

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
SCUOLA DI INGEGNERIA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea magistrale

**Analisi sperimentale della vaporizzazione di
R1234yf su una superficie microstrutturata**

Relatore: Prof. Luisa Rossetto

Correlatore: Ing. Andrea Diani

Laureando: Vanin Andrea

ANNO ACCADEMICO 2016/2017

Indice

Sommario	3
Introduzione	5
Capitolo 1 - Richiami	7
1.1 Vaporizzazione.....	7
1.2 Ebollizione in liquido stagnante.....	7
1.2.1 Ebollizione nucleata.....	9
1.2.2 Effetto superficie strutturata e CHF.....	12
1.3 Deflusso bifase liquido-vapore.....	15
1.4 Deflusso in tubi orizzontali.....	17
1.5 Crisi termica e fenomeno del “dryout”.....	19
Capitolo 2 - Apparecchiatura sperimentale	23
2.1 Apparato sperimentale.....	23
2.1.1 Circuito principale refrigerante.....	24
2.1.2 Circuito secondario precondensatore.....	25
2.1.3 Circuito secondario evaporatore.....	25
2.1.4 Circuito secondario postcondensatore.....	26
2.1.5 Sezione sperimentale.....	26
2.1.6 Superficie microstrutturata.....	26
2.1.7 Esecuzione prove sperimentali.....	27
2.2 Analisi dei dati.....	29
2.3 Analisi incertezza.....	32
Capitolo 3 - Risultati sperimentali	41
3.1 Analisi risultati.....	41
3.2 Calcolo coefficiente di scambio termico.....	43
3.3 Analisi risultati a flusso termico costante.....	55
3.4 Analisi risultati a portata specifica costante.....	57
3.5 Stima di inizio “dryout”.....	62

Capitolo 4 - Analisi elementi finiti.....	71
4.1 Descrizione simulazioni.....	71
4.2 Costruzione modello.....	72
4.3 Simulazioni numeriche temperature.....	78
4.4 Confronto parete liscia e scabra.....	97
4.5 Conclusioni e commenti.....	101
Nomenclatura.....	105
Bibliografia.....	107

SOMMARIO

Il seguente elaborato si pone come obiettivo quello di studiare il comportamento del refrigerante R1234yf in vaporizzazione su una superficie microstrutturata in rame, realizzata tramite il processo definito "cold spray". Questo tipo particolare di applicazione risulta efficace soprattutto nel campo del raffreddamento dell'elettronica ove è necessario dissipare ingenti quantità di calore in superfici di scambio ridotte.

La tesi tratterà in modo particolare l'analisi della vaporizzazione del refrigerante tramite prove sperimentali, le quali prevedono anzitutto di calcolare in prima analisi il relativo coefficiente di scambio termico. Le esperienze sono state eseguite facendo variare alcuni parametri fisici, come la portata specifica, il titolo di vapore in ingresso alla sezione e la potenza termica applicata alla superficie microstrutturata.

Nello specifico, il primo capitolo riguarda la trattazione teorica del fenomeno fisico della vaporizzazione partendo dall'esperienza di Nukiyama, dai parametri che incidono sul processo di scambio termico e la loro influenza in termini di coefficiente di scambio.

Il secondo capitolo descrive l'impianto utilizzato per le prove sperimentali, passando in rassegna i vari circuiti che lo compongono. Si descriverà successivamente l'analisi dei dati per il calcolo dei parametri di scambio termico, nonché un paragrafo di analisi dell'incertezza che verrà associata al valore del coefficiente di scambio termico e titolo medio tra ingresso e uscita.

Il terzo capitolo riassume i risultati ottenuti dall'elaborazione dei valori campionati in laboratorio sulle esperienze condotte. Verranno riportati dei grafici singoli per ciascuna prova sperimentale, successivamente si condenseranno i grafici stessi per portata specifica e flusso termico costanti.

Il quarto capitolo riporta un confronto tra le temperature di parete ottenute sperimentalmente e le temperature ottenute tramite simulazione agli elementi finiti, Si concluderà l'elaborato con un confronto tra la superficie microstrutturata e i valori di scambio termico in regime di superficie liscia.

INTRODUZIONE

I nuovi protocolli internazionali e le ricerche nel campo della trasmissione del calore sono sempre più incentrate sull'ottimizzazione dei sistemi di refrigerazione e sulla creazione di strutture compatte ed eco-sostenibili. Per far fronte infatti agli ingenti problemi ambientali si cerca sempre più di adoperare fluidi refrigeranti con indice di effetto serra (GWP) sempre più basso e tra questi candidati il fluido R1234yf presenta un valore $GWP < 1$ [1] come pure una temperatura di ebollizione di 3 K inferiore al ben più utilizzato R134a, che vede numerose restrizioni oggi giorno descritte anche da normative europee. Avendo quest'ultimo un indice $GWP > 1430$, ci si sta muovendo, in modo particolare per quanto riguarda la climatizzazione domestica e il campo automobilistico, verso la sostituzione di quest'ultimo a favore appunto di altri refrigeranti come lo stesso R1234yf oppure R1234ze. Il vantaggio economico rappresentato da R134a tuttavia rallenta la modernizzazione degli impianti soprattutto nei paesi in via di sviluppo, di conseguenza si può intuire come la questione dell'ottimizzazione sia una tematica di notevole interesse internazionale. Il miglioramento e gli studi sull'efficienza dello scambio termico in regime bifasico passano inevitabilmente attraverso le caratteristiche delle superfici di scambio. Diverse proprietà influiscono sul coefficiente di scambio, innanzitutto a partire dai trattamenti delle superfici. Le singole dimensioni delle particelle aggiunte tramite "cold-spray", l'angolo di incidenza costituiscono alcuni dei principali aspetti concorrenti nell'estrazione del calore, che si aggiungono alle proprietà intrinseche del refrigerante. Recentemente si è focalizzata l'attenzione sulla creazione di superfici microstrutturate che forniscono valori del coefficiente di scambio sensibilmente maggiori. I processi di evaporazione e condensazione, con lo sviluppo avanzato delle tecniche del freddo, necessitano col passare del tempo di ottimizzazioni sempre più spinte nel campo industriale, in modo particolare per quanto riguarda la dissipazione di calore nei componenti elettronici che si stanno diffondendo notevolmente con l'installazione dei sistemi integrati di fabbricazione e della robotica. La sfida oggi giorno consiste nel realizzare componentistica sempre più minuta ed efficiente che deve allo stesso tempo garantire prestazioni più elevate, caratteristiche che viaggiano in controtendenza una con l'altra. L'obiettivo

che ci si pone è quello dunque di garantire una soluzione il più efficiente possibile in termini di dissipazione del calore.

Il vantaggio di lavorare in condizioni termiche di stato bifase permette di asportare ingenti quantità di calore lavorando nella zona di equilibrio liquido-vapore e sfruttando il calore latente di vaporizzazione dei fluidi refrigeranti. Nel momento in cui queste ipotesi vengono verificate, si garantisce l'integrità strutturale non surriscaldando eccessivamente le superfici, accrescendo l'affidabilità del processo. Nel seguente elaborato viene condotto uno studio della vaporizzazione di R1234yf su una superficie microstrutturata di rame. Avendo il contesto una trattazione analitica piuttosto complessa (basti pensare agli effetti locali dell'interfaccia liquido-vapore sullo scambio termico stesso), si cercherà di trattare in maniera sperimentale il fenomeno della vaporizzazione del refrigerante suddetto, studiando l'andamento del coefficiente di scambio termico al variare come detto delle condizioni operative. Questo tema infatti è oggetto di studio di svariati gruppi di ricerca internazionali che si pongono l'obiettivo di caratterizzare al meglio l'argomento e di costruire database per diverse coppie di refrigerante e superficie.

Capitolo 1

Richiami

1.1 Vaporizzazione

La vaporizzazione è quel processo tramite il quale si ha la conversione di un liquido in vapore tramite la somministrazione di calore. Se ne distinguono due categorie principali [2]:

- *ebollizione*, nella situazione in cui si producano delle bolle di vapore nel liquido o su superficie riscaldata;
- *evaporazione*, in assenza di bolle a livello dell'interfaccia tra liquido e vapore.

In taluni casi si può evidenziare la coesistenza di entrambe le modalità appena descritte, come d'altro canto si parla di vaporizzazione convettiva o in liquido stagnante a seconda che il liquido sia in moto o in stato di quiete.

1.2 Ebollizione in liquido stagnante

Un'esperienza fondamentale nel campo della vaporizzazione è quella che è stata eseguita da Nukiyama (1934), il quale si avvalese di un recipiente riempito d'acqua in condizione di saturazione a pressione atmosferica e con all'interno un filo metallico di platino [3]. Il filo metallico veniva riscaldato elettricamente e il relativo flusso termico ceduto dal filo stesso era calcolabile tramite i valori di intensità di corrente e di tensione alle estremità per effetto Joule. Nukiyama condusse l'esperienza facendo variare il flusso termico specifico (q/A) e misurando la conseguente variazione della temperatura di parete T_p del filo, come rappresentato nella figura seguente (fig. 1.1).

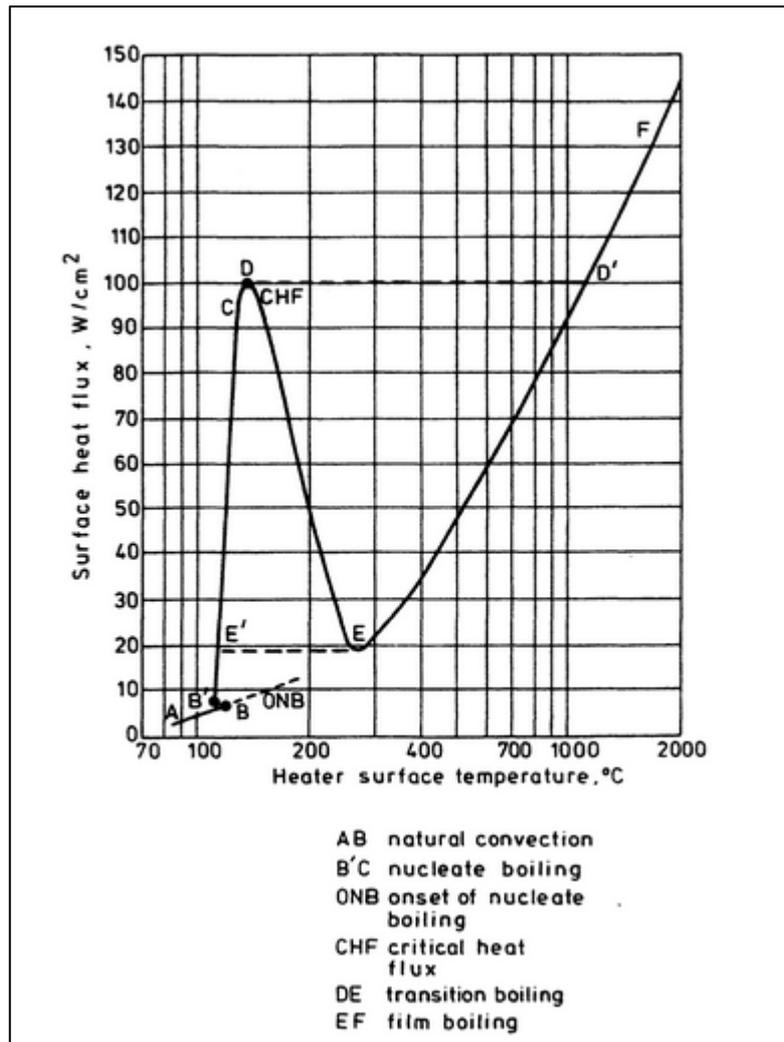


Figura 1.1: Curva ebollizione acqua a Patm [4].

Si distinguono diverse zone della curva considerata:

- tratto AB, in cui la trasmissione di calore avviene tramite convezione naturale e non si registra ebollizione;
- tratto BC, in cui si verifica l'ebollizione nucleata, zona in cui si evidenzia la prima formazione di bolle e si ha un rapido aumento del coefficiente di trasmissione del calore fino ad arrivare al flusso termico massimo denotato dal punto C, chiamato "flusso termico critico" (*Critical heat flux, CHF*);
- tratto DE, proprio dell'ebollizione a film;
- tratto CD, zona di transizione.

1.2.1 Ebollizione nucleata

L'ebollizione nucleata è quella fase della vaporizzazione in cui si ha la formazione di bolle che viene definita nucleazione; si distingue in eterogenea ed omogenea se rispettivamente avviene su punti della superficie soggetta a riscaldamento o nel liquido stesso. Qualsiasi superficie tuttavia presenta una rugosità tale per cui essa stessa non può essere assolutamente piana, anzi presenterà delle cavità con un certo raggio le quali saranno punti preferenziali per l'insorgere della nucleazione e possono inoltre trattenere vapore in presenza di liquido sottoraffreddato; a tal proposito si vedano le fig. 1.2 e 1.3.

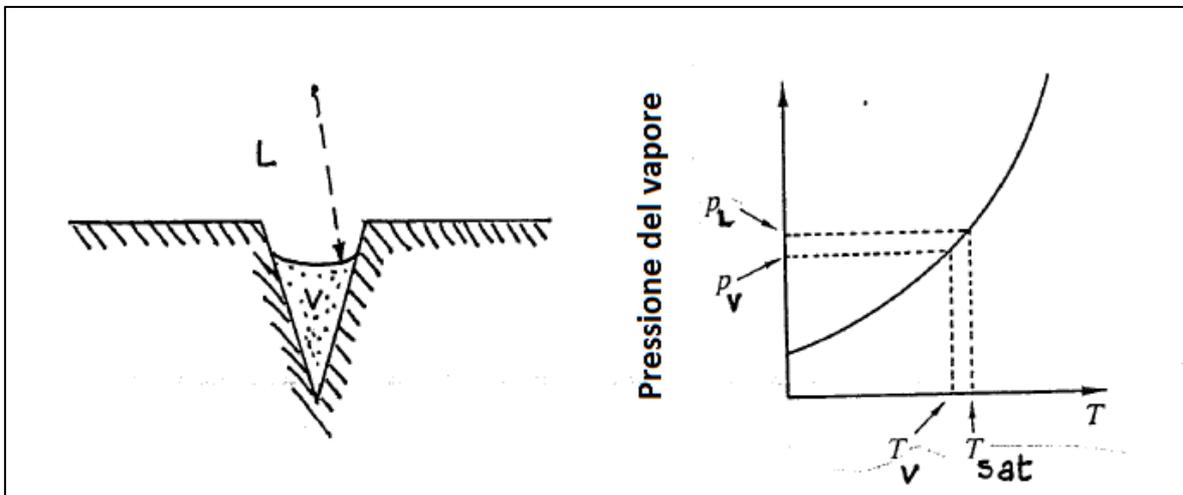


Figura 1.2: Interfaccia con vapore in liquido sottoraffreddato e curva tensione di vapore [2].

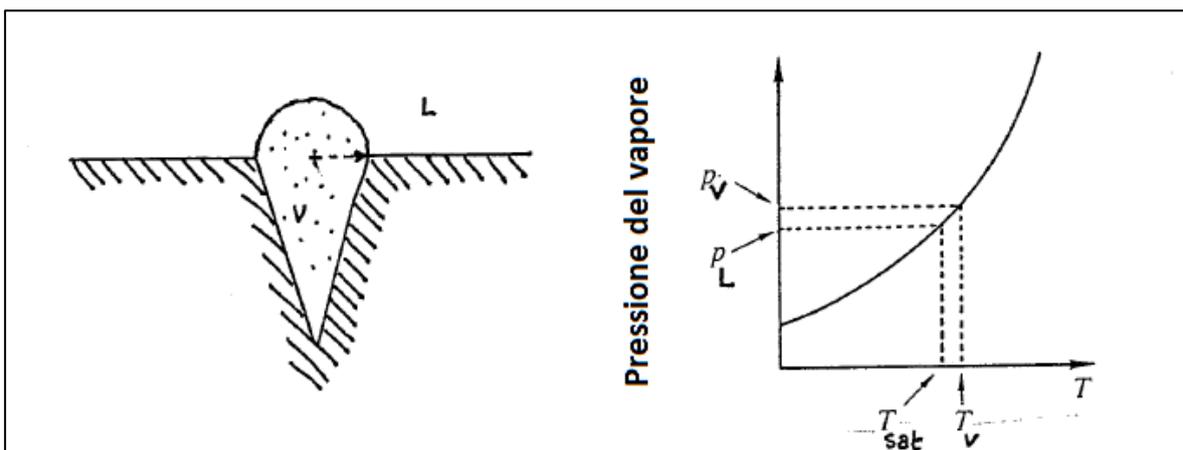


Figura 1.3: Cavità, bolla di vapore e relativa curva tensione di vapore [2].

Indicando con a il raggio della cavità, σ la tensione superficiale, p_L e p_V le pressioni nel liquido e nel vapore, si ottiene, tramite l'equilibrio meccanico delle forze [2]:

$$p_L - p_V = 2 \frac{\sigma}{a} \quad (1.2.1)$$

Da questa equazione si evince che, se si somministra calore, p_V aumenta e di conseguenza la bolla cresce cambiando il suo raggio di curvatura. Nella pratica la bolla parte da un raggio di curvatura minimo che è quello consentito dalla cavità fino a formare un emisfero sull'apertura; l'equilibrio meccanico in questo caso diventa:

$$p_L - p_V = 2 \frac{\sigma}{a} = (T_v - T_{sat}) \frac{dp}{dT} \quad (1.2.2)$$

Affinché la bolla cresca si deve essere nella condizione in cui il calore riesca a vaporizzare il liquido, ossia in termini di temperatura di parete T_p :

$$T_p > T_{sat} + \frac{dT}{dp} \left(\frac{2\sigma}{a} \right) \quad (1.2.3)$$

Attraverso l'equazione di Clausius-Clapeyron, indicando con r il calore latente di vaporizzazione, l'equazione precedente si trasforma in:

$$T_p > T_{sat} + \frac{2\sigma T_{sat}}{ar\rho_v} \quad (1.2.4)$$

Quest'ultima relazione fornisce la temperatura di parete alla quale inizia il fenomeno dell'ebollizione nucleata per una superficie con una cavità di raggio a . Opportuno quindi risulta sottolineare come anche le condizioni della superficie stessa influenzino non poco l'ebollizione nucleata, in particolare il trattamento e la finitura superficiale rivestono un ruolo importante (fig. 1.4).

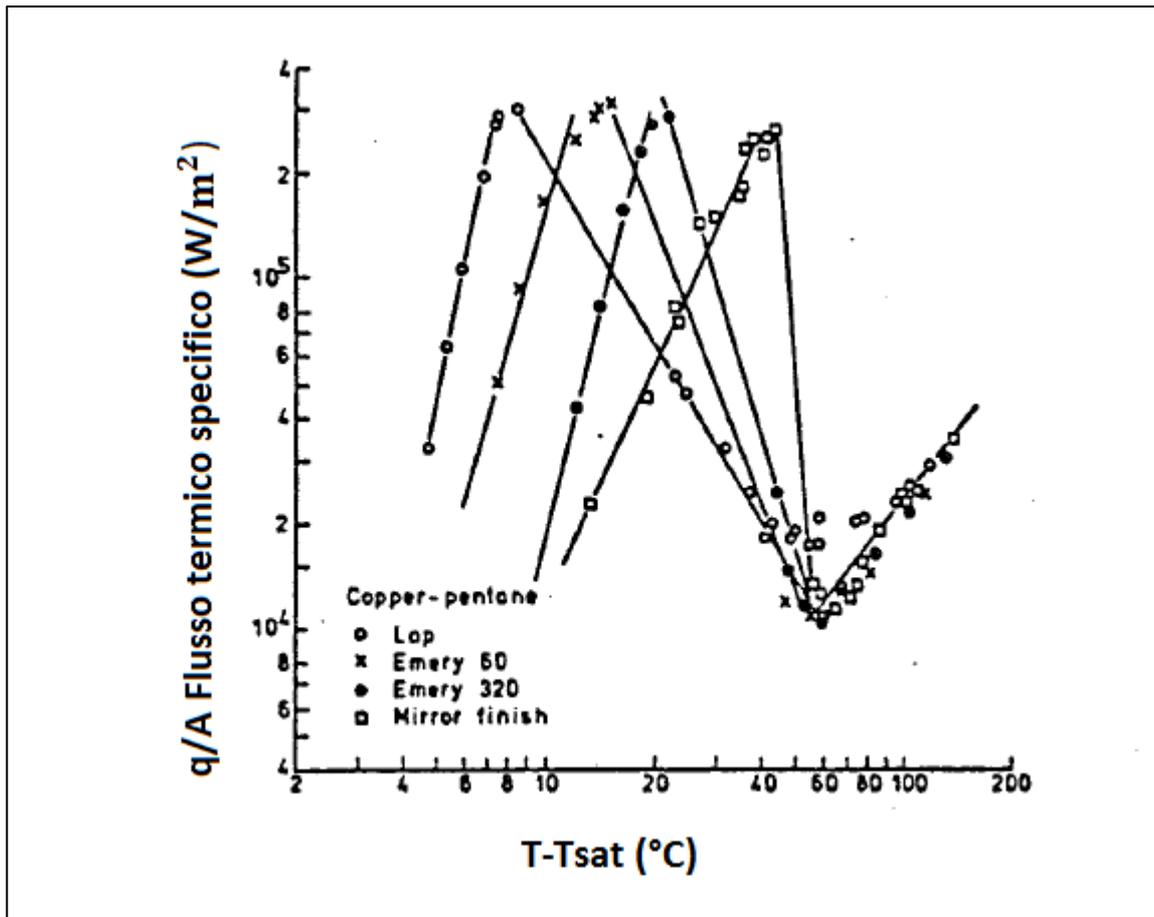


Figura 1.4: Effetto della finitura superficiale sulla temperatura di parete [5].

Possono intervenire altri fattori come incrostazioni, ossidazioni associati a un invecchiamento nel tempo della parete che comportano un aumento della temperatura di nucleazione. Si evidenzia infine (si veda la fig. 1.4) come la temperatura di parete cresca di poco rispetto anche ad elevati aumenti del flusso termico specifico; l'andamento in generale è espresso dalla seguente equazione

$$T_p = T_{sat} + \varphi \left(\frac{q}{A} \right)^m \quad (1.2.5)$$

con φ ed m costanti, funzioni del liquido e del vapore, nonché delle proprietà della superficie ai fini della nucleazione.

1.2.2 Effetto superficie strutturata e CHF

Un aspetto importante della superficie come già rimarcato è quello della sua rugosità. Il fatto di poter innalzare il flusso termico scambiato agendo esclusivamente sulla morfologia della superficie è stato oggetto di analisi di diversi studiosi. Jones et al. [6] hanno dimostrato come ci sia proporzionalità diretta tra la rugosità superficiale R_a e il coefficiente di scambio termico dal momento che si aumenta la probabilità di siti preferenziali per l'innescarsi dell'ebollizione nucleata. In modo particolare sono eloquenti questi due grafici in cui è rappresentato appunto l'andamento del coefficiente di scambio HTC in funzione della rugosità (fig.1.5).

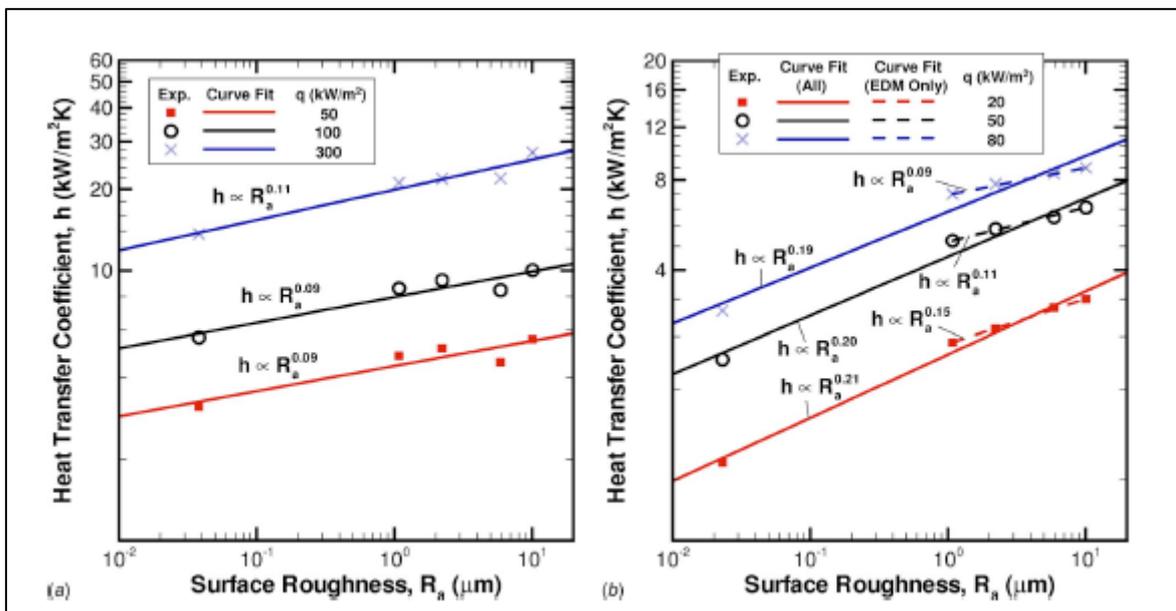


Figura 1.5: Andamento coefficiente di scambio al variare della rugosità per a) acqua e b) FC-77 [6].

con un andamento analitico espresso dall'equazione seguente (1.2.6)

$$HTC = CRa^m q^n \quad (1.2.6)$$

con m ed n esponenti di natura empirica ricavati a seconda del tipo di fluido, rugosità e materiale considerato. Corty and Foust [7], valutando diverse superfici di rame e nickel, hanno dimostrato come la rugosità non influisca solo sul surriscaldamento necessario per l'ebollizione nucleata ma anche sulla pendenza del coefficiente di scambio termico. Valori più elevati di R_a infatti contribuiscono ad avere cavità più

estese e non bagnate. Dunque anche l'effetto della bagnabilità assume la sua delicatezza: Hsu e Chen [8] hanno valutato la relazione tra la bagnabilità e il coefficiente di scambio termico su superfici di rame in questa maniera: depositando nanoparticelle sulle superfici di studio hanno variato la morfologia delle stesse mutandola da superidrofila a superidrofobica; quello che ne è risultato è stato una diminuzione del flusso termico critico. Nella figura seguente (fig. 1.6) viene evidenziato l'effetto appena descritto sulle dimensioni delle bolle durante la variazione delle condizioni superficiali.

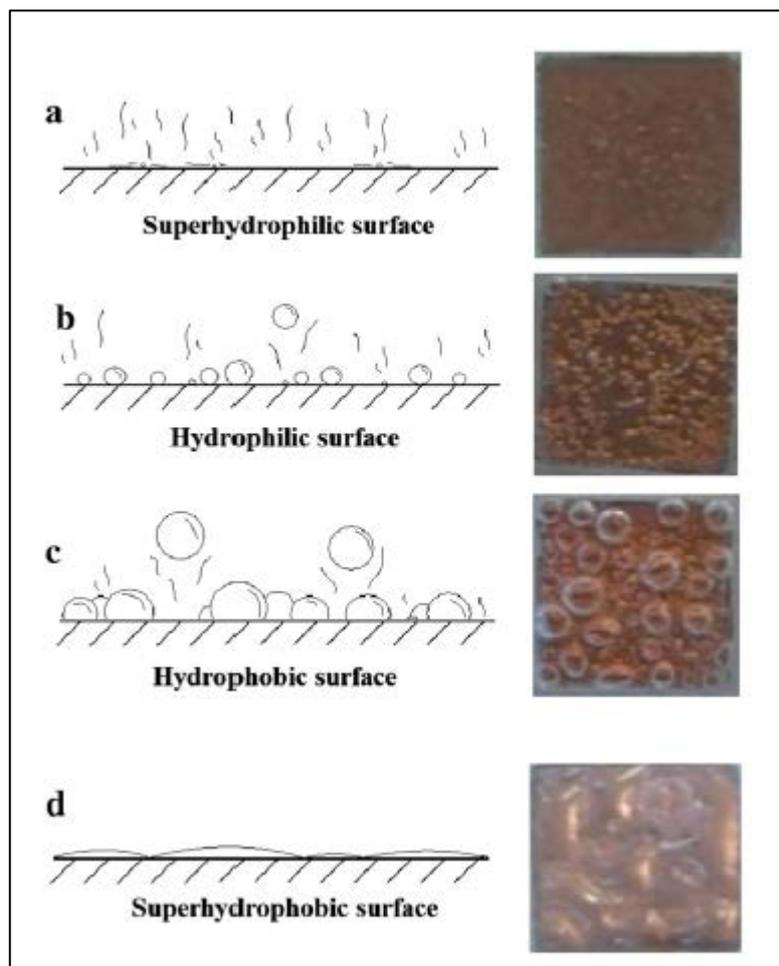


Figura 1.6: Dimensioni bolle al variare rugosità [8].

L'angolo stesso delle superfici modificate dalle particelle depositate influenza il coefficiente di scambio (fig. 1.7-8).

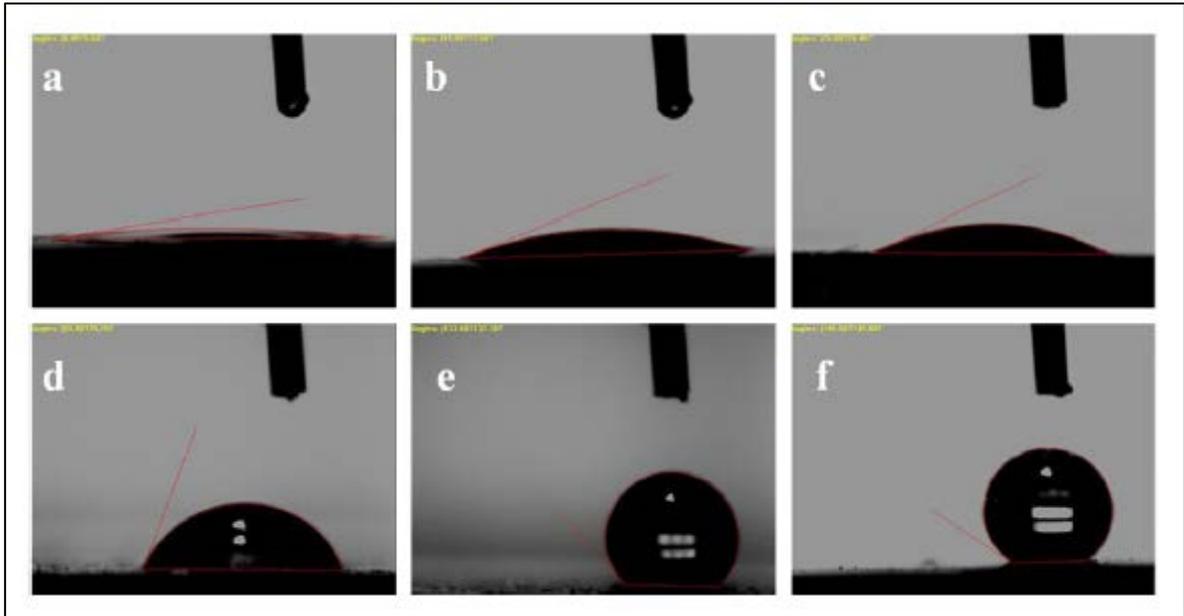


Figura 1.7: Angoli di contatto differenti tra nanoparticelle e superficie [8].

Direttamente correlato all'angolo di contatto è l'effetto del surriscaldamento sullo scambio globale, evidenziato sempre da Hsu e Chen [8].

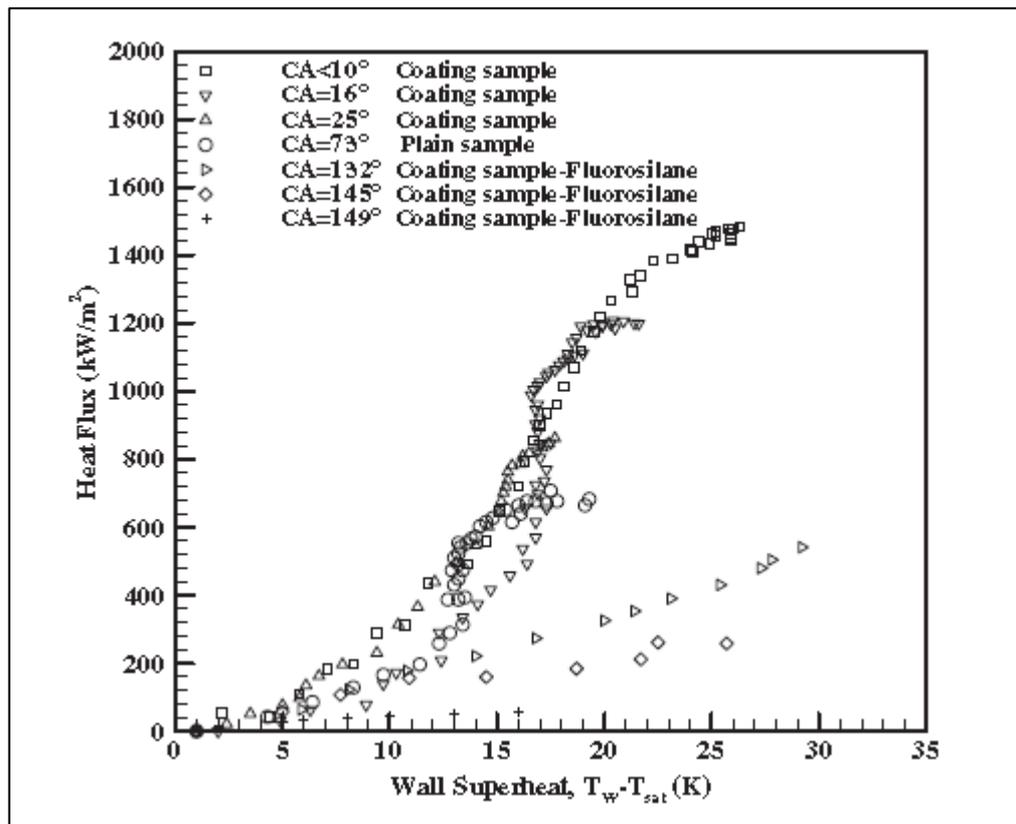


Figura 1.8: Coefficiente di scambio in funzione di surriscaldamento e angolo di contatto su superfici di rame [8].

Si può notare che superfici con angolo di contatto maggiore presentano uno scambio termico più efficiente aumentando le prestazioni. È stato infine osservato che al variare della pressione di esercizio sono necessarie temperature di surriscaldamento inferiori dal momento che la curva della pressione in corrispondenza della saturazione presenta pendenza positiva.

1.3 Deflusso bifase liquido-vapore

Una volta presentata la panoramica sugli aspetti che influenzano il coefficiente di scambio, si analizzano in questo capitolo le quantità teoriche di riferimento che verranno adoperate per le successive analisi numeriche. Trattando di scambio termico in regime bifasico, si riportano le seguenti grandezze di interesse [9]:

- titolo x in un deflusso in regime bifasico, dato dal rapporto tra la portata di massa di gas-vapore e la portata totale (1.3.1):

$$x = \frac{\dot{m}_G}{(\dot{m}_G + \dot{m}_L)} \quad (1.3.1)$$

- grado o frazione di vuoto ε , ovvero la frazione media della sezione trasversale di deflusso, oppure in termini di volume, occupato dalla fase non-liquida (1.3.2);

$$\varepsilon = \frac{A_G}{A} = \frac{V_G}{V} \quad (1.3.2)$$

- velocità superficiali della fase liquida J_L e gassosa J_G (1.3.3)-(1-3-4):

$$J_L = \frac{\dot{m}(1-x)}{\rho_L A} = \frac{G(1-x)}{\rho_L} = \frac{\dot{V}_L}{A} \quad (1.3.3)$$

$$J_G = \frac{\dot{m}x}{\rho_G A} = \frac{Gx}{\rho_G} = \frac{\dot{V}_G}{A} \quad (1.3.4)$$

avendo indicato con \dot{V}_L e \dot{V}_G le portate volumetriche delle due fasi, A l'area della sezione ortogonale al deflusso e G la portata specifica della miscela;

- velocità superficiale totale J , con \dot{V} la portata volumetrica totale (1.3.5):

$$J = \sum_i J_i = J_L + J_G = \frac{\dot{V}}{A} \quad (1.3.5)$$

- velocità media della fase liquida u_L e gassosa u_G (1.3.6)-(1.3.7):

$$u_L = \frac{\dot{V}_L}{(1-\varepsilon)A} = \frac{J_L}{(1-\varepsilon)} = \frac{\dot{m}(1-x)}{(1-\varepsilon)A\rho_L} = \frac{G(1-x)}{(1-\varepsilon)\rho_L} \quad (1.3.6)$$

$$u_G = \frac{\dot{V}_G}{\varepsilon A} = \frac{J_G}{\varepsilon} = \frac{\dot{m}x}{\varepsilon A\rho_G} = \frac{Gx}{\varepsilon\rho_G} \quad (1.3.7)$$

- densità ρ_M della miscela (1.3.8):

$$\rho_M = \varepsilon\rho_G + (1 - \varepsilon)\rho_L \quad (1.3.8)$$

Per quanto riguarda la temperatura di parete minima alla nucleazione è stata calcolata da Davis e Anderson [10], esprimendo la temperatura del liquido in funzione della temperatura di parete e della conduzione in termini di flusso termico scambiato tramite la (1.3.9)

$$T_L = T_P - \frac{dq}{dA} \cdot \frac{y}{\lambda_L} \quad (1.3.9)$$

e in rapporto alla temperatura di saturazione (1.3.10)

$$T_L > T_{sat} + \frac{2\sigma \cdot T_{sat}}{yr\rho_G} \quad (1.3.10)$$

con r calore latente di vaporizzazione. Inglobando le due si ottiene (1.3.11).

$$T_P - T_{sat} > \sqrt{\frac{8\sigma \cdot T_{sat} \cdot \frac{dq}{dA}}{\lambda_L r \rho_G}} \quad (1.3.11)$$

1.4 Deflusso in tubi orizzontali

Il modello teorico a cui si fa riferimento per l'apparato sperimentale considerato è quello di deflusso bifase in tubi orizzontali. Trattandosi di un solo canale con un'unica superficie riscaldata che porta il liquido in evaporazione, ci si riconduce al caso teorico descritto individuando il diametro idraulico equivalente per tale situazione. Il regime di moto in tubo orizzontale risulta in prima analisi più complesso vista la mancata simmetria dovuta alla forza di gravità che agisce in direzione ortogonale al deflusso stesso. Si individuano quattro tipi di deflusso orizzontale [9] (fig. 1.9):

1. Deflusso stratificato o stratificante, caratterizzato da completa separazione tra le due fasi, liquida e gassosa, a causa della gravità;
2. Deflusso intermittente, nel quale il liquido scorre formando delle sacche separate da bolle di vapore;
3. Deflusso a bolle, con le bolle che si concentrano nella parte superiore del tubo;
4. Moto anulare, in cui il film liquido, non uniforme, scorre lungo le pareti del tubo.

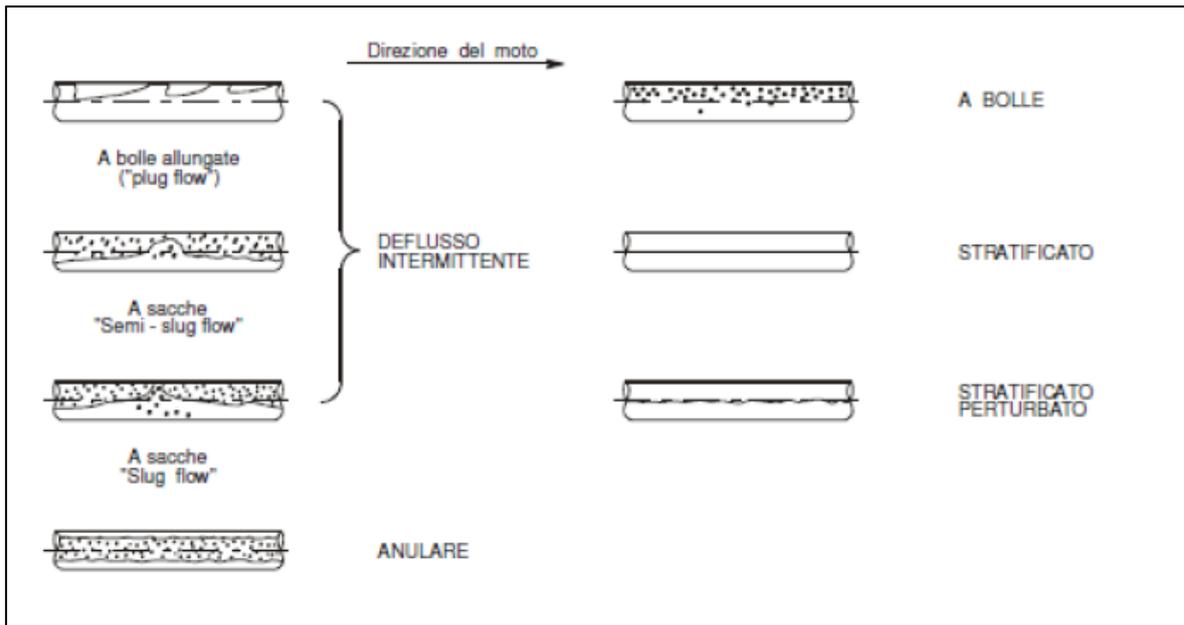


Figura 1.9: Regimi di deflusso in moto bifase in condotti orizzontali [9].

Per tubi leggermente inclinati si trovano in letteratura le formulazioni di Taitel e Dukler [11] che si rifanno a diversi gruppi adimensionali che si riportano di seguito:

$$F = \frac{J_G \cdot \rho_G}{\sqrt{g \cdot D \cdot \cos \beta \cdot \rho_G (\rho_L - \rho_G)}} = \frac{G \cdot x}{\sqrt{g \cdot D \cdot \cos \beta \cdot \rho_G (\rho_L - \rho_G)}} \quad (1.4.1)$$

$$K = \left\{ \frac{J_G^2 \cdot \rho_G}{g \cdot D \cdot \cos \beta \cdot (\rho_L - \rho_G)} \cdot \frac{D \cdot J_L}{v_L} \right\}^{0,5} \quad (1.4.2)$$

$$T = \left\{ \frac{\left(\frac{-dp}{dz} \right)_{f,L}}{g \cdot \cos \beta \cdot (\rho_L - \rho_G)} \right\}^{0,5} \quad (1.4.3)$$

Tramite il parametro di Martinelli X (1.4.4) e il calcolo dei fattori di attrito per deflusso monofase:

$$X = \left\{ \frac{\left(\frac{-dp}{dz} \right)_{f,L}}{\left(\frac{-dp}{dz} \right)_{f,G}} \right\}^{0,5} \quad (1.4.4)$$

è possibile costruire il seguente grafico di Taitel e Dukler (fig. 1.10).

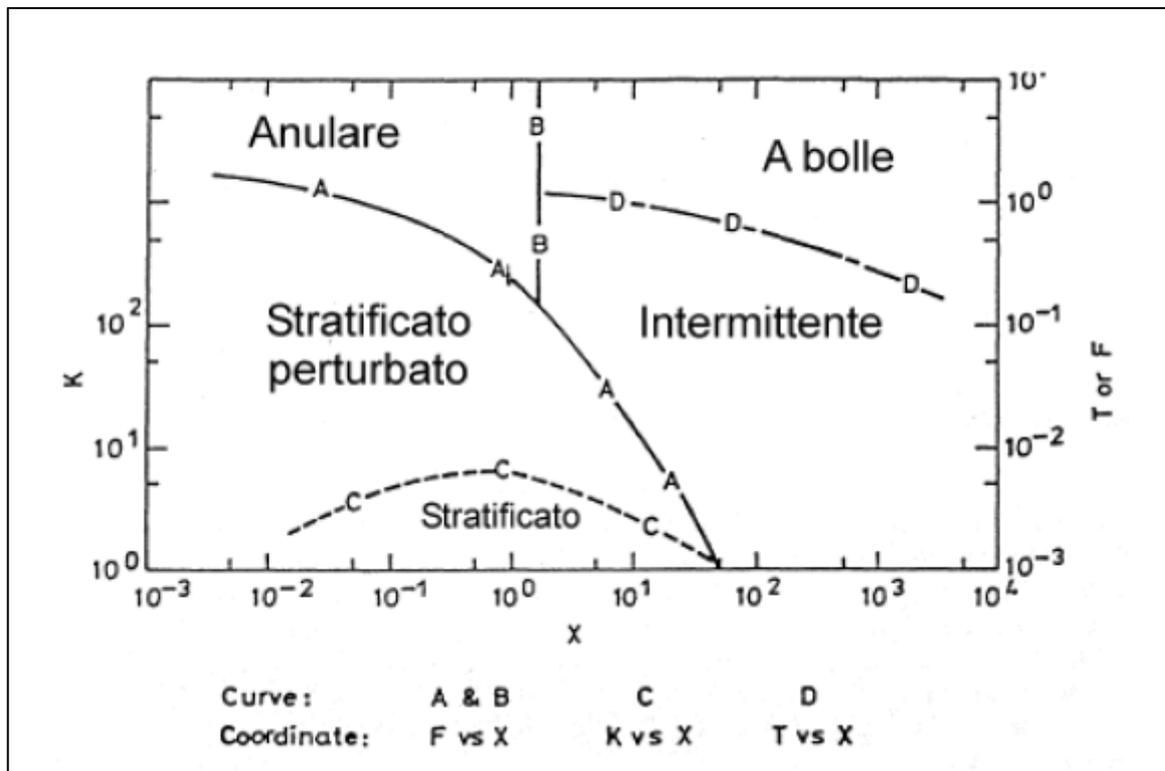


Figura 1.10: Mappa regimi deflusso di Taitel e Dukler [11].

Nel corso delle esperienze verrà sottolineato come passando da un valore di titolo ad un altro si passerà da un regime di deflusso ad un altro.

1.5 Crisi termica e fenomeno del “dryout”

Si intende per “dryout” o crisi termica quel fenomeno per cui in prossimità della parete riscaldata, durante la vaporizzazione, del vapore con bassa conducibilità termica si sostituisce al liquido causando una forte riduzione del coefficiente di scambio termico [2]. Tale fenomeno può avvenire in:

- regione raffreddata o a basso titolo, in cui si ha una transizione ad ebollizione a film, proprio come nel caso del “pool boiling”;
- regione a moto anulare con titolo più elevato, in cui la crisi termica si verifica quando la portata di liquido sulla parete giunge a zero.

Di norma la crisi termica sopraggiunge per diversi aspetti, in modo particolare è funzione della variazione del flusso termico specifico, del titolo di vapore, della portata di refrigerante dell'impianto, nonché della temperatura e della pressione vigente nell'impianto. L'ipotesi alla base di questo fenomeno è la seguente: uno strato di bolle in corrispondenza della superficie non consente al liquido di bagnare nuovamente la sezione, con un andamento decrescente del coefficiente di scambio; ai flussi termici elevati inoltre le bolle si staccano a temperature così elevate tali per cui il liquido è impossibilitato a tornare a contatto con la superficie. Di fatto, passando da una zona in cui domina l'ebollizione nucleata a una in cui la superficie è pienamente attivata, si passa da una zona più stabile a una caratterizzata da un andamento di temperatura completamente instabile a causa della continua alternanza di liquido e vapore a contatto con la superficie. Ne consegue al termine di questa instabilità, quando il titolo di vapore è particolarmente elevato per cui il liquido è presente in tracce, un surriscaldamento notevole della superficie che può comportare danni alla sua integrità. Nel seguente elaborato, il fenomeno del "dryout" è essenzialmente funzione della portata specifica del refrigerante e successivamente del titolo di ingresso dello stesso nella sezione dal momento che la pressione di lavoro viene mantenuta sempre costante. La figura seguente mostra il fenomeno per un tubo verticale:

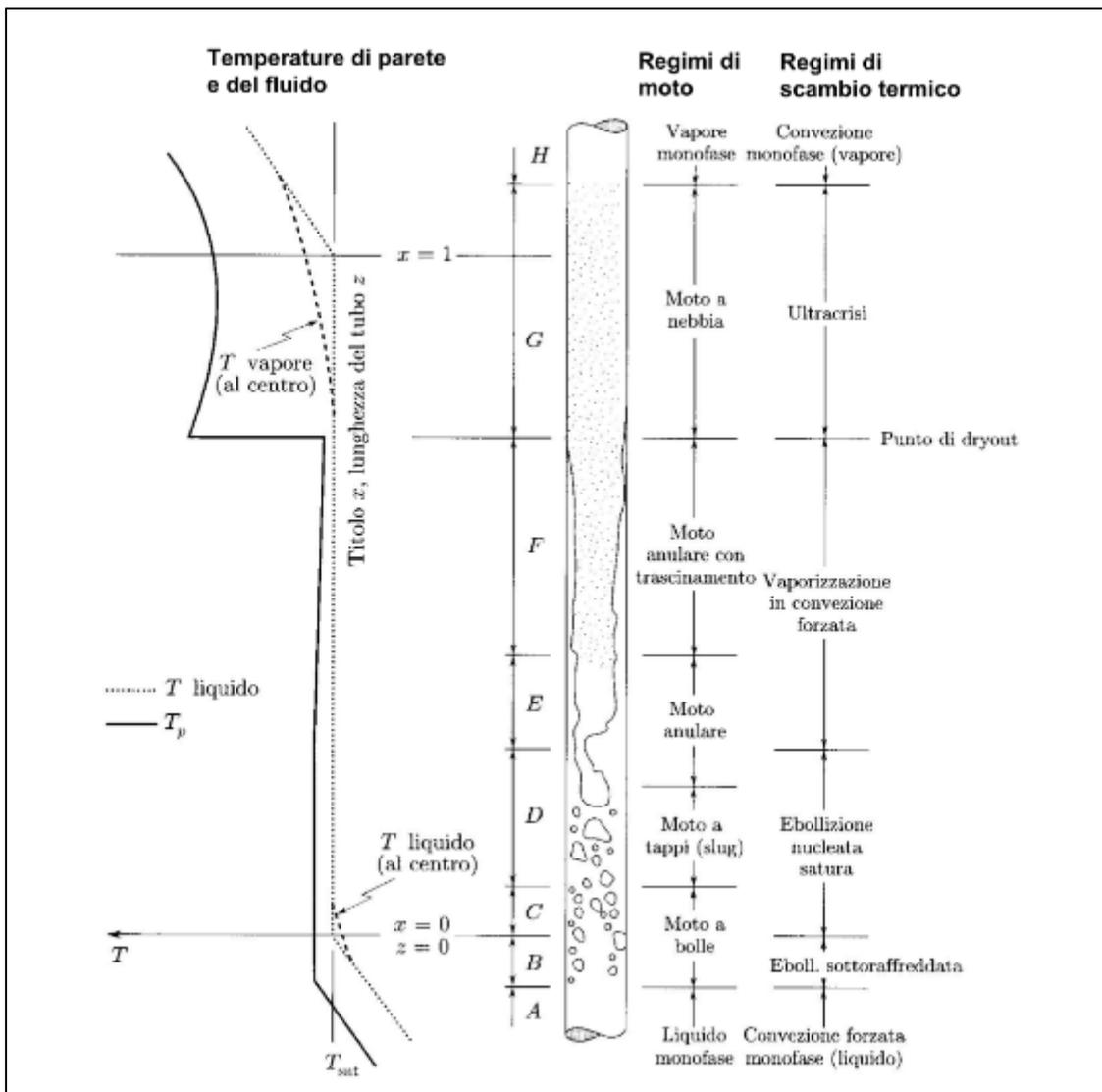


Figura 1.11: Vaporizzazione con deflusso verticale [2].

Come si può notare dalla figura precedente, inizialmente il liquido aumenta la propria temperatura e successivamente raggiunge il valore tale per cui si innesca il fenomeno dell'ebollizione nucleata; le bolle ora sono ancora relativamente poche e piccole e non impediscono al fluido di bagnare la superficie (si tratta del cosiddetto moto a bolle, detto anche "bubble flow"). A questo punto, si raggiunge la fase definita "slug flow", durante la quale si alternano dei veri e propri "tappi" di vapore a "tappi" di fluido. Aumentando il valore del titolo, si raggiunge il moto definito anulare, durante il quale lo spessore del film di liquido diventa sempre più sottile, lo sforzo tangenziale esercitato dal vapore cresce all'interfaccia con il liquido. Diminuendo lo spessore del film, il coefficiente di scambio aumenta e la temperatura di parete diminuisce. In corrispondenza di un certo valore critico di titolo, il film risulterà

completamente evaporato e il coefficiente di scambio ne risulterà inferiore anche di due ordini di grandezza rispetto ai valori precedenti. Questa variazione cui si associa un aumento sensibile della temperatura di parete viene definita crisi termica o più semplicemente “dryout”.

Nel caso di deflusso orizzontale si possono evidenziare diverse configurazioni di moto (a “bolle allungate”, a “sacche”), simili a quelle del deflusso verticale, con l'unica differenza che ora le bolle sono concentrate nella parte superiore del condotto. La mancanza di simmetria riscontrata nel caso del condotto verticale è dovuta infatti all'azione della forza di gravità che agisce ortogonalmente al deflusso.

Capitolo 2

Apparecchiatura sperimentale

2.1 Apparato sperimentale

L'impianto è situato presso il dipartimento di ingegneria industriale DII dell'università di Padova; esso è caratterizzato da un circuito principale e tre circuiti minori, come si può vedere dalla fig. seguente:

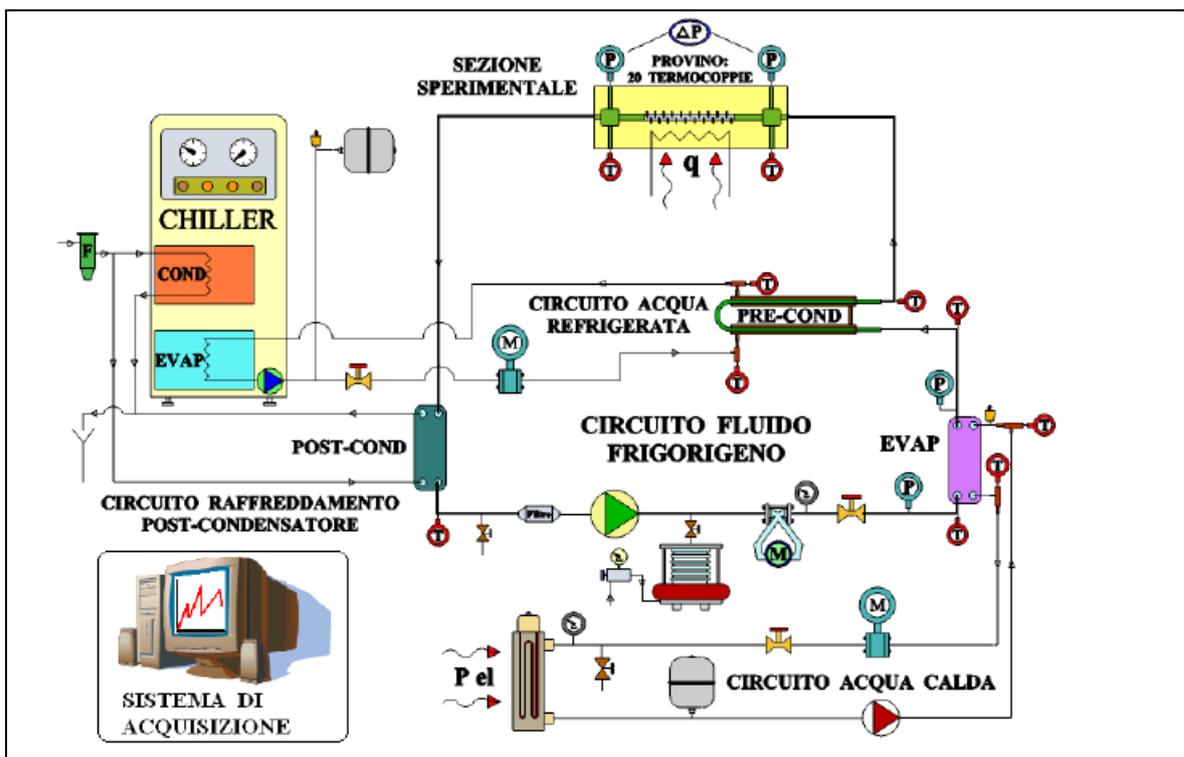


Figura 2.1: Schema dell'impianto [12].

Si procede ora descrivendo brevemente come funzionano i vari anelli dell'impianto ([12]-[13]).

2.1.1 Circuito principale del refrigerante

Il circuito principale, come si può notare nella figura precedente, è occupato dal fluido refrigerante che incontra nell'ordine un filtro, una pompa di circolazione, un polmone di pressurizzazione, un misuratore e una valvola di regolazione della portata massica, un evaporatore, un precondensatore, la sezione sperimentale e infine il postcondensatore per poi riprendere il ciclo.

Il fluido refrigerante, all'uscita del postcondensatore, viene reimpresso nel ciclo grazie all'azione di una pompa ad ingranaggi messa in rotazione da un motore elettrico trifase a 4 poli in coppia con un inverter che consente di variarne la velocità di rotazione. Immediatamente dopo l'uscita dalla pompa è collocato un sistema di pressurizzazione ad aria compressa che consente di lavorare in ambiente isobaro, a meno delle perdite di carico accumulate dal fluido lungo il percorso, dovute principalmente alla viscosità del fluido stesso, fissando la pressione di lavoro alla quale si intende svolgere l'esperienza. La pompa è stata studiata per lavorare senza la necessità di lubrificante, il quale altrimenti influirebbe sui valori dello scambio termico rilevato. Il fatto di essere collocata immediatamente dopo il postcondensatore consente alla stessa di operare in una zona lontana da valori che potrebbero comportare principio di cavitazione. Per poter regolare la portata, oltre alla velocità di rotazione, è stata predisposta una valvola di regolazione a valle della pompa stessa. Per poter misurare la portata invece è inserito all'interno dell'impianto un misuratore ad effetto Coriolis, il quale misura la portata massica mettendola in relazione appunto all'accelerazione di Coriolis generata all'interno del misuratore considerato. L'evaporatore è uno scambiatore a piastre saldobrasate in acciaio AISI 316 che lavora con i due fluidi (frigorifero ed acqua calda prodotta da uno dei circuiti minori) in controcorrente, che presenta come valori limiti di pressione e temperatura rispettivamente 30 bar e 195°C. Il precondensatore (tipo tubo in tubo in controcorrente con l'acqua che fluisce nell'intercapedine) invece, operando in maniera opposta all'evaporatore che lo precede, consente di portare il fluido frigorifero allo stato termodinamico voluto per l'ingresso nella sezione sperimentale. L'obiettivo infatti consiste nel condurre delle prove di evaporazione al variare del titolo in ingresso alla sezione sperimentale. Segue dunque che il tratto di collegamento tra evaporatore e sezione sia il più breve possibile e in condizioni di pressione costante.

2.1.2 Circuito secondario del precondensatore

L'acqua fredda di questo anello viene prodotta da un "chiller" e mandata in circolo da una pompa di circolazione; è presente anche qui un misuratore di portata elettromagnetico e una valvola per la regolazione della portata. Il refrigeratore consente di ottenere anche la completa condensazione del fluido frigorifero e un valore di temperatura con una stabilità di $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$. Il chiller utilizza un condensatore a piastre raffreddato ad acqua con all'interno un serbatoio d'acqua di 12 litri con la funzione di buffer sia per la pompa di mandata che a quella di circolazione interna. Il fluido che deve essere inviato al precondensatore passa attraverso un primo termoregolatore, poi successivamente in una resistenza elettrica e infine in un secondo termoregolatore costituito da un sistema di controllo PID; per aver un controllo opportuno della temperatura del fluido in questione è consigliabile avere una differenza di temperatura tra i due regolatori di circa 2°C .

2.1.3 Circuito secondario dell'evaporatore

Questo circuito presenta la funzione di generare acqua calda per l'evaporatore e far vaporizzare il fluido frigorifero. In questo anello l'acqua viene riscaldata dalla presenza di un boiler realizzato in acciaio inox dotato di potenza massima pari a 5 kW e inviata allo scambiatore tramite una pompa di circolazione pluristadio. La potenza viene generata da tre resistenze elettriche, le quali presentano una potenza nominale di 1.7 kW. È possibile tuttavia generare potenze qualsivoglia al di sotto dei 5 kW dal momento che le prime due resistenze sono collegate in serie a due interruttori magnetotermici che le fanno lavorare in modalità on-off, mentre l'ultima è collegata a un diodo controllato e annessa unità di controllo che calcola il valore necessario per giungere alla potenza desiderata.

2.1.4 Circuito secondario del postcondensatore

La funzione di questo circuito è quella di asportare un certo quantitativo di flusso termico al postcondensatore tramite l'utilizzo di acqua di pozzo, la cui temperatura non sarà costante durante l'anno ma presenterà un valore intorno ai 15 °C, adeguato per lo scopo. Una volta terminata la condensazione, il fluido frigorifero riparte nel ciclo primario.

2.1.5 Sezione sperimentale

La sezione sperimentale in considerazione è stata ricavata da un parallelepipedo di "Misoglass", laminato particolare costituito da resina epossidica speciale e fibre di vetro, con le seguenti misure: 440, 130, 55 mm, nel quale è stata realizzata una cava di dimensioni 10, 22, 200 mm. All'interno del canale, che si trova collocato tra due plenum con la funzione di favorire la completa miscelazione del fluido e consentire delle valutazioni di temperatura adeguate, scorre il refrigerante. La chiusura superiore del refrigerante è stata completata con un pannello di vetro temperato. I 200 mm del canale costituiscono di fatto la sezione di prova. La sezione viene riscaldata dal basso tramite resistenza elettrica ed avendo una superficie piana che costituisce l'interfaccia dello scambio termico, vengono simulate pienamente le condizioni di asportazione del calore tipiche del raffreddamento di componenti elettronici.

2.1.6 Superficie microstrutturata

La superficie microstrutturata è stata realizzata a seguito di deposizione metallica di particelle di rame su una superficie anch'essa di rame. Al fine di avere un'adeguata conducibilità termica del canale ed un'elevata efficienza nello scambio termico, ossia ottenere una superficie ben aderente al substrato e ruvida, si è optato per il sistema di deposizione Oerlikon-Metko Kinetik 4000 con gas vettore azoto. I parametri del processo di questa deposizione cold-spray si attestano su valori di temperatura e pressione rispettivamente di 650°C e 30 atm e una distanza dello

spray di 20 mm che consente di avere una opportuna adesione superficiale con annessa rugosità determinata da un angolo di incidenza delle particelle di 60°. Le polveri di rame, nello specifico di forma irregolare, presentano dimensioni inferiori ai 38 µm. Nelle seguenti due figure, si possono osservare le particelle (a) e la superficie a seguito della deposizione (b).

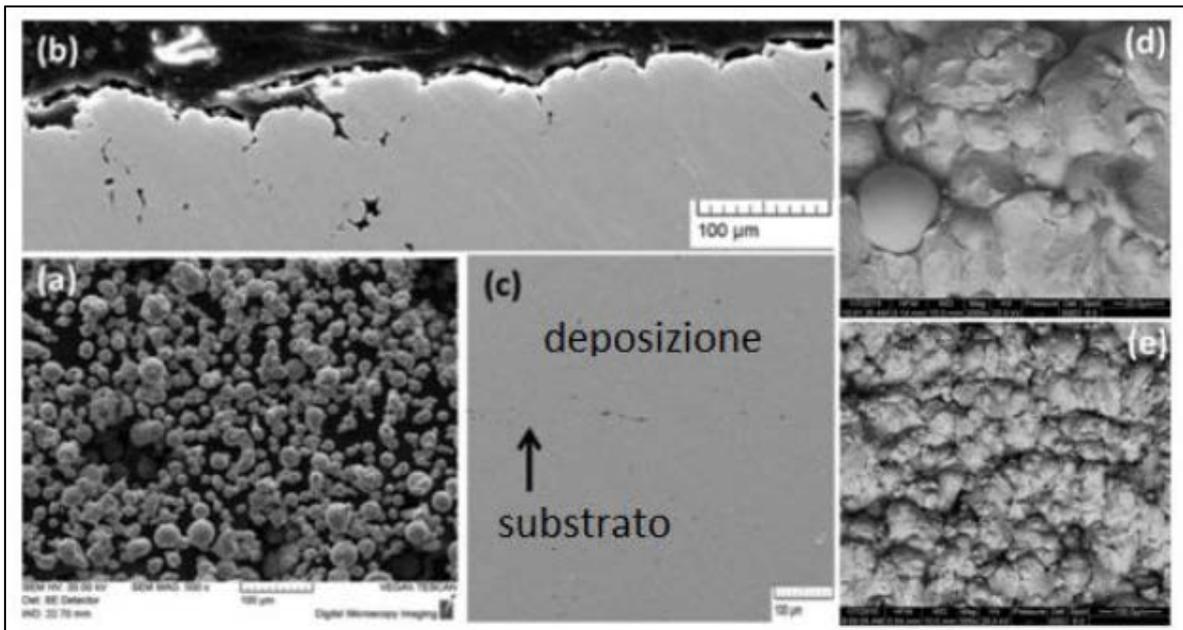


Figura 2.2: dettaglio delle particelle (a); superficie a seguito della deposizione (b); interfaccia deposizione-substrato (c); immagini SEM della superficie (d), (e).

Da queste figure si evidenzia come, data l'elevata velocità di deposizione e l'estrema duttilità del rame, si abbia una superficie molto compatta con una porosità inferiore all'1% e di conseguenza un elevato coefficiente di scambio termico e un contenuto surriscaldamento della superficie.

2.1.7 Esecuzione prove sperimentali

Nell'esecuzione delle prove sulla superficie microstrutturata, si eseguono delle variazioni su grandezze fisiche di diversa natura, nello specifico potenza elettrica, portata di massa e titolo del refrigerante. Queste regolazioni permetteranno di concludere le esperienze ed avere valori diversi di scambio termico in ogni situazione.

L'avviamento dell'impianto consiste nell'aprire la valvola dell'acqua di pozzo che va al chiller e al postcondensatore, accensione del generatore principale, avviamento del chiller, della pompa del circuito caldo, del boiler del circuito secondario dell'evaporatore, delle resistenze e infine della pompa del refrigerante, che non appena ha superato il transitorio iniziale, consente l'accensione della resistenza lato sezione.

Lo spegnimento avviene in maniera inversa, ovvero si spegne la resistenza scaldante con conseguente annullamento della potenza elettrica, si isola la sezione di prova tramite le due valvole a monte e valle della stessa, si spengono i vari interruttori e si chiude la valvola dell'acqua di pozzo. L'esecuzione delle prove prevede come detto di far variare in particolare la potenza termica erogata e la portata di massa circolante del refrigerante. In ogni esperienza poi è stato fatto variare il titolo in ingresso alla sezione fino a raggiungere l'attivazione della sezione ove non fosse già avvenuto precedentemente e di seguito procedere a ritroso per evidenziare il comportamento dell'*HTC*. L'assunzione di un singolo punto sperimentale richiede parecchio tempo e il file di acquisizione dati (software "Labview" [14]) raccoglie moltissimi dati di scarso interesse che poi verranno trascurati in fase di elaborazione [15]. I valori termodinamici richiesti vengono invece valutati con il software "REFPROP 9.1" [16].

2.2 Analisi dei dati

Di seguito verranno riportate le equazioni dei vari bilanci eseguiti nelle sezioni dell'impianto al fine di ricavare le grandezze e i parametri necessari per una rappresentazione compatta di carattere grafico. I valori ottenuti sono ogni volta risultati dalla media aritmetica di un centinaio di valori a convergenza ottenuta. Il procedimento è costituito anzitutto da:

- calcolo della potenza dispersa per conduzione verso l'esterno, calcolata come differenza tra la potenza elettrica imposta dal generatore (P_{el}), prodotto tra tensione e corrente, detratta delle dispersioni (P_{disp}):

$$q_{ts} = P_{el,netta} = P_{el} - P_{disp} \quad (2.2.1)$$

- le perdite per dispersione sono state valutate a impianto chiuso come funzione della temperatura media di parete calcolando la retta di regressione lineare come si può vedere nel grafico seguente (fig. 2.3):

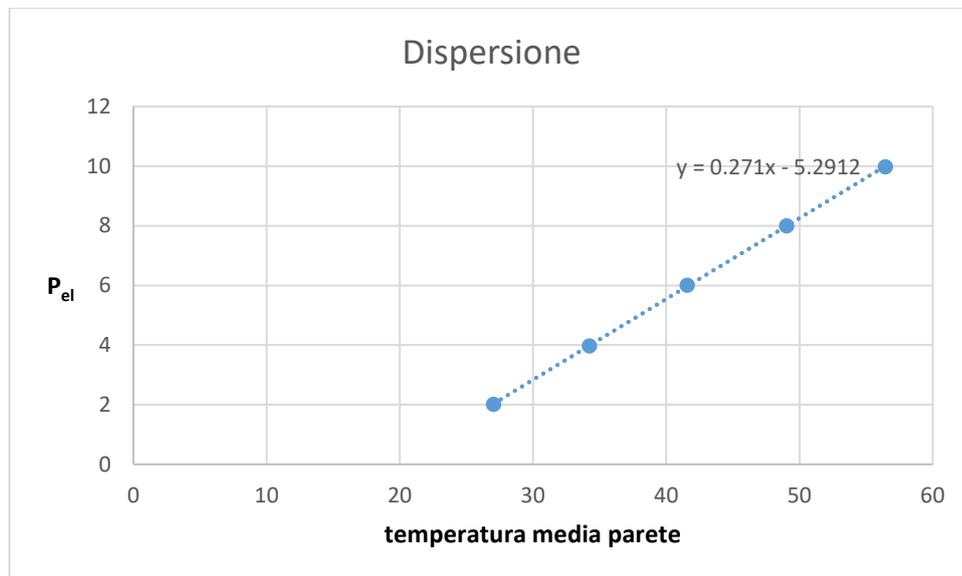


Figura 2.3: grafico perdite per dispersione.

si ha dunque: $P_{disp} = 0.271 \cdot \bar{t}_p - 5.2912$ (2.2.2)

- una volta calcolata la potenza netta, nota l'area del canale, si può calcolare il coefficiente di scambio termico come segue (2.2.3):

$$HTC = \frac{P_{el,netta}}{A \cdot \Delta T} \quad (2.2.3)$$

dove con ΔT si è indicata la differenza di temperatura tra la temperatura media di parete calcolata come media delle 100 misurazioni per ogni punto e poi come media delle termocoppie installate e la temperatura di saturazione dell' R1234yf come funzione della pressione di ingresso del refrigerante nella sezione, con l'ausilio del software "REFPROP 9.1" [16]; è opportuno osservare come in realtà sia stata fatta una semplificazione nel calcolo di questa differenza di temperatura in quanto in questo caso si fa l'ipotesi di pressione costante lungo la sezione, ossia perdite di carico trascurabili e conseguente temperatura di saturazione costante lungo il deflusso nel canale;

- si può procedere con un primo bilancio termico al precondensatore tra l'acqua e R1234yf, ricordando inoltre che lo scambio termico viene ritenuto adiabatico verso l'esterno; secondo il primo principio della termodinamica, si può scrivere (eq. 2.2.4):

$$\dot{m}_a \cdot c_{p,a} (t_{a,out} - t_{a,in}) = \dot{m}_r (h_{in,pc} - h_{out,pc}) \quad (2.2.4)$$

poiché inoltre, sempre per le semplificazioni assunte, si ha che (eq. 2.2.5-2.2.6):

$$h_{in,pc} = h_{out,eva} \quad (2.2.5)$$

$$h_{out,pc} = h_{in,ts} \quad (2.2.6)$$

compattando le tre formule precedenti, si ottiene (2.2.7):

$$h_{in,ts} = h_{out,eva} - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r} \cdot c_{p,a} \cdot (t_{a,out} - t_{a,in}) \quad (2.2.7)$$

Sempre tramite “REFPROP 9.1” [16], a partire dalla pressione in ingresso alla sezione, è possibile risalire alla temperatura di saturazione del fluido in corrispondenza di tale pressione agente e inoltre calcolare i valori di entalpia del liquido saturo e del vapore saturo. Una volta fatto questo, è possibile risalire al valore del titolo in ingresso nel seguente modo (2.2.8):

$$x_{in} = \frac{h_{in,ts} - h_{L,s}}{r} \quad (2.2.8)$$

dove a denominatore si è indicato con la lettera r il valore del calore latente di vaporizzazione e con $h_{L,s}$ il valore dell'entalpia del liquido saturo;

- eseguendo ora il bilancio alla sezione, si può ottenere il valore dell'entalpia in uscita del refrigerante, come indicato in (2.2.9):

$$h_{out,ts} = \frac{q_{ts}}{\dot{m}_r} + h_{in,ts} \quad (2.2.9)$$

- ora si calcola il titolo in uscita analogamente a quanto fatto per quello in ingresso:

$$x_{out} = \frac{h_{out,ts} - h_{L,s}}{r} \quad (2.2.10)$$

con ovvio significato dei simboli;

- infine si calcola il titolo medio tra ingresso ed uscita che verrà riportato come valore nei grafici delle varie esperienze (eq. 2.2.11):

$$x_{mean} = \frac{x_{in} + x_{out}}{2} \quad (2.2.11)$$

2.3 Analisi incertezza

Nella tabella seguente vengono riportati i valori di incertezza intrinseci delle strumentazioni adoperate in laboratorio, le quali, combinate tra di loro secondo la teoria base di propagazione delle incertezza, assegnano una completezza maggiore ai parametri fisici di interesse delle esperienze.

<i>Misura di riferimento</i>	<i>Incetezza</i>
Termocoppie	± 0.05 K
Termopile	± 0.03 K
Potenza elettrica	$\pm 0.13\%$ lettura
Valori Refprop	$\pm 1\%$
Pressione assoluta	± 1950 Pa
Portata di massa	$\pm 0.1\%$ lettura
Portata volumetrica	$\pm 0.25\%$ lettura
Trasduttore differenziale di pressione	± 25 Pa

Tabella 2.1: incertezza strumentazione.

Tutti questi valori come detto devono essere combinati tra loro al fine di avere un valore di incertezza combinato da assegnare al parametro fisico considerato. Come noto dalla teoria dell'incertezza, infatti, ogni valore che abbia senso fisico deve essere ripetibile e ottenuto come media di una serie di misurazioni pertinenti; a questo numero puro deve poi essere assegnato un intervallo opportuno entro il quale si suppone cada il valore ritenuto convenzionalmente vero a seconda di un relativo grado di confidenza stabilito da chi esegue l'esperienza e conseguente unità di misura che esprime il senso fisico del parametro (nel nostro caso si fa riferimento al coefficiente di scambio termico e di titolo calcolati) [17]. Di conseguenza una misura non è completa se non compare nella forma:

$$Misura = N \pm i [u. m.] (P\%) \quad (2.3.1)$$

Dove con $N, i, u. m.$ si indicano rispettivamente il valore, l'incertezza e l'unità di misura. Il primo passo è quello di calcolare l'incertezza di ripetibilità associata alle misure grezze ottenute durante le esperienze, per cui si fa riferimento alla teoria di Student [17] come riportato in (2.3.2):

$$i_r = \pm t \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (2.3.2)$$

dove t è il parametro della distribuzione di Student che, per 100 valori e con un grado di confidenza pari al 95%, è pari a 2, σ corrisponde alla deviazione standard e n è il numero di dati considerato che compongono il campione. Poiché una grandezza fisica può essere influenzata da varie componenti di incertezza, il primo passo è quello di calcolare l'incertezza di tipo combinato che risulta dall'interazione delle singole incertezze, ovvero (si veda eq. 2.3.3):

$$i_c = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^k i_j^2} \quad (2.3.3)$$

indicando con l'indice j tutte le variabili che entrano in gioco nella grandezza fisica valutata. Nella pratica, per la valutazione dell'incertezza di una grandezza dipendente da una serie di grandezze fisiche, si adopera la formula di Kline-McClintock [18] (2.3.4):

$$i_y = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^L (\theta_j \cdot i_{c,j})^2} \quad (2.3.4)$$

dove con $i_{c,j}$ si sono indicate le incertezze delle grandezze indipendenti e con θ_j "indice di sensibilità", così definito:

$$\theta_j = \frac{\partial y}{\partial z_j} \quad j=1,2,\dots,n \quad (2.3.5)$$

A questo punto è sufficiente applicare queste relazioni alle equazioni di interesse dove compare il coefficiente di scambio termico e il titolo, in particolare, procedendo come descritto, l'incertezza su HTC risulta descritta nell'equazione (2.3.6):

$$i_{HTC} = \sqrt{\left(\frac{\partial HTC}{\partial P_{el,netta}} \cdot i_{P_{el,netta}}\right)^2 + \left(\frac{\partial HTC}{\partial \Delta T} \cdot i_{\Delta T}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{A_b \Delta T} \cdot i_{P_{el,netta}}\right)^2 + \left(\frac{-P_{el,netta}}{A_b \Delta T^2} \cdot i_{\Delta T}\right)^2} \quad (2.3.6)$$

L'incertezza sulla potenza netta deve tenere conto dei contributi della potenza agente sulla sezione e della potenza persa a causa delle dispersioni termiche, quindi si ha (2.3.7):

$$i_{P_{el,netta}} = \sqrt{(i_{P_{el}})^2 + (i_{P_{disp}})^2} \quad (2.3.7)$$

Il secondo di questi due fattori è funzione della temperatura media di parete che a sua volta sarà affetta da incertezza, come riportato dalla relazione (2.3.8):

$$i_{P_{disp}} = 0.271 \cdot i_{t_{wall,mean}} \quad (2.3.8)$$

Il termine che fa riferimento invece alla differenza di temperatura in (2.3.6), essendo una differenza di temperatura tra la temperatura media di parete e la temperatura di saturazione del refrigerante in corrispondenza della pressione di ingresso, applicando Kline-McClintock [18], si ottiene (2.3.9):

$$i_{\Delta T} = \sqrt{(i_{t_{wall,mean}})^2 + (i_{t_{sat}})^2} \quad (2.3.9)$$

La temperatura media di parete, a sua volta, deve prevedere un'incertezza che tiene conto della ripetibilità delle misurazioni eseguite e della accuratezza dello strumento, ossia delle termocoppie, pertanto si può scrivere (2.3.10):

$$i_{r,t_{wall,mean}} = \frac{t\sigma_{t_{wall,mean}}}{\sqrt{n}} \quad (2.3.10)$$

con ovvio significato dei simboli, quindi parametro di Student pari a 2 e incertezza combinata della forma (2.3.11):

$$i_{t_{wall,mean}} = \sqrt{(i_{r,t_{wall,mean}})^2 + (i_{term})^2} \quad (2.3.11)$$

Per quanto riguarda l'incertezza sul valore della temperatura di saturazione le componenti attive risultano tre in quanto vanno combinate l'incertezza di ripetibilità dei 100 valori campionati (2.3.12), l'incertezza del misuratore di pressione (2.3.13) e quella propria del software "REFPROP 9.1" [16] (2.3.14), quindi:

$$i_{r,t_{sat}} = \frac{t\sigma_{t_{sat}}}{\sqrt{n}} \quad (2.3.12)$$

$$i'_{t_{sat}} = t_{sat} \left(p_{sat} + \sqrt{(i_{r,p_{sat,in}})^2 + (i_{str})^2} \right) - t_{sat} \quad (2.3.13)$$

$$i_{t_{sat}} = \sqrt{(i'_{t_{sat}})^2 + (i_{Ref})^2} \quad (2.3.14)$$

Come visto nel paragrafo dedicato al modello teorico, per giungere al valore del titolo del refrigerante nelle varie prove sono state impiegate delle equazioni di bilancio dalle quali non si può prescindere per il calcolo dell'incertezza del titolo stesso; si procederà quindi calcolando le incertezze dei vari parametri fisici misurati e in cascata si giungerà ad una formulazione analitica per l'incertezza associata al titolo medio. Tramite il bilancio al precondensatore, si calcola il valore di entalpia del refrigerante in uscita (2.3.15), adoperando gli stessi indici numerici nello schema di impianto della figura che segue (fig. 2.2):

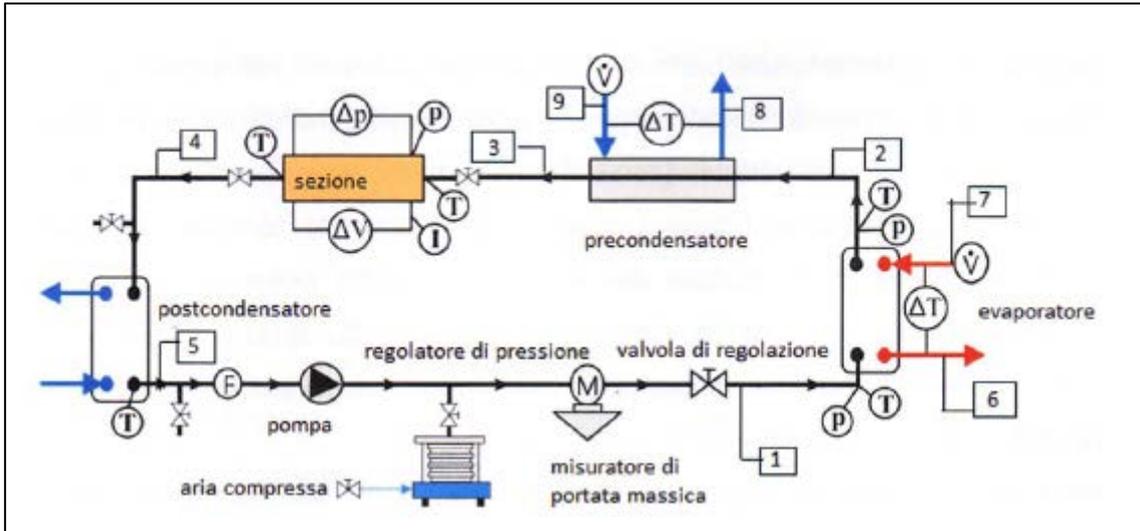


Figura 2.2: Schema dettagliato dell'impianto termodinamico [13].

$$h_3 = h_2 - \frac{\dot{m}_a c_p (t_8 - t_9)}{\dot{m}_{ref}} \quad (2.3.15)$$

Considerando il termine precedente a numeratore come la potenza termica ceduta al precondensatore, la relazione precedente si può riscrivere così (2.3.16):

$$h_3 = h_2 - \frac{P_{prec}}{\dot{m}_{ref}} \quad (2.3.16)$$

e indicando la differenza di temperatura $t_8 - t_9$ in maniera più compatta, si può scrivere l'incertezza associata a tale livello di entalpia:

$$i_{h_3} = \sqrt{(i_{h_2})^2 + \left(-\frac{c_p \cdot \Delta t_{prec}}{\dot{m}_{ref}} \cdot i_{\dot{m}_a}\right)^2 + \left(-\frac{\dot{m}_a \cdot c_p}{\dot{m}_{ref}} \cdot i_{\Delta t_{prec}}\right)^2 + \left(\frac{P_{prec}}{\dot{m}_{ref}^2} \cdot i_{\dot{m}_{ref}}\right)^2} \quad (2.3.17)$$

con chiaro significato di ciascun simbolo, a eccezione dell'incertezza associata al livello di entalpia del refrigerante all'entrata del condensatore (2), la quale, essendo calcolata con l'ausilio del software "REFPROP 9.1" [16], viene assunta pari all' 1% del valore calcolato. Per l'incertezza associata alla portata massica dell'acqua circolante nel precondensatore, analogamente a quanto visto per la temperatura di parete, sarà frutto dello scostamento dei valori misurati e della rilevazione affetta da incertezza del misuratore di portata, quindi si ottiene (2.3.18):

$$i_{\dot{m}_a} = \sqrt{(i_{r,\dot{m}_a})^2 + (i_{str})^2} \quad (2.3.18)$$

L'incertezza associata alla differenza di temperatura lato acqua al precondensatore (2.3.19) è funzione della sensibilità dello strumento di misura adibito, ovvero della termopila:

$$i_{\Delta t_{prec}} = \pm 0.03 \text{ K} \quad (2.3.19)$$

L'incertezza per la portata di refrigerante (2.3.20) sarà quindi composizione della variabilità delle misure raccolte e della strumentazione:

$$i_{\dot{m}_{ref}} = \sqrt{(i_{r,\dot{m}_{ref}})^2 + (i_{str})^2} \quad (2.3.20)$$

Terminato il calcolo relativo all'incertezza in corrispondenza dell'uscita del precondensatore, si può passare alla formulazione dell'incertezza del titolo in ingresso (2.3.21):

$$i_{x_{in}} = \sqrt{\left(\frac{1}{r} \cdot (i_{h_3})\right)^2 + \left(\frac{h_3 - h_V}{r^2} \cdot (i_{h_L})\right)^2 + \left(-\frac{h_3 - h_L}{r^2} \cdot (i_{h_V})\right)^2} \quad (2.3.21)$$

Riportando sui grafici il titolo medio tra ingresso e uscita, la formula per il calcolo dell'incertezza del titolo in uscita sarà del tutto identica alla precedente a esclusione della ripetizione dell'indice 4 in sostituzione di 3, ossia:

$$i_{x_{out}} = \sqrt{\left(\frac{1}{r} \cdot (i_{h_4})\right)^2 + \left(\frac{h_4 - h_V}{r^2} \cdot (i_{h_L})\right)^2 + \left(-\frac{h_4 - h_L}{r^2} \cdot (i_{h_V})\right)^2} \quad (2.3.22)$$

dove per l'incertezza al punto 4 è stata calcolata a partire dall'equazione di bilancio alla sezione e applicando la teoria di propagazione dell'incertezza, ottenendo in ultima analisi (2.3.23):

$$i_{h_4} = \sqrt{(i_{h_3})^2 + \left(\frac{i_{P_{el,netta}}}{\dot{m}_{ref}}\right)^2 + \left(-\frac{P_{el,netta} \cdot i_{\dot{m}_{ref}}}{\dot{m}_{ref}^2}\right)^2} \quad (2.3.23)$$

Infine per il titolo medio, applicando sempre Kline-McClintock [18] si conclude con l'equazione (2.3.24):

$$i_{x_{mean}} = 0.5 \sqrt{(i_{x_{in}})^2 + (i_{x_{out}})^2} \quad (2.3.24)$$

Si riporta a questo punto i dati riepilogati per le diverse situazioni (tab.2.2):

Caso/valori	HTC			Xmean		
	min	media	max	min	media	max
G100 HF 50	2.30%	4.05%	9.80%	0.021	0.023	0.026
G200 HF 50	2.01%	3.10%	4.13%	0.021	0.022	0.026
G50 HF 50	2.02%	4.63%	15.60%	0.022	0.025	0.036
G100 HF 75	2.03%	4.41%	13.60%	0.021	0.023	0.026
G100 HF 100	2.87%	4.40%	11.20%	0.021	0.023	0.025
G50 HF 100	3.27%	5.50%	11.70%	0.023	0.024	0.025
G 200 HF 100	3.02%	3.60%	7.66%	0.021	0.023	0.025

Tabella 2.2: riassunto valori di incertezza.

Come si può notare, i valori relativi al coefficiente di scambio termico subiscono differenze sostanziali a seconda del caso: infatti i valori massimi risultano tipicamente più alti per le situazioni a portata inferiore che risulta essere più fluttuante in termini puramente numerici, andamento rispecchiato anche dai valori medi rispettivi. Ovviamente questi valori così elevati sono stati registrati in corrispondenza dell'attivazione della superficie. Per quanto riguarda invece le incertezze associate al titolo del fluido, non si evidenziano differenze apprezzabili al variare o della portata o del flusso termico applicato. L'unico valore degno di

osservazione risulta essere il valore massimo (0.036) nel caso di portata specifica minima, che è stato registrato in corrispondenza del “dryout”.

Per completare come vuole la teoria sull'incertezza, riportiamo i valori medi che tengono conto di tutte le prove realizzate (tab. 2.3):

incertezza	HTC	Xmean
media	4.24%	0.023

Tabella 2.3: incertezze associate.

Si è ritenuto opportuno riportare il valore dell'incertezza associato al coefficiente di scambio termico in termini percentuali perché di più facile interpretazione, essendo *HTC* come ordine di grandezza pari a 10^4 .

Capitolo 3

Risultati sperimentali

3.1 Analisi risultati

Le prove, con l'obiettivo di monitorare le variazioni dello scambio termico della superficie microstrutturata al variare di portata specifica e titolo in ingresso di R1234yf, sono state condotte a un valore di pressione di ingresso intorno ai 7,8 bar con una conseguente temperatura di saturazione intorno ai 30°C, come si può evincere dal diagramma p-h relativo (fig. 3.1).

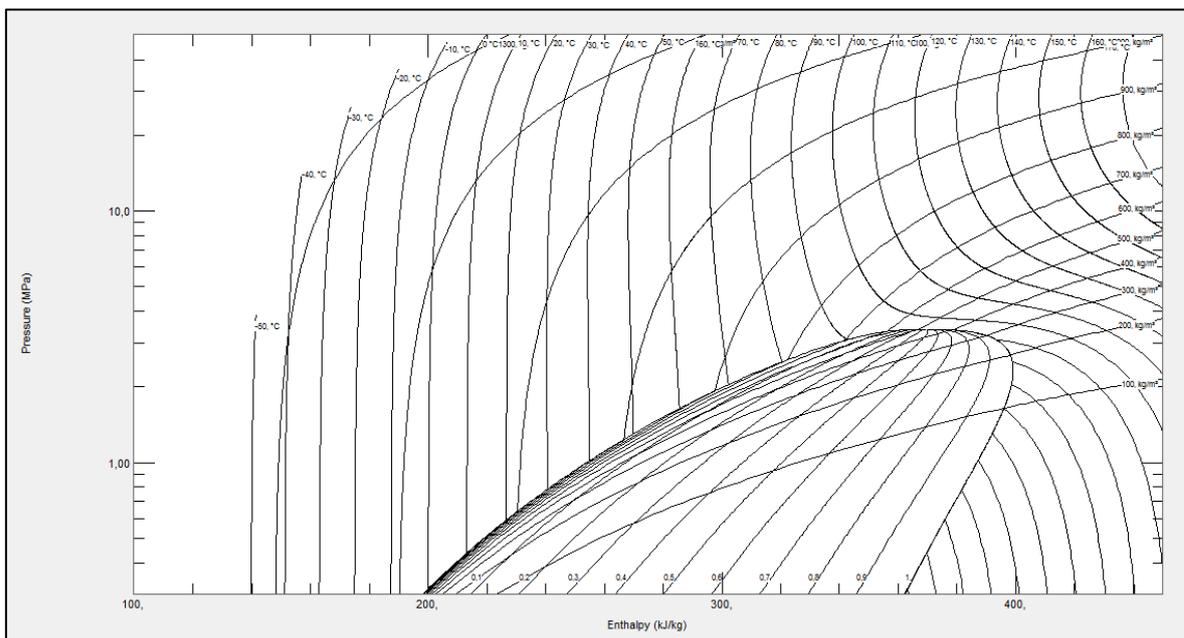


Figura 3.1: diagramma entalpico p-h R1234yf [16].

Per ottenere le condizioni di valutazione volute, sono stati fatti variare manualmente dunque i seguenti parametri:

- portata specifica del fluido refrigerante, agendo sul numero di giri della pompa sul quadro generale;
- titolo in entrata, agendo sulle temperature di esercizio del chiller e sulla portata d'acqua che fluisce al precondensatore;
- potenza termica alla sezione, agendo sul generatore relativo.

I casi analizzati sono riassunti dalla seguente tabella:

<i>Portata specifica</i> $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}\right]$	<i>Flusso termico specifico</i> $\left[\frac{\text{kW}}{\text{m}^2}\right]$
50	50,100
100	50,75,100
200	50,100

Tabella 3.1: casi sperimentali analizzati.

Di seguito nel capitolo, verranno riportati i casi sperimentali singolarmente e poi verranno eseguiti dei confronti a portata e flusso termico fissati.

3.2 Calcolo coefficiente di scambio termico

- $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$

La prima prova sperimentale è stata eseguita per questo valore di portata specifica e per un flusso termico specifico imposto di $50 \text{ kW}/\text{m}^2$. Si riporta di seguito il grafico corrispondente:

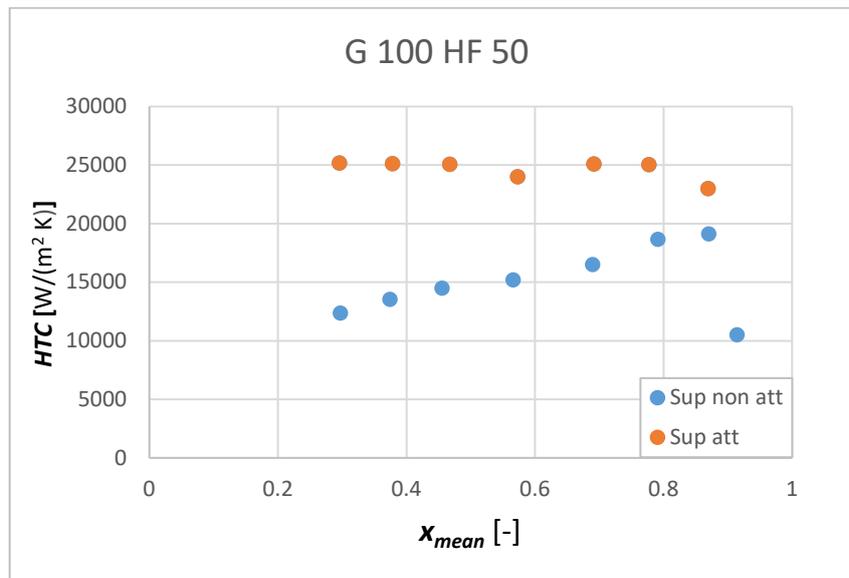


Figura 3.2: andamento del coefficiente di scambio termico per tali valori di titolo, portata e HF .

Il grafico è stato costruito con l'intento di evidenziare la differenza del coefficiente di scambio pre e post "dryout". Inizialmente il valore del coefficiente di scambio non risulta particolarmente elevato in quanto l'ebollizione è ancora nella sua prima fase e i vari siti di nucleazione creatisi non coinvolgono l'intera superficie. Con l'aumentare del titolo medio il valore del coefficiente di scambio aumenta abbastanza gradualmente in quanto sempre più siti di ebollizione nucleata si innescano; il valore massimo si riscontra in questa fase per un titolo medio intorno a 0,87, oltre il quale, come è ben evidenziato dal grafico, l' HTC crolla perché sopraggiunge il "dryout". Questa situazione consente tuttavia che si attivino altre sedi per l'ebollizione nucleata e il conseguente surriscaldamento della superficie non permette, procedendo a ritroso e diminuendo il titolo medio, di ritornare sui valori dei coefficienti di scambio appena tabulati, anzi i punti arancioni dimostrano

come l'avvento della crisi termica consenta di proseguire con valori del coefficiente di scambio decisamente più elevati dei precedenti. L'effetto della superficie attivata è imprescindibile in quanto per tornare ai valori di scambio termico iniziali, quindi uscire dalle condizioni che contraddistinguono il "dryout", sarebbe necessario spegnere l'impianto e ripartire con l'esecuzione come abbondantemente spiegato nel capitolo 2. Il fatto che diminuendo il titolo a superficie attivata consenta di avere un impennamento del coefficiente di scambio termico è dovuto al fatto che ora un maggior strato di vapore torna a contatto con la superficie, consentendo a un maggior numero di bolle di staccarsi dalla superficie e quindi aumentare la turbolenza, garantendo di conseguenza un miglioramento nel flusso termico. Prendendo a riferimento ad esempio il rapporto tra i flussi termici in corrispondenza del titolo medio più basso (attorno a 0.3), il coefficiente passa da circa 12300 a 25200, di fatto risultando più che raddoppiato. L'evidenza dell'attivazione della superficie è marcata dalla diminuzione della temperatura superficiale rilevata dalle termocoppie a favore dell'integrità della superficie e più in generale del corpo da raffreddare. Si riporta come esempio l'andamento della temperatura misurata dalla termocoppia 55, posizionata a 20 cm dal bordo di ingresso del provino:

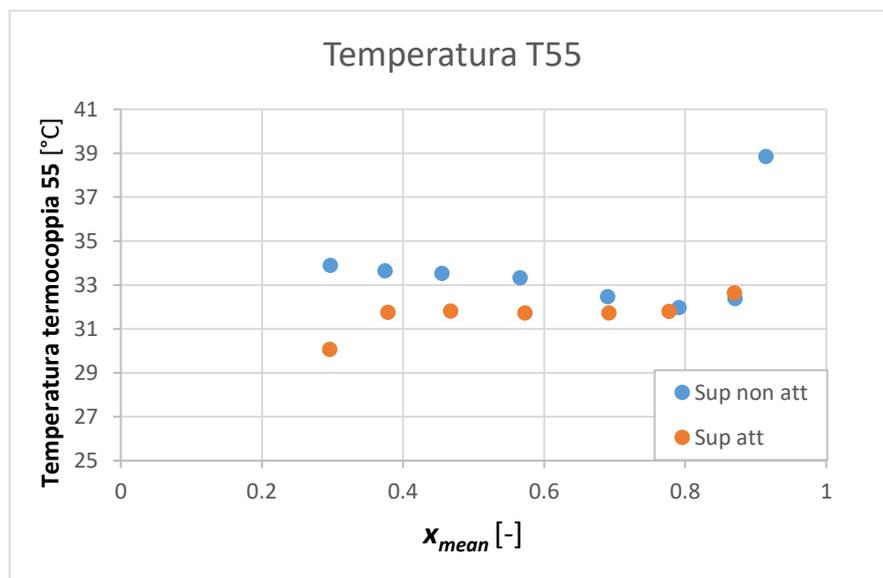


Figura 3.3: andamento temperatura termocoppia 55.

Si nota appunto come inizialmente la temperatura della sezione è influenzata quasi esclusivamente dal flusso termico imposto fino a salire notevolmente in

corrispondenza del “dryout” e poi ridursi di nuovo sensibilmente aumentando il titolo di liquido che bagna la sezione. Riprendendo a riferimento i dati relativi al titolo di vapore più basso misurato, si calcola una differenza di temperatura di circa 4°C (33.9°C -30.1°C).

- **$G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$**

Con il seguente caso si evidenzia che di fatto non si notano differenze nell’andamento atteso del coefficiente di scambio termico e della temperatura di parete, a meno dei meri risultati numerici. La figura seguente riporta il nuovo caso:

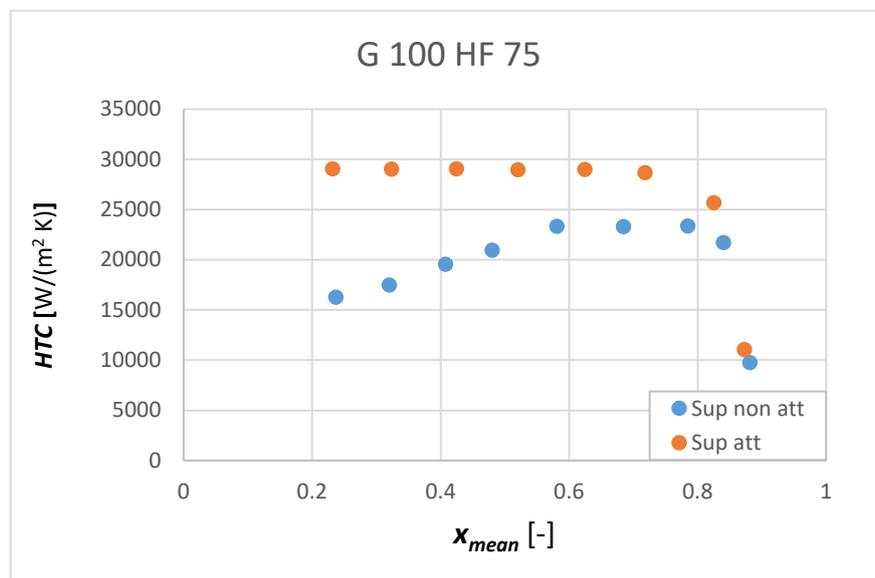


Figura 3.4: andamento del coefficiente di scambio termico per tali valori di titolo, portata e HF .

Il comportamento in termini di trasmissione di calore è esattamente analogo al caso con $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$. Il coefficiente, da livelli più bassi rispetto ai successivi, cresce con l’aumentare del titolo medio fino a che non si raggiunge il titolo cui corrisponde l’attivazione della superficie. Il “dryout” si verifica intorno a un titolo medio pari circa a 0.8 e di conseguenza HTC crolla fino a un valore inferiore a 10000. Proseguendo a ritroso con l’esperienza, diminuendo il titolo medio di vapore, il coefficiente di scambio cresce vertiginosamente per poi stazionare intorno a un valore di poco inferiore a 30000 che rappresenta comunque una notevole crescita rispetto al valore iniziale calcolato a parità di titolo medio. Tutto ciò è di nuovo rispecchiato come già visto precedentemente dall’andamento della temperatura media di parete:

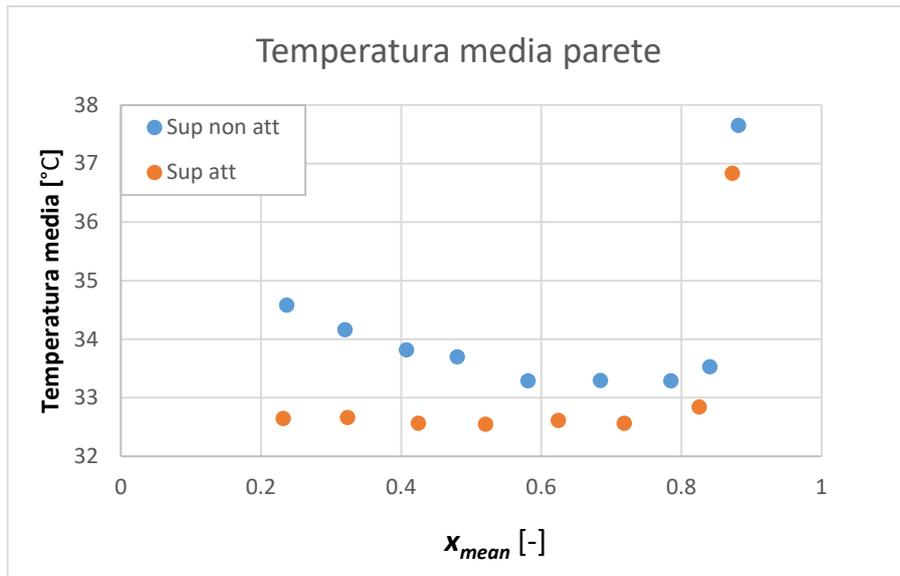


Figura 3.5: temperatura di parete media al variare del titolo.

La temperatura di parete infatti “si comporta” nella maniera attesa: inizialmente decresce sensibilmente e poi in prossimità del “dryout” cresce notevolmente, tornando indietro diminuisce rapidamente e poi si attesta a un valore asintotico indipendente di fatto dal titolo medio del refrigerante, come pure accadeva per il coefficiente di scambio termico.

- **$G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$**

Nella figura seguente (fig. 3.6) viene riassunto l'andamento del coefficiente di scambio termico per superficie già attivata precedentemente nelle condizioni di portata e potenza termica su scritte, mentre nella successiva è riportato il corrispettivo andamento della temperatura di parete (fig. 3.7).

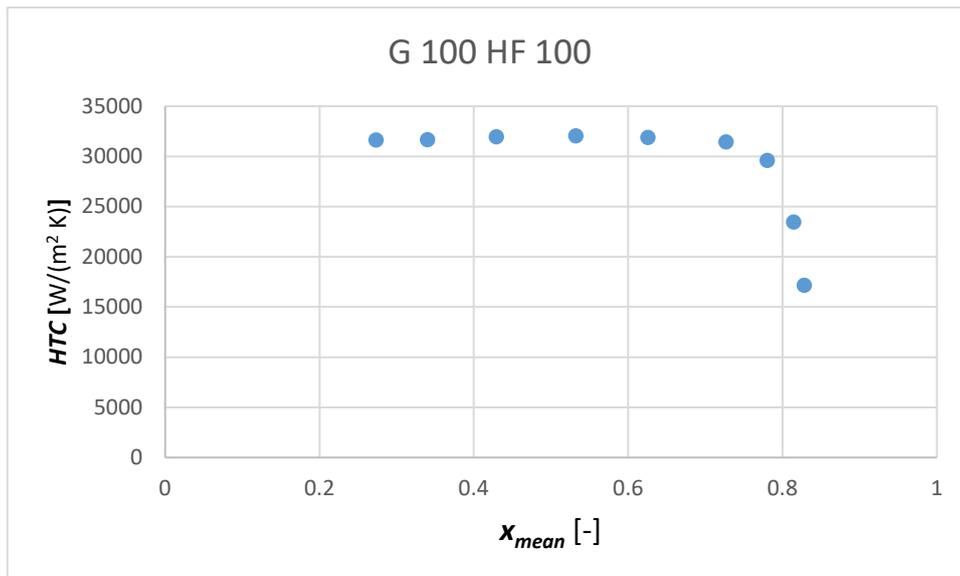


Figura 3.6: *HTC* per superficie attivata.

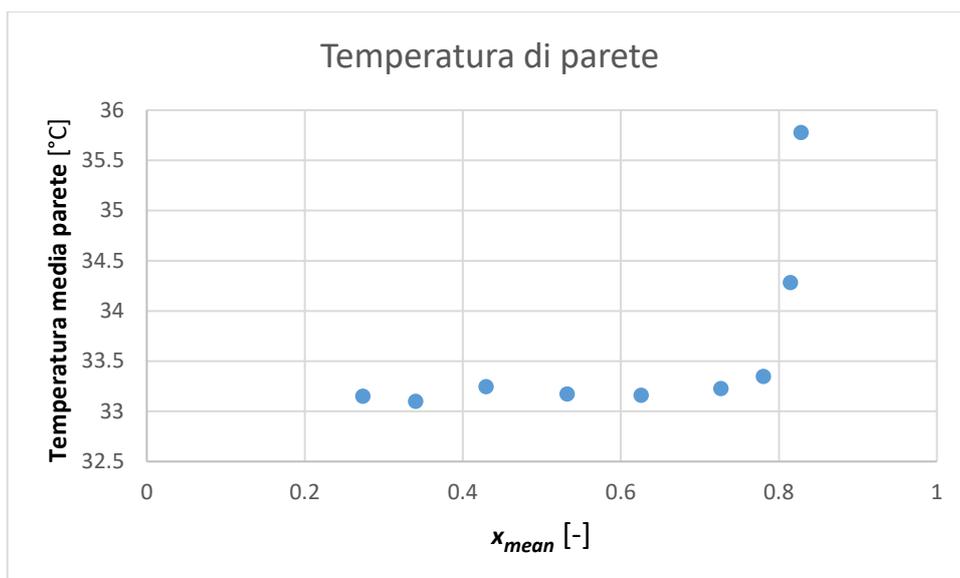


Figura 3.7: temperatura di parete corrispettiva.

L'andamento riassume quanto già analizzato: la superficie attivata mantiene un valore costante del coefficiente di scambio mentre la temperatura di parete rimane stazionaria; non appena si raggiunge la crisi termica il coefficiente crolla e il surriscaldamento della superficie prende il sopravvento.

- $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$

Per valutare situazioni diverse e vedere l'influenza della portata, sono state condotte alcune prove a portata doppia rispetto alla precedente sempre con i valori già definiti di flusso termico agente. Nelle figure seguenti, si riportano ancora una volta gli andamenti di HTC e temperatura media di parete nelle rispettive situazioni:

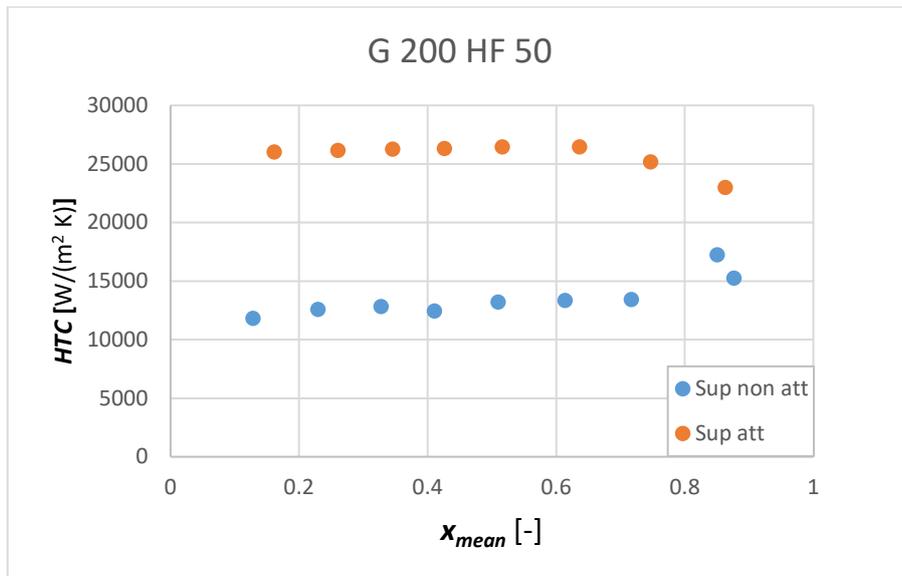


Figura 3.8: andamento del coefficiente di scambio termico per tali valori di titolo, portata e HF .

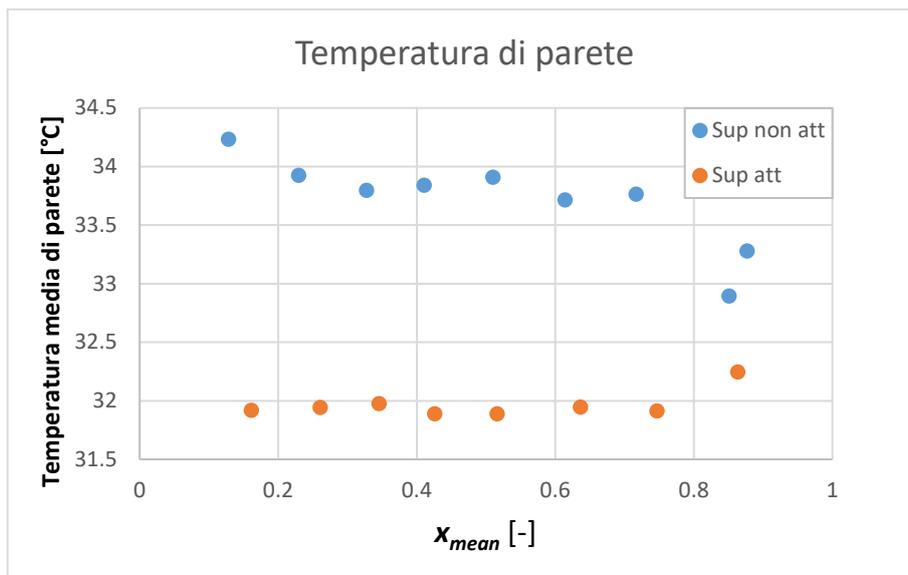


Figura 3.9: Temperatura media di parete del caso considerato.

Di fatto la situazione in termini qualitativi non si discosta dalla situazione con portata specifica pari a $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$. Si può notare anzitutto come sia rispettato l'andamento inizialmente crescente del coefficiente di scambio a partire da valori di poco diversi dalle prove precedenti. Mano a mano che il titolo di vapore cresce si innescano sempre più siti per favorire l'ebollizione nucleata finché in corrispondenza di un titolo intorno a 0.9 si verifica la crisi termica: la temperatura di parete e il coefficiente di scambio variano in maniera inversamente proporzionale e di nuovo procedendo a ritroso con il titolo di vapore l' HTC si stabilizza a valori molto più elevati in corrispondenza di un notevole abbassamento della temperatura di parete. Prendendo a riferimento i valori calcolati al titolo più basso, si evidenzia la crescita del coefficiente di scambio da 11800 a 26000 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$ pre e post "dryout", un aumento intorno al 125%. Il valore così alto del coefficiente di scambio termico dovuto all'attivazione della superficie consente un abbassamento della temperatura di parete. Ci si aspetta dunque di riscontrare gli stessi andamenti per il caso con $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

- **$G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s}), HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$**

Come già fatto per i casi precedenti, le due figure seguenti riportano i valori di HTC e temperatura di parete conseguenti:

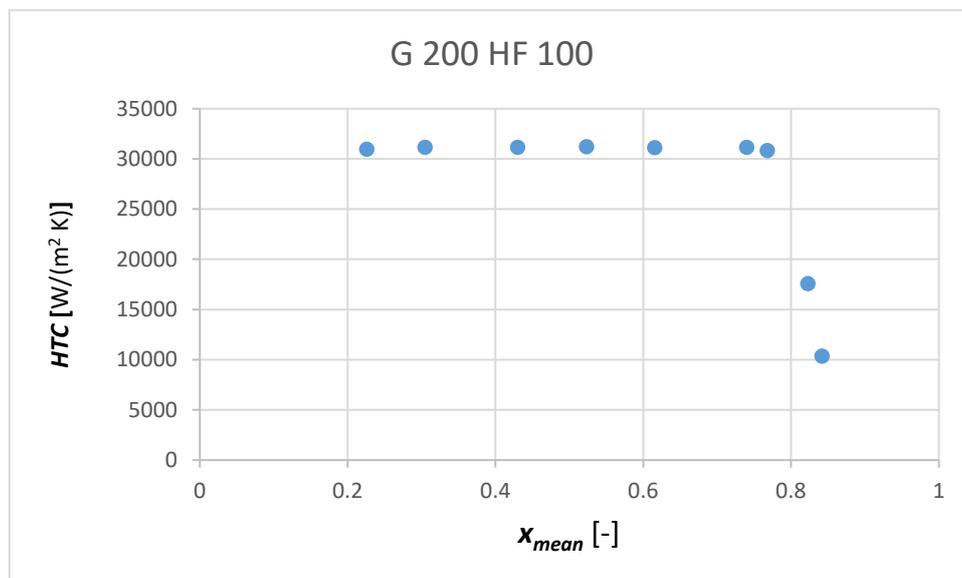


Figura 3.10: HTC per $G = 200$ e $HF = 100$.

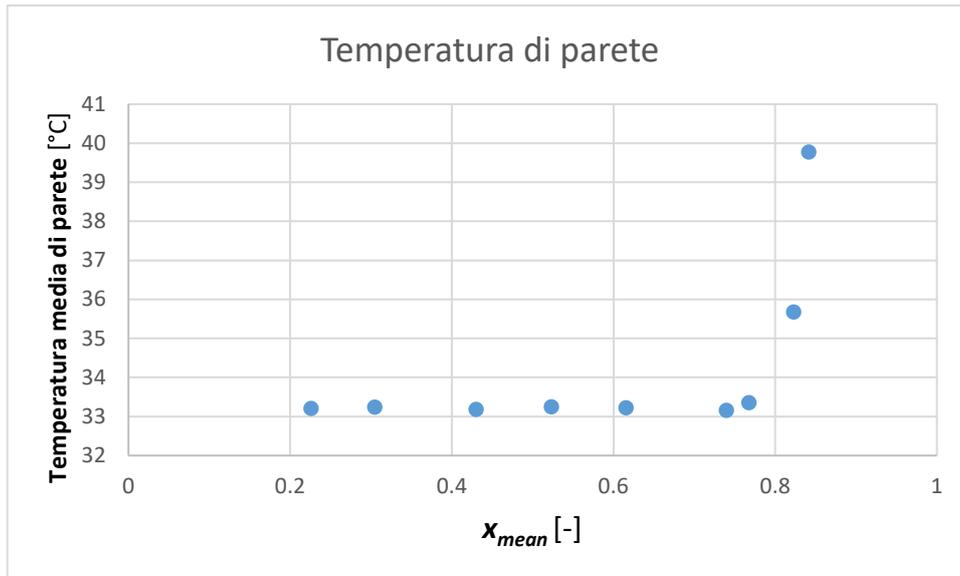


Figura 3.11: diagramma temperatura media di parete per $G = 200$, $HF = 100$.

Valgono anche ora le considerazioni viste per i casi già analizzati; il coefficiente di scambio rimane costante per gran parte dell'esperienza come d'altronde avviene per la temperatura di parete; non appena la superficie si attiva si ha il crollo del coefficiente di scambio termico e l'impennamento inevitabile della temperatura superficiale. Il comportamento riscontrato è dunque analogo a quelli già passati in rassegna, al di là che in questa situazione il "dryout" si manifesta per un valore di titolo medio intorno a 0.8.

- **$G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$**

Si riportano nel seguente grafico i valori elaborati per la portata specifica $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, e flusso termico $50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

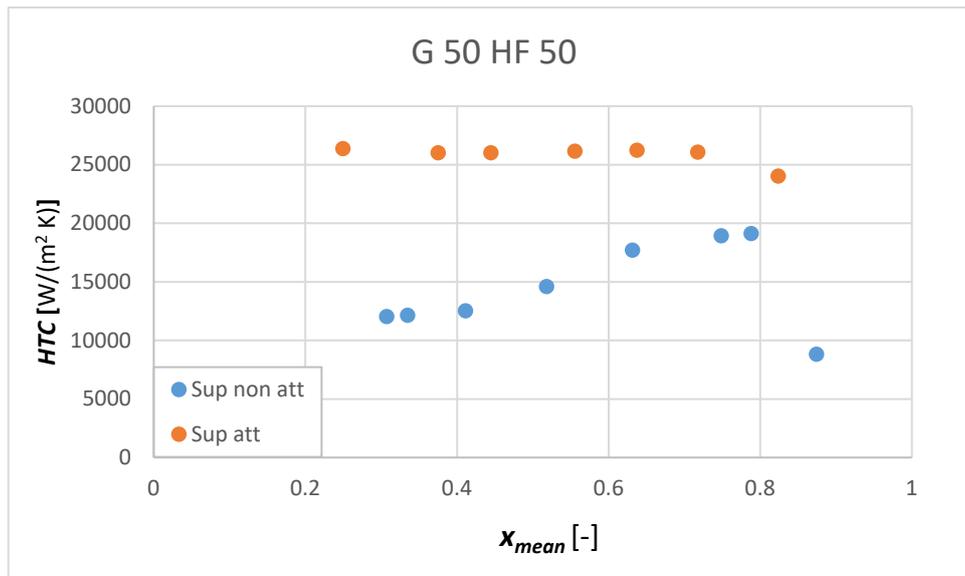


Figura 3.12: coefficiente di scambio termico calcolato per la coppia (50,50).

Risulta molto evidente in questo caso l'andamento del coefficiente caratterizzato dalle sue tre fasi, andamento crescente, crisi termica e andamento asintotico.

Inizialmente il primo punto sperimentale rilevato attorno a titolo medio pari a 0.3 si attesta intorno ai 12000 W/(m² K), di poco diverso dai casi precedenti che riportavano lo stesso valore di flusso termico applicato. Il coefficiente di scambio, sempre in analogia a quanto già discusso, cresce lentamente con l'aumentare del titolo di vapore in ingresso alla sezione fino ad arrivare a un valore intorno ai 20000 W/(m² K) per titolo corrispondente a circa 0.8. Salendo anche di poco ora con il titolo sopraggiunge velocemente la crisi termica, si verifica il "dryout" e il coefficiente di scambio crolla istantaneamente. A questo punto, diminuendo progressivamente il titolo, essendosi la superficie completamente attivata, sono attivi un maggior numero di siti di nucleazione con il risultato che migliora notevolmente l'asportazione di calore da parte del refrigerante tanto da poi essere indipendente dal titolo in ingresso alla sezione. Si riscontra dunque l'andamento asintotico suddetto con convergenza approssimabile a 26300 W/(m² K). L'incremento in rapporto fra le due coppie di valori a titolo minimo è lo stesso dei casi precedenti, un aumento intorno al 120%. A conferma dei risultati visti per *HTC*, nella figura seguente viene diagrammata la temperatura media di parete:

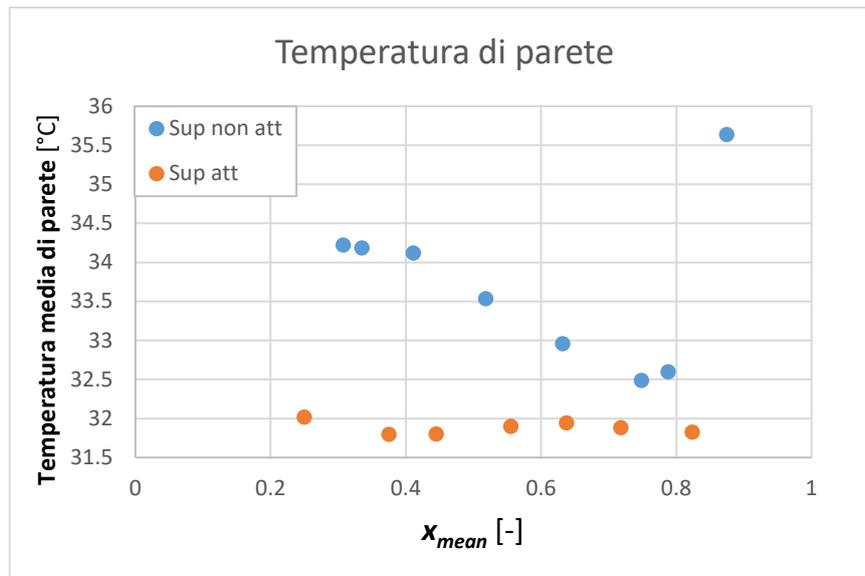


Figura 3.13: temperatura di parete corrispondente al precedente grafico di HTC .

Il comportamento evidente della temperatura di parete merita le stesse considerazioni riportate nei precedenti diagrammi di temperatura: inizialmente la temperatura è di poco superiore ai 34°C, si abbassa rapidamente vista la portata minima considerata fino a “dryout” completamente presente per un titolo di poco superiore a 0.8. In questa situazione la temperatura precipita quasi istantaneamente non appena una nuova porzione di liquido bagna la superficie al punto che già a titolo 0.8 si attesta sui 32°C senza mostrare più variazioni significative fino al termine della prova.

- **$G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$**

L'ultima prova sperimentale vedeva come coppia di parametri una portata specifica di $50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ e flusso termico applicato $100 \text{ kW}/\text{m}^2$, quindi la minima portata e il massimo flusso tra quelli scelti. Come già fatto, prima si prende in considerazione l'andamento del coefficiente di scambio termico che è riassunto in figura 3.14:

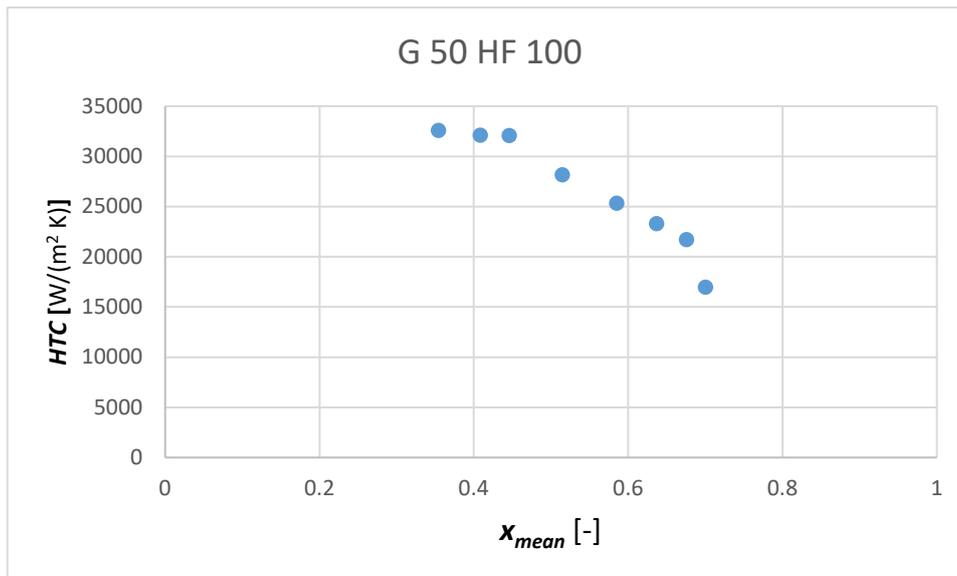


Figura 3.14: coefficiente di scambio termico a superficie già attivata.

La superficie era già stata attivata in precedenza in quanto tra l'esecuzione di due prove l'impianto non era stato spento. Si evidenzia pertanto il valore già particolarmente elevato del flusso termico che presenta i valori più alti tra quelli elaborati; tuttavia, visto l'elevato flusso termico presente e la bassa portata HTC decresce senza raggiungere titoli elevati (pendenza negativa evidente già nell'intervallo di titolo 0.4-0.5). Il coefficiente di scambio termico continua a decrescere mantenendo un comportamento pressoché lineare fino a titolo 0.7 quando sopraggiunge di nuovo la crisi termica e HTC presenta il valore minimo (17000 W/(m² K)). Ci si aspetta a questo punto un comportamento della temperatura di parete che giustifichi l'andamento complessivo del coefficiente di scambio termico. La figura seguente riporta dunque l'evoluzione della temperatura superficiale.

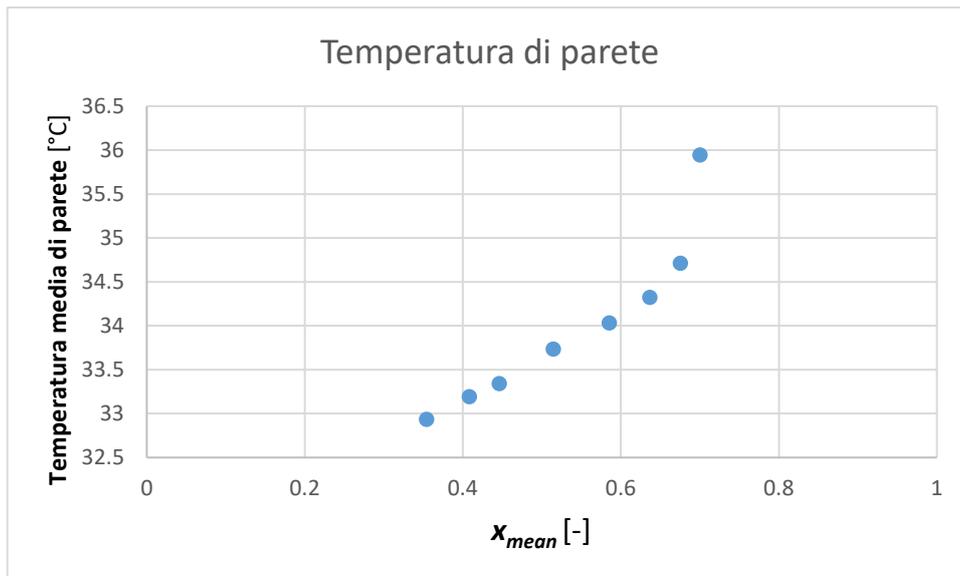


Figura 3.15: andamento temperatura di parete per superficie attivata a G 50 e HF 100.

La temperatura di parete mostra un andamento perfettamente corrispondente a quello del coefficiente di scambio della figura precedente. La temperatura infatti cresce in tutto l'intervallo con una pendenza costante fino a titolo prossimo a 0.7, momento in cui il "dryout" prende il sopravvento e determina la crescita repentina fino al valore massimo di 36°C.

Nel prossimo paragrafo verrà presentata un'analisi dei vari parametri descritti nelle pagine precedenti prendendo a riferimento la costanza della portata e successivamente della potenza termica applicata alla sezione. Per ora si è giunti già comunque alla conclusione che il fenomeno del "dryout" si innesca a valori di titolo diversi da una prova all'altra.

3.3 Analisi risultati a flusso termico costante

Raccogliendo ora i dati mantenendo come condizione che il flusso termico sia costante si possono evidenziare le differenze tra una prova e l'altra causate dalla variazione della portata specifica di refrigerante circolante nell'impianto. Si individueranno di conseguenza due situazioni, una per flusso termico 50 kW/m^2 e l'altra per 100 kW/m^2 .

- **HF = 50 kW/m^2**

Il flusso termico specifico minimo considerato è di 50 kW/m^2 e la seguente figura ne riporta il grafico riassuntivo in funzione del tre portate selezionate.

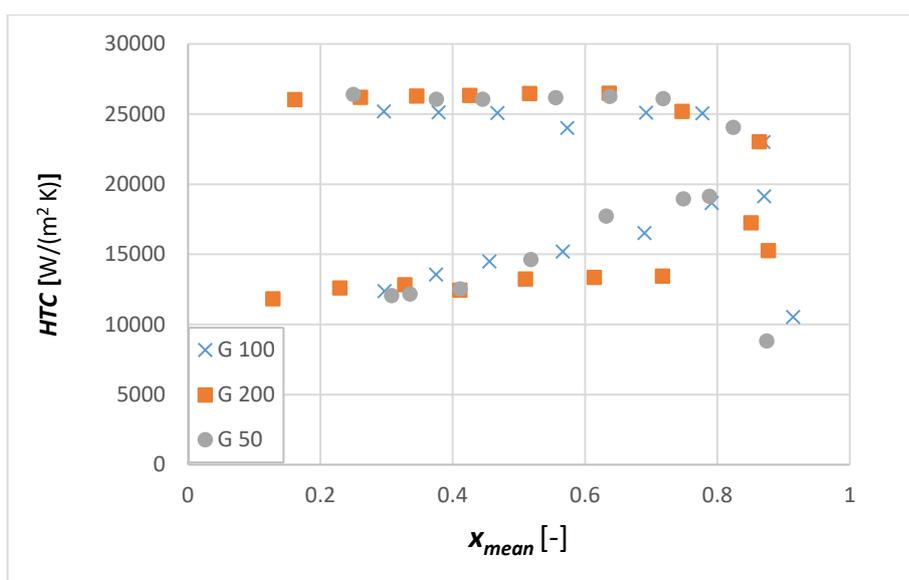


Figura 3.16: coefficienti di scambio termico generali in funzione della portata specifica.

I dati raccolti mostrano due aspetti da tenere in considerazione: anzitutto nella fase precedente all'attivazione della superficie i valori corrispondenti alle portate specifiche minori (50 e $100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$) mostrano lo stesso andamento del coefficiente di scambio, ossia sono presenti lo stesso numero di siti di nucleazione che partecipano alla trasmissione del calore, mentre per la portata massima i valori con l'aumentare del titolo di vapore si mantengono sullo stesso valore e tendono ad aumentare per un intervallo di titolo di vapore prossimo al "dryout". L'attivazione della superficie si ha in tutti e tre i casi per valori del rapporto massa di vapore su

massa totale intorno a 0.9, anche se alle basse portate, essendo il flusso termico applicato già “importante” per quest’ultime, l’effetto risulta molto più marcato. Nella fase finale l’andamento riassunto dalle tre portate è perfettamente compatibile anche in termini numerici, ciò sta a significare che la convezione forzata è trascurabile rispetto all’ebollizione nucleata.

- **HF = 100 kW/m²**

In figura 3.17 riportiamo i valori di *HTC* calcolati ora sempre a flusso termico imposto costante e al variare della portata.

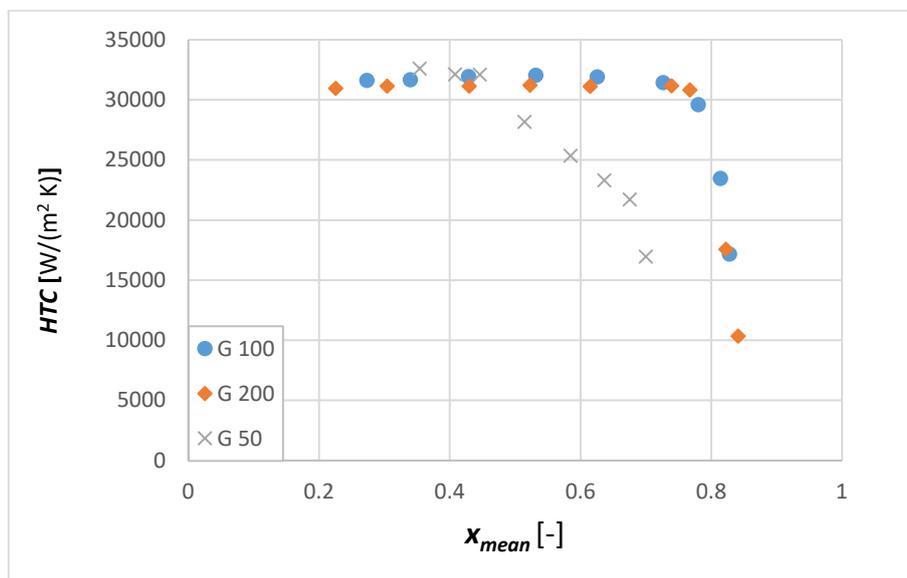


Figura 3.17: *HTC* in funzione della portata specifica.

In questo caso è ancora più marcata la differenza che intercorre tra lo scambio termico per portate “grandi” e portate ridotte. Il coefficiente di scambio termico calcolato per i vari titoli a 50 $kg/(m^2s)$ presenta da subito un andamento decrescente con pendenza costante fino all’insorgenza del “dryout” per x medio pari a 0.7. Le portate maggiori invece sono perfettamente sovrapponibili in termini di valori numerici; il comportamento di *HTC* è costante fino a titoli elevati, per poi decrescere istantaneamente a 0.8. Si può concludere dunque che per un flusso termico di tale entità la fase di ebollizione e la crisi termica assumono un ruolo preponderante alle basse portate in termini di scambio termico.

3.4 Analisi risultati a portata specifica costante

Nel seguente paragrafo, a dispetto di quanto fatto nel precedente, vengono disposti in rassegna i grafici che riassumono sempre l'andamento del coefficiente di scambio termico, ma ora mantenendo la portata specifica costante, quindi si vogliono valutare gli effetti dovuti alla variazione del flusso termico specifico.

- **$G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$**

Come primo riferimento si prende come valore costante la portata specifica di $50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ e la variazione del flusso termico specifico da 50 a $100 \text{ kW}/\text{m}^2$. La figura 3.18 raccoglie i valori generali:

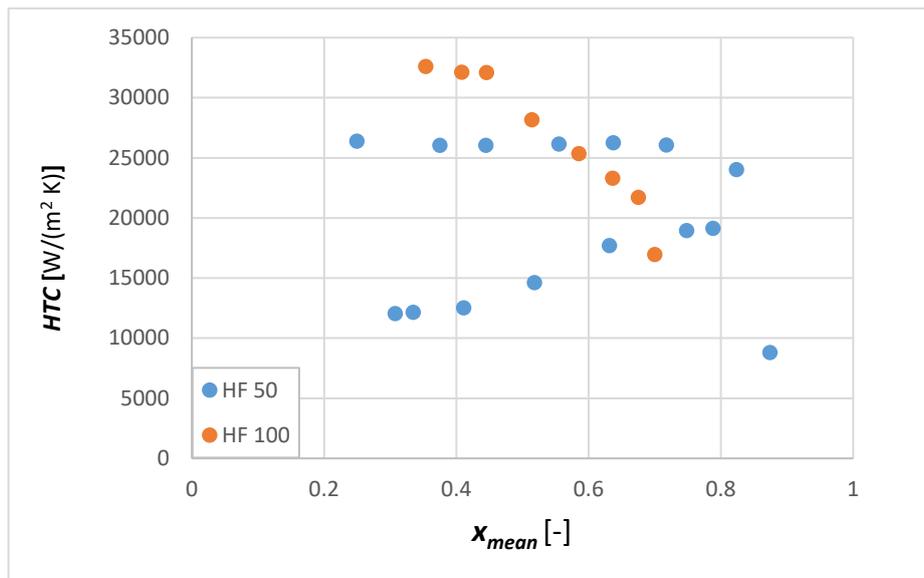


Figura 3.18: variazione di HTC a portata specifica costante di $50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

Si tratta di due situazioni completamente differenti: il caso con flusso termico specifico pari a $50 \text{ kW}/\text{m}^2$ è stato iniziato con la superficie non attivata mentre in corrispondenza dell'altro flusso termico la superficie era già stata attivata in precedenza, quindi è stato sufficiente raccogliere i valori con l'aumentare del titolo in ingresso. Inizialmente, per i titoli minori, la differenza tra i rispettivi HTC è davvero importante (il rapporto è $32600/12000$, ovvero un aumento di oltre il 170%). Per il flusso termico minore si riscontra un aumento sensibile del coefficiente di scambio

che, vista comunque la bassa portata circolante nell'impianto, è registrabile da valori piuttosto bassi del titolo medio. Il comportamento di HTC per la portata maggiore è speculare al precedente: la superficie già attivata ai titoli bassi presenta i valori maggiori di scambio termico e aumentando la percentuale di massa di vapore presente il coefficiente cala in corrispondenza del titolo in cui la superficie comincia ad attivarsi per $HF = 50 \text{ kW/m}^2$. Il "dryout" si origina per titoli nettamente differenti: per il caso di superficie attivata l'anticipo è notevole (titoli intorno a 0.7) rispetto al caso non attivata (titolo ≈ 0.85). Tale differenza è da attribuirsi alla maggiore turbolenza creatasi con l'aumentare del titolo medio, una maggiore formazione di bolle e il loro distacco sempre più cospicuo a fronte di una minore bagnabilità della superficie, il che comporta l'anticipazione della crisi termica della sezione microstrutturata. Procedendo a ritroso il coefficiente di scambio come visto nel paragrafo precedente risale fino al valore asintotico di $26300 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, piuttosto inferiore rispetto al caso $HF = 100 \text{ kW/m}^2$, essendo la potenza termica in gioco la metà. Questa discrepanza in termini di flusso termico infatti comporta allo stesso tempo l'attivazione di più siti di nucleazione visto il contemporaneo surriscaldamento maggiore della superficie.

- **$G = 100 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$**

La figura che segue riporta il grafico riassuntivo per una portata specifica intermedia di $100 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$ e la corrispondente variazione del coefficiente di scambio termico per tre valori discreti di flusso termico applicato, 50, 75, 100 kW/m^2 .

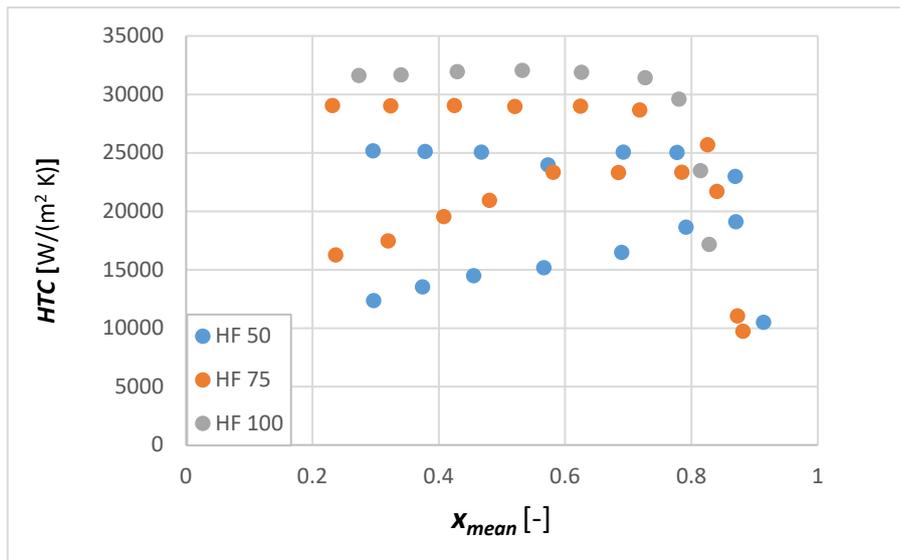


Figura 3.19: variazione di HTC a portata specifica costante di $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

Il caso in esame è molto simile al precedente: anzitutto due prove sono state condotte in regime di superficie non attivata, mentre quello in corrispondenza al flusso termico maggiore la superficie era già stata attivata in precedenza. Si può partire con il confronto tra le situazioni registrate a 50 e 100 kW/m^2 . L'andamento generale come negli altri casi riporta una crescita sensibile fino ad un valore massimo prima del crollo in corrispondenza della crisi termica. I valori iniziali di HTC sono leggermente diversi a favore indubbiamente del caso con $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$ (nel dettaglio si ha $12300 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ contro $16300 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$). La differenza di $4 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ K})$ è mantenuto fino al valore di titolo in cui si riscontra il “dryout” che per entrambe le prove è stato registrato a 0.9. Diminuendo il titolo di vapore il valore del coefficiente di scambio riprende a salire perché un maggior numero di cavità diventano siti di nucleazione favorendo l’asportazione di calore. Ancora una volta i valori maggiori di HTC si riscontrano per $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$ e il confronto tra i valori asintotici conferma la supposizione iniziale ($25200 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ rispetto a $29100 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$). Come già affermato precedentemente, per $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$ i valori sono stati campionati in regime di superficie attivata e il valore di partenza di HTC risulta essere molto elevato, ed essendo questo il caso di flusso termico applicato maggiore, il più alto fra quelli analizzati ($31600 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$). In questo caso, andando ad aumentare il titolo di vapore senza aver spento precedentemente l’impianto, il coefficiente di scambio termico si mantiene costante per un gran numero di titoli,

progressivamente poi diminuisce fino all'insorgenza del "dryout" che si realizza per titoli intorno a 0.85.

- **$G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$**

L'ultimo caso a portata costante fa riferimento alla portata massima di $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ e due casi corrispondenti ai flussi termici di 50 e $100 \text{ kW}/\text{m}^2$ (fig. 3.20).

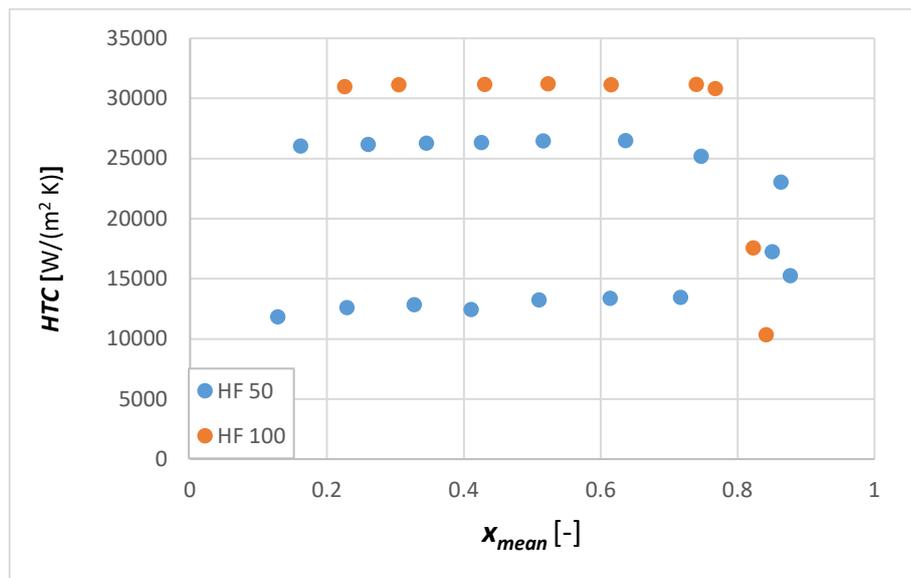


Figura 3.20: variazione di HTC a portata specifica costante di $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

Valgono gli stessi commenti visti per il caso di $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$. Risulta però ora più evidente come, vista la portata quadruplicata rispetto a figura 3.18, il coefficiente di scambio rimanga stazionario fino a titoli davvero prossimi all'originarsi del dryout che per la superficie non attivata ($HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$) si verifica intorno a un titolo medio di 0.85. Procedendo a ritroso poi HTC aumenta come in ogni situazione in corrispondenza dell'abbassarsi della temperatura di parete fino ad un valore di poco superiore a $25000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$. Nel caso di superficie attivata ($100 \text{ kW}/\text{m}^2$), in corrispondenza del titolo minore registrato, si ha un valore di HTC ancora più elevato ($31000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$), numero che si mantiene costante fino a 0.8 per quanto riguarda il titolo e poi crolla istantaneamente a $10000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$, meno di un terzo del valore iniziale. È opportuno riportare un ultimo grafico in cui vengono raccolte tutte le prove registrate in fase di superficie già attivata per evidenziare ancor meglio

gli andamenti di HTC e la comparsa della crisi termica a titoli differenti. La figura 3.21 riassume il tutto:

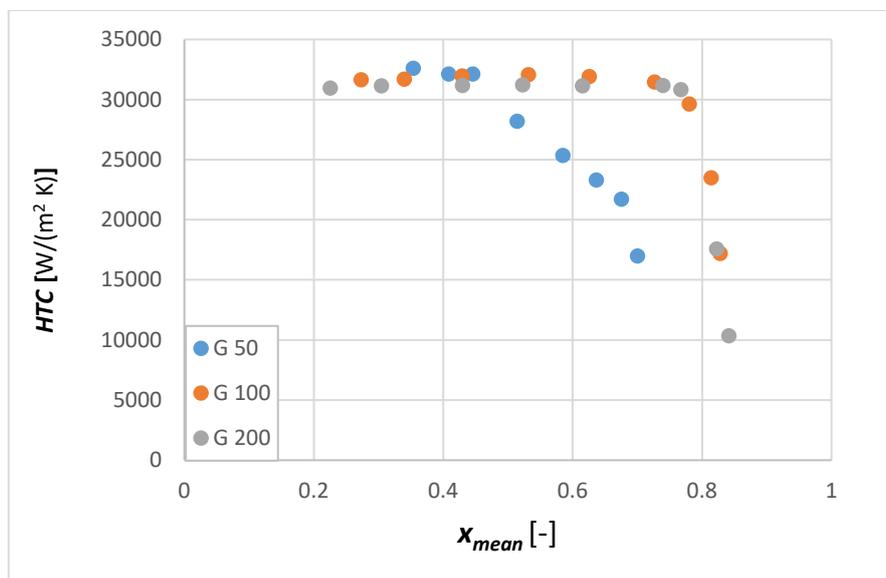


Figura 3.21: valori di HTC per superfici attivate a HF 100.

La figura dimostra come la portata di $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ rappresenti un limite molto importante. Per portate inferiori (ad esempio $50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$) infatti il coefficiente di scambio si mantiene costante per un intervallo di titoli molto breve e inizia a diminuire già a titolo medio 0.45. Gli altri due casi (50 e $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$) risultano di fatto quasi sovrapponibili in termini numerici. La crisi termica sopraggiunge quasi istantaneamente appena superato il valore di titolo medio 0.8. Infine è opportuno osservare come ai titoli minimi venga rispecchiato il fatto che a portate inferiori corrispondano HTC superiori, ma considerando l'incertezza combinata descritta nel capitolo precedente del 4% per il coefficiente di scambio, i valori risultano del tutto compatibili per i 3 diversi casi. La diversa "forma" delle curve è dunque da attribuirsi al fenomeno del "wetting-dewetting", responsabile della transizione tra zone di bagnato e asciutto che comportano variazioni della temperatura superficiale e temporanei prosciugamenti dei siti di nucleazione.

3.5 Stima di inizio “dryout”

In questo paragrafo verranno eseguite delle considerazioni più specifiche in merito al fenomeno del “dryout”, ossia si andrà alla ricerca del titolo medio in corrispondenza del quale inizia anche parzialmente la crisi termica e si valuterà il valore del coefficiente di scambio termico medio appunto per la porzione di superficie attivata. Per eseguire un’analisi opportuna si partirà dal diagramma delle temperature di parete registrate dalle termocoppie per titoli vicini al “dryout” vero e proprio per osservare se parte della superficie è già stata attivata a titoli inferiori. Ci si focalizzerà pertanto sul valore del titolo medio minimo cui corrisponde un’attivazione parziale della superficie. Dunque, in funzione del numero della termocoppia che darà responso positivo in merito, si assegna a tale distanza dall’ingresso della sezione l’attivazione della superficie. Verranno prese in considerazione le coppie di flusso termico e portata specifica di cui sono stati elaborati i grafici nei paragrafi precedenti. Come modello di riferimento si è scelto di diagrammare in successione per i casi previsti la deviazione standard delle termocoppie di parete nell’ordine in cui sono state posizionate sulla sezione. Come metodo si assume che lo scarto quadratico superi l’incertezza intrinseca della termocoppia (0.05 K). Si tratta di un confronto adatto in quanto prima che la superficie sia del tutto attivata, essa è soggetta al fenomeno transitorio per cui essa si asciuga e viene ribagnata dal liquido ripetutamente con conseguente fluttuazione di zone ad adeguata/non adeguata asportazione di calore. La figura seguente riporta la deviazione standard delle misure di temperatura delle 20 termocoppie per la coppia $(G, HF) = (50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s}), 50 \text{ kW}/\text{m}^2)$, quindi flusso termico e portata minimi.

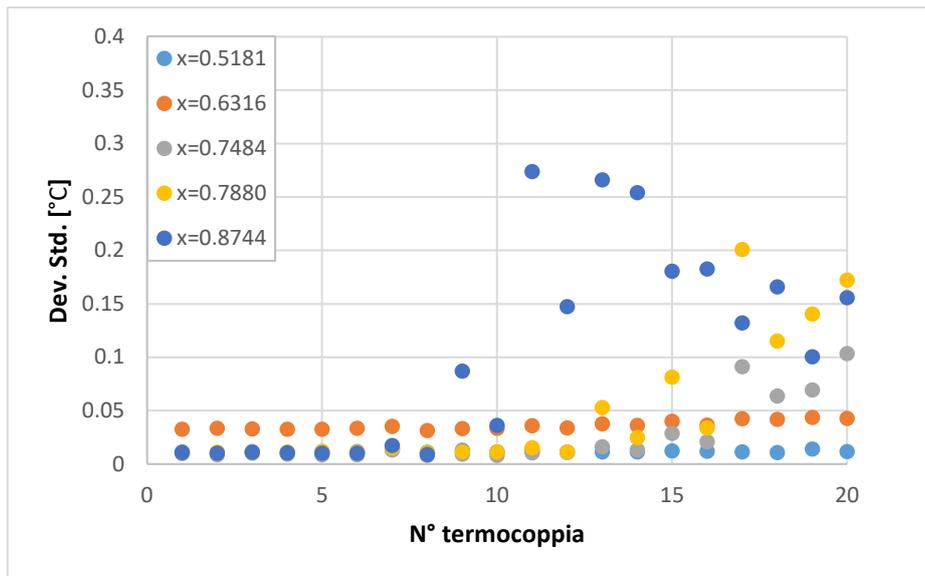


Figura 3.22: Dev. Standard termocoppie per studio inizio “dryout”.

Come si può notare dal grafico di riferimento, lo studio è stato condotto per diversi titoli di vapore: ai titoli più bassi tutta la superficie, dopo essere passata dalla fase di convezione forzata, è soggetta ad ebollizione nucleata e la deviazione standard misurata risulta davvero esigua, prossima allo zero. Crescendo con il titolo medio di vapore, i dati si discostano fra di loro e si formano delle curve. Questi andamenti sono caratterizzati in generale da tre zone:

- a. un primo tratto a deviazione standard stabile e tendente a zero in cui la superficie non è ancora attivata;
- b. un secondo tratto con pendenza positiva e che va a denotare l’insorgenza del fenomeno del “dryout”;
- c. un ultimo tratto a deviazione standard costante diversa da zero in cui si ha regime di variazione tra superficie asciutta/bagnata dal liquido.

Come è già stato osservato nei paragrafi precedenti, si sottolinea ancora una volta come il punto di inizio “dryout” vada ad interessare una porzione sempre più ampia della superficie con l’aumentare del titolo in ingresso. Ora, analizzati i vari aspetti che determinano la forma della curva, l’obiettivo è ricercare il numero della termocoppia che va a individuare un’incertezza tale per cui si possa asserire che la superficie è in regime di “dryout”. Nelle figure seguenti si riportano dunque gli scarti quadratici delle altre coppie di portata specifica e flusso termico applicato.

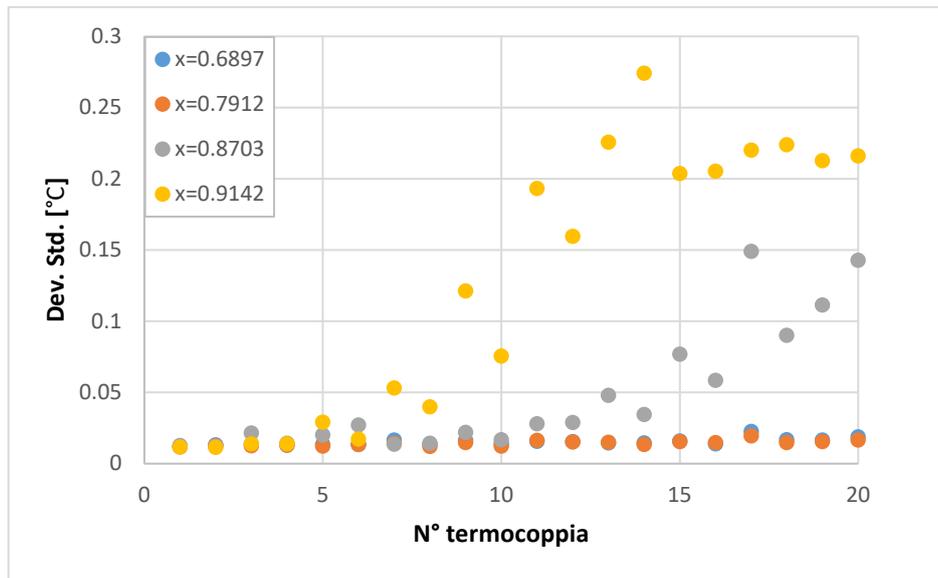


Figura 3.23: Dev. Standard termocoppie per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

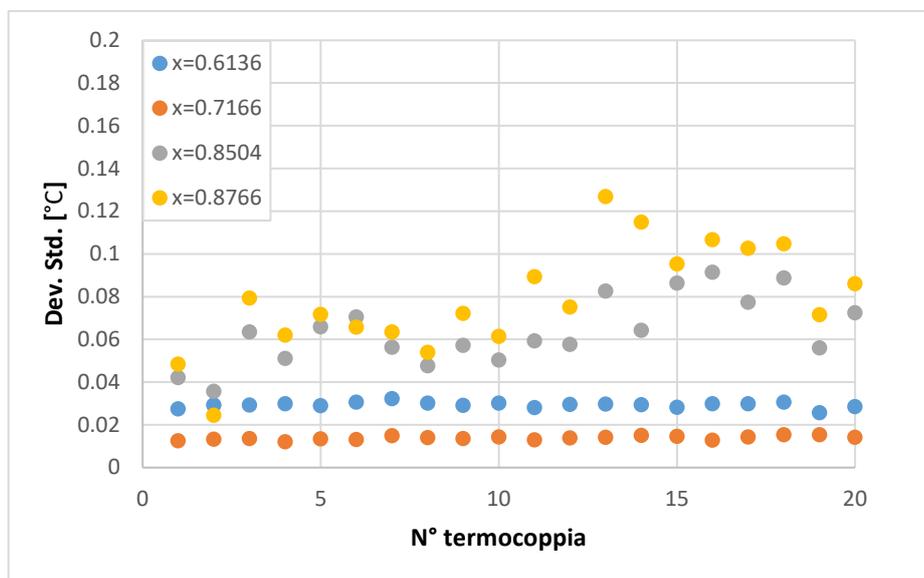


Figura 3.24: Dev. Standard termocoppie per $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

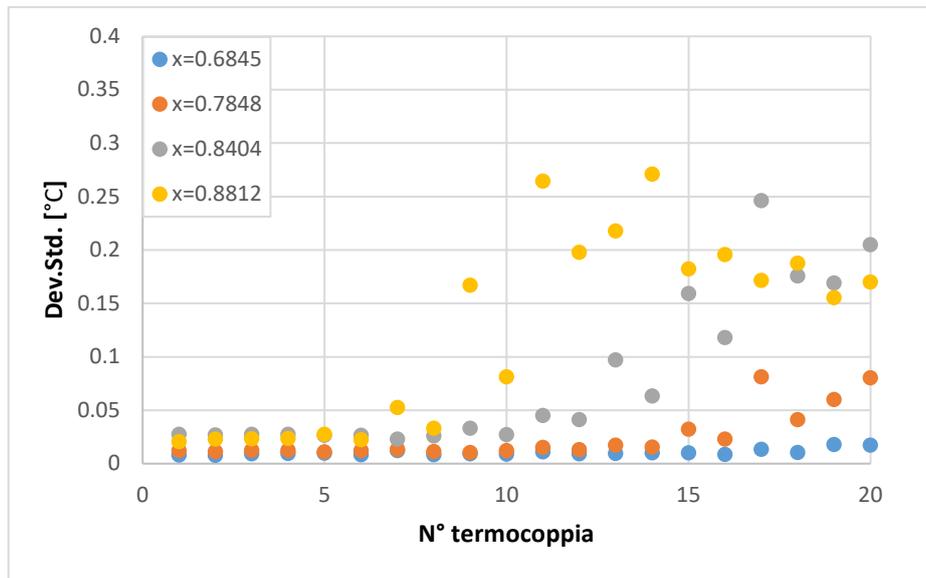


Figura 3.25: Dev. Standard termocoppie per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$.

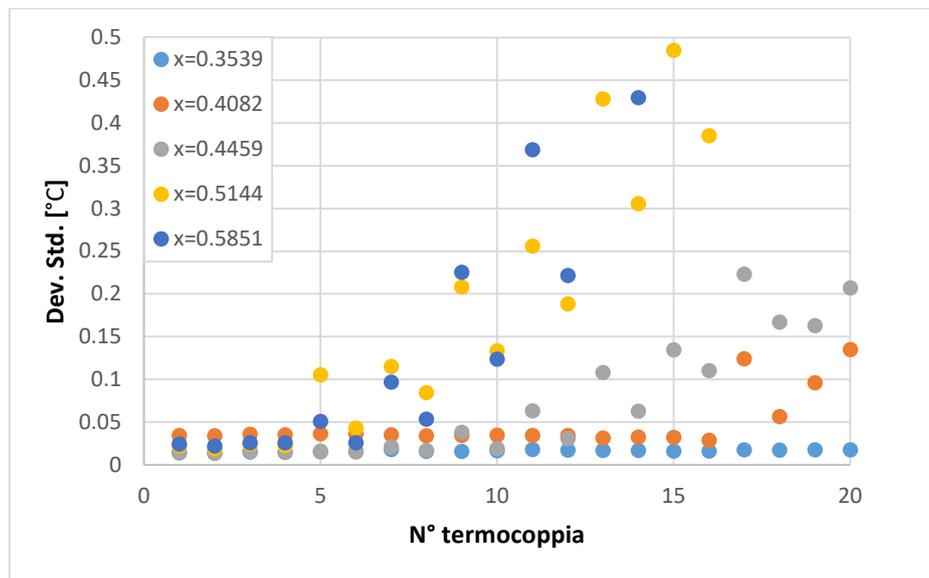


Figura 3.26: Dev. Standard termocoppie per $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

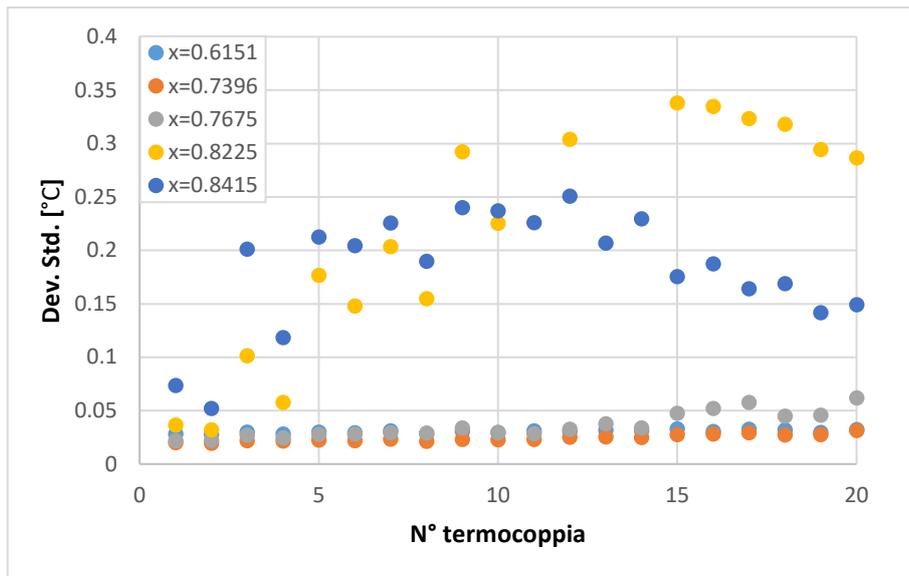


Figura 3.27: Dev. Standard termocoppie per $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Si riepiloga nel dettaglio nella seguente tabella per i vari casi esaminati il titolo al quale si registra l'inizio del "dryout", valutando la termocoppia che dimostra una deviazione standard di almeno $0.05 \text{ }^\circ\text{C}$.

$G \text{ [kg}/(\text{m}^2 \text{ s})]$	$HF \text{ [kW}/\text{m}^2]$	x_{dryout}	t_{Cdryout}	$d \text{ [mm]}$
50	50	0.75	17	165
100	50	0.87	13	125
200	50	0.85	3	25
100	75	0.78	17	165
50	100	0.41	17	165
200	100	0.77	16	155

Tabella 3.2: Valori di titolo medio di attivazione della superficie e relativa distanza dall'ingresso.

Sono interessanti alcune considerazioni che si riportano qui di seguito:

- in generale, come già anticipato nei paragrafi precedenti a questo, l'attivazione della superficie è un fenomeno che si verifica progressivamente dalla parte terminale della superficie all'ingresso;
- il "dryout" in linea generale dovrebbe verificarsi a titoli di vapore minori per portate specifiche più basse o, viceversa, a titoli maggiori in corrispondenza di portate specifiche di alimentazione dell'impianto più grandi;

- si verifica in seguito al superamento di un certo valore di titolo al di sopra del quale la superficie non viene più opportunamente bagnata dal liquido e il coefficiente di scambio di conseguenza precipita; pertanto si suppone che si instauri questo regime di crisi termica per titoli sempre più bassi all'aumentare della potenza termica applicata, ovvero della quantità di calore da asportare dal sistema.

Tutte queste osservazioni sono rispecchiate dalla tabella riassuntiva: infatti si può constatare come nei casi a portata specifica intermedia ($100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$), in corrispondenza del flusso termico maggiore ($75 \text{ kW}/\text{m}^2$), l'attivazione della superficie avviene a un titolo medio sensibilmente inferiore rispetto al caso $100 \text{ kW}/\text{m}^2$. Stesso discorso può essere portato avanti per gli altri due valori di portata, in modo particolare per $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$: l'attivazione avviene per due coppie di titoli che sono quasi uno il doppio dell'altro poiché per una portata specifica così piccola l'impatto del valore del flusso termico applicato è decisivo. Le termocoppie più vicine all'ingresso che cominciano a evidenziare i primi segni di una parziale crisi termica si collocano quasi in tutte le situazioni intorno ai 160 mm dall'ingresso, ovvero a più di due terzi dall'ingresso del refrigerante nel canale di prova. L'unico valore particolare che è stato riscontrato dall'analisi è il valore di termocoppia al quale comincia il "dryout" per la coppia $(G, HF)=(200,50)$. La deviazione standard delle termocoppie ha denotato infatti come in corrispondenza del titolo medio di 0.85 praticamente quasi tutta la superficie fosse attivata, segnale che non era minimamente visibile ai titoli precedenti. Si può giustificare questo strano valore dal momento che, essendo la portata specifica in gioco quella massima, si ha una variazione di titolo ingresso-uscita inferiore rispetto alle altre due portate, di conseguenza il titolo in ingresso è molto vicino in termini numerici a quello medio. Entrando con un titolo in ingresso di fatto maggiore rispetto agli altri casi, l'attivazione potrebbe estendersi facilmente a una grossa parte della sezione in quanto la percentuale di evaporazione di refrigerante è inferiore alle altre situazioni. Le varie casistiche comunque evidenziano sempre tre zone fondamentali: zona della superficie non attivata, "dryout" e zona a scarto quadratico costante.

Nelle sezioni precedenti è stato calcolato il coefficiente di scambio termico per ebollizione nucleata in termini generali, ora ci si propone di valutare un HTC di prova per la parte di superficie che risulta attivata. Per fare questo, ci si avvale delle seguenti formule:

$$HTC_{no\ dryout} = \frac{HF}{T_{sup\ no\ dryout,m} - T_{sat}} \quad (3.5.1)$$

$$HTC_{dryout} = \frac{HF}{T_{sup\ dryout,m} - T_{sat}} \quad (3.5.2)$$

Le due espressioni forniscono i valori per le due zone in cui viene suddivisa la sezione. Per quanto riguarda la porzione non attivata il valore ottenuto fornisce un valore già coerente con il comportamento effettivo della superficie, mentre per quanto riguarda la parte attivata il valore ottenuto sarà un HTC di partenza per le simulazioni agli elementi finiti che seguiranno. La tabella successiva mostrerà appunto come il coefficiente di scambio per la parte di superficie in “dryout” subisca già un crollo sensibile, seppure solo parzialmente la sezione sia attivata.

G [kg/m ² s]	HF [kW/m ²]	$HTC_{no\ dryout}$ [W/(m ² K)]	HTC_{dryout} [W/(m ² K)]
50	50	15200	3720
100	50	11450	7675
200	50	2920	14470
100	75	19100	4100
50	100	26750	5250
200	100	24200	6500

Tabella 3.3: Valori di HTC per superficie non attivata e per superficie in “dryout”.

I valori ottenuti corrispondono a quanto è stato affermato nelle pagine precedenti.

Capitolo 4

Analisi elementi finiti

4.1 Descrizione simulazioni

Nel seguente paragrafo verranno eseguite una serie di simulazioni per le coppie di portata specifica e flusso termico adoperate nelle prove sperimentali; verrà eseguito in seguito un confronto tra i dati elaborati con il software “Comsol” [19] e i dati ottenuti sperimentalmente. In modo particolare verrà posta l'attenzione sulla compatibilità delle temperature misurate dalle termocoppie in fase di sperimentazione e le temperature fornite dall'analisi termica lato software per tutte le zone di scambio termico che caratterizzano la superficie (non attivata, crisi termica e zona “wetting-dewetting”). Risulta opportuno ricordare come le termocoppie siano disposte lungo la struttura: esse sono disposte a 1 mm di profondità dalla superficie microstrutturata e distanziate fra di loro di 1 cm, inoltre la prima e l'ultima sono collocate a una distanza di 5 mm rispettivamente dal bordo di ingresso e uscita della sezione. La disposizione delle 20 termocoppie che coprono tutti i 200 mm della superficie microstrutturata è visualizzata nella figura successiva.

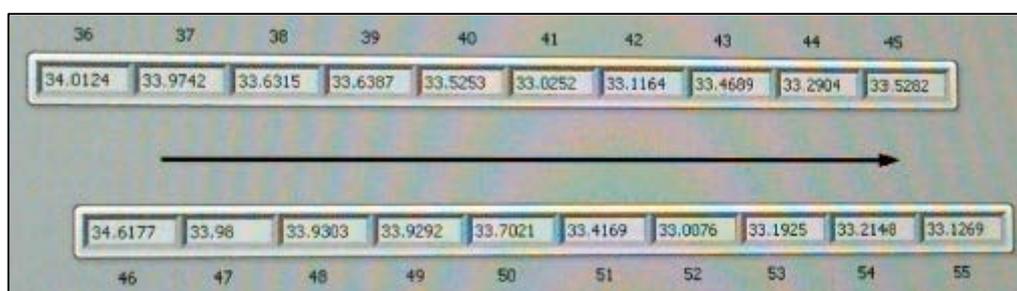


Figura 4.1: Posizionamento delle termocoppie lungo la sezione [13].

Per qualsiasi simulazione effettuata, il modello teorico consiste di un parallelepipedo di rame le cui dimensioni sono state già abbondantemente esposte nel capitolo 2. Si poteva scegliere se adoperare un modello bidimensionale o tridimensionale vista la natura del problema (campo vettoriale del flusso termico è bidimensionale). Si è scelto per un modello tridimensionale senza l'occorrenza di dover infittire esageratamente la mesh. Le condizioni al contorno si rifanno alle condizioni sperimentali di riferimento: nel dettaglio si è imposto che le superfici laterali, ingresso e uscita presentino comportamento adiabatico, in corrispondenza della superficie inferiore è stato inserito il flusso termico specifico imposto a meno delle dispersioni, mentre sulla superficie superiore si andava di volta in volta a inserire il coefficiente di scambio calcolato con i grafici dei paragrafi precedenti. Si suddivideva inoltre i parallelepipedi in sezioni corrispondenti alle zone di attivazione e di scarto quadratico medio costante delle termocoppie, qualora fossero presenti. Si riepilogano brevemente i casi che sono stati valutati durante le prove sperimentali nella tabella 4.1.

<i>Portata specifica</i> $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right]$	<i>Flusso termico specifico</i> $\left[\frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \right]$
50	50,100
100	50,75,100
200	50,100

Tabella 4.1: Riepilogo casi studiati in fase di laboratorio.

4.2 Costruzione modello

Si è deciso di lavorare come detto in ambiente 3D con il software "Comsol". Il primo passo consiste nell'individuare, se presenti, le zone in cui va suddiviso il parallelepipedo di partenza per apprezzare le zone di superficie attivata da quella non attivata. Di conseguenza si deve fare riferimento, qualora la simulazione

venisse eseguita in regime di “dryout”, ai grafici che raccoglievano la deviazione standard degli strumenti di misura, alle tabelle successive che riassumevano i titoli di attivazione e la conseguente distanza dall’ingresso della superficie. Un esempio è riportato nella figura 4.2:

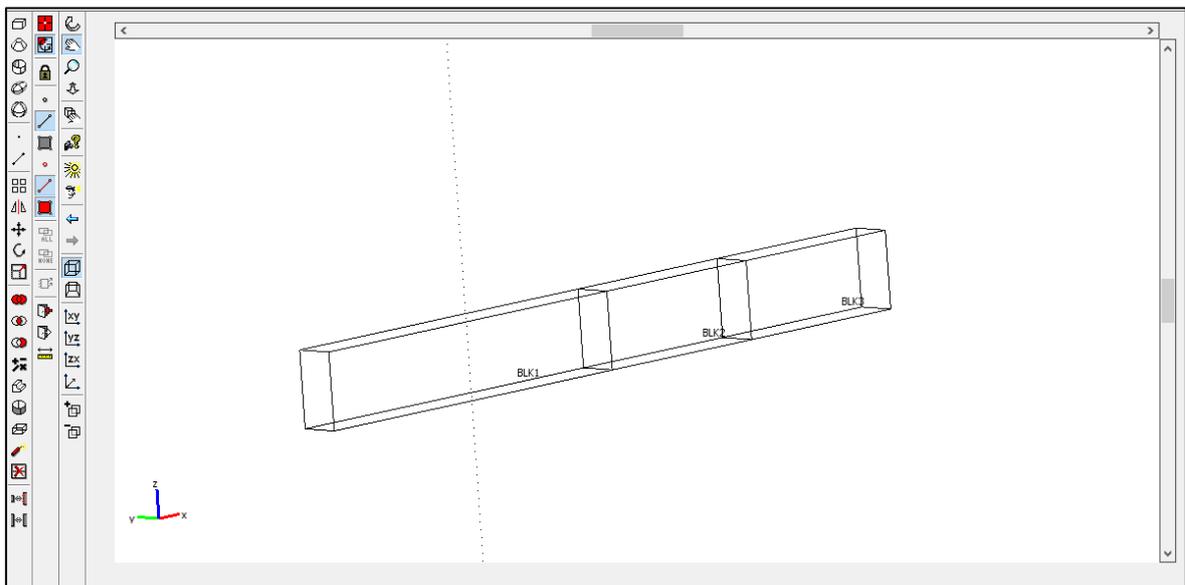


Figura 4.2: costruzione parallelepipedi di riferimento.

Il secondo passo consiste nell’inserire le informazioni sul materiale; come già anticipato si tratta di una superficie in rame le cui caratteristiche possono essere assegnate dalla libreria del software, come evidenziato nella figura seguente:

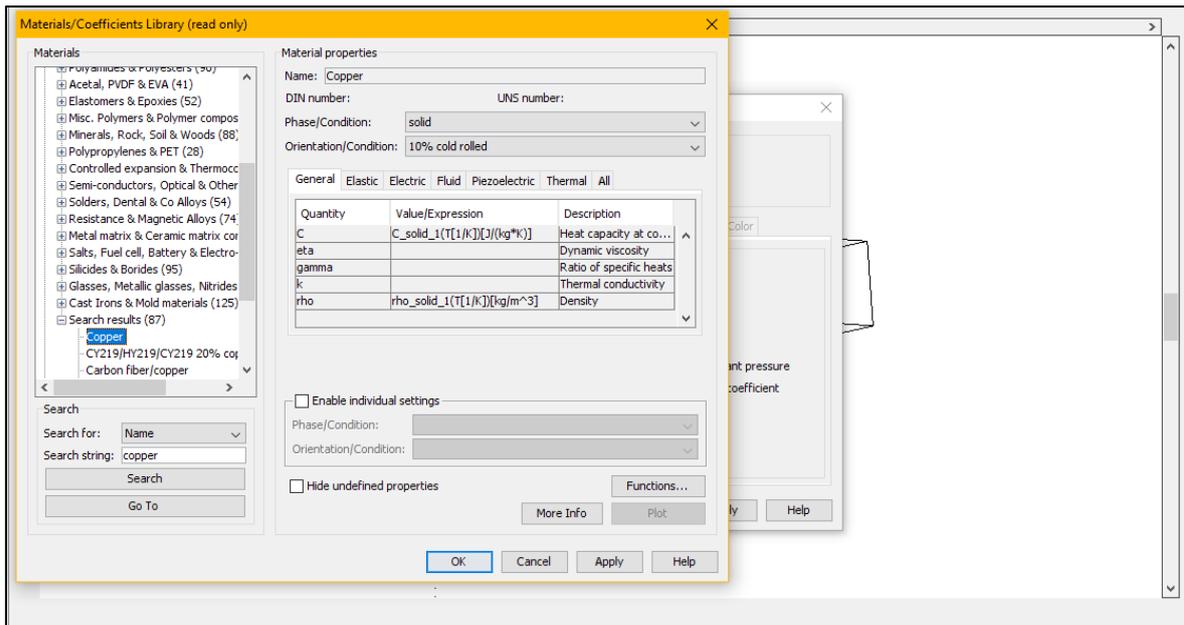


Figura 4.3: assegnazione materiale ai vari elementi.

Il passo successivo consiste nell'assegnare le condizioni al contorno alle varie superfici, siano esse adiabatiche o meno, come illustrato nella figura 4.4.

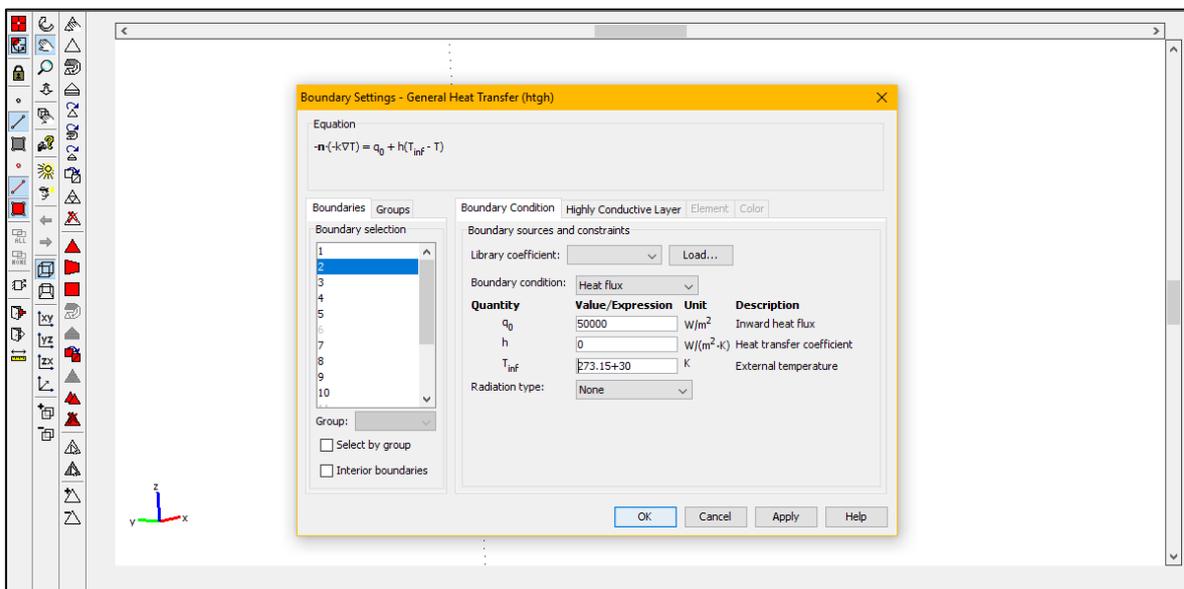


Figura 4.4: assegnazione condizioni al contorno alle superfici.

È necessario porre attenzione all'individuazione del coefficiente di scambio della zona della superficie attivata: come criterio si è scelto quello di interpolare

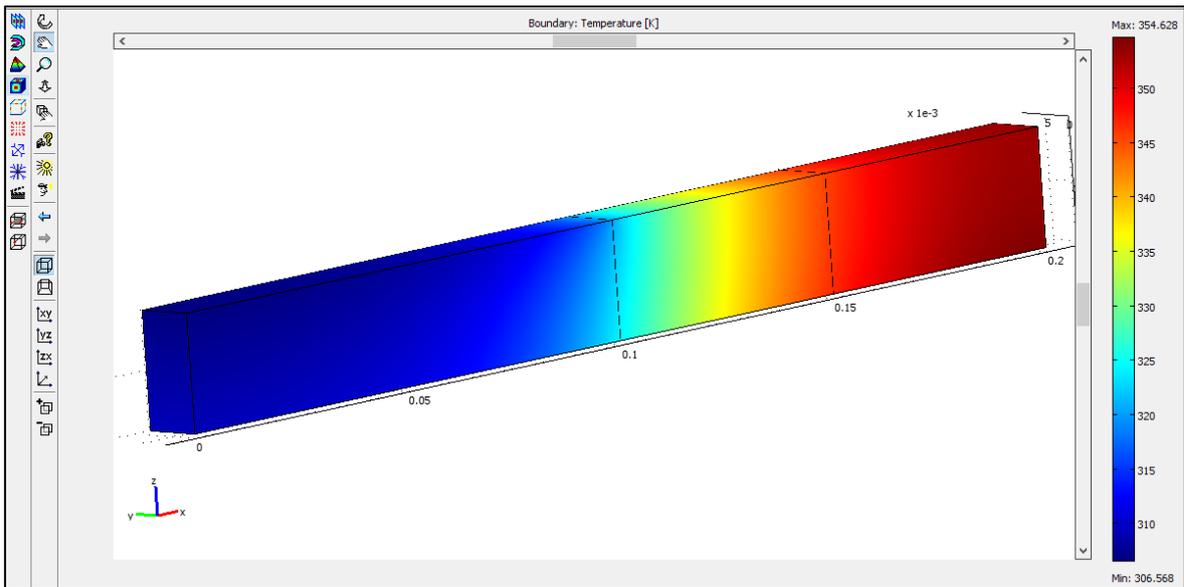


Figura 4.6: Risoluzione fem del problema termico.

Infine è opportuno creare una linea di riferimento in corrispondenza delle posizioni delle termocoppie, assegnando una specifica di calcolo adeguata, conformemente al numero e alle posizioni delle termocoppie stesse, come raffigurato successivamente.

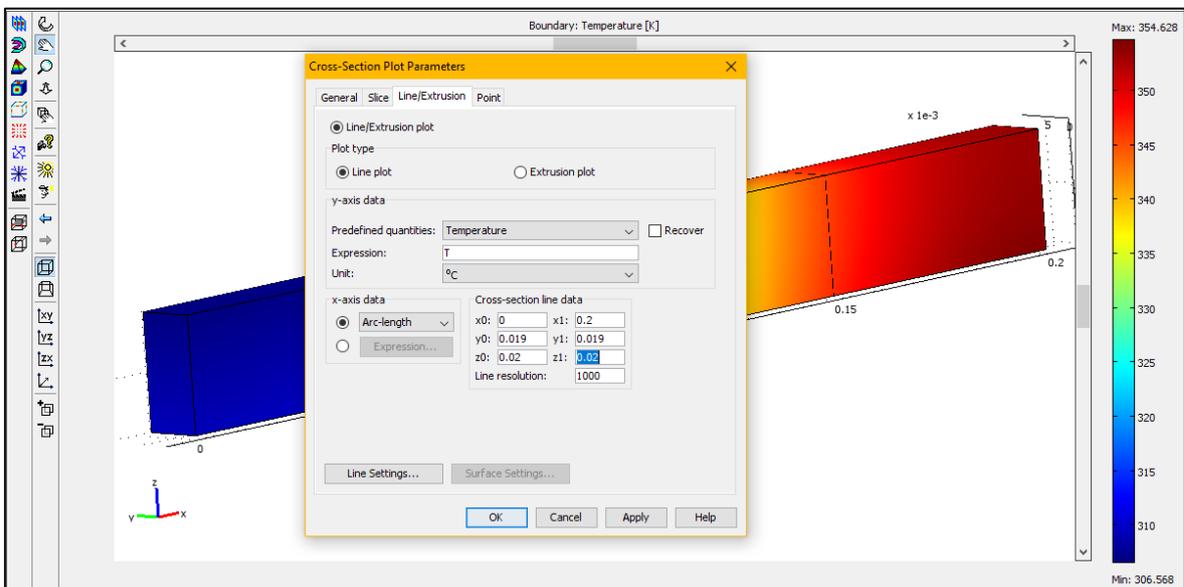


Figura 4.7: individuazione linea riferimento termocoppie.

In questo modo si ha la possibilità di ottenere il relativo andamento della temperatura misurato dall'analisi che viene plottato su un grafico come il successivo.

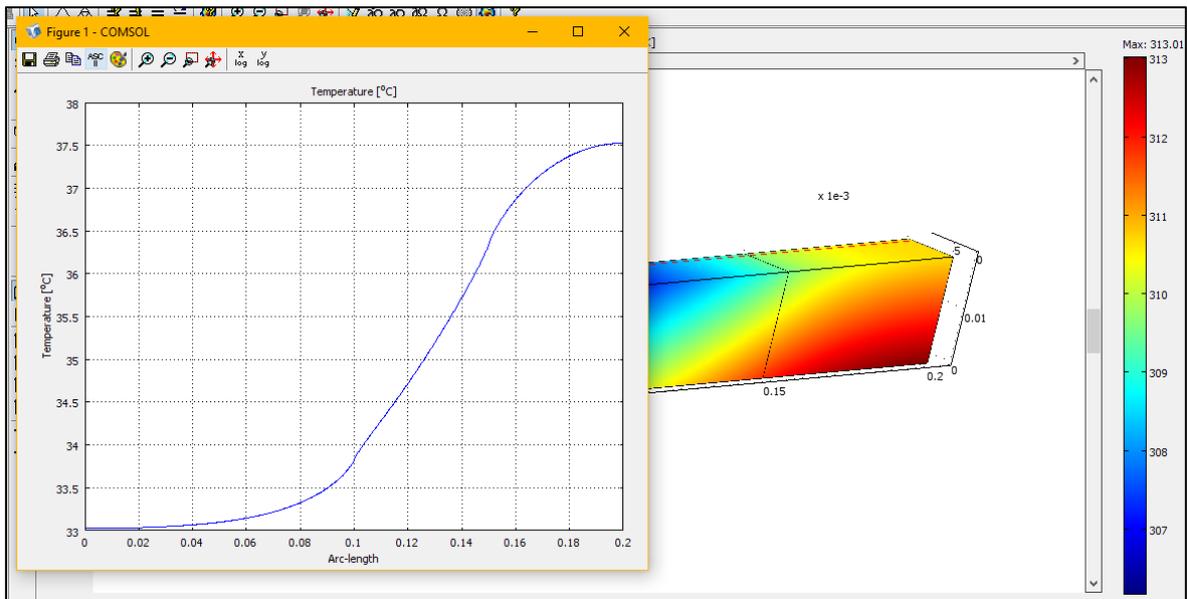


Figura 4.8: diagramma temperatura lungo la linea campionata delle termocoppie.

È possibile estrarre un file di testo da ogni grafico ottenuto e condurre un'analisi basata sul plottare le temperature in corrispondenza della posizione della termocoppia ed eseguire il confronto con le temperature elaborate precedentemente all'interno delle prove eseguite in laboratorio. Al termine di questo passaggio si può concludere con un grafico di questo tipo (fig. 4.9).

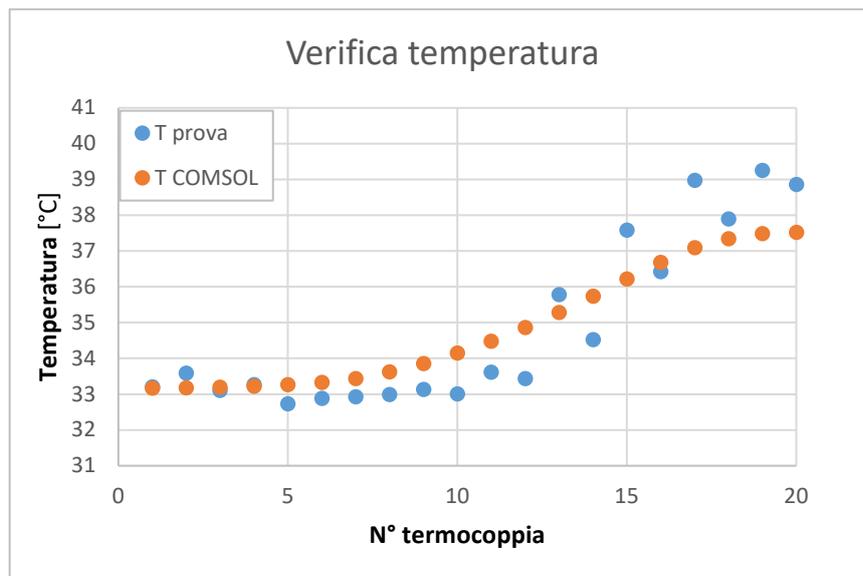


Figura 4.9: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete.

Si passano dunque in rassegna alcune simulazioni che riguarderanno diverse situazioni della superficie in fase di evaporazione, valutando le temperature per le coppie di portata specifica e flusso termico imposto adoperate in fase sperimentale.

4.3 Simulazioni numeriche di temperatura

- **$G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$**

La prima simulazione che si riporta riguarda la prima prova sperimentale eseguita, con i valori di portata specifica e flusso termico specifico qui riportati. Si esegue dapprima un confronto a un titolo di vapore basso in cui l'attivazione della superficie non è ancora accorsa. Ci si aspetta pertanto un andamento piuttosto piatto delle temperature ricavate. La figura seguente conferma la previsione.

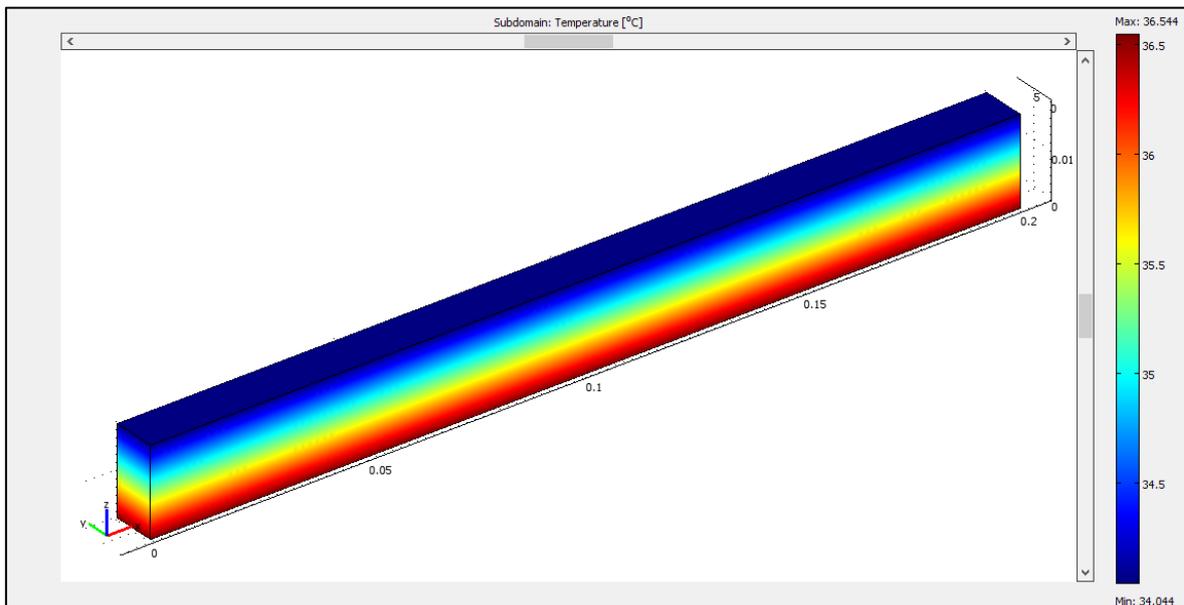


Figura 4.10: risultato simulazione per $x = 0.3$ per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

L'andamento visualizzato dal software conferma una distribuzione di temperatura omogenea lungo l'asse x del riferimento, dunque lungo la lunghezza della superficie. La situazione è perfettamente corrispondente alla realtà in quanto, non avendo zone attivate e le temperature di parete piuttosto simili, il coefficiente di

scambio medio è estendibile a tutta la superficie. Per un confronto più dettagliato, si riporta nel grafico successivo la verifica della compatibilità tra le temperature misurate dal software e quelle sperimentali:

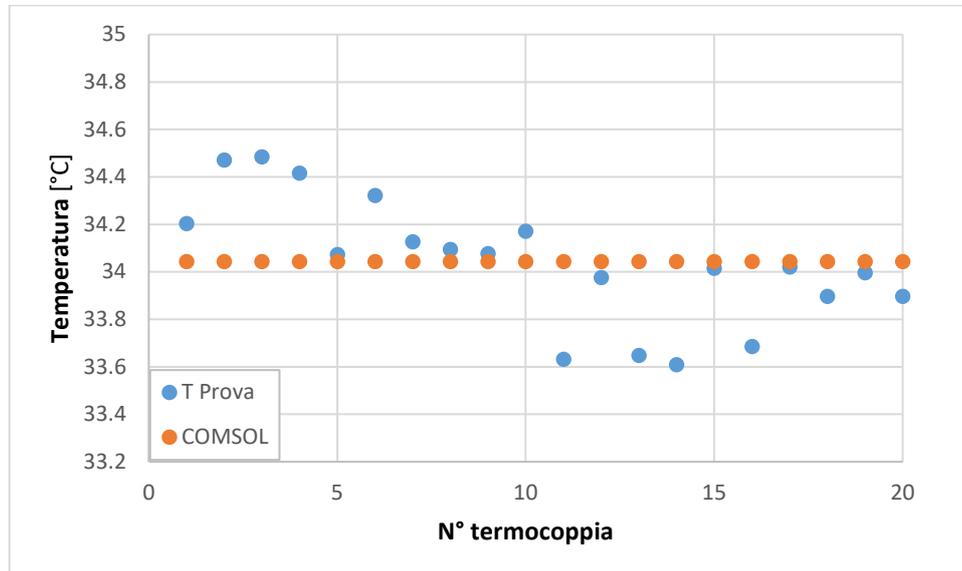


Figura 4.11: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $x=0.3$, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Il software individua la temperatura media di tutte le termocoppie nell'intervallo totale della sezione. Il valore ottenuto corrisponde infatti alla temperatura media di parete ottenuta per il calcolo di HTC in fase di elaborazione dati. È bene osservare comunque che la differenza massima tra qualsiasi due termocoppie per tale valore di titolo è inferiore a 0.9°C , variazione non apprezzabile dal software avendo imposto un coefficiente di scambio medio equivalente su tutta la superficie. Più interessante è eseguire un confronto per titoli in cui accade l'attivazione della superficie. Si esegue pertanto una simulazione a titolo medio 0.91 che, come si può vedere dalla tabella 3.2 costituisce un valore di titolo in corrispondenza del quale la superficie entra nella fase di "dryout"; il modello prevede pertanto una prima zona, dall'ingresso della sezione fino alla termocoppia 7, di superficie non attivata, mentre la restante porzione di superficie sarà attivata. Il risultato ottenuto in fase di "post-processing" è raffigurato nell'immagine successiva.

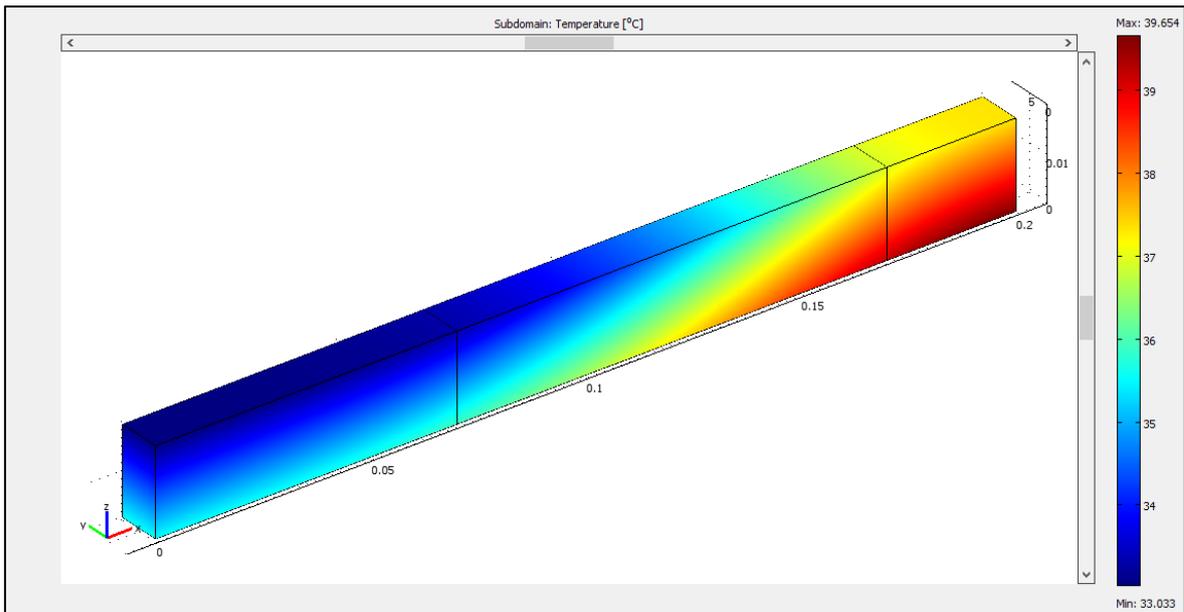


Figura 4.12: risultato simulazione per $x = 0.91$ per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Nel risultato dell'analisi agli elementi finiti è ben evidente ora l'andamento non più lineare della temperatura a causa della porzione di superficie attivata; si visualizza nel grafico successivo il confronto tra le temperature ottenute.

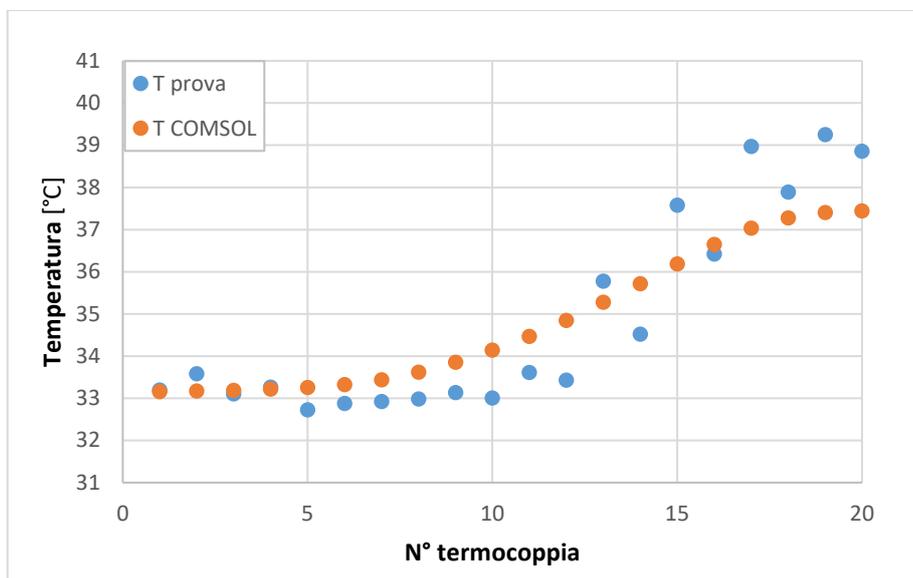


Figura 4.13: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $x = 0.91$.

L'andamento continuo fornito dal software approssima bene le parti non instabili, mentre per la porzione in "dryout", avendo un andamento di temperatura più fluttuante ed essendo un coefficiente di scambio medio non accuratamente definibile, i risultati dei due modi discostano fra di loro.

- **$G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$**

La seconda simulazione che si riporta riguarda la seconda prova sperimentale eseguita, con i valori di portata specifica e flusso termico specifico qui riportati. Si eseguirà dapprima un confronto a un titolo di vapore basso in cui l'attivazione della superficie non è ancora avvenuta. Si presume pertanto di ottenere un andamento piatto delle temperature ricavate. La figura seguente conferma la previsione.

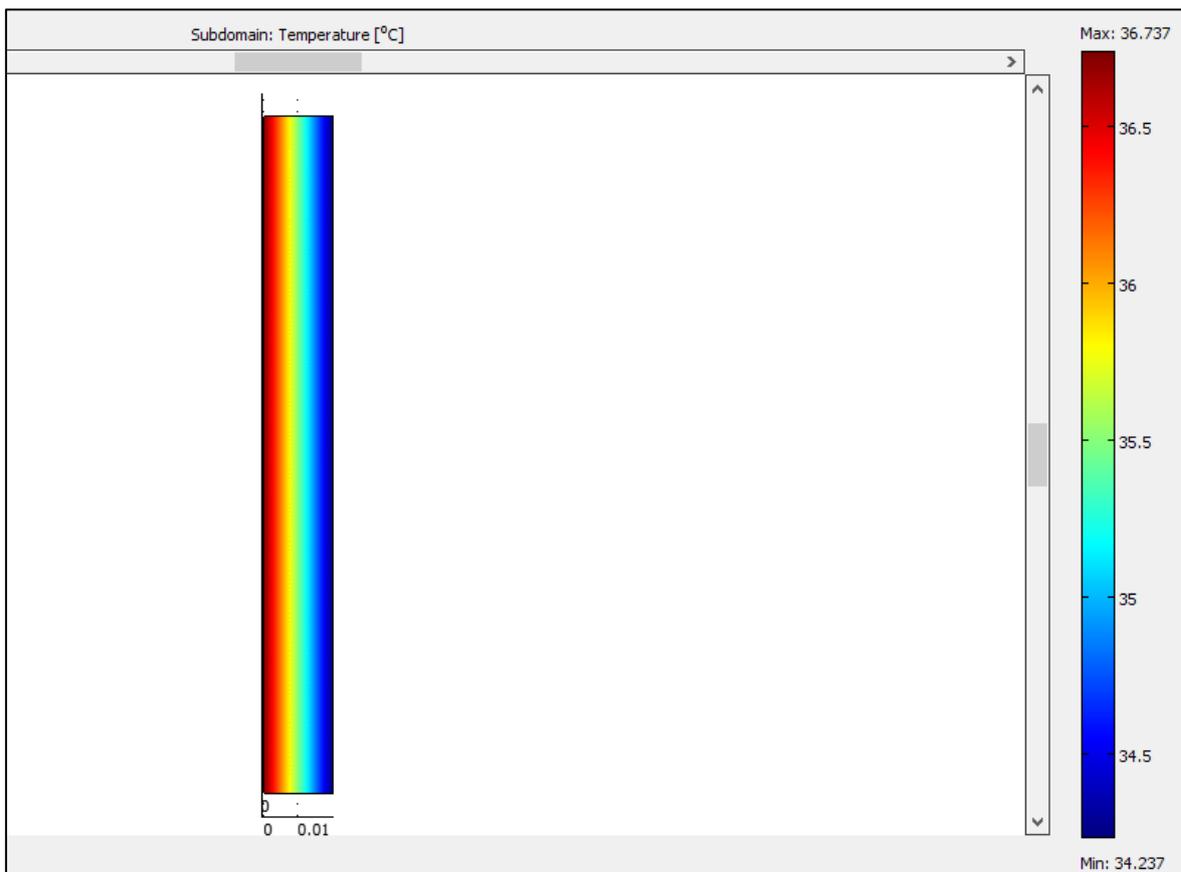


Figura 4.14: risultato simulazione per $x = 0.13$ per $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

L'andamento visualizzato dal software restituisce una distribuzione di temperatura omogenea lungo l'asse x del riferimento, dunque lungo la lunghezza della superficie. La situazione è realistica in quanto, non avendo zone attivate e le temperature di parete piuttosto simili, il coefficiente di scambio medio è estendibile a tutta la superficie. Per una verifica più specifica, si riporta nel grafico seguente la verifica della compatibilità tra le temperature misurate dal software e quelle sperimentali:

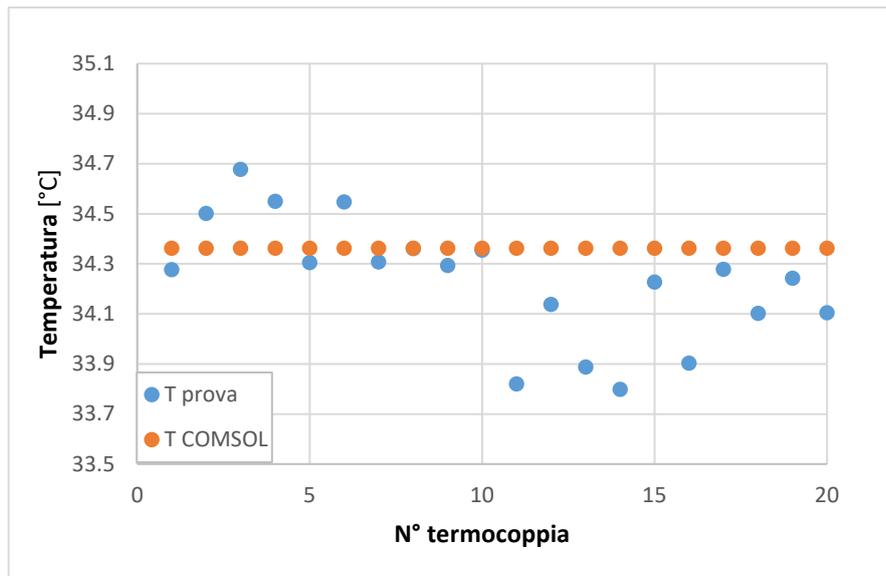


Figura 4.15: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $x = 0.13$, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Il software individua la temperatura media di tutte le termocoppie nell'intervallo totale della sezione. Il valore ottenuto corrisponde infatti alla temperatura media di parete ottenuta per il calcolo di HTC in fase di elaborazione dati. È bene osservare comunque che la differenza massima tra due termocoppie per tale valore di titolo è inferiore a 0.8°C , variazione non apprezzabile dal software avendo imposto un coefficiente di scambio medio equivalente su tutta la superficie. Più interessante è eseguire un confronto per titoli in cui è evidente l'attivazione della superficie. Si esegue pertanto una simulazione a titolo 0.85 che, come si può vedere dalla tabella 3.2 costituisce il valore minimo di titolo in corrispondenza del quale la superficie entra nella fase di "dryout"; il modello prevede pertanto una prima zona, dall'ingresso della sezione fino alla termocoppia 3, di superficie non attivata, mentre la restante porzione di superficie sarà attivata. Il risultato ottenuto in fase di "post-processing" è riportato in figura 4.16:

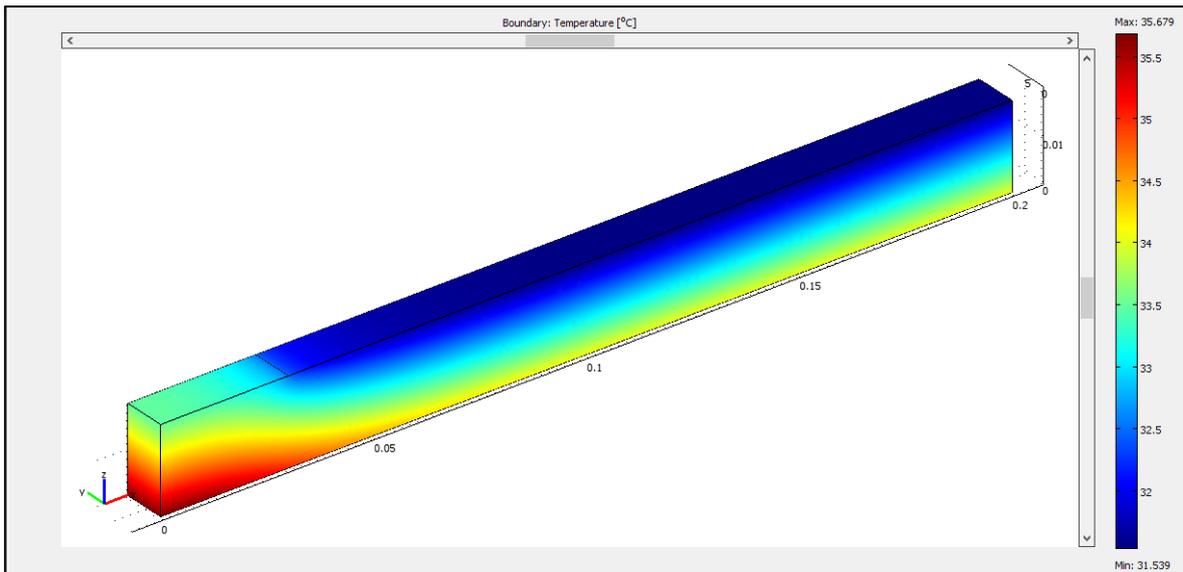


Figura 4.16: risultato simulazione per $x = 0.85$ per $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Nel grafico successivo è rappresentato il confronto tra le temperature ottenute.

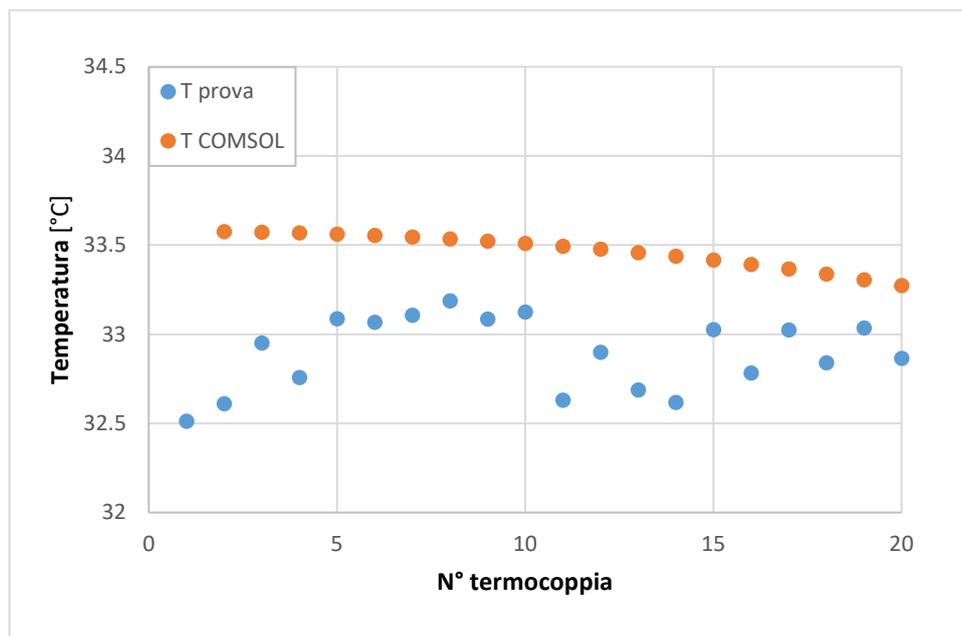


Figura 4.17: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $x = 0.85$.

L'andamento individuato non dimostra differenze sostanziali per le due zone individuate: la portata elevata infatti fa innalzare il titolo medio a cui corrisponde il "dryout" e l'effetto del fenomeno stesso, come confermato dallo scostamento delle termocoppie, non è ancora drastico dal momento che anche il flusso termico imposto è basso. Ne risulta un profilo di temperatura poco variabile lungo la sezione.

- **$G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$**

La successiva simulazione riguarda la terza prova sperimentale eseguita, con i valori di portata specifica e flusso termico appena descritti. Si riporta per prima cosa un'analisi a basso titolo di vapore in cui non è ancora sopraggiunta l'attivazione della superficie. Ne dovrebbe risultare un andamento costante delle temperature lungo la sezione, come testimonia la figura 4.18:

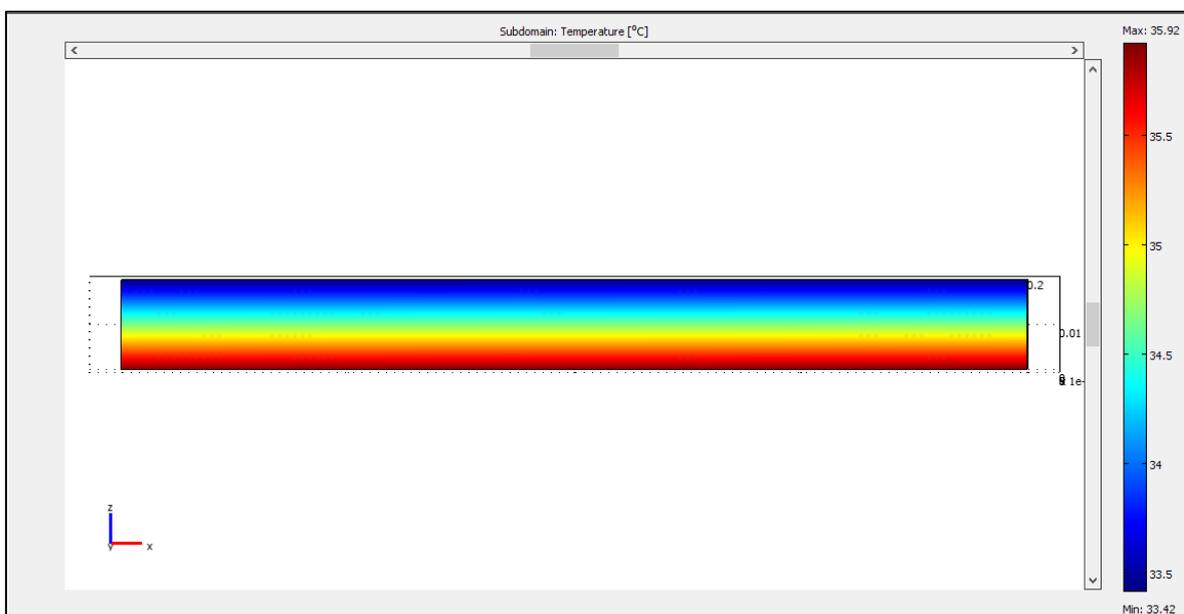


Figura 4.18: risultato simulazione per $x = 0.51$ per $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

La figura precedente restituisce una distribuzione di temperatura omogenea lungo l'asse z del riferimento, dunque lungo l'altezza della superficie. Il risultato è corretto in quanto, non avendo zone attivate e le temperature di parete piuttosto simili, il coefficiente di scambio medio presenta lo stesso valore lungo la superficie. Per un confronto più dettagliato, si riportano nel grafico successivo la verifica della compatibilità tra le temperature misurate dal software e quelle sperimentali:

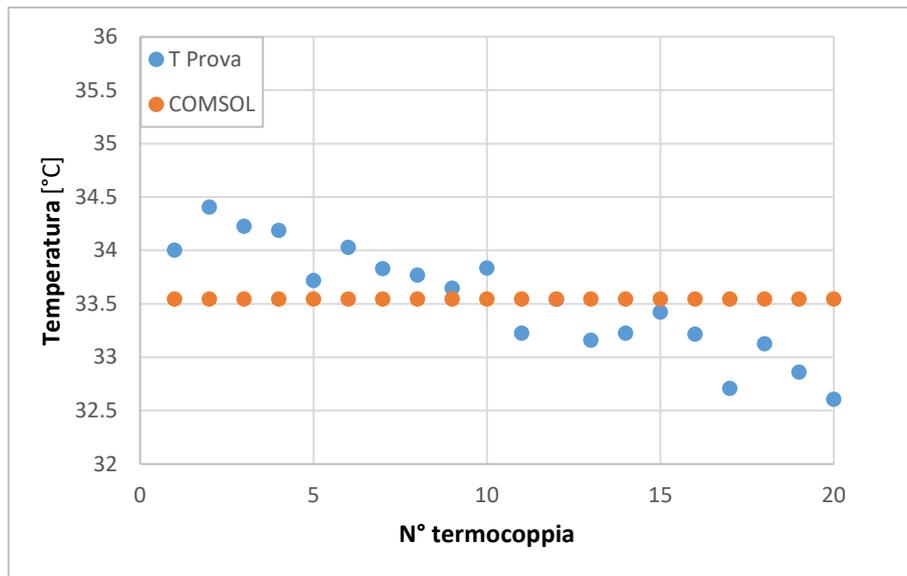


Figura 4.19: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $x=0.51$, $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Il software individua la temperatura media di tutte le termocoppie nell'intervallo totale della sezione. Il valore ottenuto corrisponde infatti alla temperatura media di parete ottenuta per il calcolo di HTC in fase di elaborazione dati. È bene osservare comunque che la differenza massima tra due termocoppie per tale valore di titolo è intorno a $2 \text{ }^\circ\text{C}$, variazione dovuta all'incertezza strumentale non apprezzabile dal software avendo imposto un coefficiente di scambio medio equivalente su tutta la superficie. La simulazione che seguirà riguarda la superficie parzialmente attivata. Si esegue pertanto una verifica a titolo 0.87 che, come già indicato nella tabella 3.2 costituisce un valore di titolo in corrispondenza del quale la superficie è già nella fase di "dryout"; il modello prevede pertanto una prima zona, dall'ingresso della sezione fino alla termocoppia 8, di superficie non attivata, mentre la restante porzione di superficie sarà attivata. Il risultato ottenuto in fase di "post-processing" è raffigurato nell'immagine successiva.

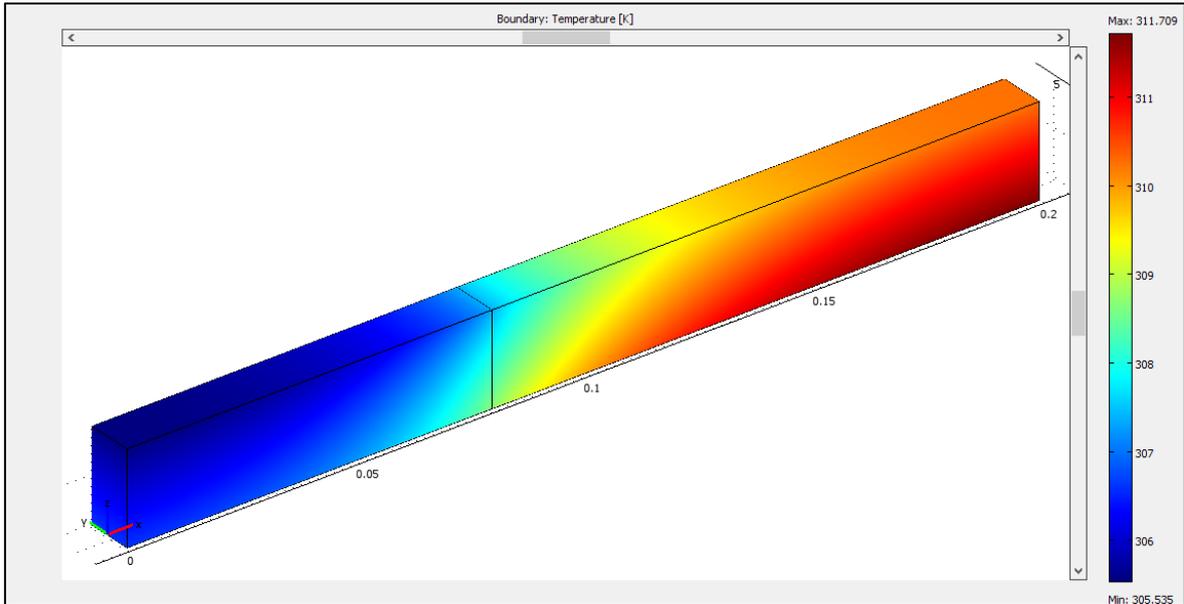


Figura 4.20: risultato simulazione per $x = 0.87$ per $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Gli andamenti delle temperature sperimentali e numeriche sono accostati nel grafico successivo:

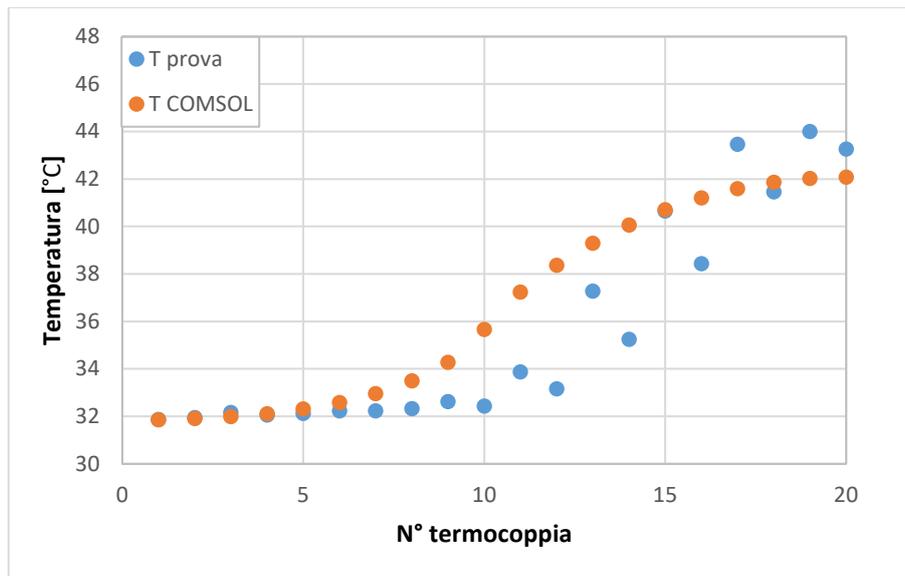


Figura 4.21: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $x = 0.87$.

L'andamento individuato presenta pendenza positiva elevata nella porzione di superficie attivata; la temperatura massima registrata raggiunge valori molto elevati in quanto, secondo il criterio della deviazione standard delle termocoppie, oltre metà del canale si trova in condizioni di "dryout" e la bassa portata non permette di avere elevati coefficienti di scambio termico. Ne risulta pertanto un profilo di temperatura che supera i 43°C superficialmente.

- **$G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$**

La presente simulazione interessa la quarta prova sperimentale eseguita, con i valori di portata specifica e flusso termico specifico appena richiamati. Si esegue anzitutto un confronto a un titolo di vapore basso in cui l'attivazione della superficie non è ancora accorsa. Il risultato previsto suppone un profilo di temperatura costante lungo la sezione, confermato dall'analisi agli elementi finiti di figura 4.22.

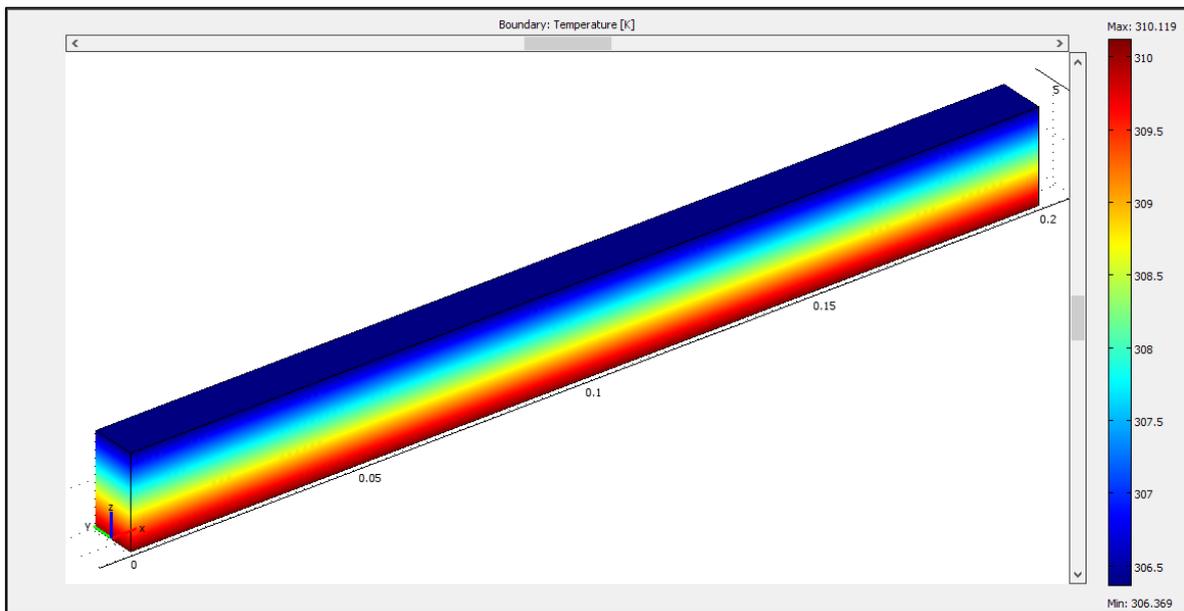


Figura 4.22: risultato simulazione per $x = 0.68$ per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$.

L'andamento visualizzato dal software restituisce ancora una volta una distribuzione di temperatura stazionaria lungo la lunghezza della superficie. Non avendo zone attivate e le temperature di parete piuttosto simili, il coefficiente di scambio medio è applicabile a tutta la superficie. Nel grafico successivo si mostra la compatibilità tra le temperature misurate dal software e quelle sperimentali.

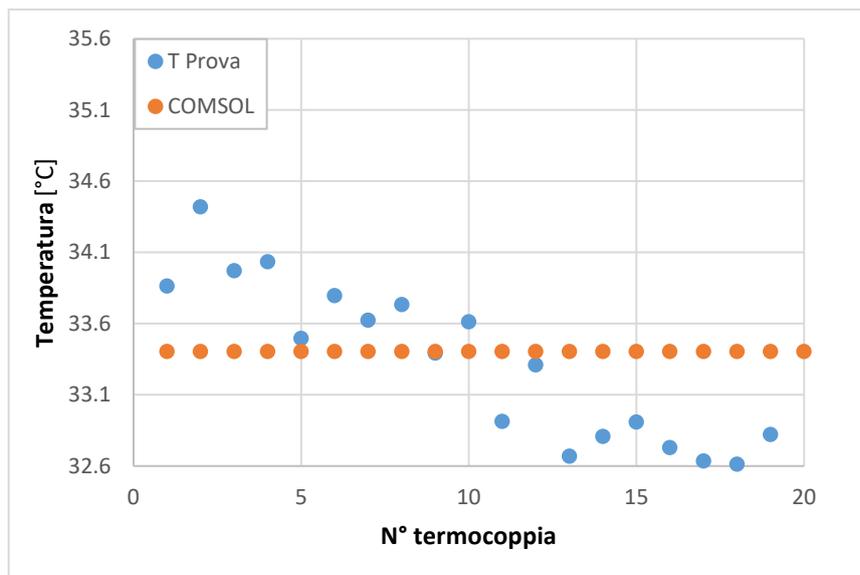


Figura 4.23: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $x = 0.68$, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Il software individua la temperatura media di tutte le termocoppie nell'intervallo totale della sezione. Il valore ottenuto corrisponde infatti alla temperatura media di parete ottenuta per il calcolo di HTC in fase di elaborazione dati. È bene osservare comunque che la differenza massima tra due termocoppie per tale valore di titolo è inferiore a $2 \text{ }^\circ\text{C}$, aspetto che non è restituibile dal software avendo imposto un coefficiente di scambio medio costante su tutta la superficie. Nello specifico è opportuno eseguire un confronto per titoli in cui si verifica l'attivazione della superficie. Si esegue pertanto una simulazione a titolo 0.78 che, come si può vedere dalla tabella 3.2 costituisce il valore di titolo minimo in corrispondenza del quale la superficie entra nella fase di "dryout"; il modello prevede pertanto una prima zona, dall'ingresso della sezione fino alla termocoppia 17, di superficie non attivata, mentre la restante porzione di superficie sarà attivata. Il risultato ottenuto in fase di "post-processing" è raffigurato nell'immagine successiva.

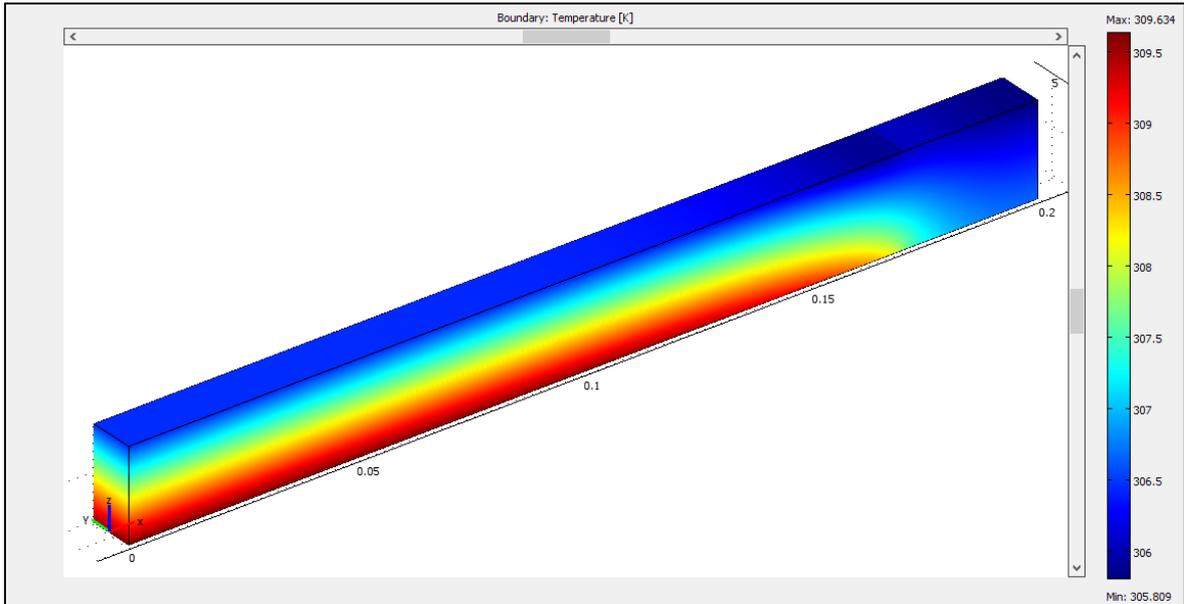


Figura 4.24: risultato simulazione per $x = 0.78$ per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Nel grafico seguente si riportano le due distribuzioni di temperatura.

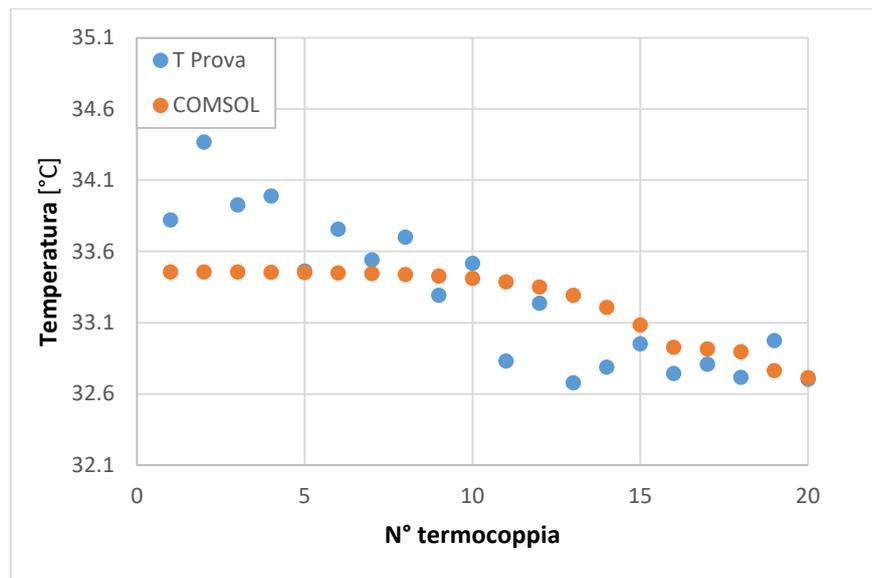


Figura 4.25: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $x = 0.78$.

Anche in questo caso essendo la percentuale di superficie attiva incipiente contenuta, l'effetto sulla temperatura superficiale è piuttosto contenuto (la differenza di temperatura è inferiore ai 2°C). Il profilo che ne consegue è leggermente decrescente. È bene osservare tuttavia che per valori di titoli leggermente superiori si distingue sulla superficie pure la zona in cui, a "dryout" completamente avvenuto, lo scostamento delle termocoppie si attesta a un valore limite costante, porzione

dunque in cui è di nuovo definibile un coefficiente di scambio medio calcolato dalla differenza tra la temperatura media delle termocoppie in questa regione e la temperatura di saturazione del refrigerante. Si riporta per questa coppia di portata e flusso termico specifico l'ulteriore simulazione a titolo medio tra ingresso e uscita pari a 0.88, cui si fa seguire come fatto per i casi precedenti il raffronto tra le temperature sperimentali e analitiche, come si può notare nelle figure qui sotto.

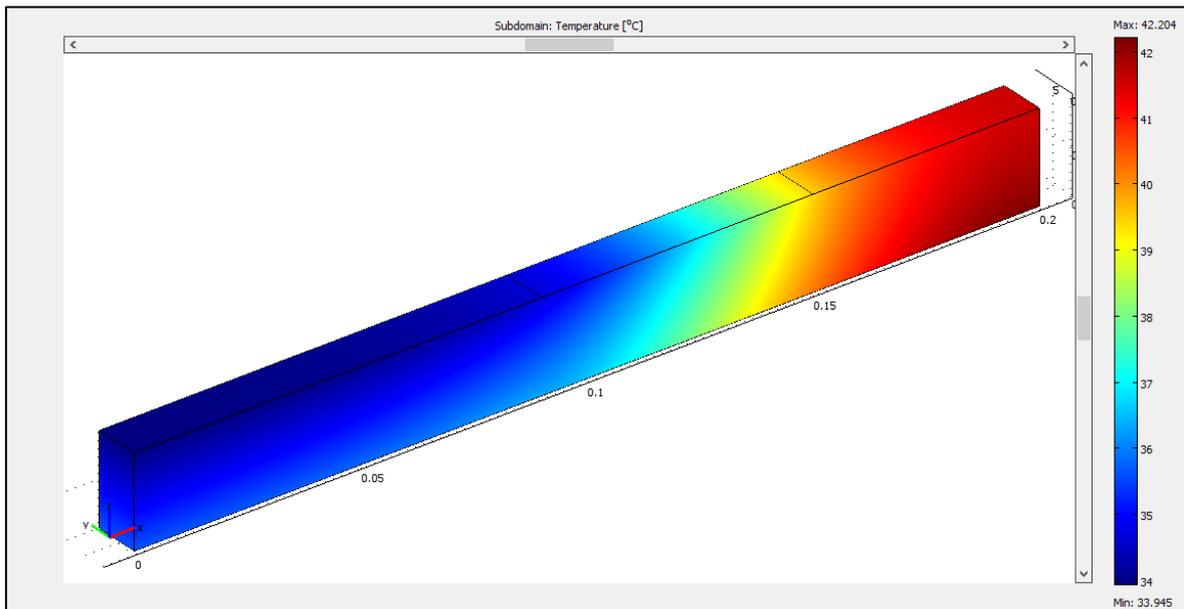


Figura 4.26: risultato simulazione per $x = 0.88$ per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$.

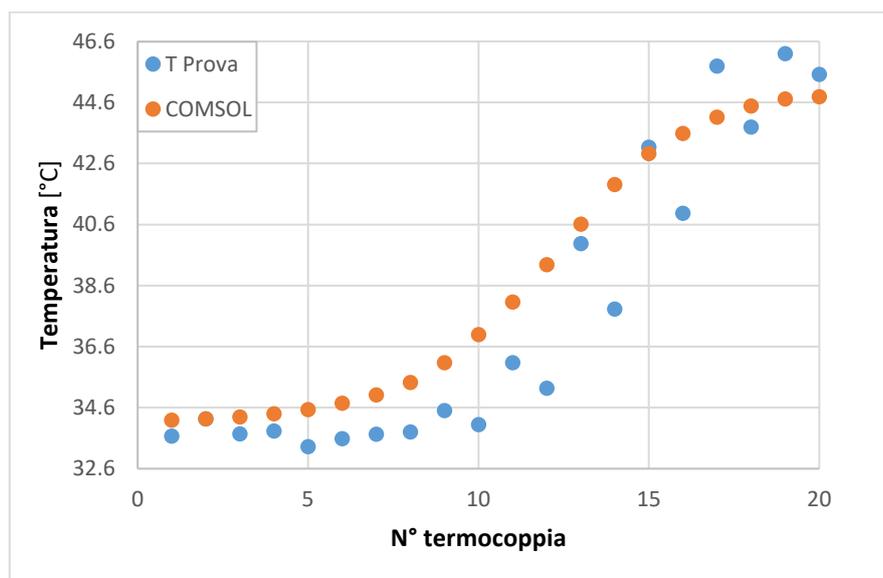


Figura 4.27: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $x = 0.88$.

Nel confronto è netta ora la porzione di superficie attiva con pendenza positiva nel profilo di temperatura alla quale segue una zona a scambio termico più stazionario con le temperature di parete più stabili. Come si può vedere nella figura precedente, si sfiorano i 47°C, fino ad ora la temperatura massima raggiunta dovuta sia al titolo in ingresso molto elevato oltre che alla potenza termica applicata.

- **$G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$**

La presente simulazione riguarda la penultima prova sperimentale, con i valori di portata specifica e flusso termico specifico riportati. Verrà condotta un'analisi a un titolo di vapore basso in cui l'attivazione della superficie non è ancora sopraggiunta. L'andamento previsto è ancora una volta quello stazionario lungo tutta la superficie, come già puntualizzato nelle simulazioni precedenti (fig. 4.28).

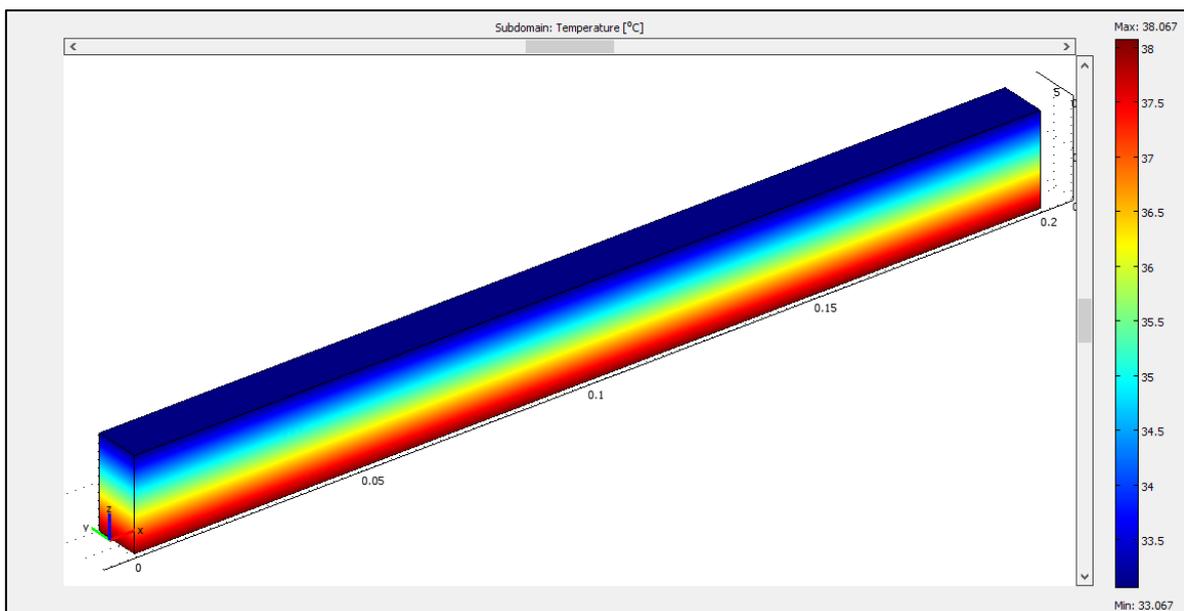


Figura 4.28: risultato simulazione per $x = 0.35$ per $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

“Comsol” restituisce una distribuzione di temperatura costante lungo l’asse x del riferimento, dunque lungo la lunghezza della superficie. Di seguito si riporta la verifica della compatibilità tra le temperature misurate dal software e quelle sperimentali.

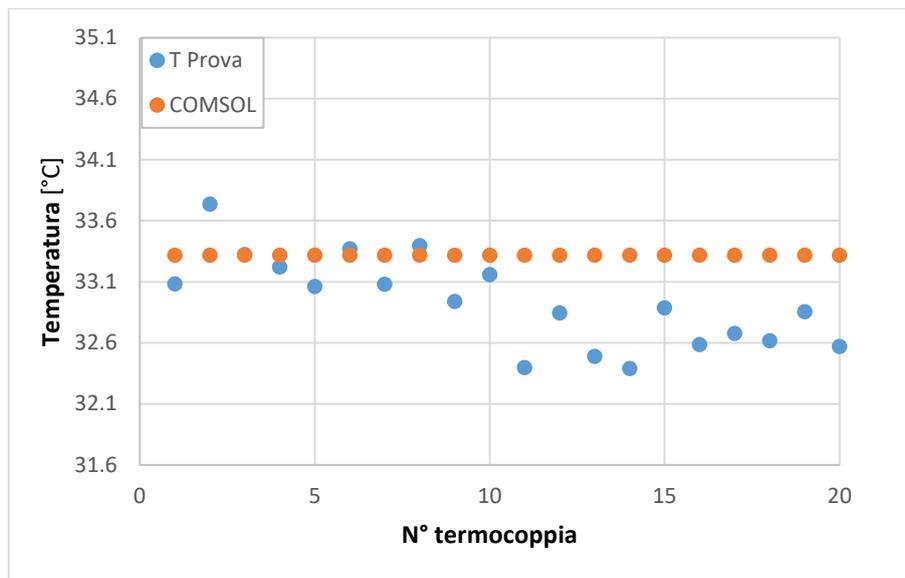


Figura 4.29: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $x = 0.35$, $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Il software individua la temperatura media di tutte le termocoppie nell'intervallo totale della sezione. Il valore ottenuto corrisponde infatti alla temperatura media di parete ottenuta per il calcolo di HTC in fase di elaborazione dati. La crisi termica tuttavia come si evince dal profilo di temperatura non è ancora diffusa. Si prosegue quindi con un confronto per titoli in cui l'attivazione della superficie è evidente. Si esegue pertanto una simulazione a titolo 0.45 che, come si può vedere dalla tabella 3.2 costituisce un valore di titolo in corrispondenza del quale la superficie è già nella fase di "dryout"; il modello prevede di conseguenza una prima zona, dall'ingresso della sezione fino alla termocoppia 13, di superficie non attivata, mentre la restante porzione di superficie sarà attivata. Il risultato dell'analisi è riportato nell'immagine seguente.

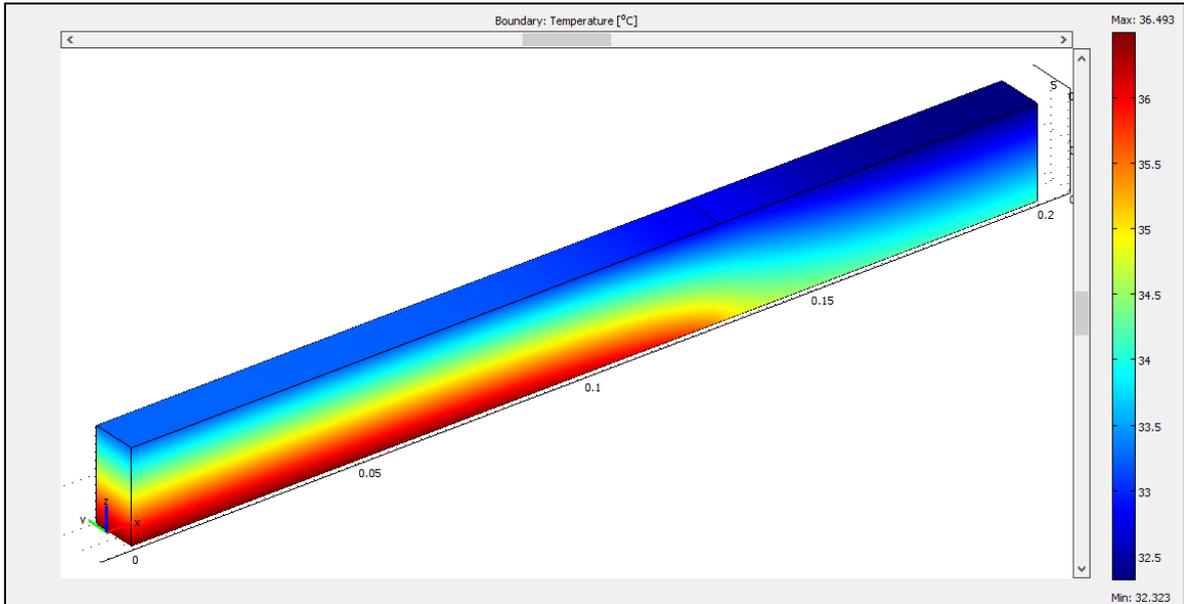


Figura 4.30: risultato simulazione per $x = 0.45$ per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$.

La figura successiva riporta il confronto tra le temperature campionate e ricavate analiticamente:

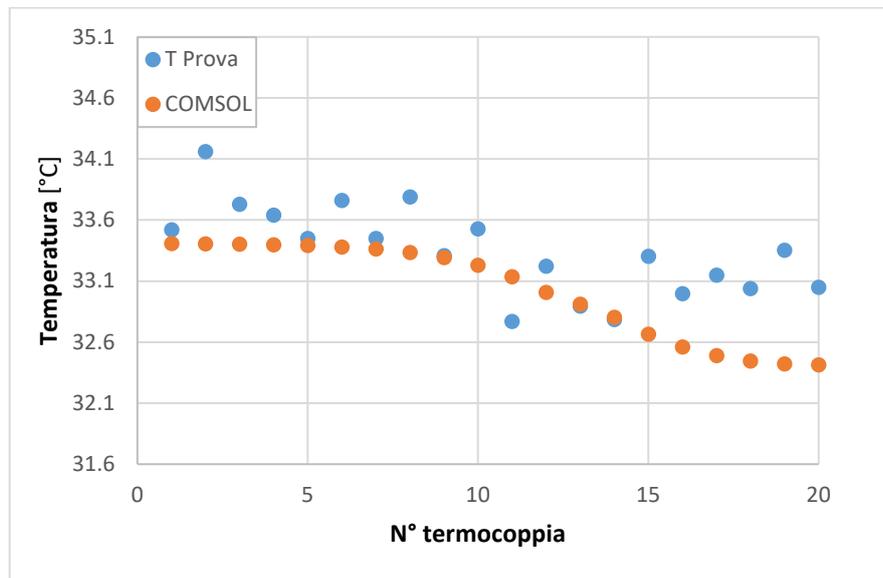


Figura 4.31: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $x = 0.45$.

In corrispondenza del titolo $x = 0.45$, la superficie è già entrata nella fase di crisi termica, tuttavia il fenomeno appena incipiente non comporta una variazione apprezzabile in termini di temperature campionate. Per riscontrare dei valori completamente instabili e un crollo del coefficiente di scambio, come visualizzato in fig. 3.14, si deve condurre un'analisi a titoli maggiori, come visto per il caso di $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ e $HF = 75 \text{ kW}/\text{m}^2$.

- **$G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$**

L'ultima simulazione riguarda la prova sperimentale finale, con i valori di portata specifica e flusso termico specifico riscritti. Anche per quest'ultimo caso si parte con una verifica a titolo di vapore in assenza di crisi termica per poi presentarne una a titolo più elevato e superficie attivata. Si presume dapprima un andamento piuttosto piatto delle temperature ricavate. La figura 4.32 conferma la previsione.

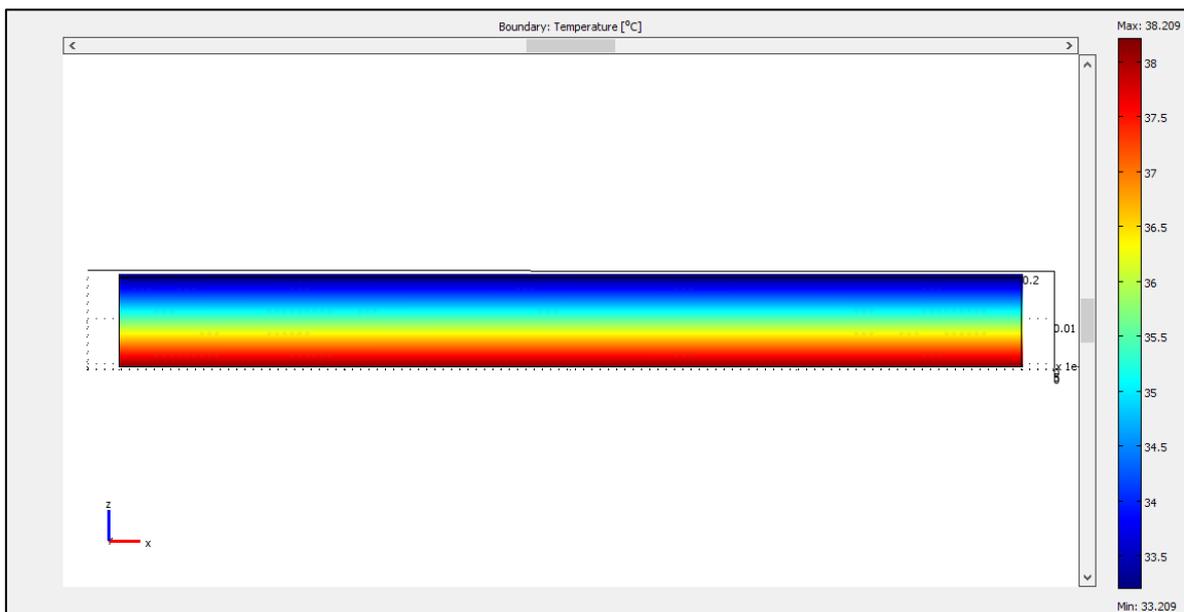


Figura 4.32: risultato simulazione per $x = 0.74$ per $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

L'andamento visualizzato dal software conferma una distribuzione di temperatura omogenea lungo l'asse x del riferimento, dunque lungo la lunghezza della superficie. La situazione a livello di temperature ricavate è rappresentata successivamente, con il confronto con le temperature sperimentali elaborate precedentemente.

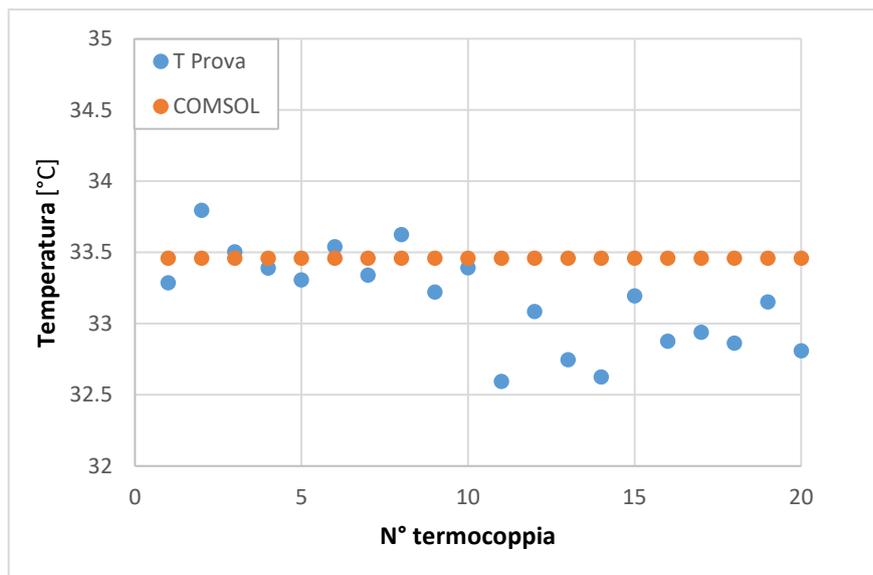


Figura 4.33: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $x = 0.74$, $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Il software individua la temperatura media di tutte le termocoppie nell'intervallo totale della sezione. Il valore ottenuto corrisponde infatti alla temperatura media di parete ottenuta per il calcolo di HTC in fase di elaborazione dati. La temperatura ricavata sperimentalmente come ci si poteva aspettare infatti rimane pressoché costante lungo la superficie (la differenza massima calcolabile è di poco superiore al grado centigrado). Si esegue a termine di queste simulazioni uno studio analitico a titolo 0.82 in corrispondenza del quale la superficie presenta sia una porzione in “dryout” e la parte finale soggetta di nuovo a coefficiente costante. Il modello conseguente prevede una prima zona, dall'ingresso della sezione fino alla termocoppia 5, di superficie non attivata, una relativa al “dryout” e una quota parte a coefficiente di scambio termico invariato. Il risultato ottenuto in fase di “post-processing” è raffigurato nell'immagine 4.34.

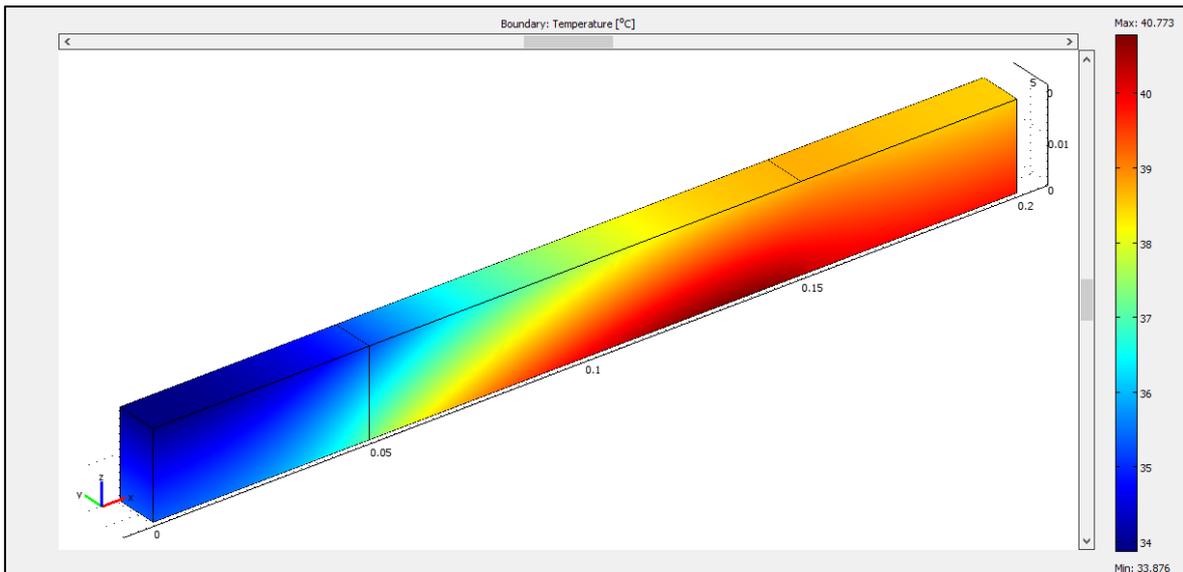


Figura 4.34: risultato simulazione per $x = 0.82$ per $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Si visualizza nel grafico successivo il confronto tra le temperature ottenute.

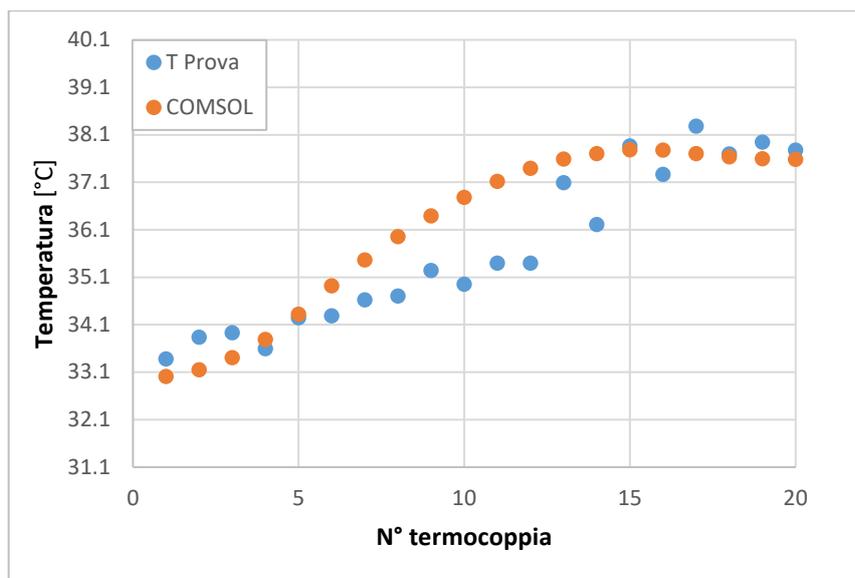


Figura 4.35: confronto tra i dati sperimentali e numerici per temperature di parete per $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$ e $x = 0.82$.

L'ultimo confronto di temperature vede una prima parte con profilo piuttosto piatto, cui segue la zona in cui la sezione è attivata e la pendenza nel grafico cresce vistosamente per poi appiattirsi successivamente in corrispondenza della collocazione delle ultime termocoppie della superficie. I valori massimi di temperatura ($\approx 38^\circ\text{C}$) infatti vengono raggiunti nella posizione delle termocoppie 15-17, ovvero al termine della zona in "dryout".

4.4. Confronto parete liscia e scabra

Al termine delle simulazioni, viene riportato un confronto tra la superficie liscia ($Ra=1.25$ mm) e quella microstrutturata in termini di coefficiente di scambio, con i valori raccolti nei grafici successivi per i rispettivi valori di portata e flusso termico applicato, come indicato nelle didascalie dei grafici seguenti. I valori relativi alla superficie liscia sono ricavati dalle esperienze di Mancin et al. [1].

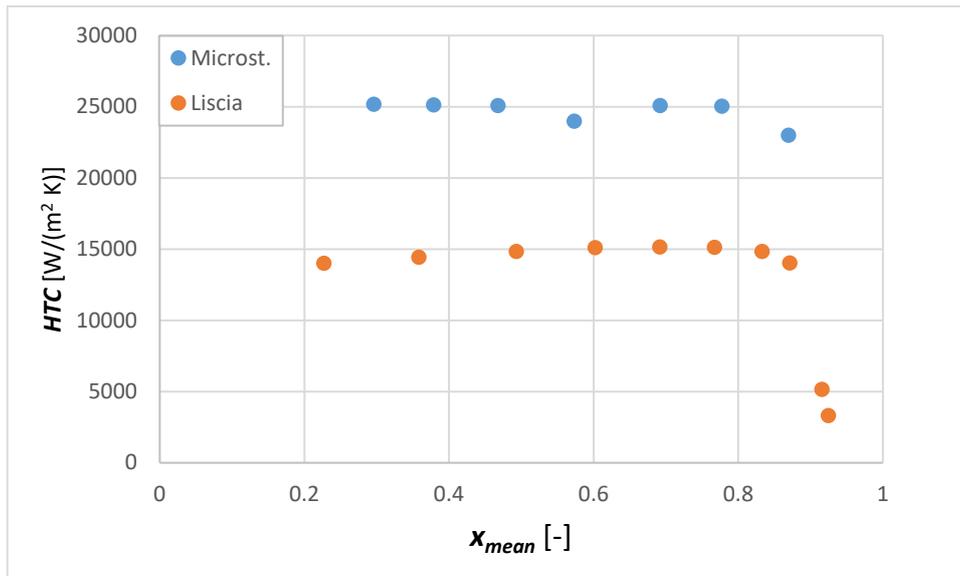


Figura 4.36: Valori di HTC per superficie liscia e microstrutturata per $G = 100$ $kg/(m^2 s)$, $HF = 50$ kW/m^2 .

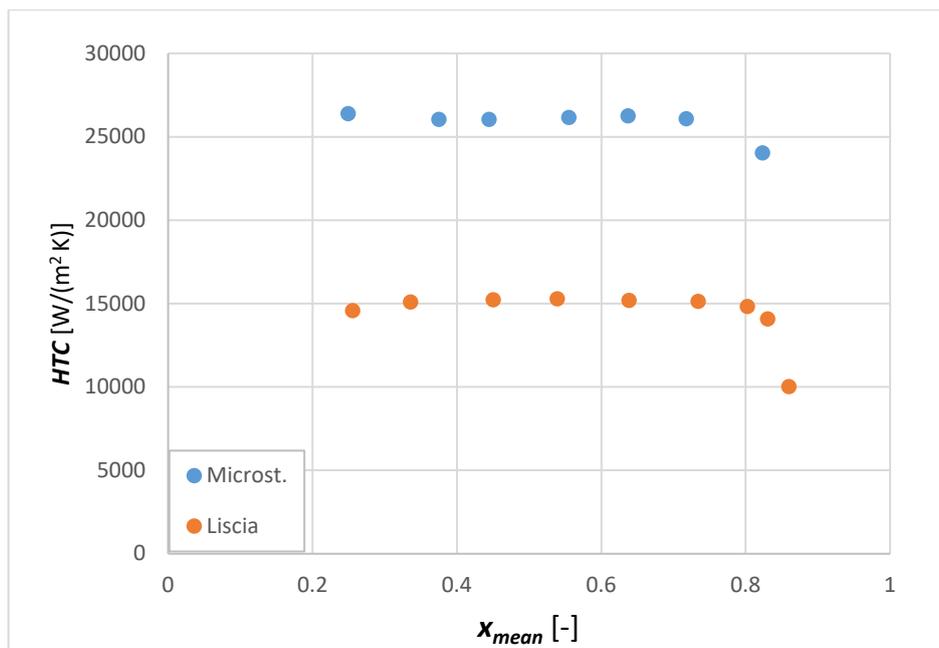


Figura 4.37: Valori di HTC per superficie liscia e microstrutturata per $G = 50$ $kg/(m^2 s)$, $HF = 50$ kW/m^2 .

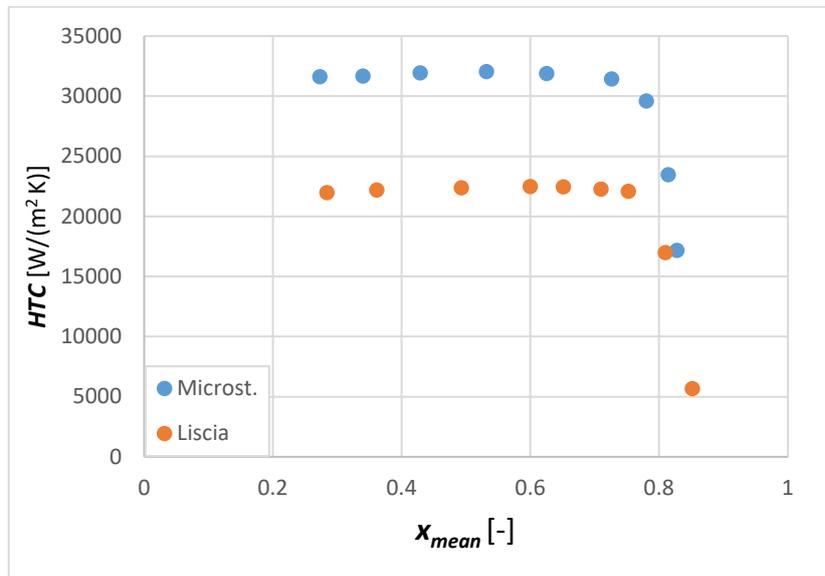


Figura 4.38: Valori di HTC per superficie liscia e microstrutturata per $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

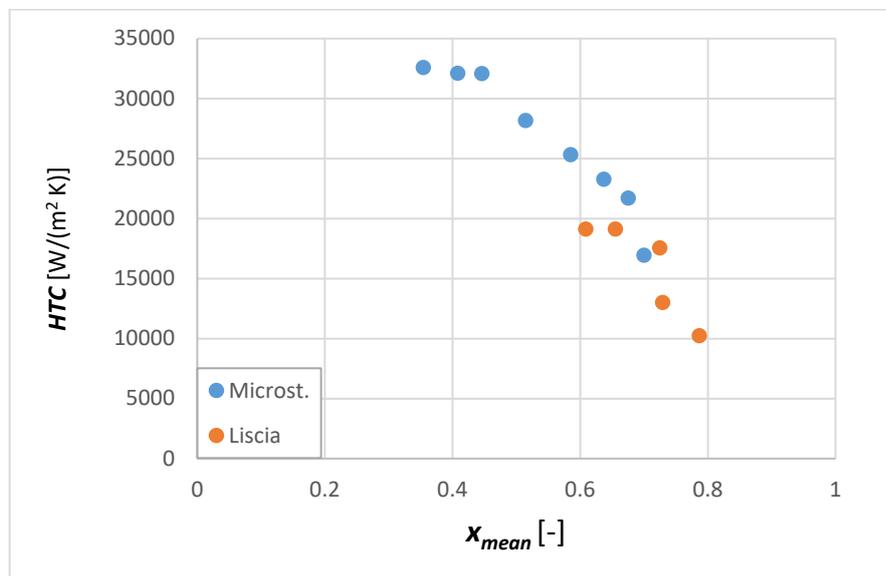


Figura 4.39: Valori di HTC per superficie liscia e microstrutturata per $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$.

L'aspetto evidente che si può ricavare da ogni confronto "liscia-strutturata" è un notevole aumento del coefficiente di scambio in corrispondenza di omologhi valori di titoli. Sono stati accostati valori di HTC in regime di superficie attivata. I coefficienti di scambio nelle situazioni di flusso termico imposto minimo (50 kW/m^2) sono in rapporto prossimo al 2:1 per ogni valore di titolo campionato. Il rapporto diminuisce per gli stessi valori di portata ma per potenza termica imposta più elevata (100 kW/m^2). Interessante risulta porre inoltre uno di seguito all'altro i valori dei coefficienti di scambio per una superficie microstrutturata non attiva e per la superficie liscia già attivata, come si può vedere nella figura seguente per portata di $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e flusso termico 50 kW/m^2 .

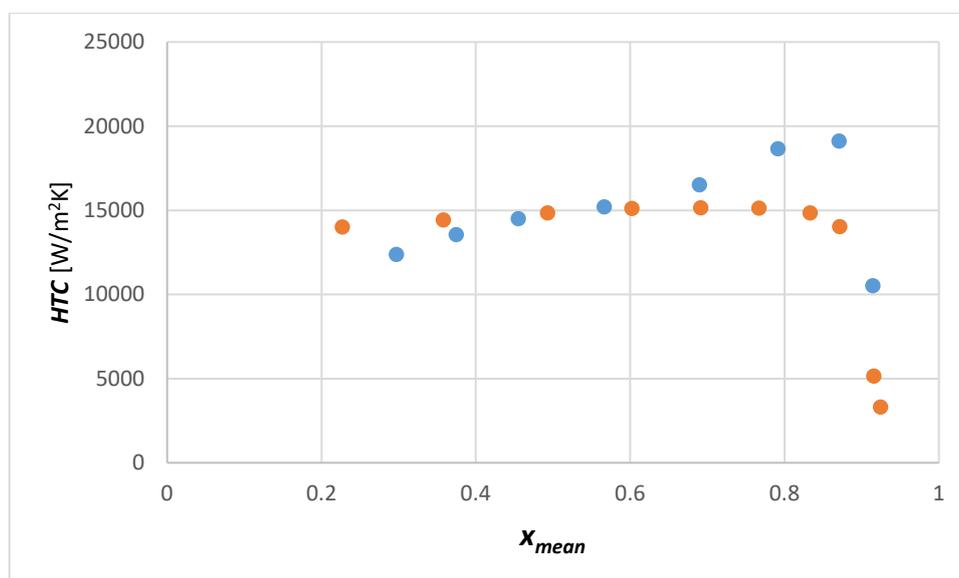


Figura 4.40: confronto valori HTC tra superficie liscia attiva e microstrutturata non attiva $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $HF = 50 \text{ kW}/\text{m}^2$.

Il valore del coefficiente di scambio per la superficie microstrutturata, inizialmente inferiore rispetto a quella liscia, cresce sensibilmente con l'aumentare del titolo fino a superare in corrispondenza del titolo 0.6 i valori di HTC della liscia. È notevole dunque l'efficacia nell'efficienza termica della superficie trattata rispetto a quella standard. Il vantaggio è sempre più sensibile chiaramente per superfici alle quali viene applicato un flusso termico elevato, in presenza soprattutto di portate specifiche "piccole".

4.5 Conclusioni e commenti

L'elaborato si è concentrato appunto sulla caratterizzazione dello scambio termico del refrigerante R1234yf attraverso una specifica superficie microstrutturata. In modo particolare, lo scambio termico in regime di ebollizione nucleata, favorita dalla particolare conformazione della superficie a seguito del trattamento, costituisce una valida soluzione per la dissipazione del calore di sistemi elettronici sempre più performanti. Il lavoro si è basato su una serie di prove sperimentali per le quali sono stati variati alcuni parametri fisici, come la portata specifica, il flusso termico applicato e il titolo in ingresso del refrigerante.

Dopo aver presentato un capitolo teorico introduttivo e uno di trattazione dell'impianto, sono stati descritti dettagliatamente i vari bilanci termici per il calcolo del coefficiente di scambio e l'incertezza da associare ai valori di HTC e di titolo medio. Nello specifico, per quanto riguarda l'analisi dei dati sperimentali si è proceduto nel modo seguente: sono stati elaborati anzitutto i valori campionati in laboratorio relativi alle singole prove e poi successivamente sono stati riassunti in grafici che racchiudevano più esperienze tra di loro in modo da confrontarle per flusso termico applicato o portata specifica costante; successivamente si sono determinati gli scarti quadratici medi delle termocoppie al fine di evidenziare eventuali porzioni della superficie attivata, calcolato il corrispondente titolo di inizio "dryout". Al termine di queste valutazioni, sono state svolte una serie di simulazioni agli elementi finiti in cui si mettevano a confronto i profili di temperatura empirici e quelli analitici restituiti dal software. In conclusione sono stati paragonati i valori di scambio termico in regime di superficie attivata tra superficie liscia e scabra allo scopo di evidenziare l'aumentata efficienza nello scambio termico del refrigerante.

Presa visione innanzitutto dei valori di HTC , si può affermare che:

- il coefficiente di scambio termico presenta un andamento dapprima crescente, indipendentemente dal valore di portata specifica considerato, con l'aumentare del titolo medio in ingresso fino al sopraggiungere del fenomeno del "dryout" in corrispondenza del quale HTC crolla e la temperatura di parete cresce vistosamente;

- diminuendo il titolo di vapore in regime di superficie attivata, lo scambio termico risulta molto più efficiente attestandosi a valori superiori anche del 120% a quelli precedenti all'insorgere della crisi termica;

Per quanto riguarda i confronti in funzione della portata specifica e del flusso termico, si è riscontrato:

- una diminuzione del titolo di inizio “dryout” all'aumentare della potenza termica applicata e al diminuire della portata specifica;
- un comportamento di conseguenza instabile per portate inferiori alle quali corrispondono elevate porzioni della superficie in regime di crisi termica;
- focalizzando l'attenzione sul grafico a portata costante di fig. 3.19, si evince che i valori di scambio termico sono più elevati per flussi termici più elevati in quanto più siti di nucleazione vengono attivati e partecipano alla trasmissione del calore;
- in corrispondenza delle superfici attivate, i valori di HTC sono più elevati per flusso termico imposto maggiore;
- spostando il confronto sui coefficienti di scambio a potenza termica imposta costante, i valori sono del tutto compatibili inizialmente per poi presentare valori in ordine decrescente all'aumentare della portata specifica fino a quando non sopraggiunge la crisi termica che determina il crollo dell'efficienza dello scambio a titoli sempre più bassi per portate minori;
- in regime di superficie attivata, i valori asintotici che si riscontrano sono perfettamente sovrapponibili senza presentare variazioni di rilievo al variare della portata.

Per quanto concerne le simulazioni eseguite, si può affermare quanto segue:

- quelle riportate in corrispondenza di superficie non attivata restituiscono un risultato qualitativo con profili di temperatura continui e omogenei lungo l'intera sezione;
- in regime di superficie attivata, i profili di temperatura numerici e sperimentali non presentano variazioni per la quota parte non in “dryout”, mentre si riscontrano differenze tra l'andamento continuo fornito dal software e quello discontinuo ed instabile rilevato sperimentalmente per la zona soggetta alla crisi termica;

- nella regione terminale povera di liquido, di nuovo i due andamenti sono compatibili poiché, trattandosi di puro scambio convettivo di vapore, è definibile nuovamente un coefficiente di scambio costante dettato dal nuovo stabilizzarsi della temperatura di parete;
- come metodo di analisi per le diverse zone di scambio, come descritto nel capitolo 3, si era individuato quello dello scostamento dei valori misurati dalle termocoppie che nella maggior parte dei casi ha rappresentato un buon criterio di valutazione, in modo particolare quando la deviazione standard si discostava notevolmente dal valore limite di 0.05 K; l'incertezza superiore nella zona attivata, l'andamento rappresentabile sperimentalmente e quello continuo fornito dal software hanno determinato le variazioni tra i due profili di temperatura in regime di "dryout".

Come ultimo confronto tra i dati della superficie liscia e quella scabra del paragrafo precedente, è già stato sottolineato come la caratterizzazione superficiale della sezione ha permesso di ottenere coefficienti di scambio termico decisamente migliori con valori in alcuni casi quasi raddoppiati.

Il problema essenziale relativo all'ottenimento di tali risultati nell'estrazione del calore consiste principalmente sul fatto che la superficie, per poter garantire tali prestazioni, deve passare prima inevitabilmente attraverso la fase di "dryout" che può presentare problemi per l'integrità della superficie comportando surriscaldamenti notevoli nonostante la fase di transizione possa essere molto contenuta temporalmente. Le applicazioni future dunque potrebbero vertere sulla scoperta di nuovi metodi di attivazione della superficie senza incorrere nel fenomeno pericoloso della crisi termica.

Nomenclatura

a raggio cavità [m]

A area [m²]

CHF flusso termico critico [W/m²]

$c_{p,a}$ calore specifico acqua [J/(kg K)]

g accelerazione di gravità [m/s²]

G portata specifica [kg/(m² s)]

$h_{in,pc}$ entalpia ingresso precondensatore [J/kg]

$h_{in,ts}$ entalpia ingresso sezione [J/kg]

$h_{L,s}$ entalpia liquido saturo [J/kg]

$h_{out,eva}$ entalpia uscita evaporatore [J/kg]

$h_{out,pc}$ entalpia uscita precondensatore [J/kg]

$h_{out,ts}$ entalpia uscita sezione [J/kg]

HTC coefficiente di scambio termico [W/(m² K)]

J velocità superficiale totale [m/s]

J_G velocità superficiale fase gassosa [m/s]

J_L velocità superficiale fase liquida [m/s]

\dot{m} portata di massa [kg/s]

\dot{m}_a portata di massa acqua [kg/s]

\dot{m}_G portata di massa gas [kg/s]

\dot{m}_L portata di massa liquido [kg/s]

p pressione [Pa]

p_L pressione liquido [Pa]

p_V pressione vapore [Pa]

P_{el} potenza elettrica generatore [W]

P_{disp} potenza elettrica dispersa [W]

q flusso termico specifico [W/m²]

q_{ts} potenza elettrica netta [W]
 r calore latente vaporizzazione [J/kg]
 Ra rugosità superficiale [μm]
 T temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
 T_p temperatura parete [$^{\circ}\text{C}$]
 T_{sat} temperatura saturazione [$^{\circ}\text{C}$]
 T_v temperatura vapore [$^{\circ}\text{C}$]
 $t_{a,in}$ temperatura entrata acqua [$^{\circ}\text{C}$]
 $t_{a,out}$ temperatura uscita acqua [$^{\circ}\text{C}$]
 \bar{t}_p temperatura parete media [$^{\circ}\text{C}$]
 V volume [m^3]
 V_G volume gas [m^3]
 \dot{V} portata volumetrica [m^3/s]
 \dot{V}_G portata volumetrica fase gassosa [m^3/s]
 \dot{V}_L portata volumetrica fase liquida [m^3/s]
 x titolo di vapore [-]
 x_{in} titolo in ingresso [-]
 x_{mean} titolo medio [-]
 x_{out} titolo in uscita [-]

Simboli greci

λ_L conduttività termica fase liquida [$\text{W}/(\text{m K})$]
 ΔT differenza di temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
 ε frazione di vuoto [-]
 ρ_G densità fase gassosa [kg/m^3]
 ρ_L densità fase liquida [kg/m^3]
 ρ_v densità vapore [kg/m^3]
 σ tensione superficiale [N/m]

Bibliografia

- [1] S. Mancin, A. Diani, S. Vezzù, L. Rossetto, "Flow boiling heat transfer of R1234yf on a microparticle coated copper surface", ICR 2015, Japan, Paper 564, August 16 - 22 – Yokohama.
- [2] L. Rossetto, "Dispense di trasmissione del calore", Cap. 10 "Vaporizzazione".
- [3] 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.
- [4] J. G. Collier, "Heat Exchanger Design Handbook", Cap. 2.7.2, Pool boiling, Hemisphere Publishing Corp., 1983.
- [5] P.J. Berenson, "Experiments on pool boiling heat transfer", Int. J. Heat Mass Transfer, vol.5, p.958, 1962.
- [6] 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.
- [7] C. Corty, A.S. Foust, "Surface Variables in Nucleate Boiling," Chem. Eng. Prog., Symp. Ser., 51(17), pp. 1–12, 1955.
- [8] 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.
- [9] L. Rossetto, "Dispense di trasmissione del calore", Cap. 8, Deflusso bifase gas-liquido.
- [10] E.J. Davis, G.H. Anderson, "The incipience of nucleate boiling in forced convection flow" Aiche Journal, Vol. 12, pp. 774-80, 1966.
- [11] J.G. Collier, J.R. Thome, "Convective Boiling and Condensation", Oxford: Oxford Science Publications, Third Edition, 1966.
- [12] S. Michele, "Nuovo impianto sperimentale per la vaporizzazione di fluidi refrigeranti in schiume metalliche", Tesi di laurea magistrale, 2012.
- [13] G. Carollo, "Studio della vaporizzazione di R134a su una superficie microstrutturata", Tesi di laurea magistrale, 2015.
- [14] LabVIEW 11, National Instruments.
- [15] Microsoft Excel 2013.

- [16] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, 2013. NIST Standard Reference Database 23:Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Version 9.1. National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg.
- [17] G. Fanti, "Appunti di misure meccaniche e termiche", Padova: Libreria Progetto, Quarta edizione, 2014.
- [18] S.J. Kline, F.A. McClintock, "Describing uncertainties in single sample experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8, 1953.
- [19] COMSOL Multiphysics 3.5.