

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Corso di Laurea triennale in Ingegneria Meccanica e Meccatronica

ANALISI DEL DEFLUSSO BIFASE DURANTE L'EVAPORAZIONE DI
R1233zd(E) DENTRO UN TUBO MICROFIN

Relatore: Prof. Claudio Zilio

Laureando: Marco Giuliano

ANNO ACCADEMICO: 2016-2017

Indice

Sommario	1
CAPITOLO 1: Introduzione	2
1.1 I fluidi refrigeranti	2
1.2 Il problema dell'ozono e dell'effetto serra	5
1.2.1 Il buco dell'ozono	5
1.2.2 L'effetto serra	7
1.3 La tutela dell'ambiente	9
1.4 Il fluido R1233zd(E)	11
1.4.1 Gli HFO	11
1.4.2 Le caratteristiche del fluido R1233zd(E)	12
CAPITOLO 2: La vaporizzazione all'interno dei tubi	13
2.1 Il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico	13
2.1.1 Definizione del coefficiente di scambio termico	13
2.1.2 Definizione di perdite di carico	15
2.3 I tubi micro alettati	17
CAPITOLO 3: Descrizione dell'impianto sperimentale	19
3.1 L'impianto sperimentale	19
CAPITOLO 4: Regressione dei dati	23
4.1 Regressione dei dati	23
4.2 Analisi della deviazione standard	26
4.3 Algoritmo per l'individuazione del titolo di onset	27
4.4 Analisi incertezza	30
4.4.1 Incertezza sul calore scambiato nell'evaporatore	30
4.4.2 Incertezza sull'entalpia in ingresso al tubo microfin	32
4.4.3 Incertezza sul titolo di vapore in ingresso	34
4.4.4 Incertezza sul coefficiente di scambio termico	36
4.4.5 Incertezza sulle perdite di carico	37
CAPITOLO 5: Risultati sperimentali	38
5.1 Coefficiente di scambio termico al variare del titolo di vapore ...	38

5.1.1 Portata variabile	38
5.1.2 Flusso termico variabile.....	41
5.2 Perdite di carico al variare del titolo di vapore.....	44
5.2.1 Portata variabile.....	44
5.2.2 Flusso termico variabile	47
5.3 Analisi della deviazione standard	49
5.4 Confronto con i risultati dell'algoritmo	59
5.4.1 Differenza fra i valori ottenuti.....	59
5.4.2 Percentuale di risultati compatibili	62
CONCLUSIONI	66
NOMENCLATURA	68
BIBLIOGRAFIA	70

Sommario

Nel Capitolo 1 viene esposta l'introduzione a questa tesi, con l'intento di presentare i fluidi refrigeranti attualmente in uso e le problematiche ambientali che insorgono dall'uso di quest'ultimi. Inoltre, in tale capitolo, si espongono le caratteristiche del fluido trattato in questa tesi.

Nel Capitolo 2 sono fornite le definizioni del coefficiente di scambio termico, HTC, e di perdite di carico, che rappresentano due parametri fondamentali nello studio dei processi di scambio termico bifase in vaporizzazione; sono inoltre descritti i tubi microfin (micro-alettati).

Nel Capitolo 3, viene descritto l'impianto sperimentale e le caratteristiche geometriche del tubo microfin utilizzato; nel Capitolo 4 si espone il procedimento utilizzato per la regressione dei dati e per l'analisi dell'incertezza sulle misurazioni effettuate. In tale capitolo, inoltre, viene presentata l'analisi della deviazione standard, svolta al fine di determinare il titolo di vapore a cui avviene la crisi termica, e l'algoritmo utilizzato per la stima automatica di tale titolo di vapore.

Infine, nel Capitolo 5, vengono presentati i risultati sperimentali ottenuti e quelli relativi all'algoritmo sviluppato per la stima del titolo di inizio della crisi termica.

Capitolo 1

Introduzione

1.1 I fluidi refrigeranti

Nei cicli frigoriferi o a pompa di calore, per permettere la trasmissione di calore in modo ottimale, vengono utilizzati dei particolari fluidi operativi, detti frigorigeni. Essi vengono fatti lavorare, nel campo del vapore saturo, sfruttando il calore latente di vaporizzazione. Le caratteristiche principali che tali fluidi dovrebbero presentare sono: un elevato calore latente di cambiamento di fase, un basso volume specifico (che consente di ridurre la portata volumetrica), una pressione superiore alla pressione atmosferica per impedire ingressi d'aria umida nell'impianto e la non pericolosità per le persone e per l'ambiente. I fluidi frigorigeni possono essere naturali, quali l'acqua, l'anidride carbonica o l'ammoniaca, o sintetici.

I refrigeranti naturali, utilizzati in passato, sono stati abbandonati quasi completamente, a favore di quelli sintetici, per le loro proprietà termodinamiche sfavorevoli e inferiori rispetto ai fluidi alogenati e per la caratteristica di alcuni di formare miscele esplosive con l'aria (propano e ammoniaca). I fluidi frigorigeni alogenati sono ottenuti dal metano e dall'etano per sostituzione, totale o parziale, degli atomi d'idrogeno con atomi di cloro e fluoro. I fluidi alogenati non sono tossici, infiammabili o corrosivi e sono caratterizzati da proprietà termodinamiche favorevoli.

Essi possono essere raggruppati in quattro categorie principali, secondo la presenza o meno di cloro e idrogeno nella loro molecola:

- CFC (Cloro – Fluoro – Carburi)
- HCFC (Idro – Cloro – Fluoro – Carburi)
- HFC (Idro – Fluoro – Carburi)
- FC (Fluoro – Carburi)

I fluidi frigorigeni possono essere classificati secondo la Classificazione ASHRAE utilizzando una sigla del tipo:

Lettera - I - II - III - IV - V - VI

- Lettera - Viene usata comunemente la lettera maiuscola "R" (Refrigerante). È possibile usare in alternativa un prefisso indicante il tipo di refrigerante.

- I - Si pone una "C" in caso di derivati ciclici. Una "E" nel caso il composto fosse un etere. Altrimenti 0 (in tal caso si omette).
- II - Numero di legami doppi. Se uguale a 0 si omette.
- III - Numero di atomi di carbonio meno uno.
- IV - Numero di atomi di idrogeno più uno
- V - Numero di atomi di fluoro
- VI - Una o più lettere dell'alfabeto minuscole o una lettera maiuscola secondo quanto segue: dal momento che i gas da R10 fino a tutta la serie R300 sono derivati dell'etano, propano, o butano per sostituzione di atomi di idrogeno con cloro, fluoro, bromo, possono avere uguale composizione chimica ma diversa struttura molecolare. Per indicare quella scelta tra le varie strutture possibili, si aggiungono una o più lettere minuscole. Normalmente si pone una "a" per denotare un isomero posizionale asimmetrico. Per le serie R400 e R500, le lettere maiuscole A, B, C, individuano univocamente le percentuali in peso dei componenti.

A partire dagli anni '70 si è osservato un impoverimento dell'ozono dell'atmosfera causato, quasi certamente, dalla concentrazione, ad alta quota, di cloro liberatosi dai fluidi alogenati che lo contengono (CFC e HCFC), che vengono liberati in atmosfera a seguito delle perdite negli impianti di refrigerazione.

Dalle ricerche effettuate risulta che i fluidi più dannosi sono quelli nei quali l'idrogeno è totalmente saturato dagli alogeni, con la più alta presenza di cloro (CFC) ed ai quali si è convenuto assegnare un indice di impoverimento dell'ozono ODP=1. L'ODP (Ozone Depletion Potential) indica il potenziale distruttivo di un fluido nei confronti dell'ozono atmosferico. Esso è compreso tra 0, per le sostanze inerti all'ozono, e 1, valore associato all'R12.

Meno dannosi sono i fluidi la cui molecola contiene ancora atomi di idrogeno (HCFC), che hanno un ODP=0,05.

Inoltre i fluidi alogenati contribuiscono in maniera significativa anche all'effetto serra, in quanto presentano bande d'assorbimento in corrispondenza alle lunghezze d'onda delle radiazioni infrarosse emesse dalla Terra verso lo spazio.

L'indice di effetto serra per un fluido refrigerante è indicato con GWP (Global Warming Potential), ed indica la quantità di energia radiante nella fascia dell'infrarosso che il fluido è in grado di assorbire in 100 anni, quantità resa poi adimensionale rispetto al valore dell'anidride carbonica che è pari a 1. Quest'indice rappresenta quindi come l'emissione di un refrigerante alteri direttamente l'effetto di riscaldamento globale.

Nella seguente tabella 1.1 vengono riportati i principali fluidi frigoriferi oggi in uso e i corrispondenti valori di ODP e GWP:

Tabella 1.1: ODP e GWP dei principali fluidi frigoriferi (P. Andreini, 2009)

Refrigerante	R22	R134a	R404A	R407C	R507	R410A	R290	R600a	R127	R717
Formula	CHClF ₂	C ₂ H ₂ F ₄	Miscela	Miscela	Miscela	Miscela	C ₃ H ₈	CH	C ₃ H ₆	NH ₃
Composizione			125/134a/143a	32/125/134a	125/143a	32/125	CH ₃ CH ₂ CH ₃	(CH ₃) ₃		
%			44/4/52 %	23/25/52 %	50/50 %	50/50 %				
Famiglia	HCFC	HFC	HFC	HFC	HFC	HFC	Naturale	Nat.	Nat.	Nat.
ODP	0,055	0	0	0	0	0	0	0	0	0
GWP = 100 anni	1700	1300	3850	1270	3900	1370	<20	0	-	0

1.2 Il problema dell'ozono e dell'effetto serra

Di seguito vengono analizzate più in dettaglio le problematiche del buco dell'ozono e dell'effetto serra.

1.2.1 Il buco dell'ozono

L'ozono si trova nella stratosfera terrestre e forma una fascia chiamata Ozonosfera, la quale è più spessa all'equatore e più sottile in corrispondenza dei poli. L'ozono è un gas composto da tre atomi di ossigeno (O_3) che filtra i raggi ultravioletti provenienti dal sole grazie ad una ricombinazione continua. Questa ricombinazione avviene perché una molecola biatomica di ossigeno, sotto l'effetto di radiazioni ultraviolette, viene scomposta in due atomi, i quali vanno a legarsi ad un'altra molecola di ossigeno formando così l'ozono (O_3). Le molecole triatomiche di ossigeno ricevono un surplus di energia sempre dalle radiazioni ultraviolette, in modo tale da scindersi in una molecola biatomica e in un atomo di ossigeno.

In questo modo la maggior parte della luce ultravioletta viene fermata. Poi, durante la notte, gli atomi di ossigeno, molto reattivi, si combinano con una molecola di ozono per formare due molecole di ossigeno biatomico. Questo processo ciclico si ripete all'infinito. Ci sono tuttavia delle sostanze, in primis i clorofluorocarburi (CFC), che perturbano l'equilibrio del ciclo. Queste sostanze, quando si trovano nella stratosfera, si scindono sotto l'effetto dei raggi UV rilasciando elementi, come il cloro o il bromo, molto affini con l'ossigeno. Di conseguenza, l'ossigeno va a legarsi con questi elementi e la produzione di ozono viene interrotta. Perciò, il rilascio di agenti inquinanti nell'atmosfera ha portato ad una diminuzione dello strato di ozono, diminuzione particolarmente accentuata nell'area in prossimità del polo Sud, come riportato in figura 1.1 e 1.2. Si è quindi iniziato, a partire da metà degli anni settanta, a denominare tale fenomeno come "Buco dell'Ozono". Recentemente si è inoltre individuato un assottigliamento della fascia di ozono anche in una piccola zona al polo Nord, sopra il Mare Artico, fatto che potrebbe preludere alla formazione di un altro buco.

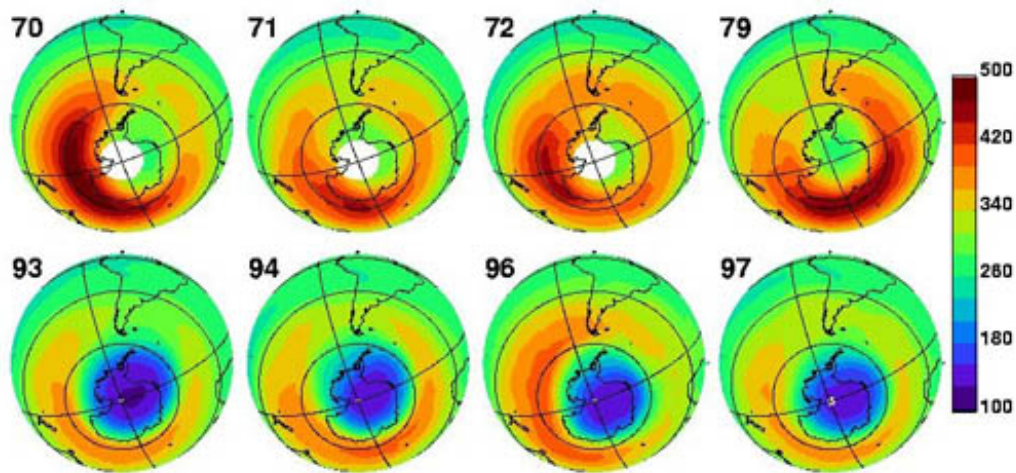


Figura 1.1: Espansione del buco nell'ozono in corrispondenza dell'Antartide dal 1970 al 1997

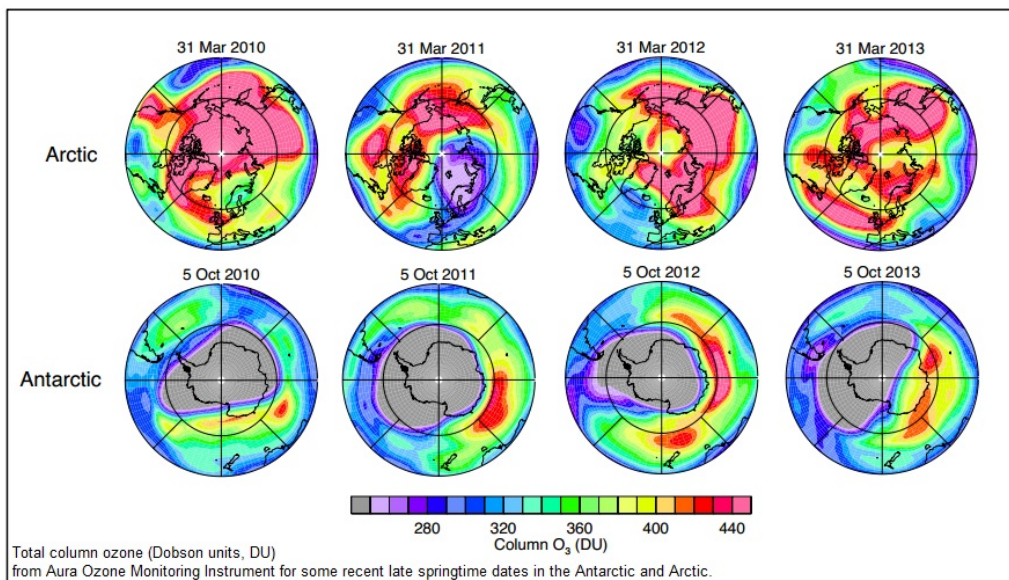


Figura 1.2: Espansione del buco nell'ozono in corrispondenza dell'Antartide dal 2010 al 2013

Questo fenomeno è di notevole importanza poiché causa un incremento di raggi UV che giungono sulla superficie terrestre, i quali comportano diversi problemi. Per l'uomo, un'esposizione prolungata ai raggi ultravioletti causa una mutazione nel DNA delle cellule epiteliali, con conseguente aumento della probabilità di contrarre un tumore della pelle. Le radiazioni UV possono inoltre interferire nella regolazione dei meccanismi di difesa immunitaria, ma l'effetto più evidente è quello che hanno sulla retina dell'occhio, provocano infatti danni che possono anche portare alla cecità. Tuttavia non sono dannosi solo

per l'uomo, anche le piante risentono di questo fenomeno. I raggi UV infatti, possono causare una parziale inibizione della fotosintesi clorofilliana, il che comporta un rallentamento nella crescita delle piante. Inoltre, possono ripercuotersi sull'attività fotosintetica del plancton vegetale, il quale è alla base della catena alimentare marina, causando di conseguenza uno scompensamento notevole a carico degli ecosistemi oceanici.

1.2.2 L'effetto serra

L'effetto serra è un fenomeno naturale che regola la capacità dell'atmosfera terrestre di trattenere o meno l'energia che proviene dal sole, attraverso una membrana semi trasparente costituita da gas serra che trattengono, in parte, i raggi solari, portando in tal modo ad un innalzamento della temperatura del pianeta. Si ottiene così un equilibrio climatico che consente di raggiungere sulla Terra una temperatura media che supera il punto di congelamento dell'acqua, ovvero un valore notevolmente più alto di quanto non sarebbe in assenza dei gas serra.

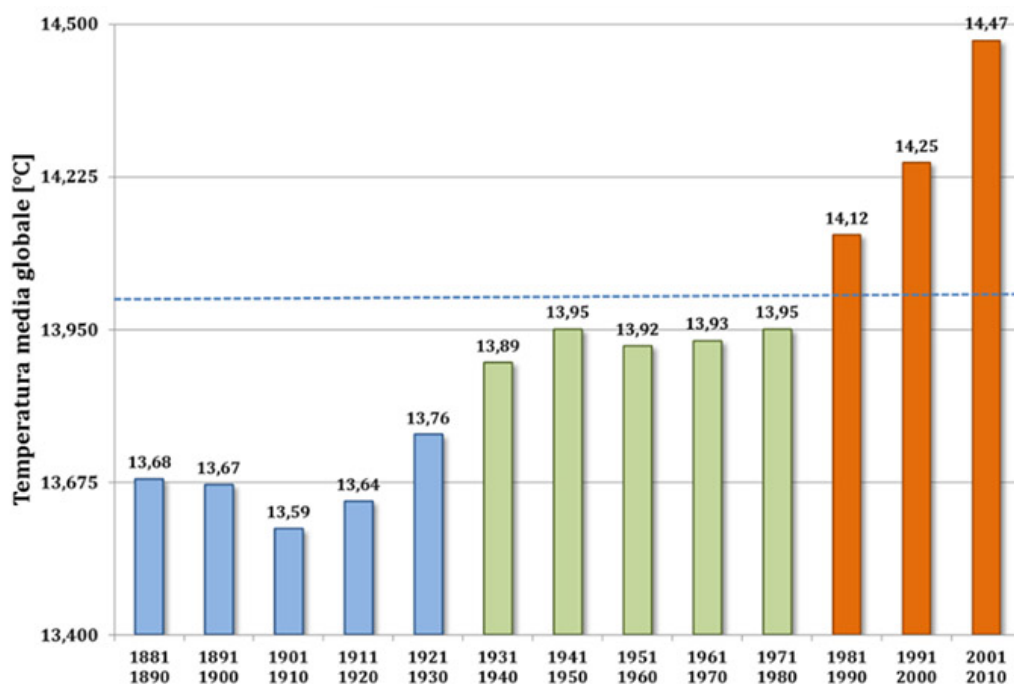


Figura 1.3: Andamento della temperatura media globale dal 1881 al 2001.

I gas adibiti a intrappolare i raggi solari sono: l'anidride carbonica (CO_2), il vapore acqueo (H_2O), il metano (CH_4), ossido di diazoto (N_2O) ed ozono (O_3) e anche dei fluidi refrigeranti come i clorofluorocarburi (CFC), gli idroclorofluorocarburi (HCFC) e gli idrofluorocarburi (HFC).

L'utilizzo dei combustibili fossili e la deforestazione stanno aumentando la concentrazione di questi gas nell'atmosfera, causando, come riportato in figura 1.3, un progressivo innalzamento della temperatura del pianeta. Questo scompensamento termico è la causa di molte problematiche ambientali, quali eventi atmosferici estremi, lo scioglimento eccessivo dei ghiacciai terrestri e polari (causando quindi l'innalzamento del livello degli oceani) e sta danneggiando fortemente l'agricoltura, la disponibilità delle acque e la biodiversità.

1.3 La tutela dell'ambiente

In seguito all'insorgere delle problematiche ambientali del buco dell'ozono e dell'effetto serra sono stati presi provvedimenti a livello globale per limitare l'utilizzo delle principali sostanze responsabili dell'inquinamento ambientale.

Un primo tentativo di limitare l'alterazione climatica indotta dall'uomo è il Protocollo di Kyoto, il trattato internazionale sottoscritto nel 1997 (ed entrato in vigore nel 2005) da più di 160 paesi per definire misure concrete contro il riscaldamento globale.

Tale Protocollo impegna i Paesi industrializzati e quelli ad economia in transizione (quali i Paesi dell'est europeo) a ridurre - nel periodo 2008–2012 - del 5% circa le emissioni di gas capaci di alterare il naturale effetto serra. I gas serra presi in considerazione dal Protocollo sono: anidride carbonica, metano, protossido di azoto, idrofluorocarburi, perfluorocarburi ed esafluoruro di zolfo. Inoltre la legislazione Italiana e quella Europea hanno proibito l'uso dei CFC dal 1 gennaio 1995, mentre per gli HCFC il divieto è stato stabilito dal 1 gennaio 2001 in tutte le apparecchiature per la refrigerazione (commerciale e industriale), e tra il 2002 e il 2004 nella climatizzazione residenziale e nelle pompe di calore (termine ultimo di utilizzo dei fluidi vergini per uso manutenzione: 2010). In seguito alla revisione del regolamento europeo F-Gas, che è entrato in vigore dal 1° gennaio 2015, sono stati imposti ulteriori restrizioni riguardanti l'uso degli HFC, sia in ambito di refrigerazione che di condizionamento. Si riportano di seguito le restrizioni stabilite.

- *Divieto d'uso in refrigerazione (nuovi impianti)*

Divieto uso HFC con GWP>150 per refrigeratori e freezers domestici, dal 1/1/2015

Divieto uso HFC con GWP>2500 per refrigeratori e freezers per uso commerciale dal 1/1/2020 ; per quelli con GWP>150 dal 1/1/2022

Divieto uso HFC con GWP>2500 in impianti fissi di refrigerazione dal 1/1/2020 (eccetto quelli per impianti progettati per raffreddamento prodotti a $t < -50^{\circ}\text{C}$)

Divieto uso HFC dal 1 gen. 2020, con GWP>150 in sistemi di refrigerazione centralizzati "Multipack" per uso commerciale con capacità >40 kW, ad eccezione dei gas utilizzati nel circuito primario di un sistema di refrigerazione "in cascata", nei quali sarà possibile utilizzare F-Gas con GWP<1500

- *Divieto d'uso in condizionamento (nuovi impianti)*

Divieto uso HFC con GWP>150 per condizionatori portatili tipo Pinguino (ermeticamente sigillati), dal 1/1/2020

Divieto uso HFC con GWP>750 per condizionatori split contenenti meno di 3 kg di gas, dal 1/1/2025

- *Limitazioni d'uso in manutenzione (impianti esistenti)*

Divieto uso HFC con GWP>2500 per uso manutenzione impianti di refrigerazione con carica >40 tonn CO₂ equivalente (10 kg di R404A), dal 1/1/2020 ad eccezione di quelli usati per:

- impianti progettati per raffreddamento prodotti a T<-50°C
- usi militari
- fino al 2030 per il gas rigenerato e riciclato

1.4 Il fluido R1233zd(E)

Il fluido analizzato in questa tesi è l'R1233zd(E) che rientra nella categoria degli HFO, cioè idro-fluoro-olefine, di cui viene data una breve descrizione.

1.4.1 Gli HFO

In seguito alle restrizioni sull'utilizzo dei fluidi refrigeranti attualmente in uso è sorta la necessità di introdurre di nuovi sul mercato, che siano caratterizzati da valori di ODP e GWP entro i limiti stabiliti dalle normative in vigore. Una soluzione sono gli idro-fluoro-olefine (HFO) e gli idro-cloro-fluoro-olefine (HCFO), i quali sono contraddistinti dall'aver un basso valore di GWP.

Gli HFO sono fluorurati del propene che presentano un doppio legame carbonio-carbonio (C=C).

La classificazione dei refrigeranti HFO è quella basata sullo standard ANSI/ASHRAE 34 descritta nel paragrafo 1.1. In particolare per gli isomeri fluorurati di propene la designazione contiene quattro cifre seguite da due o tre lettere.

La tabella 1.2 riassume lo schema di numerazione per le prime due lettere aggiuntive che distinguono gli isomeri fluorurati di propene.

Tabella 1.2: Scheda dei suffissi proposti per gli isomeri di propene.

La prima lettera aggiuntiva si riferisce alla sostituzione sul carbonio centrale		La seconda lettera si riferisce al gruppo di sostituzione del carbonio terminale di metilene.	
Gruppo di sostituzione	Lettera	Gruppo di sostituzione	Lettera
-Cl	x	=CCl ₂	a
-F	y	=CClF	b
-H	z	=CF ₂	c
		=CHCl	d
		=CHF	e
		=CH ₂	f

Affinché un isomero fluorurato di propene abbia un valore ODP nullo è necessario che la prima lettera aggiuntiva sia y oppure z e la seconda lettera sia “c”, “è o “f”, ossia non ci sia la presenza di cloro nella formula.

La presenza di un legame doppio carbonio-carbonio, può dare luogo a degli stereoisomeri, ossia degli isomeri con lo stesso legame, ma con diverse disposizioni geometriche, indicate da una terza lettera alla fine del nome del fluido.

1.4.2 Le caratteristiche del fluido R1233zd(E).

Si riporta a seguire la tabella 1.3 contenente le proprietà fisiche e ambientali del R1233zd(E):

Tabella 1.3: proprietà fisiche e ambientali del R1233zd(E).

Designazione chimica	Trans- 1- cloro-3,3,3-trifluoropropene
Formula	C ₃ ClF ₃ H ₂
Peso molecolare [g/mol]	130
Vita in atmosfera [gg]	26
GWP	1
ODP	≈ 0
Punto di ebollizione	19 °C
Calore latente di vaporizzazione al punto di ebollizione	194 kJ/kg
Punto di congelamento	-107 °C
Pressione del vapore a 68 °F [20°C]	106.3 kPa
Densità del liquido a 68 °F [20°C]	1.296 g/ml
Conduttività termica del vapore a 20 °C	10.2 mW/mK
Tensione superficiale a 68 °F [20°C]	13.3dyne/ cm
Viscosità fase liquida a 68 °F [20°C]	0.489 cP

Si può osservare che il liquido in questione possiede caratteristiche ambientali molto favorevoli, poiché presenta un valore di GWP=1 e di ODP≈ 0, che rientrano nei limiti stabiliti dalle normative internazionali, dalla Legislazione Europea e Italiana.

CAPITOLO 2

La vaporizzazione all'interno dei tubi

2.1 Il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico

2.1.1 Definizione del coefficiente di scambio termico

Nel processo di scambio termico in convezione, la potenza termica scambiata è calcolabile utilizzando la relazione di Newton per la convezione termica:

$$q = \text{HTC} \cdot A \cdot (t_p - t_s) \quad (2.1)$$

dove

q è il flusso termico scambiato [W]

A è l'area di scambio termico [m²]

t_p è la temperatura di parete [K]

t_s è la temperatura di saturazione [K]

HTC è il coefficiente di scambio termico in convezione [W m⁻² K⁻¹].

Il coefficiente di scambio termico HTC risulta quindi definito come:

$$\text{HTC} = q / [A \cdot (t_p - t_s)] \quad (2.2)$$

Il coefficiente di scambio termico in convezione per il deflusso bifase gas-liquido è determinabile solo empiricamente, tuttavia sono stati presentati numerosi modelli che permettono di calcolarne un valore teorico, a partire dalle caratteristiche fisiche del fluido considerato e da quelle del tubo in cui scorre.

In particolare, ai vari regimi di deflusso corrispondono diversi meccanismi di scambio termico, perciò il coefficiente locale di scambio termico in vaporizzazione presenta l'andamento qualitativo mostrato in figura 2.1.

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

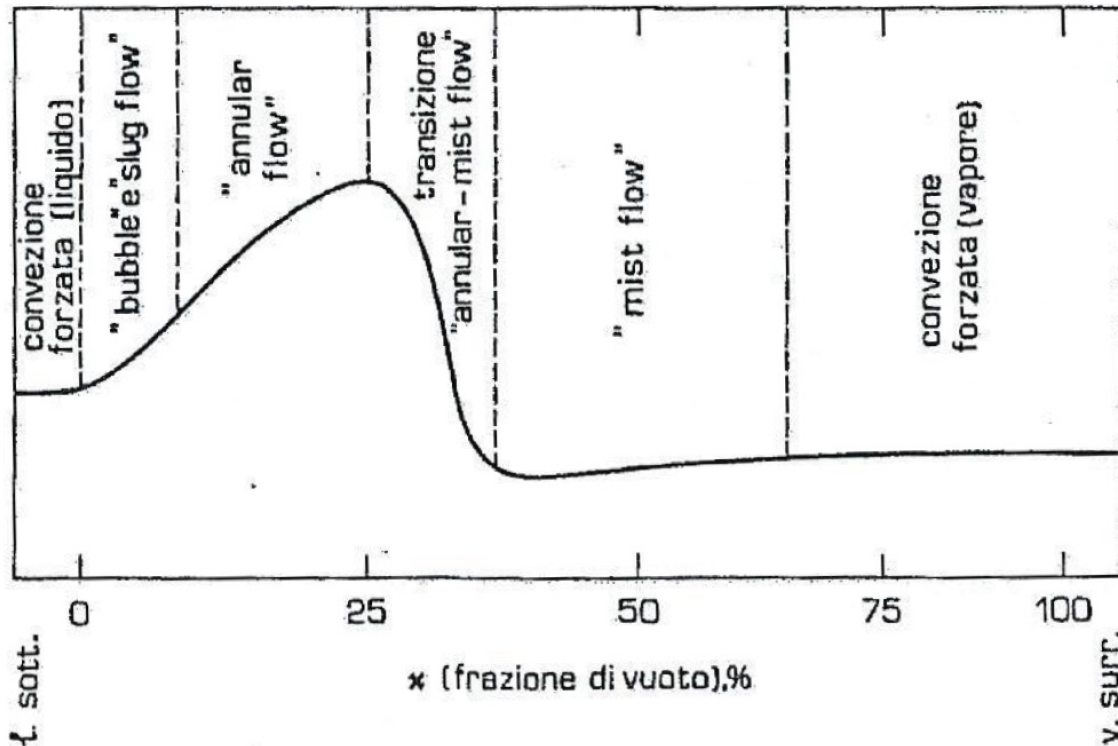


Figura 2.1: Andamento qualitativo del coefficiente di scambio termico nella vaporizzazione in convezione forzata ai diversi regimi di moto.

L'instaurarsi dell'ebollizione nucleata durante il deflusso a bolle e intermittente, fa crescere il flusso termico specifico pur con ridotti incrementi della differenza di temperature ($t_P - t_S$), aumentando in tal modo il valore di HTC.

Nel passaggio da regime anulare a quello misto, avviene una brusca diminuzione del valore dell'HTC, denominata "crisi termica". Il titolo di vapore a cui si verifica tale diminuzione è identificato come titolo critico o titolo di onset (x_{onset}).

Con il raggiungimento di tale titolo di vapore avviene l'asciugatura parziale e intermittente sulla superficie del tubo all'interno del quale scorre il fluido, causando un aumento dell'oscillazione dei valori misurati dalle termocoppie attorno ad un valore medio. Ciò comporta un incremento della deviazione standard (δ) dei valori da esse misurati, che diventa più accentuato con l'aumento del titolo di vapore.

Di seguito viene riportato, in figura 2.2, l'andamento dei valori di temperatura misurati da 3 termocoppie successive, che evidenzia l'aumento di δ .

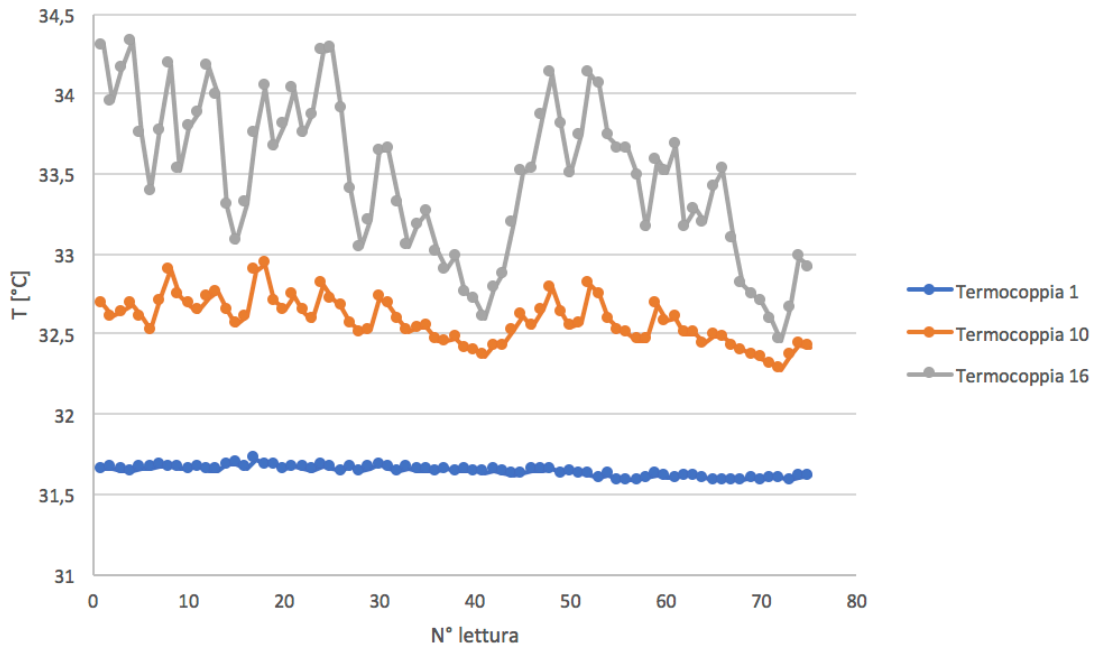


Figura 2.2: 75 letture consecutive di 3 termocoppie, all’inizio, alla fine del tubo e subito dopo il titolo critico (con $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF = 15 \text{ kW m}^{-2}$, $x_{in} = 0,701$).

2.1.2 Definizione di perdite di carico

La perdita di carico totale, cioè la diminuzione di pressione fra ingresso e uscita del canale considerato, è generalmente espressa come la somma dei contributi gravitazionale (Δp_g), di attrito (Δp_f) e di variazione di quantità di moto (Δp_a):

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_g + \Delta p_f + \Delta p_a \quad (2.3)$$

Δp_a è positivo per flussi in ebollizione a causa dell’accelerazione del flusso lungo la direzione di scorrimento del fluido, negativo per flussi in condensazione a causa della decelerazione. Il gradiente di pressione per variazione di quantità di moto può essere espresso come:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_a = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{v_g x^2}{\varepsilon} + \frac{v_l (1-x)^2}{(1-\varepsilon)} \right] \quad (2.4)$$

Il gradiente di pressione gravitazionale è espresso come:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = [\varepsilon \rho_g + (1 - \varepsilon)\rho_f]g \sin\Phi \quad (2.5)$$

dove Φ è l'angolo di inclinazione del canale; $-\left(\frac{dp}{dz}\right)_G = 0$ per flussi orizzontali.

A differenza di quanto avviene per i macro-flussi, dove gli effetti gravitazionali possono essere significativi, specialmente a basse velocità, questi effetti sono molto più trascurabili per mini/micro flussi, che sono dominati dalle alte velocità.

Il gradiente di pressione di attrito, invece, è determinabile sperimentalmente una volta misurato il gradiente totale di pressione e calcolati gli altri due contributi.

Tuttavia sono stati sviluppati diversi modelli che ne permettono un calcolo teorico.

2.2 I tubi micro alettati

I tubi micro alettati sono stati originariamente sviluppati in Giappone e il loro utilizzo intensivo è iniziato a partire dagli anni '80.

In figura 2.3 è riportata un'immagine del profilo delle alette di un tubo micro alettato, che, insieme alla figura 2.4, ne mette in evidenza le caratteristiche geometriche, le quali sono definite dal diametro interno all'apice delle alette D , il numero di alette n , il loro angolo d'elica β , il loro angolo d'apice γ , la loro altezza h , la forma della loro sezione e la loro frazione di area interna.

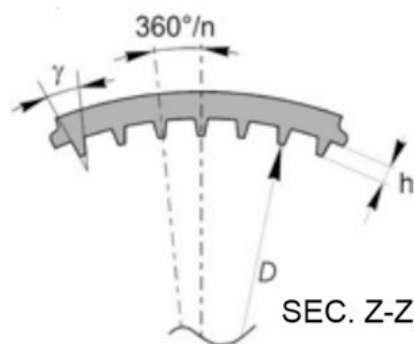


Figura 2.3: sezione verticale di un tubo micro alettato

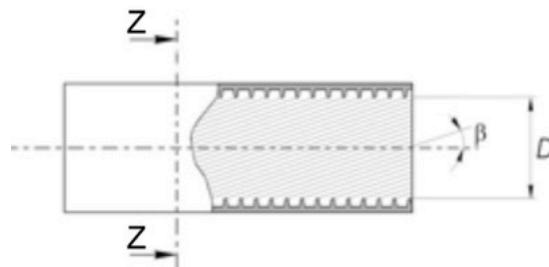


Figura 2.4: sezione orizzontale di un tubo micro alettato

La maggior parte dei tubi micro alettati sono caratterizzati da alette di forma trapezoidale con la punta arrotondata e angoli arrotondati alla base; altre forme possibili sono triangolare e rettangolare. Lo spessore delle alette non è molto rilevante, poiché l'efficienza dell'aletta è prossima a 1,0 anche in tubi in lega poiché le alette di solito sono alte solo da 0,1 a 0,3 mm.

Per applicazioni orizzontali, il calore trasferito all'interno di tubi micro alettati è circa 3 o 4 volte quello scambiato all'interno di tubi lisci per deflussi a basse velocità, mentre per

alte velocità scende fino a raggiungere il valore del rapporto fra l'area delle alette e l'area interna del tubo.

Il valore delle perdite di carico di solito varia fra il valore 1,0 a basse velocità fino ad aumentare ad un massimo di 1,5 per alte velocità.

Perciò i tubi micro alettati presentano ottime caratteristiche per quel che riguarda l'aumento del calore scambiato, ma comportano un incremento delle perdite di carico.

Per applicazioni verticali, l'aumento del calore trasferito è leggermente minore o uguale a quello delle applicazioni orizzontali, variando con la velocità del deflusso.

CAPITOLO 3

Descrizione dell'impianto sperimentale

3.1 L'impianto sperimentale

L'impianto sperimentale si trova nel Laboratorio di Nanofluidi del Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali (DTG) dell'Università di Padova.

Come mostrato in Figura 3.1, l'impianto è costituito da 3 circuiti: quello refrigerante, dell'acqua fredda e quello dell'acqua calda.

Esso è stato progettato sia per effettuare misurazioni del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico sia per la visualizzazione del flusso durante la vaporizzazione o la condensazione di refrigeranti puri o di miscele, all'interno di canali di diversa geometria.

Il fluido refrigerante è pompato attraverso il circuito per mezzo di una pompa ad ingranaggi ad accoppiamento magnetico, successivamente viene vaporizzato in uno scambiatore di calore a piastre alimentato con acqua calda per raggiungere il titolo di vapore desiderato. L'acqua calda è fornita da un bagno termostatico; sia la portata di acqua calda che la temperatura della stessa possono essere impostate indipendentemente.

Il flusso termico scambiato nello scambiatore di calore è misurato accuratamente mediante un misuratore di flusso magnetico e una termopila di tipo T. La fase di calibrazione dell'impianto ha permesso di verificare il bilancio termico fra il fluido refrigerante e l'acqua all'interno dello scambiatore. I risultati hanno evidenziato uno sbilancio sempre minore del 2%.

Il refrigerante entra nel tubo di prova micro alettato con portata specifica di massa e titolo di vapore noti ed è quindi vaporizzato mediante una resistenza elettrica di Nichel- Cromo (Ni-Cr).

La potenza elettrica fornita al campione è misurata indirettamente tramite una resistenza di riferimento calibrata e dalla misura dell'effettiva differenza di potenziale elettrico del filo di resistenza inserito nel riscaldatore di rame. La corrente è calcolata utilizzando la legge di Ohm.

Il fluido lascia la sezione di prova ed entra in un post-condensatore, uno scambiatore di calore a piastre alimentato con acqua di pozzo, dove è completamente condensato e

sottoraffreddato. Uno smorzatore connesso alla linea di aria compressa opera come regolatore di pressione per controllare le condizioni di saturazione nel ciclo del refrigerante.

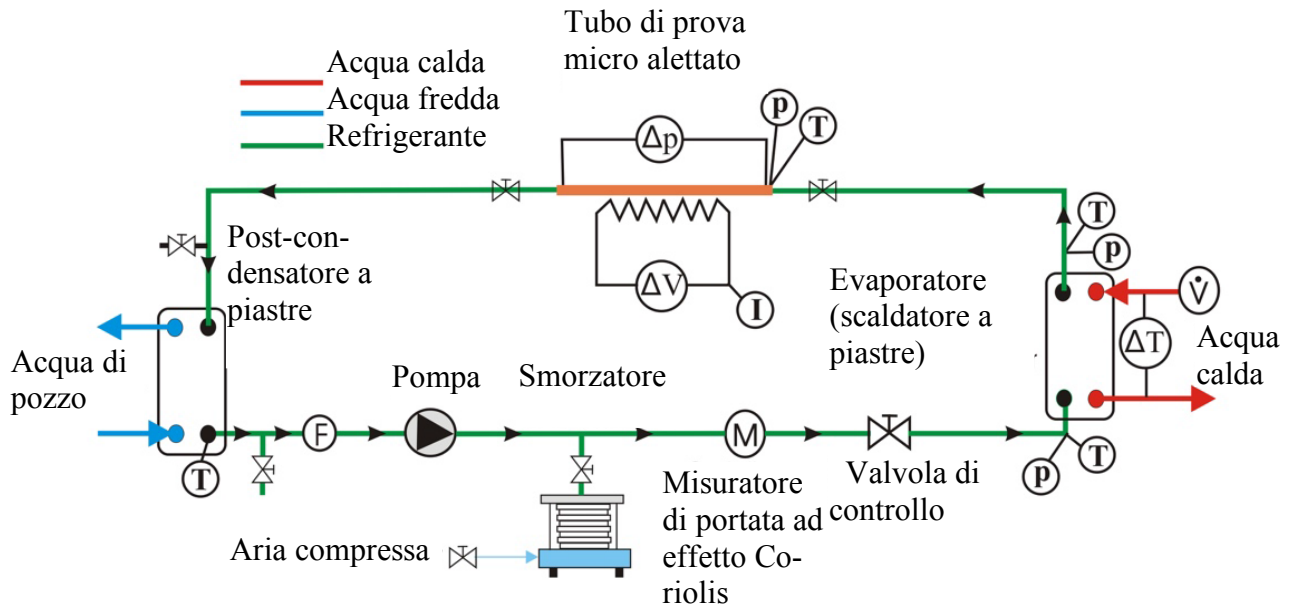


Figura 3.1: Schema dell'impianto sperimentale.

Come mostrato in Figura 3.1, la pressione "P" e la temperatura "T" del refrigerante sono misurate in diverse posizioni del circuito per conoscere le proprietà del refrigerante all'ingresso e all'uscita di ogni scambiatore di calore. La portata di refrigerante può essere controllata indipendentemente dalla pompa ad ingranaggi ed è misurata grazie ad un misuratore di portata ad effetto Coriolis. Non vi è circolazione di olio all'interno del circuito.

Tabella 3.1: incertezza degli strumenti

Trasduttore	Incertezza (k=2)
Termocopie di tipo T	± 0.1 K
Termopile di tipo T	± 0.05 K
Potenza elettrica	$\pm 0.26\%$ della lettura
Misuratore di portata di massa ad effetto Coriolis (circuito refrigerante)	$\pm 0.10\%$ della lettura

Misuratore di portata volumetrico magnetico (ciclo acqua calda)	$\pm 0.2\%$ of FS= 0.33 10 ⁻³ m ³ s ⁻¹
Trasduttore di pressione differenziale (sezione di prova)	$\pm 0.075\%$ su 0.3 MPa
Trasduttori di pressione assoluta	$\pm 0.065\%$ su FS= 4 MPa

La tabella 3.1 riporta i valori di incertezza ($k=2$) degli strumenti utilizzati nell'impianto sperimentale.

Il tubo micro alettato è stato brasato all'interno di una guida fresata sulla faccia superiore di una piastra di rame, che è lunga 200mm, larga 10mm, e alta 20mm. Sono stati eseguiti 16 fori, 1mm al di sotto del tubo micro alettato, in cui sono state collocate le termocoppie di tipo T, per monitorare l'andamento della temperatura di parete.

Un'altra guida è stata ottenuta sulla faccia inferiore della piastra di rame, per ospitare la resistenza elettrica riscaldante in Nichel-Cromo. La potenza elettrica è fornita da un generatore di corrente continua.

Per evitare le brusche cadute di tensione dovute alle contrazioni ed espansioni del fluido bifase, nel passaggio fra la sezione di prova e i tubi di ingresso e uscita, è stata progettata e realizzata una connessione speciale avente lo stesso diametro interno ($D=4.3\text{mm}$) del tubo microalettato. Le prese di pressione sono situate 25 mm a valle e a monte della piastra di rame, quindi la lunghezza del tratto per la misura delle perdite di carico è 250mm.

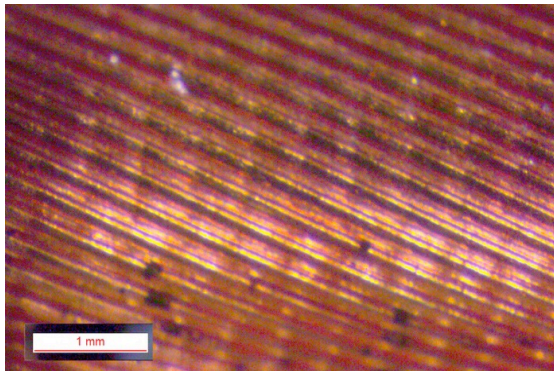
Tabella 3.2: caratteristiche tubo microfin utilizzato.

Caratteristica	Valore
Diametro esterno, DE	5,0 mm
Diametro alla punta dell'aletta, DI	4,2 mm
Angolo d'apice, γ	42 °
Angolo d'elica, β	18 °
Numero di alette, n	40
Altezza dell'aletta, h	0,15 mm
Spessore del tubo, sp	0,25 mm

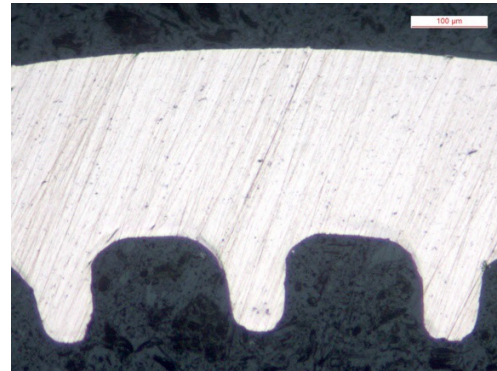
La sezione di prova è posta all'interno di un alloggiamento in alluminio riempito di uno strato di 15mm di fibra ceramica isolante per limitare il più possibile le perdite di calore dovute allo scambio termico con l'ambiente.

Nella Tabella 3.2 sono riassunte le caratteristiche geometriche principali del tubo di prova.

Considerando il tubo liscio avente lo stesso diametro interno, l'incremento dell'area di scambio è pari a 1,87.



(a)



(b)

Figura 3.2: Foto della vista longitudinale (a) e della sezione (b) del tubo micro alettato di prova.

In figura 3.2 sono riportate 2 foto del tubo micro alettato di prova, grazie alle quali si possono osservare chiaramente le alette elicoidali (a) e la loro sezione (b).

CAPITOLO 4

Regressione dei dati

4.1 Regressione dati

Come descritto nella sezione precedente, il liquido sottoraffreddato pompato dalla pompa è vaporizzato all'interno di uno scambiatore a piastre alimentato con acqua calda. Perciò, il titolo di vapore all'ingresso della sezione di prova può essere calcolato dal bilancio termico all'evaporatore a piastre:

$$q_{\text{evap}} = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (t_{w,\text{in}} - t_{w,\text{out}}) = \dot{m}_r \cdot (J_{\text{in,TS}} - J_{\text{L,sub}}) \quad (4.1)$$

dove \dot{m}_w è la portata d'acqua, $c_{p,w}$ è il calore specifico dell'acqua, $t_{w,\text{in}}$ e $t_{w,\text{out}}$ sono le temperature di ingresso e di uscita dell'acqua.

Il secondo membro dell'equazione (4.1) riporta il flusso termico scambiato dal refrigerante, dove \dot{m}_r è la portata di refrigerante, mentre $J_{\text{in,TS}}$ e $J_{\text{L,sub}}$ sono, rispettivamente l'entalpia specifica incognita all'ingresso della sezione di prova e l'entalpia specifica del liquido sottoraffreddato in ingresso allo scambiatore di calore. Una volta calcolata $J_{\text{in,TS}}$ il titolo di vapore all'ingresso della sezione può essere calcolato come:

$$x_{\text{in,TS}} = \frac{J_{\text{in,TS}} - J_{\text{L}}}{J_{\text{V}} - J_{\text{L}}} \quad (4.2)$$

dove J_{L} e J_{V} sono, rispettivamente, le entalpie specifiche del liquido saturo e del vapore saturo, valutati alla pressione di saturazione del refrigerante all'ingresso della sezione di prova. Come già descritto, la potenza elettrica fornita al campione è misurata indirettamente tramite una resistenza di riferimento calibrata e dalla misurazione dell'effettiva differenza di potenziale elettrico del filo di resistenza inserito nel riscaldatore di rame. Misure preliminari del calore trasferito hanno permesso di stimare la perdita di calore (q_{disp}) dovuta alla conduzione attraverso la sezione di prova come una funzione della temperatura media di parete. Le prove sono state effettuate in condizioni di vuoto nel canale del refrigerante fornendo la potenza necessaria a mantenere la temperatura media di parete ad un valore definito. Le misurazioni sono state eseguite facendo variare la

temperatura media di parete da 28° C a 63° C. I risultati hanno dimostrato che la dissipazione aumenta linearmente all'aumentare della temperatura media di parete. Nel range di temperature di parete provate, la perdita di calore dovuta alla conduzione attraverso la sezione di prova può essere stimata da:

$$|q_{\text{disp}}| = 0,1911 \cdot t_p \text{ [}^\circ\text{C]} - 4,3703 \text{ [W]} \quad (4.3)$$

perciò, il flusso di calore q_{TS} fornito al campione è dato da:

$$q_{\text{TS}} = P_{\text{EL}} - |q_{\text{disp}}| = \Delta V \cdot I - |q_{\text{disp}}| \quad (4.4)$$

Vale la pena sottolineare che q_{disp} variava fra il 2,5% al 4% della potenza elettrica fornita.

L'entalpia all'uscita della sezione di prova può allora essere calcolata come:

$$q_{\text{TS}} = \dot{m}_r \cdot (J_{\text{out,TS}} - J_{\text{in,TS}}) \quad (4.5)$$

Quindi, il titolo di vapore all'uscita è dato da:

$$x_{\text{out,TS}} = \frac{J_{\text{out,TS}} - J_L}{J_V - J_L} \quad (4.6)$$

dove J_L e J_V sono, rispettivamente, le entalpie specifiche del liquido saturo e del vapore saturo, valutati alla pressione di saturazione del refrigerante all'uscita della sezione di prova. Il titolo di vapore medio, x_{medio} , è la media fra i valori del titolo di vapore in ingresso e in uscita. Il coefficiente di scambio termico bifase HTC, riferito all'area nominale A , può essere definito come:

$$\text{HTC} = \frac{q_{\text{TS}}}{A \cdot (\bar{t}_{\text{parete}} - \bar{t}_{\text{saturazione}})} = \frac{q_{\text{TS}}}{\pi \cdot D \cdot L \cdot (\bar{t}_{\text{parete}} - \bar{t}_{\text{saturazione}})} \quad (4.7)$$

Dove \bar{t}_{parete} è il valore medio delle temperature di parete misurate $\bar{t}_{\text{parete},i}$, cioè:

$$\bar{t}_{\text{parete}} = \frac{1}{16} \sum_{i=1}^{16} \bar{t}_{\text{parete},i} \quad (4.8)$$

Il valore medio delle temperature di saturazione è ottenuto dai valori di pressione misurati:

$$\bar{t}_{\text{sat}} = \frac{t_{\text{sat,in}}(p_{\text{sat,in}}) + t_{\text{sat,out}}(p_{\text{sat,out}})}{2} \quad (4.9)$$

L'area nominale A è quella di un tubo liscio avente il diametro interno uguale a quello all'apice delle alette del tubo microalettato studiato.

La prestazione idraulica del tubo micro alettato è data in termini di perdita di carico per attrito, che è calcolato dalla perdita di carico totale sottraendo la variazione di pressione, dovuta alla variazione di quantità di moto, cioè:

$$\Delta p_f = \Delta p_t - \Delta p_g - \Delta p_a \quad (4.10)$$

Le perdite di carico dovute alla variazione di quantità di moto sono stimate dal modello omogeneo per il flusso bifase come segue:

$$\Delta p_a = G^2 (v_G - v_L) |\Delta x| \quad (4.11)$$

dove G è la velocità della massa di refrigerante, v_G e v_L sono i volumi specifici della fase liquida e di quella gassosa, $|\Delta x|$ è il valore assoluto della variazione del titolo di vapore attraverso l'intera sezione di prova. Il contributo gravitazionale Δp_g non è stato considerato perché il tubo micro alettato è posto orizzontalmente. Le proprietà termodinamiche e di trasporto sono stimate da RefProp v9.1 (Lemmon et al., 2013).

4.2 Analisi della deviazione standard

Per poter determinare il titolo di onset o titolo critico di inizio della crisi termica si è analizzato l'andamento della deviazione standard δ delle 16 termocoppie utilizzate.

In assenza di crisi termica, durante la vaporizzazione del refrigerante, la temperatura misurata dalle termocoppie di parete assume valore pressoché costante e non presenta delle variazioni significative. Quando si arriva alla crisi termica, la parete interna del tubo continua ad asciugarsi, venendo successivamente bagnata nuovamente; si ha quindi una variazione significativa della temperatura misurata dalle termocoppie poste in prossimità del luogo in cui avviene la crisi termica. Tali termocoppie presentano valori di deviazione standard notevolmente più elevati rispetto a quelli registrati in condizioni normali. Una volta identificate le termocoppie fra cui vi è stato un netto aumento di δ , è possibile determinare il titolo di vapore nel tratto di tubo compreso fra di esse, mediante un'interpolazione lineare:

$$x_{\text{onset}} = x_{\text{in}} + \left[\frac{x_{\text{out}} - x_{\text{in}}}{16} \right] \cdot \left[\frac{\text{pos}_1 + \text{pos}_2}{2} \right] \quad (4.12)$$

dove x_{in} e x_{out} sono i titoli di vapore all'ingresso e all'uscita del tubo, mentre pos_1 e pos_2 sono le posizioni delle termocoppie fra cui si presume si sia raggiunto il titolo di onset.

Analizzando tutti i grafici degli andamenti della deviazione standard si è quindi determinato il titolo critico o di onset per ogni set di prove con portata e flusso termico costanti.

In particolare, si è osservato che i valori di x_{onset} , determinati per diversi titoli di ingresso all'interno dello stesso set di prove, risultano compatibili fra loro, indicando quindi che l'onset avviene sempre allo stesso titolo di vapore.

4.3 Algoritmo per l'individuazione del titolo di onset

L'analisi della crisi termica è un processo generalmente manuale che può essere automatizzato in modo da renderlo più veloce e meno dipendente dall'operatore. Risulta tuttavia importante riuscire a sviluppare un algoritmo in grado di analizzare in modo corretto l'andamento delle deviazioni standard delle termocoppie. Per questo motivo si è sviluppato un algoritmo realizzato in ambiente Matlab.

L'algoritmo si sviluppa come segue: una volta aperto tramite software il file contenente la deviazione standard delle termocoppie per un determinato set di prove, corrispondenti ad una portata e un flusso termico fissati, ne è stato analizzato l'andamento per ogni termocoppia.

Si sono definite due soglie: una soglia di costanza e una di controllo, di seguito denominate S_{cost} e S_{contr} . Per determinare le termocoppie in corrispondenza delle quali la deviazione standard rimaneva costante si è creato un array, denominato A_{cost} , di 16 valori (poiché 16 è il numero di termocoppie utilizzate), inserendo nel primo elemento dell'array solo la deviazione standard della prima termocoppia.

Considerando quindi la termocoppia successiva, se la differenza relativa fra il valore della deviazione standard di questa termocoppia e di quella precedente è minore della soglia di costanza S_{cost} , il valore della sua deviazione standard viene inserito nel successivo elemento dell'array.

Questa procedura viene quindi ripetuta per tutte le termocoppie, fermandosi una volta individuate due termocoppie che non rispettino tale condizione.

Una volta terminata l'individuazione delle termocoppie a δ costante, si è proceduto con l'individuazione del titolo di onset.

Si è quindi confrontato il valore di δ delle termocoppie successive con il valore medio di A_{cost} , moltiplicato per il valore della soglia di controllo S_{contr} . La prima termocoppia a superare tale valore è stata considerata come la termocoppia a cui era avvenuta la crisi termica, il titolo di onset. Tale titolo è quindi stato determinato utilizzando l'interpolazione lineare utilizzata in precedenza, considerando la termocoppia appena individuata e quella subito prima. Si è determinato il titolo di onset per ogni set di prove ($x_{\text{onset alg}}$).

Si riporta di seguito, in figura 4.1, lo schema a blocchi dell'algoritmo utilizzato.

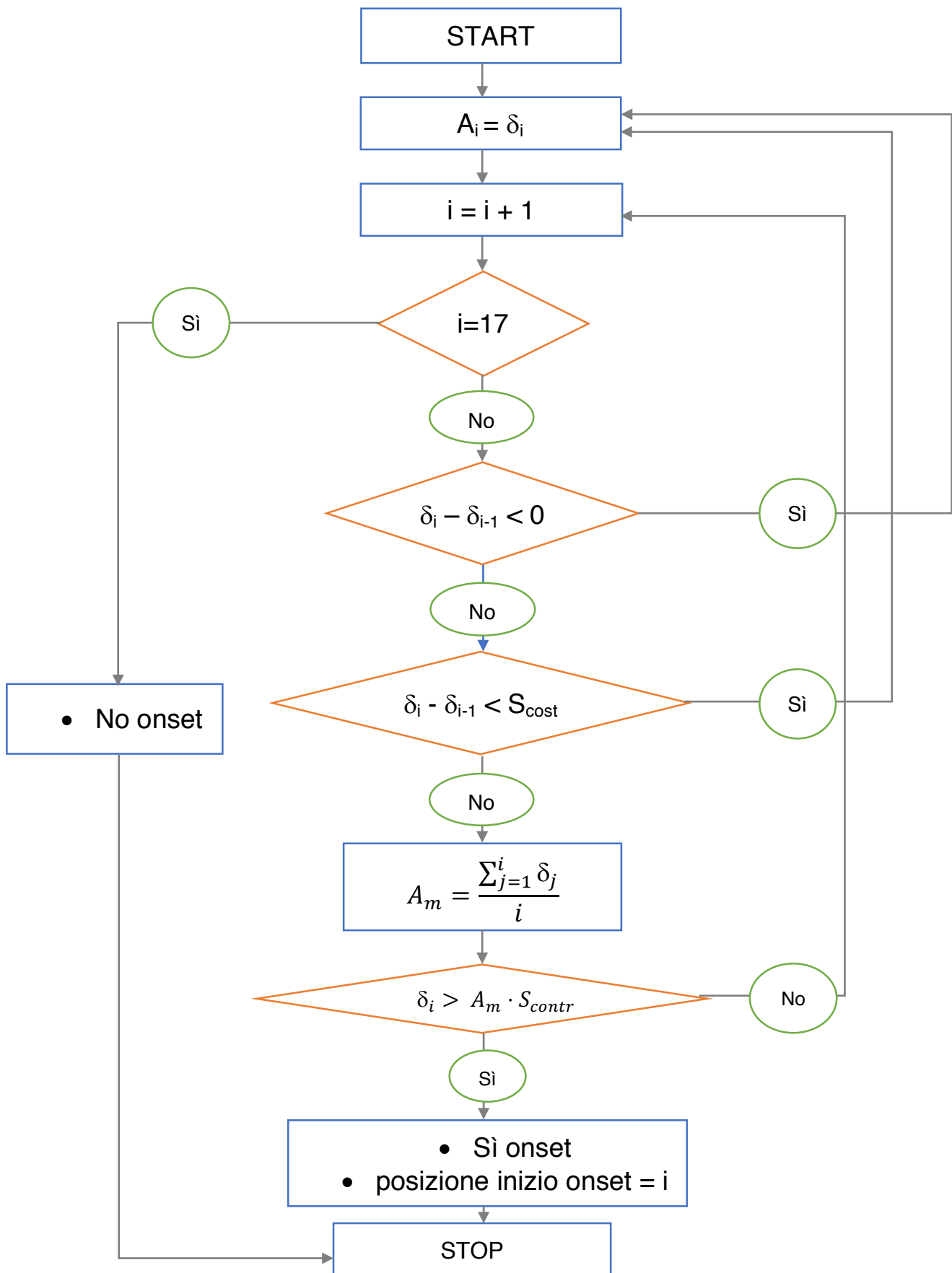


Figura 4.1: Schema a blocchi dell'algorithmo utilizzato.

Considerando come valori di riferimento per i titoli di vapore, x_{onset} , quelli ottenuti applicando l'analisi manuale dei risultati ($x_{\text{onset an}}$), si è analizzata la differenza fra quest'ultimi e i valori di $x_{\text{onset alg}}$.

Le deviazioni sono funzione dei due valori di soglia scelti e si sono quindi ricercati i valori di soglia S_{cost} e S_{contr} che minimizzano tale differenza, affinché l'algoritmo restituisca i valori di x_{onset} più accurati possibile.

Per determinare quanti fra i valori di $x_{\text{onset alg}}$ e $x_{\text{onset an}}$ risultino compatibili, e quindi la qualità dell'algoritmo, si è verificato che la differenza fra tali valori, per uno stesso set di prove, fosse minore dell'incertezza di misura massima su x_{onset} .

4.4 Analisi dell'incertezza

Si consideri un misurando del tipo $X = f(X_1, X_2, \dots, X_n)$ ottenuto come misurazione indiretta, dove X rappresenta il misurando finale e X_1, X_2, \dots, X_n le variabili indipendenti ottenute dalle indicazioni dirette fornite dai singoli strumenti di misurazione. L'incertezza u_x sul misurando X può essere ottenuta nel seguente modo.

$$u_x = \sqrt{\sum_i^L \left(\frac{\partial f}{\partial X_i}\right)^2 * u_{xi}^2} \quad (4.13)$$

dove le derivate parziali rappresentano i coefficienti di sensibilità e u_{xi} sono le incertezze sulle variabili indipendenti.

Pertanto è possibile determinare l'incertezza su tutti i valori ottenuti.

Si riportano di seguito le formule utilizzate per il calcolo delle incertezze sulle misure indirette ottenute e i valori di tali incertezze.

4.4.1 Incertezza sul calore scambiato nell'evaporatore

L'equazione per il bilancio termico è la seguente:

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (4.14)$$

e le relazioni fondamentali per il calcolo dell'incertezza su q_{evap} sono:

$$\begin{array}{ll} \frac{\partial q}{\partial \dot{m}} = c_p \Delta t & u_{\dot{m}} = 0,072 \text{ l/h} \\ \frac{\partial q}{\partial c_p} = \dot{m} \Delta t & u_{c_p} = 1\% c_p \\ \frac{\partial q}{\partial \Delta t} = \dot{m} c_p & u_{\Delta t} = 0,05 \text{ K} \end{array}$$

La tabella 4.1 riporta l'incertezza media e massima sulle variabili indipendenti e su q_{evap} , il cui andamento è riportato in funzione della portata, in figura 4.2, e in funzione del titolo di vapore medio, in figura 4.3. In particolare si nota che la distribuzione dei valori dell'incertezza ha un andamento inversamente proporzionale al titolo di vapore, ed è principalmente inferiore al 5%.

Tabella 4.1: Incertezza sperimentale su q_{evap}

	\dot{m} [l/s]	Δt [K]	q_{evap} [W]
u_{media}	0,0002	0,05	4,608
u_{max}	1,1521	0,05	25,052

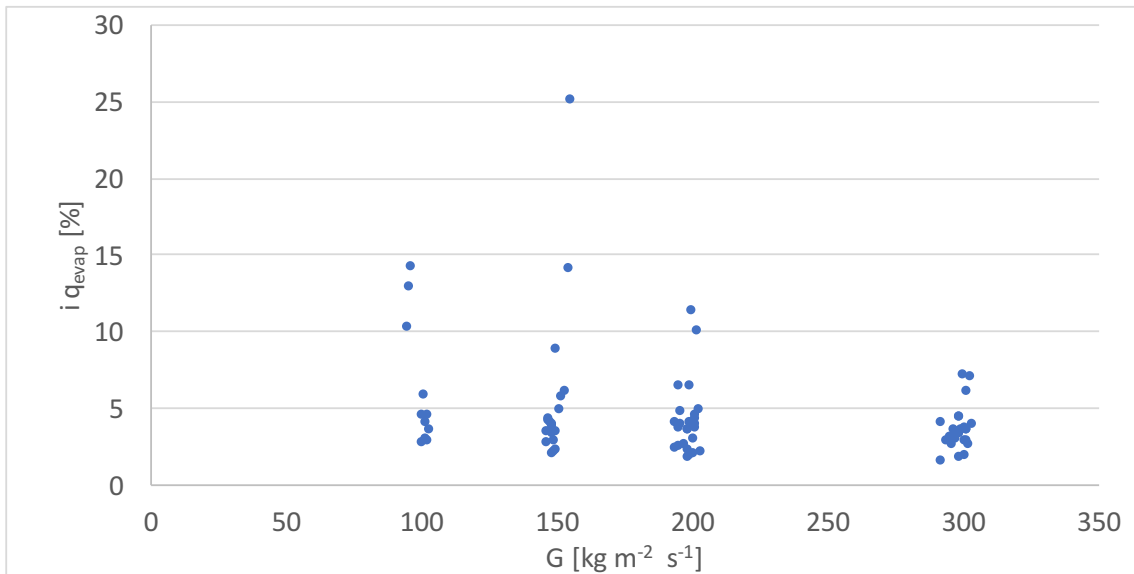


Figura 4.2: andamento dell'incertezza su q_{evap} al variare della portata.

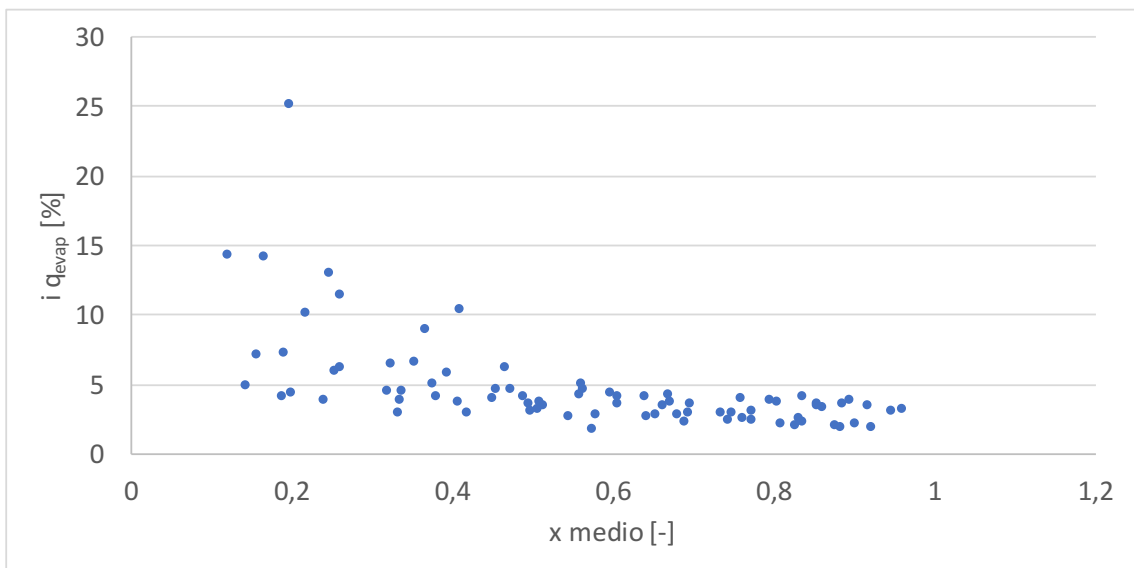


Figura 4.3: andamento dell'incertezza su q_{evap} al variare del titolo di vapore medio.

4.4.2 Incertezza sull'entalpia in ingresso al tubo microfin

L'equazione per il calcolo dell'entalpia all'ingresso della sezione è la seguente:

$$h_{in\ TS} = h_{in} + \frac{q_{evap}}{\dot{m}_r} \quad (4.15)$$

e le relazioni fondamentali per il calcolo dell'incertezza su $h_{in\ TS}$ sono:

$$\frac{\partial h_{in\ TS}}{\partial h_{in}} = \frac{q_{evap}}{\dot{m}_r} \quad u_{h_{in}} = 1\% h_{in}$$

$$\frac{\partial h_{in\ TS}}{\partial q_{evap}} = \frac{1}{\dot{m}_r}$$

$$\frac{\partial h_{in\ TS}}{\partial \dot{m}_r} = \frac{1}{\dot{m}_r^2} \quad u_{\dot{m}_r} = 0,2\% \dot{m}_r$$

La tabella 4.2 riporta l'incertezza media e massima sulle variabili indipendenti e su $h_{in\ TS}$, il cui andamento è riportato in funzione della portata, in figura 4.4, e in funzione del titolo di vapore medio, in figura 4.5. In particolare si può riscontrare che, al variare del titolo di vapore, i valori di incertezza sono distribuiti uniformemente in una fascia fra l'1 e il 2%.

Tabella 4.2: Incertezza sperimentale su $h_{in,TS}$.

	$h_{in,TS}$ [kJ/kg]
u_{media}	4,341
u_{max}	6,752

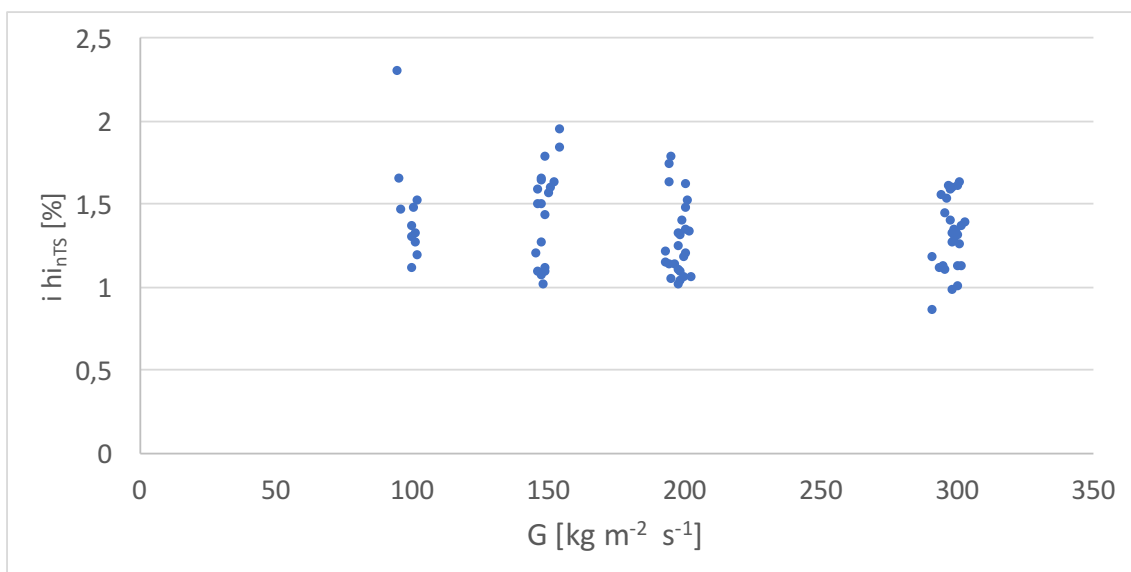


Figura 4.4: Incertezza sperimentale su $h_{in,TS}$ al variare della portata.

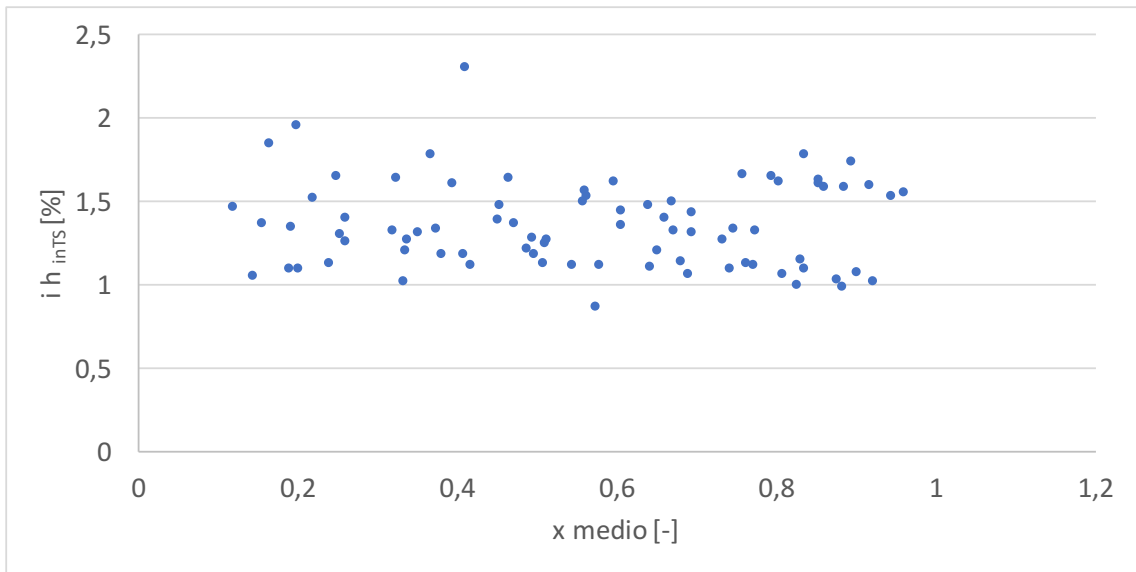


Figura 4.5: Incertezza sperimentale su $h_{in,TS}$ al variare del titolo di vapore medio.

4.4.3 Incertezza sul titolo di vapore in ingresso

L'equazione per il calcolo di x_{in} è la seguente:

$$x_{in} = \frac{h_{inTS} - h_L}{h_V - h_L} \quad (4.16)$$

e le relazioni fondamentali per il calcolo dell'incertezza su x_{in} sono:

$$\frac{\partial x_{in}}{\partial h_{inTS}} = \frac{1}{h_V - h_L}$$

$$\frac{\partial x_{in}}{\partial h_V} = \frac{h_{inTS} - h_L}{(h_V - h_L)^2} \quad u_{h_V} = 1\% \ h_V$$

$$\frac{\partial x_{in}}{\partial h_L} = \frac{h_{inTS} - h_V}{(h_V - h_L)^2} \quad u_{h_L} = 1\% \ h_L$$

La tabella 4.3 riporta l'incertezza media e massima sulle variabili indipendenti e su x_{in} , il cui andamento è riportato in funzione della portata, in figura 4.6, e in funzione del titolo di vapore medio, in figura 4.7. Si può inoltre notare che l'andamento dell'incertezza presenta un andamento inversamente proporzionale al titolo di vapore.

Tabella 4.3: Incertezza sperimentale su x_{in} .

	x_{in} [-]
u_{media}	0,0240
u_{max}	0,0365

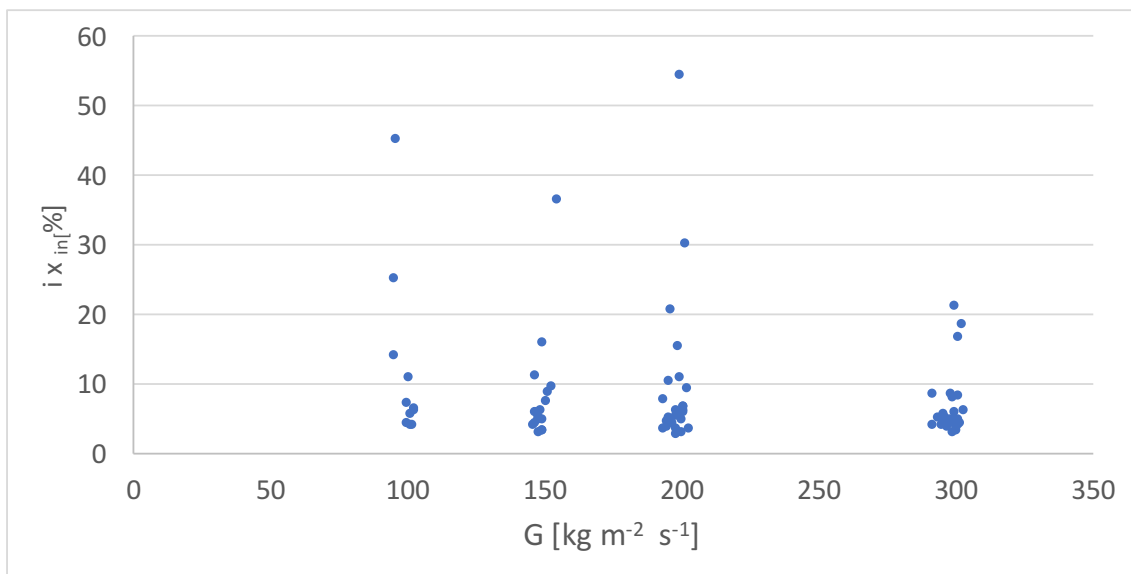


Figura 4.6: Incertezza sperimentale su x_{in} al variare della portata.

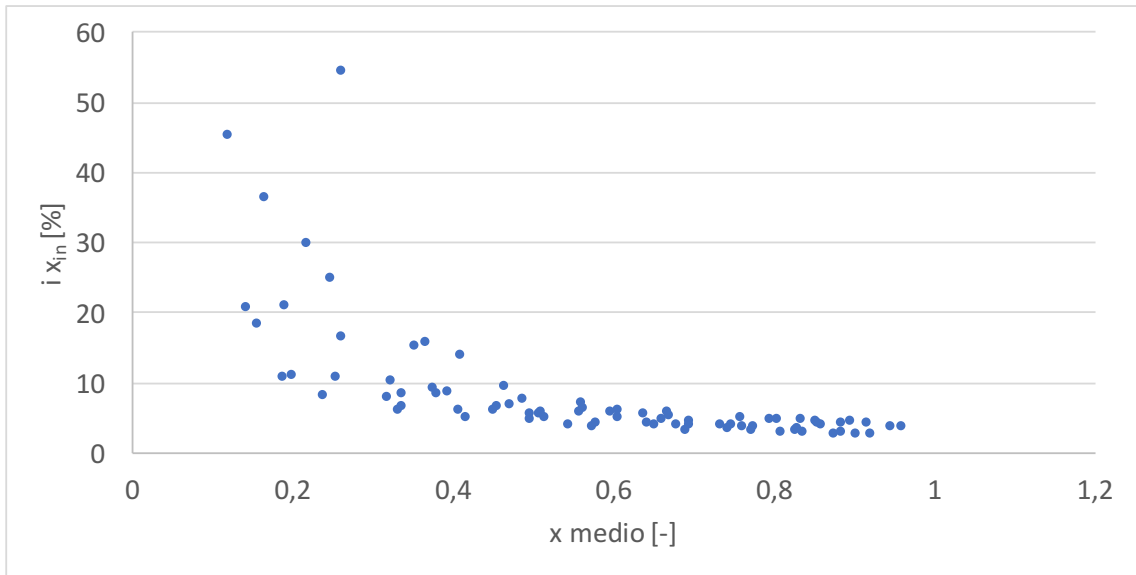


Figura 4.7: Incertezza sperimentale su x_{in} al variare del titolo di vapore medio.

4.4.4 Incertezza sul coefficiente di scambio termico

L'equazione per il calcolo di HTC è la seguente:

$$HTC = \frac{q_{TS}}{A \cdot (\bar{t}_p - \bar{t}_{sat})} \quad (4.17)$$

e le relazioni fondamentali per il calcolo dell'incertezza su HTC sono:

$$\frac{\partial HTC}{\partial q_{TS}} = \frac{1}{A \cdot (\bar{t}_p - \bar{t}_{sat})}$$

$$\frac{\partial HTC}{\partial (\bar{t}_p - \bar{t}_{sat})} = \frac{h_{in,TS} - h_L}{(h_V - h_L)^2}$$

La tabella 4.4 riporta l'incertezza media e massima sulle variabili indipendenti e su HTC, il cui andamento è riportato in funzione della portata, in figura 4.8, e in funzione del titolo di vapore medio, in figura 4.9. In particolare si osserva che i valori di incertezza variano rispetto al titolo di vapore con distribuzione aleatoria, ma sempre al di sotto del 20%.

Tabella 4.4: Incertezza sperimentale su HTC.

	HTC [W/(m ² K)]
u _{media}	732,22
u _{max}	2386,20

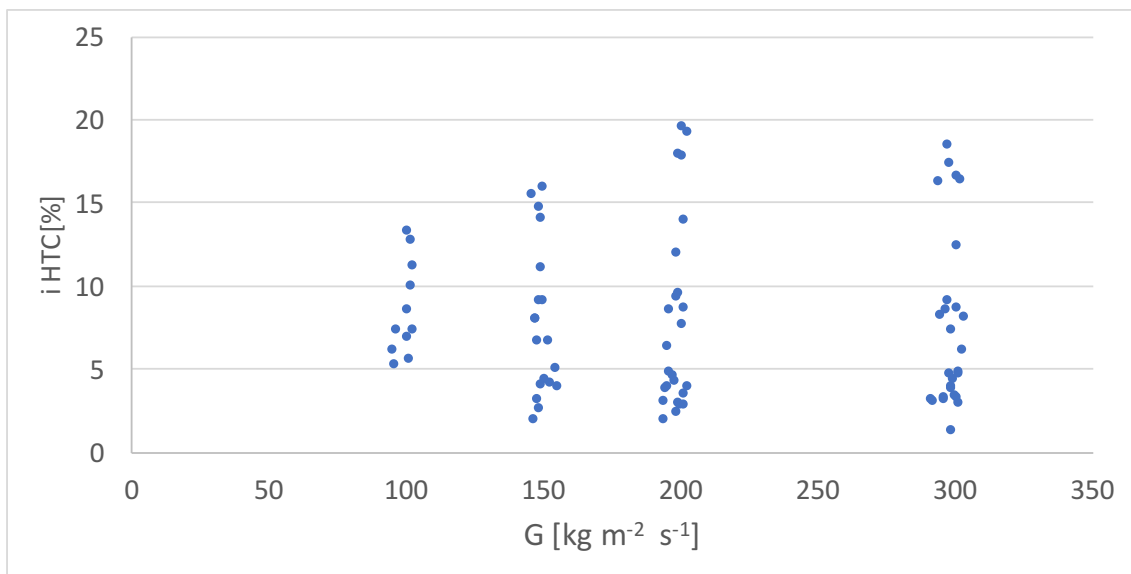


Figura 4.8: Incertezza sperimentale su HTC al variare della portata.

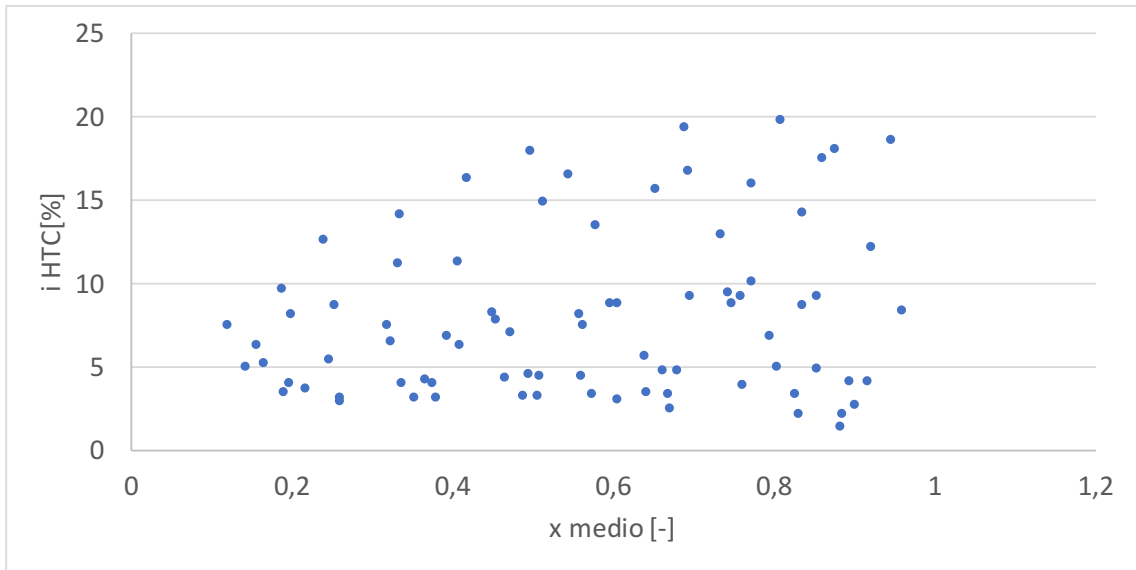


Figura 4.9: Incertezza sperimentale su HTC al variare del titolo medio di vapore.

4.4.5 Incertezza sulle perdite di carico

Le perdite di carico del refrigerante sono una misura diretta, ottenuta con un'incertezza di ± 225 Pa.

CAPITOLO 5

Risultati sperimentali

Le prove sperimentali sono state effettuate con valori di portata per unità di area, G , pari a 100, 150, 200 e 300 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e valori di flusso termico, HF , pari a 15, 30, 60 e 90 kW m^{-2} .

Tuttavia, per elevati flussi termici non sono state considerate tutte le portate, poiché presentavano variazioni del titolo di vapore superiori a 0,32, che è stato considerato come valore minimo accettabile.

5.1 Coefficiente di scambio termico al variare del titolo di vapore

5.1.1 Portata variabile

Di seguito vengono presentati gli andamenti del coefficiente di scambio termico HTC al variare del titolo di vapore, per un determinato flusso termico HF e differenti portate G .

Si osserva che l'andamento generale è crescente con il titolo di vapore per un primo tratto, seguito da un tratto con andamento decrescente; tale variazione dell'andamento evidenzia il raggiungimento della crisi termica.

Nella figura 5.1 si osserva che, all'aumentare della portata, aumenta anche il coefficiente di scambio termico e la crisi termica avviene per titoli di vapore più elevati, fino a non verificarsi ad una portata pari a 300 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. Ciò avviene perché si ha una maggiore presenza di liquido nelle scanalature tra le alette della parte superiore del tubo.

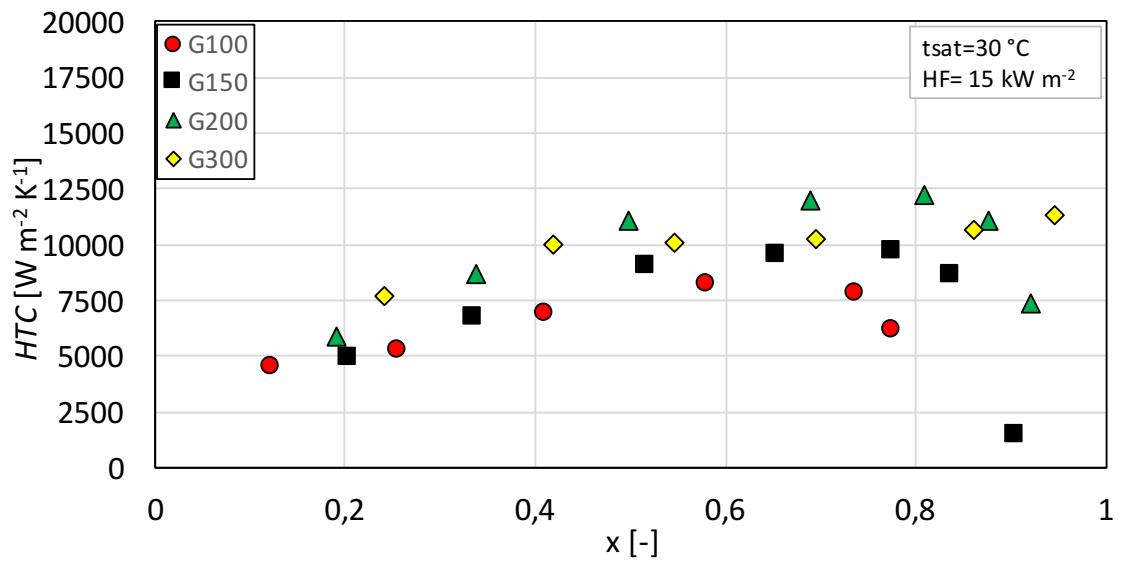


Figura 5.1: andamento del coefficiente HTC al variare del titolo di vapore x , con $HF= 15 \text{ kW m}^{-2}$

In figura 5.2 e 5.3 è possibile osservare che, al crescere del flusso termico, la distribuzione dei valori del coefficiente di scambio termico prima della crisi termica, per le varie portate, tende a concentrarsi all'interno di una fascia sempre più ristretta; inoltre il titolo di vapore a cui avviene la crisi termica aumenta al crescere della portata, in modo tanto più evidente quanto più è elevato il flusso termico.

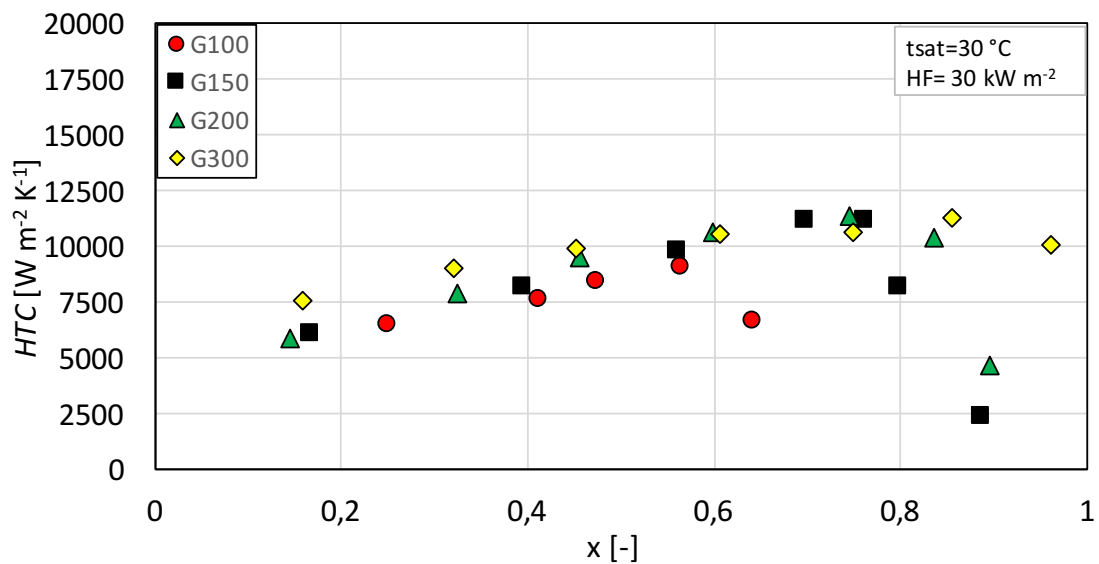


Figura 5.2: andamento del coefficiente HTC al variare del titolo di vapore x , con $HF= 30 \text{ kW m}^{-2}$

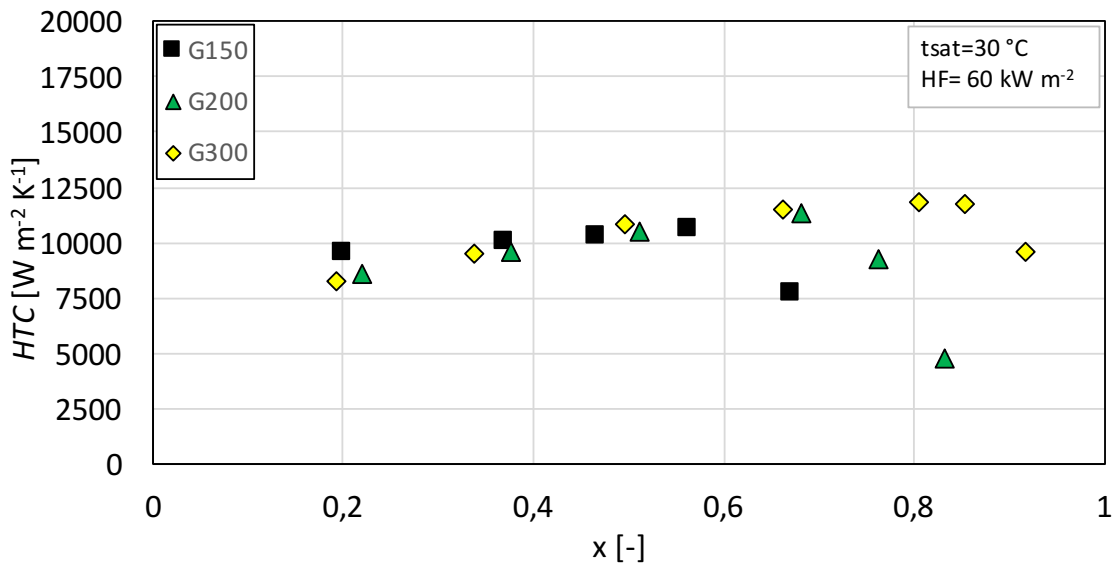


Figura 5.3: andamento del coefficiente HTC al variare del titolo di vapore x , con $HF=60 \text{ kW m}^{-2}$

In figura 5.4 si nota che, prima del raggiungimento della crisi termica, i valori del coefficiente di scambio termico per le due portate risultano sovrapposti.

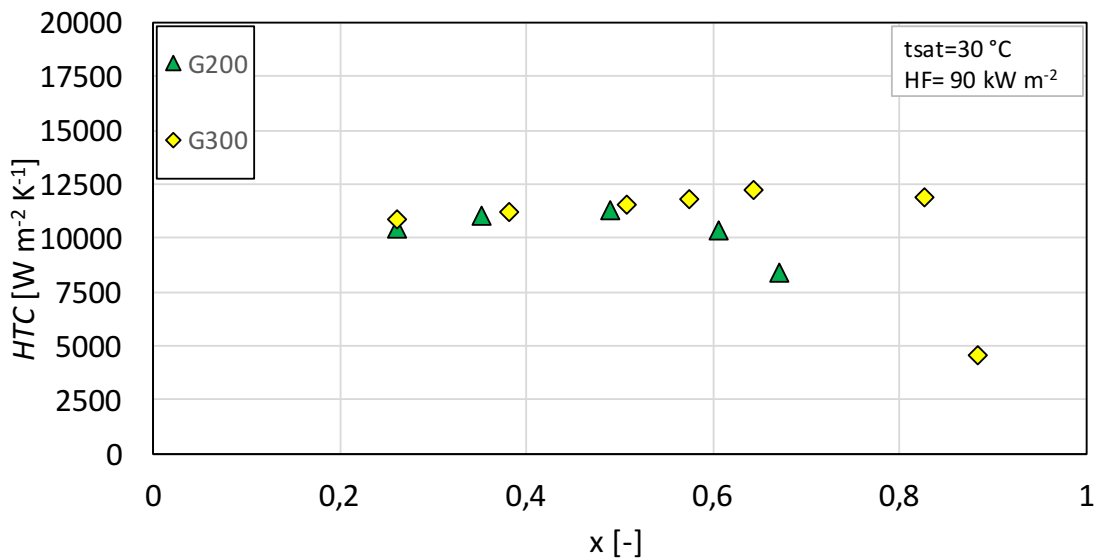


Figura 5.4: andamento del coefficiente HTC al variare del titolo di vapore x , con $HF=90 \text{ kW m}^{-2}$

5.1.2 Flusso termico variabile

Di seguito vengono presentati gli andamenti del coefficiente di scambio termico HTC al variare del titolo di vapore, per una determinata portata e flusso termico variabile.

Si osserva, in figura 5.5, che con $HF=30 \text{ kW m}^{-2}$, l'andamento del coefficiente di scambio termico assume valori più elevati rispetto alla serie con $HF=15 \text{ kW m}^{-2}$, mentre la crisi termica avviene ad un titolo di vapore minore.

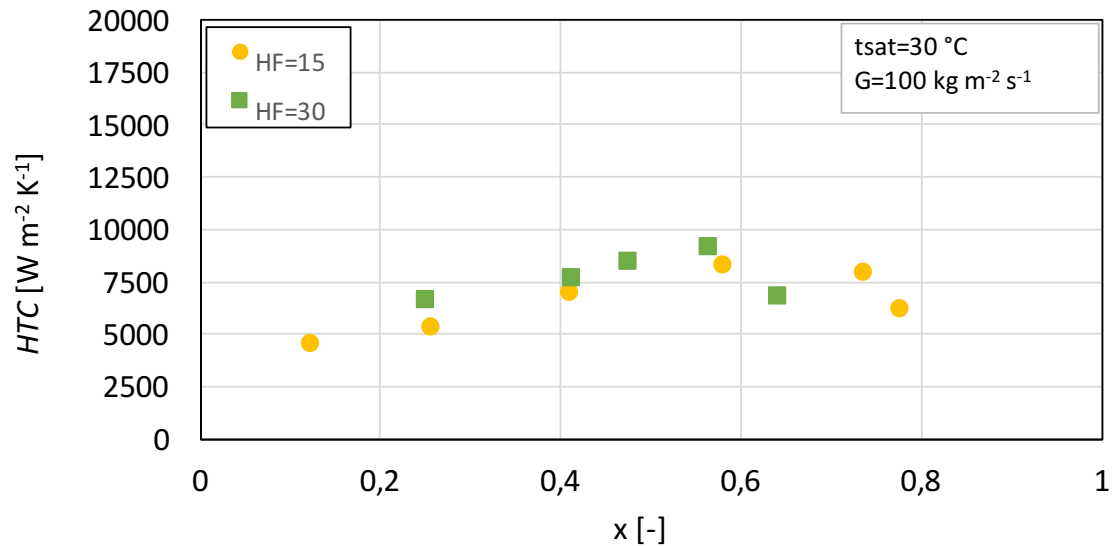


Figura 5.5: andamento del coefficiente HTC al variare del titolo di vapore x, con $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

In figura 5.6 si può osservare che l'andamento del coefficiente di scambio termico prima della crisi termica presenta una minore pendenza, maggiore è il valore del flusso termico.

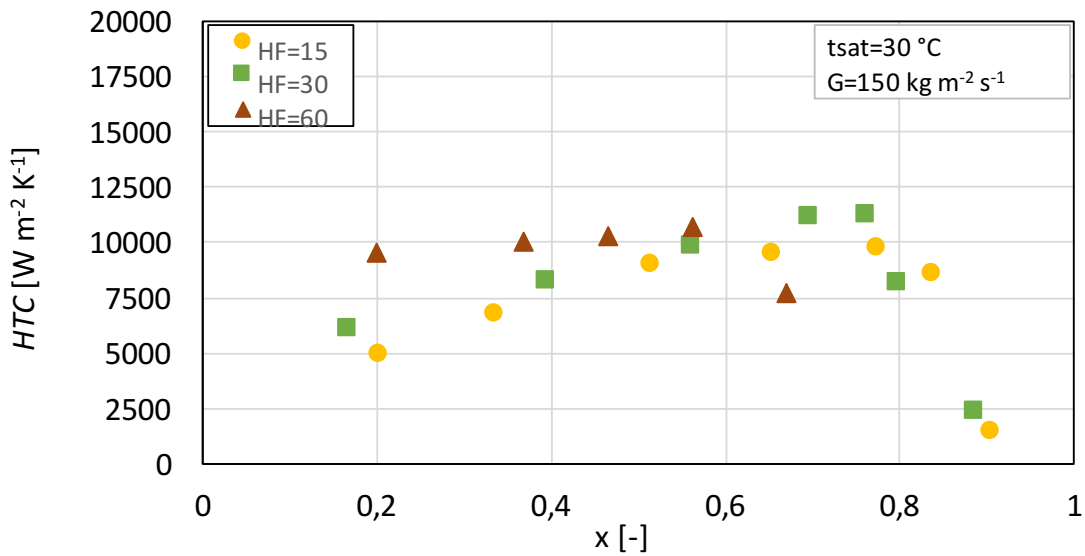


Figura 5.6: andamento del coefficiente HTC al variare del titolo di vapore x, con $G=150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

Analogamente, in figura 5.7 e 5.8, si può notare come, con l'aumento del flusso termico, vi sia una riduzione della pendenza dell'andamento dei valori del coefficiente di scambio termico, prima della crisi termica, e il titolo di vapore a cui quest'ultima avviene diminuisce al crescere di HF.

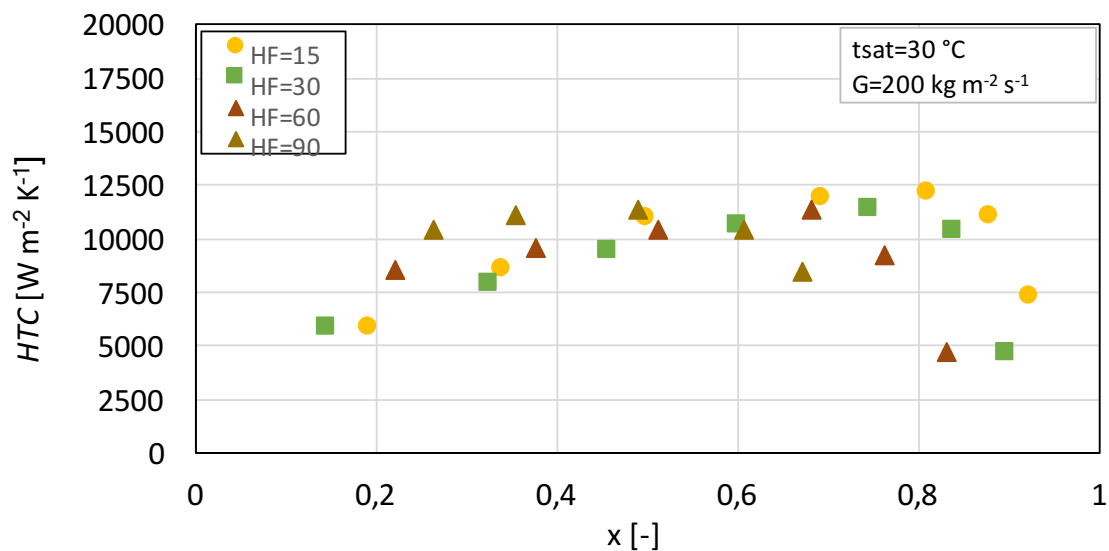


Figura 5.7: andamento del coefficiente HTC al variare del titolo di vapore x, con $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

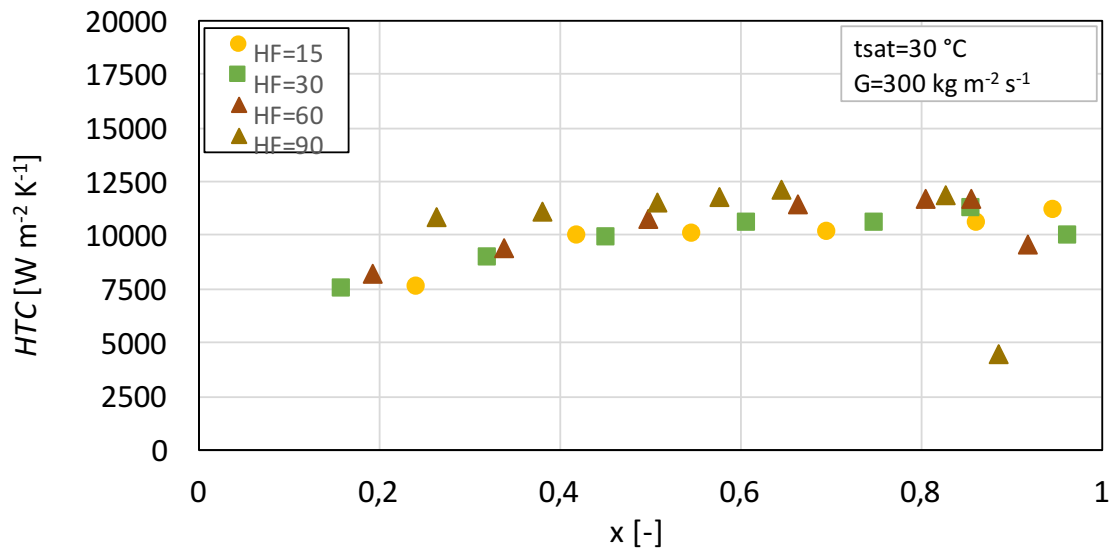


Figura 5.8: andamento del coefficiente HTC al variare del titolo di vapore x, con $G=300\text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

5.2 Perdite di carico al variare del titolo di vapore

5.2.1 Portata variabile

Di seguito vengono presentati gli andamenti delle perdite di carico al variare del titolo di vapore, per un determinato flusso termico e portata variabile.

In figura 5.9 si osserva che le perdite aumentano all'aumentare del titolo medio, poiché aumenta la componente di vapore nel deflusso bifase che comporta maggiori perdite rispetto al liquido, poiché presenta un volume specifico e una velocità maggiore. Le perdite di carico diminuiscono a titoli elevati, e ciò è dovuto probabilmente al fatto che la poca fase liquida è trascinata all'interno della corrente di vapore. Dunque il sistema si sta portando in condizioni di deflusso monofase di vapore surriscaldato.

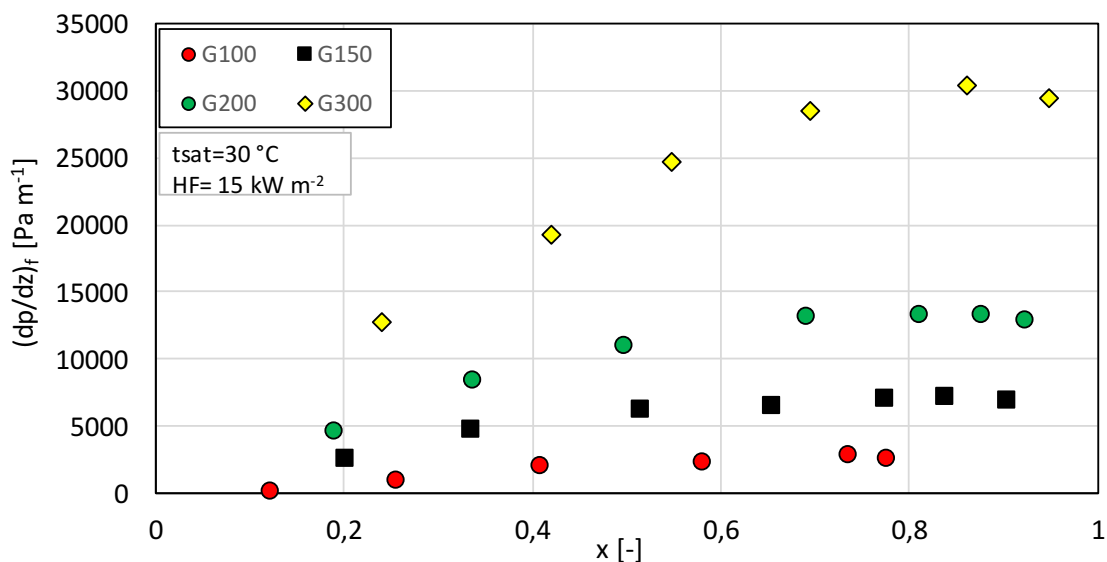


Figura 5.9: andamento delle perdite di carico al variare del titolo di vapore x , con $HF= 15\text{ kW m}^{-2}$

Si può osservare, nelle figure 5.10, 5.11 e 5.12, che le perdite di carico aumentano con l'aumentare della portata, mentre l'aumento di flusso termico non comporta una sensibile variazione dell'andamento dei valori delle perdite.

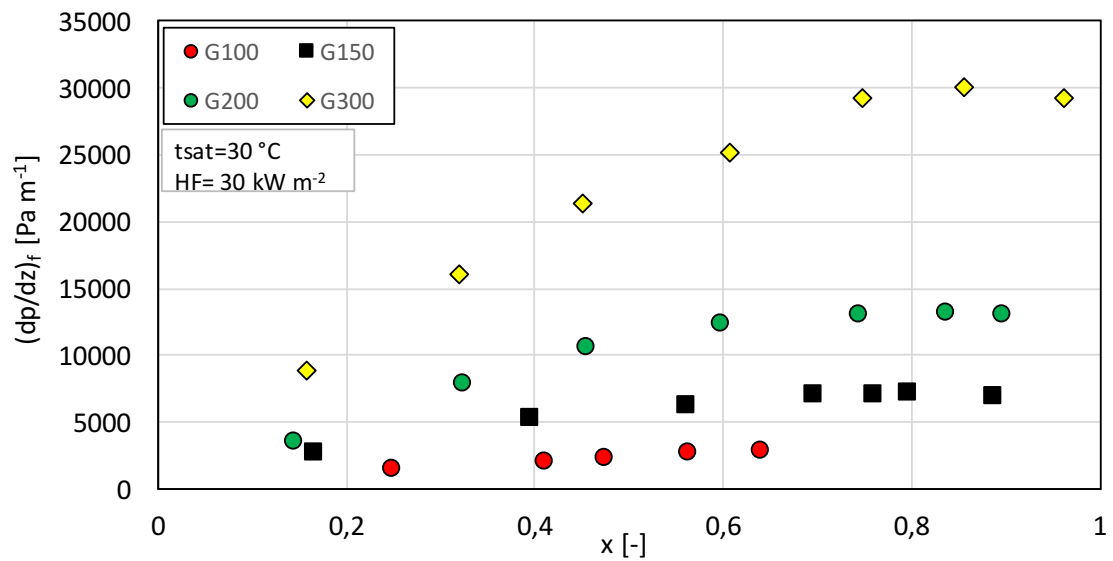


Figura 5.10: andamento delle perdite di carico al variare del titolo di vapore x , con $HF= 30 \text{ kW m}^{-2}$

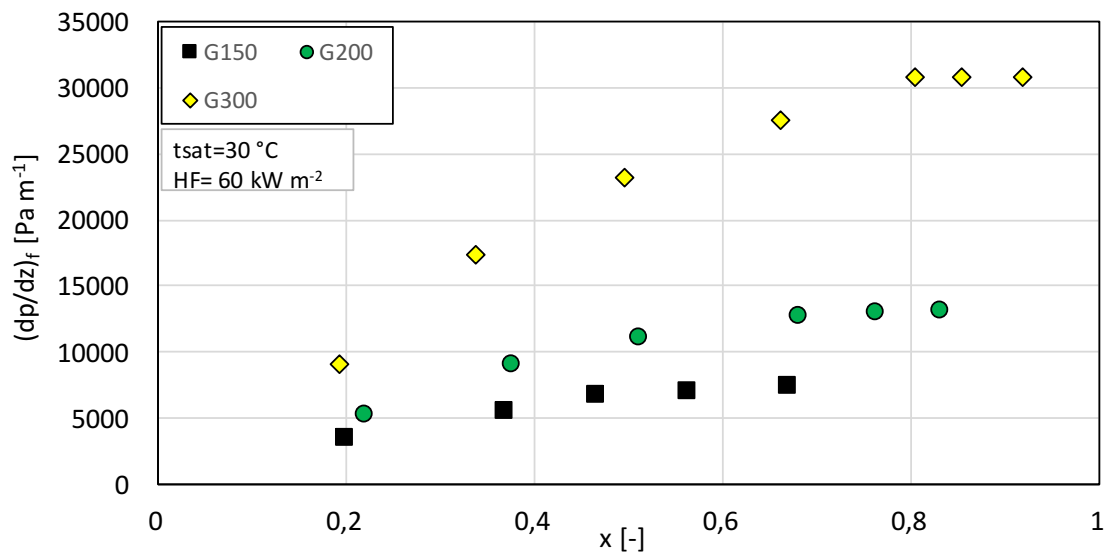


Figura 5.11: andamento delle perdite di carico al variare del titolo di vapore x , con $HF= 60 \text{ kW m}^{-2}$

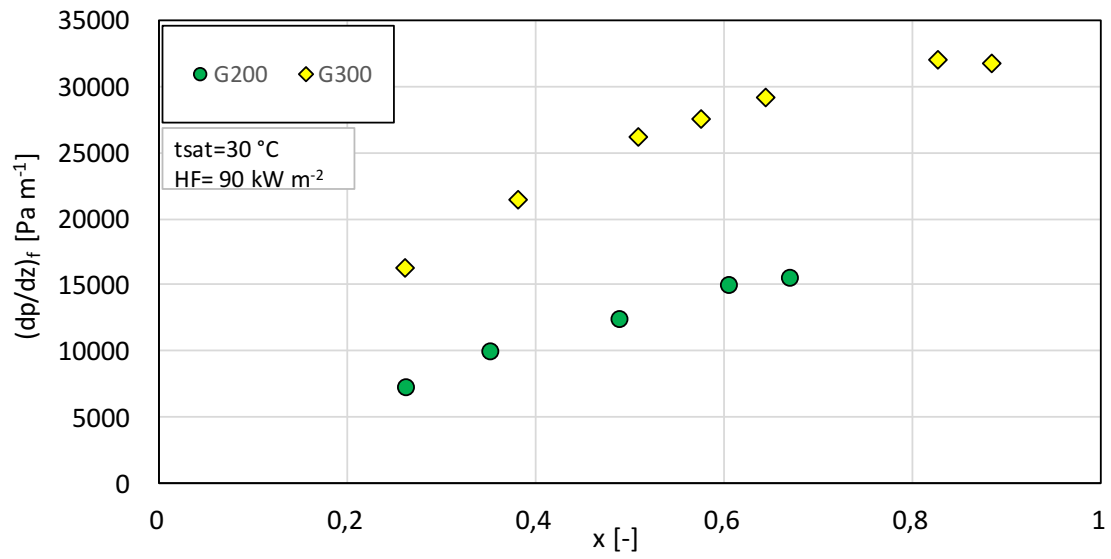


Figura 5.12: andamento delle perdite di carico al variare del titolo di vapore x , con $HF= 90 \text{ kW m}^{-2}$

5.2.2 Flusso termico variabile

Di seguito vengono presentati gli andamenti delle perdite di carico al variare del titolo di vapore, per una determinata portata e flusso termico variabile.

Dalle figure 5.13, 5.14 e 5.15 si evince che una variazione di flusso termico non comporta una sensibile variazione dei valori delle perdite di carico, che presentano un andamento crescente con l'aumento del titolo di vapore.

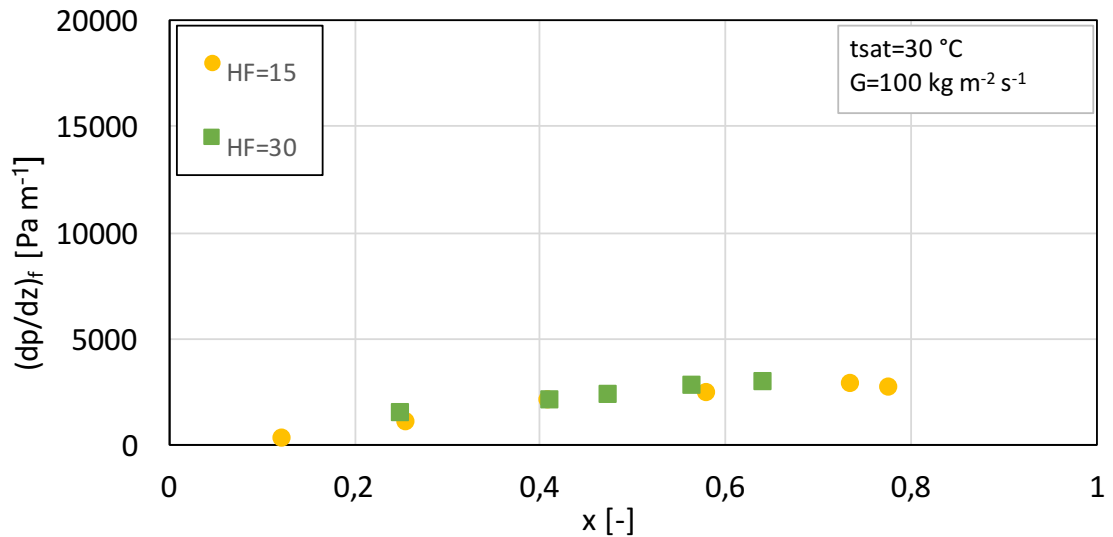


Figura 5.13: andamento delle perdite di carico al variare del titolo di vapore x , con $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

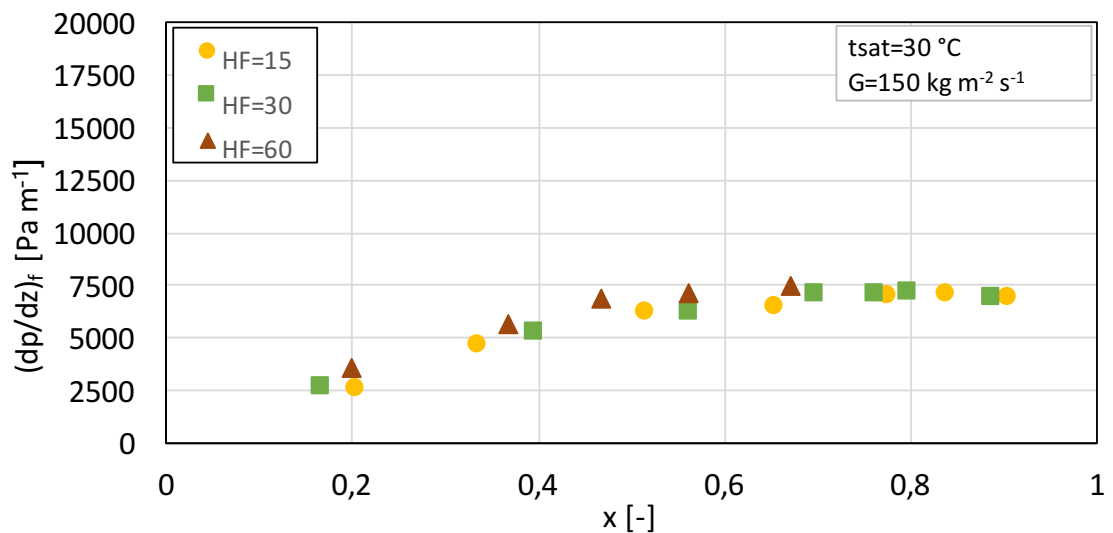


Figura 5.14: andamento delle perdite di carico al variare del titolo di vapore x , con $G=150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

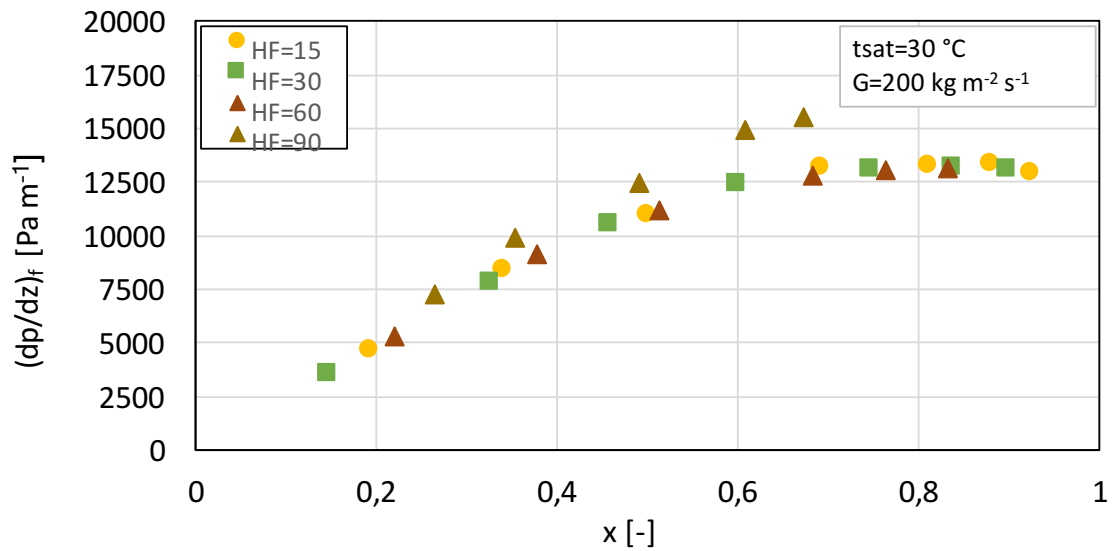


Figura 5.15: andamento delle perdite di carico al variare del titolo di vapore x , con $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

In figura 5.16 è possibile osservare una distribuzione meno omogenea dei valori delle perdite di carico; tuttavia tale distribuzione non sembra legata al valore di flusso termico, poiché per $HF = 60 \text{ kW m}^{-2}$ e 30 kW m^{-2} i valori delle perdite risultano inferiori sia dei valori con $HF = 15 \text{ kW m}^{-2}$, che con $HF = 90 \text{ kW m}^{-2}$.

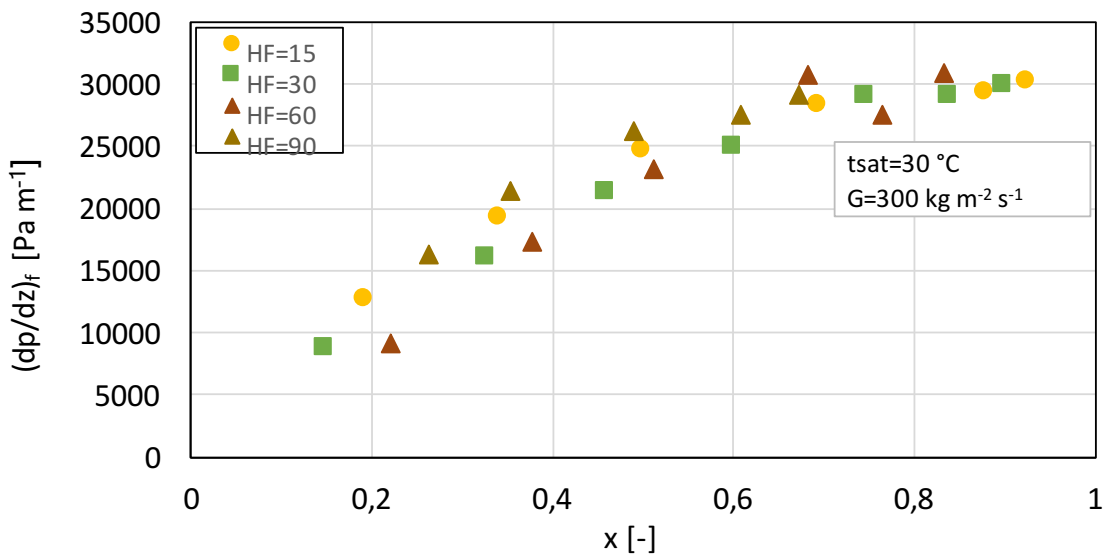


Figura 5.16: andamento delle perdite di carico al variare del titolo di vapore x , con $G=300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

5.3 Analisi della deviazione standard

Di seguito viene presentato l'andamento della deviazione standard delle termocoppie utilizzate, con portata e flusso termico costanti, per diversi titoli di vapore all'ingresso del tubo microfin. Inoltre vengono riportate le posizioni delle termocoppie in corrispondenza delle quali si è considerato essere avvenuta la crisi termica, e il valore di x_{onset} determinato, per i vari valori di x_{in} .

In figura 5.17 si osserva che per i titoli di ingresso inferiori a 0,661 la deviazione standard resta all'incirca costante, mentre per $x_{in} = 0,661$ e $x_{in} = 0,701$, come riportato in tabella 5.1, si ha un aumento notevole della deviazione standard fra le termocoppie, rispettivamente per i due titoli di vapore, 12-13 e 10-11; tale aumento evidenzia il raggiungimento del titolo di onset.

Tabella 5.1: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF = 15 \text{ kW m}^{-2}$

x_{in} [-]	pos. onset [-]	x_{onset} [-]
0,701	10	0,789
0,661	12	0,768

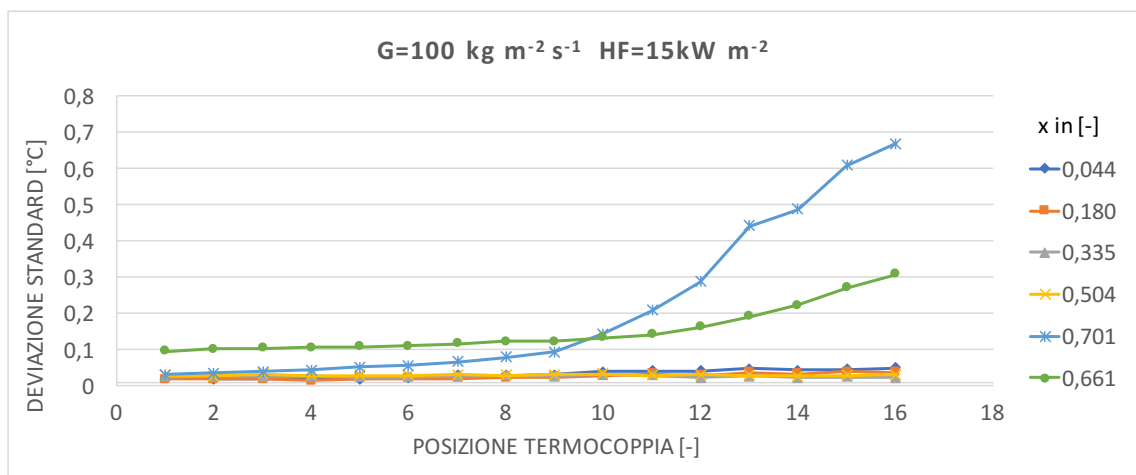


Figura 5.17: andamento della deviazione standard, con $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF = 15 \text{ kW m}^{-2}$

Nella tabella 5.2 si evidenzia che si ha un aumento sensibile della deviazione standard solamente per $x_{in} = 0,786$ e $x_{in} = 0,854$, come riscontrabile dalla figura 5.18.

Tabella 5.2: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 15 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,786	6	0,821
0,854	3	0,869

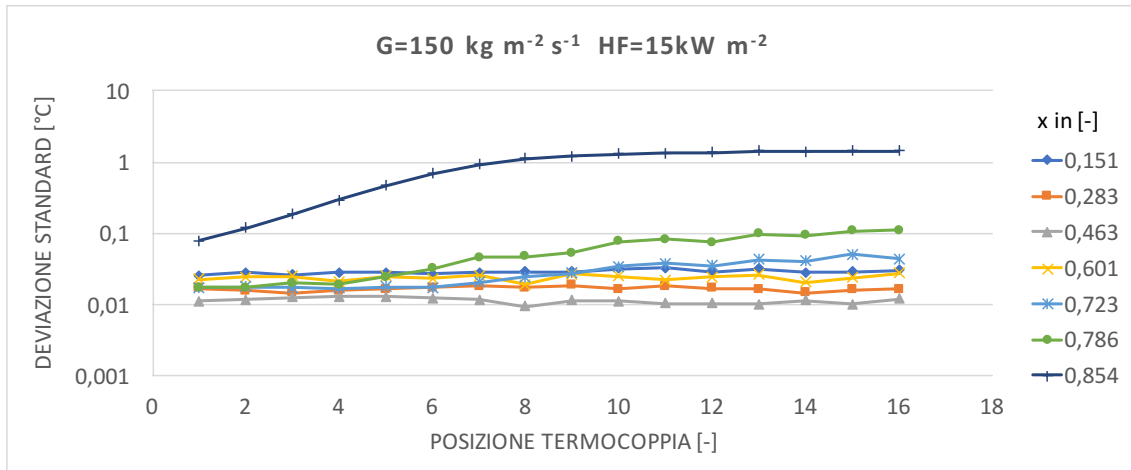


Figura 5.18: andamento della deviazione standard, con $G = 150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 15 \text{ kW m}^{-2}$

In figura 5.19 si nota che la deviazione standard aumenta sensibilmente solo per $x_{in} = 0,883$ e $x_{in} = 0,838$, dopo le termocoppie 9 e 10, rispettivamente, come riportato in tabella 5.3.

Tabella 5.3: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 15 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,883	9	0,925
0,838	10	0,885

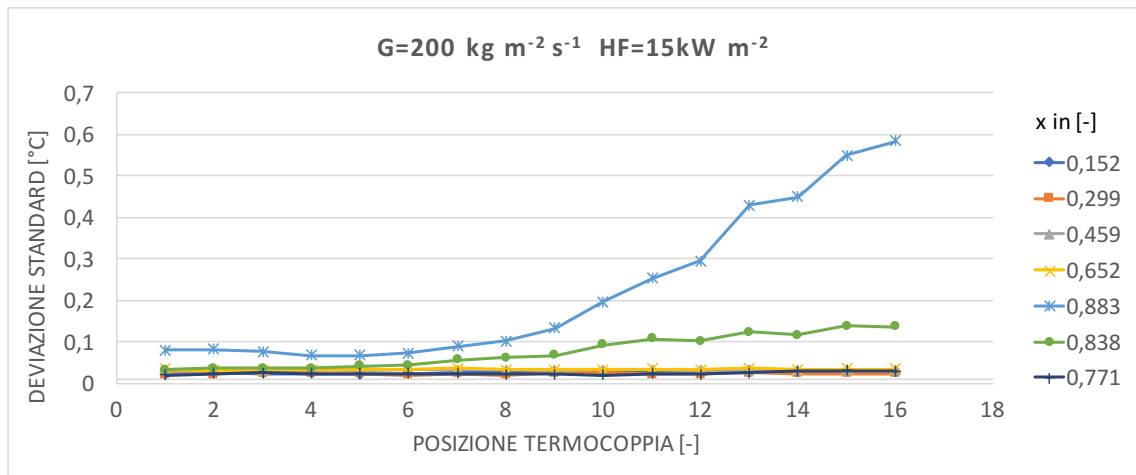


Figura 5.19: andamento della deviazione standard, con $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF = 15 \text{ kW m}^{-2}$

Si può osservare in figura 5.20, che per tutte le prove la deviazione standard resta all'incirca costante, pertanto non si ha mai il raggiungimento del titolo di onset.

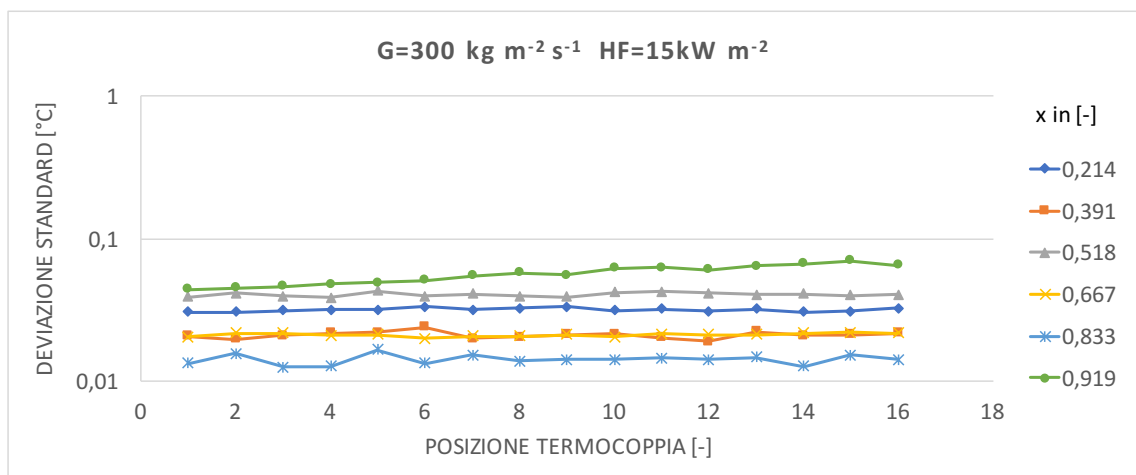


Figura 5.20: andamento della deviazione standard, con $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF = 15 \text{ kW m}^{-2}$

Come evidenziato dalla tabella 5.4, con $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$ la deviazione standard delle termocoppie ha un andamento costante per tutti i titoli in ingresso inferiori a 0,416, mentre per $x_{in} = 0,416$ e $x_{in} = 0,492$ essa presenta un sensibile aumento, osservabile in figura 5.20, dopo le termocoppie, rispettivamente, 10 e 7.

Tabella 5.4: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,416	10	0,591
0,492	7	0,613

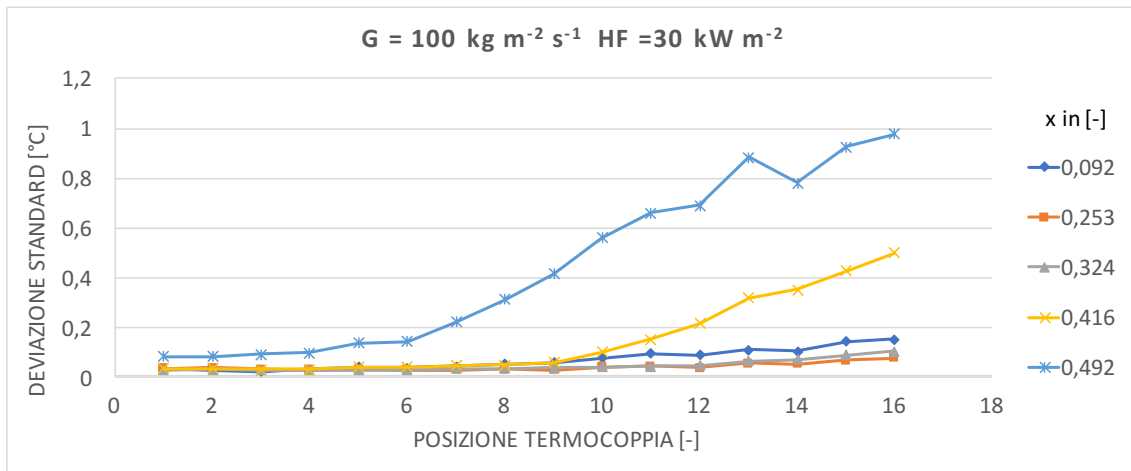


Figura 5.21: andamento della deviazione standard, con $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$

Sia in figura 5.22 che 5.23, si osserva un aumento della deviazione standard significativo per solo 2 serie di dati; la posizione delle termocoppie a cui inizia tale aumento e i valori di x_{in} e x_{onset} sono riportati nelle tabelle 5.5 e 5.6.

Tabella 5.5: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,785	5	0,842
0,694	8	0,790

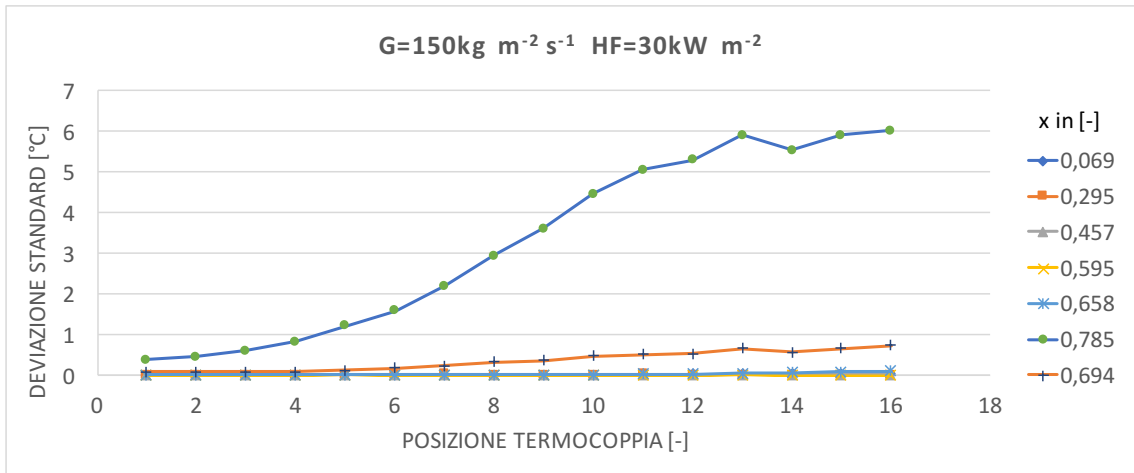


Figura 5.22: andamento della deviazione standard, con $G = 150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$

Tabella 5.6: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,819	5	0,862
0,758	9	0,841

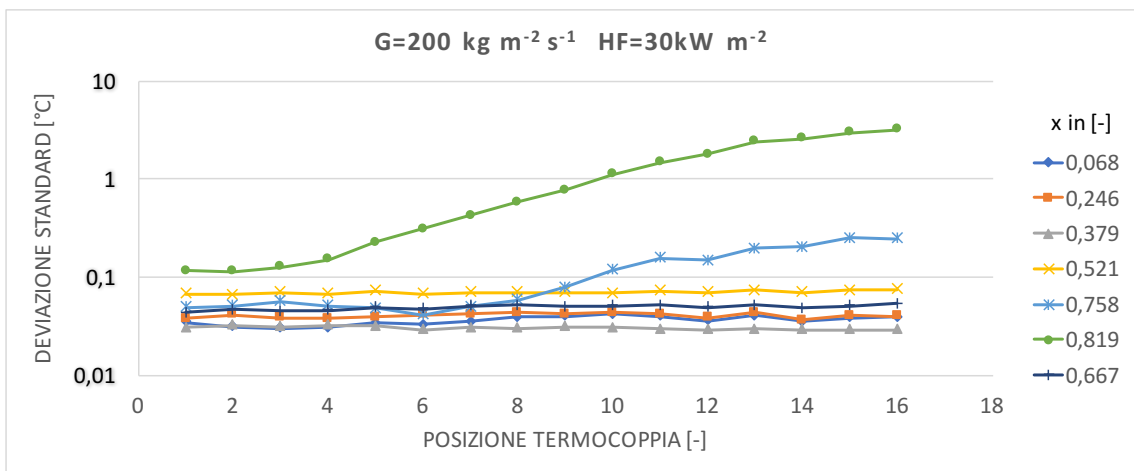


Figura 5.23: andamento della deviazione standard, con $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$

Analogamente nelle figure 5.24 e 5.25 si ha un'unica serie di misurazioni la cui deviazione standard subisce un aumento notevole, e i dati relativi a tali serie di dati sono riportati nelle tabelle, rispettivamente per le due figure, 5.7 e 5.8.

Tabella 5.7: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,908	10	0,972

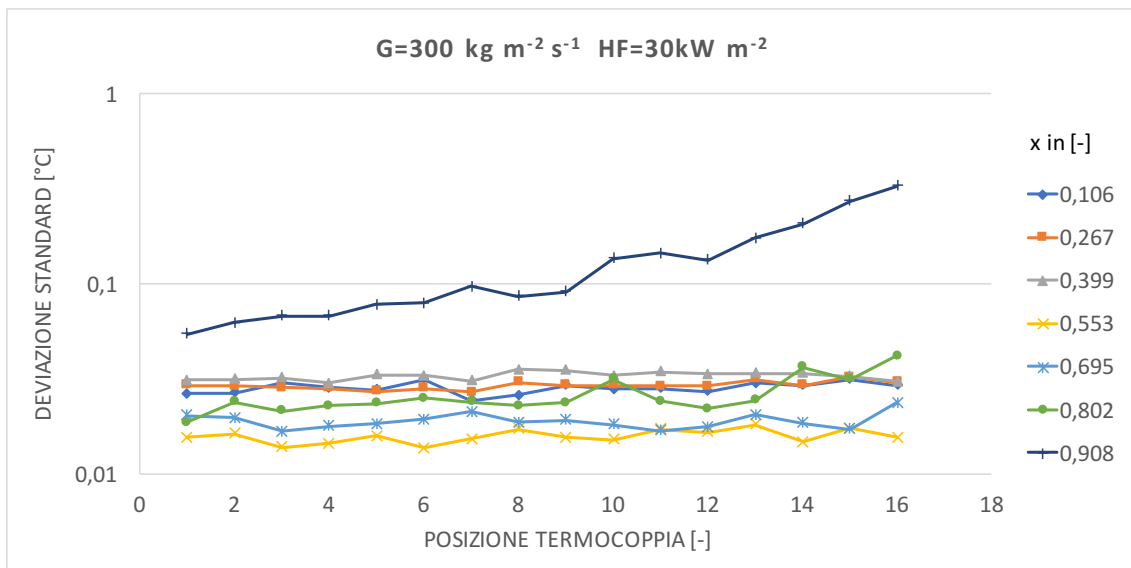


Figura 5.24: andamento della deviazione standard, con $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$

Tabella 5.8: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 60 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,466	5	0,581

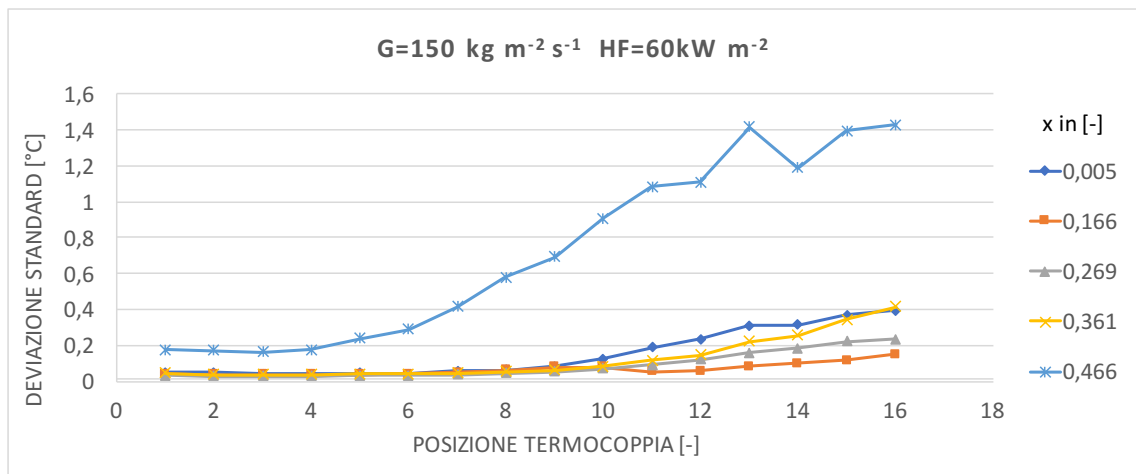


Figura 5.25: andamento della deviazione standard, con $G = 150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 60 \text{ kW m}^{-2}$

Il raggiungimento della crisi termica, evidenziato da un incremento della deviazione standard delle termocoppie, in figura 5.25, avviene solo per le serie di dati caratterizzate da un titolo di vapore in ingresso superiore a 0,358, come evidenziato in tabella 5.9.

Le stesse considerazioni valgono anche per le figure 5.27 e 5.28; i dati relativi ai titoli di ingresso per cui è evidente l'aumento della deviazione standard vengono riportati nelle tabelle 5.10 e 5.11. In tali tabelle vengono riportati anche le posizioni delle termocoppie a cui si verifica tale aumento e il valore del titolo di onset calcolato.

Tabella 5.9: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 60 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,527	10	0,710
0,607	5	0,695
0,677	5	0,764

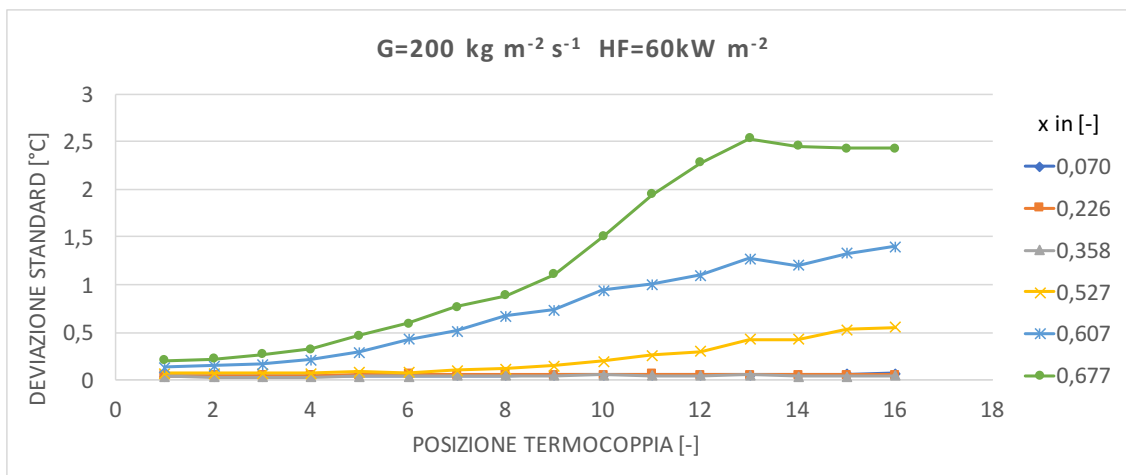


Figura 5.26: andamento della deviazione standard, con $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 60 \text{ kW m}^{-2}$

Tabella 5.10: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 60 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,751	10	0,874
0,814	10	0,938

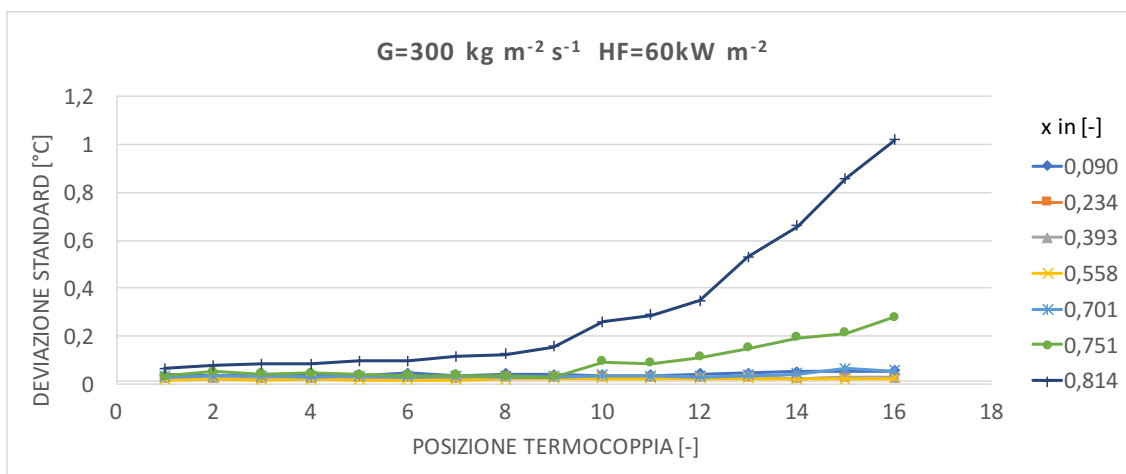


Figura 5.27: andamento della deviazione standard, con $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 60 \text{ kW m}^{-2}$

Tabella 5.11: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$,
 $HF = 90 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,381	10	0,650
0,443	7	0,629

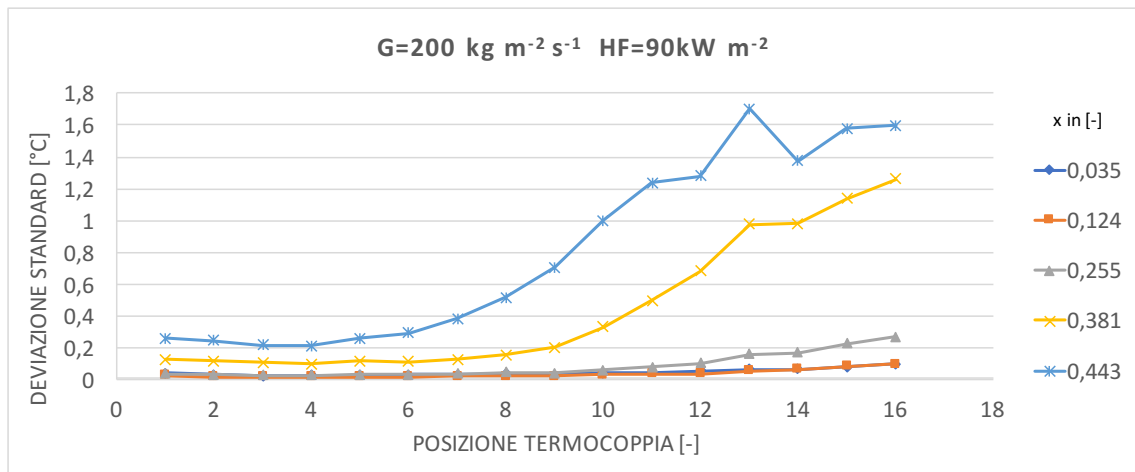


Figura 5.28: andamento della deviazione standard, con $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$,
 $HF = 90 \text{ kW m}^{-2}$

In figura 5.29 si osserva che la deviazione standard delle termocoppie resta costante per le serie di dati con x_{in} inferiore a 0,674. Invece per $x_{in} = 0,674$ e $x_{in} = 0,732$ essa aumenta notevolmente dopo le termocoppie 10 e 6, come riportato in tabella 5.12. Inoltre per $x_{in} = 0,732$, in corrispondenza della termocoppia 10 si ha un picco della deviazione standard; tale picco può essere dovuto a formazioni locali di strati di vapore sulla superficie interna del tubo microfin.

Tabella 5.12: prove sperimentali in cui è evidente la crisi termica, con $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 90 \text{ kW m}^{-2}$

x in	pos. onset	x onset
[-]	[-]	[-]
0,674	10	0,857
0,732	6	0,837

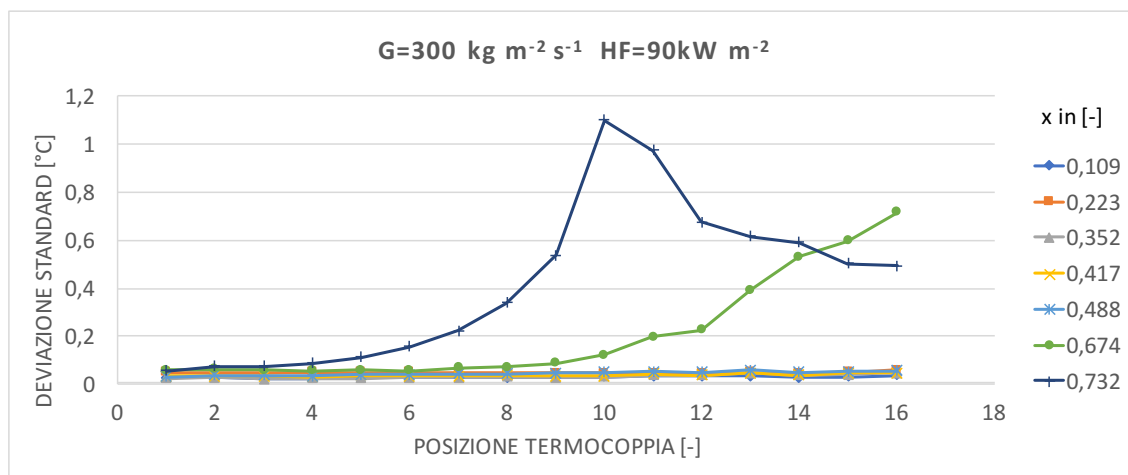


Figura 5.29: andamento della deviazione standard, con $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$,
 $HF = 90 \text{ kW m}^{-2}$

5.4 Confronto con i risultati dell'algoritmo

5.4.1 Differenza fra i valori ottenuti

Si riportano di seguito i valori della differenza media fra i valori di x_{onset} ottenuti dall'analisi dei grafici e dall'algoritmo.

In figura 5.30 si nota come l'andamento della differenza fra i valori di $x_{onset, an}$ e $x_{onset, alg}$ presenti un minimo pari a 0,015 in corrispondenza di $S_{contr} = 2,1$ o $2,2$.

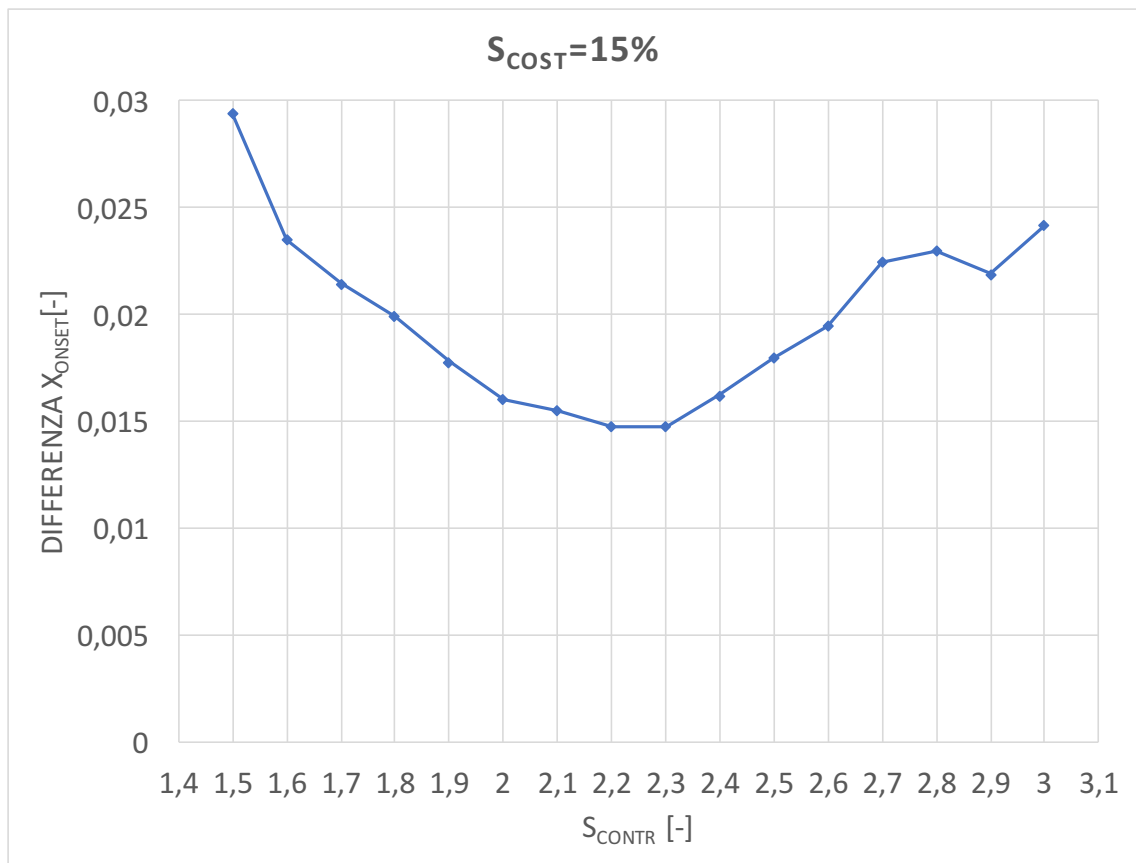


Figura 5.30: andamento della differenza fra $x_{onset, an}$ e $x_{onset, alg}$ al variare di S_{contr} , con $S_{cost} = 15\%$

Anche in figura 5.31 l'andamento della differenza fra i valori di x_{onset} ottenuti, tuttavia tale minimo risulta essere minore, e pari a 0,0145. Pertanto si può dedurre che utilizzare una soglia di costanza $S_{cost} = 20\%$ comporti una stima più accurata del valore del titolo di onset.

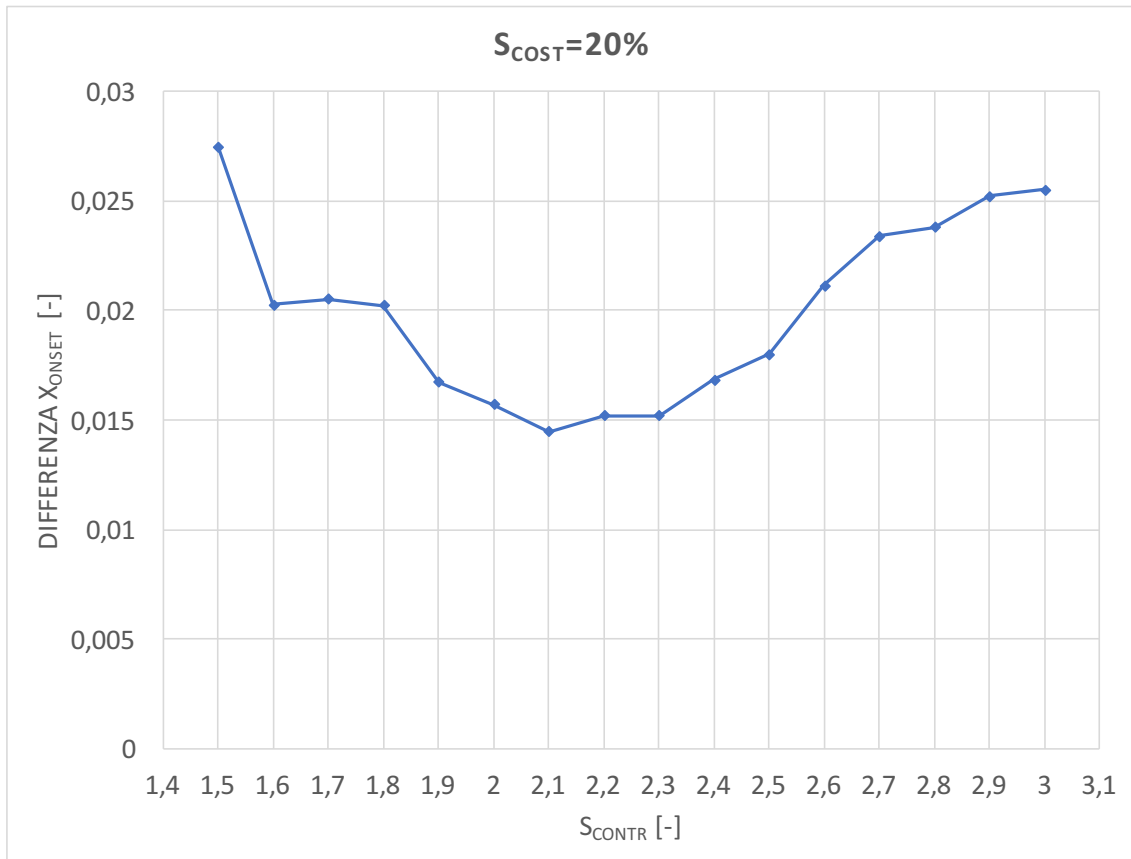


Figura 5.31: andamento della differenza fra $x_{onset, an}$ e $x_{onset, alg}$ al variare di S_{contr} , con $S_{cost} = 20\%$

In figura 5.32, invece, si osserva che un aumento ulteriore del valore di S_{cost} comporta un peggioramento della stima del titolo di onset, poiché la differenza media fra il titolo di onset dedotto dai grafici e quello calcolato dall'algoritmo risulta maggiore rispetto ai casi precedenti.

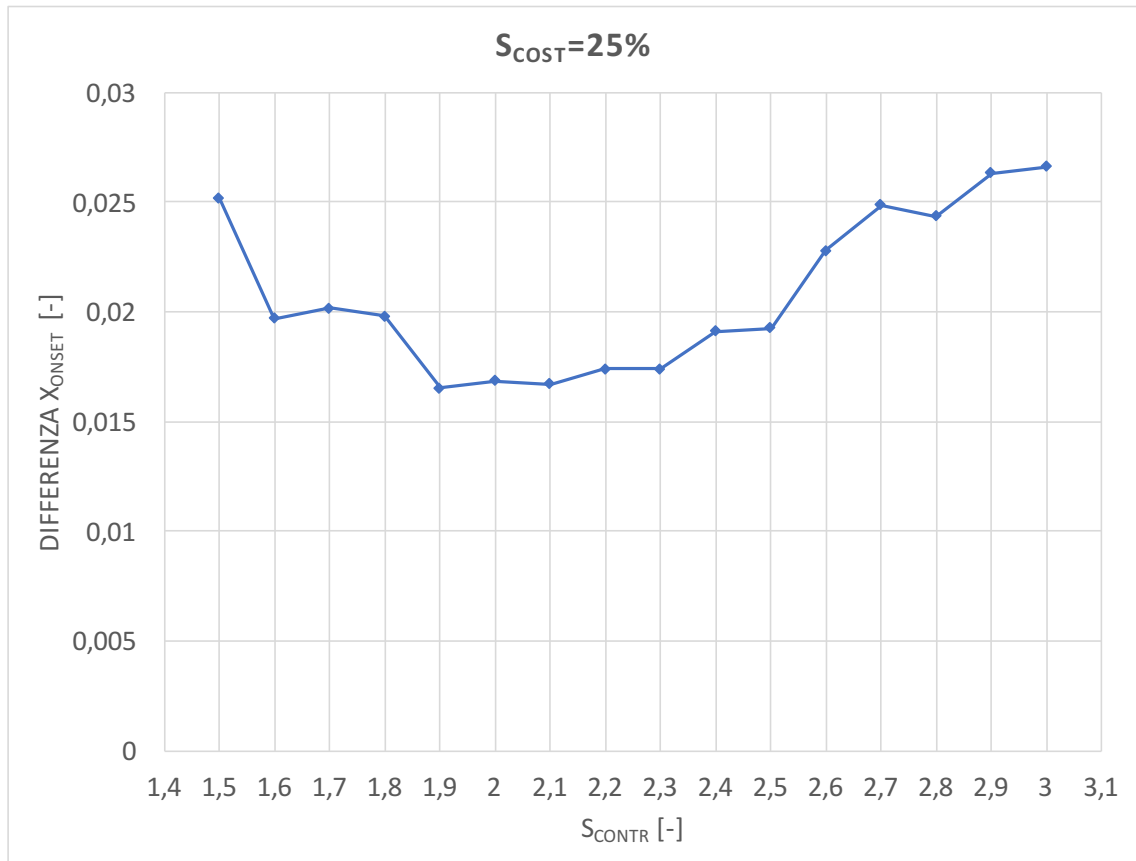


Figura 5.32: andamento della differenza fra $x_{\text{onset, an}}$ e $x_{\text{onset, alg}}$ al variare di S_{contr} , con $S_{\text{cost}} = 25\%$

5.4.2 Percentuale di risultati compatibili

Di seguito viene riportata la percentuale di risultati compatibili ottenuti, al variare di S_{cost} e S_{contr} .

Si può osservare, in figura 5.33, che la percentuale di risultati compatibili aumenta al crescere di S_{contr} , fino ad un valore massimo pari a 85%.

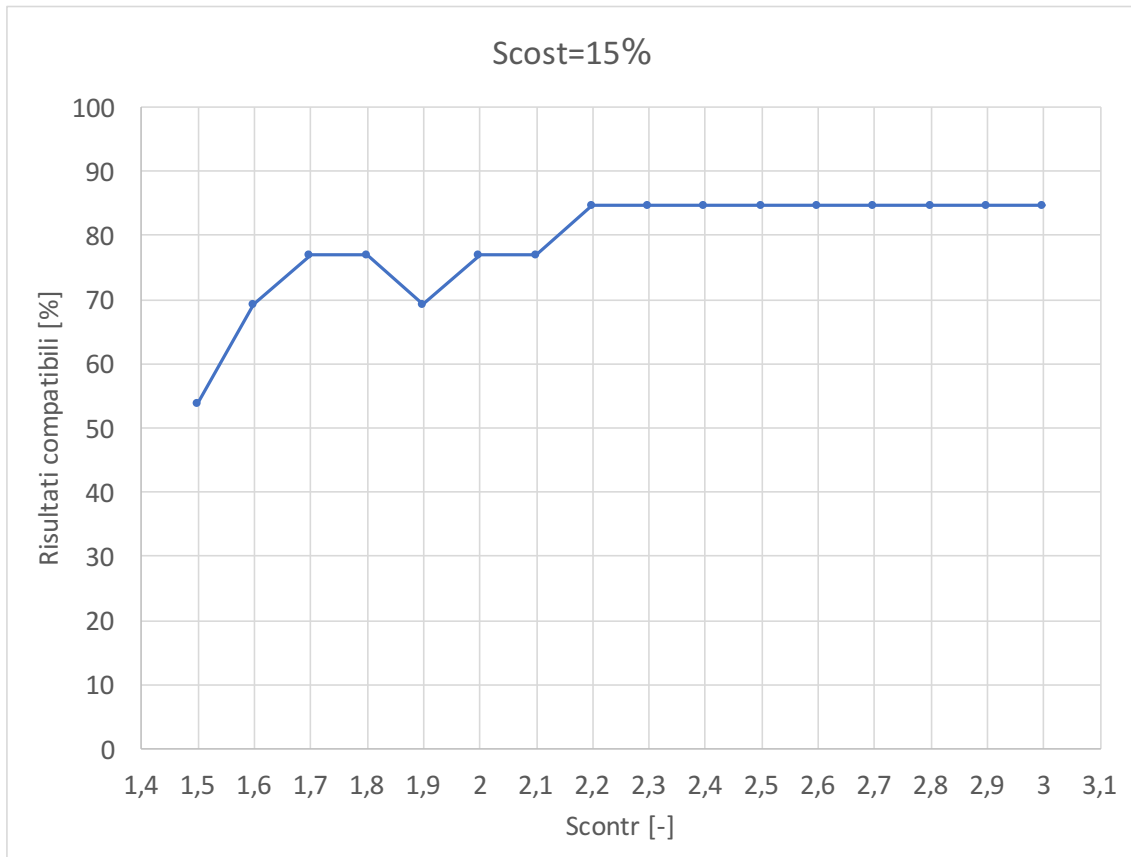


Figura 5.33: andamento della percentuale di risultati compatibili ottenuti, al variare di S_{contr} , con $S_{cost} = 15\%$

In figura 5.34 si nota che l'andamento della percentuale di risultati compatibili, con $S_{\text{cost}} = 20\%$, presenta un massimo, pari al 92%, in corrispondenza di $2,0 < S_{\text{contr}} < 2,6$, valore maggiore rispetto a quello ottenuto nel caso di $S_{\text{cost}} = 15\%$.

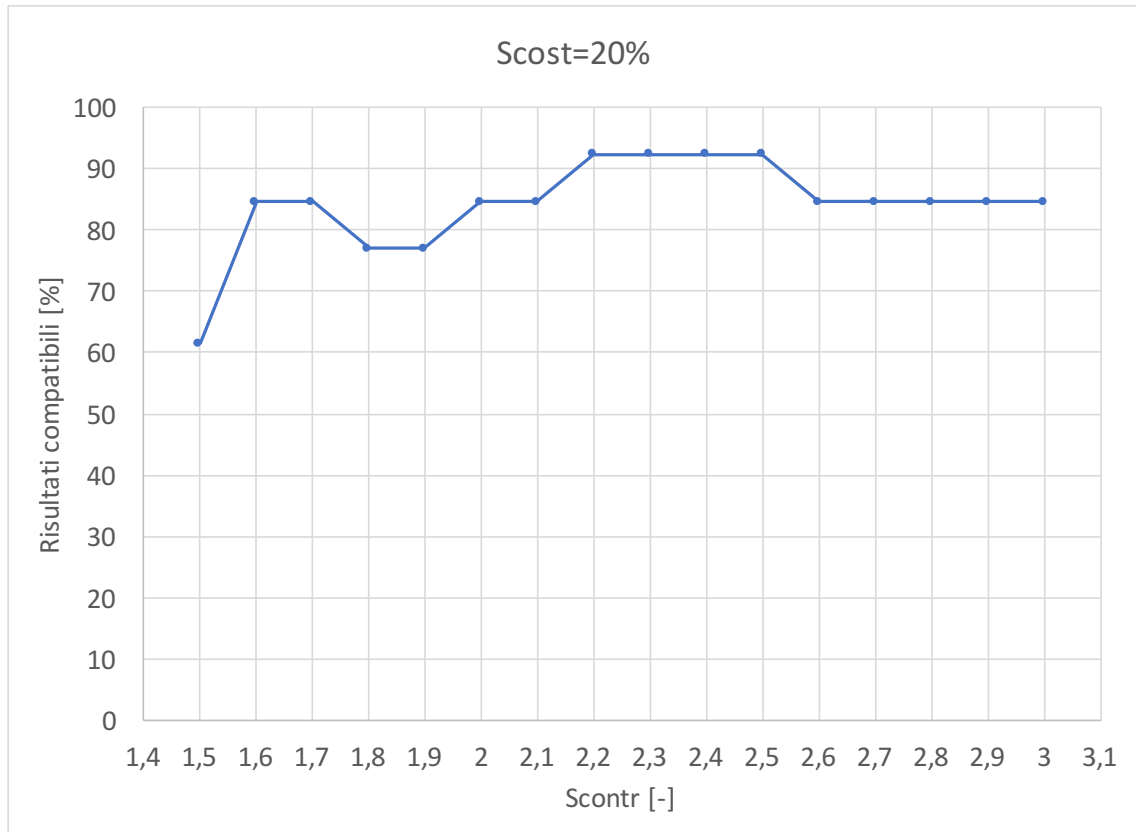


Figura 5.34: andamento della percentuale di risultati compatibili ottenuti, al variare di S_{contr} , con $S_{\text{cost}} = 20\%$

L'andamento dei risultati compatibili ottenuto con $S_{\text{cost}} = 25\%$, riportato in figura 5.35, risulta identico a quello ottenuto con $S_{\text{cost}} = 20\%$, pertanto si potrebbe supporre che non vi sia differenza nella scelta del valore della soglia S_{cost} . Tuttavia nel paragrafo 5.4.1 si era osservato come la differenza media fra i valori del titolo di onset ottenuti dall'analisi dei grafici e dall'algoritmo fosse notevolmente inferiore nel caso del valore della soglia S_{cost} pari al 20%, pertanto il 20% può essere considerato come il valore di S_{cost} ottimale.

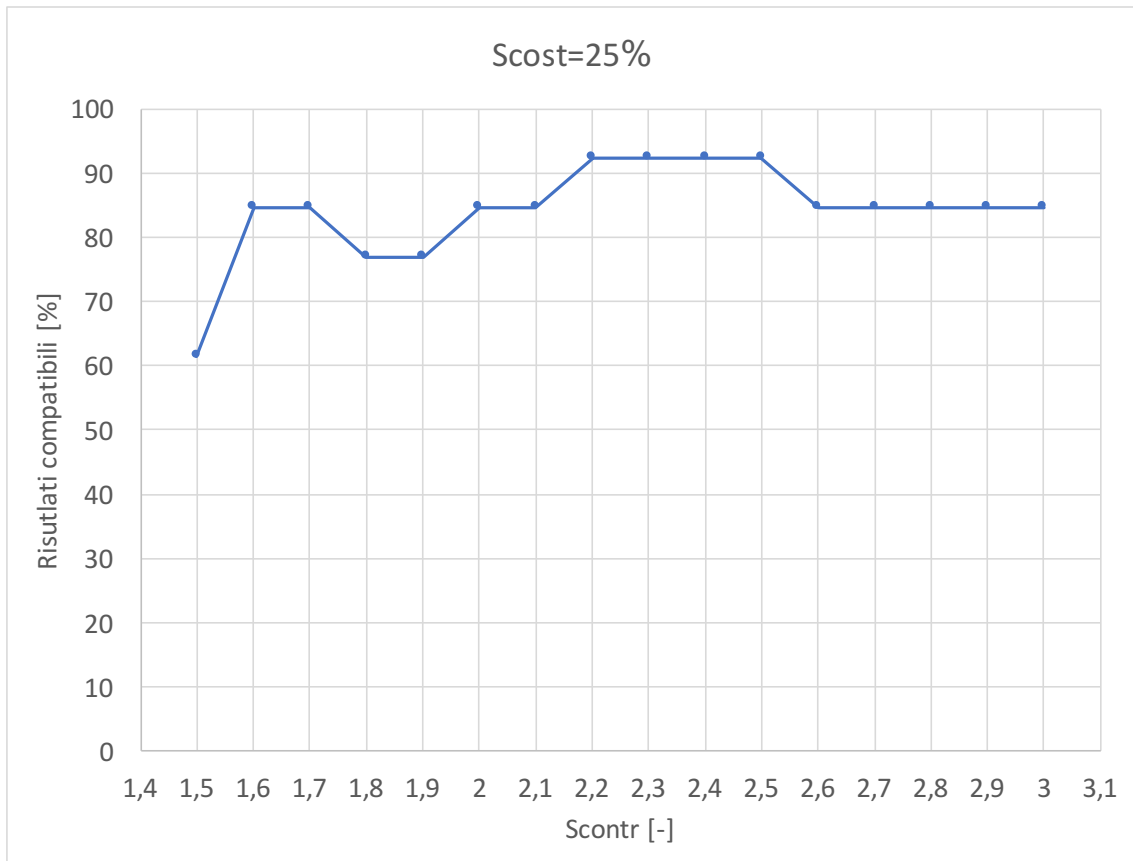


Figura 5.35: andamento della percentuale di risultati compatibili ottenuti, al variare di S_{contr} , con $S_{\text{cost}} = 25\%$

Si riportano in tabella 5.14 i valori di x_{onset} medio ottenuti dall'analisi dei grafici e dall'algoritmo, con $S_{\text{cost}} = 0,2$ e $S_{\text{contr}} = 2,1$, che risultano essere molto vicini fra loro, a parità di portata e flusso termico.

Inoltre la loro differenza oscilla fra valori positivi e negativi, indicando che non vi è una sovrastima o sottostima, varia bensì in modo aleatorio.

Tabella 5.14: valori di $x_{\text{onset, an}}$ e $x_{\text{onset, alg}}$, e la loro differenza.

HF [kW m ⁻²]	G [kg m ⁻² s ⁻¹]	x onset an [-]	x onset alg [-]	differenza [-]
30	200	0,852	0,816	0,036
30	100	0,602	0,600	0,002
30	150	0,817	0,821	-0,004
30	300	0,972	0,972	0,000
60	300	0,906	0,906	0,000
60	200	0,723	0,730	-0,006
60	150	0,581	0,628	-0,047
90	200	0,639	0,668	-0,029
90	300	0,847	0,822	0,025
15	100	0,779	0,783	-0,005
15	150	0,846	0,829	0,016
15	200	0,905	0,907	-0,002
15	300			

Conclusioni

Lo studio presentato in questa tesi aveva lo scopo di misurare i valori del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico durante la vaporizzazione di R1233zd(E) all'interno di un tubo microalettato. Si è sviluppato, inoltre, un algoritmo per la stima automatica del titolo di vapore a cui avviene la crisi termica.

Dai risultati ottenuti si osserva che l'andamento del coefficiente di scambio termico è, per un primo tratto, crescente con il titolo di vapore, seguito da un tratto con andamento decrescente; tale variazione dell'andamento evidenzia il raggiungimento della crisi termica.

Inoltre, all'aumentare della portata, il coefficiente di scambio termico aumenta e la crisi termica avviene per titoli di vapore più elevati, fino a non verificarsi, in alcuni casi, per portate elevate. Ciò avviene perché si ha una maggiore presenza di liquido nelle scanalature tra le alette della parte superiore del tubo.

Inoltre con l'aumento del flusso termico, vi è una riduzione della pendenza dell'andamento dei valori del coefficiente di scambio termico, prima della crisi termica, e il titolo di vapore a cui quest'ultima avviene diminuisce al crescere del flusso termico.

Le perdite di carico aumentano con l'aumentare del titolo medio, poiché aumenta la componente di vapore nel deflusso bifase che comporta maggiori perdite rispetto a quella liquida, poiché presenta un volume specifico e una velocità maggiore. Le perdite di carico diminuiscono a titoli elevati, e ciò è dovuto probabilmente al fatto che la poca fase liquida è trascinata all'interno della corrente di vapore. Le perdite di carico aumentano con l'aumentare della portata, mentre l'aumento di flusso termico non ne comporta una sensibile variazione.

Dall'analisi dei grafici dell'andamento della deviazione standard delle termocoppie si osserva che per alcuni titoli di ingresso essa resta all'incirca costante, mentre per altri, più elevati rispetto ai precedenti, aumenta in modo notevole; tale aumento evidenzia il raggiungimento del titolo di onset.

I titoli di onset determinati dall'analisi dei grafici risultano, per ogni serie di prove a portata e flusso termico fissati, molto simili fra loro; pertanto si può dedurre che il titolo di onset è costante al variare del titolo di ingresso.

La differenza fra i valori del titolo di onset ottenuti dall'analisi dei grafici, $x_{\text{onset an}}$, e dall'algoritmo, $x_{\text{onset alg}}$, presenta un minimo per $S_{\text{cost}} = 0,2$ e $S_{\text{contr}} = 2,1$, perciò i valori di queste soglie permettono di ottenere un comportamento ottimale dell'algoritmo.

Per tali valori di S_{cost} e S_{contr} , inoltre, si riscontra una percentuale di valori del titolo di onset correttamente individuati, a meno dell'incertezza sul titolo in ingresso alla sezione di prova, pari al 92%.

Tale algoritmo, quindi, può rappresentare un valido metodo per l'individuazione del titolo di onset della crisi termica.

Nomenclatura

A	area della superficie di scambio termico [m ²]
c _p	calore specifico [W s K ⁻¹ kg ⁻¹]
D	diametro [mm]
g	accelerazione di gravità [m s ⁻²]
G	velocità della massa del fluido per unità di area [kg m ⁻² s ⁻¹]
h	altezza dell'aletta [mm]
HF	flusso termico [W m ⁻²]
HTC	coefficiente di scambio termico [W m ⁻² K ⁻¹]
I	corrente elettrica [A]
L	lunghezza del tubo micro alettato [mm]
ṁ	portata [kg s ⁻¹]
n	numero di alette [-]
p	pressione [Pa]
Pel	potenza elettrica [W]
q	flusso termico scambiato [W]
t	temperatura [°C]
u	incertezza
v	volume specifico [kg m ⁻³]
V	potenziale elettrico [V]
x	titolo di vapore [-]
z	coordinata lungo la direzione di flusso [-]
Δp	perdita di carico [Pa]
$\frac{dp}{dz}$	gradiente di pressione [Pa]

Lettere greche

α	angolo di inclinazione del deflusso rispetto all'orizzontale [°]
β	angolo d'elica [°]
ε	frazione di vuoto [-]
γ	angolo d'apice [°]
φ	angolo di inclinazione del canale [°]
ρ	densità [kg m ⁻³]
δ	deviazione standard

Pedici

a	contributo di accelerazione
an	analisi
alg	algoritmo
contr	controllo
cost	costante
disp	disperso
evap	evaporazione
f	contributo di frizione
g	contributo gravitazionale
G	fase gassosa
in	ingresso
L	liquido saturo
max	massimo
out	uscita
p	parete
r	refrigerante
sat	saturazione
sub	sottoraffreddato
tot	totale
TS	sezione di prova
V	vapor saturo
W	acqua (20°C pressione atmosferica)

Bibliografia

Diani A., Mancin S., Rossetto L., 2014, "R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4mm ID microfin tube", *International Journal of Refrigeration* 47, 105-119

Doretti L., Zilio C., Mancin S., Cavallini A., 2012, "Condensation flow patterns inside plain and microfin tubes: A review", *International Journal of Refrigeration* 36, 567-587

Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rossetto L., 1999, "Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes", *International Journal of Refrigeration* 23, 4-25

Mancin S., Zilio C., Righetti G., Doretti L., Longo G. A., 2016, "R134a Flow Boiling inside a 4.3 mm ID Microfin Tube", *16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 11-14, 2016*

Doretti L., Mancin S., Zilio C., Doretti L., Longo G. A., 2016, "R134a Flow Boiling Heat transfer on an Elettrically Heated Carbon/Carbon Surface", *16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 11-14, 2016*

Kim S., Mudawar I, 2014, "Review of databases and predictive methods for pressure drop in adiabatic, condensing and boiling mini/micro-channel flows", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 77, 74-97

Honeywell International Inc., 2013, "Honeywell Solstice[®] Technical Information", <https://www.honeywell-blowingagents.com/?document=solstice-lba-technical-brochure>

WOLVERINE TUBE, INC., "Boiling Heat Transfer Inside Enhanced Tubes", *Engineering Data Book III, Chapter 11*

Securo M., 2013, "Analisi sperimentale della densità di refrigeranti a basso impatto ambientale", *tesi magistrale Ingegneria Meccanica*

Visonà F., 2016, "Analisi dello scambio termico bifase in tubo: l'utilizzo di refrigeranti a basso impatto ambientale", *tesi triennale in Ingegneria Meccanica e Meccatronica*

Bonacina C., Cavallini A., Mattarolo L., 1985, "Trasmissione del calore", *CLEUP editore*

Andreini P., 2009, "Manuale dell'Ingegnere Meccanico", *2° Edizione, HOEPLI*