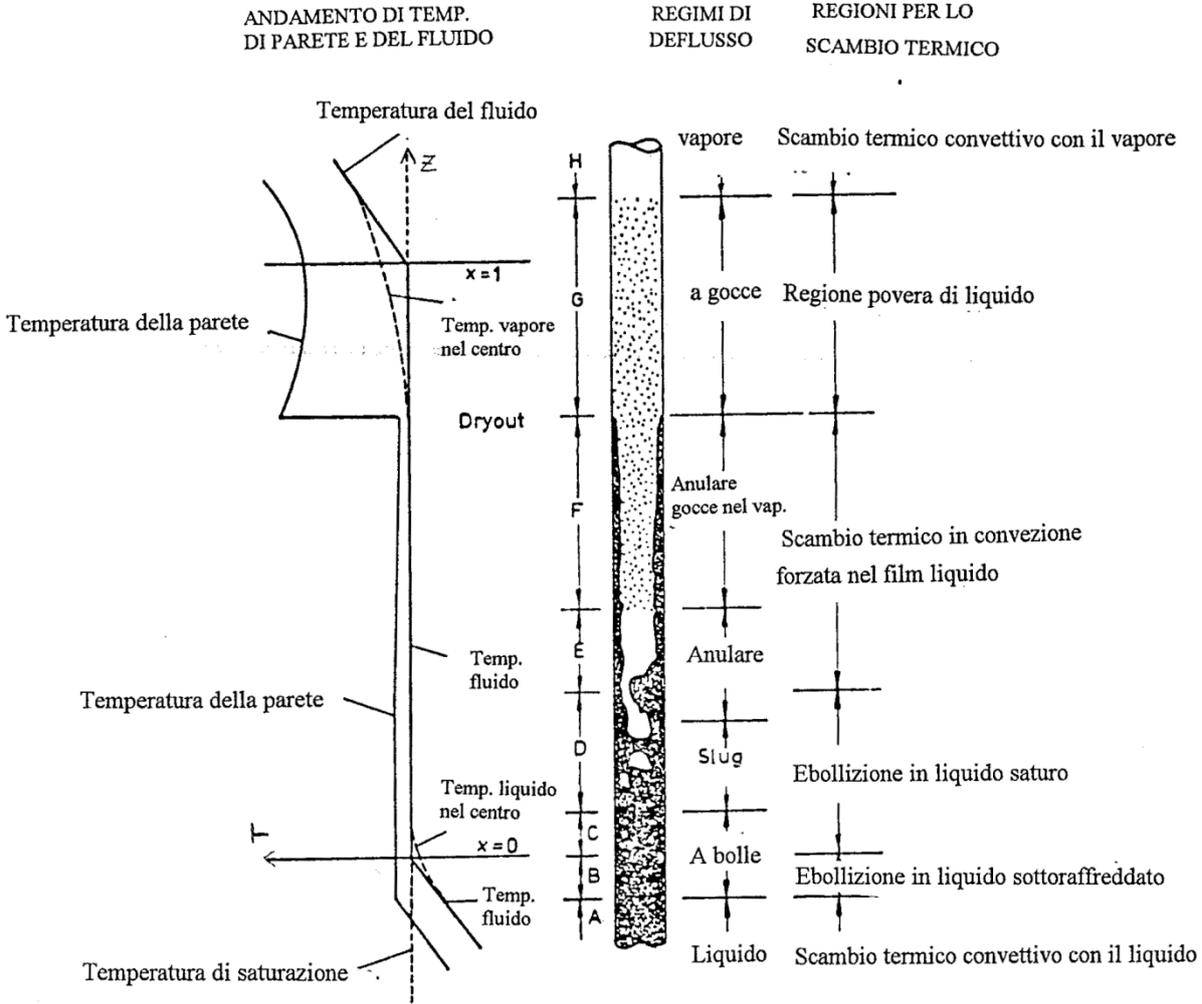


Figura 1.11: Evoluzione del comportamento del deflusso bifase in tubo verticale [7].

1.3 LE SUPERFICI MICROSTRUTTURATE

Come già accennato in precedenza l'interazione tra superficie e fluido è molto importante nell'ottimizzazione dello scambio termico bifase. Per questo molte ricerche sono focalizzate sul rafforzare le caratteristiche delle superfici che coprono un ruolo rilevante in questo campo. Tali caratteristiche sono essenzialmente l'aumento della superficie disponibile, l'aumento dei siti di nucleazione e la resistenza alla corrosione.

Sommers e Yerkes [8] hanno esaminato la performance di scambio termico attraverso "flow boiling" del refrigerante R134a a contatto con diverse superfici micro strutturate di alluminio confrontandola con la superficie nuda.

La tecnica di manifattura usata per produrre due superfici è la fotolitografia e la RIE (Reactive Ion Etching) mentre la terza è stata prodotta attraverso ablazione laser; la morfologia di tali superfici è mostrata in fig. 1.12.

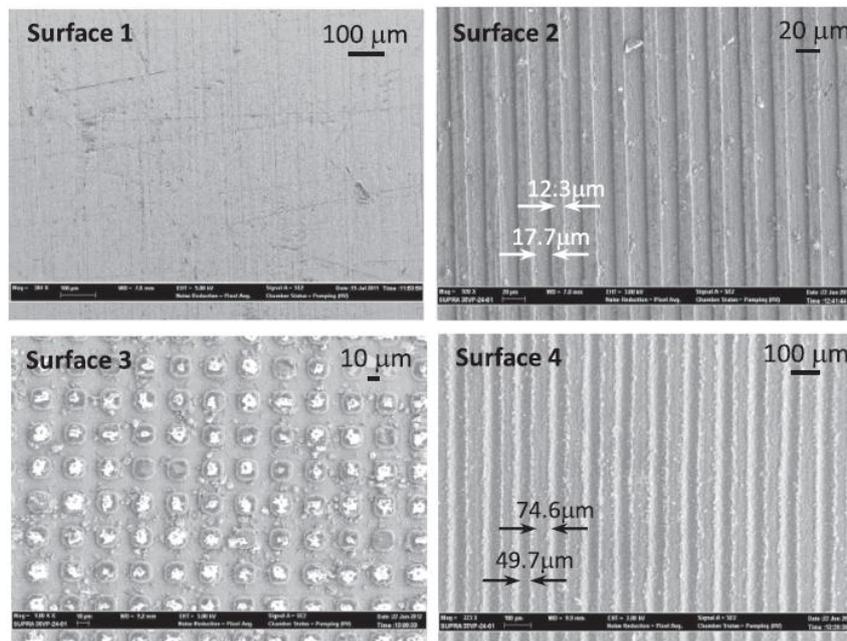


Figura 1.12: Immagine SEM delle superfici di prova: (1) superficie nuda, (2) micro scanalature (RIE), (3) micro paletti(RIE), (4) microscanalature (ablazione laser) [8].

Le prove di laboratorio hanno determinato in questo caso che il coefficiente di scambio termico delle superfici 2 e 3 è solo modestamente più elevato rispetto alla superficie nuda mentre per la superficie 4 è più elevato del 90%.

Questo è dovuto allo strato poroso di alluminio sinterizzato formatosi durante il processo di ablazione laser che promuove il processo di ebollizione.

Khanikar et al. [9] hanno sperimentato i benefici nell'innalzamento del coefficiente di scambio termico attraverso il rivestimento della superficie riscaldata in rame di un micro-canale ($100 \mu\text{m} < D_h < 1000 \mu\text{m}$) con nano tubi in carbonio (CNTs) usando l'acqua come fluido refrigerante.

Sono state testate tre superfici trattate e sottoposte a portate diverse per evidenziare la variazione del coefficiente di scambio termico con lo scorrere del tempo e poi i risultati sono stati confrontati con quelli ottenuti per la superficie nuda.

In Fig. 1.13 sono visibili le immagini SEM di due superfici trattate e di quella in rame.

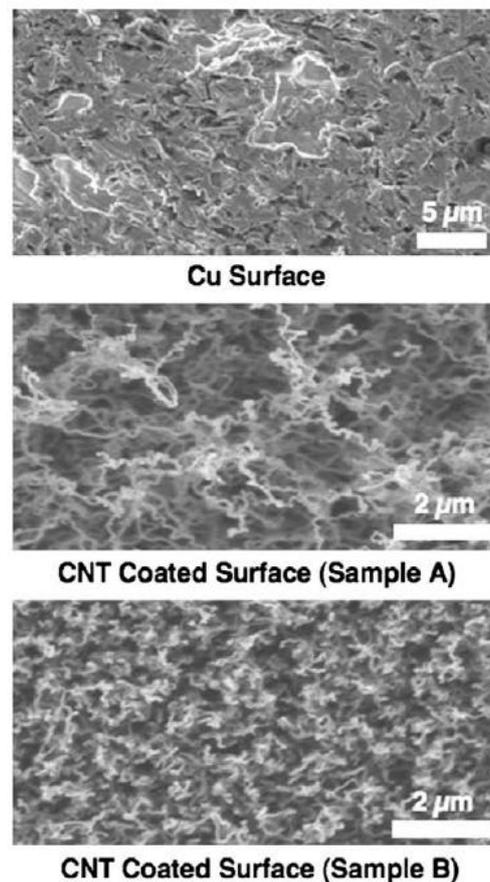


Figura 1.13: Immagini SEM della superficie in rame e di due rivestite con nano tubi in carbonio utilizzate nei test [9].

I CNTs hanno la forma di tubi estremamente fini di carbonio grafitico con un diametro esterno tipicamente compreso tra 1 e 100 nm e una lunghezza che va da 1 a 50 μm.

Si è visto che tale trattamento superficiale apporta tali caratteristiche al processo di scambio termico:

- 1) riduce il surriscaldamento necessario per iniziare la nucleazione;
- 2) incrementa l'area di scambio termico;
- 3) aumenta la presenza di siti di nucleazione;
- 4) aumenta le perdite di carico soprattutto alle alte portate.

Tale sperimentazione ha evidenziato inoltre che le superfici trattate con CNTs reagiscono male alla corrosione soprattutto ad alte portate modificando le proprietà di scambio. In Fig. 1.14 è illustrato come il valore del flusso termico critico diminuisca nel tempo.

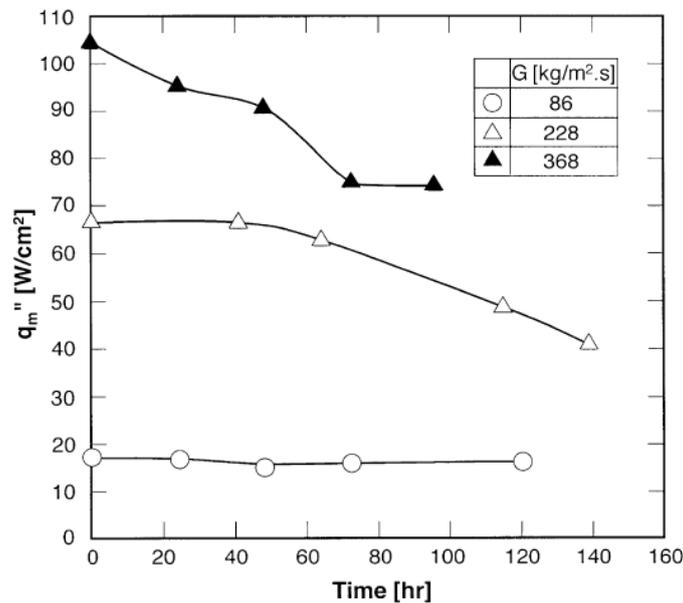


Figura 1.14: Variazione di CHF nel tempo per superfici trattate con CNTs per tre portate di massa e $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$ [9].

Ammerman e You [10] hanno testato la performance di scambio termico di un canale quadrato di lato 2 mm con un'unica parete riscaldata e rivestita da una deposizione microporosa su cui scorre una certa portata di liquido refrigerante FC-87.

Il rivestimento è composto da una miscela verniciabile composta da una polvere di diamante industriale con dimensione delle particelle variabile tra i 8 e 12 μm e una resina epossidica resistente al calore. La porosità del composto è stata stimata del 41%.

Lo strato di 100 μm applicato sulla superficie di rame utilizzata per i test ha dimostrato di poter ridurre l'incipiente surriscaldamento della stessa dell'75%, di innalzare il coefficiente di

scambio termico di ebollizione nucleata di un valore superiore al 300% e il flusso termico critico di un valore compreso tra 14 e 36% rispetto alla superficie senza deposizione.

Xu et al. [11] ha esaminato il “pool boiling” di acqua deionizzata su una superficie contenente tre tipi di strutture caratterizzate da diversa porosità: macro pori da 200 μm di diametro, micro pori da 2 μm di diametro e una struttura dendritica da 400 nm di diametro; in fig. 1.15 sono illustrate le immagini delle diverse porosità.

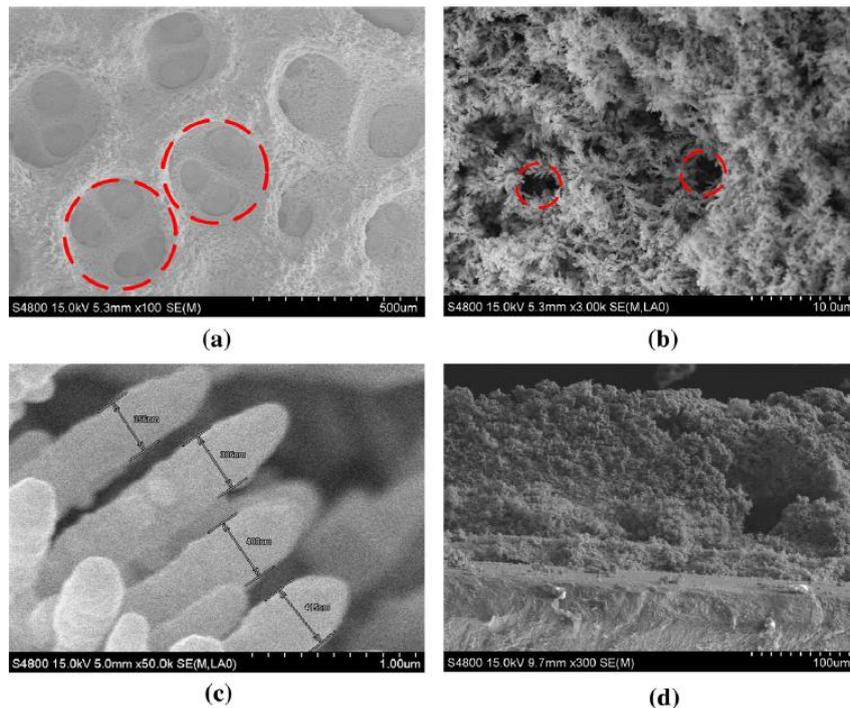


Figura 1.15: Immagini SEM della superficie del campione: (a) struttura a macro pori, (b) struttura a micro pori, (c) struttura dendritica, (d) vista laterale della superficie porosa [11].

Questo tipo di superficie è stata ottenuta con deposizione elettrochimica di rame su di un'altra superficie di rame. È stato osservato che l'angolo di contatto diminuisce all'aumentare dello spessore dello strato poroso fino ad annullarsi per uno spessore di 156 μm , il flusso termico critico aumenta con lo spessore e che la porosità raggiunge un valore del 94.4%. Rispetto alla superficie liscia è stato ottenuto, con uno spessore dello strato poroso di 156 μm , un innalzamento del 120% del coefficiente di scambio termico per ebollizione nucleata e del 101% del flusso termico critico.

L'alta porosità consente la presenza di un alto numero di siti di nucleazione e inoltre facilita la sostituzione del vapore di partito con altro liquido per capillarità.

Altri autori hanno studiato l'effetto di superfici porose sull'innalzamento del valore del coefficiente di scambio termico e del flusso termico critico: Kumar et al. [12] ha studiato gli effetti sul processo di "flow boiling" dell'acqua demineralizzata su uno strato poroso di alumina ottenuto con pirolisi spray; Furberg e Palm [13] hanno invece studiato gli effetti di una struttura micro porosa e una dendritica di rame nel "pool boiling" dell' R134a e dell'FC-72.

2. APPARATO SPERIMENTALE E REGRESSIONE DEI DATI

2.1 L'APPARATO SPERIMENTALE

L'apparato sperimentale è situato presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'università di Padova; esso consta di un circuito principale e 3 circuiti ausiliari come evidenziato in Fig. 2.1:

- il circuito principale del refrigerante, chiuso ad anello, è composto da un filtro disidratatore posto a protezione della pompa di circolazione (del tipo ad ingranaggi, non necessita lubrificazione ed è alimentata da un motore trifase a 4 poli collegato ad inverter in modo da poter modificare la velocità di rotazione), un evaporatore e surriscaldatore, un precondensatore tubo in tubo per ottenere il titolo voluto all'ingresso della sezione di prova, un postcondensatore, un regolatore di pressione collegato ad un circuito pressurizzato ad aria per fissare la pressione di saturazione, un misuratore di portata basato sull'effetto Coriolis, altre valvole di bypass e di controllo;
- il circuito secondario dell'acqua fredda (prodotta tramite chiller fino ad una temperatura minima di 5°C) rifornisce il precondensatore all'ingresso della sezione di prova ed è provvisto di una pompa di circolazione, un misuratore di portata elettromagnetico e una valvola di regolazione;
- il circuito secondario dell'acqua calda (riscaldata tramite boiler elettrico con potenza massima pari a 5 kW) è costituito da 3 resistenze da 1.7 kW ciascuna, di cui solo una regolabile (le altre due sono del tipo on/off), che alimenta l'evaporatore-surriscaldatore; questo circuito è dotato di un vaso di espansione, una pompa, un misuratore di portata e di pressione e una valvola di regolazione.

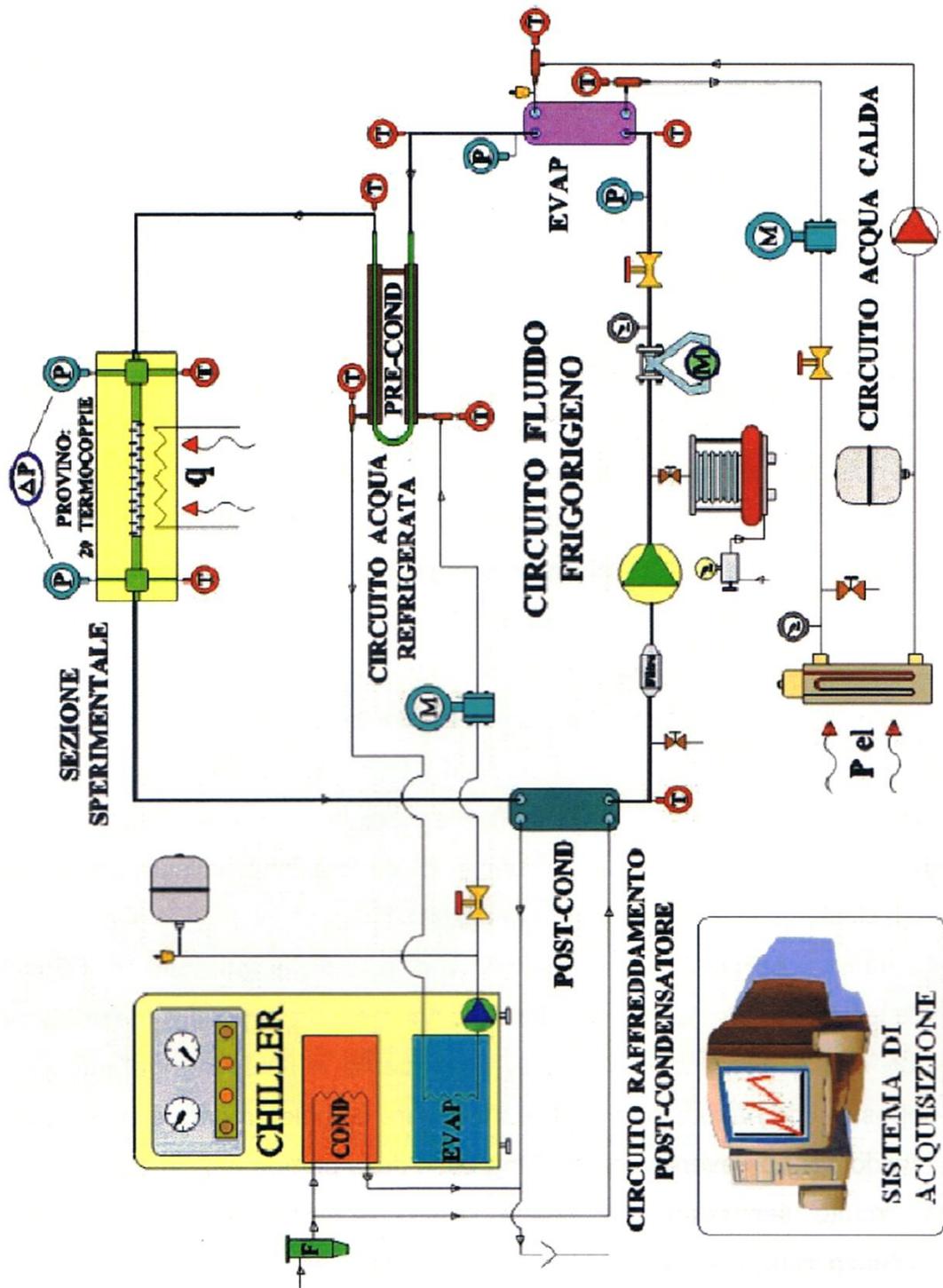


Figura 2.1: Schema dell'impianto di laboratorio.

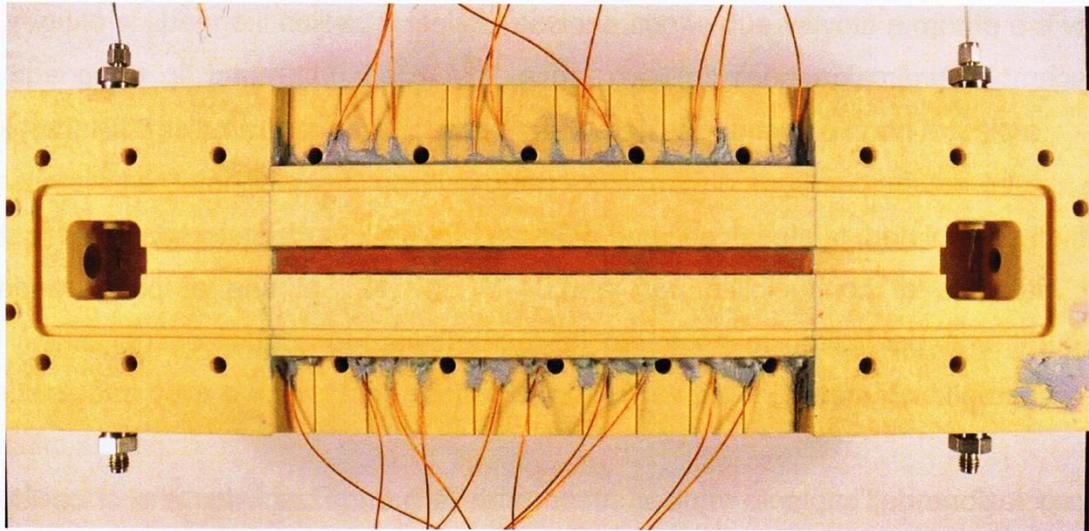


Figura 2.2: Sezione di prova in fase di assemblaggio.

La sezione di prova è stata realizzata partendo da un parallelepipedo di Misoglass (materiale risultante da una combinazione di fibra di vetro e resina epossidica speciali) di dimensioni $440 \times 130 \times 50$ mm in cui è stata ricavata una cava di dimensioni $10 \times 22 \times 200$ mm per l'alloggiamento dei provini (identici in tutto fatta eccezione che per la superficie che viene a contatto con il fluido). Nella parte di cava lasciata libera dal provino (che costituisce sostanzialmente un canale) fluisce il refrigerante. Il canale è rettangolare ed è riscaldato alla base da un riscaldatore elettrico alimentato da corrente continua. Il canale superiormente è chiuso da un pannello in plexiglass resistente al alte pressioni (la solidità è garantita fino a 30 bar) che consente la visualizzazione diretta del deflusso.

Da Fig. 2.2 si può osservare la sezione di prova dall'alto in fase di assemblaggio con le termocoppie inserite sui due lati, il condotto e il provino in rame.

In Fig. 2.3 è visibile la sezione di prova integrata nell'impianto e pronta per l'utilizzo.

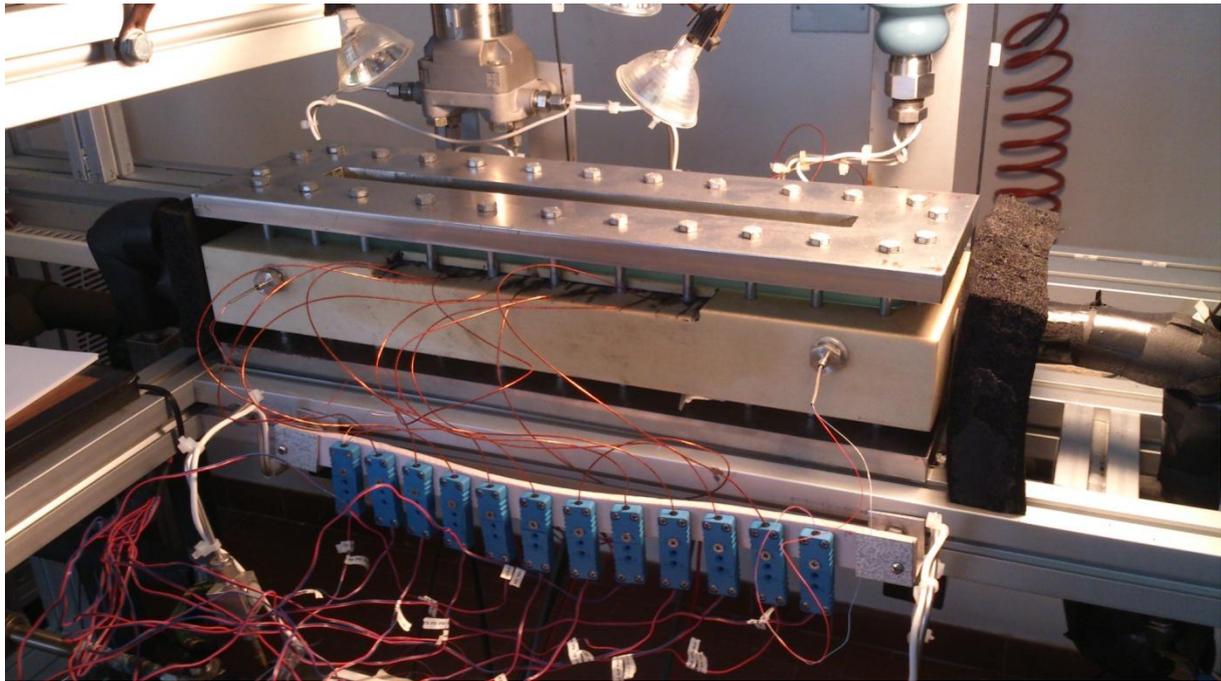


Figura 2.3: Foto della sezione di prova collegata al circuito.

Gli scambiatori di calore utilizzati sono del tipo:

- a piastre per il postcondensatore e per l'evaporatore (entrambi AISI 316);
- tubo in tubo per il precondensatore (tubo esterno in ottone, interno in rame).

Tutti gli scambiatori di calore, la stessa sezione di prova e i tratti di tubazione sono stati isolati con materiale di conducibilità pari a $0.04 \text{ W/m}^2\text{K}$, al fine di poter rendere trascurabili le perdite di calore verso l'esterno (evitando così errori nei bilanci di energia e nelle misure).

La regolazione dell'impianto varia a seconda della grandezza fisica che si desidera variare; per esempio per modificare:

- la portata specifica, si agisce solamente sul numero di giri della pompa di circolazione del refrigerante, oppure sulla valvola di regolazione della portata del circuito principale;
- la pressione del sistema, si interviene sul regolatore di pressione collegato alla camera d'aria;
- il titolo, si modificano la temperatura dell'acqua fredda prodotta dal chiller e/o sulla sua portata;
- la potenza elettrica, si interviene sull'alimentatore variando corrente e tensione.

L'avvio dell'impianto prevede, nell'ordine: apertura della valvola dell'acqua di pozzo che va al chiller e al postcondensatore, accensione dell'interruttore della pompa del refrigerante, avviamento del chiller, accensione della pompa dell'acqua del circuito caldo e della resistenza controllata, avviamento della pompa del refrigerante. Solo alla fine si procede all'accensione della resistenza scaldante della base della sezione di prova, infatti bisogna aspettare che la portata di refrigerante vada a regime, per evitare che in presenza di eventuali instabilità le temperature di parete raggiungano valori inaccettabili.

Lo spegnimento dell'impianto parte innanzitutto dall'azzeramento della potenza elettrica fornita alla sezione e dalla vaporizzazione del refrigerante contenuto nella sezione di prova abbassando la pressione dell'impianto.

In seguito si spegne il chiller, si isola la sezione chiudendo le due valvole presenti a monte e a valle, si spengono gli interruttori del KAYE e del quadro elettrico generale, si sfiata il polmone di pressurizzazione, si chiude la valvola dell'acqua di pozzo.

Una descrizione dettagliata dell'impianto, della sua regolazione, avviamento e spegnimento viene effettuata in [16].

In Fig. 2.4 è riportato lo schema del circuito principale nel dettaglio, con l'indicazione dei punti significativi per i bilanci termici che verranno fatti in seguito.

Il refrigerante (come da Fig. 2.4) entra nella sezione di prova (punto 3) a titolo e portata specifica noti, viene poi vaporizzato per mezzo di riscaldamento dalla base per effetto Joule mentre attraversa il canale di prova (il canale di deflusso è rettangolare con dimensioni di 10 mm di base, 5 mm di altezza e la sezione è lunga 200 mm) ed esce in 4, viene condensato e da 5 entra nuovamente nella pompa, nel misuratore di portata, viene vaporizzato e surriscaldato, entra nel precondensatore 2 e nuovamente nella sezione di prova.

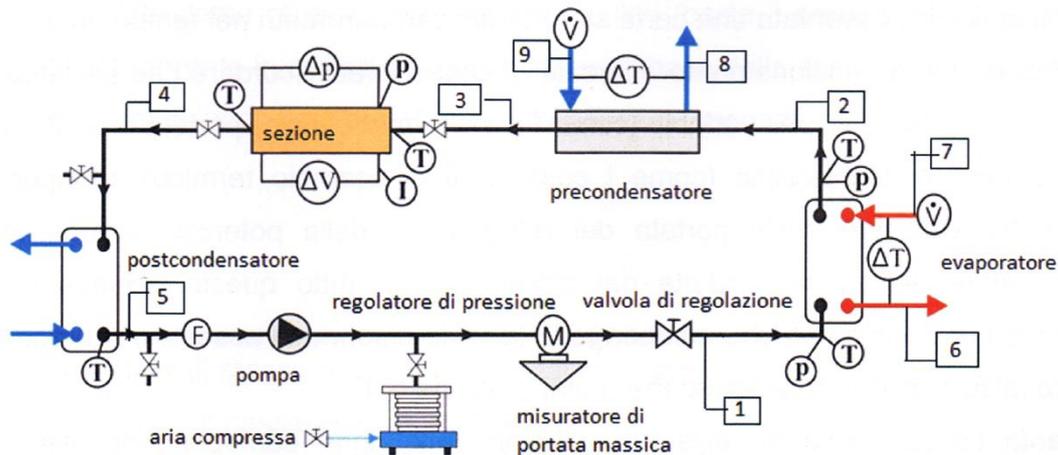


Figura 2.4: Schema del circuito del fluido refrigerante, con indicata la numerazione dei vari punti di interesse.

I dati necessari per lo studio del fenomeno sono ottenuti attraverso le misure di:

- temperatura e pressione all’ingresso e all’uscita della sezione di prova;
- perdite di carico attraverso quest’ultima;
- temperature di parete del provino con l’ausilio di 20 termocoppie inserite a 1 mm sotto la superficie stessa nella piastra di rame appositamente forata;
- portata massica di refrigerante e volumetrica di acqua all’evaporatore e al precondensatore;
- differenza di temperatura dell’acqua tra ingresso e uscita al precondensatore e all’evaporatore tramite termopile;
- tensione e corrente elettrica al riscaldatore elettrico inserito nel provino.

L’acquisizione dei dati sperimentali viene effettuata per mezzo del software LabVIEW [17], poi il file ottenuto viene trasposto in formato “.xlsx” [18] per poter eseguire le opportune elaborazioni: in particolare il foglio di partenza contiene 42 colonne (in cui sono presenti i valori di temperatura, pressione nei vari punti del circuito, portate ecc.) e ogni riga corrisponde alla registrazione di altrettante variabili in un dato secondo (la frequenza di campionamento dei dati scelta è pari ad 1 Hz, si potrebbe comunque adottarne altre di differenti).

Il risultato di tale frequenza di acquisizione sono migliaia di righe di dati non tutti utili per lo scopo dell’esperimento, per questo per ogni prova una volta che i parametri di riferimento (portata del refrigerante, pressione di saturazione, titolo all’ingresso) si sono stabilizzati si

procede con la stesura con carta e penna del numero dell'acquisizione iniziale e finale che comprendono i dati di interesse. Per studiare l'influenza delle principali variabili (flusso termico, titolo, portata specifica) sui vari parametri di interesse è necessario effettuare variazioni della portata di refrigerante, della potenza elettrica, delle temperature dell'acqua prodotta dal chiller ecc. e tutto questo richiede tempo. In seguito si procede all'isolamento dei dati utili presi dal foglio Excel per copiarli in un altro che fa fede per calcoli da eseguire. Ogni punto sperimentale è ricavato dalla media di 50 consecutivi parametri operativi. 50 acquisizioni sono ritenute un campione sufficiente da cui ricavare una media e una deviazione standard dei vari parametri che rappresentino in maniera realistica il fenomeno analizzato.

Il calcolo delle proprietà termodinamiche del fluido è stato fatto attraverso il software REFPROP 9.1 [19].

2.2 LA SUPERFICIE MICROSTRUTTURATA

La superficie microstrutturata è costituita da una deposizione metallica costituita da rame su di una superficie sempre di rame.

La deposizione è stata effettuata tramite il sistema Oerlikon-Metco Kinetik 4000 con azoto come gas vettore. I parametri di processo sono stati calcolati in modo da avere una superficie compatta, ben aderente al substrato e che generasse una superficie di scambio termico ruvida; le prime due proprietà elencate sono necessarie per garantire un'alta conducibilità termica attraverso l'interfaccia e lo spessore della deposizione stessa mentre la terza assicura alte prestazioni durante lo scambio termico.

I parametri di processo utilizzati sono caratterizzati da una temperatura del gas vettore di 650°C e 30 bar e una distanza di spray di 20 mm capaci di assicurare un'ottima adesione superficiale e compattezza mentre la rugosità superficiale è garantita dall'angolo di incidenza della direzione dello spray rispetto alla superficie settato a 60°.

Il materiale che costituisce la deposizione è costituito da polveri di rame di forma irregolare con una morfologia compresa tra i 15 e 38 μm come mostrato in Fig. 2.5 (a). La Fig. 2.5 (b) mostra la topografia della deposizione nella regione vicina alla superficie dove si osserva il tipico strato indeformato ottenuto tramite processo di "cold spray". La rugosità superficiale

Ra ottenuta equivale a $20 \pm 2 \mu\text{m}$ ed è strettamente dipendente dalle caratteristiche della polvere e dai parametri di processo.

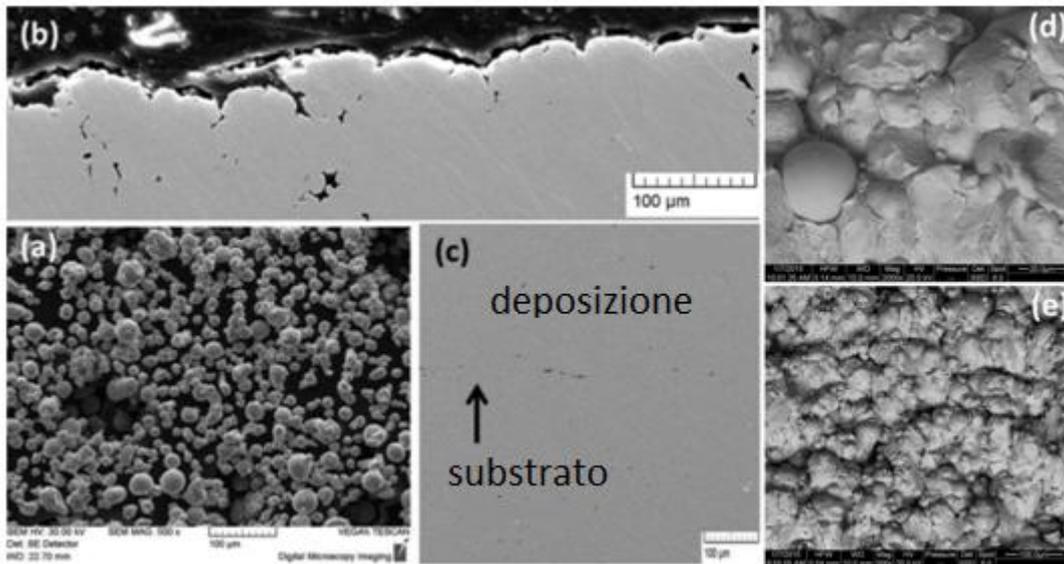


Figura 2.5: (a) morfologia delle polveri utilizzate nel processo. (b) morfologia della deposizione nella regione vicina alla superficie di scambio. (c) interfaccia tra deposizione e substrato. (d) ed (e) immagini SEM aeree della superficie.

La microstruttura della deposizione sotto la superficie di scambio termico è molto compatta con una porosità minore dell'1%. Questo è dovuto alla natura duttile delle particelle di rame e la loro intrinseca propensione alla deformazione plastica alle alte velocità d'impatto. La compattezza ottenuta tramite il processo di "cold spray" è apprezzabile sia in Fig. 2.5 (b) che in 2.5 (c) dove viene evidenziata anche l'alta aderenza al substrato. In questa zona una bassa porosità è notevole all'interfaccia il che garantisce un'eccellente conducibilità termica che garantisce una riduzione del surriscaldamento della deposizione durante il processo di scambio termico.

La microdurezza della deposizione misurata dove la compattezza risulta essere massima è pari a $110 \pm 10 \text{ HV}_{0,05}$ e questo valore alto evidenzia ancora di più la rilevante deformazione plastica subita dalle particelle durante il processo di "cold spray" e la buona compattezza del rivestimento.

In Fig. 2.6 è visibile l'immagine della superficie utilizzata in laboratorio in cui si nota chiaramente la sua scabrosità.



Figura 2.6: Vista dall'alto della superficie microstrutturata utilizzata per le prove di laboratorio.

2.3 LIMITAZIONI SULL'UTILIZZO DI R134a

Un fluido refrigerante ha il compito di trasferire calore in maniera efficiente da una sorgente calda ad una sorgente fredda. Il trasferimento di energia può avvenire mediante lo scambio di calore latente (evaporazione e condensazione) e/o mediante scambio di calore sensibile (riscaldamento e raffreddamento).

Nonostante l'efficienza di alcuni refrigeranti, nel loro impiego si va incontro a grossi problemi di natura ambientale dovuti al loro contributo alla distruzione della barriera di ozono che circonda il pianeta e all'innalzamento dell'effetto serra soprattutto se caratterizzati da alti GWP (Global Warming Potential).

L'industria sta facendo notevoli sforzi per migliorare le caratteristiche dei fluidi refrigeranti dal punto di vista dell'impatto ambientale spinta da trattati internazionali e normative. Il protocollo di Kyoto stipulato nel 1997 da più di 180 Paesi prevede la riduzione di emissione in atmosfera di elementi inquinanti che provocano effetto serra quali: biossido di carbonio, HFC, metano.

La Direttiva Europea 2006/40/EC applicata al mondo del condizionamento automobilistico ha imposto che dal 2011 non fossero più prodotti refrigeranti per questo scopo con GWP di

valore più elevato di 150 e che dal 2017 in tutti i veicoli non si faccia utilizzo di fluidi refrigeranti con GWP più elevato di tale valore [14].

I refrigeranti più colpiti dalle normative europee sono l'R134a (usato nel presente lavoro e avente GWP=1430), R404A e R410A poiché i più utilizzati nelle applicazioni di refrigerazione e di condizionamento; in Tab. 2.1 sono indicati i limiti di piazzamento sul mercato da parte della Regolamentazione Europea No 517/2014 [15].

DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO	GWP MAX IMPOSTO PER LEGGE	DATA DI INIZIO APPLICAZIONE DEL LIMITE
Frigoriferi e congelatori domestici	150	1° Gennaio 2015
Frigoriferi e congelatori per uso commerciale con circuito ermeticamente sigillato contenenti gas HFC	2500	1° Gennaio 2020
	150	1° Gennaio 2022
Apparecchiature fisse di refrigerazione, eccetto quelle per raffreddare prodotti sotto i -50°C	2500	1° Gennaio 2020
Centrali frigorifere centralizzate per uso commerciale di capacità nominale pari o superiore a 40 kW, tranne il circuito primario di sistemi a cascata, in cui possono essere usati refrigeranti con GWP inferiore a 1500	150	1° Gennaio 2022
Sistemi di aria condizionata per stanze di tipo mobile con circuito ermeticamente sigillato che contengono gas HFC	150	1° Gennaio 2020

Sistemi di condizionamento d'aria monosplit contenenti meno di 3 kg di refrigerante	750	1° Gennaio 2025
---	-----	-----------------

Tabella 2.1: Limitazioni poste dalla regolamentazione Europea No 517/2014 sulla vendita dei fluidi refrigeranti [15].

Bisogna specificare che in Tab. 2.1 si intende per:

- *uso commerciale*: qualsiasi impiego nei negozi al dettaglio e nella ristorazione;
- *apparecchiature fisse di refrigerazione*: impianti solitamente non in transito durante il funzionamento.

La restrizione sulle centrali è tagliata su misura per gli impianti a CO₂ in cascata con R134a mentre quella sui condizionatori è per l'R32, infatti il regolamento chiarisce che intende evitare l'utilizzo di gas ad alto GWP laddove esistono tecnologie alternative sicure ed efficienti.

In parallelo al divieto d'immissione sul mercato di nuovi impianti fissi utilizzanti gas refrigeranti che non rispettano la normativa, a partire dal 1° Gennaio 2020, sarà proibito ricaricare gli impianti esistenti con refrigeranti aventi GWP pari o superiore a 2500 quando la carica totale dell'impianto ecceda le 40 tonnellate di CO₂ equivalente. Resta l'esclusione per gli impianti che raffreddano i prodotti sotto i -50°C. Bisogna inoltre specificare che il limite preso in considerazione si riferisce alla ricarica totale del sistema e non alla ricarica eseguita, ad esempio: non sarà consentito ricaricare un solo grammo di R404A agli impianti aventi 11 kg o più di ricarica.

Gli impianti industriali funzionanti a HFC R134a non sono soggetti a restrizioni ma la limitazione del suo utilizzo in altri settori potrebbe provocarne l'aumento del prezzo e quindi portare all'abbandono del suo utilizzo anche in questo settore a lungo andare.

In Tab. 2.2 sono riportati i dati relativi alla vita in atmosfera e al GWP di alcuni dei gas refrigeranti più conosciuti.

	Sostanza	Vita in atmosfera (anni)	GWP 100 anni (kg/CO ₂ /kg)
CFC	R11	45	4 600
	R12	100	10 600
HCFC	R123	1,4	120
	R22	11,8	1 900
HFC	R32	5,6	880
	R134a	13,6	1 430
	R404A	Miscela: da 13 a 54	4 500
	R407C	Miscela: da 5 a 32	2 000
	R410A	Miscela: da 5 a 32	2 300
Refrigeranti naturali	R717 (ammoniaca)	–	< 1
	R290 (propano)	–	3
	R744 (CO ₂)	500	1
Altre sostanze	Metano	15	21
	Ossidi di azoto	120	310

Tabella 2.2: Dati riguardanti la vita in atmosfera e il GWP di alcuni dei fluidi refrigeranti più conosciuti [31].

2.4 RIDUZIONE DEI DATI

In questo paragrafo verrà esposto il procedimento, tramite formule teoriche, utilizzato per ricavare i parametri significativi per la descrizione del fenomeno fisico studiato e necessari per la rappresentazione grafica (si ricorda che tutti i parametri ricavati da analisi diretta in laboratorio a cui si fa riferimento derivano dalla media aritmetica di 50 valori).

Sono state utilizzate sostanzialmente le formule di base dello scambio termico procedendo nell'ordine esposto di seguito:

- è stato innanzitutto ricavato il valore della potenza elettrica netta $P_{el\ netta}$ che va ad alimentare la resistenza elettrica incorporata nel provino di rame utilizzato nella prova e che effettivamente contribuisce a riscaldarlo per effetto Joule. Il procedimento seguito è questo:

$$P_{el\ netta} = P_{el} - P_{dispersa} \quad (2.1)$$

dove P_{el} è calcolata come prodotto tra tensione di alimentazione e intensità di corrente presenti nel circuito elettrico mentre la per $P_{dispersa}$ è stato precedentemente verificato che fa riferimento alla correlazione (2.3):

$$P_{el} = \Delta V \cdot I \quad (2.2)$$

$$P_{dispersa} = 0.3449 \cdot T_{wall,m} - 7.9606 \quad (2.3)$$

dove $T_{wall,m}$ è la temperatura media di parete in °C calcolata come media delle temperature misurate dalle 20 termocoppie.

- come secondo passo si può già ricavare il valore del coefficiente di scambio termico HTC come indicato nella formula (2.4):

$$HTC = \frac{P_{el\ netta}}{A_b \cdot \Delta T} = \frac{q_{netto}}{\Delta T} \quad (2.4)$$

dove A_b rappresenta l'area di base del provino misurata in m^2 e costituita da un rettangolo di lunghezza 200 mm e larghezza 10 mm, ΔT è una differenza di temperatura definita come nella formula (2.5) e q_{netto} è il flusso termico specifico dato dal rapporto tra $P_{el\ netta}$ e l'area di base.

$$\Delta T = T_{wall,m} - T_{sat} \quad (2.5)$$

dove T_{sat} è la temperatura di saturazione del fluido refrigerante e ricavata per ogni punto analizzato tramite il software REFPROP in funzione della pressione in ingresso alla sezione di prova p_{in} . Questo è stato possibile poiché essendo trascurabile la caduta di pressione tra ingresso ed uscita della sezione di prova (e di conseguenza anche le perdite di carico) si ritiene che la temperatura di saturazione del fluido in evaporazione sia costante lungo tutta la lunghezza del canale.

- la portata di massa specifica, data dal rapporto tra la portata di massa del refrigerante e l'area della sezione trasversale del canale, è calcolata secondo la (2.6):

$$G = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{A_{\text{sez trasv}}} \quad (2.6)$$

- assumendo che le perdite di carico siano trascurabili e il processo di scambio termico al precondensatore sia adiabatico verso l'esterno, e che quindi lo scambio di calore avvenga solamente tra i due fluidi che scorrono in controcorrente, possiamo determinare il valore del titolo in ingresso alla sezione di prova x_{in} tramite un bilancio secondo il primo principio della termodinamica come mostrato nell'uguaglianza (2.7).

$$\dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_{\text{ref,in,pc}} - h_{\text{ref,out,pc}}) = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{H}_2\text{O,out,pc}} - T_{\text{H}_2\text{O,in,pc}}) \quad (2.7)$$

dove $h_{\text{ref,in,prec}}$ è calcolata con REFPROP in funzione della temperatura di uscita del refrigerante dall'evaporatore $T_{\text{ref,out,eva}}$ e della sua pressione $p_{\text{ref,out,eva}}$.

Arrivati a questo punto si possono agevolmente calcolare $h_{\text{ref,in,sez}}$ e x_{in} come in (2.8) e (2.9):

$$h_{\text{ref,out,pc}} = h_{\text{ref,in,sez}} = h_{\text{ref,in,pc}} - \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{H}_2\text{O,out,pc}} - T_{\text{H}_2\text{O,in,pc}})}{\dot{m}_{\text{ref}}} \quad (2.8)$$

$$x_{\text{ref,in,sez}} = \frac{h_{\text{ref,in,sez}} - h_{\text{ref,L}}}{r} \quad (2.9)$$

- avendo già tenuto conto delle dispersioni di calore nella sezione di prova e calcolato $P_{\text{el.netta}}$ tramite la relazione (2.1), si può ricavare il valore del titolo in uscita $x_{\text{ref,out,sez}}$ facendo questa volta un bilancio di potenza come evidenziato in (2.11) e (2.12):

$$P_{\text{netta}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_{\text{ref,out,sez}} - h_{\text{ref,in,sez}}) \quad (2.10)$$

$$h_{\text{ref,out,sez}} = h_{\text{ref,in,sez}} + \frac{P_{\text{netta}}}{\dot{m}_{\text{ref}}} \quad (2.11)$$

$$x_{\text{ref,out,sez}} = \frac{h_{\text{ref,out,sez}} - h_{\text{ref,L}}}{r} \quad (2.12)$$

- come ultimo passo viene calcolato il titolo medio del refrigerante $x_{\text{ref,m}}$ durante lo scambio termico che verrà preso come riferimento nella stesura dei grafici:

$$x_{\text{ref,m}} = \frac{x_{\text{ref,in,sez}} + x_{\text{ref,out,sez}}}{2} \quad (2.13)$$

Il procedimento appena illustrato viene applicato ad ogni prova significativa effettuata in laboratorio così da avere una visione dettagliata del fenomeno studiato.

2.5 INCERTEZZA ESTESA DEI PARAMETRI

In Tab. 2.3 sono riportate le incertezze dei vari strumenti utilizzati. Da queste, tramite la teoria di propagazione dell'incertezza riportata in seguito, è possibile risalire all'incertezza propria dei parametri calcolati.

Strumento o misura	Incertezza
Termocoppie	± 0.05 K
Termopile	± 0.03 K
Potenza elettrica	$\pm 0.13\%$ lettura
Misuratore di portata massica	$\pm 0.10\%$ lettura
Misuratore di portata volumetrica	$\pm 0.25\%$ lettura
Trasduttore differenziale di pressione	± 25 Pa
Misuratore di pressione assoluta	± 1950 Pa
Proprietà da REFPROP 9.1	$\pm 1\%$

Tabella 2.3: Incertezze degli strumenti utilizzati in laboratorio.

Secondo la teoria dell'incertezza [20] ogni risultato ottenuto da analisi di laboratorio non ha un concreto significato scientifico se non è caratterizzato da una media di un certo campione

di valori raccolti, un'incertezza di misura, un'unità di misura e un certo grado di confidenza percentuale come descritto dall'eguaglianza (2.15). Di seguito è illustrato il procedimento utilizzato per determinare l'incertezza del coefficiente di scambio termico HTC e del titolo di vapore x .

$$MISURA = N \pm i [u. m] (P\%) \quad (2.14)$$

L'incertezza di ripetibilità collegata ai valori medi derivanti da misure dirette di laboratorio viene calcolata secondo la formulazione di Student (2.16):

$$i_r = \pm t \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (2.15)$$

Dove σ è la deviazione standard del campione di dati considerato, n è il numero di dati che costituiscono il campione considerato e t è il parametro della distribuzione di Student che per un grado di confidenza del 95% equivale approssimativamente a 2 data la quantità di valori costituenti il campione raccolto (50 valori).

L'incertezza di una variabile indipendente z caratterizzata oltre che dall'incertezza di ripetibilità anche da altre componenti di incertezza che vanno ad influenzare la grandezza misurata viene composta come in (2.16):

$$i_z = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^k i_j^2} (P\%) \quad (2.16)$$

dove $i_j = i_1, i_2, \dots, i_k$ sono le componenti di incertezza, valutate con lo stesso grado di confidenza, che influenzano la variabile indipendente z .

Il valore dell'incertezza propagata ad una variabile dipendente y definita come in (2.17) viene invece calcolata attraverso l'uso della correlazione di Kline-McClintock [21] definita dall'eguaglianza (2.18):

$$y = f(z_1, z_2, \dots, z_L) \quad (2.17)$$

dove z_1, z_2, \dots, z_L sono le variabili indipendenti da cui dipende y .

$$i_y = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^L (\vartheta_j i_{z,j})^2} \quad (P\%) \quad (2.18)$$

Dove ϑ_j è detto "indice di sensibilità" ed è definito come:

$$\vartheta_j = \frac{\partial y}{\partial z_j} \quad j = 1, 2, \dots, L \quad (2.19)$$

mentre $i_{z,1}, i_{z,2}, \dots, i_{z,L}$ sono le incertezze relative ai valori medi delle variabili indipendenti.

Anticipato questo, vengono di seguito elencate le formulazioni determinate per il calcolo delle varie incertezze.

L'incertezza sul coefficiente di scambio termico risulta essere:

$$\begin{aligned} i_{HTC} &= \sqrt{\left(\frac{\partial HTC}{\partial P_{el\ netta}} i_{P\ el\ netta}\right)^2 + \left(\frac{\partial HTC}{\partial \Delta T} i_{\Delta T}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{1}{A_b \Delta T} i_{P\ el\ netta}\right)^2 + \left(\frac{-P_{el\ netta}}{A_b \Delta T^2} i_{\Delta T}\right)^2} \end{aligned} \quad (2.20)$$

L'incertezza della potenza elettrica netta riscaldante la sezione di prova deve essere calcolata sulla base delle incertezze della potenza elettrica effettivamente erogata e quella dispersa:

$$i_{P\ el\ netta} = \sqrt{(i_{P\ el})^2 + (i_{P\ el\ disp})^2} \quad (2.21)$$

L'incertezza della potenza elettrica dispersa $P_{el\ disp}$ dipende da quella sulla temperatura media di parete secondo la (2.22) essendo le due variabili legate dalla relazione (2.3):

$$i_{P\ el\ disp} = 0.3449 \cdot i_{T\ wall\ m} \quad (2.22)$$

Invece l'incertezza sulla differenza di temperatura di parete e di saturazione media è fornito dalla (2.23). Trattandosi di una semplice differenza l'incertezza è data dalla radice quadrata della somma dei quadrati delle due incertezze:

$$i_{\Delta T} = \sqrt{(i_{T \text{ wall m}})^2 + (i_{T \text{ sat m}})^2} \quad (2.23)$$

L'incertezza sulla temperatura di parete media è data dall'incertezza di ripetibilità derivante dalla misurazione tramite termocoppie (2.24) combinata all'incertezza propria dello strumento di misura stesso tramite la correlazione (2.25):

$$i_{r, T \text{ wall m}} = \frac{t \cdot \sigma_{T \text{ wall m}}}{\sqrt{n}} = \frac{2 \cdot \sigma_{T \text{ wall m}}}{\sqrt{50}} \quad (P = 95\%) \quad (2.24)$$

$$i_{T \text{ wall m}} = \sqrt{(i_{r, T \text{ wall m}})^2 + (i_{tc})^2} \quad (2.25)$$

L'incertezza della temperatura di saturazione media è funzione della pressione di saturazione in ingresso alla sezione $p_{\text{sat in}}$ poichè trascuriamo le perdite di carico nel deflusso attraverso la sezione; le fonti di incertezza da considerare sono quindi: l'incertezza di ripetibilità della pressione del refrigerante in ingresso $i_{r, p \text{ sat in}}$ data dalla formula (2.26), l'incertezza dello strumento di misura della pressione i_{press} e quella propria di REFPROP i_{RP} .

$$i_{r, p \text{ sat in}} = \frac{t \cdot \sigma_{p \text{ sat in}}}{\sqrt{n}} = \frac{2 \cdot \sigma_{p \text{ sat in}}}{\sqrt{50}} \quad (P = 95\%) \quad (2.26)$$

$$i'_{T \text{ sat m}} = T_{\text{sat m}} \left(p_{\text{sat m}} + \sqrt{(i_{r, p \text{ sat in}})^2 + (i_{\text{press}})^2} \right) - T_{\text{sat m}} \quad (2.27)$$

$$i_{T \text{ sat m}} = \sqrt{(i'_{T \text{ sat m}})^2 + (i_{\text{RP}})^2} \quad (2.28)$$

Per quanto riguarda l'incertezza del titolo medio di ciascuna prova effettuata in laboratorio bisogna prima determinare tutte le incertezze delle correlazioni a monte di quella utilizzata

per calcolare tale parametro per poi relazionare le varie incertezze come mostrato in precedenza.

Determiniamo innanzitutto il valore dell'incertezza del titolo medio del refrigerante in ingresso alla sezione di prova $i_{\text{ref in sez}}$ in cui entrano in gioco tutti i parametri utilizzati per il bilancio di primo principio al precondensatore.

Facendo riferimento allo schema di Fig. 2.4, sostituendo i pedici letterali con quelli numerici in maniera da rendere più compatta la scrittura delle formule che vanno a seguire, l'equazione di bilancio (2.8) risulta:

$$h_3 = h_2 - \frac{\dot{m}_{\text{H2O pc}} \cdot c_p \cdot (T_8 - T_9)}{\dot{m}_{\text{ref}}} = h_2 - \frac{\dot{m}_{\text{H2O pc}} \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{pc}}}{\dot{m}_{\text{ref}}} = h_2 - \frac{P_{\text{th,pc}}}{\dot{m}_{\text{ref}}} \quad (2.29)$$

L'incertezza i_{h_3} applicando Kline-McClintock diventa quindi:

$$i_{h_3} = \sqrt{(i_{h_2})^2 + \left(-\frac{c_p \cdot \Delta T_{\text{pc}}}{\dot{m}_{\text{ref}}}\right)^2 (i_{\dot{m}_{\text{H2O pc}}})^2 + \left(-\frac{\dot{m}_{\text{H2O pc}} \cdot c_p}{\dot{m}_{\text{ref}}}\right)^2 (i_{\Delta T_{\text{pc}}})^2 + \left(\frac{P_{\text{th,pc}}}{\dot{m}_{\text{ref}}^2}\right)^2 (i_{\dot{m}_{\text{ref}}})^2} \quad (2.30)$$

dove h_2 è una funzione di due variabili $h_2 = f(p_{\text{out,eva}}; T_{\text{out,eva}})$. Essendo h_2 un parametro calcolato con REFPROP, la sua incertezza risulta essere pari all'1% del valore assunto, .

L'incertezza sulla portata di massa dell'acqua è determinata dalla correlazione tra l'incertezza di ripetibilità delle misurazioni e di quella propria dello strumento di misura come definito in (2.31):

$$i_{\dot{m}_{\text{H2O prec}}} = \sqrt{(i_{r,\dot{m}_{\text{H2O pc}}})^2 + (i_{\text{mis port vol}})^2} \quad (2.31)$$

L'incertezza sulla differenza tra le temperature dell'acqua tra ingresso e uscita dal precondensatore è pari a quella di misurazione della termopila, quindi abbiamo:

$$i_{\Delta T_{\text{pc}}} = \pm 0.03 \text{ K} \quad (2.32)$$

L'incertezza sulla portata di massa del refrigerante è determinata dalla correlazione tra incertezza di ripetibilità delle misurazioni e di quella propria dello strumento di misura come definito in (2.33):

$$i_{\dot{m} \text{ ref}} = \sqrt{(i_{r, \dot{m} \text{ ref}})^2 + (i_{\text{mis } \dot{m}})^2} \quad (2.33)$$

Possiamo adesso calcolare l'incertezza del titolo del refrigerante in ingresso alla sezione di prova come nella (2.34):

$$i_{x3} = \sqrt{\left(\frac{1}{h_{G3} - h_{L3}} i_{h3}\right)^2 + \left(\frac{h_3 - h_{G3}}{(h_{G3} - h_{L3})^2} i_{hL3}\right)^2 + \left(\frac{h_{L3} - h_3}{(h_{G3} - h_{L3})^2} i_{hG3}\right)^2} \quad (2.34)$$

Le incertezze delle entalpie di liquido e vapore saturo sono pari all'1% del valore di lettura poiché sono dati ricavati da REFPROP.

Rimane adesso da calcolare l'incertezza relativa al titolo del refrigerante in uscita dalla sezione di prova $x_{\text{ref,out,sez}} = x_4$ per cui si deve procedere come fatto in precedenza calcolando il valore dell'incertezza dei parametri che compaiono nel bilancio della sezione.

L'incertezza dell'entalpia del refrigerante in uscita dalla sezione i_{h4} è rappresentata dalla (2.35):

$$i_{h4} = \sqrt{(i_{h3})^2 + \left(\frac{1}{\dot{m}_{\text{ref}}} i_{P_{\text{el netta}}}\right)^2 + \left(-\frac{P_{\text{el netta}}}{\dot{m}_{\text{ref}}^2} i_{\dot{m} \text{ ref}}\right)^2} \quad (2.35)$$

Dopo aver determinato i_{x4} utilizzando la stessa formula usata in precedenza per i_{x3} , soltanto che con indice 4 al posto di 3, si può in ultima istanza calcolare l'incertezza sul titolo medio del refrigerante durante lo scambio termico come descritto dalla (2.35):

$$i_{x \text{ ref,m}} = \frac{1}{2} \sqrt{(i_{x3})^2 + (i_{x4})^2} \quad (2.36)$$

Le incertezze relative al coefficiente di scambio termico e al titolo di vapore ottenute dall'analisi dell'incertezza sono visibili in Tab. 2.4:

	i_{media}
HTC	1.93%
x_{medio}	0.023

Tabella 2.4: Valori dell'incertezza rispetto all'HTC medio e il titolo medio.

Come si può osservare l'incertezza rispetto al titolo medio di vapore assume un valore piuttosto elevato, questo perché tale risultato è ottenuto soltanto alla fine della catena di misura e quindi è influenzato dalle incertezze di ripetibilità delle misurazioni effettuate e da quelle proprie degli strumenti di misura.

3. ANALISI DEI RISULTATI SPERIMENTALI

Le prove fatte in laboratorio consistono nell'analisi del comportamento di scambio termico della superficie microstrutturata per diverse condizioni di prova. In particolare il fluido utilizzato, HFC R134a, è stato mantenuto stabile durante l'acquisizione dei dati ad una temperatura di saturazione $T_{\text{sat}} = 30^\circ\text{C}$ a cui corrisponde una pressione di saturazione $p_{\text{sat}} = 7,7$ bar.

La Fig. (3.1) evidenzia nel diagramma $p-h$ il campo di lavoro corrispondente a tali proprietà del fluido.

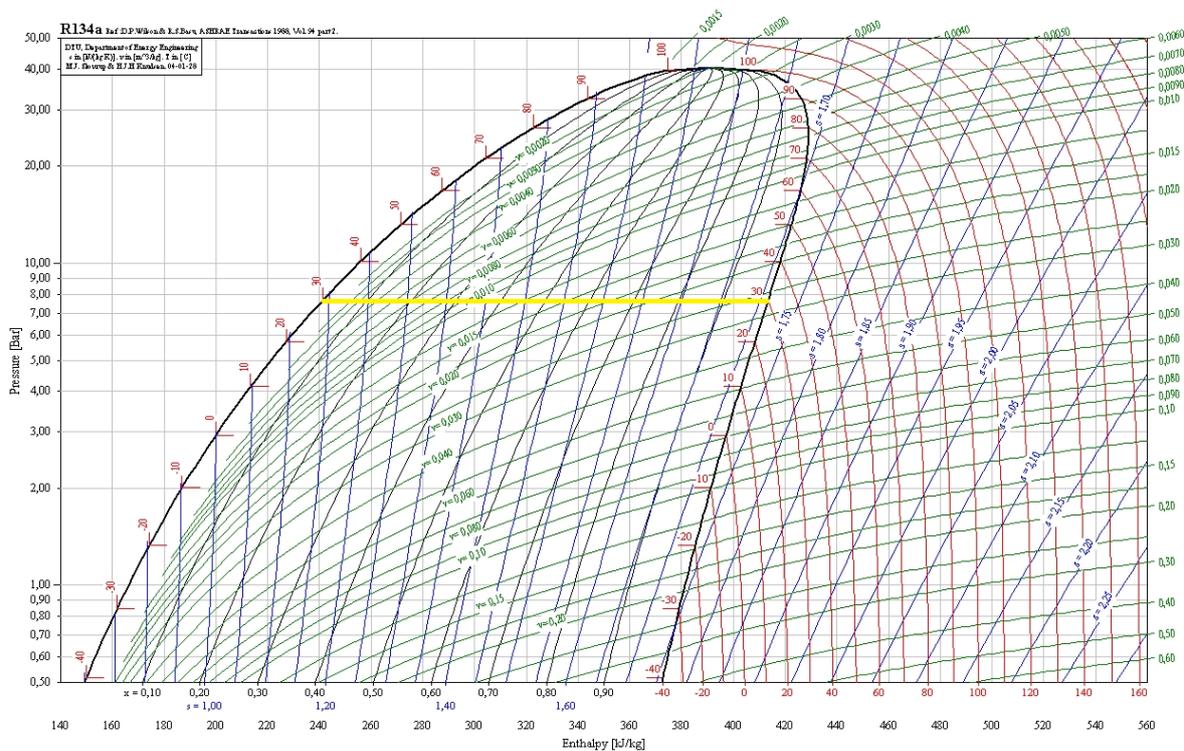


Figura 3.1: Rappresentazione del campo di acquisizione dei dati nel diagramma $p-h$ dell'R134a.

Come descritto nel Cap. 2 attraverso gli strumenti di misura e l'utilizzo del software LabVIEW sono stati raccolti i dati necessari per ricavare in seguito indirettamente i valori medi dei coefficienti di scambio termico e dei titoli di vapore.

Durante l'esecuzione delle prove, con lo scopo di generare le condizioni di studio desiderate, sono stati variati manualmente:

- il numero di giri della pompa per modulare la portata di refrigerante;

- la temperatura di esercizio del Chiller e la portata d’acqua al precondensatore per variare il titolo all’ingresso della sezione;
- il flusso termico specifico applicato alla base del provino.

Le combinazioni di portata specifica G e flusso termico specifico HF analizzate sono riportate nella seguente tabella:

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	HF [kW m^{-2}]
50	50; 100
75	50
100	50; 75; 100
200	50; 100

Tabella 3.1: Combinazioni di portata specifica G e flusso termico specifico HF analizzate in laboratorio.

Di seguito sono presentati per primi i risultati ottenuti riguardo alla ricerca del valore del coefficiente di scambio termico posseduto dalla superficie per le varie condizioni di studio e in particolare viene poi fatto un confronto tra i risultati ottenuti a portata di massa specifica costante e flusso termico specifico costante.

3.1 STUDIO DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO

$$G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$$

In Fig. 3.2 è mostrato l'andamento del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio di vapore per un flusso termico specifico imposto $HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$:

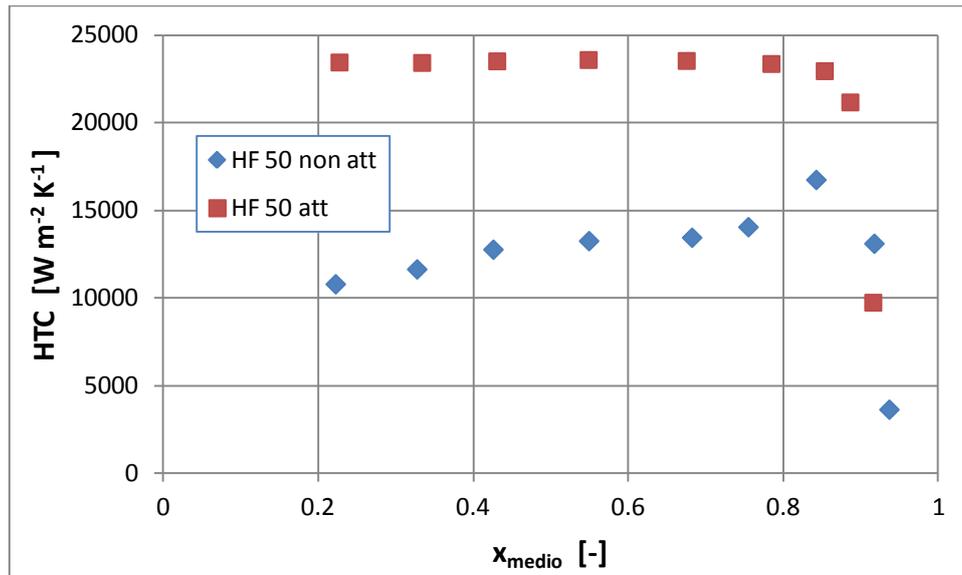


Figura 3.2: HTC in funzione del titolo medio per $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$ con evidenziata l'attivazione della superficie.

Come si può notare inizialmente il coefficiente di scambio termico inizia a crescere a partire da valori modesti (indicatori di colore blu); questo perché la superficie non è ancora attivata e quindi non tutti i siti di nucleazione sono partecipi nel processo di scambio termico. All'aumentare del titolo medio lo scambio termico è sempre più dominato dall'evaporazione e aumenta anche il valore del coefficiente di scambio termico fino a quando raggiunge il valore massimo prima del sopravvento del "dryout" che lo fa crollare.

Il surriscaldamento della superficie e lo shock apportato tramite questo procedimento fa sì che molti altri siti di nucleazione su di essa presenti vengano attivati e possano quindi partecipare al processo di scambio termico. Si è notato che dopo l'attivazione non è più possibile tornare indietro allo stato di superficie non attivata, a meno che non venga spento l'impianto e si ricominci il processo dall'inizio.

Diminuendo il titolo e quindi facendo in modo che la superficie venga nuovamente bagnata da un film liquido si nota come un maggior numero di bolle di vapore si distacchino dalla

superficie. La presenza di un grande numero di punti di nucleazione aumenta la turbolenza in prossimità della superficie di scambio termico e quindi migliora il processo di trasporto di calore con un conseguente incremento del coefficiente di scambio termico. Il grafico rappresentante il coefficiente di scambio termico assume ora la caratteristica forma piatta (indicatori di colore rosso) che mostra l'indipendenza dal titolo medio di vapore. L'efficienza della superficie attivata è testimoniata dall'aumento del valore del coefficiente di scambio termico, che si aggira intorno al 120% passando $10800 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ a $23400 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ in corrispondenza del titolo medio più basso che è di poco superiore a 0.2.

Un altro fenomeno che fa capire che l'attivazione è avvenuta è la diminuzione del surriscaldamento superficiale, infatti la temperatura segnalata dalle termocoppie cala improvvisamente; questo fenomeno è a tutto vantaggio dell'integrità della superficie e dell'integrità del corpo raffreddato attraverso vaporizzazione. In Fig. 3.3 è mostrato l'andamento della temperatura media di parete passando da superficie non attivata a superficie attivata, mentre in Fig. 3.4 è mostrato un esempio di abbassamento delle temperature rilevate dalle termocoppie. Partendo da una situazione di "dryout" e diminuendo il titolo di vapore del fluido in ingresso alla sezione di prova si ha una diminuzione sostanziale della temperatura di parete inizialmente solo in prossimità dell'ingresso della sezione di prova che poi va ad interessare il resto la superficie man mano che il titolo cala.

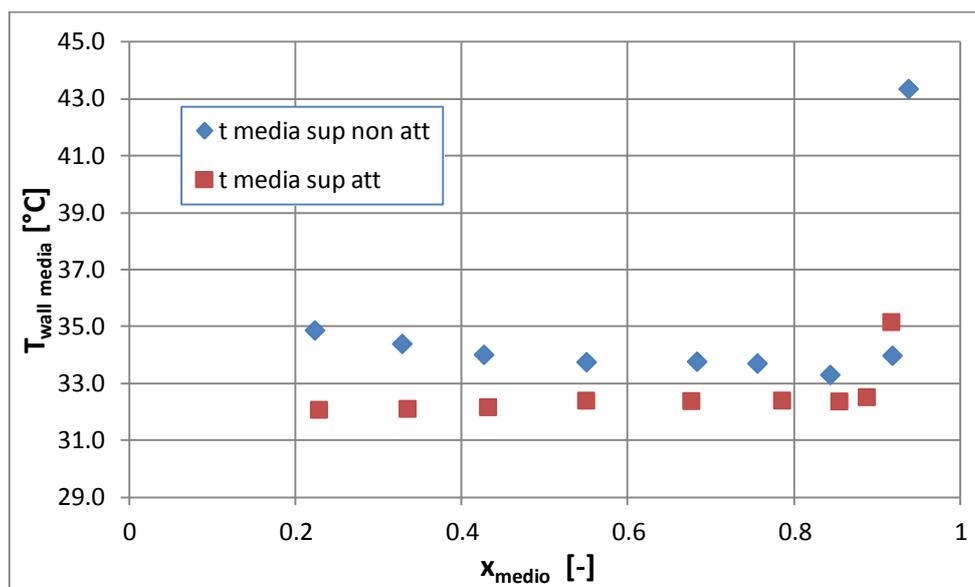


Figura 3.3: Andamento della temperatura media di parete per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$ con attivazione della superficie.

In Fig. 3.3 gli indicatori di colore blu indicano l'andamento della temperatura media di parete prima dell'attivazione mentre quelli di colore rosso l'andamento della superficie attivata. Facendo sempre riferimento al valore di titolo medio più basso, prossimo a 0.2, constatiamo che la temperatura di parete subisce una diminuzione pari a 2.9°C passando da 34.9 a 32°C .

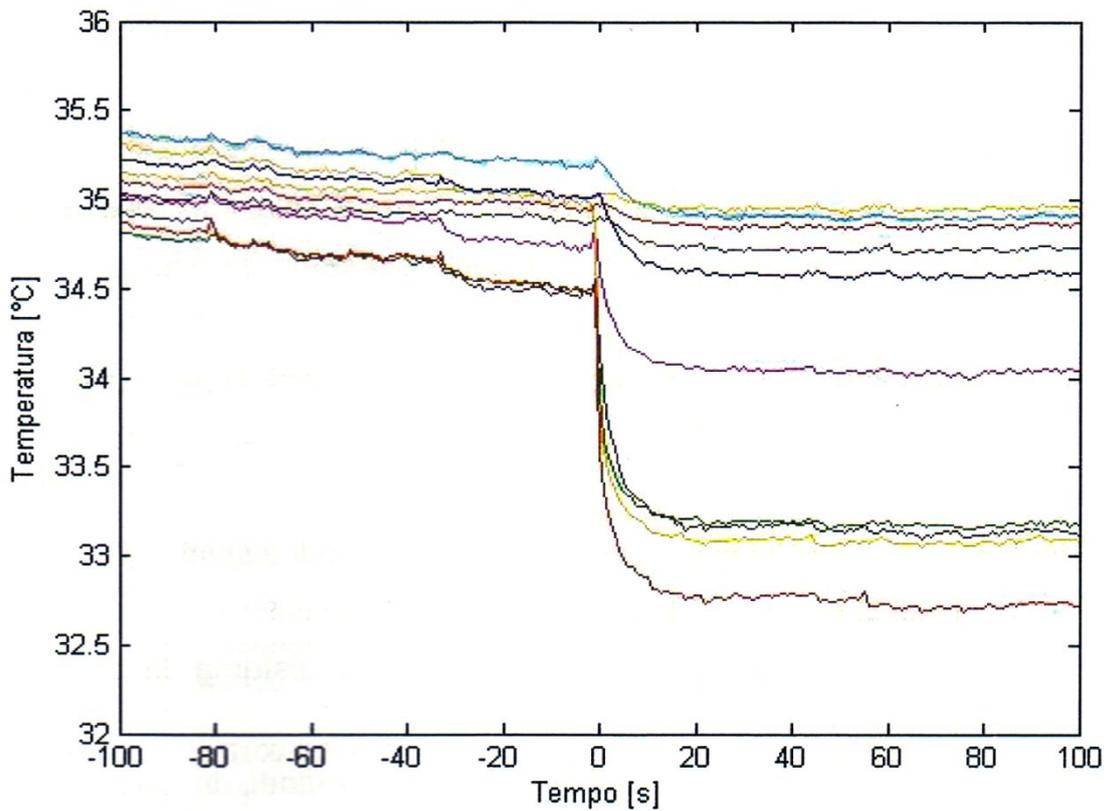


Figura 3.4: Abbassamento delle temperature rilevate dalle termocoppie ad inizio attivazione della superficie [24].

In Fig. 3.5 e Fig. 3.6 sono mostrati rispettivamente gli andamenti del coefficiente di scambio termico e della temperatura media di parete per la superficie attivata per un flusso termico specifico $HF = 75 \text{ kW m}^{-2}$:

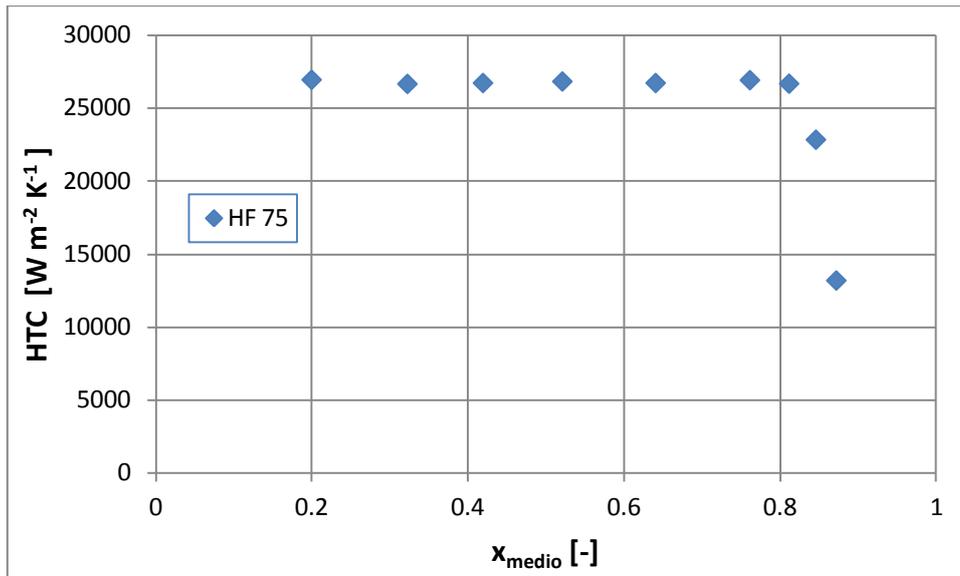


Figura 3.5: HTC in funzione del titolo medio per $HF=75 \text{ kW m}^{-2}$.

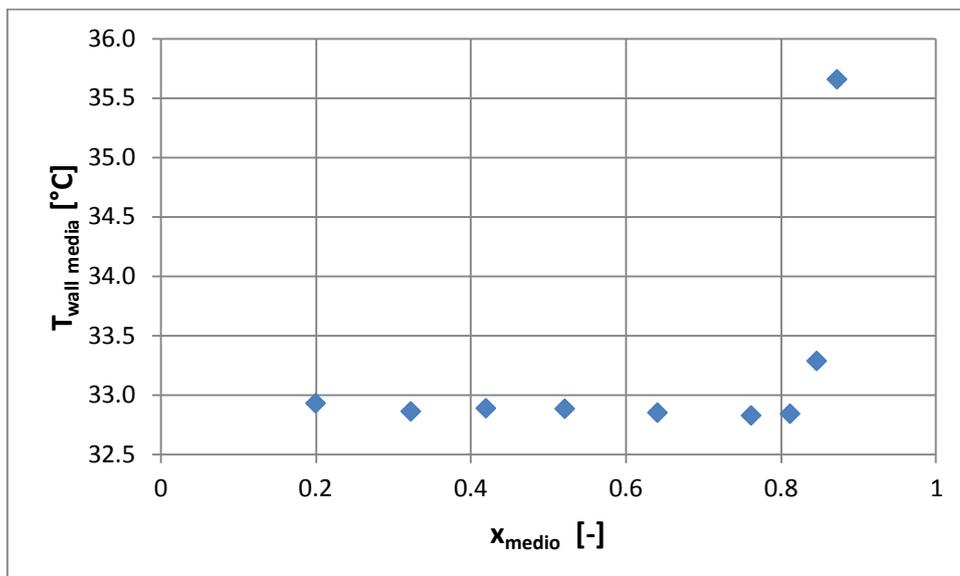


Figura 3.6: Andamento della temperatura media di parete per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=75 \text{ kW m}^{-2}$.

Anche in questo caso è presente un'ampia zona in cui il valore del coefficiente di scambio termico rimane costante al variare del titolo medio di vapore fino a quando subisce un drastico calo al verificarsi della crisi termica che avviene per un valore del titolo medio superiore a 0.8.

Osservando la Fig. 3.6 si vede come la temperatura media di parete rimanga costante al variare del titolo medio di vapore fino a quando aumenta improvvisamente al verificarsi della crisi termica.

In Fig. 3.7 e Fig. 3.8 sono mostrati rispettivamente gli andamenti del coefficiente di scambio termico e della temperatura media di parete per la superficie attivata per un flusso termico specifico $HF = 100 \text{ kW m}^{-2}$:

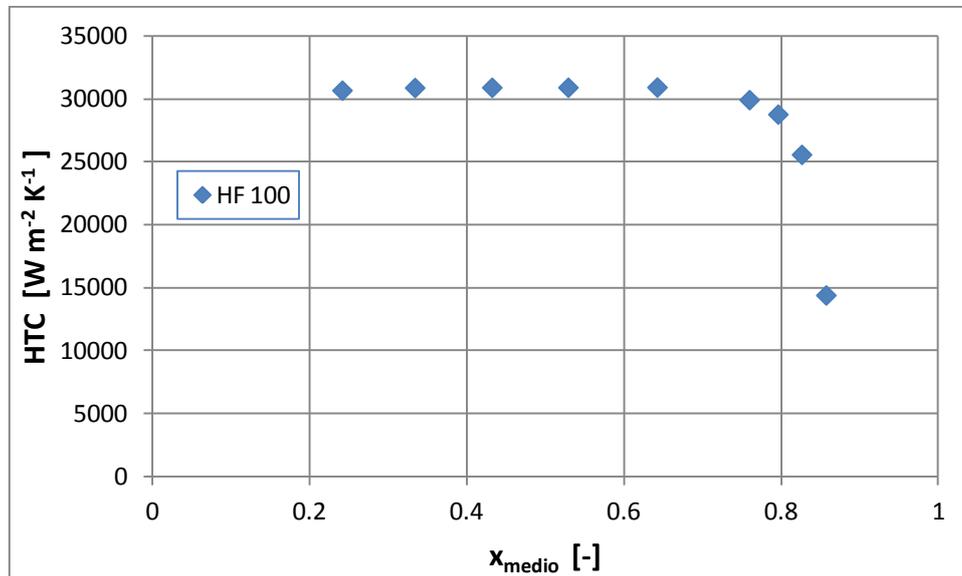


Figura 3.7: HTC in funzione del titolo medio per $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

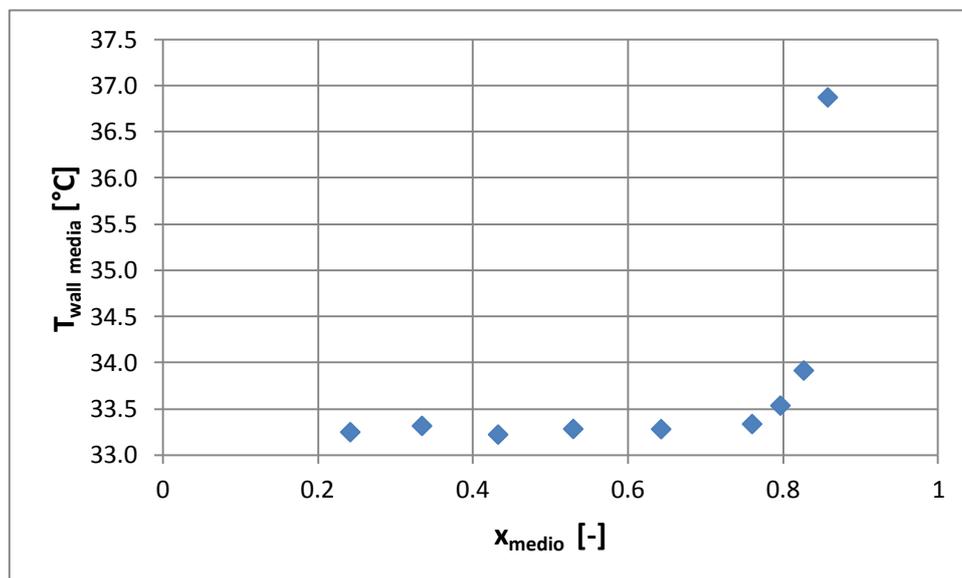


Figura 3.8: Andamento della temperatura media di parete per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

In questo caso valgono gli stessi commenti fatti in precedenza. Per la zona di superficie attivata sia il coefficiente di scambio termico che la temperatura media di parete rimangono costanti al variare del titolo medio di vapore fino all'insorgere della crisi termica che alla diminuzione del valore del primo parametro fa conseguire un aumento del secondo.

Gli andamenti dei grafici studiati fin ora risultano essere simili e le uniche differenze che si notano sono che:

- i valori assunti dal coefficiente di scambio termico nella zona di superficie attivata sono diversi;
- il fenomeno del “dryout” inizia a titoli diversi.

$$G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$$

In Fig. 3.9 è mostrato l’andamento del coefficiente di scambio termico relativo alla superficie attivata in funzione del titolo medio di vapore per un flusso termico specifico imposto $HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$:

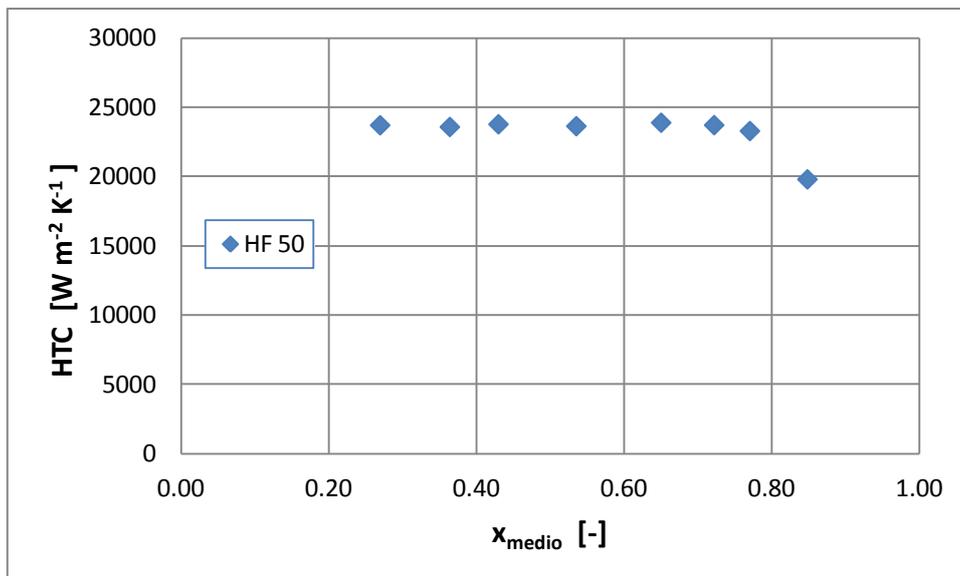


Figura 3.9: HTC in funzione del titolo medio per $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

La modalità di scambio termico dominante è quella per ebollizione nucleata e come si vede il valore del coefficiente di scambio termico rimane costante all’interno di un ampio intervallo di variazione del titolo medio di vapore fino a quando si nota un calo improvviso dovuto all’innescarsi del fenomeno del “dryout” (in questo caso prossimità al titolo 0.8). La raccolta dati non è proseguita oltre tale titolo medio di vapore poiché l’innalzamento della temperatura di parete provocata da tale fenomeno può provocare il surriscaldamento e quindi il conseguente danneggiamento della sezione di prova stessa. Come si vedrà in seguito per portate più elevate il fenomeno della crisi termica si innesca per titoli più elevati

ma il brusco calo del coefficiente di scambio termico avviene nella stessa modalità in tutte le prove e con pendenze prossime al verticale.

In Fig. 3.10 viene illustrato come varia la temperatura media di parete del provino sempre al variare del titolo medio di vapore.

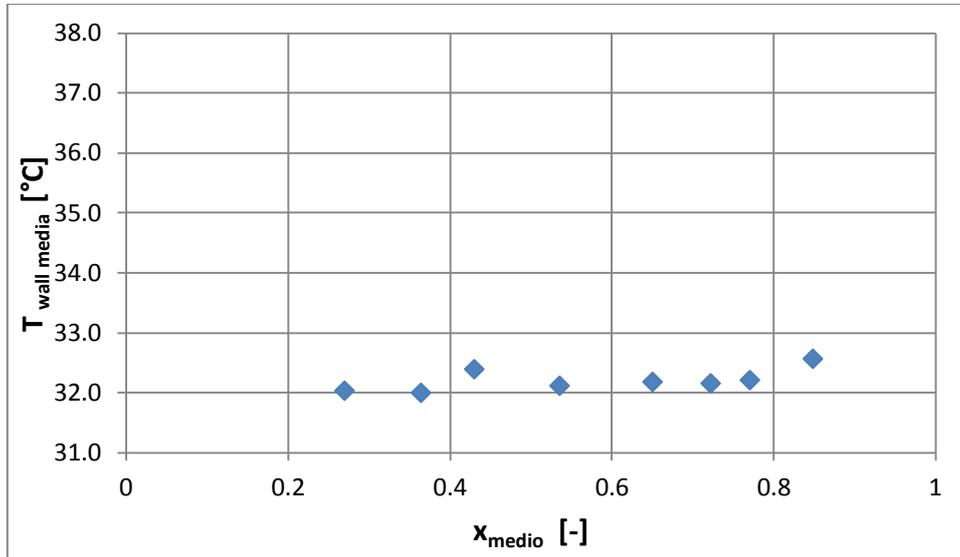


Figura 3.10: Andamento della temperatura media superficiale per $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

Come si nota in Fig. 3.10 la temperatura media di parete rimane praticamente costante fino a quando subentra il fenomeno del “dryout” che causa il suo innalzamento. È da specificare che tale fenomeno non si innesca istantaneamente su tutta la superficie ma va ad interessare inizialmente solo parte di essa fino a quando per titoli prossimi all’unità evapora tutto il film liquido che la bagna. In seguito verrà fatta un’analisi dettagliata del fenomeno in cui saranno presi in causa i dati di temperatura raccolti da ciascuna termocoppia per vedere il comportamento del provino lungo tutta la sua estensione.

In Fig. 3.11 il grafico mostra il comportamento della superficie per un flusso termico specifico imposto $HF = 100 \text{ kW m}^{-2}$:

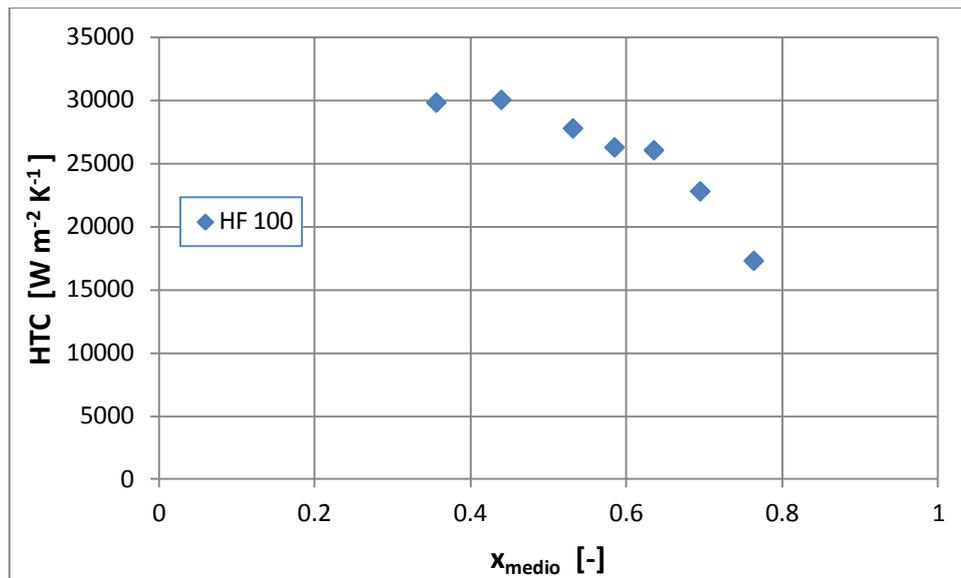


Figura 3.11: HTC in funzione del titolo medio per $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

Si può notare come i punti rappresentanti il coefficiente di scambio termico non siano ben distribuiti lungo un valore costante come osservato per la superficie attivata in Fig. 3.9. Questo accade perché essendo la portata specifica bassa e il flusso termico alto il comportamento è piuttosto instabile presentando anche per titoli non troppo elevati il fenomeno cosiddetto di “dewetting-rewetting”. Il fronte di “dryout” che divide la superficie in due parti (una in cui la superficie è ancora bagnata e continua ad essere presente l’ebollizione nucleata e una in cui tutto il film liquido che la ricopre è evaporato ed è presente la crisi termica) non è stabile e si muove lungo la superficie stessa. Questo fenomeno fa sì che la superficie sia a momenti bagnata dal film liquido e a momenti no, causando un calo sensibile del valore del coefficiente di scambio termico.

In Fig. 3.12 è mostrato come anche i valori della temperatura media di parete seguano un andamento differente rispetto a quello osservato in Fig. 3.10:

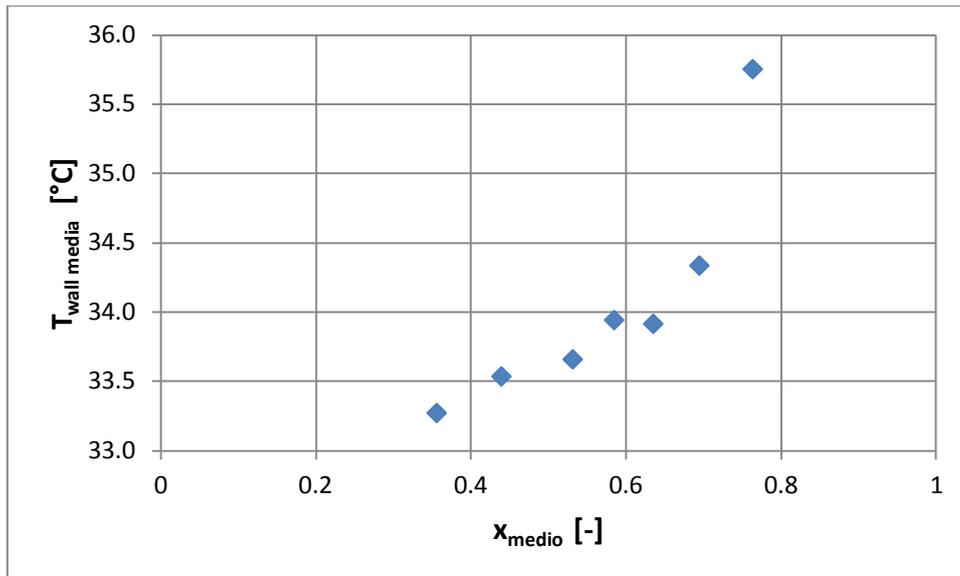


Figura 3.12: Andamento della temperatura media superficiale per $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

In Fig. 3.12 non è presente una parte a temperatura costante testimone della stabilità del processo di scambio termico, infatti l'andamento della temperatura media subisce i sintomi dell'instabilità del fenomeno come nel caso del grafico del coefficiente di scambio termico visto in Fig. 3.11.

$$G = 75 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$$

Per la portata di massa specifica $G = 75 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ è stata eseguita un'unica prova per $HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$. In Fig. 3.13 sono mostrati i risultati ottenuti per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico mentre in Fig. 3.14 è mostrato l'andamento della temperatura media di parete.

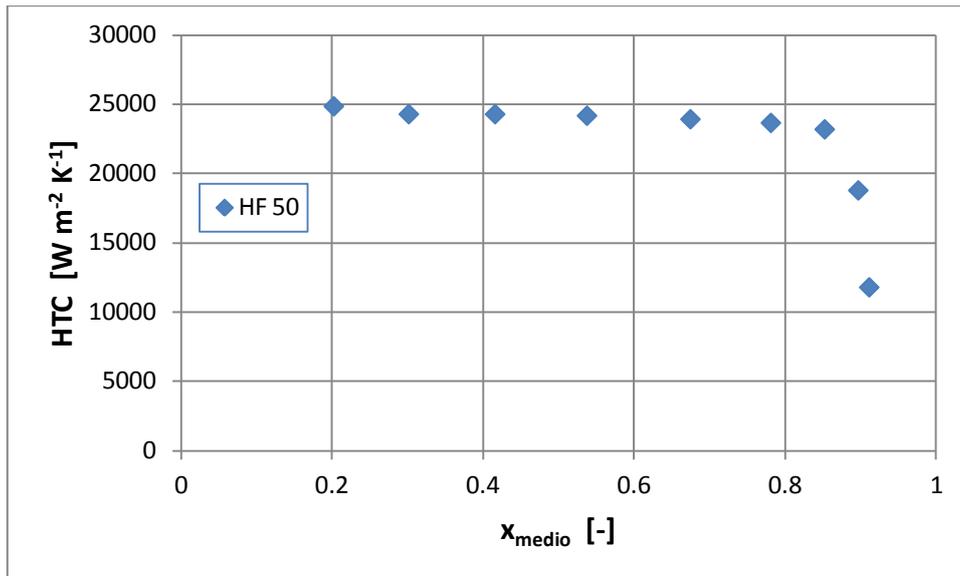


Figura 3.13: HTC in funzione del titolo medio per $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

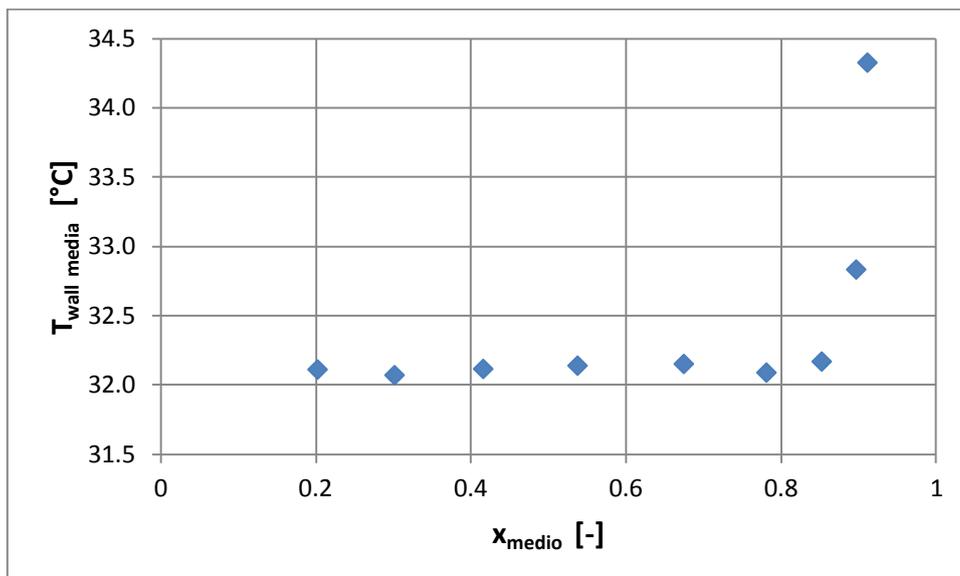


Figura 3.14: Andamento della temperatura media di parete per $G=75 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

Gli andamenti dei grafici ottenuti per la presente prova sono in linea con quelli visti fino ad ora per la superficie attivata e valgono gli stessi commenti fatti in precedenza. Il coefficiente di scambio termico assume un valore che anche se non è del tutto costante nella zona di superficie attivata varia di poco al variare del titolo medio di vapore. Il verificarsi della crisi termica per un titolo medio prossimo allo 0.85 provoca un decremento sensibile accompagnato da un incremento della temperatura media di parete.

$$G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$$

Per ultimo sono state effettuate le prove per una portata di massa specifica molto più elevata rispetto alle precedenti e pari a $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. In Fig. 3.15 e Fig. 3.16 sono mostrati rispettivamente gli andamenti del coefficiente di scambio termico e della temperatura media di parete sia per la superficie attivata che non attivata per un flusso termico specifico $HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$:

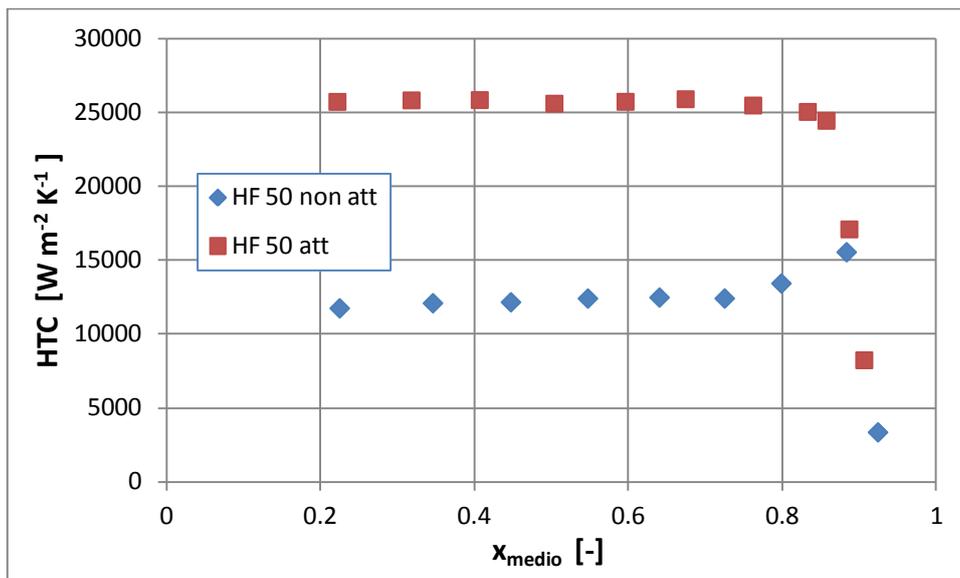


Figura 3.15: HTC in funzione del titolo medio per $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$ con evidenziata l'attivazione della superficie.

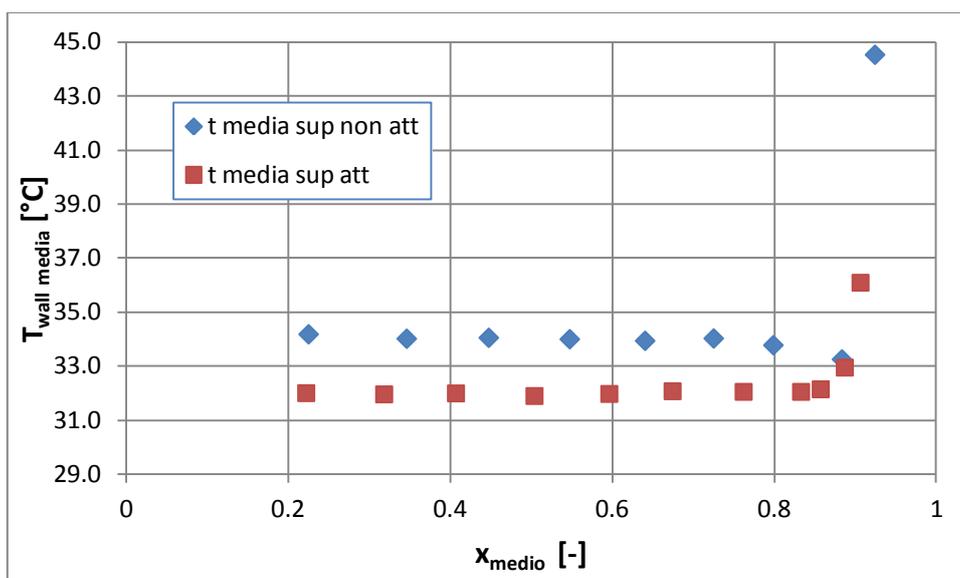


Figura 3.16: Andamento della temperatura media di parete per $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$ con attivazione della superficie.

Per la Fig. 3.15 valgono gli stessi commenti fatti in precedenza per la Fig. 3.2. Il coefficiente di scambio termico assume inizialmente valori molto bassi rispetto a quelli assunti per la zona attivata: per il titolo medio di vapore più basso analizzato che è prossimo a 0.2 si passa da un valore del coefficiente di scambio termico di $11700 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ad uno di $25700 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ quindi con un aumento del 120%. Questo forte aumento del valore del coefficiente di scambio termico è a testimonianza del beneficio apportato dall'attivazione di una grande quantità di siti di nucleazione.

Per quanto riguarda la zona di superficie attivata è evidente come sia le temperatura media di parete che il coefficiente di scambio termico rimangano costanti al variare del titolo medio di vapore fino all'insorgere del "dryout" per un titolo medio prossimo a 0.85.

Nel caso di Fig. 3.16 sono state indicate al variare del titolo medio con il colore blu le temperature medie di parete della superficie non attivata mentre con il colore rosso quelle della superficie attivata. L'aumento del coefficiente di scambio termico dovuto all'attivazione della superficie provoca un miglioramento del processo di trasporto del calore e un conseguente abbassamento della temperatura media di parete.

In Fig. 3.17 e Fig. 3.18 sono mostrati rispettivamente gli andamenti del coefficiente di scambio termico e della temperatura media superficiale per la superficie attivata per un flusso termico specifico $HF = 100 \text{ kW m}^{-2}$:

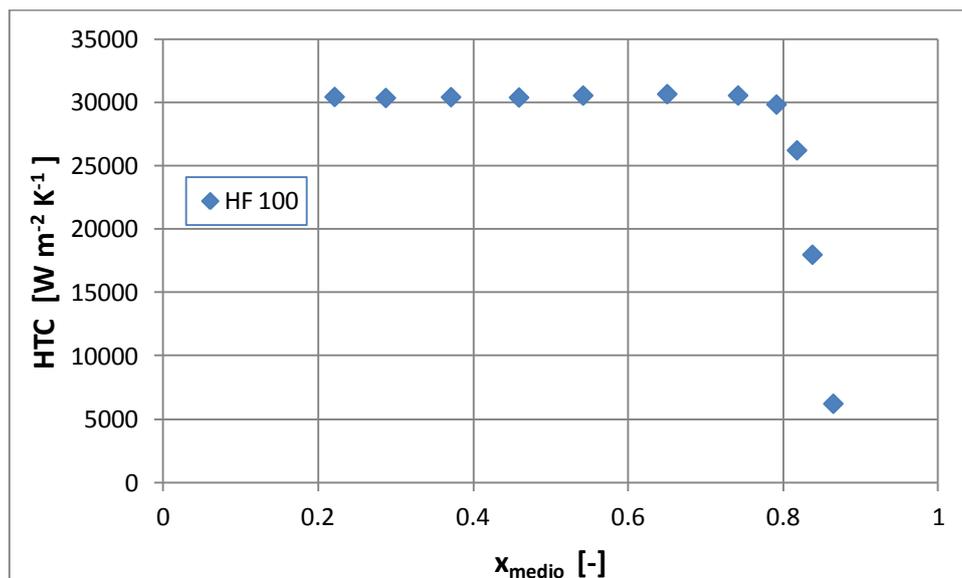


Figura 3.17: HTC in funzione del titolo medio per $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

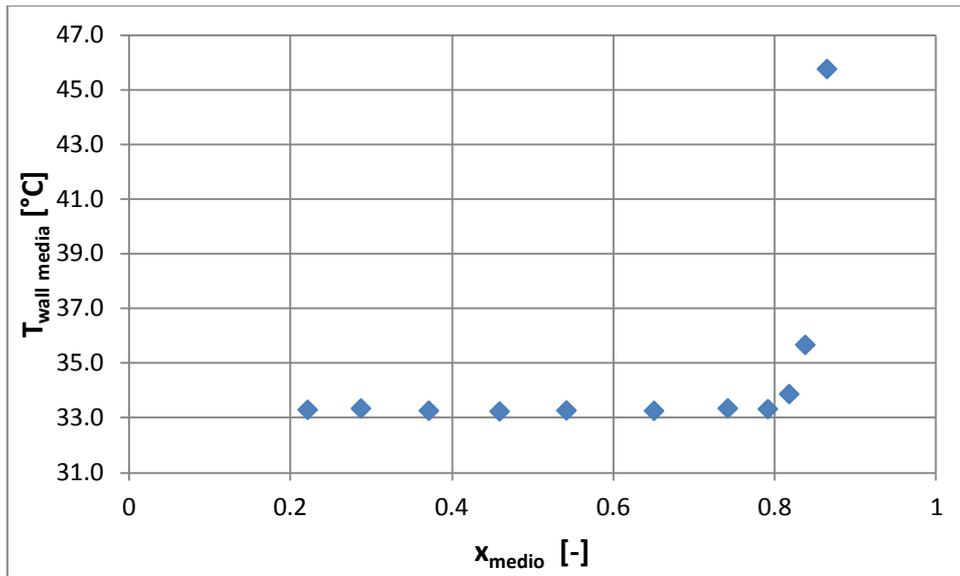


Figura 3.18: Andamento della temperatura media di parete per $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

L'andamento dei grafici è concorde con quello visto fin ora in relazione al comportamento assunto dalla superficie nella zona di superficie attivata. Il coefficiente di scambio termico e la temperatura di parete rimangono costanti al variare del titolo medio di vapore fino all'insorgere della crisi termica per un titolo medio prossimo a 0.8 che provoca un crollo del valore del primo parametro e una forte crescita del valore del secondo.

3.2 CONFRONTO A PORTATA DI MASSA SPECIFICA COSTANTE

In questo paragrafo viene effettuato un confronto tra i risultati ottenuti nelle prove caratterizzate dalla stessa portata di massa specifica in modo da evidenziare gli effetti provocati dal variare del flusso termico specifico.

$$G = 50 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

In Fig. 3.19 sono evidenziati i valori medi del coefficiente di scambio termico per una portata di massa specifica pari a $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$:

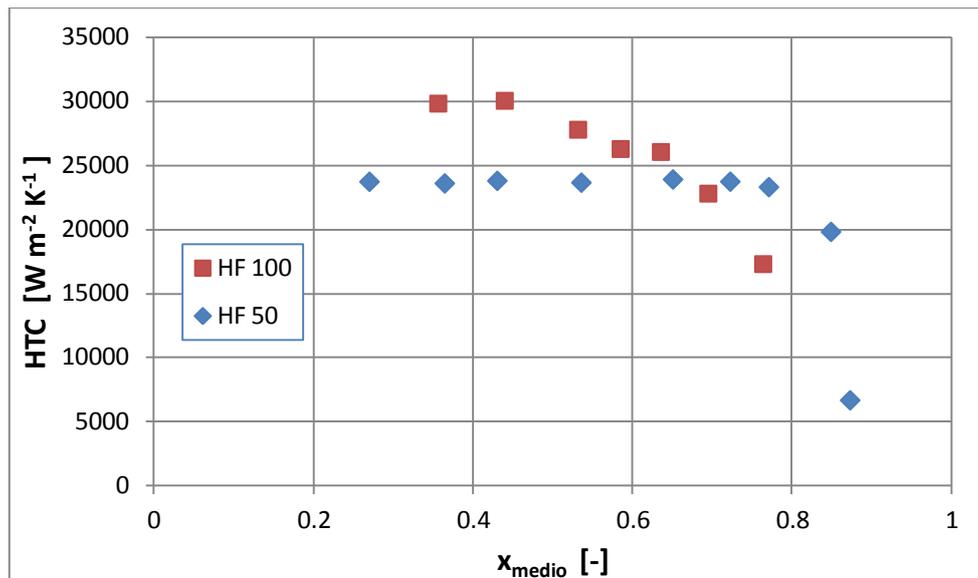


Figura 3.19: Confronto tra i valori di HTC ottenuti per $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Nel grafico sono visibili sostanzialmente tre cose fondamentali:

- L'aumento del coefficiente di scambio termico a titoli bassi per la superficie sottoposta a flusso termico maggiore;
- L'avvento del fenomeno del dryout per un titolo medio più basso per la superficie sottoposta a flusso termico maggiore;
- La discrepanza tra la forma delle curve tra le due prove sottoposte a flusso termico diverso.

L'aumento del coefficiente di scambio termico per un titolo medio di 0.35 è pari al 26% passando da un valore di $23700 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ a uno di $29800 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Questo effetto è dovuto al fatto che un flusso termico maggiore implica anche un surriscaldamento maggiore della superficie e questo contribuisce all'attivazione di punti di nucleazione che non entrano in gioco nel processo di scambio termico a flusso termico minore. Inoltre un maggior numero di bolle che si staccano dalla superficie incrementa la turbolenza del fluido stesso che riesce così ad asportare una quantità maggiore di calore per convezione forzata.

Per quanto riguarda il fenomeno del "dryout", nel caso di $HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$ esso si presenta per un titolo medio di poco inferiore a 0.8 mentre per $HF = 100 \text{ kW m}^{-2}$ già per un titolo medio pari a 0.7 si nota che il valore del coefficiente di scambio termico è sceso vistosamente e in particolare assume un valore minore rispetto a quello ottenuto per lo stesso titolo per la superficie sottoposta a flusso termico più basso.

Il fatto che flussi termici maggiori implicino un inizio di “dryout” a titoli medi minori è da ricercarsi nell’aumento del distacco di bolle dalla superficie. Questo fenomeno che provoca una consistente agitazione in prossimità della superficie rafforzato dall’aumento del titolo medio, il che implica uno spessore del film fluido a contatto con la superficie minore, fa in modo che sia sempre più difficile per la fase liquida tornare a prendere il posto del vapore che si distacca anticipando l’avvento della crisi termica.

La diversa forma delle curve è probabilmente da ricercarsi nell’instabilità data dal fenomeno del “wetting-dewetting” che si presenta nel caso a flusso termico più elevato. La non stazionarietà del fronte di “dryout” il prosciugamento dei siti di nucleazione con conseguente momentaneo surriscaldamento della superficie.

$$G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

In Fig. 3.20 sono evidenziati i valori medi del coefficiente di scambio termico per una portata di massa specifica pari a $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$:

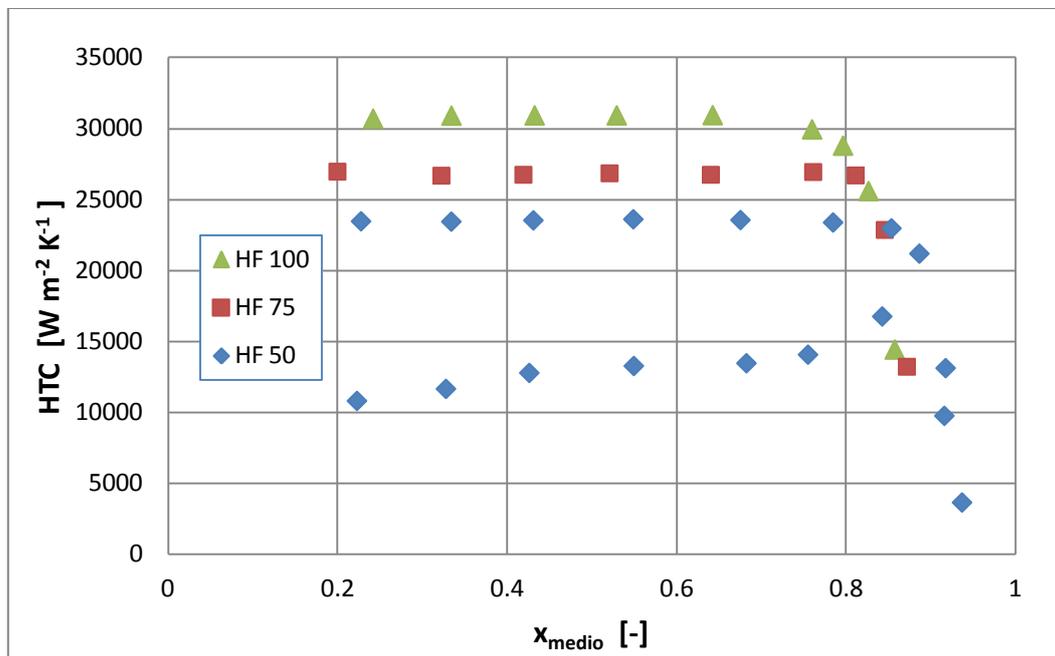


Figura 3.20: Confronto tra i valori di HTC ottenuti per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Anche in questo caso si possono trarre le stesse conclusioni fatte in precedenza per il confronto fatto per $G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ tranne che per l’andamento delle curve che in

questo caso appaiono regolari e simili tra di loro evidenziando che tale portata di massa specifica può ben sopportare tutti e tre i flussi termici e garantire un regime stabile di scambio termico.

La Fig. 3.20 mostra come rispetto al caso caratterizzato da flusso termico specifico più basso e pari a 50 kW/m^2 si abbia un innalzamento del valore di HTC del 14% per $HF = 75 \text{ kW m}^{-2}$ e del 31% per $HF = 100 \text{ kW m}^{-2}$. I titoli di inizio dryout sono invece, partendo dalla prova caratterizzata da flusso termico più alto a diminuire: 0.76; 0.81; 0.85.

$$G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

In Fig. 3.21 sono evidenziati i valori medi del coefficiente di scambio termico assunti per una portata di massa specifica pari a $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$:

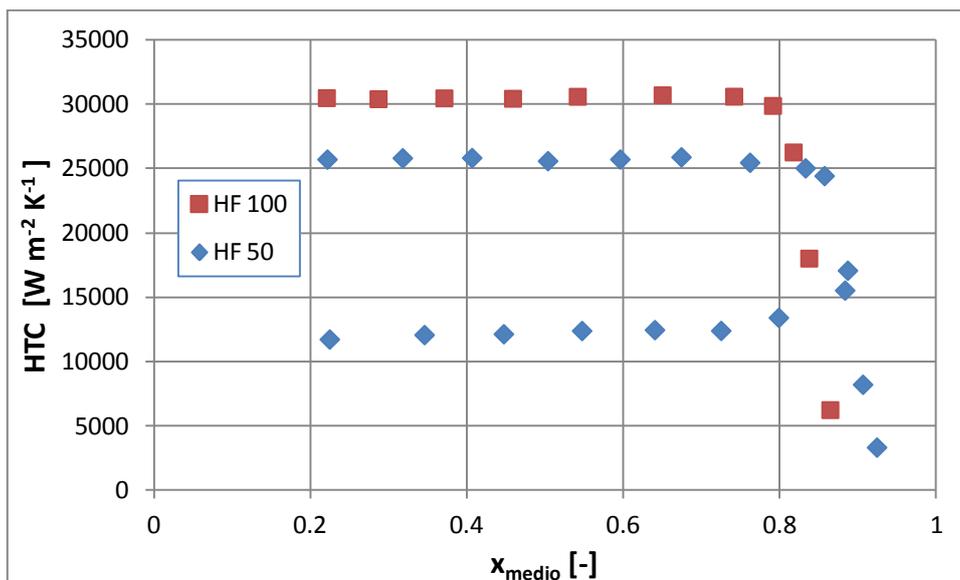


Figura 3.21: Confronto tra i valori di HTC ottenuti per $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Anche i risultati analizzati in questo confronto sono molto regolari e in particolare si ottiene che per il flusso termico specifico più elevato il valore del coefficiente di scambio termico ha un miglioramento del 19% mentre il titolo di inizio “dryout” è pari a 0.79 contro lo 0.83 ottenuto con la prova a flusso termico più basso.

3.3 CONFRONTO A FLUSSO TERMICO SPECIFICO COSTANTE

In questo paragrafo viene effettuato un confronto tra i risultati ottenuti nelle prove caratterizzate dallo stesso flusso termico specifico in modo da evidenziare gli effetti provocati dal variare della portata di massa specifica.

$$HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$$

In Fig. 3.22 sono evidenziati i valori medi del coefficiente di scambio termico assunti per un flusso termico specifico pari a 50 kW m^{-2} .

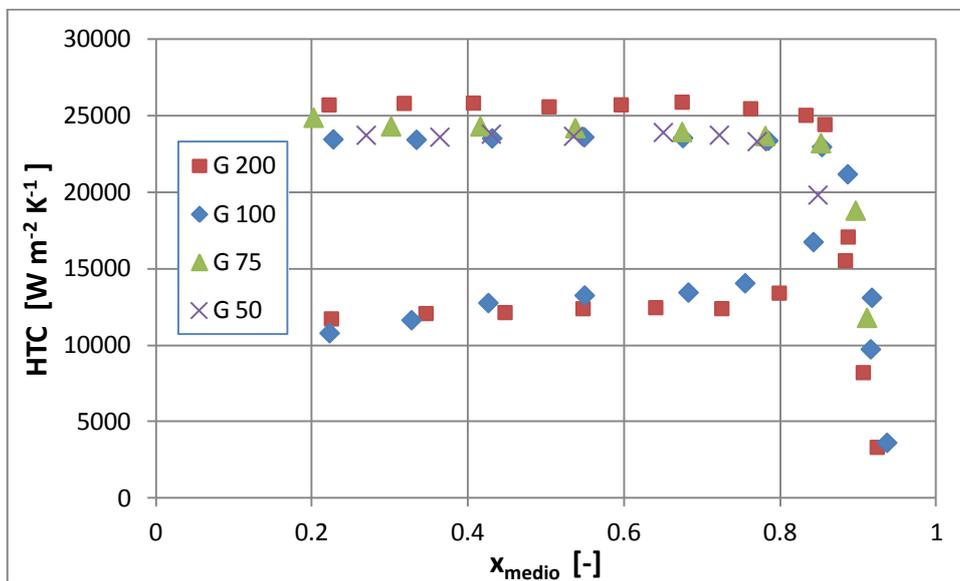


Figura 3.22: Confronto tra i valori di HTC ottenuti per $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

Tale confronto rivela sostanzialmente come l'ebollizione nucleata abbia un effetto dominante rispetto alla convezione forzata durante il processo di scambio termico, infatti al variare della portata specifica non si presentano variazioni sostanziali nel valore di HTC . Il fatto che il grafico riveli un andamento dei punti simili anche per la superficie non attivata per le portate di massa specifica $G = 100$ e $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ rivela che in quel caso ci sono un numero di siti di nucleazione in quantità equivalenti che non partecipano allo scambio termico.

In Fig. 3.22 si può anche notare che il “dryout” inizia a verificarsi per valori simili del titolo medio ad eccezione di $G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ per cui, data la bassa portata di massa specifica, il flusso termico specifico a cui è stata realizzata la prova inizia ad essere elevato ed anticipa la sua insorgenza.

$$HF = 100 \text{ kW m}^{-2}$$

In Fig. 3.23 sono evidenziati i valori medi del coefficiente di scambio termico assunti per un flusso termico specifico pari a 100 kW m^{-2} .

Per questo confronto valgono le stesse considerazioni fatte per la Fig. 3.22 e trattandosi di un’analisi a flusso termico specifico più elevato si nota ancora di più lo scostamento dei risultati ottenuti per la portata di massa specifica $G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ rispetto alle altre due.

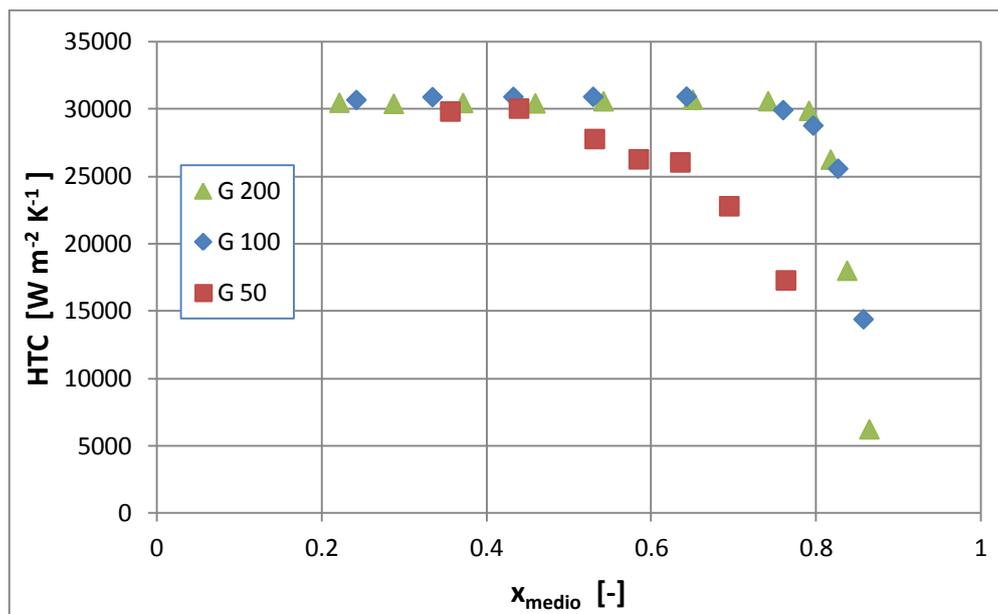


Figura 3.23: Confronto tra i valori di HTC ottenuti per $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

4. ANALISI NUMERICA AI VOLUMI FINITI

In questo capitolo sarà fatto un lavoro di confronto tra i dati sperimentali raccolti per quattro campioni caratterizzati da una certa portata specifica G e flusso termico specifico HF e quelli ottenuti con un'analisi numerica ai volumi finiti tramite il software ANSYS 14.5 FLUENT [22]. Per ognuno dei quattro modelli computazionali sviluppati sono stati dati come input i valori medi dei dati ottenuti sperimentalmente; in particolare il confronto effettuato è focalizzato su:

- Corrispondenza delle temperature rilevate dalle termocoppie con quelle calcolate tramite il modello al computer per superficie attivata;
- Corrispondenza delle temperature rilevate dalle termocoppie con quelle calcolate tramite il modello al computer per inizio “dryout”.

In Tab. 4.1 sono elencati i modelli presi come base per il confronto:

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	HF [kW m^{-2}]
50	50
100	50;75
200	100

Tabella 4.1: Combinazioni di portata specifica G e flusso termico specifico HF analizzate numericamente.

4.1 CONFRONTO PER SUPERFICIE ATTIVATA

Essendo il coefficiente di scambio termico HTC sostanzialmente costante nella zona di superficie attivata per ogni campione elencato in Tab. 4.1 è stato scelto di confrontare i risultati ottenuti attraverso le due tipologie di analisi per un solo valore di titolo medio come elencato in Tab. 4.2:

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	HF [kW m^{-2}]	x_{medio} [-]	HTC [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
50	50	0.43	23784
100	50	0.43	23509
100	75	0.52	26824
200	100	0.46	30419

Tabella 4.2: Valori di riferimento per l'analisi della superficie attivata.

Ricordiamo che la superficie oggetto dell'analisi è munita di 20 termocoppie posizionate a 1 mm di profondità dalla superficie micro strutturata e distanziate 10 mm l'una dall'altra; la prima e l'ultima termocoppia distanziano 5 mm rispettivamente dal bordo di ingresso e di uscita della sezione. La Fig. 4.1 mostra lo schema della loro numerazione utilizzata in laboratorio:

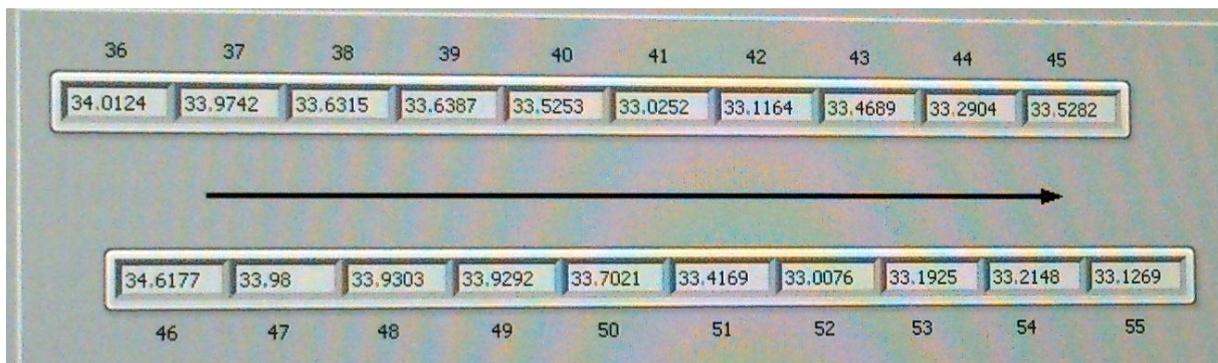


Figura 4.1: Disposizione delle termocoppie.

Il modello da rappresentare ai volumi finiti è semplice da realizzare in quanto si tratta di un parallelepipedo di rame delle dimensioni già specificate nel Cap. 2. Data questa semplicità sebbene il modello teorico dica che il campo vettoriale del flusso termico è bidimensionale è stato fatto un modello tridimensionale in quanto non si andava comunque ad influire sulla velocità di calcolo del computer nonostante il maggior numero di elementi e di nodi utilizzati. È stato scelto di utilizzare elementi di forma cubica che bene vanno ad interpolare la forma del parallelepipedo e la mesh è stata infittita facendo un'analisi della convergenza dei risultati arrivando ad ottenere una suddivisione ottima del modello tridimensionale data da 312500 elementi e 338676 nodi.

Le condizioni al contorno utilizzate per il modello costruito con FLUENT sono in accordo con il comportamento del modello reale date le note dispersioni di calore verso l'ambiente esterno e la costanza della temperatura di saturazione. È stato imposto che tutte e quattro le superfici laterali si comportino adiabaticamente, sulla superficie inferiore è stato fissato un flusso termico specifico pari a quello netto del modello reale utilizzato per il confronto e sulla superficie superiore è stato imposto un valore del coefficiente di scambio termico pari a quello ricavato tramite dati sperimentali facendo riferimento ad una temperatura di saturazione di 30°C.

In Fig. 4.2 è mostrato il risultato grafico ottenuto con l'analisi al computer per $G = 50$; $HF = 50$, le temperature sono visualizzate in K perché è stato fatto riferimento alle unità di misura del Sistema Internazionale.

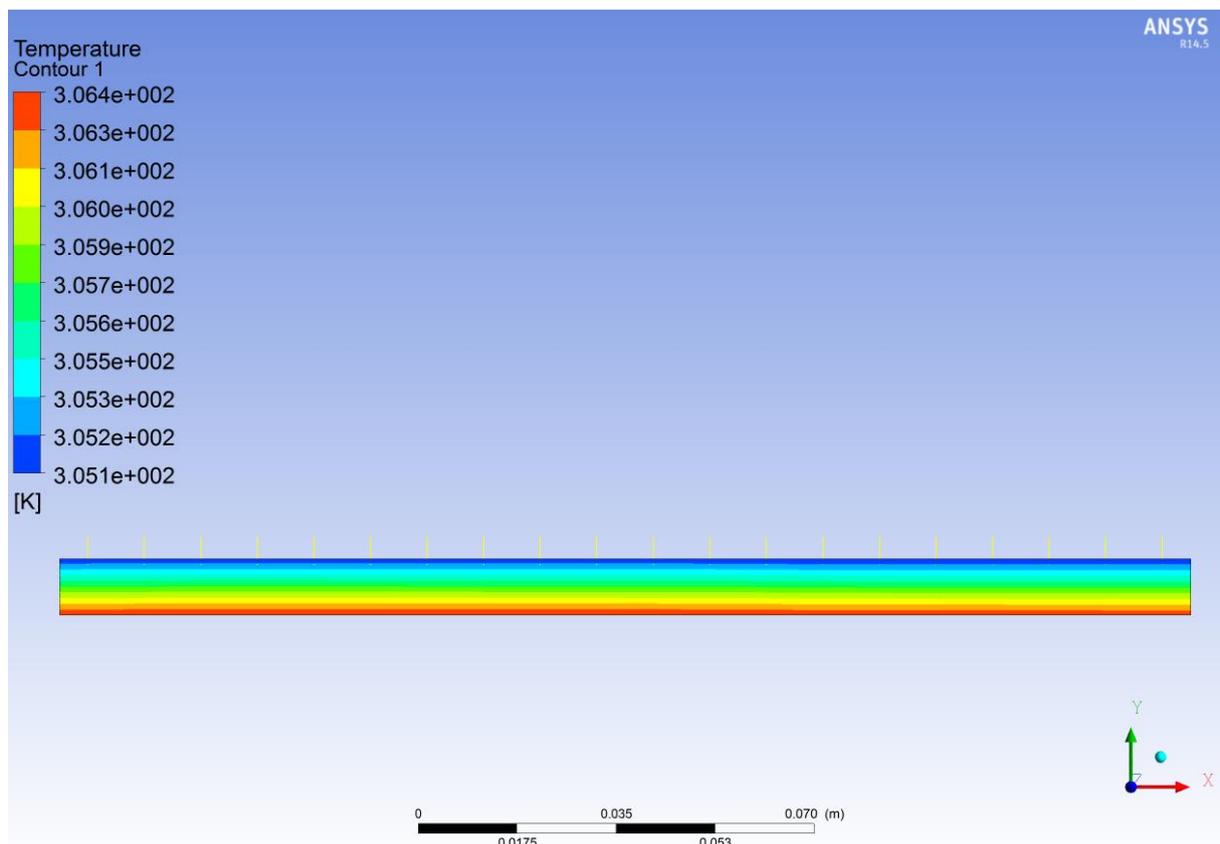


Figura 4.2: Risultato grafico per la superficie attivata ottenuto con FLUENT per $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

Come si può notare il risultato rispecchia perfettamente quello che ci si aspetta in linea teorica per un modello di scambio termico attraverso una superficie infinita di un certo spessore sottoposta da una parte a un flusso termico costante e dall'altra ad un coefficiente

di scambio termico altrettanto costante lungo tutta la superficie. Le linee di temperatura sono infatti parallele alla superficie e passano da una temperatura più alta in prossimità della superficie riscaldata ad una più bassa in prossimità di quella raffreddata dal fluido refrigerante.

Le asticelle di colore giallo che emergono dalla superficie superiore della rappresentazione grafica indicano i punti in cui sono stati raccolti i dati relativi alla temperatura e coincidono con i punti in cui sono posizionate le termocoppie nel modello studiato in laboratorio.

In Fig. 4.3 è mostrato il confronto tra dati ricavati sperimentalmente e numericamente:

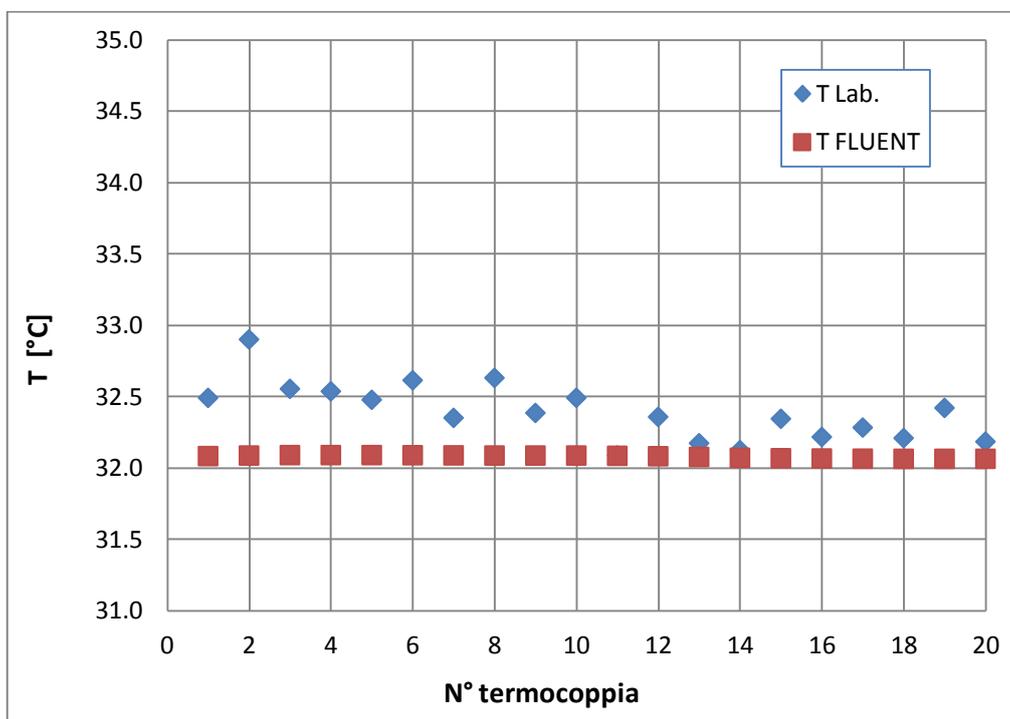


Figura 4.3: Confronto tra i dati ricavati sperimentalmente e numericamente per $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

Come si può notare i risultati ottenuti sono concordanti tra di loro infatti la media dei valori ottenuti è 32.08°C per i dati ottenuti con FLUENT e 32.39°C per quelli sperimentali differendo tra loro solo di 0.31 K . In figura si nota anche che la dispersione dei punti è diversa, questo proprio perché una serie di dati è una simulazione mentre l'altra rappresenta i dati reali.

Di seguito vengono esposti i grafici ottenuti anche per gli altri tre esempi tralasciando però la rappresentazione grafica con FLUENT poiché è identica a quella di Fig. 4.2 fatta eccezione che cambia la scala delle temperature.

In Fig. 4.4, Fig. 4.5, Fig. 4.6 sono mostrati i grafici ottenuti rispettivamente per: $G = 100$, $HF = 50$; $G = 100$, $HF = 75$; $G = 200$, $HF = 100$.

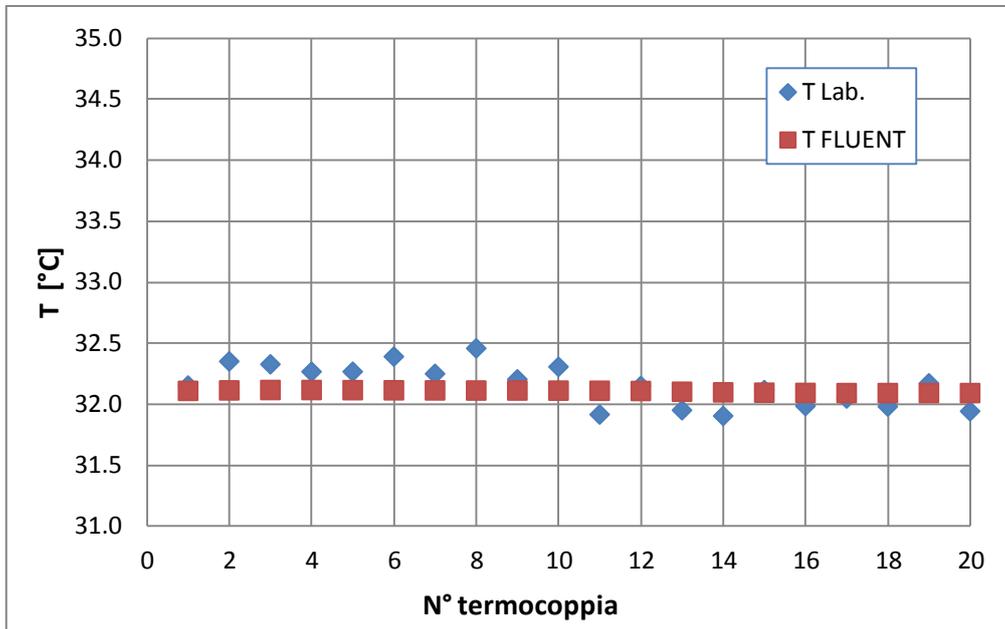


Figura 4.4: Confronto tra i dati ricavati sperimentalmente e numericamente per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

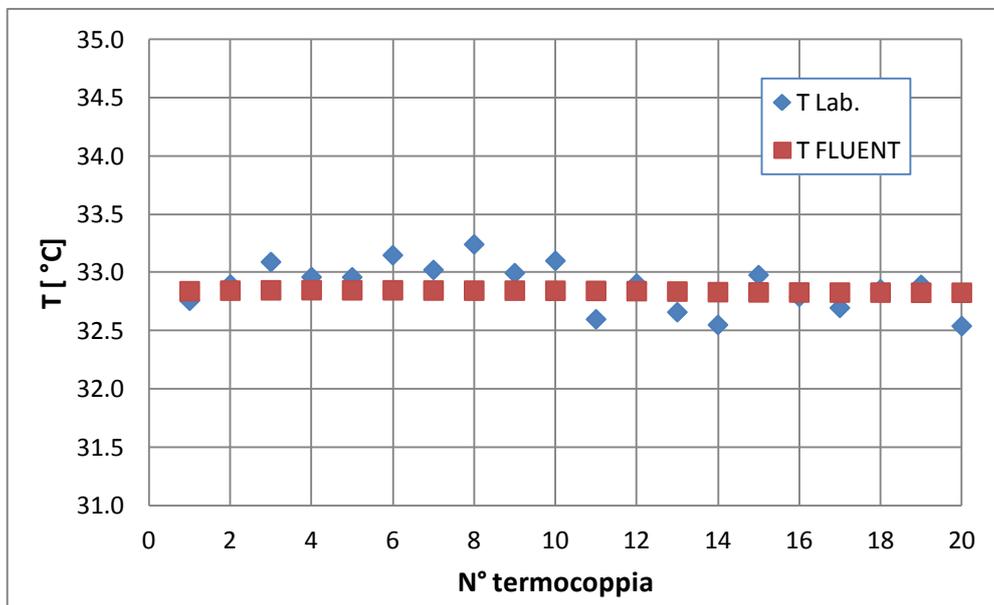


Figura 4.5: Confronto tra i dati ricavati sperimentalmente e numericamente per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=75 \text{ kW m}^{-2}$.

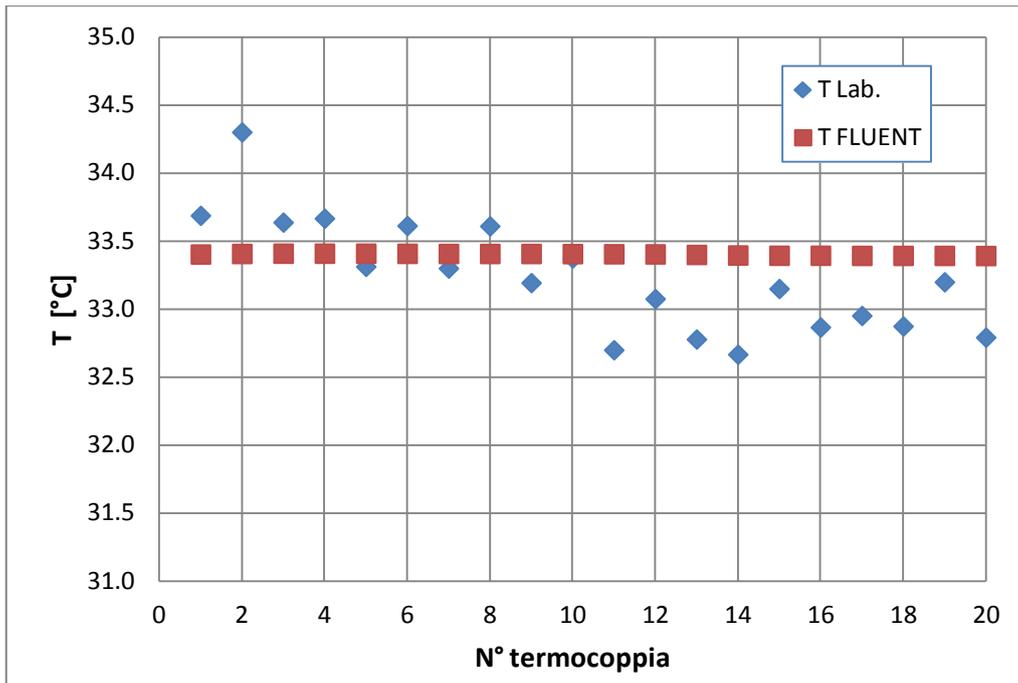


Figura 4.6: Confronto tra i dati ricavati sperimentalmente e numericamente per $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

In generale per ognuno degli ultimi tre grafici vale quello che è stato detto per $G = 50$, $HF = 50$; in Tab. 4.3 sono riportati i valori di confronto che testimoniano la concordanza tra le due differenti analisi svolte:

$G \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$	$HF \text{ [kW m}^{-2}]$	$T_{\text{media Lab.}} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{\text{media FLUET}} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$ DIFF. \text{ [K]}$
50	50	32.39	32.08	0.31
100	50	32.16	32.11	0.05
100	75	32.88	32.84	0.04
200	100	33.24	33.40	0.16

Tabella 4.3: Confronto tra le temperature medie ottenute con analisi sperimentalmente e numerica.

4.2 CONFRONTO PER INIZIO DRYOUT

In questo caso il confronto consiste nel verificare la compatibilità tra l'andamento dei grafici delle temperature medie registrate dalle termocoppie lungo la superficie con quelli ottenuti per analisi numerica per il titolo di inizio "dryout" e determinare il valore del coefficiente di scambio termico medio per la parte di superficie che presenta il fenomeno del "dryout" sempre per tale titolo. Sono state prese come esempi le stesse combinazioni di portata specifica e flusso termico elencate in Tab. 4.1 però in questo caso l'oggetto di analisi è focalizzato sul titolo di vapore di inizio "dryout".

Per costruire un buon modello si deve innanzitutto individuare qual è il titolo di vapore in cui ha inizio la crisi termica e in corrispondenza di tale titolo a quale distanza dall'ingresso della sezione essa inizia a manifestare i suoi effetti. Questo è necessario perché come si vedrà più avanti il modello è diviso in due parti: una in cui non è presente "dryout" e una in cui è presente; le due parti sono poi collegate imponendo le condizioni al contorno.

Per determinare a quale titolo inizia il "dryout" e a quale distanza dall'ingresso della sezione è stata fatta un'indagine sulla deviazione standard delle temperature misurate dalle termocoppie. Questo è considerato un buon indicatore poiché si sta studiando l'insorgere di un fenomeno che prima di arrivare a regime (tutto il liquido diventa vapore) passa per una zona di transizione che presenta un cambiamento della deviazione standard dovuta al fatto che la superficie è interessata al fenomeno di "wetting-dewetting".

In Fig. 4.7 sono mostrati i risultati ottenuti per l'analisi sulla deviazione standard fatta sulla combinazione $G = 50$, $HF = 50$:

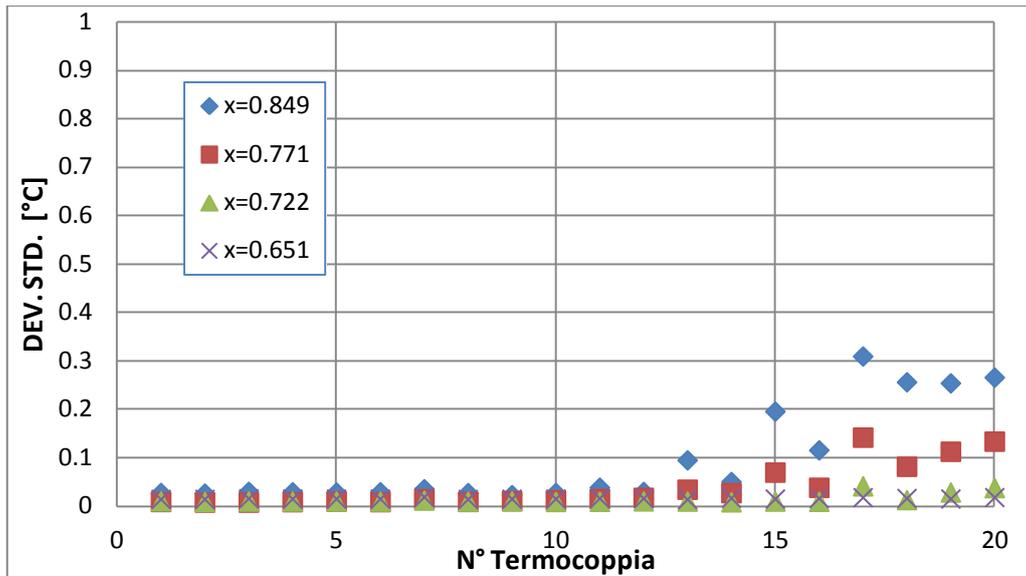


Figura 4.7: Analisi di inizio “dryout” per $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

Lo studio dell’andamento della deviazione standard è stato compiuto per diversi titoli di vapore per risaltare l’insorgenza del fenomeno cercato.

Come si può vedere per i titoli più bassi in cui lo scambio termico è stabile e tutta la superficie è interessata dall’ebollizione nucleata la deviazione standard risulta essere prossima a 0, mentre man mano che si passa a titoli più alti si vede come la curva tenda ad assumere una forma ad S.

In particolare si vede come queste curve siano costituite da:

- un tratto a deviazione standard costante e quasi nulla in cui il “dryout” non ha ancora avuto luogo;
- un tratto che si stacca con pendenza positiva dal tratto precedente il cui punto di distacco individua il punto di inizio “dryout”;
- un tratto a deviazione standard costante e più alta dei tratti precedenti che testimonia un tratto di forte intermittenza tra superficie bagnata e non.

Altro particolare che si nota è che maggiore è il titolo medio considerato, più il punto di inizio “dryout” arretra nel grafico, questo sta a significare che tale fenomeno va ad interessare una più ampia porzione di superficie.

Quello che interessa in questo caso è individuare quale titolo per primo mostra un grafico a forma di S e in corrispondenza a quale termocoppia abbiamo il punto di distacco.

In Fig. 4.8; Fig. 4.9; Fig. 4.10 sono mostrati i grafici ottenuti rispettivamente per: $G = 100$, $HF = 50$; $G = 100$, $HF = 75$; $G = 200$, $HF = 100$.

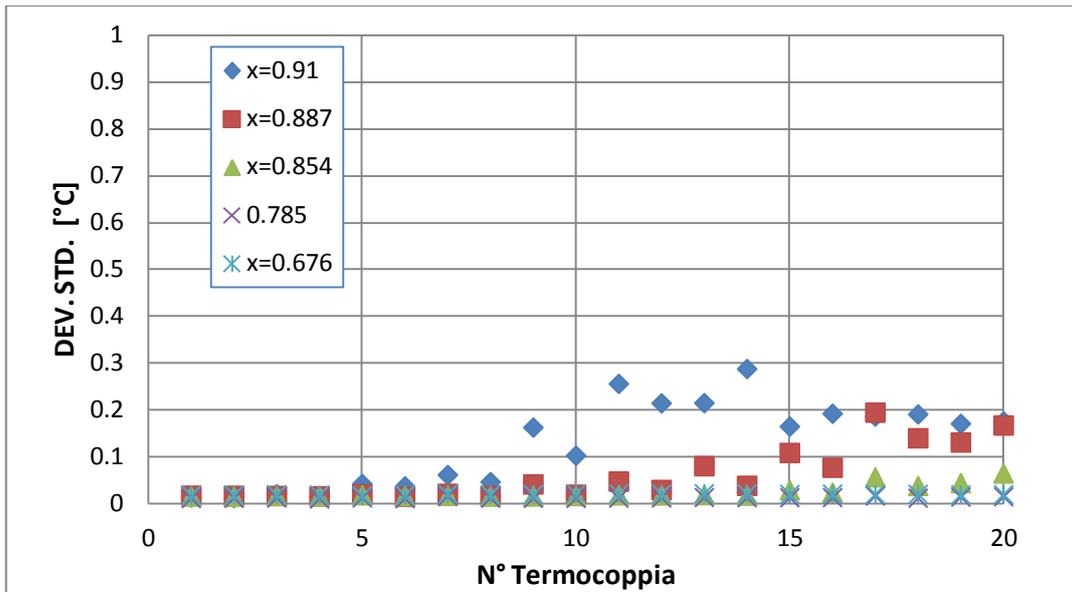


Figura 4.8: Analisi di inizio “dryout” per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

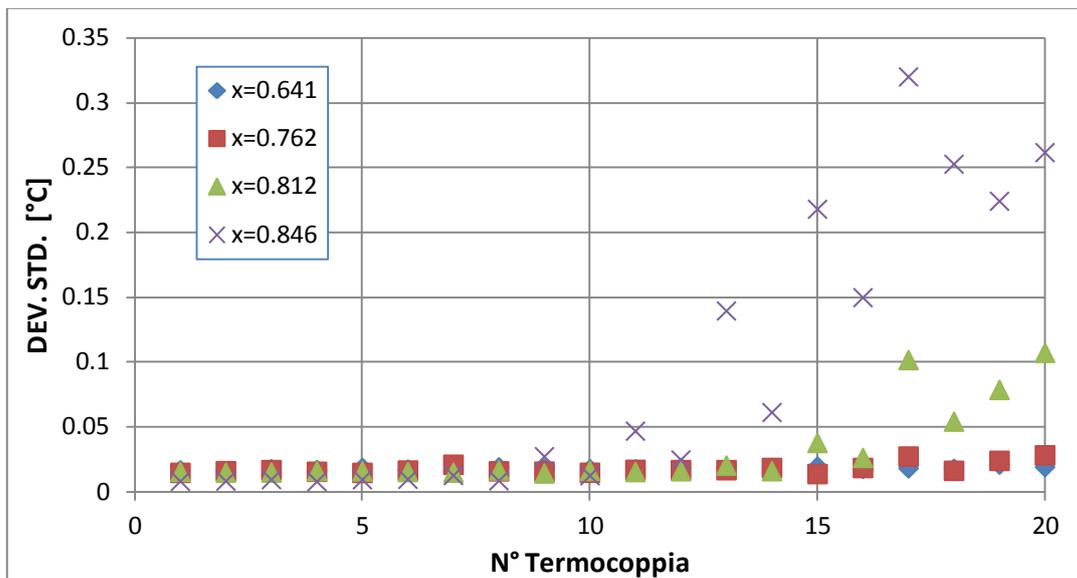


Figura 4.9: Analisi di inizio “dryout” per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=75 \text{ kW m}^{-2}$.

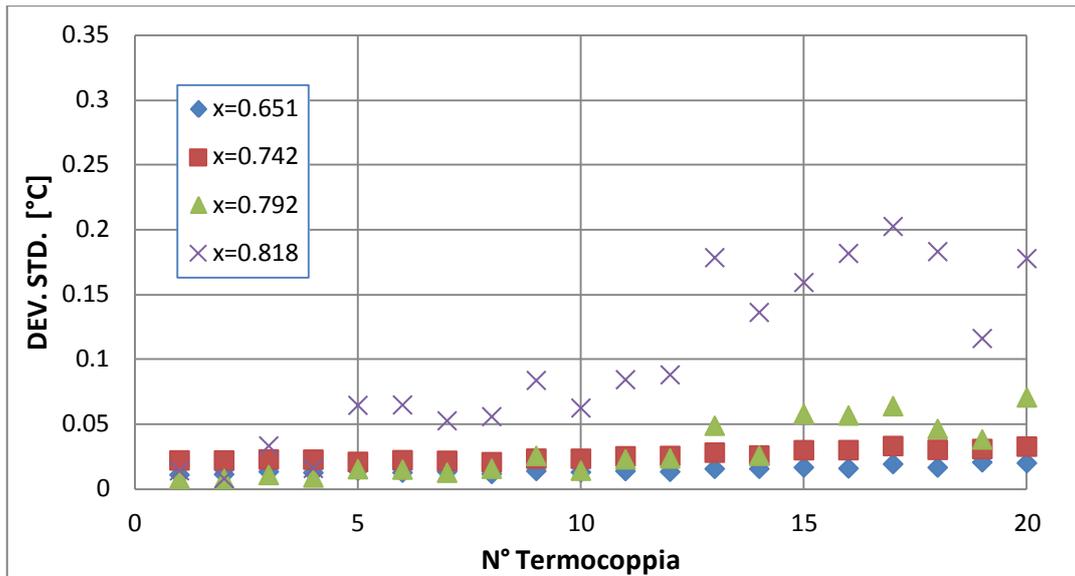


Figura 4.10: Analisi di inizio “dryout” per $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

In Tab. 4.4 sono esposti i risultati ottenuti per questa analisi:

$G \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$	$HF \text{ [kW m}^{-2}]$	$x_{\text{inizio dryout}} [-]$	$t_{\text{inizio dryout}}$	$z \text{ [mm]}$
50	50	0.77	14	135
100	50	0.89	11	105
100	75	0.81	12	115
200	100	0.79	11	105

Tabella 4.4: Valori del titolo medio di inizio “dryout” e della relativa termocoppia in cui inizia a verificarsi.

Come commento personale si può dire che in questa analisi, dato l’andamento dei grafici analizzati, è evidente per quale titolo il “dryout” ha inizio, ma non è invece altrettanto evidente in prossimità di quale termocoppia esso abbia inizio poiché i dati risultano essere piuttosto dispersi.

Come accennato già in precedenza ogni modello ai volumi è diviso in due parti in corrispondenza della termocoppia individuata per l’inizio della crisi termica e a ciascuna parte è assegnato il proprio coefficiente di scambio termico, mentre i valori del flusso termico specifico e della temperatura di saturazione assegnati mantengono lo stesso valore lungo tutta la superficie.

Il coefficiente di scambio termico assegnato alla parte di superficie interessata dallo scambio termico per ebollizione nucleata è stato calcolato come mostrato dalla formula (4.1), mentre quello assegnato come primo tentativo alla parte di superficie che presenta il “dryout” come mostrato dalla formula (4.2).

$$HTC_{\text{no dryout}} = \frac{HF}{T_{\text{sup no dryout,m}} - T_{\text{sat,m}}} \quad (4.1)$$

$$HTC_{\text{dryout}} = \frac{HF}{T_{\text{sup dryout,m}} - T_{\text{sat,m}}} \quad (4.2)$$

I risultati ottenuti tramite la (4.1) approssimano bene il comportamento reale della superficie già da subito mentre per quanto riguarda la (4.2) si è dovuto modificare manualmente il risultato fino ad ottenere uno scarto accettabile tra le temperature calcolate dal software e quelle ottenute in laboratorio. Tale analisi ci consente di scendere più nello specifico rispetto al valore del coefficiente di scambio termico medio ottenuto per l'intera superficie mostrando come esso crolli già ad inizio “dryout” almeno per una parte della superficie.

In Tab. 4.5 sono riportati i vari coefficienti di scambio termico assegnati nei modelli agli elementi finiti sviluppati.

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	HF [kW m^{-2}]	$HTC_{\text{no dryout}}$ [$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$]	HTC_{dryout} [$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$]
50	50	22300	14000
100	50	20000	5200
100	75	23500	6700
200	100	23770	13600

Tabella 4.5: Valori di HTC per la parte di superficie in cui non è presente e per cui è presente la crisi termica usati nel modello ai volumi finiti.

Di seguito sono mostrati a coppie il risultato grafico ottenuto con FLUENT e il confronto tra gli andamenti di temperatura ottenuti dall'elaborazione dei dati di laboratorio e dall'analisi numerica.

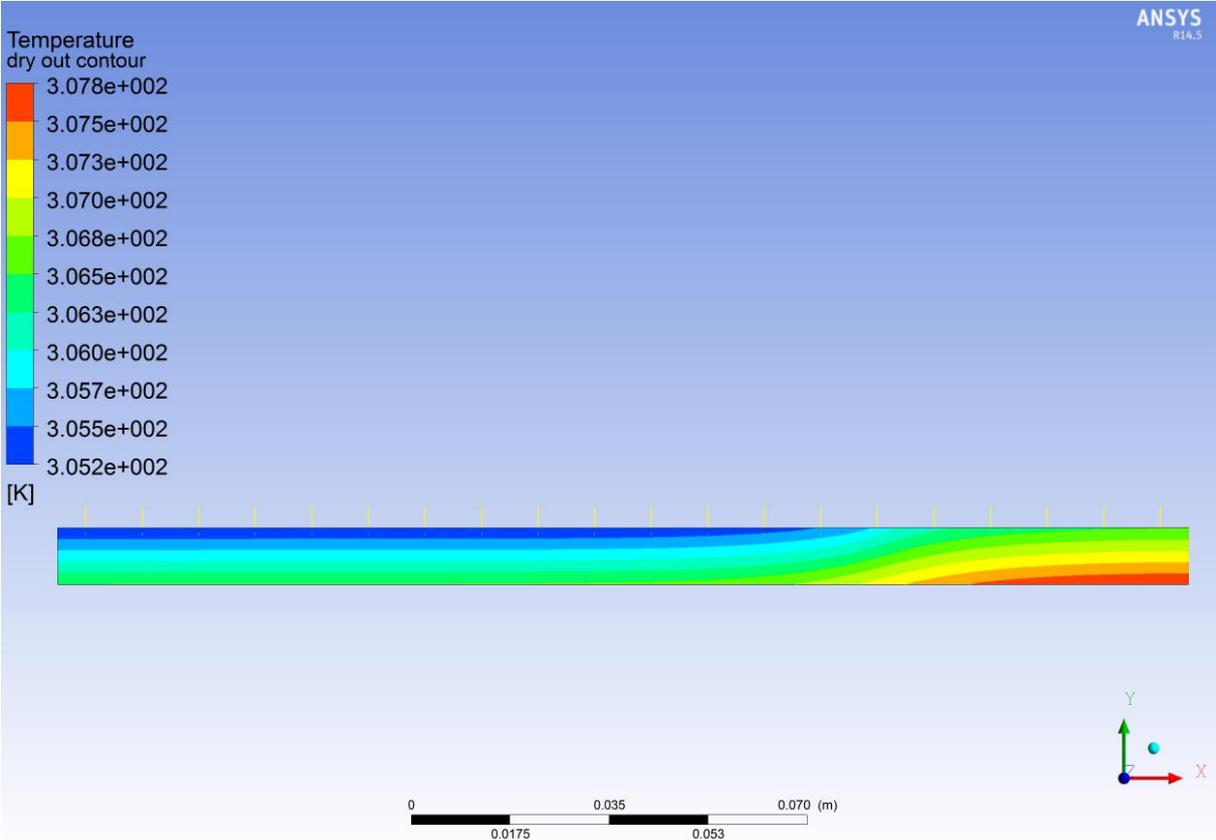


Figura 4.11: Risultato grafico per inizio “dryout” della superficie ottenuto con FLUENT per $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

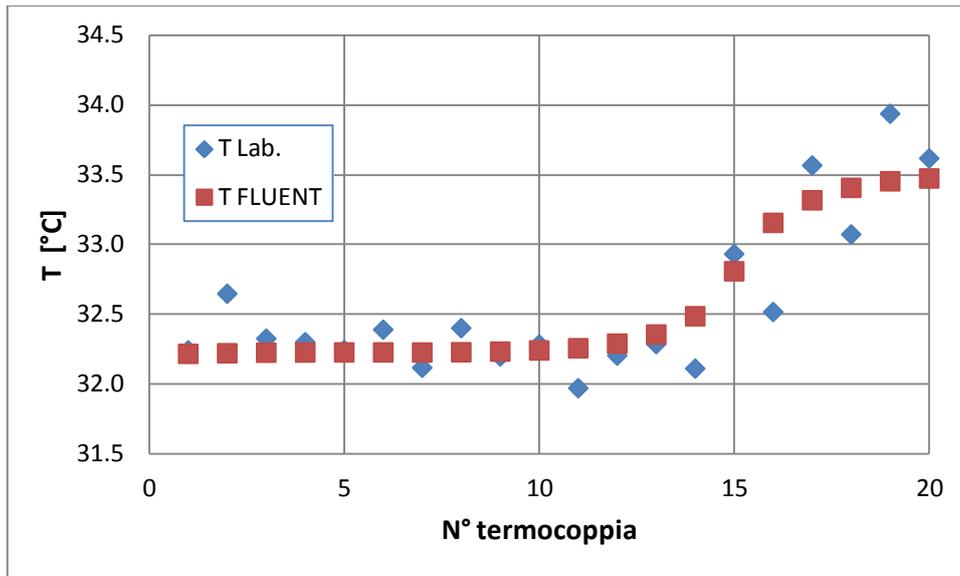


Figura 4.12: Confronto tra gli andamenti delle temperature di parete ottenuti con FLUENT e tramite l'elaborazione dei dati sperimentali per $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

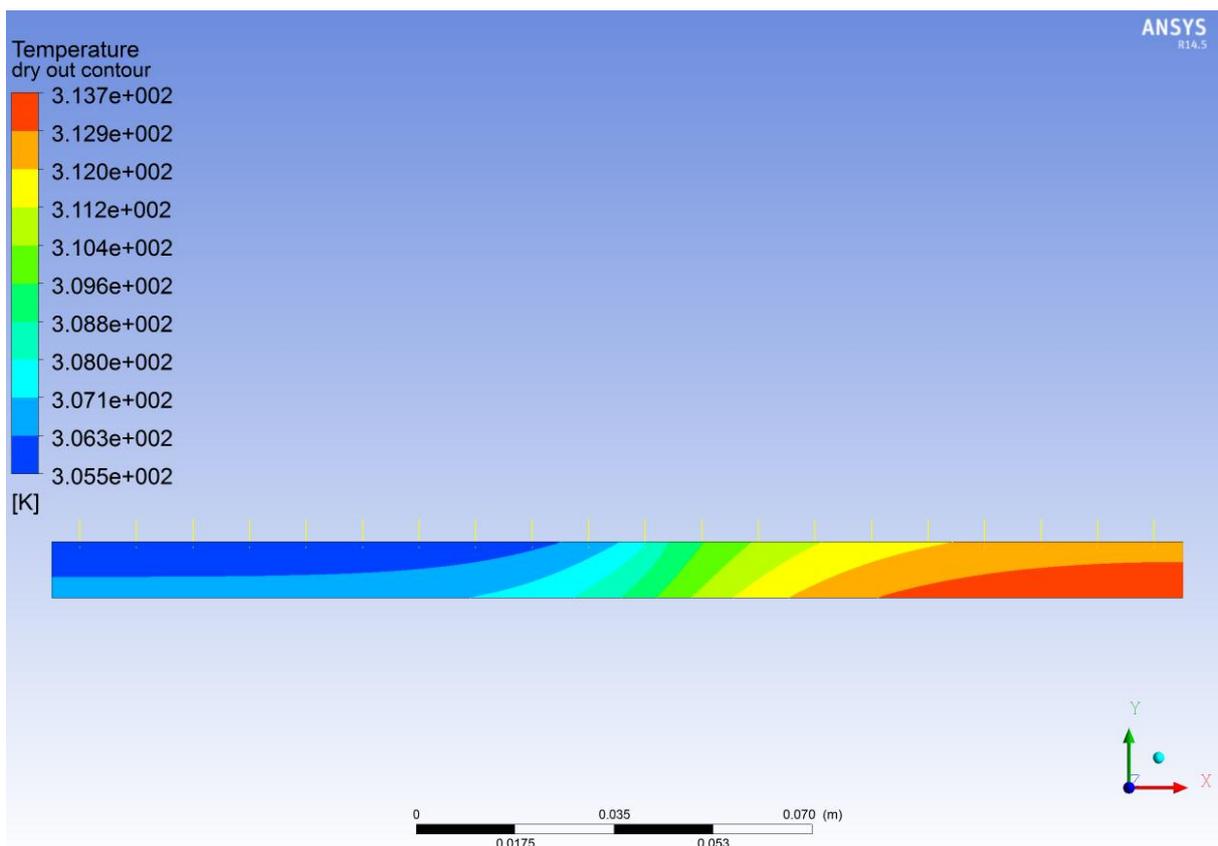


Figura 4.13: Risultato grafico per inizio "dryout" della superficie ottenuto con FLUENT per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

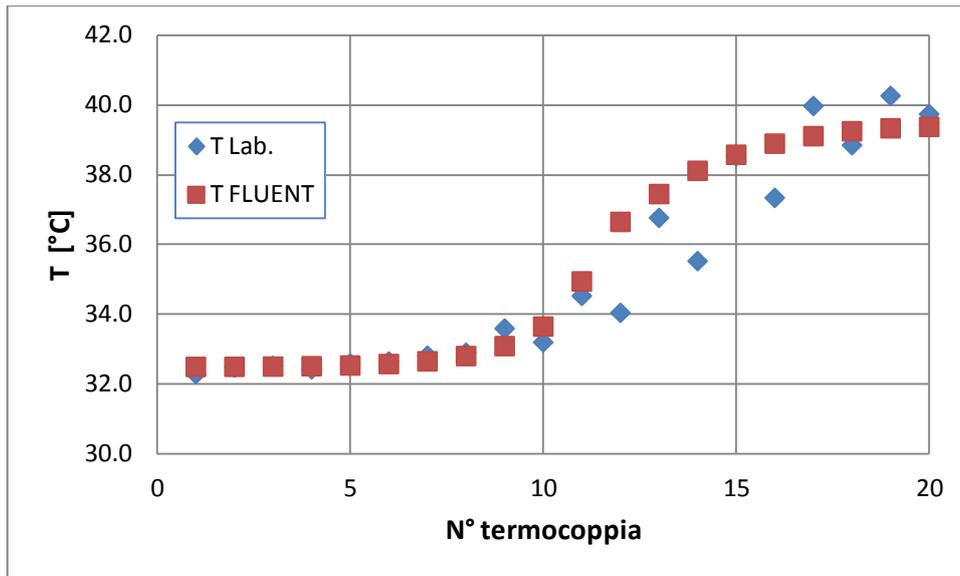


Figura 4.14: Confronto tra gli andamenti delle temperature di parete ottenuti con FLUENT e tramite l'elaborazione dei dati sperimentali per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=50 \text{ kW m}^{-2}$.

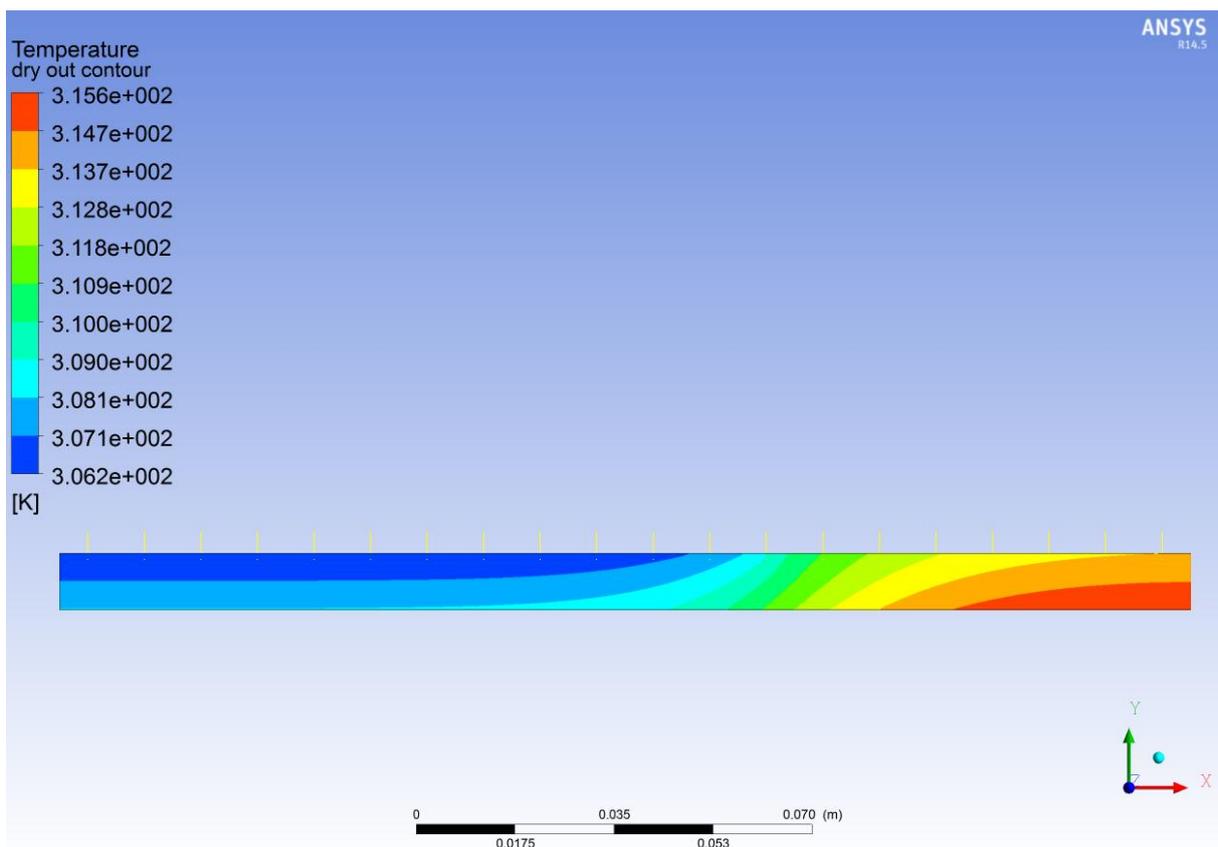


Figura 4.15: Risultato grafico per inizio "dryout" della superficie ottenuto con FLUENT per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=75 \text{ kW m}^{-2}$.

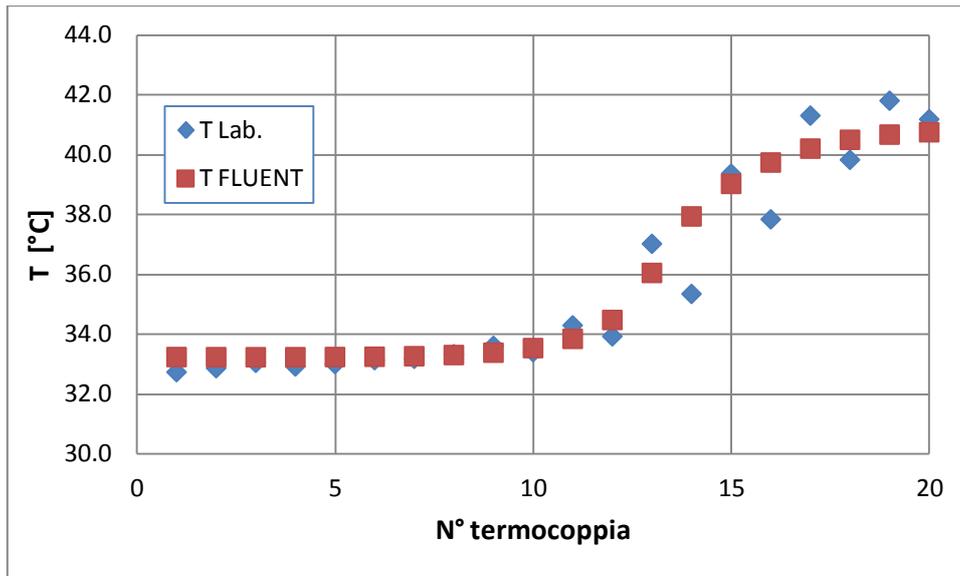


Figura 4.16: Confronto tra gli andamenti delle temperature di parete ottenuti con FLUENT e tramite l'elaborazione dei dati sperimentali per $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=75 \text{ kW m}^{-2}$.

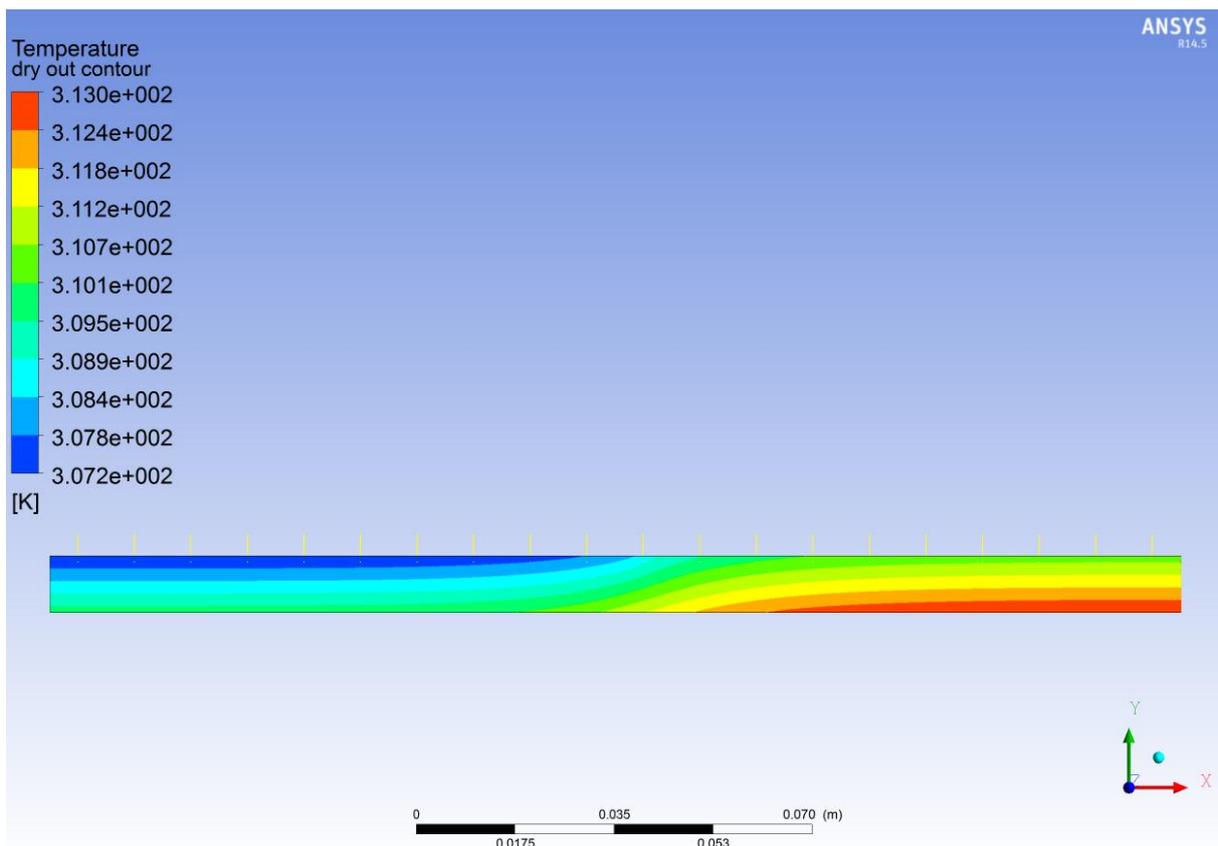


Figura 4.17: Risultato grafico per inizio "dryout" della superficie ottenuto con FLUENT per $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

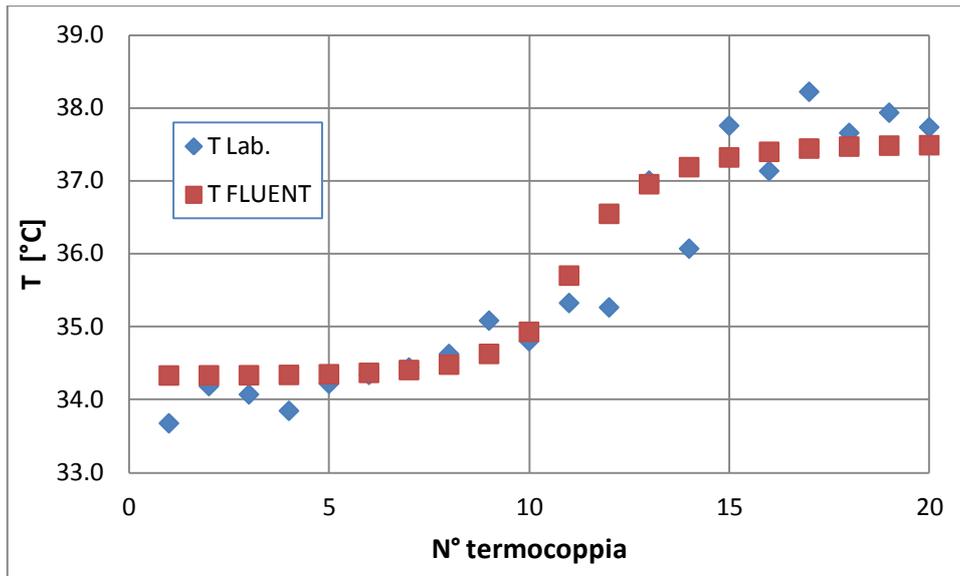


Figura 4.18: Confronto tra gli andamenti delle temperature di parete ottenuti con FLUENT e tramite l'elaborazione dei dati sperimentali per $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $HF=100 \text{ kW m}^{-2}$.

Come si vede dai resoconti grafici ottenuti con FLUENT le linee di temperatura non sono più parallele alla superficie poiché lo scambio termico risente del fatto che il valore del coefficiente di scambio termico non è costante per tutta la lunghezza del provino. In particolare si nota che procedendo da sinistra (ingresso alla sezione di prova) verso destra (uscita dalla sezione di prova) la superficie aumenta il suo surriscaldamento dovuto al fenomeno del "dryout". Verso l'uscita della sezione di prova si registrano le temperature più alte poiché il film fluido che ricopre la superficie è completamente vaporizzato e lo scambio termico è dominato dalla convezione forzata del vapore che è una modalità molto meno efficiente rispetto all'ebollizione nucleata.

Dal confronto tra i grafici ottenuti attraverso l'elaborazione dei dati sperimentali e quelli ottenuti numericamente si osserva un andamento concordante soprattutto per quanto riguarda le parti interessate da pura ebollizione nucleata e da pieno "dryout". Non si trova invece piena corrispondenza tra i dati nella parte centrale a pendenza positiva dei grafici che rappresenta la zona di transizione tra i due comportamenti estremi; questo è probabilmente dovuto al fatto che nella realtà tale zona si presenta come instabile mentre l'interpretazione analitica del modello ai volumi finiti garantisce un andamento continuo dei risultati ottenuti. Come ultimo passaggio di questo capitolo viene verificato se il titolo che assume il vapore in corrispondenza della termocoppia in cui inizia a presentarsi il fenomeno del "dryout" assume lo stesso valore trovato per lo studio dei dati medi.

Prendiamo come riferimento sempre i quattro esempi analizzati fin'ora per cui i titoli medi di inizio "dryout" sono stati determinati attraverso l'analisi della deviazione standard e sono riportati in Tab. 4.4.

Poiché il flusso termico fornito è costante lungo tutta la base del provino si ha che il titolo del refrigerante varia linearmente tra l'ingresso e l'uscita della sezione per cui possiamo facilmente esprimere il suo valore in funzione della coordinata assiale come espresso dall'equazione (4.3):

$$x(z) = x_{in} + \frac{\Delta x \cdot z}{L} \quad (4.3)$$

Dove Δx è la differenza tra i titoli di ingresso e di uscita dalla sezione ricavati dai dati sperimentali. Essendo le termocoppie poste a distanze regolari tra di loro è anche possibile riscrivere la formula come espresso dalla (4.4):

$$x(tc) = x_{in} + \frac{\Delta x \cdot n^{\circ}tc_{dryout}}{20} \quad (4.4)$$

In Tab. 4.6 sono rappresentati i risultati ottenuti e i relativi scarti percentuali:

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	HF [kW m^{-2}]	$\bar{x}_{\text{inizio do}}$ [-]	$x_{\text{do tc}}$ [-]	$ DIFF. $ [-]
50	50	0.77	0.84	0.07
100	50	0.89	0.89	0.00
100	75	0.81	0.84	0.03
200	100	0.79	0.80	0.01

Tabella 4.6: Confronto tra i valori di "dryout" ottenuti dai dati medi e quelli puntuali ottenuti tramite formula.

Come si vede i dati sono concordanti differendo tra di loro per un valore massimo di 0.07; questo sta a significare che i valori ottenuti per i dati medi approssimano bene il fenomeno

anche per quanto riguarda il suo comportamento puntuale nell'evolversi della modalità di scambio termico lungo la superficie studiata.

5. CONFRONTO TRA SUPERFICIE MICROSTRUTTURATA E LISCIA

In questo capitolo verrà eseguito un confronto tra i risultati ottenuti sperimentalmente per i valori del coefficiente di scambio termico riguardanti la superficie microstrutturata e quelli relativi alla superficie liscia.

Tale confronto viene eseguito soltanto nell'intervallo di superficie attivata e inoltre i dati relativi alla superficie liscia non sono ricavati sperimentalmente ma mediante una formula teorica.

La formula utilizzata è quella di Yu et al. [23]. È stata scelta tale correlazione poiché nella precedente tesi di laurea di Vecchi [24] è stato fatto un confronto, per quanto riguarda la sola superficie liscia di rame, tra dati sperimentali e risultati analitici ottenuti tramite diverse correlazioni tra le quali, oltre a quella di Yu et al., quelle di: Gungor e Winterton [25]; di Shah [26]; di Fang [27]; Yu et al. Modificata [28]; di Cooper [29]; di Takamatsu et al. [30].

Tra tutte le formule analizzate è stato dimostrato che i risultati ottenuti per il coefficiente di scambio termico tramite quella di Yu et al. [23] sono quelli che più sono in accordo con quelli ottenuti in laboratorio stando dentro una banda di errore del 20%.

Nella correlazione di Yu et al. [23] il coefficiente di scambio termico per ebollizione nucleata in regime forzato è calcolato come la somma di un termine convettivo e uno di ebollizione.

Di seguito è illustrata la procedura di calcolo utilizzata:

$$HTC = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} \quad (5.1)$$

$$\alpha_{cv} = 0.023 \cdot Re_{tp}^{0.8} \cdot Pr_L^{0.4} \cdot \left(\frac{\lambda_L}{d_h}\right) \quad (5.2)$$

$$Re_{tp} = F^{1/0.8} \cdot Re_{lo} \quad (5.3)$$

$$Re_{lo} = \frac{G \cdot (1-x) \cdot d_h}{\mu_L} \quad (5.4)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0.1} \quad (5.5)$$

$$F = 1 + 2X_{tt}^{-0.88} \quad (5.6)$$

$$\alpha_{nb} = K^{0.745} \cdot S \cdot \alpha_{pb} \quad (5.7)$$

$$K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4} \quad (5.8)$$

$$\eta = \frac{\alpha_{cv}}{S \cdot \alpha_{pb}} \quad (5.9)$$

$$S = \frac{1}{\xi} (1 - e^{-\xi}) \quad (5.10)$$

$$\xi = C_1 \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \cdot \frac{c_{pL}}{r} \cdot T_{sat} \right)^{1.25} \cdot La \cdot \frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \quad (5.11)$$

$$La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)}} \quad (5.12)$$

$$\alpha_{pb} = C_2 \cdot 207 \frac{\lambda_L}{D_b} \cdot \left(\frac{q \cdot D_b}{\lambda_L \cdot T_{sat}} \right)^{0.745} \cdot \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.581} \cdot Pr_L^{0.533} \cdot Fr \quad (5.13)$$

$$D_b = 0.51La \quad (5.14)$$

$$Fr = (8R_c)^{(0.2-0.2Pr)} \quad (5.15)$$

Bisogna specificare che la correlazione appena presentata vale solamente prima dell'insorgere della crisi termica.

Le due costanti C_1 e C_2 sono indipendenti dal tipo di refrigerante utilizzato e dalle condizioni superficiali e da prove sperimentali si sono determinati dei valori ottimi pari a:

$$C_1 = 5.0 \cdot 10^{-5} \text{ e } C_2 = 1.25.$$

È interessante osservare i grafici dell'incremento percentuale del coefficiente di scambio termico rilevato sperimentalmente rispetto ai valori teorici relativi alla superficie liscia sia per flusso termico specifico (Fig. 5.1) che per portata specifica (Fig. 5.2) costanti. In Tab. 5.1 sono invece mostrati gli incrementi massimo, minimo e medio per ogni combinazione di flusso termico e portata specifica analizzata in laboratorio.

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	HF [kW m^{-2}]	<i>incr. min.</i> [%]	<i>incr. max.</i> [%]	<i>incr. medio</i> [%]
50	50	63.5	68.7	65.9
75	50	70.3	73.0	72.2
100	50	65.1	73.8	70.2
100	75	40.0	48.6	44.4
100	100	29.6	36.7	33.4
200	50	88.2	103.9	97.2
200	100	34.0	47.8	40.8

Tabella 5.1: Valori caratteristici individuati per gli incrementi % di HTC tra superficie liscia e microstrutturata.

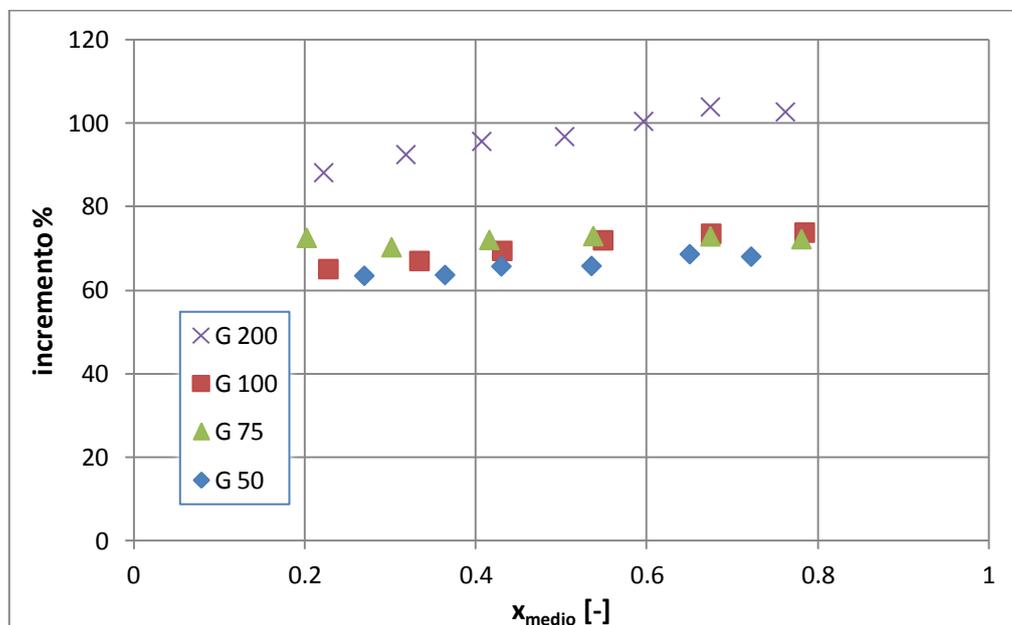


Figura 5.1: Incrementi percentuali dei valori di HTC sperimentali per superficie microstrutturata rispetto a quelli teorici per superficie liscia per $HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$.

Come si vede nel grafico l'incremento del valore del coefficiente di scambio termico per flusso termico costante per $G = 50, 75, 100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ è assestato intorno ad un valore

medio del 69.4 % mentre è più alto per $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e pari al 97.2%. Questa differenza è causata dal fatto che la formula per alte portate tende a diminuire il valore del coefficiente di scambio termico poiché le prove sperimentali da cui è stata ricavata hanno mostrato che l'aumento della portata specifica tende a sopprimere il fenomeno dell'ebollizione nucleata. Nel caso del presente lavoro di tesi come si vede in Fig. 3.22, l'aumento della portata specifica tende invece ad aumentare il valore del coefficiente di scambio termico: per questo il divario tra i valori teorici e sperimentali aumenta.

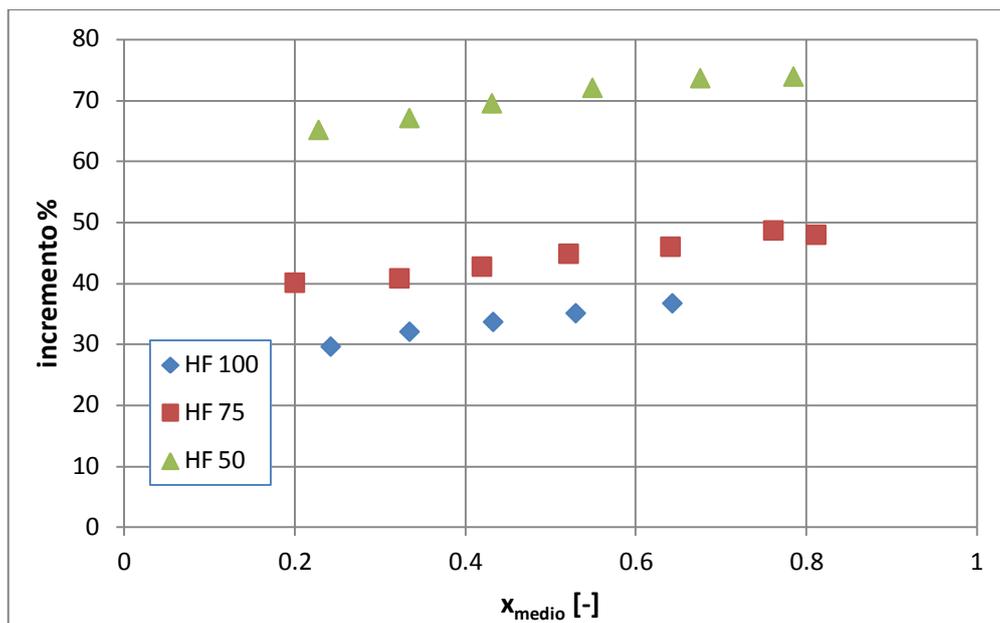


Figura 5.2: Incrementi percentuali dei valori di HTC sperimentali per superficie microstrutturata rispetto a quelli teorici per superficie liscia per $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

In questo caso si nota come al calare del flusso termico il valore del coefficiente di scambio termico ottenuto per la superficie liscia mantenendo fissa la portata a $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ diminuisca in maniera più vistosa rispetto a quanto ottenuto per la superficie microstrutturata rendendo così più alto l'incremento percentuale per flussi termici più bassi. Questo risultato è spiegabile dal fatto che essendo la superficie liscia carente di siti di nucleazione l'effetto del calo del flusso termico, che contribuisce allo sviluppo dell'ebollizione nucleata, si fa sentire in maniera più accentuata.

CONCLUSIONI

Il presente lavoro di tesi ha avuto lo scopo di caratterizzare sperimentalmente i parametri di scambio termico di una superficie microstrutturata su cui è stato fatto evaporare il fluido refrigerante R134a. I risultati sperimentali sono poi stati confrontati con un modello numerico e uno teorico.

Lo scambio termico per ebollizione nucleata si rivela essere una metodologia efficiente e adatta a studi futuri per miglioramenti e applicazioni soprattutto nel campo dell'alta tecnologia e dell'elettronica dati gli alti valori del coefficiente di scambio termico rilevati nonostante i bassi valori di portata di massa specifica e di area di scambio utilizzati nelle prove sperimentali.

Per lo studio svolto è stato utilizzato il fluido refrigerante HFC R134a che come visto è soggetto ad alcune restrizioni riguardanti il suo utilizzo sia da protocolli internazionali come quello di Kyoto che da normative Europee. Lo scopo di tali restrizioni è quello di ridurre l'impatto ambientale di gas ad alto GWP che contribuiscono all'innalzamento della temperatura media del pianeta.

Soprattutto nel campo automobilistico e della climatizzazione domestica si sta cercando di accelerare il processo di eliminazione dell'utilizzo di fluidi come l'R134a in favore di gas con ridotti GWP e vita in atmosfera come per esempio l'HFO 1234yf e l'HFO 1234ze(E).

La produzione industriale di R134a rimane comunque una realtà ben consolidata e tale fluido rimane ancora uno dei più utilizzati a livello industriale forte anche del basso costo che ancora lo caratterizza rispetto ai fluidi di nuova generazione. Non bisogna dimenticare anche che molti paesi in via di sviluppo non abbracciano pienamente o totalmente le normative in campo ambientale e quindi continuano ad essere forti consumatori di categorie di refrigeranti a forte impatto ambientale.

Dopo queste osservazioni risulta ora chiaro e sensato il lavoro che si continua a fare per l'ottimizzazione dei processi di scambio termico utilizzando R134a. Si può di fatto dire che l'impatto ambientale dei gas serra si combatte in buona parte ottimizzando il processo di scambio e limitando di conseguenza la carica di fluido refrigerante utilizzata e non solo attraverso la ricerca di nuove tipologie di fluidi più ecologici.

Il lavoro di tesi svolto è di base sperimentale e a partire dai risultati ottenuti dall'elaborazione dei dati raccolti si possono trarre le conclusioni finali sulle prestazioni

ottenute dal processo di scambio termico date dall'accoppiamento tra superficie microstrutturata e fluido refrigerante.

L'analisi svolta è costituita da alcuni punti principali:

- sono stati ricavati i grafici dei coefficienti di scambio termico per diverse portate specifiche e flussi termici al variare del titolo medio di vapore del fluido refrigerante;
- è stata svolta un'analisi numerica ai volumi finiti sia per la zona di scambio termico attivata che per la zona di inizio "dryout" in modo da confrontare gli andamenti della temperatura di parete con quelli ottenuti sperimentalmente;
- è stato effettuato un confronto, solo per la zona di superficie attivata, tra i valori dei coefficienti di scambio termico ottenuti sperimentalmente per la superficie microstrutturata e quelli ottenuti tramite una correlazione di origine sperimentale per la superficie liscia, questo per analizzare l'incremento del coefficiente di scambio termico ottenuto nel nostro caso.

Osservando i risultati ottenuti dall'elaborazione dei dati sperimentali riguardo i coefficienti di scambio termico si può dire che:

- l'attivazione del fenomeno dell'ebollizione nucleata sulla superficie di scambio apporta un sostanziale innalzamento del coefficiente di scambio termico rispetto a quanto rilevato per la superficie non attivata;
- il valore del coefficiente di scambio termico relativo alla superficie attivata resta sostanzialmente costante al variare del titolo medio fino a quando non si presenta il fenomeno del "dryout" che lo fa crollare improvvisamente;
- per basse portate di massa specifiche e alti flussi termici il fenomeno di scambio termico risulta instabile;
- facendo un confronto a portata specifica costante è emerso che i valori del coefficiente di scambio termico per la zona attivata aumentano di valore all'aumentare del flusso termico poiché vengono attivati sempre più siti di nucleazione caratterizzati da dimensioni ridotte, registrando un innalzamento massimo del 31% per $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$;
- facendo sempre riferimento al confronto a portata specifica costante è emerso che il titolo di inizio "dryout" diminuisce all'aumentare del flusso termico con una diminuzione che va da 0.85 a 0.76 per un flusso termico che va da $HF = 50$ a 100 kW m^{-2} e $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$;

- facendo un confronto a flusso termico costante è emerso che al variare della portata i valori assunti dal coefficiente di scambio termico termino nella zona attivata restano costanti, pertanto lo scambio termico è dominato dall'ebollizione nucleata. Solo per $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ si è registrato un lieve innalzamento del valore del coefficiente di scambio termico;
- sempre facendo riferimento al confronto a flusso termico costante si nota che il titolo medio di inizio "dryout" resta approssimativamente lo stesso al variare della portata. Solo per $G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF = 100 \text{ kW m}^{-2}$ si ha un vistoso calo rispetto agli altri campioni dato dall'instabilità della prova.

Per quanto riguarda l'analisi numerica ai volumi finiti possiamo osservare quanto segue:

- l'andamento della temperatura di parete per la superficie attivata ottenuto tramite analisi numerica coincide in buona approssimazione con l'andamento rilevato sperimentalmente dalle termocoppie;
- l'andamento della temperatura superficiale per inizio "dryout" ottenuto tramite analisi numerica coincide con buona approssimazione con l'andamento rilevato sperimentalmente dalle termocoppie. Solo nella fase di transizione da pura ebollizione nucleata a pieno "dryout" il grafico ottenuto numericamente non coincide con quello sperimentale a causa dell'instabilità del fenomeno che restituisce dati piuttosto dispersi;
- il metodo dell'analisi della deviazione standard delle temperature rilevate dalle termocoppie si è dimostrato un metodo efficace per determinare il titolo medio di inizio "dryout" e per la determinazione della coordinata assiale della superficie in cui dividere il modello numerico in due parti distinte (una che presenta dryout e una no);
- si è visto che il titolo di inizio "dryout" calcolato in prossimità della suddivisione del modello numerico coincide con buona approssimazione al titolo medio di inizio dryout.

Per quanto riguarda il confronto tra i valori del coefficiente di scambio termico relativi alla superficie attivata liscia, ottenuti tramite la correlazione sperimentale di Yu et al. [23], e quelli ottenuti sperimentalmente, per la superficie attivata microstrutturata sono stati ottenuti risultati che evidenziano il miglioramento del processo di scambio termico ottenuto con quest'ultima.

Nonostante ci sia la consapevolezza che se il confronto fosse stato fatto partendo da dati sperimentali ottenuti dall'accoppiamento tra una superficie di rame liscia e fluido R134a sarebbe stato più preciso c'è la certezza che i risultati ottenuti siano con buona approssimazione rappresentanti della realtà. Questo si può affermare forti del fatto che è già stato dimostrato che la correlazione di Yu et al. [23] per l'utilizzo che ne è stato fatto è più precisa rispetto ad altre e concordante con ciò che avviene sperimentalmente.

In particolare da tale confronto è stato osservato:

- dall'analisi a flusso termico specifico costante è possibile osservare che l'incremento del valore del coefficiente di scambio termico va da un minimo del 65.9% ad un massimo del 97.2%. Il valore massimo ottenuto per $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ si discosta molto dagli altri valori e questo è spiegato dal fatto che la correlazione tende a diminuire il valore del coefficiente di scambio termico all'aumentare della portata mentre dai risultati sperimentali è stato osservato un lieve aumento rendendo così il divario più elevato;
- dall'analisi a portata specifica costante è possibile osservare che il divario tra i valori del coefficiente di scambio termico ottenuti per la superficie microstrutturata e quelli calcolati per la superficie liscia aumenta al diminuire del flusso termico imposto. Questo accade perchè per la superficie microstrutturata il calo del valore del coefficiente di scambio termico è minore rispetto a quello riscontrato per la superficie liscia al diminuire del flusso termico.

Nella presente tesi è stato notato un aspetto che può risultare critico per i dispositivi raffreddati tramite il processo di evaporazione su una superficie micro strutturata; all'accensione dell'impianto bisogna portare la superficie di scambio termico in "dryout" per poterla attivare, con il rischio di provocare surriscaldamento anche se si tratta di un breve periodo di tempo. Uno sviluppo futuro in questo campo potrebbe essere quello di determinare nuovi metodi per portare la superficie in attivazione senza prima portarla in crisi termica.

In generale si può affermare che per la maggior parte delle prove effettuate in laboratorio il comportamento della superficie si è dimostrato piuttosto stabile in un intervallo abbastanza ampio di variazione del titolo medio in regime attivato, con l'unico aspetto negativo che il fenomeno del "dryout" viene anticipato all'aumentare del flusso termico. Il vantaggio che di gran lunga caratterizza l'utilizzo di queste superfici è che permette di ottenere alti

coefficienti di scambio termico con basse portate specifiche e mantenere la temperatura superficiale del dispositivo da raffreddare costante durante l'arco di utilizzo se si lavora nel campo di ebollizione nucleata.

Ciò che si deve fare è quindi approfondire lo studio di nuove superfici che accoppiate a fluidi refrigeranti con basso impatto ambientale lavorino in un campo di ebollizione nucleata il più esteso possibile.

NOMENCLATURA

SIMBOLI LATINI

- A area [m^2]
 CA angolo di contatto [$^\circ$]
 CHF flusso termico critico [W m^{-2}]
 c_p calore specifico a pressione costante [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
 D diametro interno del tubo [m]
 D_b diametro di distacco della bolla [m]
 d_h diametro idraulico [m]
 F fattore moltiplicativo di convezione bifase [-]
 f parametro d'attrito [-]
 G portata di massa specifica [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]
 g accelerazione di gravità [m s^{-2}]
 HTC coefficiente di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
 HF flusso termico specifico [W m^{-2}]
 h entalpia specifica [J kg^{-1}]
 I intensità di corrente [A]
 L lunghezza della sezione di prova [m]
 J velocità superficiale [m s^{-1}]
 K, F, T gruppi adimensionali di Taitel e Dukler [-]
 \dot{m} portata di massa [kg s^{-1}]
 P potenza [W]
 Pr numero di Prandtl [-]
 p pressione [Pa]
 p_r pressione ridotta [-]
 q flusso termico specifico [W m^{-2}]
 Ra rugosità superficiale media [μm]
 R_c dimensione delle cavità di nucleazione [μm]
 Re_{tp} numero di Reynolds bifase [-]
 Re_{lo} numero di Reynolds del solo liquido [-]

r calore latente di vaporizzazione [J kg^{-1}]
 S fattore di soppressione [-]
 T temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
 u velocità media della fase [m s^{-1}]
 V volume [m^3]
 \dot{V} portata volumetrica [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
 ΔV differenza di potenziale elettrico [V]
 X_{tt} parametro di Martinelli [-]
 x titolo di vapore [-]
 z coordinata assiale della superficie di prova [m]

SIMBOLI GRECI

α_{cv} coefficiente di scambio termico convettivo [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
 α_{nb} coefficiente di scambio termico per ebollizione nucleata [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
 ε grado di frazione di vuoto [-]
 η coefficiente moltiplicativo adimensionale [-]
 λ conduttività termica [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
 μ viscosità dinamica [Pa s]
 ξ coefficiente moltiplicativo adimensionale [-]
 ρ densità [kg m^{-3}]
 σ deviazione standard [-] oppure tensione superficiale [N m^{-1}]

PEDICI

3 ingresso sezione di prova
4 uscita sezione di prova
b base
disp dispersa
do dryout
el elettrica
eva evaporatore

G vapore
h idraulico
in ingresso
L liquido
M miscela bifase
m media
out uscita
p parete
pc precondensatore
ref refrigerante
sat saturazione
sez sezione
tc termocoppia
th termico
tp termopila
wall parete

BIBLIOGRAFIA

- [1] S. Nukiyama, "The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure", *J.Japan Soc. Mech. Engrs.*, Vol. 37, pp. 367-374, 1934.
- [2] L. Rossetto, "Dispense di trasmissione del calore", Cap. 10, Vaporizzazione.
- [3] Benjamin J. Jones, J. P. McHale, S. Garimella, "The Influence of Surface Roughness on Nucleate Pool Boiling Heat Transfer", *Birck and NCN Publications*, Paper 480, 2009.
- [4] Chin-Chi Hsu, Ping-Hei Chen, "Surface wettability effects on critical heat flux of boiling heat transfer using nanoparticles coating", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 3713-3719, 2012.
- [5] L. Rossetto, "Dispense di trasmissione del calore", Cap. 8, Deflusso bifase gas-liquido.
- [6] E. J. Davis, G. H. Anderson, "The incipience of nucleate boiling in forced convection flow" *AICHE JOURNAL*, Vol. 12, pp. 774-80, 1966.
- [7] John G. Collier, J. R. Thome, "Convective Boiling and Condensation", *Oxford: Oxford Science Publications*, Third Edition, 1966.
- [8] Andrew D. Sommers, Kirk L. Yerkers, "Using micro-structural surface features to enhance the convective flow boiling heat transfer of R-134a on aluminium", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 64, pp. 1053-1063, 2013.
- [9] Vikash Khanikar, I. Mudawar, T. Fisher, "Effects of carbon nanotube coating on flow boiling in a micro-channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 3805-3817, 2009.
- [10] C. N. Ammerman, S. M. You, "Enhancing Small-Channel Convective Boiling Performance Using a Microporous Surface Coating", *ASME*, Vol. 123, 2001.
- [11] Pengfei Xu, Qiang Li, Yimin Xuan, "Enhanced boiling heat transfer on composite porous surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 80, pp. 107-114, 2014.
- [12] Richard Furberg, B. Palm, "Boiling heat transfer on a dendritic and micro-porous surface in R134a and FC-72", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3595-3603, 2011.
- [13] Sujith Kumar C. S., Suresh S., Q. Yang, Aneesh C. R., "An experimental investigation on flow boiling heat transfer enhancement using spray pyrolysed alumina porous coatings", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 71, pp. 508-518, 2014.

- [14] "Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EC", *Official Journal of the European Union*, 2006.
- [15] Adrian Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbri, "Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems" *International Journal of Refrigeration*, Vol. 52, pp. 21-31, 2015.
- [16] S.Michele, "nuovo impianto sperimentale per la vaporizzazione di fluidi refrigeranti in schiume metalliche", *Tesi di laurea magistrale*, 2012.
- [17] LabVIEW 11, National Instruments.
- [18] Microsoft Excel 2007.
- [19] REFPROP 9.1, NIST.
- [20] G. Fanti, "Appunti di misure meccaniche e termiche", *Padova: Libreria Progetto, terza edizione ampliata*, 2012.
- [21] S. J. Kline, F. A. McClintock, "Describing uncertainties in single sample experiments", *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-8, 1953.
- [22] ANSYS 14.5.
- [23] J. Yu, S. Momoki, S. Koyama, "Experimental study of surface effect on flow boiling heat transfer in horizontal smooth tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1909-1918, 1999.
- [24] R. Vecchi, "Scambio termico in vaporizzazione di R1234ze(E) su una superficie nanostrutturata", *Tesi di Laurea magistrale*, pp. 95-120, 2013.
- [25] K. E. Gurgon, R. H. S. Winterton, "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 351-358, 1986.
- [26] M. M. Shah, "Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equation and further study", *ASHRAE Trans.* 2673, pp. 185-196, 1982.
- [27] Xiade Fang, "A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients based on R134a data", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 66, pp. 279-283, 2013.
- [28] Md. A. Hossain, Y. Onaka, H. M. M. Afroz, A. Miyara, "Heat transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and mixture of R1234ze(E) and R32 inside a horizontal smooth tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, pp. 465-477, 2013.
- [29] M.G. Cooper, "Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling. A wide range examination using reduced properties", *ASHRAE Fundamentals*, 2009.

[30] H. Takamatsu, S. Momoki, T. Fujii, "A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in a horizontal smooth tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, pp. 3351-3360, 1993.

[31] M. Vio, "Impianti di cogenerazione", Cap. 5, Impatto ambientale, *Milano: Editoriale Delfino*, 2009.

[32] J. G. Collier, "Heat Exchanger Design Handbook", Cap. 2.7.2, Pool boiling, Hemisphere Publishing Corp., 1983.

RINGRAZIAMENTI

La fine del ciclo di studi di laurea magistrale rappresenta sicuramente un traguardo importante nella mia vita; traguardo che è stato raggiunto non senza impegno e sacrifici. Mi sento però in dovere di dire che ogni singolo sacrificio e che è stato fatto vale appieno la soddisfazione che ne deriva.

Lo svolgimento della tesi di laurea è stata un'esperienza molto formativa che mi ha permesso di ampliare le mie conoscenze sullo scambio termico bifase. Essendo la presente tesi di base sperimentale mi ha inoltre permesso di capire come funziona il processo di acquisizione dei dati in laboratorio, di fare pratica con le varie strumentazioni utilizzate e di sviluppare uno sguardo critico che permette di valutare la bontà dei dati raccolti.

Il lavoro di tesi mi ha permesso di sviluppare nuove abilità grazie al fatto di aver imparato ad utilizzare software come ANSYS-FLUENT e REFPROP che risultano molto importanti nelle applicazioni pratiche, rispettivamente per la simulazione numerica di realtà fisiche e per la caratterizzazione delle proprietà termodinamiche di un fluido.

Data la positività dell'esperienza universitaria vissuta mi sembra doveroso rivolgere un caloroso ringraziamento alle persone che hanno contribuito a renderla tale.

Ringrazio la Professoressa Rossetto per avermi dato l'opportunità di approfondire lo studio nel campo dello scambio termico e l'Ingegnere Diani che mi ha seguito in questi mesi di stesura della tesi e si è sempre dimostrato disponibile nei miei confronti.

Un ringraziamento va alla mia famiglia: mamma Ivana, papà Franco, mio fratello Gianluigi e le nonne Ester ed Ernesta, che tutti assieme mi hanno sostenuto e dato la possibilità di intraprendere il percorso di studi universitari.

Non per ultimi mi sento di ringraziare gli amici e i compagni di studi, in particolar modo Nicola, Michele e Antonio, con cui ho trascorso quello che considero essere uno dei più bei periodi della mia vita fin ora.