



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**VAPORIZZAZIONE DI R513A IN UN TUBO A SUPERFICIE INTENSIFICATA CON  
DIAMETRO ESTERNO 7 mm**

*Relatore: prof. Andrea Diani*

*Laureando: Giacomo Diani*

Anno Accademico 2022/2023



*A Filippo, mio angelo.*

*A Mamma, Papà, Marco e Martina, la mia forza durante questo viaggio.*

## SOMMARIO

In questo lavoro di Tesi di Laurea Magistrale ci si propone di studiare lo scambio termico durante la vaporizzazione del refrigerante R513A all'interno di un tubo microalettato di diametro esterno 7 mm.

In letteratura, infatti, vi è una presenza molto limitata di articoli riguardanti lo studio della vaporizzazione all'interno di tubi microalettati di questo refrigerante e lo stesso vale per i modelli che permettono di stimarne lo scambio termico e le perdite di carico.

Al giorno d'oggi vi è una continua ricerca di refrigeranti che possano rimpiazzare quelli già in uso, con lo scopo di migliorare l'impatto ambientale che questi fluidi possono avere sull'ambiente: di conseguenza nasce la necessità di studiare questi nuovi refrigeranti in laboratorio per creare dei modelli teorici che permettano di stimare il coefficiente di scambio in maniera accurata, per poter essere poi utilizzati in ambito industriale ed accademico.

La ricerca di nuovi refrigeranti si è spostata sui refrigeranti HFO (idro fluoro olefine) e sui refrigeranti naturali, tra cui spiccano propano (R290) e anidride carbonica (CO<sub>2</sub>) ed ammoniaca: tutte le tipologie di refrigeranti porterebbero un netto miglioramento per quanto riguarda l'impatto ambientale, a discapito però di altri fattori (ad esempio il propano è infiammabile e l'ammoniaca è tossica).

In questa sede, dunque, si vogliono ampliare le ricerche in questo campo, andando a confrontare i risultati ottenuti in laboratorio studiando la vaporizzazione dell'R513A con dei modelli presenti in letteratura, verificando che questi siano affidabili e possano dunque essere utilizzati in ambito industriale ed accademico.

Le varie misurazioni necessarie all'analisi sono state svolte nel laboratorio di Scambio Termico in Microgeometrie all'interno del dipartimento di ingegneria industriale dell'università di Padova.

Le prove sono state svolte variando la portata specifica da un minimo di 50 kg/(m<sup>2</sup>s) fino ad un massimo di 400 kg/(m<sup>2</sup>s), alla temperatura di saturazione di 30°C e 40°C.

Nei primi capitoli verrà svolta una panoramica sulla vaporizzazione, soffermandosi sulla vaporizzazione all'interno dei tubi orizzontali microalettati, descrivendo i regimi di deflusso che si vengono a generare ed i vari meccanismi di scambio termico.

Segue un breve richiamo sulla storia dei fluidi refrigeranti.

Nei capitoli successivi viene descritto l'impianto sperimentale, la modalità di svolgimento delle prove e il procedimento per ricavare i parametri che verranno utilizzati per calcolare il coefficiente di scambio termico.

Vi è poi il capitolo dedicato alla presentazione dei risultati sperimentali, in cui vengono mostrati i grafici raffiguranti il coefficiente di scambio termico al variare del titolo di vapore medio che abbiamo in sezione.

Una attenzione particolare viene riposta nelle correlazioni per la stima del coefficiente di scambio misurato in laboratorio e le perdite di carico: verranno analizzate le correlazioni di Diani et al. [18] e Rollmann-Spindler [22].

L'ultimo capitolo viene dedicato alle conclusioni.

## INDICE

<b>INTRODUZIONE</b> .....	11
<b>VAPORIZZAZIONE</b> .....	13
1.1 <b>REGIMI DI DEFLUSSO</b> .....	14
1.2 <b>VAPORIZZAZIONE IN TUBO</b> .....	15
<b>TUBI A SUPERFICIE INTENSIFICATA</b> .....	17
2.1 <b>CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DI UN TUBO MICROALETTATO</b> .....	19
2.2 <b>SEZIONE SPERIMENTALE</b> .....	20
<b>FLUIDI REFRIGERANTI</b> .....	21
3.1 <b>PARAMETRI AMBIENTALI</b> .....	21
3.1.1 <b>ODP (Ozone Depleting Potenzial)</b> .....	21
3.1.2 <b>GWP (Global Warming Potential)</b> .....	21
3.1.3 <b>TEWI (Total Equivalent Warning Impact)</b> .....	22
3.1.4 <b>LCCP (Life-Cycle Climate Performance)</b> .....	22
3.2 <b>STORIA DEI FLUIDI REFRIGERANTI</b> .....	23
3.3 <b>REFRIGERANTI A BASSO GWP</b> .....	24
3.4 <b>R513A</b> .....	25
3.4.1 <b>Proprietà Termofisiche</b> .....	25
<b>IMPIANTO SPERIMENTALE</b> .....	27
4.1 <b>PANORAMICA DELL'IMPIANTO</b> .....	28
4.2 <b>SVOLGIMENTO DELLE PROVE</b> .....	33
<b>ANALISI DATI</b> .....	35
5.1 <b>ELABORAZIONE DATI</b> .....	36
5.2 <b>CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO PER ATTRITO</b> .....	39
<b>ANALISI DELL'INCERTEZZA</b> .....	41
6.2 <b>CALCOLO INCERTEZZA</b> .....	43
6.2.1 <b>Potenza termica scambiata in sezione lato acqua</b> .....	43
6.2.2 <b>Temperatura di parete</b> .....	44
6.2.3 <b>Temperatura di saturazione</b> .....	45
6.2.4 <b>Coefficiente di scambio termico</b> .....	46
6.2.5 <b>Incerteza su potenza termica al precondensatore</b> .....	46

6.2.6	Incertezza entalpia del refrigerante in ingresso sezione .....	47
6.2.7	Incertezza su entalpia di liquido saturo e vapore saturo del refrigerante .....	48
6.2.8	Incertezza titolo di vapore in ingresso sezione .....	49
6.2.9	Incertezza entalpia refrigerante in uscita della sezione .....	50
6.2.10	Incertezza su entalpia di liquido saturo e vapore saturo del refrigerante .....	50
6.2.11	Incertezza titolo di vapore in uscita sezione .....	51
6.2.12	Incertezza su titolo medio in sezione .....	52
<b>RISULTATI SPERIMENTALI</b> .....		<b>53</b>
7.1	$T_{sat} = 30^{\circ}\text{C}$ .....	53
7.1.1	Heat Flux=10 kW/m <sup>2</sup> .....	54
7.1.2	Heat Flux=30 kW/m <sup>2</sup> .....	55
7.1.3	Heat Flux=50 kW/m <sup>2</sup> .....	56
7.2	$T_{sat} = 40^{\circ}\text{C}$ .....	58
7.2.1	G=100 kg/(m <sup>2</sup> s), HF=10 kW/m <sup>2</sup> .....	58
7.2.2	G=100 kg/(m <sup>2</sup> s), HF=50 kW/m <sup>2</sup> .....	59
7.2.3	G=400 kg/(m <sup>2</sup> s), HF=10 kW/m <sup>2</sup> .....	60
7.2.4	G=400 kg/(m <sup>2</sup> s), HF=50 kW/m <sup>2</sup> .....	61
7.3	PERDITE DI PRESSIONE PER ATTRITO .....	62
<b>CONFRONTO CON I MODELLI PRESENTI IN LETTERATURA</b> .....		<b>65</b>
8.1	Indici per il confronto dei risultati .....	65
8.2	Correlazione di Diani et al. (2014) [18] .....	66
8.1.1	Confronto tra correlazione di Diani et al. (2014) [18] e risultati sperimentali .....	68
8.1.1.1	Heat Flux = 10 kW/m <sup>2</sup> .....	68
8.1.1.2	Heat Flux = 30 kW/m <sup>2</sup> .....	69
8.1.1.3	Heat Flux = 50 kW/m <sup>2</sup> .....	70
8.2.2	Grafici di confronto tra valori misurati in laboratorio e stimati dalle correlazioni .....	71
<b>Correlazione di Diani et al [18]</b> .....		<b>71</b>
8.2.2.1	$T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$ .....	71
8.2.2.2	$T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$ .....	74
<b>Analisi dei risultati ottenuti</b> .....		<b>76</b>
8.3	Correlazione di Rollmann e Spindler (2015) .....	77
8.3.1	Heat flux=10 kW/m <sup>2</sup> .....	78
8.3.2	Heat Flux=30 kW/m <sup>2</sup> .....	79

8.3.3 Heat Flux=50 kW/m <sup>2</sup> .....	80
8.3.4 T <sub>sat</sub> =30°C .....	81
8.3.5 T <sub>sat</sub> =40 °C .....	83
<b>Analisi dei risultati ottenuti</b> .....	<b>84</b>
<b>8.4 CORRELAZIONI PER LE PERDITE DI CARICO</b> .....	<b>86</b>
8.4.1 Modello di Diani et al. (2014) [18].....	86
8.4.1.1 T <sub>sat</sub> =30°C .....	87
8.4.1.2 T <sub>sat</sub> =40°C .....	90
8.4.2 Modello di Rollmann-Spindler (2015) [22] .....	93
8.4.2.1 T <sub>sat</sub> =30°C .....	95
8.4.2.2 T <sub>sat</sub> =40°C .....	97
8.4.2.3 Analisi dei risultati ottenuti.....	98
<b>CONCLUSIONI</b> .....	<b>101</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>105</b>



## Nomenclatura

A	Area di scambio [m <sup>2</sup> ]
Bo	Numero di Bond [-]
cp	calore specifico [kJ/(kg K)]
D	diametro [m]
$\frac{dp}{dz}$	gradiente di pressione [Pa/m]
f	fattore di attrito
Fr	numero di Froude
g	accelerazione di gravità [m/s <sup>2</sup> ]
h	entalpia specifica [kJ/kg]
hf	flusso termico specifico [W/m <sup>2</sup> ]
HTC	coefficiente di scambio termico in vaporizzazione [W/(m <sup>2</sup> K)]
L	lunghezza sezione sperimentale [m]
$\dot{m}$	portata di massa [kg/s]
P	pressione [Pa]
Pr	Numero di Prandtl
Re	Numero di Reynolds
T	temperatura
$\dot{V}$	portata volumetrica
x	titolo di vapore

## Simboli

$\beta$	angolo d'elica [°]
$\gamma$	angolo all'apice aletta [°]
$\Delta p$	perdite di carico [Pa]
$\varepsilon$	grado di vuoto
$\lambda$	conducibilità termica [W/(m K)]
$\mu$	viscosità dinamica [Pa s]
$\rho$	densità [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	tensione superficiale [N/m]

**Pedici**

ass	assoluto
cr	critica
in	ingresso
L	fase liquida
LO	solo liquido
out	uscita
p	parete
precond	precondensatore
r	relativo
ref	refrigerante
sat	saturazione
sez	sezione sperimentale
tot	totale
V	fase vapore
VO	solo vapore



## INTRODUZIONE

L'interesse sul cambiamento climatico è oramai diventato di dominio pubblico, essendo un problema concreto e tangibile, tanto da averne la conferma con eventi climatici "straordinari" sempre più spesso. Per questo motivo, anche nell'ambito della refrigerazione e nel condizionamento dell'aria, ci si sta muovendo per fare fronte a questo problema. Negli ultimi anni infatti, sempre di più, le normative riguardanti il rilascio in atmosfera di sostanze impattanti per l'ambiente sono diventate stringenti e ci si è concentrati sempre di più nella ricerca di fluidi refrigeranti che potessero offrire delle buone prestazioni nel loro ordinario utilizzo, ma allo stesso tempo che fossero poco impattanti per l'ambiente nel caso in cui fossero rilasciati in atmosfera.

Per questo motivo, i refrigeranti a base di clorofluorocarburi (CFC), come per esempio l'R134a, il quale attualmente è ancora largamente utilizzato in ambito industriale grazie al suo ottimo rendimento nei cicli frigoriferi, verranno sempre più eliminati dal mercato e sostituiti da refrigeranti naturali (come ad esempio ammoniaca, anidride carbonica o propano) oppure da refrigeranti con un basso GWP (Global warming potential) (paragrafo 3.1).

Tra i fluidi a basso GWP troviamo le idrofluoro-olefine (HFO), le quali molto spesso hanno un GWP di poche unità e dunque un bassissimo impatto ambientale se rilasciati in atmosfera, ma hanno come contro il fatto di essere qualche volta leggermente infiammabili, motivo per il quale la loro applicazione è spesso limitata a basse quantità e soggetta a stringenti normative.

Un fluido preso in considerazione come potenziale sostituto dei refrigeranti attualmente utilizzati è l'R513A, una miscela azeotropica (ovvero un fluido che si comporta come un fluido puro durante il ciclo frigorifero) composta al 44% da R134a e al 56% da R1234yf. L'R134a, con un GWP di 1430, viene mescolato con una idrofluoroolefina (HFO), l'R1234yf, la quale ha caratteristiche molto simili, ma con un GWP minore dell'unità: mescolando i due fluidi otteniamo una miscela con un GWP di 631.

Un altro fattore da tenere in considerazione quando si parla di possibile riduzione dell'impatto ambientale nel campo della refrigerazione è la carica di refrigerante all'interno dell'impianto: ne viene tenuto conto perché questa potrebbe essere dispersa nell'ambiente a causa di una perdita. Da questo punto di vista i tubi di piccolo diametro permettono di utilizzare una carica di refrigerante minore, offrendo prestazioni migliori.

Un ulteriore passo in avanti può essere fatto adottando tubi microaletti: essi, infatti, permettono di avere un coefficiente di scambio termico maggiore rispetto ai tubi lisci, in quanto l'alettatura interna promuove la turbolenza del fluido al loro interno e anticipa il deflusso anulare a titoli di vapore più bassi, migliorando il meccanismo di scambio termico. I tubi microaletti, inoltre, grazie alla presenza delle alette, aumentano l'area di scambio e dunque migliorano il coefficiente di scambio termico.

Dunque, la combinazione dei due fattori (diametro ridotto e microalettatura) offre la migliore soluzione possibile per quanto riguarda efficienza e salvaguardia ambientale.

Queste tipologie di tubi però hanno anche alcuni contro, infatti aumentano le perdite di carico e non possono essere riparati una volta rotti.

In questo lavoro di tesi ci si pone come obiettivo di studiare lo scambio termico e le perdite di carico di questo fluido durante l'evaporazione all'interno di un tubo microaletti ad una specifica temperatura di saturazione e con differenti flussi termici e portate specifiche.

I risultati ottenuti verranno poi confrontati con alcuni modelli presenti in letteratura, per andarne a certificare la bontà nel prevedere il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico durante il deflusso bifase in vaporizzazione.

# CAPITOLO 1

## VAPORIZZAZIONE

Come affermato nel libro Trasmissione di Calore [1], con vaporizzazione si intende il processo di conversione di un liquido in vapore a seguito di somministrazione di calore. Normalmente essa può avvenire in due modi:

1. Si parla di ebollizione quando si formano bolle di vapore o su una superficie riscaldata immersa nel liquido o più raramente nel liquido stesso;
2. Si ha invece evaporazione quando ad una interfaccia liquido-vapore il liquido vaporizza, senza formazione di bolle.

In alcune situazioni i due meccanismi possono coesistere. Inoltre, il processo di vaporizzazione potrà avvenire in un liquido stagnante o in un liquido in movimento (vaporizzazione convettiva). Il primo che studiò il fenomeno fu Nukiyama [2] nel 1934, il quale si concentrò nello studio dell'ebollizione in un liquido stagnante puro: l'esperimento prevedeva che in un recipiente pieno d'acqua alla pressione atmosferica e in condizione di saturazione, venisse immerso un filo di platino riscaldato elettricamente. L'autore studiò il flusso termico ceduto dal filo al fluido al variare del flusso termico specifico ( $q/A$ ) ottenuto per effetto Joule.

Il risultato dell'esperimento fu una curva, chiamata curva di Nukiyama (Figura 1.1), la quale riporta sull'asse delle ascisse la temperatura di parete del corpo scaldante, mentre nell'asse delle ordinate viene riportato il flusso termico specifico.

A lato della figura sono inoltre riportate le differenti zone della curva, in cui si hanno differenti meccanismi di scambio termico.

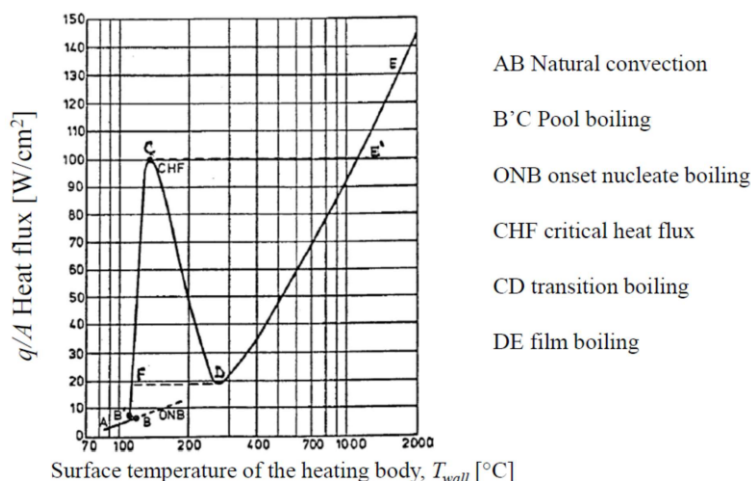


Figura 1.1. Curva di Nukiyama

## 1.1 REGIMI DI DEFLUSSO

I regimi di deflusso che si possono avere su un tubo orizzontale sono più complessi di quelli che possono essere osservati nei tubi verticali, a causa della forza di gravità che promuove dei regimi asimmetrici [3].

I regimi di deflusso che possiamo definire sono i seguenti:

1. *Stratificato o stratificato perturbato*: deflusso caratterizzato da separazione tra le due fasi. La forza di gravità, infatti, fa sì che il liquido si accumuli nella parte inferiore del tubo, mentre la parte gassosa scorre nella parte superiore. A seconda della configurazione dell'interfaccia possiamo avere deflusso stratificato oppure stratificato perturbato.
2. *Intermittente*: la fase liquida forma delle creste separate da sacche di gas. Se la portata aumenta, ci saranno delle bolle all'interno della fase liquida e le creste avranno un'ampiezza maggiore.
3. *A bolle*: bolle di gas sono disperse nella fase liquida, principalmente nella parte superiore del tubo. Se la portata aumenta, possiamo avere una distribuzione uniforme delle bolle nella fase liquida.
4. *Anulare*: la fase liquida si distribuisce su tutta la circonferenza del tubo. Lo spessore del film di liquido sarà maggiore nella parte inferiore e minore nella parte superiore a causa della forza di gravità.

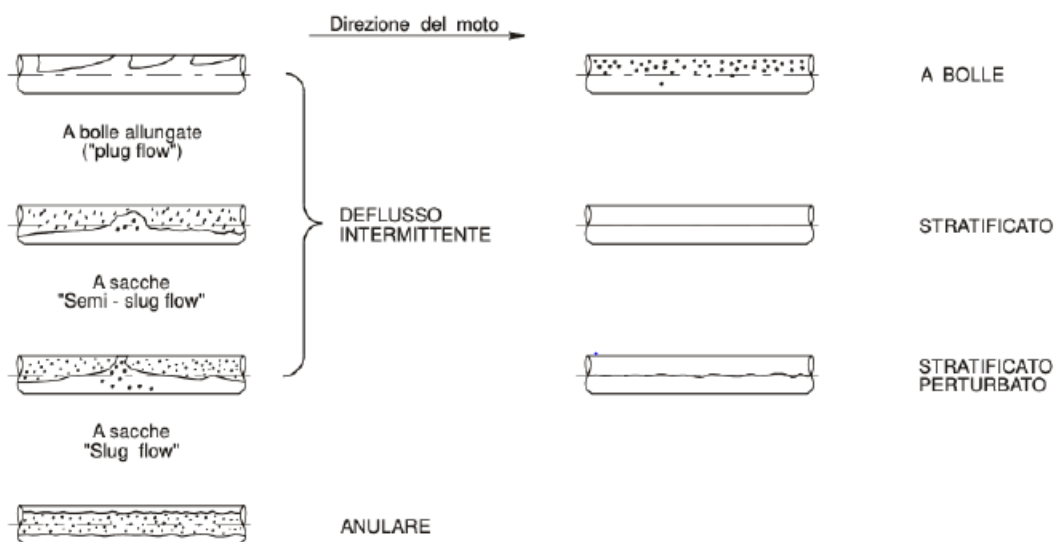


Figura 1.1.1. Regimi di deflusso bifase all'interno di un tubo orizzontale

La mappa più conosciuta per determinare il deflusso bifase nei tubi orizzontali è stata sviluppata da Taitel e Dukler (figura 1.1.2) [4]. Questa mappa è funzione di alcuni parametri adimensionali  $F, X, K, T$ , i quali dipendono dalla geometria del condotto e dalle proprietà termofisiche del fluido, e del parametro di Martinelli  $X$ , funzione a sua volta delle perdite di carico dovute all'attrito.

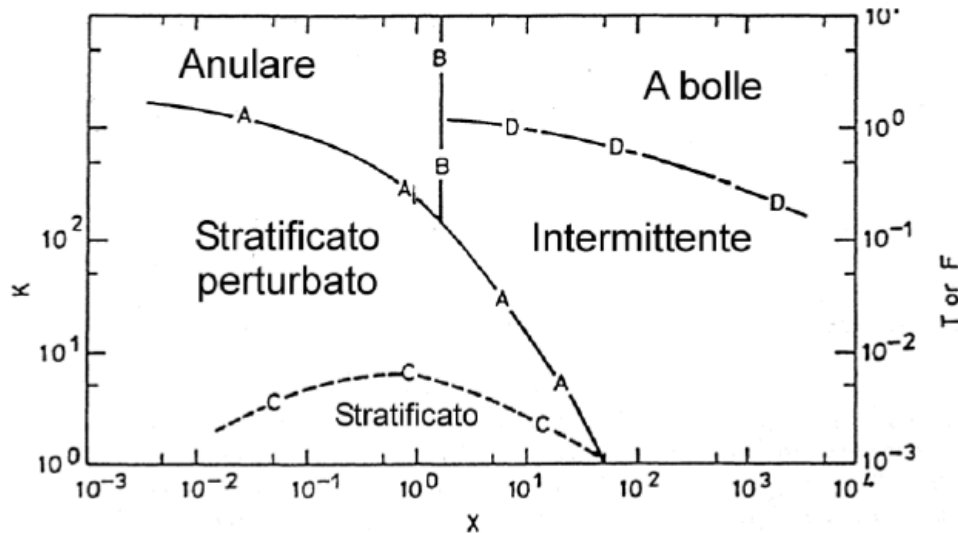


Figura 1.1.2. Mappa di Taitel e Dukler: Deflusso bifase all'interno di un tubo orizzontale

## 1.2 VAPORIZZAZIONE IN TUBO

Come riportato da Rossetto [5], la vaporizzazione all'interno di tubi orizzontali è presente negli evaporatori dei cicli frigoriferi, negli scambiatori a fascio tubiero e negli evaporatori degli impianti a vapore.

Essendo il tubo posizionato orizzontalmente, la forza di gravità favorisce regimi di deflusso asimmetrici, con porzioni di tubo asciutte, a contatto con il solo vapore. In assenza di stratificazione delle due fasi, il tubo orizzontale si comporta come un tubo verticale.

In figura 1.2.1 viene schematizzato come variano i regimi di moto all'interno di un tubo verticale e come variano i meccanismi di scambio termico al variare del titolo di vapore.

Quando la portata di fluido è bassa o a bassi titoli di vapore si ha stratificazione, ovvero la separazione delle due fasi (liquida e gassosa). Quando avviene la stratificazione si ha che il coefficiente di scambio medio sulla superficie del tubo è minore: questa dovrebbe dunque essere evitata nei generatori di vapore o in quelle situazioni in cui il flusso termico è una variabile



indipendente, in quanto si potrebbero avere temperature di parete elevate e potrebbe avvenire la rottura dei tubi. Invece, negli evaporatori dei fluidi frigoriferi, la stratificazione non è così dannosa, in quanto al massimo può comportare un coefficiente di scambio minore. Per eliminare la stratificazione è necessario utilizzare tubi di diametro ridotto e la portata specifica il più alta possibile, compatibilmente con il sistema utilizzato.

Quando il tubo non è più a contatto con il liquido si raggiunge quella che viene definita crisi termica (spesso indicata con il termine dryout): in corrispondenza di questa regione si ha un brusco decremento del coefficiente di scambio termico e un aumento repentino della temperatura di parete. Per i motivi appena citati, si cerca di evitare il dryout nelle applicazioni pratiche, perchè temperature di parete troppo elevate possono portare, nei casi più sfavorevoli, alla rottura del tubo.

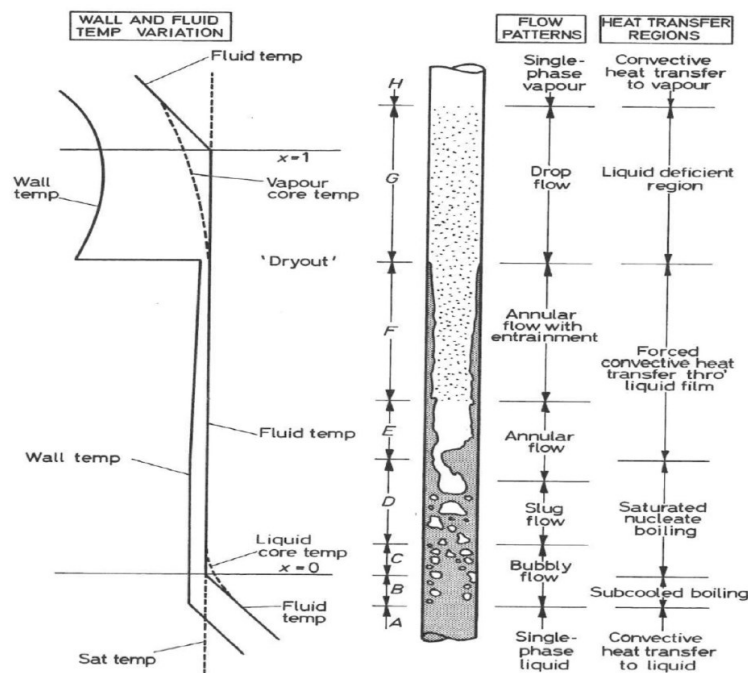


Figura 1.2.1. Regioni nello scambio termico in vaporizzazione

## CAPITOLO 2

### TUBI A SUPERFICIE INTENSIFICATA

I tubi a superficie intensificata (spesso chiamati microaletti) vengono largamente utilizzati negli impianti frigoriferi, nello specifico negli evaporatori e nei condensatori.

Il vantaggio principale che portano questa tipologia di tubi, come illustrato da Rossetto [5], è che incrementano in maniera significativa lo scambio termico (con riferimento alla superficie di scambio di un tubo liscio). Questo fenomeno è dovuto a diversi fattori:

- Incremento dell'area di scambio termico;
- Incremento del coefficiente di scambio termico convettivo della fase liquida dovuto alla presenza delle alette;
- Presenza di forze capillari che mantengono bagnata la parte superiore del tubo anche a basse portate
- Incremento del coefficiente di scambio termico in ebollizione nucleata, probabilmente dovuto alla presenza dei canali tra le alette che proteggono i siti di nucleazione oppure dovuto alla lavorazione meccanica che favorisce a sua volta siti di nucleazione;
- Le alette favoriscono la turbolenza nel condotto, andando a creare moti elicoidali che ritardano la crisi termica (Dryout), mantenendo la superficie del tubo bagnata più a lungo.

Nel tempo si sono affermate tre tipologie di tubi microaletti [5]:

- *Helical microfin tube (figura 2.1)*: l'alettatura è formata da un numero di scanalature, le quali hanno un andamento elicoidale lungo la superficie interna del tubo. Il rapporto tra l'altezza delle alette e il diametro interno deve essere minore di 0.04;
- *Cross-grooved tube (figura 2.2)*: questa tipologia di tubi hanno un secondo set di scanalature con lo stesso angolo d'elica rispetto al primo set, ma con angolazione diversa e spesso con diversa profondità.

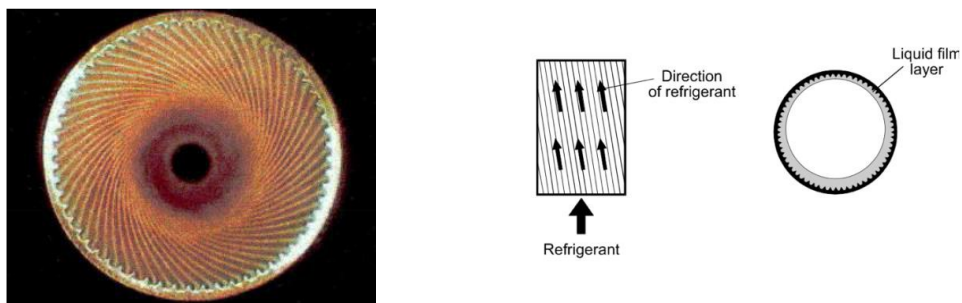


Figura 2.1. Alettatura di tipo elicoidale

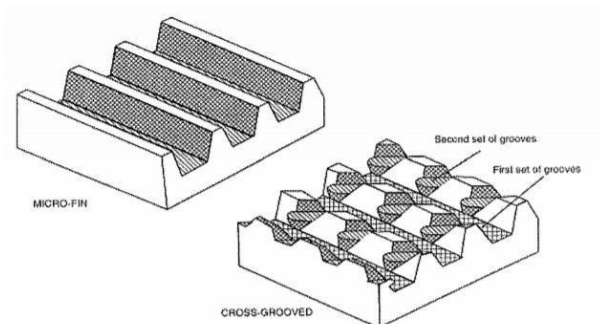


Figura 2.2 Modelli 3D di alettatura tipo standard e alettatura tipo cross-grooved

- *Herringbone tube (figura 2.3)*: in questa tipologia di tubi la microalettatura ha la forma della spina di pesce. Questa geometria concentra il liquido su due punti diametralmente opposti.

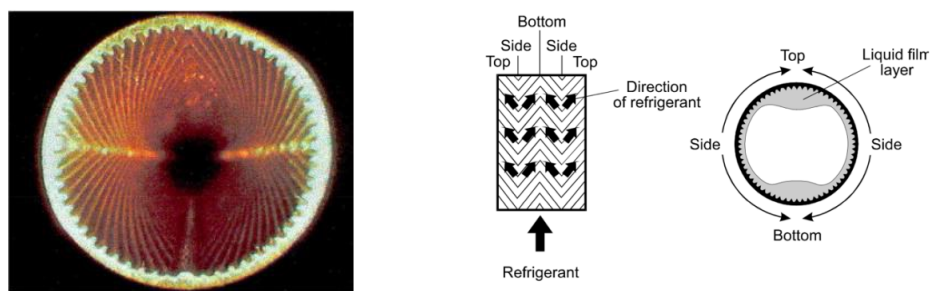


Figura 2.3. Alettatura tipo Herringbone

Ad oggi le alternative più utilizzate sono le prime due, favorite dalla semplicità di produzione. Quando si parla di Herringbone tube invece, le difficoltà derivano dal montaggio del tubo, il

quale deve presentare una geometria ben precisa, e di conseguenza sono richieste tempistiche e costi maggiori rispetto alle altre due tecnologie.

## 2.1 CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DI UN TUBO MICROALETTATO

I parametri geometrici che caratterizzano un tubo microaletato sono i seguenti (figura 2.1.1):

- Diametro esterno:  $D_e$
- Diametro apice aletta:  $D$
- Numero di alette:  $n_f$
- Altezza alette:  $h_f$
- Angolo d'elica:  $\beta$
- Angolo all'apice dell'aletta:  $\gamma$

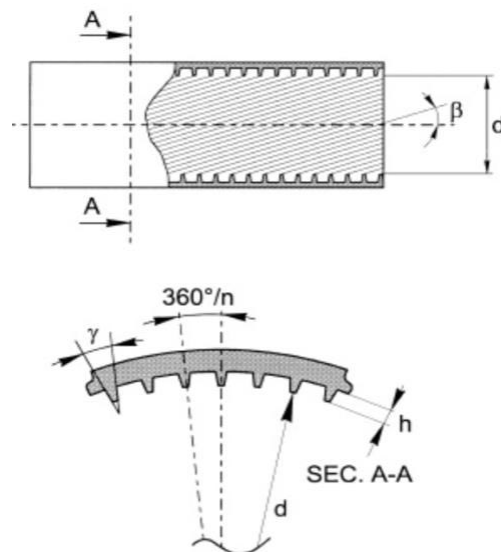


Figura 2.1.1. Parametri geometrici di un tubo microaletato [20]

## 2.2 SEZIONE SPERIMENTALE

Il tubo utilizzato per lo svolgimento delle prove presenta un'alettatura del tipo helical microfin e presenta le seguenti caratteristiche geometriche:

- Diametro esterno:  $D_e = 7$  mm
- Diametro apice aletta:  $D = 6.14$  mm
- Numero di alette:  $n_f = 50$
- Altezza alette:  $h_f = 0.18$  mm
- Angolo d'elica:  $\beta = 18^\circ$

La lunghezza totale del condotto in cui verranno misurate le perdite di carico è di 0.8 metri, mentre la sezione in cui verrà misurato il coefficiente di scambio termico misura 0.236 metri: una rappresentazione della sezione sperimentale viene riportata in figura 6.1.1 (vedi capitolo 6).

## CAPITOLO 3

### FLUIDI REFRIGERANTI

In questo capitolo verrà fatta una panoramica sui fluidi refrigeranti e sulla loro storia, esplorando ciò che li caratterizza e gli indici ad essi legati.

#### 3.1 PARAMETRI AMBIENTALI

Spesso, quando si sente parlare di fluidi refrigeranti, li si sente associati ad alcuni indici: In questo paragrafo, dunque, è bene richiamare quali sono i principali, in modo da comprendere quanto trattato nei paragrafi successivi.

Tramite questi indici riusciamo a stimare quanto un fluido sia impattante per l'ambiente [6].

##### 3.1.1 ODP (Ozone Depleting Potenzial)

Uno degli effetti peggiori attribuibili ai refrigeranti chimici è la distruzione dello strato dell'ozono. Questo indice è stato introdotto per definire quanto una sostanza dannosa per lo strato dell'ozono è effettivamente in grado di danneggiare lo strato dell'ozono. Questo indice dipende dal numero di atomi di cloro e bromo presenti nelle molecole e per quanto tempo questa molecola resta in atmosfera.

##### 3.1.2 GWP (Global Warming Potential)

Questo indice è stato sviluppato come parametro che permette di confrontare la quantità di energia che le emissioni di una tonnellata di un gas assorbiranno in un determinato periodo di tempo, di solito una media di 100 anni, rispetto alle emissioni di una tonnellata di CO<sub>2</sub>. Con questo parametro, dunque, è possibile confrontare quanto un gas impatterà in atmosfera rispetto all'anidride carbonica.

Questo indice dipende dalle radiazioni infrarosse assorbite dal fluido, da quanto tempo il fluido rimane in atmosfera e quanto lungo è l'orizzonte temporale (quindi lo stesso gas può avere differenti GWP in diversi orizzonti temporali): più basso sarà il GWP, più basso sarà il contributo del fluido.

### **3.1.3 TEWI (Total Equivalent Warning Impact)**

Questo indice, per valutare l'impatto ambientale di un fluido refrigerante, prende in considerazione sia le emissioni dirette che quelle indirette, ed è calcolato come la somma dei due contributi.

L'effetto diretto è legato alla vita utile dell'apparecchiatura, mentre l'impatto indiretto dipende dalle emissioni di anidride carbonica da combustibili fossili utilizzati per generare l'energia richiesta dall'apparecchiatura durante tutto il suo ciclo di vita.

### **3.1.4 LCCP (Life-Cycle Climate Performance)**

L'indice TEWI non prende in considerazione tutte le emissioni indirette coinvolte nel ciclo di vita di un refrigerante, come le emissioni correlate con la produzione e il trasporto dell'apparecchiatura e del refrigerante. A causa di ciò viene utilizzato un altro indice che tiene conto di tutti i contributi al global warming correlati al sistema frigorifero, includendo anche l'impatto ambientale delle sostanze emesse durante il processo di produzione del refrigerante e del trasporto dello stesso.

### 3.2 STORIA DEI FLUIDI REFRIGERANTI

I fluidi utilizzati per la refrigerazione sono cambiati nel corso degli anni. Come proposto da Calm [7], possiamo dividere la loro storia in quattro generazioni, le quali vengono riportate in figura 3.2.1.

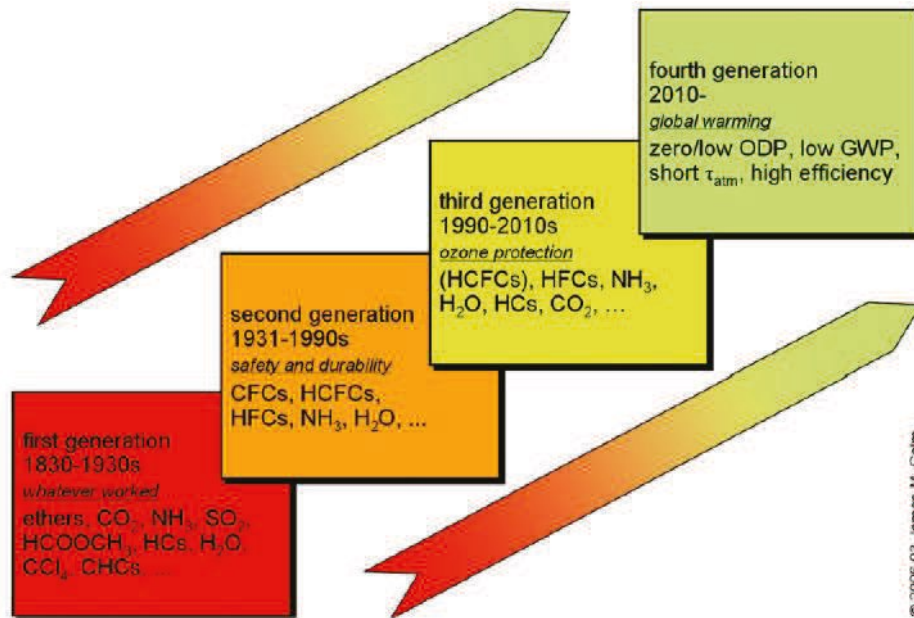


Figura 3.2.1. Le quattro generazioni di fluidi refrigeranti proposta da Calm [7]

La prima generazione di refrigeranti include qualsiasi cosa funzionasse come refrigerante, tra cui la maggior parte erano solventi o altri fluidi volatili, infiammabili, tossici e spesso molto reattivi. Negli anni sono prevalsi il propano, l'ammoniaca e l'anidride carbonica.

La seconda generazione è caratterizzata da "sicurezza e durabilità", dunque un vasto numero di refrigeranti a base fluoro che fossero stabili, non tossici e non infiammabili. I CloroFluoroCarburi (CFC) prima e gli IdroCloroFluoroCarburi (HCFC) caratterizzarono questa generazione: ne sono un esempio l'R11 e l'R12, introdotti nei primi anni '30.

Nel 1961 ci fu la Convention di Vienna e successivamente il Protocollo di Montreal (1987), il quale forzò all'abbandono delle sostanze che contribuivano ad aumentare il buco dell'ozono, tra cui i CFC e gli HCFC. Nacque dunque la terza generazione di refrigeranti, chiamati "ozone



protection”. Vennero proposti come soluzione gli IdroFluoroCarburi (HFC) ma l’attenzione principale venne posta sui refrigeranti naturali, in particolare ammoniaca, anidride carbonica, idrocarburi e acqua.

La quarta generazione di refrigeranti iniziò dopo il Protocollo di Kyoto (1997) il quale pose il limite sulle emissioni di gas ad effetto serra: venne attribuito il nome di Global Warming. Gli HFC vennero dichiarati come gas a effetto serra a causa del loro elevato Global Warming Potential, quindi dovranno essere rimpiazzati.

Misure più recenti sono state introdotte a livello nazionale e regionale, le quali sono ancora più stringenti. In Europa è stata approvata la seconda normativa F-Gas [12], la quale prevede, per alcune applicazioni (ad esempio applicazioni domestiche o apparecchiature industriali con una bassa Cooling Capacity), l’eliminazione dei refrigeranti che abbiano un GWP superiore a 150. Altri paesi sviluppati come Stati Uniti, Giappone, Australia e Canada stanno valutando l’introduzione di normative come questa.

### **3.3 REFRIGERANTI A BASSO GWP**

Calm e Didion [8] affermarono che nessuno dei refrigeranti attuali è ideale e lo stesso vale anche per i refrigeranti candidati a sostituirli. Nonostante ciò, è obbligatorio trovare la migliore soluzione possibile in grado di sostituire i refrigeranti che verranno eliminati in conseguenza al protocollo di Kyoto e alle normative regionali.

Quando si valuta un nuovo fluido refrigerante bisogna valutare diversi aspetti, come riportato da McLinden e Didion [9], tra cui:

- Stabilità nel normale utilizzo all’interno del circuito frigorifero
- Breve vita utile una volta rilasciato in atmosfera (aspetto correlato al GWP e ODP)
- Proprietà termodinamiche che siano adeguate allo scopo, tra cui la temperatura di ebollizione alla pressione atmosferica, temperatura critica ecc.
- Bassa tossicità e infiammabilità
- Costi e compatibilità con i materiali utilizzati

Ci sono molte possibilità di rimpiazzare i refrigeranti attualmente impiegati [10], ma bisogna tenere in mente che un qualsiasi sostituto che riduca l’efficienza globale del sistema in cui verrà

impiegato è probabile che abbia più contro rispetto ai benefici, in termini di indici di impatto ambientale.

Generalmente i nuovi refrigeranti candidati sono meno efficienti rispetto alle soluzioni già in uso: i guadagni in termini di efficienza ottenuti nelle macchine che utilizzano refrigeranti alternativi derivano principalmente da miglioramenti nella progettazione dei componenti piuttosto che dalle proprietà dei nuovi fluidi. I refrigeranti alternativi riducono i margini per un miglioramento ulteriore delle macchine frigorifere [8]. Quindi, oltre a cercare nuovi fluidi con un basso GWP, è necessario che questi richiedano un basso consumo di energia nei cicli a compressione di vapore [7].

### **3.4 R513A**

L' R513A è una miscela azeotropica (ovvero un fluido che si comporta come un fluido puro durante il ciclo frigorifero) composta al 44% da R134a e al 56% da R1234yf: venne introdotto nel mercato per andare a sostituire l'R134a, con lo scopo di abbassare il GWP di quest'ultimo, il quale con le nuove normative europee F-Gas [12] sarà sempre meno utilizzato a causa delle restrizioni introdotte.

L'R513A ha un GWP di 631, mentre l'R134a ha un GWP di 1430.

Questo fluido inoltre appartiene alla classe A1, ovvero un fluido a bassa tossicità e non infiammabile, il che lo rende utilizzabile in tutte le applicazioni, sia industriali che domestiche.

#### **3.4.1 Proprietà Termofisiche**

Riportiamo di seguito le proprietà che più contribuiscono allo scambio termico bifase e alle perdite di carico.

La temperatura critica è un vincolo sul campo di applicabilità del fluido ed inoltre è un parametro che influenza il coefficiente di scambio termico, così come la pressione ridotta.

Le proprietà che più influenzano il coefficiente di scambio termico sono la densità, la conducibilità termica, la viscosità, calore specifico e tensione superficiale.

Di seguito, nella tabella 1, vengono riportate le proprietà dell'R513A alla temperatura di saturazione di 30°C e 40°C calcolate con il software REFPROP 10.

<b>Temperatura di saturazione [°C]</b>	<b>30</b>	<b>40</b>
Pressione di saturazione [MPa]	0.82113	1.0725
Densità fase liquida [kg/m <sup>3</sup> ]	1114.8	1073.7
Densità fase vapore [kg/m <sup>3</sup> ]	43.499	57.697
Entalpia fase liquida [kJ/kg]	241.14	255.73
Entalpia fase vapore [kJ/kg]	393.02	398.01
Cv fase liquida [kJ/(kg K)]	0.9193	0.9358
Cv fase vapore [kJ/(kg K)]	0.8784	0.9112
Conducibilità termica liquido [W/(m K)]	0.0681	0.0645
Conducibilità termica vapore [W/(m K)]	0.0145	0.0156
Viscosità fase liquida [μPa s]	156.05	137.51
Viscosità fase vapore [μPa s]	11.832	12.273
Prandtl liquido [-]	3.2901	3.1831
Prandtl vapore [-]	0.8882	0.9223
Tensione superficiale (N/m)	0.00609	0.00487

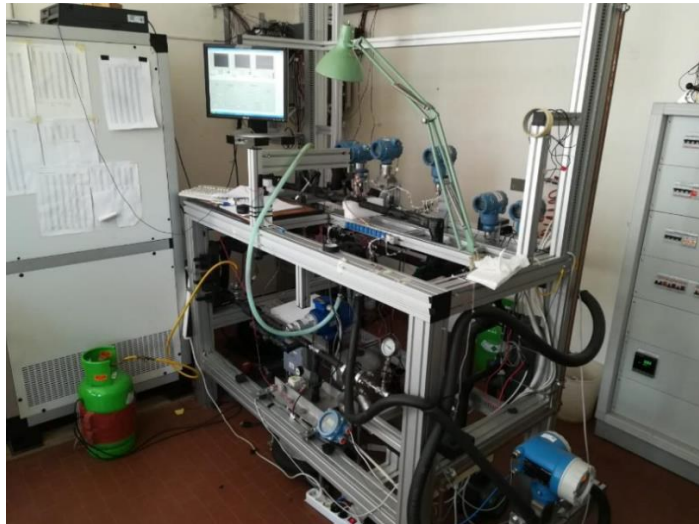
*Tabella 3.4.1. Proprietà termofisiche dell'R513A a diverse  $T_{sat}$*

## CAPITOLO 4

### IMPIANTO SPERIMENTALE

In questo capitolo viene descritto l'impianto sperimentale che è stato utilizzato per eseguire le prove.

Come descritto da Diani et al. [18], l'impianto per lo svolgimento delle prove è situato nel laboratorio "Heat Transfer in MicroGeometries Lab" del dipartimento di ingegneria industriale DII: possiamo vederne una rappresentazione in figura 4.1.



*Figura 4.1. Impianto sperimentale*

L'impianto è composto da cinque circuiti, i quali sono indipendenti l'uno dall'altro in quanto ogni circuito viene alimentato da un chiller o un bagno termostatico dedicato.

Vi sono quattro circuiti ausiliari ad acqua (ovvero pre-condensatore, circuito dell'acqua in sezione, il post-condensatore e l'evaporatore) e un circuito primario, ovvero il circuito in cui fluisce il fluido refrigerante.

## 4.1 PANORAMICA DELL'IMPIANTO

Di seguito vengono riportati tutti i componenti facenti parte dell'impianto e il ruolo da essi svolto:

- Pompa ad ingranaggi magnetici: ha il compito di fare circolare il refrigerante liquido all'interno dell'impianto. Vi è la possibilità di regolare la velocità di rotazione (e dunque la portata) tramite un inverter comandato da un display posizionato nel quadro elettrico.
- Damper: regolatore di pressione collegato ad un impianto ad aria compressa: ha il compito di regolare la pressione di saturazione all'interno del circuito principale, regolabile agendo sulla valvola che modula il passaggio dell'aria. Variando la pressione di saturazione, possiamo variare la temperatura di saturazione.
- Misuratore di portata di massa ad effetto Coriolis ( $\pm 0.10\%$  della lettura): questo strumento permette di misurare la portata massica del refrigerante. Esso è composto da due tubi racchiusi in una forma ad omega  $\Omega$ : la portata fluida entra all'interno del misuratore mentre l'elettronica induce una forza oscillante facendo vibrare i tubi. Il fluido invece induce una torsione, che a causa della Forza di Coriolis, crea una differenza di fase o sfasatura temporale (time lag) fra l'ingresso e l'uscita del misuratore e questa sfasatura è direttamente proporzionale alla massa del fluido che passa nel tubo [21].



*Figura 4.1.1. Misuratore di portata di massa ad effetto Coriolis*

- Evaporatore: scambiatore a piastre saldobrasate. Ha il compito di ricevere il fluido sottoraffreddato dalla pompa, farlo evaporare e surriscaldare. L'acqua calda

all'evaporatore è prodotta da un riscaldatore elettrico, il quale ha tre resistenze elettriche che assicurano che l'acqua all'ingresso dell'evaporatore sia alla temperatura di 60°.

- Pre-condensatore: scambiatore tubo in tubo. Riceve il vapore surriscaldato dall'evaporatore e tramite acqua a temperatura controllata proveniente da un chiller permette di condensare parzialmente il vapore. In questo modo è possibile controllare il titolo di vapore con cui il fluido entrerà in sezione.
- Sezione test: tratto di tubo in cui viene misurato il coefficiente di scambio termico. Questo tratto di sezione è avvolto da un tubo in rame in cui scorre acqua proveniente da un bagno termostatico. In questo tratto viene misurata la temperatura di parete tramite cinque termocoppie.
- Post-condensatore: scambiatore a piastre saldobrasato. Riceve acqua a 0° proveniente da un chiller, facendo quindi condensare e sottoraffreddare il refrigerante.
- Filtro: posizionato a monte della pompa permette di togliere le impurità dal circuito.
- Valvole: Due valvole vengono utilizzate per isolare la sezione di prova. Una valvola a valle della sezione, la quale serve per creare il vuoto nella sezione tramite una pompa da vuoto. Un'altra valvola è posta a valle del post-condensatore e viene utilizzata per caricare il refrigerante nell'impianto.
- Misuratori di pressione assoluta ( $\pm 1950$  Pa): strumenti utilizzati per misurare la pressione in un determinato punto dell'impianto: li troviamo posizionati uno a monte e a valle dell'evaporatore, uno a valle del pre-condensatore.
- Misuratore di pressione differenziale ( $\pm 25$  Pa): strumento che ci permette di misurare il salto di pressione che abbiamo in sezione.
- Termocoppie rame-costantana ( $\pm 0.05$  °C): strumenti che permettono di misurare la temperatura. Queste vengono poste in varie sezioni del circuito per monitorare le varie temperature del refrigerante.
- Misuratori di portata volumetrici ( $\pm 0.25\%$  della lettura): misurano la portata volumetrica dei circuiti ausiliari.
- Termopile ( $\pm 0.03$  °C): dispositivi che permettono di misurare la differenza di temperatura nei circuiti ausiliari.

- Chiller Lauda Variocool VC3000: questa macchina fornisce la potenza frigorifera richiesta al post-condensatore per condensare e sottoraffreddare il fluido refrigerante. La temperatura del fluido vettore (acqua-glicole) viene fissata a 0 °C.



*Figura 4.1.2. Chiller Lauda Variocool VC3000*

- Bagno termostatico Lauda Proline RP 1845: macchina che permette di fornire acqua calda alla serpentina che avvolge la sezione del test, fornendo dunque il calore necessario alla vaporizzazione.



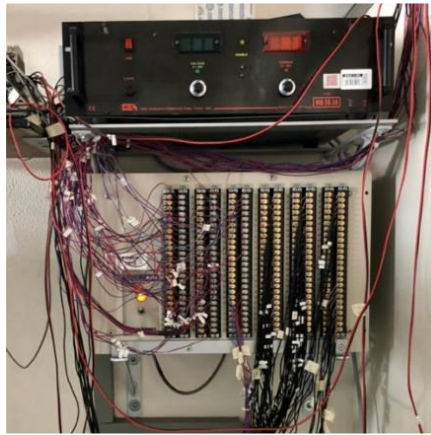
*Figura 4.1.3. Bagno termostatico Lauda Proline RP 1845*

- Chiller Rock 4: questa macchina ha lo scopo di fornire acqua a temperatura controllata al pre-condensatore. Tramite la regolazione della temperatura dell'acqua in uscita dal chiller riusciamo a controllare il titolo di vapore in ingresso della sezione.



*Figura 4.1.4. Chiller Rock 4*

- KAYE: Funge da giunto freddo per tutte le termocoppie, in particolare raggiunge la temperatura di zero gradi.



*Figura 4.1.5. KAYE Ice point reference*

Dunque, il loop che il fluido refrigerante svolge è il seguente: il fluido sottoraffreddato viene messo in movimento dalla pompa e raggiunge l'evaporatore, dove grazie al calore fornito dalle resistenze elettriche diventa vapore surriscaldato. Il vapore surriscaldato raggiunge il pre-condensatore e, in base alla temperatura dell'acqua che proviene dal chiller, viene modulato il titolo in uscita del refrigerante e dunque il titolo di ingresso in sezione. Il refrigerante scorrendo nella sezione evapora, aumentando il proprio titolo. Il refrigerante in uscita dalla sezione raggiungerà infine il post-condensatore, dove tornerà liquido sottoraffreddato grazie al calore sottratto dal chiller per poi ricominciare il loop.



In figura 4.1.6 possiamo vedere la schematizzazione dell'impianto sperimentale:

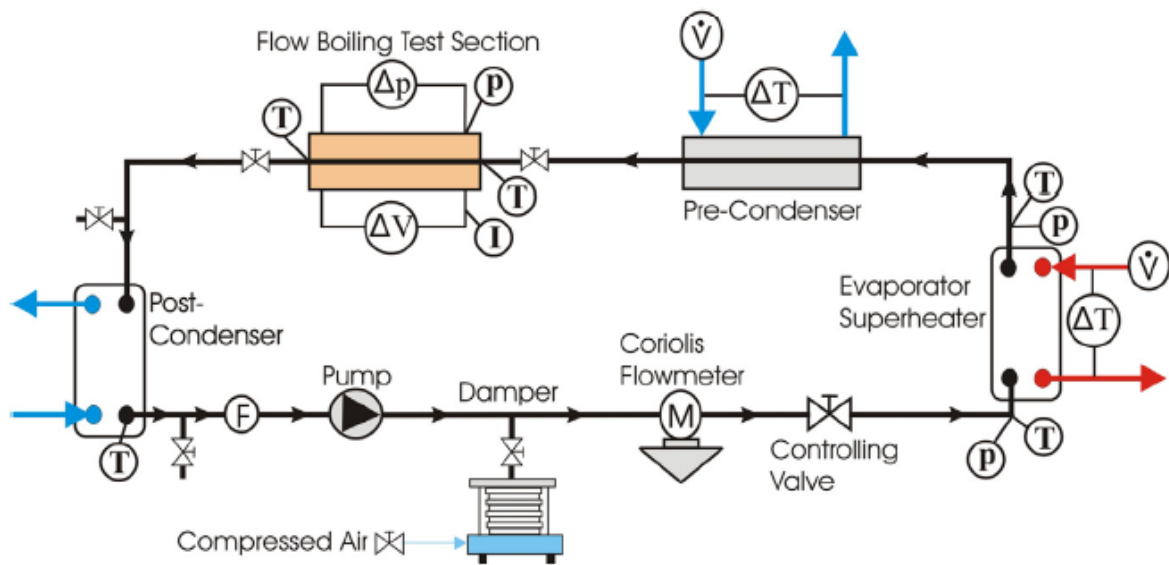


Figura 4.1.6. Schematizzazione dell'impianto sperimentale

## 4.2 SVOLGIMENTO DELLE PROVE

La prima cosa che viene fatta prima di poter utilizzare l'impianto è quella di caricare il refrigerante all'interno di esso. Per fare ciò, tramite una pompa da vuoto, viene creato il vuoto all'interno dell'impianto per eliminare tutte le tracce di aria che andrebbero a falsificare i risultati ottenuti. Una volta ottenuto il vuoto viene inizialmente caricato azoto con la funzione di eseguire un lavaggio dell'impianto per essere sicuri che le tracce del refrigerante precedentemente testato vengano eliminate.

Scaricato l'azoto viene nuovamente creato il vuoto, viene collegata la bombola di refrigerante all'impianto e sfruttando la differenza di pressione, si fa fluire il refrigerante all'interno dell'impianto: vengono caricati all'incirca 2.5 kg di refrigerante, quantità ritenuta idonea al corretto funzionamento dello stesso. A questo punto l'impianto è pronto per svolgere le prove.

In questo lavoro di tesi verrà testato il refrigerante a due temperature di saturazione  $T_{sat} = 30^\circ \text{C}$  e  $T_{sat} = 40^\circ \text{C}$ . I parametri che vengono variati durante la prova sono il flusso termico specifico HF, la portata specifica G ed il titolo di vapore x con cui il refrigerante entra in sezione.

Ogni volta che viene avviato l'impianto, la procedura da seguire è la seguente:

- Accensione del KAYE, il quale ha bisogno di un'ora per settarsi alla corretta temperatura
- Accensione del chiller che porta l'acqua refrigerata al post-condensatore
- Accensione della pompa che mette in moto il refrigerante.
- Accensione del chiller che porta l'acqua al pre-condensatore: andando a regolare la temperatura dell'acqua in uscita possiamo regolare il titolo di vapore con cui il refrigerante entrerà in sezione.
- Accensione delle resistenze dell'evaporatore previa accensione della pompa.
- Accensione del bagno termostatico che porta l'acqua calda in sezione: viene impostata la temperatura necessaria a raggiungere il flusso termico specifico desiderato.
- Regolazione della portata specifica desiderata tramite un regolatore posto sul quadro elettrico, il quale permetterà di agire sul numero di giri della pompa.
- Accensione del computer con annesso settaggio di Labview per l'acquisizione dei dati.
- Regolazione della temperatura di saturazione desiderata attraverso il damper: aprendo la valvola del damper, andiamo ad aumentare la pressione nella camera d'aria e dunque

la pressione dell'impianto. Essendo la temperatura di saturazione funzione della pressione, agendo sulla valvola abbiamo il controllo della temperatura di saturazione.

Raggiunto il set point al quale si vuole svolgere la prova, vengono acquisiti cento dati sui quali verranno poi svolti i calcoli.

## CAPITOLO 5

### ANALISI DATI

I vari parametri che ci servono per il calcolo del coefficiente di scambio vengono ottenuti andando a mediare le cento letture acquisite dal software. Il software per l'acquisizione dati LabView è stato impostato con una frequenza di acquisizione di 1 Hz; dunque, ogni secondo vengono acquisiti dal sistema i parametri impostati.

I dati che vengono acquisiti dal sistema sono i seguenti:

- Temperatura acqua in ingresso al pre-condensatore
- Temperatura acqua in uscita al pre-condensatore
- Temperatura acqua in ingresso all'evaporatore
- Temperatura acqua in uscita all'evaporatore
- Temperatura refrigerante in uscita dal post-condensatore
- Temperatura refrigerante in ingresso all'evaporatore
- Temperatura refrigerante in uscita all'evaporatore
- Temperatura refrigerante in uscita al pre-condensatore
- Temperatura refrigerante in ingresso sezione
- Temperatura refrigerante in uscita sezione
- Temperatura acqua in ingresso sezione
- Temperatura acqua in uscita sezione
- Temperatura di parete in sezione misurata in cinque punti
- Termopila pre-condensatore
- Termopila evaporatore
- Portata volumetrica refrigerante
- Portata volumetrica acqua evaporatore
- Portata volumetrica acqua pre-condensatore
- Pressione assoluta refrigerante in uscita dall'evaporatore
- Pressione assoluta refrigerante in ingresso dall'evaporatore
- Perdite di pressione in sezione
- Pressione assoluta in ingresso sezione
- Portata volumetrica acqua in sezione

- Pressione assoluta in uscita dalla sezione

Per ogni condizione iniziale che vogliamo studiare (titolo in ingresso, flusso termico, temperatura di saturazione ecc.) si deve attendere che il sistema diventi stabile. Una volta che il sistema diventa stabile partirà l'acquisizione e dunque si attenderanno i cento secondi precedentemente citati.

L'acquisizione dei dati viene fatta in un unico foglio Excel: Per calcolare la media delle cento letture è stato creato uno script MatLab in cui viene dato in input il file Excel generato da LabView, ed in output si ottiene la media dei cento valori desiderati.

Una volta ottenute le medie dei valori desiderati, possiamo iniziare l'elaborazione dei dati.

## 5.1 ELABORAZIONE DATI

Il primo valore che viene calcolato è il titolo di vapore in ingresso della sezione: questo deriva da un bilancio energetico al pre-condensatore.

Inizialmente viene calcolata l'entalpia specifica in ingresso al pre-condensatore tramite il software REFPROP 10, la quale viene calcolata a partire dalla pressione e dalla temperatura in ingresso al pre-condensatore:

$$h_{ref,pre,in} = f(P_{ref,pre,in}, T_{ref,pre,in}) \quad (5.1.1)$$

Viene poi calcolata l'entalpia specifica in uscita al pre-condensatore tramite la formula:

$$h_{ref,pre,out} = h_{ref,pre,in} - \frac{\dot{m}_{acqua,pre} \cdot c_{acqua,pre} \cdot \Delta T_{acqua,pre}}{\dot{m}_{ref}} \quad (5.1.2)$$

dove  $\dot{m}_{acqua,pre}$  indica la portata di massa di acqua che scorre al pre-condensatore,  $c_{acqua,pre}$  indica il calore specifico dell'acqua al pre-condensatore,  $\Delta T_{acqua,pre}$  è il salto di temperatura tra ingresso e uscita dell'acqua al pre-condensatore mentre  $\dot{m}_{ref}$  è la portata di massa di refrigerante in sezione.

Possiamo ora calcolare il titolo di vapore del refrigerante all'ingresso della sezione con la seguente formula:

$$x_{ref,test,in} = \frac{h_{ref,pre,out} - h_{ref,sat,L}}{h_{ref,sat,V} - h_{ref,sat,L}} \quad (5.1.3)$$

dove  $h_{ref,sat,L}$  e  $h_{ref,sat,V}$  rappresentano l'entalpia specifica del liquido saturo e del vapore saturo, le quali sono state calcolate con il software REFPROP 10 conoscendo la pressione all'ingresso della sezione.

Nuovamente, tramite un bilancio energetico, calcoliamo l'entalpia specifica all'uscita della sezione:

$$h_{ref,test,out} = h_{ref,test,in} + \frac{\dot{m}_{acqua,test} \cdot c_{acqua,test} \cdot \Delta T_{acqua,test}}{\dot{m}_{ref}} \quad (5.1.4)$$

dove  $h_{ref,test,in}$  è l'entalpia specifica del refrigerante all'uscita del pre-condensatore calcolata in precedenza.

$\dot{m}_{acqua,test}$  indica la portata di massa di acqua che scorre nel tubo che avvolge la sezione, come riportato in figura 5.1.1, la quale fornisce il calore necessario alla vaporizzazione;

$c_{acqua,test}$  indica il calore specifico dell'acqua che scorre attorno alla sezione,  $\Delta T_{acqua,test}$  è il salto di temperatura tra ingresso e uscita dell'acqua in sezione mentre  $\dot{m}_{ref}$  è la portata di massa di refrigerante in sezione.

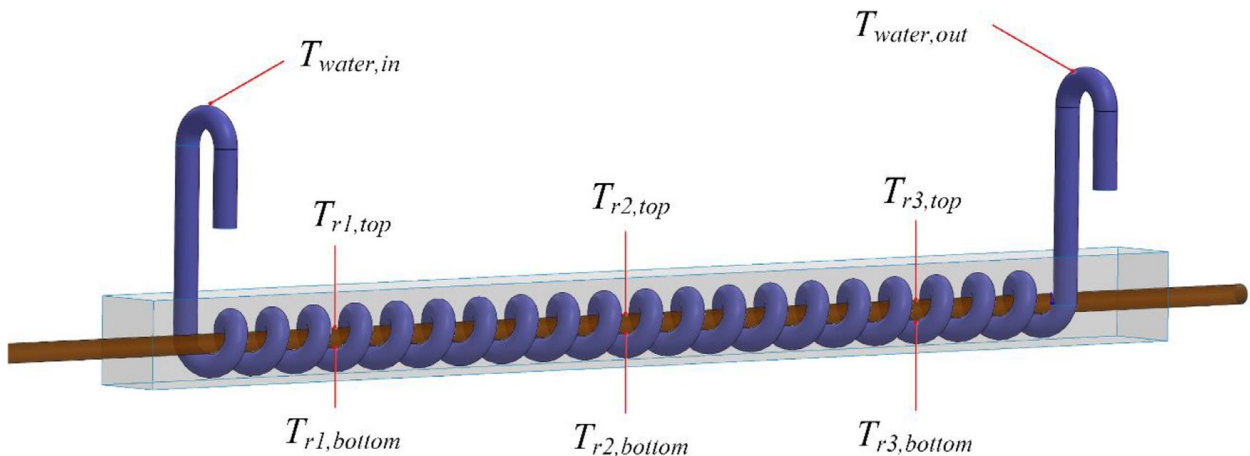


Figura 5.1.1. Modello 3D della sezione di test

Proseguiamo calcolando il titolo di vapore del refrigerante in uscita dalla sezione tramite l'equazione:

$$x_{ref,test,out} = \frac{h_{ref,test,out} - h_{ref,sat,L}}{h_{ref,sat,V} - h_{ref,sat,L}} \quad (5.1.5)$$

Ora possiamo calcolare il titolo di vapore medio tra ingresso e uscita della sezione:

$$x_{ref,test,mean} = \frac{x_{ref,test,out} + x_{ref,test,in}}{2} \quad (5.1.6)$$

L'ultimo valore da determinare è il coefficiente di scambio termico: anch'esso viene determinato tramite un bilancio energetico del refrigerante in sezione.

$$Heat\ Transfer\ Coefficient = \frac{\dot{m}_{acqua,test} \cdot c_{acqua,test} \cdot \Delta T_{acqua,test}}{A \cdot (T_{wall,test,mean} - T_{ref,test,mean})} \quad (5.1.7)$$

Con  $A$  indichiamo l'area equivalente di scambio termico in sezione, la quale viene calcolata ipotizzando che il tubo sia liscio, andando a scegliere come diametro quello corrispondente all'apice delle alette:

$$A = D_{apice\ alette} \cdot \pi \cdot L \quad (5.1.8)$$

$L$  è la lunghezza della sezione test, che nel nostro caso è 0.236 metri.  $D_{apice\ alette}$  è il diametro all'apice delle alette, come raffigurato in figura 5.1.2.

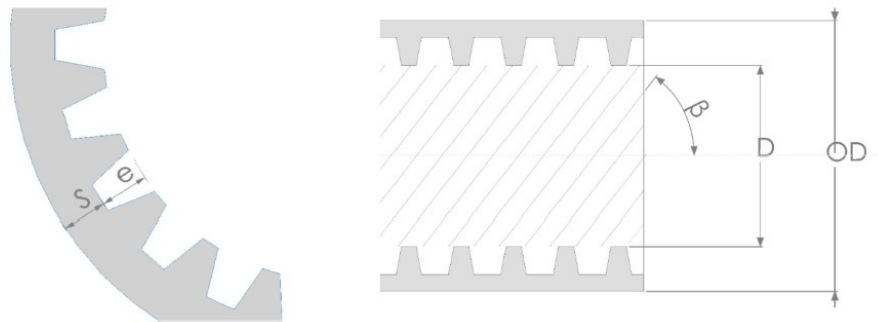


Figura 5.1.2. Parametri geometrici del tubo microalettato [18]

## 5.2 CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO PER ATTRITO

Le perdite di carico in un condotto orizzontale sono imputabili a tre fattori:

1. Variazione della quantità di moto
2. Gradiente di pressione per attrito
3. Perdite dovute alla gravità

Nel caso di un tubo orizzontale non vi sono perdite dovute alla gravità. A noi interessa conoscere le perdite di carico dovute all'attrito e per calcolarle utilizziamo la seguente equazione:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{total} - \left(\frac{dP}{dz}\right)_a \quad (5.2.1)$$

Con il pedice  $f$  vengono indicate le perdite di carico per attrito, il pedice  $total$  indica le perdite totali misurate dal misuratore differenziale mentre il pedice  $a$  indica le perdite di carico dovute alla variazione della quantità di moto.

Il termine dovuto alla variazione della quantità di moto viene calcolato come:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_a = G^2 \cdot \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right] \quad (5.2.2)$$

dove  $G$  è la portata specifica,  $x$  è il titolo di vapore,  $\rho_v$  e  $\rho_l$  sono la densità della fase liquida e vapore del refrigerante calcolati con il software REFPROP 10 mentre  $\alpha$  è il grado di vuoto il quale viene stimato con la correlazione di Rouhani e Axelsonn [13]:

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \cdot \left\{ 1 + 0.12 \cdot (1-x) \cdot \left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18 \cdot (1-x) \cdot [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{0.25}}{G \rho_l^{0.5}} \right\}^{-1} \quad (5.2.3)$$

dove  $\sigma$  è la tensione superficiale e  $g$  è l'accelerazione di gravità.

Partendo dunque dalla misura ottenuta grazie al misuratore di pressione differenziale, il quale indica il valore  $\Delta p_{totale}$ , andiamo a sottrarre il termine imputabile alla variazione della quantità di moto e ottemiamo il gradiente di pressione dovuto all'attrito.





## CAPITOLO 6

### ANALISI DELL'INCERTEZZA

Quando si parla di campioni di dati, un aspetto che non può essere trascurato è l'incertezza: per l'appunto, uno strumento, per quanto accurato sia, non sarà mai esente da incertezza di misura. La normativa che cura l'incertezza di misura è la UNI-CEI-ENV-13005 "Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement", abbreviata in GUM [14].

La normativa stessa definisce la misura una variabile aleatoria, e dunque insieme alla misura deve essere espresso un intervallo di confidenza.

Per calcolare l'incertezza la normativa suggerisce la seguente procedura:

1. Correggere gli effetti sistematici
2. Determinare l'incertezza di tipo standard per ogni grandezza coinvolta
3. Determinazione incertezza di tipo combinata
4. Determinazione incertezza di tipo estesa
5. Dichiarazione della misura

In questa sede verrà omissa il calcolo dell'incertezza estesa.

Avendo controllato che non ci fosse la presenza di errori sistematici, procediamo al calcolo della deviazione standard per tutte le grandezze misurate in fase di prova. Dato un valore misurato  $X_i$ , calcoleremo due categorie di incertezza, ovvero l'incertezza tipo A e B.

L'incertezza tipo di categoria A,  $u_A(X_i)$ , viene calcolata quando ho un valore ripetuto della stessa misura, che è quello che succede nel nostro caso: di questi valori ne calcoleremo la media ( $X_n$ ) e procediamo poi andando a calcolare la deviazione standard come riportato di seguito nel eq. 6.1:

$$u_A(X_i) = \sigma_{std}(X_i) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - X_n)^2 \quad (6.1)$$

L'incertezza tipo di categoria B viene calcolata assumendo una distribuzione uniforme, come riportato di seguito:

$$u_B(X_i) = \sigma_{uniforme} = \frac{\text{semiampiezza}}{\sqrt{3}} \quad (6.2)$$

Per il misuratore di portata volumetrico e il misuratore di portata di tipo Coriolis, l'incertezza di tipo di categoria B viene calcolata tenendo conto dell'incertezza dello strumento, con la quale verrà calcolata la semi ampiezza come riportato di seguito.

*Misuratore di portata volumetrico circuiti ausiliari:*

$$u_B(X_i) = \sigma_{uniforme} = \frac{0.25\% \text{ della lettura}}{\sqrt{3}} \quad (6.3)$$

*Misuratore di portata volumetrico in sezione:*

$$u_B(X_i) = \sigma_{uniforme} = \frac{0.5\% \text{ della lettura}}{\sqrt{3}} \quad (6.4)$$

*Misuratore di portata tipo Coriolis:*

$$u_B(X_i) = \sigma_{uniforme} = \frac{0,1\% \text{ della lettura}}{\sqrt{3}} \quad (6.5)$$

Per le grandezze trovate con il software REFPROP 10, l'incertezza tipo B viene calcolata come:

$$u_B(X_i) = \sigma_{uniforme} = \frac{1\% \text{ della lettura}}{\sqrt{3}} \quad (6.6)$$

Ora non resta che calcolare l'incertezza combinata  $u_c(X_i)$  tramite l'Eq. 6.7:

$$u_c(X_i) = \sqrt{u_A^2(X_i) + u_B^2(X_i)} \quad (6.7)$$

Quando la grandezza di interesse  $Y$  è funzione di altre grandezze misurate direttamente ( $X_i$ ), dobbiamo utilizzare l'equazione di Kline-McClintock [15] per ricavare l'incertezza combinata di  $Y$ :

$$u_c(Y) = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n [\theta_i u(X_i)]^2} \quad (6.8)$$

Con  $\theta_i$  vengono indicati gli indici di sensibilità, i quali vengono calcolati come riportato nel'Eq 6.9:

$$\theta_i = \frac{\partial y}{\partial x}, x = X_i \quad (6.9)$$

## 6.2 CALCOLO INCERTEZZA

Di seguito verranno calcolate le incertezze di tutti i parametri, tra cui:

- Potenza termica scambiata in sezione lato acqua
- Temperatura di parete
- Temperatura di saturazione
- Coefficiente di scambio termico
- Titolo di vapore all'ingresso della sezione
- Titolo di vapore all'uscita della sezione
- Entalpia specifica del refrigerante
- Incertezza sul titolo medio

### 6.2.1 Potenza termica scambiata in sezione lato acqua

La potenza termica scambiata in sezione si calcola con l'equazione seguente:

$$q_{H_2O sez} = \dot{m}_{H_2O, sez} \cdot c_{p H_2O, sez} \cdot (T_{H_2O, sez, out} - T_{H_2O, sez, in}) \quad (6.2.1.1)$$

Utilizzando l'equazione di Kline-McClintock [15] otteniamo i diversi indici di sensibilità:

$$\theta_1 = c_{p H_2O} \cdot (T_{H_2O sez out} - T_{H_2O sez in}) \quad (6.2.1.2)$$

$$\theta_2 = c_{p H_2O} \cdot \dot{m}_{H_2O sez} \quad (6.2.1.3)$$

$$\theta_3 = -c_{p H_2O} \cdot \dot{m}_{H_2O sez} \quad (6.2.1.4)$$

e dunque l'equazione finale diviene:

$$u(q_{H_2O\ sez}) = \sqrt{(\theta_1 \cdot u(\dot{m}_{H_2O\ sez}))^2 + (\theta_2 \cdot u(T_{H_2O\ sez\ out}))^2 + (\theta_3 \cdot u(T_{H_2O\ sez\ in}))^2}$$

I risultati ottenuti vengono riportati in tabella 6.2.1:

$q_{H_2O\ sez}$	$T_{sat} = 30^\circ\text{C}$	$T_{sat} = 40^\circ\text{C}$
$u_{max}(x)$	$\pm 5.06\%$	$\pm 3.54\%$
$u_{media}(x)$	$\pm 3.22\%$	$\pm 2.32\%$
$u_{min}(x)$	$\pm 1.91\%$	$\pm 1.10\%$

Tabella 6.2.1. Incertezza potenza termica scambiata in sezione lato acqua

### 6.2.2 Temperatura di parete

La temperatura di parete viene calcolata come la media delle cinque temperature fornite dalle termocoppie. L'incertezza sulla temperatura di parete sarà:

$$u(T_{p\ media}) = \frac{1}{6} \sqrt{\sum_{i=1}^6 u(T_{p\ iesima})^2} \quad (6.2.1.1)$$

ed otteniamo i seguenti valori:

$T_{p\ media}$	$T_{sat} = 30^\circ\text{C}$	$T_{sat} = 40^\circ\text{C}$
$u_{max}(x)$	$\pm 0.14$	$\pm 0.11$
$u_{media}(x)$	$\pm 0.03$	$\pm 0.02$
$u_{min}(x)$	$\pm 0.01$	$\pm 0.01$

Tabella 6.2.2. Incertezza temperatura di parete [K]

### 6.2.3 Temperatura di saturazione

In questo caso verranno calcolate le temperature di saturazione minima e massima in funzione della pressione di saturazione: dalla pressione di saturazione misurata dallo strumento, verrà sottratta o aggiunta l'incertezza dello strumento.

$$T_{sat}^+ = f(p_{sat} + 1950 \text{ Pa}) \quad (6.2.3.1)$$

$$T_{sat}^- = f(p_{sat} - 1950 \text{ Pa}) \quad (6.2.3.2)$$

Ora non resta che calcolare le incertezze come segue:

$$u(T_{sat}^+) = T_{sat}^+ - T_{sat} \quad (6.2.3.3)$$

$$u(T_{sat}^-) = T_{sat} - T_{sat}^- \quad (6.2.3.4)$$

L'incertezza combinata varrà:

$$u(T_{sat}) = \max(u(T_{sat}^+), u(T_{sat}^-)) \quad (6.2.3.5)$$

ed otteniamo i seguenti valori:

$T_{sat}$	$T_{sat} = 30^\circ\text{C}$	$T_{sat} = 40^\circ\text{C}$
$u_{max}(x)$	$\pm 0.086$	$\pm 0.07$
$u_{media}(x)$	$\pm 0.086$	$\pm 0.07$
$u_{min}(x)$	$\pm 0.086$	$\pm 0.07$

Tabella 6.2.3 Incertezza temperatura di saturazione

### 6.2.4 Coefficiente di scambio termico

Calcoliamo l'incertezza combinata sul coefficiente di scambio termico. Iniziamo calcolando gli indici di sensibilità:

$$\theta_1 = \frac{1}{A_s \cdot (\bar{T}_{sat} - \bar{T}_p)} \quad (6.2.4.1)$$

$$\theta_2 = -\frac{q_{H_2O\ sez}}{A_s \cdot (\bar{T}_{sat} - \bar{T}_p)^2} \quad (6.2.4.2)$$

$$\theta_3 = \frac{q_{H_2O\ sez}}{A_s \cdot (\bar{T}_{sat} - \bar{T}_p)^2} \quad (6.2.4.3)$$

e dunque l'equazione dell'incertezza combinata diviene:

$$u(\alpha_{sez}) = \sqrt{(\theta_1 \cdot u(q_{H_2O\ sez}))^2 + (\theta_2 \cdot u(\bar{T}_{sat}))^2 + (\theta_3 \cdot u(\bar{T}_p))^2} \quad (6.2.4.4)$$

I valori ottenuti vengono riportati in tabella:

<b><math>HTC_{vap}</math></b>	<b><math>T_{sat} = 30^\circ\text{C}</math></b>	<b><math>T_{sat} = 40^\circ\text{C}</math></b>
$u_{max}(x)$	$\pm 8.38\%$	$\pm 6.48\%$
$u_{media}(x)$	$\pm 4.97\%$	$\pm 4.08\%$
$u_{min}(x)$	$\pm 3.08\%$	$\pm 1.90\%$

Tabella 6.2.4 Incertezza coefficiente di scambio termico in vaporizzazione

### 6.2.5 Incertezza su potenza termica al precondensatore

Proseguiamo calcolando l'incertezza sulla potenza termica al precondensatore.

Calcoliamo i corrispondenti indici di sensibilità:

$$\theta_1 = c_{p\ H_2O} \cdot (T_{H_2O,precond,out} - T_{H_2O,precond,in}) \quad (6.2.5.1)$$

$$\theta_2 = c_{p,H_2O} \cdot \dot{m}_{H_2O \text{ precond}} \quad (6.2.5.2)$$

$$\theta_3 = -c_{p,H_2O} \cdot \dot{m}_{H_2O \text{ precond}} \quad (6.2.5.3)$$

e dunque l'equazione dell'incertezza combinata diviene:

$$u(q_{H_2O \text{ precond}}) = \sqrt{(\theta_1 \cdot u(\dot{m}_{H_2O \text{ precond}}))^2 + (\theta_2 \cdot u(T_{H_2O \text{ precond out}}))^2 + (\theta_3 \cdot u(T_{H_2O \text{ precond in}}))^2} \quad (6.2.5.4)$$

Otteniamo i seguenti valori:

$q_{H_2O \text{ precond}}$	$T_{sat} = 30^\circ\text{C}$	$T_{sat} = 40^\circ\text{C}$
$u_{max}(x)$	$\pm 7.42\%$	$\pm 7.46\%$
$u_{media}(x)$	$\pm 2.87\%$	$\pm 2.54\%$
$u_{min}(x)$	$\pm 0.98\%$	$\pm 1.08\%$

Tabella 6.2.5. Incertezza potenza termica scambiata al precondensatore

### 6.2.6 Incertezza entalpia del refrigerante in ingresso sezione

Calcoliamo l'incertezza combinata sull'entalpia del refrigerante in ingresso sezione.

Gli indici di sensibilità sono i seguenti:

$$\theta_1 = 1 \quad (6.2.6.1)$$

$$\theta_2 = -\frac{1}{\dot{m}_{ref}} \quad (6.2.6.2)$$



$$\theta_3 = \frac{q_{H_2O\ precond}}{\dot{m}_{ref}^2} \quad (6.2.6.3)$$

e dunque l'equazione dell'incertezza combinata diviene:

$$u(h_{ref\ sez\ in}) = \sqrt{(\theta_1 \cdot u(h_{ref\ precond\ in}))^2 + (\theta_2 \cdot u(q_{H_2O\ precond}))^2 + (\theta_3 \cdot u(\dot{m}_{ref}))^2} \quad (6.2.6.4)$$

I valori dell'incertezza vengono riportati in tabella:

$h_{ref,sez,in}$	$T_{sat} = 30^\circ\text{C}$	$T_{sat} = 40^\circ\text{C}$
$u_{max}(x)$	$\pm 2.20\%$	$\pm 1.10\%$
$u_{media}(x)$	$\pm 0.95\%$	$\pm 0.80\%$
$u_{min}(x)$	$\pm 0.63\%$	$\pm 0.64\%$

Tabella 6.2.6. Incertezza entalpia refrigerante in ingresso sezione

### 6.2.7 Incertezza su entalpia di liquido saturo e vapore saturo del refrigerante

I valori di entalpia del liquido saturo e del vapore saturo vengono ottenuti dal software REFPROP 10: la loro incertezza viene presa come l'1% del valore calcolato dal software, come indicato dalla NIST, produttrice del software.

Calcoliamo dunque l'incertezza associata ai due valori:

$$u(h_{ref,sez,in,L}) = \pm 1\% \cdot h_{ref,sez,in,L} \quad (6.2.7.1)$$

$$u(h_{ref,sez,in,V}) = \pm 1\% \cdot h_{ref,sez,in,V} \quad (6.2.7.2)$$

### 6.2.8 Incertezza titolo di vapore in ingresso sezione

Abbiamo a disposizione tutti i valori per poter calcolare l'incertezza del titolo di vapore in ingresso sezione, il quale è stato calcolato utilizzando l'eq 5.1.3.

Vengono di seguito calcolati gli indici di sensibilità:

$$\theta_1 = \frac{1}{h_{ref,sez,in,V} - h_{ref,sez,in,L}} \quad (6.2.8.1)$$

$$\theta_2 = -\frac{1}{h_{ref,sez,in,V} - h_{ref,sez,in,L}} \quad (6.2.8.2)$$

$$\theta_3 = \frac{h_{ref,sez,in} - h_{ref,sez,in,L}}{(h_{ref,sez,in,V} - h_{ref,sez,in,L})^2} \quad (6.2.8.3)$$

L'equazione per il calcolo dell'incertezza combinata diviene:

$$u(x_{in}) = \sqrt{(\theta_1 \cdot u(h_{ref,sez,in}))^2 + (\theta_2 \cdot u(h_{ref,sez,in,L}))^2 + (\theta_3 \cdot u(h_{ref,sez,in,V} - h_{ref,sez,in,L}))^2} \quad (6.2.8.4)$$

I valori ottenuti vengono riportati nella seguente tabella:

$x_{in}$	$T_{sat} = 30^{\circ}\text{C}$	$T_{sat} = 40^{\circ}\text{C}$
$u_{max}(x)$	$\pm 0.038$	$\pm 0.022$
$u_{media}(x)$	$\pm 0.021$	$\pm 0.021$
$u_{min}(x)$	$\pm 0.018$	$\pm 0.020$

Tabella 6.2.8. Incertezza titolo di vapore in ingresso sezione

### 6.2.9 Incertezza entalpia refrigerante in uscita della sezione

L'entalpia del refrigerante viene calcolata come riportato nell'Equazione 5.1.4.

Procediamo dunque a calcolare gli indici di sensibilità:

$$\theta_1 = 1 \quad (6.2.9.1)$$

$$\theta_2 = -\frac{1}{\dot{m}_{ref}} \quad (6.2.9.2)$$

$$\theta_3 = \frac{q_{H_2O\ sez}}{\dot{m}_{ref}^2} \quad (6.2.9.3)$$

Otteniamo dunque l'equazione per poter calcolare l'incertezza combinata:

$$u(h_{ref, sez, out}) = \sqrt{(\theta_1 \cdot u(h_{ref, sez, in}))^2 + (\theta_2 \cdot u(q_{H_2O\ sez}))^2 + (\theta_3 \cdot u(\dot{m}_{ref}))^2} \quad (6.2.9.4)$$

I valori ottenuti vengono riportati nella seguente tabella:

$h_{ref, sez, out}$	$T_{sat} = 30^\circ\text{C}$	$T_{sat} = 40^\circ\text{C}$
$u_{max}(x)$	$\pm 1.98\%$	$\pm 0.96\%$
$u_{media}(x)$	$\pm 0.88\%$	$\pm 0.75\%$
$u_{min}(x)$	$\pm 0.62\%$	$\pm 0.62\%$

Tabella 6.2.9. Incertezza Entalpia refrigerante in uscita sezione

### 6.2.10 Incertezza su entalpia di liquido saturo e vapore saturo del refrigerante

I valori di entalpia del liquido saturo e del vapore saturo vengono ottenuti dal software REFPROP 10: la loro incertezza viene presa come l'1% del valore calcolato dal software, come indicato dalla NIST, produttrice del software.

Calcoliamo dunque l'incertezza associata ai due valori:

$$u(h_{ref, sez, out, L}) = \pm 1\% \cdot h_{ref, sez, out, L} \quad (6.2.10.1)$$

$$u(h_{ref, sez, out, V}) = \pm 1\% \cdot h_{ref, sez, out, V} \quad (6.2.10.2)$$

### 6.2.11 Incertezza titolo di vapore in uscita sezione

Abbiamo a disposizione tutti i valori per poter calcolare l'incertezza del titolo di vapore in ingresso sezione, il quale è stato calcolato utilizzando l'equazione 6.1.5.

Vengono di seguito calcolati gli indici di sensibilità:

$$\theta_1 = \frac{1}{h_{ref,sez,out,V} - h_{ref,sez,out,L}} \quad (6.2.11.1)$$

$$\theta_2 = -\frac{1}{h_{ref,sez,out,V} - h_{ref,sez,out,L}} \quad (6.2.11.2)$$

$$\theta_3 = \frac{h_{ref,sez,in} - h_{ref,sez,out,L}}{(h_{ref,sez,out,V} - h_{ref,sez,out,L})^2} \quad (6.2.11.3)$$

L'equazione per il calcolo dell'incertezza combinata diviene:

$$u(x_{out}) = \sqrt{(\theta_1 \cdot u(h_{ref,sez,out}))^2 + (\theta_2 \cdot u(h_{ref,sez,out,L}))^2 + (\theta_3 \cdot u(h_{ref,sez,out,V} - h_{ref,sez,out,L}))^2} \quad (6.2.11.4)$$

I valori ottenuti vengono riportati nella seguente tabella:

$x_{out}$	$T_{sat} = 30^{\circ}\text{C}$	$T_{sat} = 40^{\circ}\text{C}$
$u_{max}(x)$	$\pm 0.038$	$\pm 0.022$
$u_{media}(x)$	$\pm 0.021$	$\pm 0.021$
$u_{min}(x)$	$\pm 0.018$	$\pm 0.020$

Tabella 6.2.11. Incertezza su titolo di vapore in uscita sezione

### 6.2.12 Incertezza su titolo medio in sezione

Procediamo andando a calcolare l'incertezza sul titolo di vapore medio in sezione. L'eq. 5.1.6 è associata al calcolo del titolo di vapore medio, dunque l'incertezza viene calcolata con l'eq.

6.2.12.1:

$$u(x_{mean}) = \frac{1}{2} \sqrt{u(x_{out})^2 + u(x_{in})^2} \quad (6.2.12.1)$$

I valori ottenuti vengono riportati nella seguente tabella:

$x_{mean}$	$T_{sat} = 30^{\circ}\text{C}$	$T_{sat} = 40^{\circ}\text{C}$
$u_{max}(x)$	$\pm 0.027$	$\pm 0.0156$
$u_{media}(x)$	$\pm 0.015$	$\pm 0.0147$
$u_{min}(x)$	$\pm 0.013$	$\pm 0.0142$

Tabella 6.2.12. Incertezza su titolo di vapore medio in sezione

## CAPITOLO 7

### RISULTATI SPERIMENTALI

Procederemo ora ad analizzare i risultati ottenuti in laboratorio. Si è studiato lo scambio termico andando a variare principalmente due variabili, ovvero:

1. flusso termico fornito in sezione (HF), il quale verrà regolato a circa 10, 30 e 50 kW/m<sup>2</sup>
2. portata specifica, la quale verrà variata da 50 a 400 kg/(m<sup>2</sup>s).

#### 7.1 $T_{\text{sat}} = 30^{\circ}\text{C}$

La prima serie di prove è stata eseguita alla temperatura di saturazione di 30°C.

Tramite il pre-condensatore viene regolato il titolo di vapore in ingresso della sezione, andando a variare la temperatura dell'acqua che arriva dal chiller: più la temperatura dell'acqua sarà alta, meno il vapore tenderà a condensare e dunque sarà più alto il titolo di vapore in ingresso della sezione.

Il titolo di vapore in ingresso lo si fa variare tra 0.1 e 0.9, cercando di evitare il dryout, condizione per cui le pareti del tubo non vengono più lambite da refrigerante in fase liquida, e dunque si ha un notevole decremento dello scambio termico (vedi paragrafo 1.2).

Tramite un bilancio di energia è possibile calcolare la variazione di titolo del refrigerante all'interno della sezione, e, di conseguenza, è possibile conoscere il massimo titolo con cui il refrigerante può entrare in sezione per quel valore di flusso termico e di portata per non incorrere nel dryout.

### 7.1.1 Heat Flux=10 kW/m<sup>2</sup>

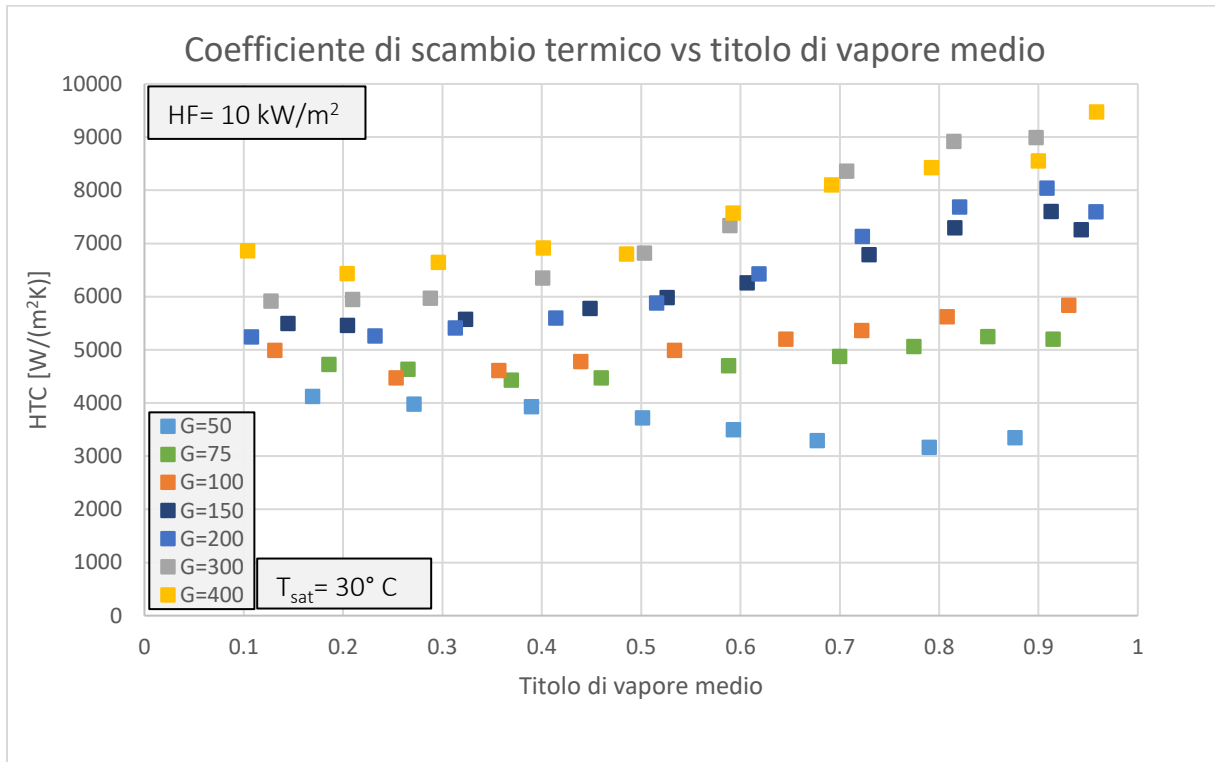


Figura 7.1.1.1. Grafico rappresentante il coefficiente di scambio termico a diverse portate specifiche  $G$ , flusso termico specifico  $HF=10 \text{ kW/m}^2$ , alla  $T_{\text{sat}}=30^\circ\text{C}$

Analizzando il grafico possiamo notare che per basse portate specifiche, ovvero fino a 100 kg/(m<sup>2</sup>s), l'andamento del coefficiente di scambio è poco influenzato dal titolo di vapore.

Per un valore molto basso di portata specifica come 50 kg/(m<sup>2</sup>s), in cui il deflusso è stratificato, il coefficiente di scambio è governato dall'ebollizione nucleata. A bassi titoli notiamo come il coefficiente di scambio resti pressoché costante, e questo è dovuto al fatto che il fluido si muove lentamente all'interno del condotto e la gravità lo concentra nella parte inferiore: la parte di tubo non bagnata dal fluido scambia meno calore rispetto al liquido a causa della bassa conducibilità termica del vapore. La parte di tubo toccata dal vapore sarà piccola a bassi titoli e alta ad alti titoli. Per questo motivo il coefficiente di scambio subisce una leggera decrescita all'aumentare del titolo.

Aumentando la portata specifica notiamo che il comportamento del refrigerante cambia a causa del regime di deflusso che varia: più aumentiamo la portata e più ci avviciniamo al deflusso anulare, condizione in cui il coefficiente di scambio termico è massimo, perché si ha un film sottile di liquido a contatto con la parete con la fase gassosa che scorre all'interno del condotto. Più il film di liquido è sottile, più il coefficiente di scambio aumenta, perché diminuisce la resistenza termica associata al film di liquido.

Questo comportamento lo possiamo notare nel grafico ad alte portate: vediamo come il coefficiente di scambio sia massimo ad alti titoli.

### 7.1.2 Heat Flux=30 kW/m<sup>2</sup>

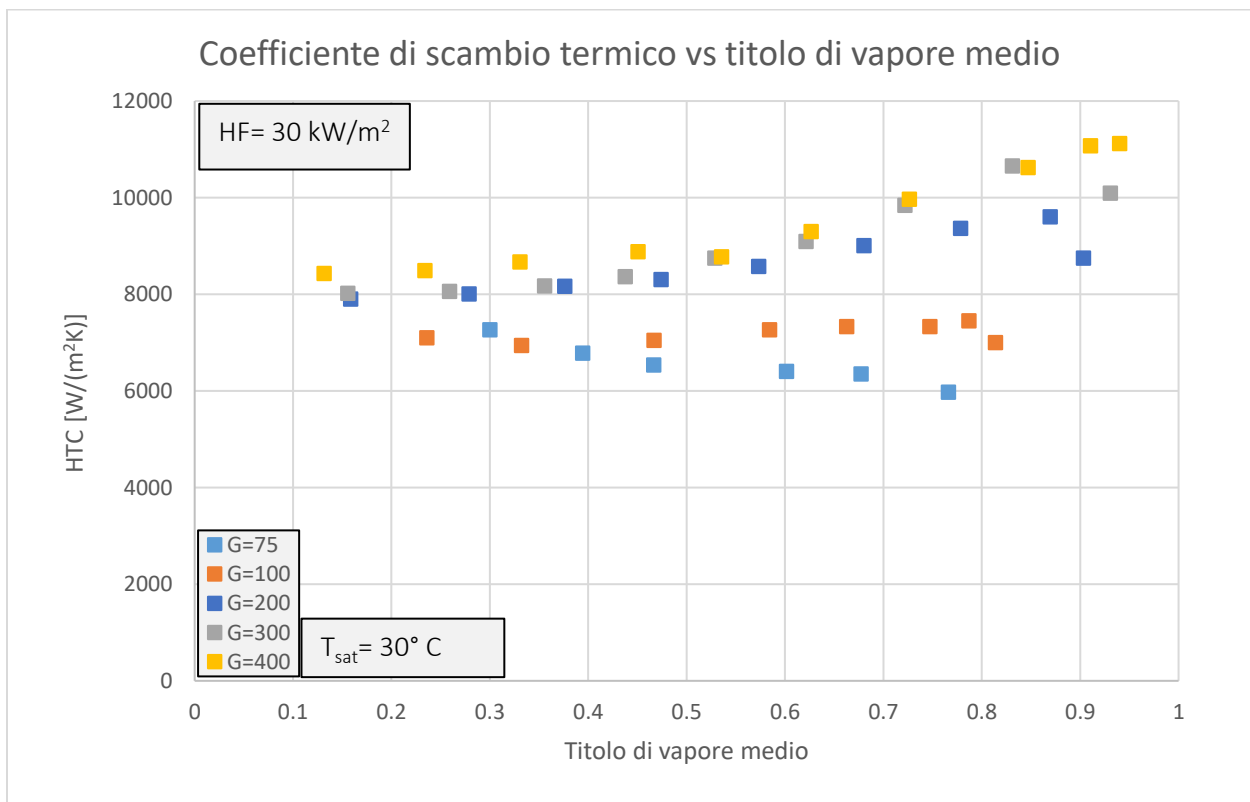


Figura 7.1.2.1. Grafico rappresentante il coefficiente di scambio termico a diverse portate specifiche  $G$ , flusso termico specifico  $HF=30 \text{ kW/m}^2$ , alla  $T_{sat}=30^\circ\text{C}$



Aumentando il flusso termico specifico HF, notiamo come aumenti il coefficiente di scambio termico perché aumenta l'effetto dell'ebollizione nucleata. Anche in questo caso, per portate basse in cui il deflusso è stratificato, notiamo una diminuzione del coefficiente di scambio all'aumentare del titolo. Valgono gli stessi ragionamenti fatti per il caso precedente:

- A portate basse, in cui il deflusso è stratificato, il coefficiente di scambio scende all'aumentare del titolo.
- Aumentando la portata, aumenta il coefficiente di scambio termico.
- Per portate in cui il deflusso è anulare, aumentando il titolo, aumenta il coefficiente di scambio.

### 7.1.3 Heat Flux=50 kW/m<sup>2</sup>

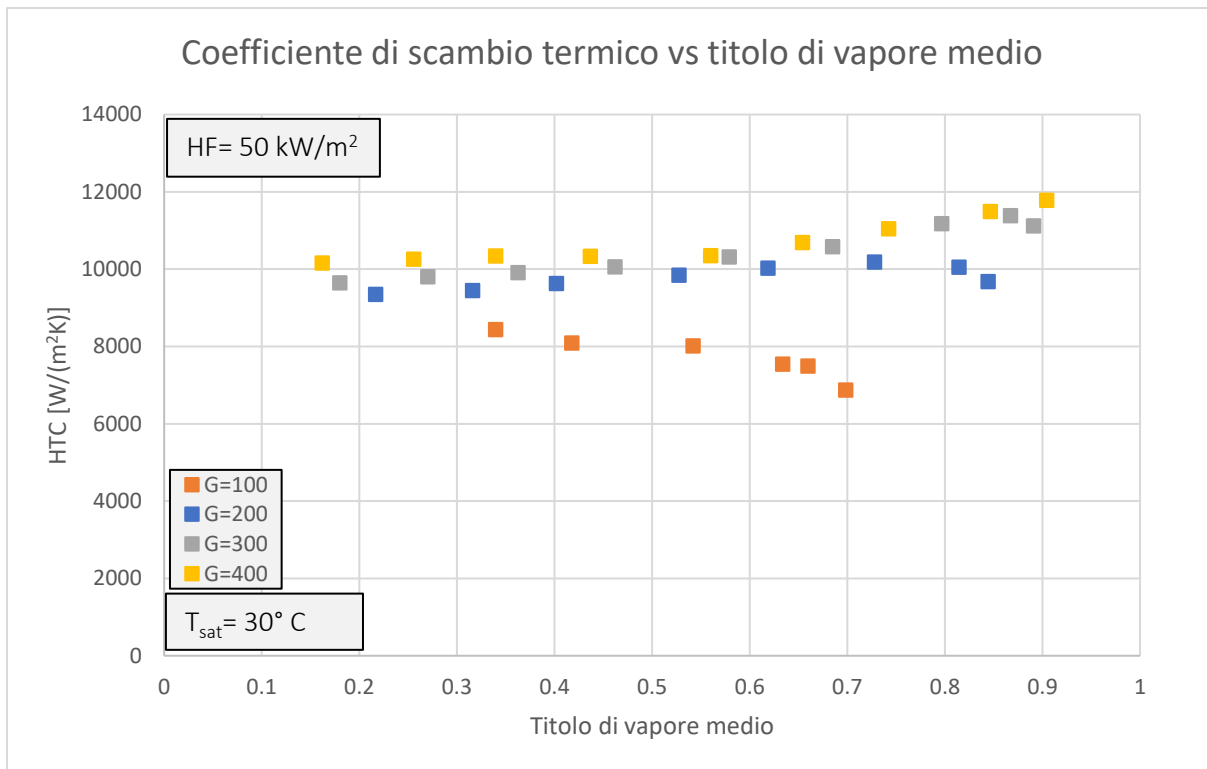


Figura 7.1.3.1. Grafico rappresentante il coefficiente di scambio termico a diverse portate specifiche G, flusso termico specifico HF=50 kW/m<sup>2</sup>, alla T<sub>sat</sub>=30°C

Aumentando ulteriormente il flusso termico specifico  $HF$ , aumenta ulteriormente il coefficiente di scambio termico.

I meccanismi di scambio termico sono gli stessi che si vengono a generare per il caso a  $HF=30$   $\text{kW/m}^2$ , ma in maniera più marcata.

Per la portata specifica  $G=100$   $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$  notiamo un decremento significativo del coefficiente di scambio, a causa del regime stratificato, in cui una porzione del tubo non viene in contatto con il fluido in fase liquida.

All'aumentare della portata, il coefficiente di scambio aumenta con il titolo, a causa del deflusso anulare.

## 7.2 $T_{\text{sat}} = 40^{\circ}\text{C}$

Con il fine di comprendere come varia il coefficiente di scambio aumentando la temperatura di saturazione, sono state svolte alcune prove alla temperatura di saturazione a  $40^{\circ}\text{C}$ : nello specifico si è voluto studiare come si comporta il fluido nei regimi di deflusso laminare e anulare, al variare del flusso termico specifico. Pertanto, si è scelto un punto a bassa portata specifica ( $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ ) soggetto a due flussi termici specifici, uno basso ( $10 \text{ W}/\text{m}^2$ ) e uno alto ( $50 \text{ W}/\text{m}^2$ ). Lo stesso si è fatto aumentando la portata specifica ( $400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ ), per studiare come varia lo scambio termico durante il deflusso anulare.

Nei paragrafi successivi vengono mostrati i risultati ottenuti.

### 7.2.1 $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , $HF=10 \text{ kW}/\text{m}^2$

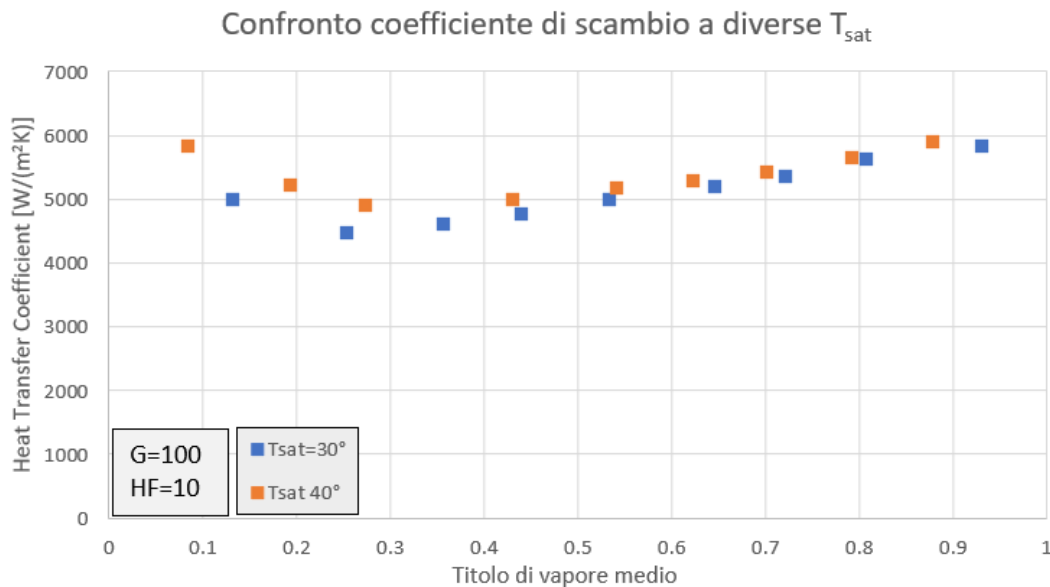


Figure 7.2.1.1. Grafico di confronto tra HTC alle temperature di saturazione di  $30^{\circ}\text{C}$  e  $40^{\circ}\text{C}$ , con una portata specifica  $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , flusso termico specifico  $HF=10 \text{ kW}/\text{m}^2$

Per titoli di vapore fino a 0.4, notiamo che il coefficiente di scambio termico aumenta con la temperatura di saturazione: questo è attribuibile al fatto che il deflusso è stratificato e dunque il coefficiente di scambio termico è governato dall'ebollizione nucleata. Come riportato da Rossetto

[5], nell'ebollizione nucleata, all'aumentare della pressione di saturazione aumenta il coefficiente di scambio termico.

Temperatura di saturazione e pressione di saturazione sono direttamente proporzionali, dunque, aumentando la temperatura di saturazione vi è un aumento della pressione di saturazione, con conseguente aumento del coefficiente di scambio.

All'aumentare del titolo di vapore il coefficiente di scambio termico alle due temperature di saturazione diventa paragonabile. Questo succede perché si ha sempre meno porzione di tubo bagnata dal fluido; dunque, l'ebollizione nucleata avviene su una porzione di tubo via via decrescente e di conseguenza non si nota l'aumento del coefficiente di scambio che si aveva per titoli più bassi.

### 7.2.2 $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , $HF=50 \text{ kW}/\text{m}^2$

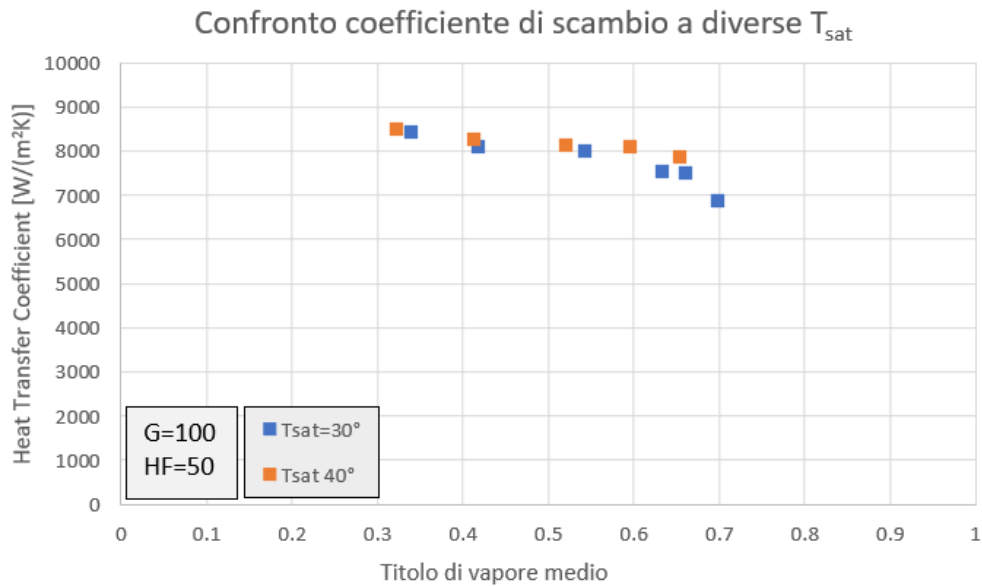


Figura 7.2.2.1 Grafico di confronto tra HTC alle temperature di saturazione di  $30^\circ\text{C}$  e  $40^\circ\text{C}$ , con una portata specifica  $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , flusso termico specifico  $HF=50 \text{ kW}/\text{m}^2$

Aumentando il flusso termico, ma mantenendo una portata specifica uguale al caso precedente, possiamo notare come il coefficiente di scambio si mantenga pressoché uguale alle due temperature di saturazione. Questo avviene perché la portata specifica è bassa, dunque il regime di moto che si instaura all'interno del tubo è quello stratificato ed il meccanismo di scambio predominante è l'ebollizione nucleata, ma, rispetto al paragrafo precedente, il flusso termico è più

alto ed i meccanismi di scambio termico che si instaurano sono uguali per entrambe le temperature di saturazione, dai quali risulta un coefficiente di scambio paragonabile.

A titoli di vapore tra  $x=0.6$  e  $x=0.7$ , il coefficiente di scambio è leggermente maggiore per  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$ : questo è dovuto al fatto che ad alti titoli, si ha la maggior parte della superficie del tubo a contatto con il vapore, e come è possibile notare in tabella 3.4.1, all'aumentare della temperatura di saturazione, aumenta la conducibilità termica del vapore e di conseguenza si ha un aumento del coefficiente di scambio.

### 7.2.3 $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , $HF=10 \text{ kW}/\text{m}^2$

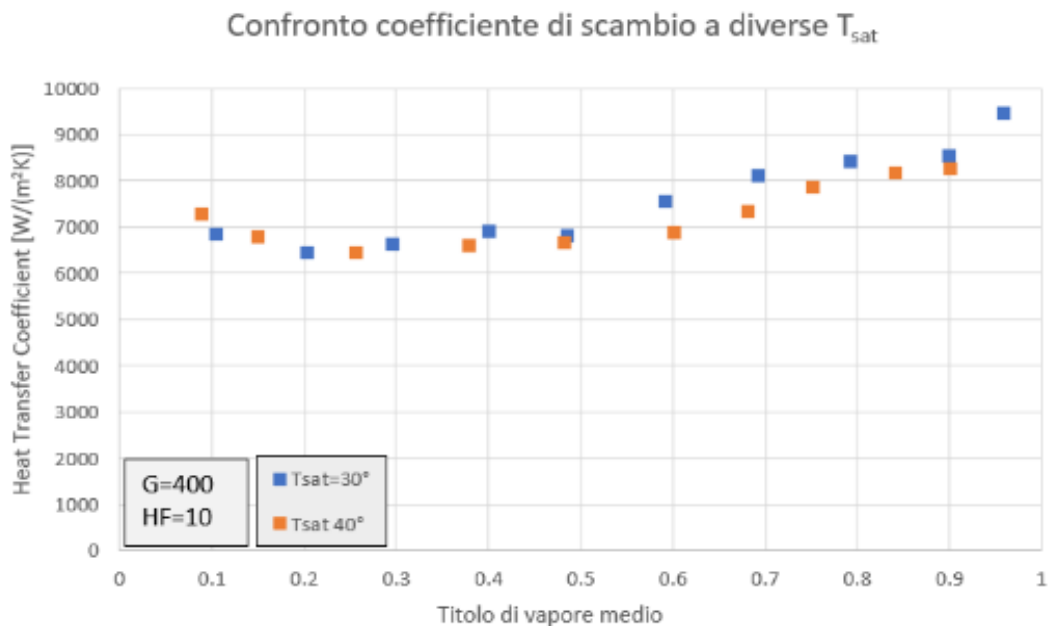


Figure 7.2.3.1. Grafico di confronto tra HTC alle temperature di saturazione di  $30^{\circ}\text{C}$  e  $40^{\circ}\text{C}$ , con una portata specifica  $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ ,  $HF=10 \text{ kW}/\text{m}^2$

Proseguiamo il confronto tra le due temperature di saturazione andando ad aumentare la portata specifica.

A bassi titoli non si notano grandi differenze tra i due coefficienti di scambio, con punti che seguono lo stesso andamento ed hanno valore paragonabile. Se invece il titolo di vapore aumenta, all'aumentare della temperatura di saturazione si ha un coefficiente di scambio che diminuisce. Questo fenomeno succede perché, rispetto ai paragrafi precedenti, stiamo valutando casi a portata maggiore, la quale favorisce regimi di deflusso anulare e, come riportato in tabella 3.4.1, la densità della fase vapore aumenta con la temperatura. Densità maggiori implicano velocità del vapore

minore, minore sforzo tangenziale sul film di liquido che avrà uno spessore maggiore e dunque minori coefficienti di scambio termico.

#### 7.2.4 $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , $HF=50 \text{ kW}/\text{m}^2$

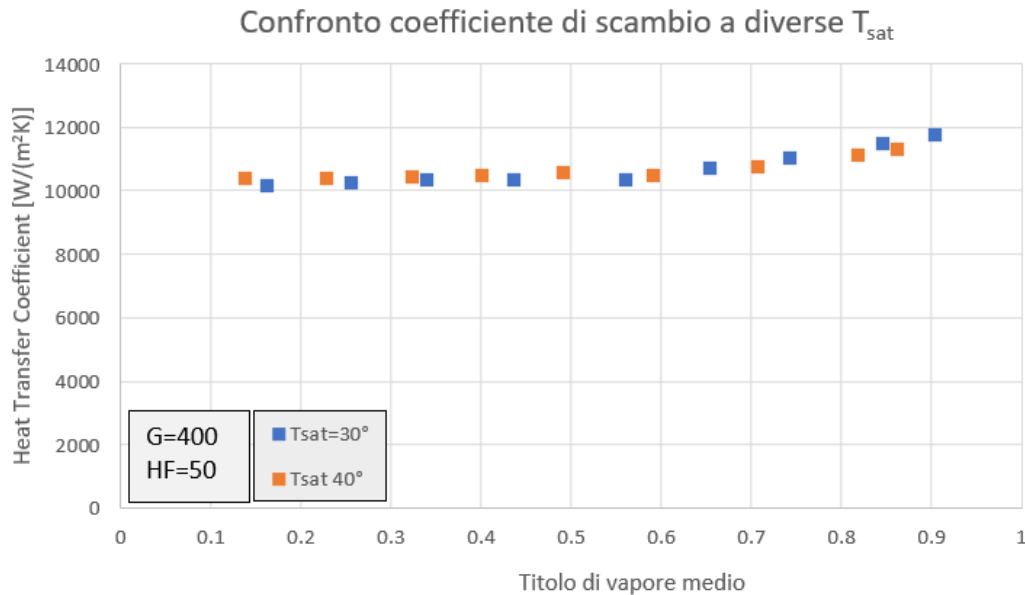


Figure 7.2.4.1. Grafico di confronto tra HTC alle temperature di saturazione di  $30^\circ\text{C}$  e  $40^\circ\text{C}$ , con una portata specifica  $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ ,  $HF=50 \text{ kW}/\text{m}^2$

La figura 7.2.4.1 rappresenta l'ultimo confronto tra i coefficienti di scambio alle due temperature di saturazione: non vi è una sostanziale differenza tra i punti ottenuti in laboratorio.

Questo fenomeno è dovuto ai meccanismi di scambio termico che si vengono ad instaurare ad alte portate specifiche e ad alti flussi termici specifici combinati con le proprietà termofisiche del refrigerante durante il deflusso: questi due fattori fanno sì che non ci sia una differenza tra i due coefficienti di scambio alle due diverse temperature di saturazione.

### 7.3 PERDITE DI PRESSIONE PER ATTRITO

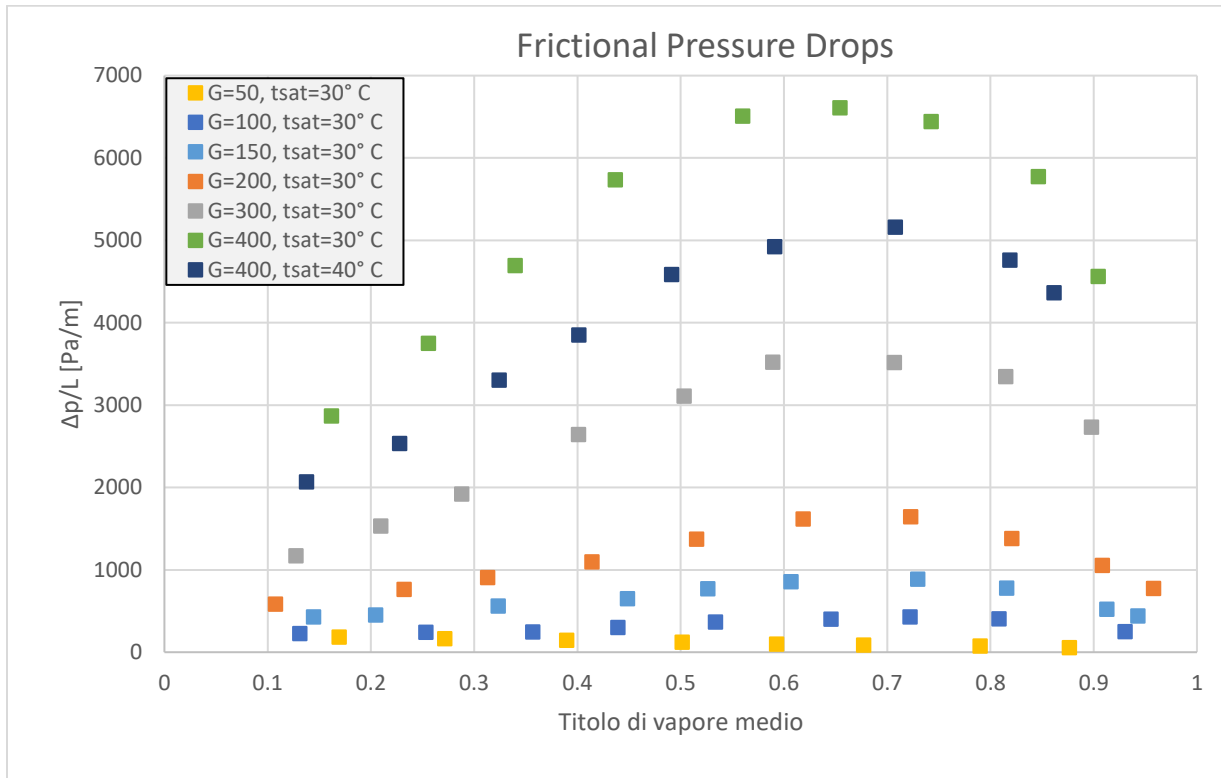


Figura 7.3.1. Grafico rappresentante le perdite di carico per attrito per unità di lunghezza all'interno del condotto

Nel grafico riportato in figura 7.3.1 viene rappresentato l'andamento delle perdite di carico per unità di lunghezza all'interno del condotto dovute all'attrito. Queste sono state calcolate utilizzando la formula 5.2.1.

Come noto dalla letteratura, possiamo notare come le perdite aumentino all'aumentare della portata specifica: questo avviene perché le perdite sono proporzionali alla velocità del fluido all'interno del condotto e con l'aumentare della portata specifica, aumenta la velocità del fluido e dunque aumentano anche gli sforzi tangenziali, comportando un aumento delle perdite.

Possiamo notare inoltre che le curve aumentano all'aumentare del titolo, raggiungono un massimo e poi diminuiscono ad alti titoli: questo è dovuto al fatto che ad alti titoli, dove si hanno regimi di deflusso dominati dallo sforzo tangenziale, delle goccioline di liquido possono essere incorporate nella fase vapore, aumentandone la densità e facendone diminuire la velocità. Inoltre, ad alti titoli, il film di liquido è più sottile e dunque diminuisce la sua rugosità. Questi due fattori assieme fanno sì che ci sia una diminuzione delle perdite di carico ad alti titoli di vapore [18].

Il grafico ci mostra che le perdite di carico aumentano molto lentamente fino a portate di 200 kg/(m<sup>2</sup>s) ed al contrario aumentano molto rapidamente per portate superiori.

Il regime di deflusso gioca un ruolo determinante quando si parla di perdite di carico: se si viene ad instaurare un deflusso di tipo anulare, esso è governato dagli sforzi tangenziali, quindi, più la portata specifica aumenta, più aumentano le perdite di carico. Al contrario, per portate specifiche inferiori, per cui il deflusso è stratificato e governato dalla gravità, l'influenza della portata specifica è bassa.

È possibile notare inoltre che le perdite di carico diminuiscono con la temperatura di saturazione. Questo può essere attribuito alle proprietà termofisiche del refrigerante alle diverse temperature: come riportato in tabella 3.4.1, la densità aumenta con la temperatura di saturazione, e dunque diminuisce la velocità alla stessa portata specifica. Questo comporta una diminuzione delle perdite di carico all'aumentare della temperatura di saturazione, a parità di portata specifica.





## CAPITOLO 8

### CONFRONTO CON I MODELLI PRESENTI IN LETTERATURA

I risultati ottenuti in laboratorio vengono confrontati con due modelli presenti in letteratura, entrambi formulati per andare a stimare il coefficiente di scambio termico durante la vaporizzazione all'interno di tubi microalettati.

#### 8.1 Indici per il confronto dei risultati

Per valutare la bontà delle correlazioni, oltre che utilizzando i grafici, è bene calcolare tre indici che dimostrano quanto le correlazioni siano in grado di prevedere accuratamente i risultati sperimentali.

Gli indici che vengono calcolati sono i seguenti:

- Deviazione relativa  $e_r$

$$e_r(x_i) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{x_{i,calc} - x_{i,sper}}{x_{i,sper}} \quad (8.1.1)$$

- Deviazione assoluta  $e_{ass}$

$$e_{ass}(x_i) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|x_{i,calc} - x_{i,sper}|}{x_{i,sper}} \quad (8.1.2)$$

- Deviazione standard  $\sigma_{std}$

$$\sigma_{std}(x_i) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \frac{x_{i,calc} - x_{i,sper}}{x_{i,sper}} - e_r \right)^2} \quad (8.1.3)$$

Per i tre indici, con  $x_{i,sper}$  si indica il valore ottenuto in laboratorio, mentre con  $x_{i,calc}$  viene inteso il valore ottenuto dalla correlazione.

## 8.2 Correlazione di Diani et al. (2014) [18]

La seguente correlazione venne originariamente formulata per valutare la vaporizzazione del refrigerante R1234ze(E) all'interno di un tubo microaletato di diametro interno 3.4 mm.

Il seguente modello è una versione aggiornata del modello di Cavallini et al. [16]. Il coefficiente di scambio termico può essere stimato come la somma di due contributi, ovvero:

$$HTC_{total} = HTC_{nb} + HTC_{cv} \quad (8.2.1)$$

dove  $HTC_{nb}$  indica il coefficiente di scambio attribuibile all'ebollizione nucleata mentre  $HTC_{cv}$  rappresenta il coefficiente di scambio bifase in convezione forzata; il coefficiente di scambio totale, dunque, è dato dalla somma di questi due contributi.

Il coefficiente di scambio in ebollizione nucleata può essere calcolato usando la correlazione proposta da Cooper [19], introducendo un fattore di soppressione  $S$ :

$$HTC_{nb} = 0.473 \cdot HTC_{Cooper} \cdot S \quad (8.2.2)$$

$$HTC_{Cooper} = 55 \cdot p_{rid}^{0.12} \cdot [-\log_{10}(p_{rid})]^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot HF^{0.67} \quad (8.2.3)$$

dove  $HF$  è il flusso termico specifico [ $W/m^2$ ] riferito all'area di scambio termico del tubo liscio con diametro uguale al diametro all'apice delle alette, che nel nostro caso vale  $D = 6.14$  mm.  $M$  è la massa molare del refrigerante [ $kg/kmol$ ] mentre  $p_{rid}$  è la pressione ridotta.

$$HF = \frac{q}{D \cdot \pi \cdot L} \quad (8.2.4)$$

$$S = 1.36 \cdot X_{tt}^{0.36} \quad (8.2.5)$$

$$X_{tt} = \begin{cases} \left[ \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left( \frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \cdot \left( \frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.1} \right] & se \ X_{tt} \leq 1 \\ 1 & se \ X_{tt} > 1 \end{cases} \quad (8.2.6)$$

Il coefficiente di scambio termico bifase convettivo viene calcolato con l'equazione:

$$HTC_{cv} = 1.465 \cdot HTC_{LO} \cdot \left[ 1 + 1.128 \cdot x^{0.817} \cdot \left( \frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.3685} \cdot \left( \frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.2363} \cdot \left( 1 - \frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{2.144} \cdot Pr_L^{-0.1} \right] \cdot Rx^{2.14} \cdot (Bo \cdot Fr)^{-0.15} \cdot \left( \frac{G_0}{G} \right)^{0.36} \quad (8.2.7)$$

dove  $G_0 = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$  è una costante,  $HTC_{LO}$  è il coefficiente di scambio attribuibile alla sola fase liquida, calcolato con l'equazione:

$$HTC_{LO} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_L}{D} \cdot Re_{LO}^{0.8} \cdot Pr_L^{0.333} \quad (8.2.8)$$

Il numero di Prandtl della fase liquida  $Pr_L$  e il coefficiente di incremento dell'area  $Rx$  vengono calcolati come segue:

$$Pr_L = \frac{\mu_L \cdot c_{p,L}}{\lambda_L} \quad (8.2.9)$$

$$Rx = \left\{ \frac{2h \cdot n \cdot [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi \cdot D \cdot \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \cdot \frac{1}{\cos\beta} \quad (8.2.10)$$

con  $h$  altezza aletta,  $n$  numero di alette,  $\gamma$  angolo all'apice dell'aletta e  $\beta$  angolo d'elica.

Le ultime variabili da calcolare sono il numero di Reynolds della fase liquida  $Re_{LO}$ , il numero di Froude  $Fr$  e il numero di Bond  $Bo$ :

$$Re_{LO} = \frac{G \cdot D}{\mu_L} \quad (8.2.11)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_v^2 \cdot g \cdot D} \quad (8.2.12)$$

$$Bo = \frac{g \cdot \rho_L \cdot h \cdot \pi \cdot D}{8 \cdot \sigma \cdot n} \quad (8.2.13)$$

### 8.1.1 Confronto tra correlazione di Diani et al. (2014) [18] e risultati sperimentali

Per poter confrontare i dati ottenuti in laboratorio con la correlazione di Diani [18] è stato costruito un codice Matlab nel quale vengono inserite tutte le variabili richieste (portata specifica  $G$ , flusso termico specifico  $HF$ , proprietà termofisiche ecc.) e come risultato otteniamo il coefficiente di scambio termico ai vari titoli di vapore.

#### 8.1.1.1 Heat Flux = 10 kW/m<sup>2</sup>

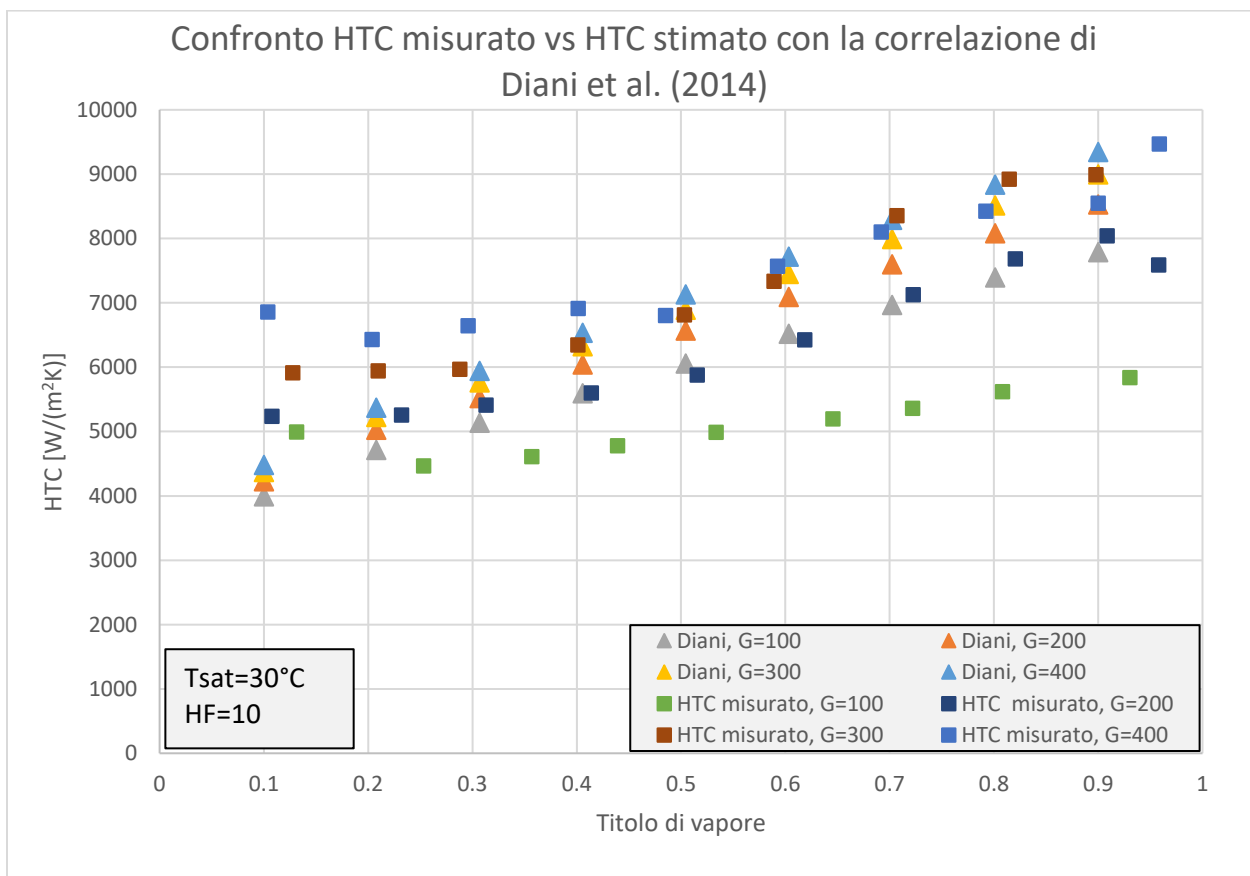


Figura 8.1.1.1.1. Grafico di confronto tra il coefficiente di scambio stimato con la correlazione di Diani et al. [18] e misurato

Come possiamo notare osservando il grafico, i punti ricavati con la correlazione di Diani et al. [18] approssimano molto bene la nuvola di punti ottenuti in laboratorio.

Possiamo notare che per una portata specifica di  $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  la correlazione non è molto precisa, in quanto sovrastima l'effettivo scambio termico: anche l'andamento non è ben predetto, infatti, i risultati in laboratorio seguono un andamento quasi costante mentre la correlazione vede un andamento sempre crescente. Questo accade probabilmente perché la correlazione è stata sviluppata per portate specifiche maggiori di  $150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  e dunque per portate minori aumenta la sua incertezza.

All'aumentare della portata specifica la correlazione diventa molto precisa, infatti interpola quasi perfettamente i dati sperimentali, prevedendone anche l'andamento.

La correlazione non è molto precisa alle varie portate per titoli bassi: essa tende a sottostimare lo scambio termico.

### 8.1.1.2 Heat Flux = $30 \text{ kW}/\text{m}^2$

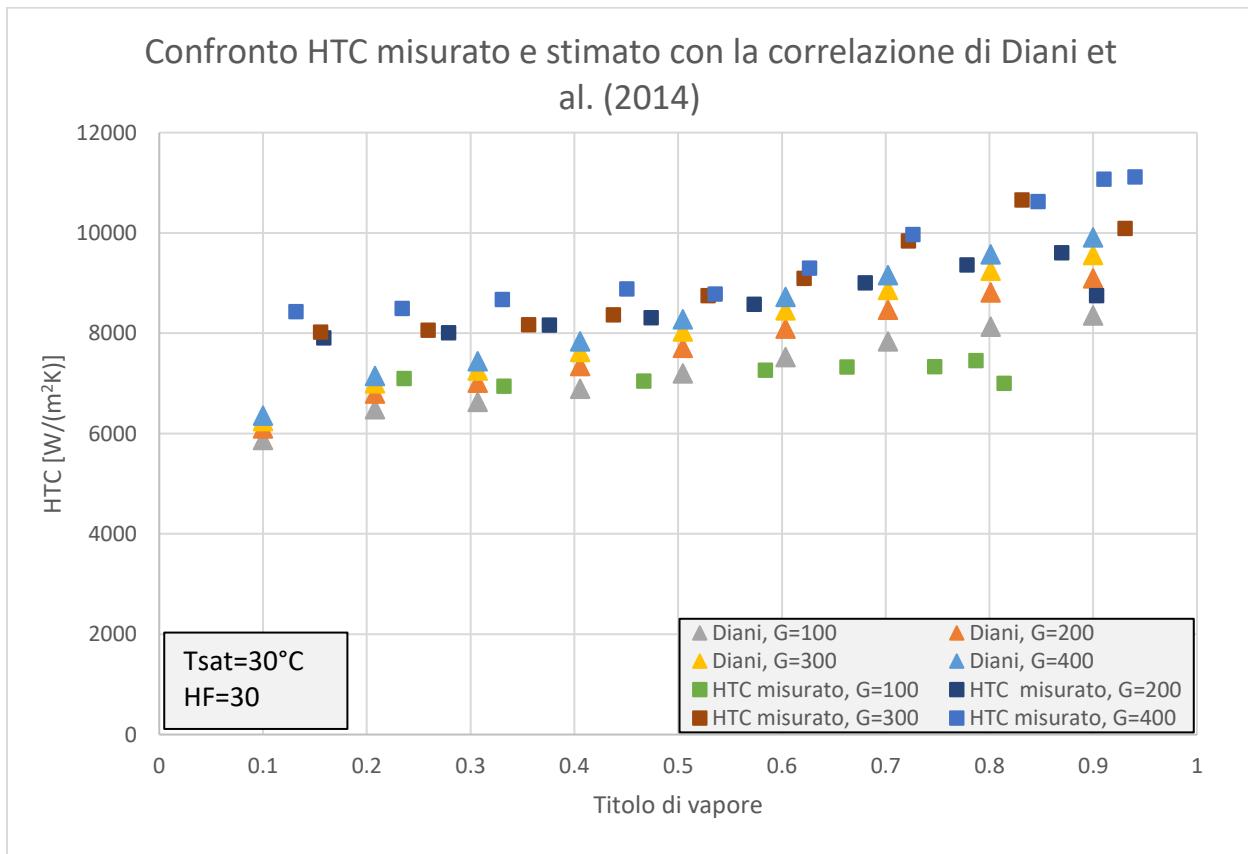


Figura 8.1.1.2.1. Grafico di confronto tra il coefficiente di scambio stimato con la correlazione di Diani et al.[18] e misurato in laboratorio

Aumentando il flusso termico specifico otteniamo un incremento dell'accuratezza della correlazione, in quanto questa riesce a prevedere in maniera molto accurata l'andamento reale dello scambio termico.

Alla portata specifica di  $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , la curva ottenuta dalla correlazione sottostima il coefficiente di scambio per titoli di vapore tra 0.1 e 0.3, mentre tende a sovrastimarli leggermente per titoli di vapore tra 0.7 e 0.9; per titoli compresi tra 0.4 e 0.6 la correlazione passa esattamente sopra i dati sperimentali.

All'aumentare della portata specifica, la correlazione di Diani et al. [18] diviene meno precisa per bassi titoli di vapore, tendendo a sottostimare l'effettivo coefficiente di scambio.

All'aumentare del titolo, la correlazione tende sempre a sottostimare il coefficiente di scambio, seppur in grado di prevederne l'andamento.

### 8.1.1.3 Heat Flux = $50 \text{ kW}/\text{m}^2$

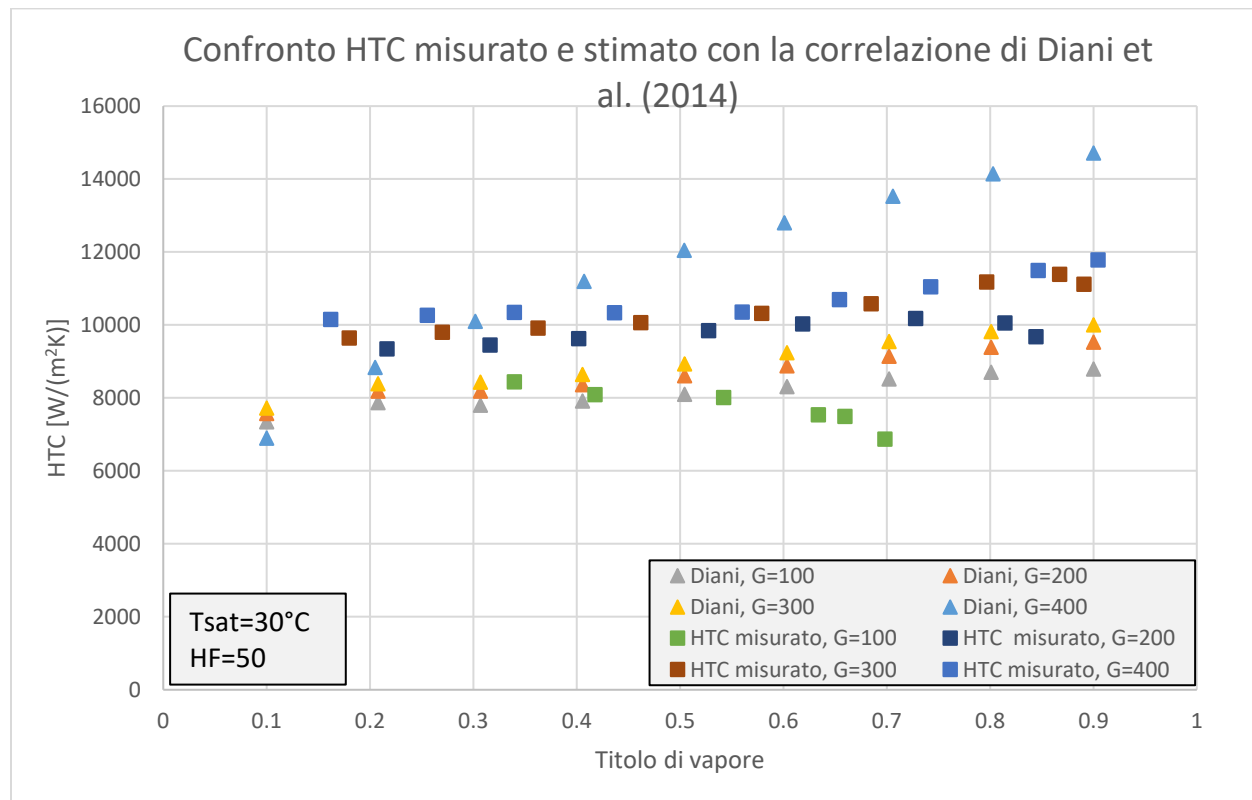


Figura 8.1.1.3.1 Grafico di confronto tra il coefficiente di scambio stimato con la correlazione di Diani et al. [18] e misurato in laboratorio

Aumentando ulteriormente il flusso termico specifico notiamo come la correlazione riesca ancora coprire la nuvola di dati sperimentali. Per portate specifiche  $G=200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  e  $G=300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  la correlazione tende a sottostimare lievemente i dati sperimentali, risultando comunque precisa nel prevederne l'andamento.

Alla portata specifica  $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , la correlazione sovrastima i dati sperimentali quando il titolo di vapore è superiore a  $x=0.4$ , mentre tende a sottostimarli per titoli di vapore minori.

## 8.2.2 Grafici di confronto tra valori misurati in laboratorio e stimati dalle correlazioni

### Correlazione di Diani et al [18]

#### 8.2.2.1 $T_{\text{sat}}=30^\circ\text{C}$

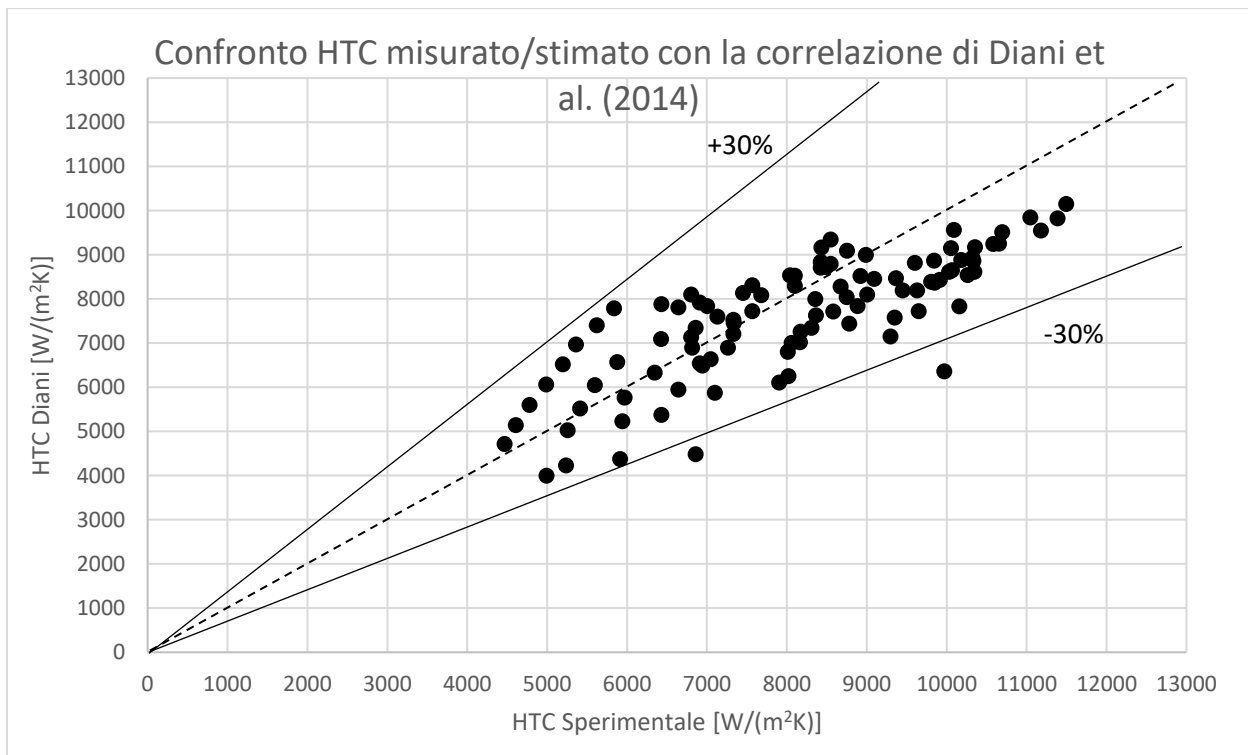


Figura 8.2.2.1.1. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Diani et al. [18] rispetto ai valori misurati in laboratorio



Il grafico riporta sull'asse delle ascisse il coefficiente di scambio termico ottenuto con la correlazione di Diani et al.[18], mentre sull'asse delle ordinate viene riportato il coefficiente di scambio termico ottenuto dalle prove in laboratorio. Questo grafico ci permette di capire quanto la correlazione sia precisa nello stimare lo scambio termico: più la dispersione dei punti è concentrata verso la linea tratteggiata, più il coefficiente di scambio stimato si avvicina a quello misurato.

In questo caso la nuvola di punti si distribuisce nella quasi sua totalità all'interno della banda di confidenza  $\pm 30\%$ , il che sta a significare che la correlazione è molto accurata. La maggior parte dei punti si discosta poco dalla linea tratteggiata.

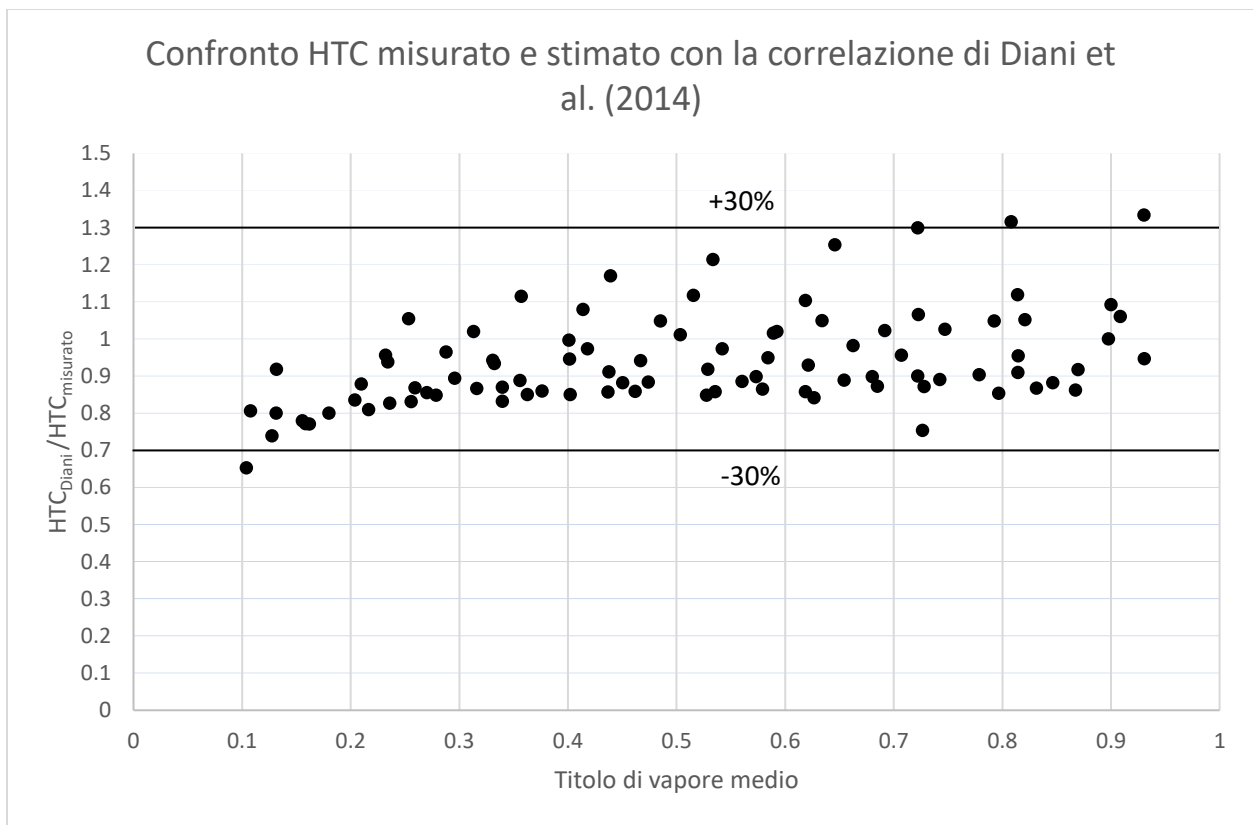


Figura 8.2.2.1.2. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Diani et al. [18] rispetto ai valori misurati in laboratorio

Vediamo ora il grafico che riporta sull'asse delle ascisse il rapporto tra il coefficiente di scambio termico stimato con la correlazione di Diani et al. [18] e il coefficiente di scambio termico misurato in laboratorio, mentre sull'asse delle ordinate riporta il titolo di vapore medio in sezione.

Anche questo grafico è un indice della bontà della correlazione: infatti, più il rapporto si avvicina all'unità, più la correlazione sarà in grado di stimare accuratamente il coefficiente di scambio.

Nel nostro caso, come già era possibile aspettarsi, la nuvola di punti si distribuisce quasi nella sua totalità all'interno della banda di confidenza  $\pm 30\%$ , indice che la correlazione è in grado di stimare accuratamente il coefficiente di scambio.

Un altro aspetto che possiamo notare è che i punti si distribuiscono nella maggior parte al di sotto dell'unità e questo sta a significare che la correlazione tende a sottostimare leggermente il coefficiente di scambio: questo fattore può essere considerato come un vantaggio della correlazione, infatti, molto spesso in ambito industriale si predilige fare calcoli a favore di sicurezza.

### 8.2.2.2 $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

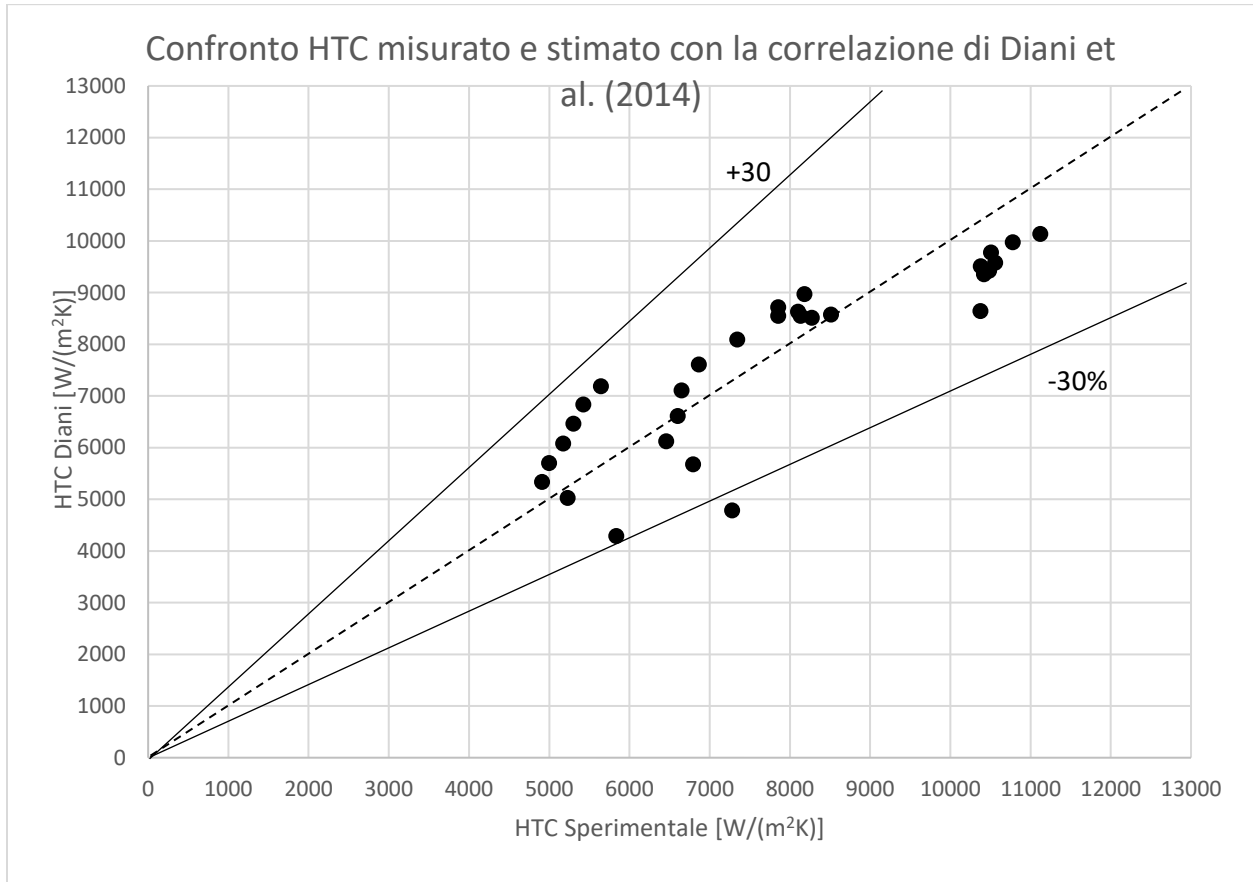


Figura 8.2.2.2.1. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Diani et al. [18] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

In figura possiamo notare i punti corrispondenti alla temperatura  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$ . Anche in questo caso la correlazione risulta essere molto accurata, con i punti che cadono nella quasi totalità all'interno della banda di dispersione del 30% rispetto ai risultati ottenuti in laboratorio.

A basse portate possiamo notare che i punti ottenuti si distribuiscono attorno la linea tratteggiata. Più la portata specifica  $G$  aumenta, più aumenta il coefficiente di scambio e i punti predetti dalla correlazione sono accurati: notiamo infatti che i valori di coefficiente di scambio corrispondenti alle maggiori portate specifiche formano due nuvole di punti con una dispersione molto bassa, molto vicini la linea tratteggiata.

Nella figura 8.2.2.2. abbiamo un confronto diretto tra  $HTC$  stimato e calcolato, rispetto al titolo di vapore corrispondente. I punti, come ci aspettavamo, sono nella quasi totalità all'interno della banda di dispersione del 30% e si distribuiscono attorno all'unità.

A titoli molto bassi ( $x=0.1,0.2$ ) la correlazione tende leggermente a sottostimare il coefficiente di scambio misurato in laboratorio.

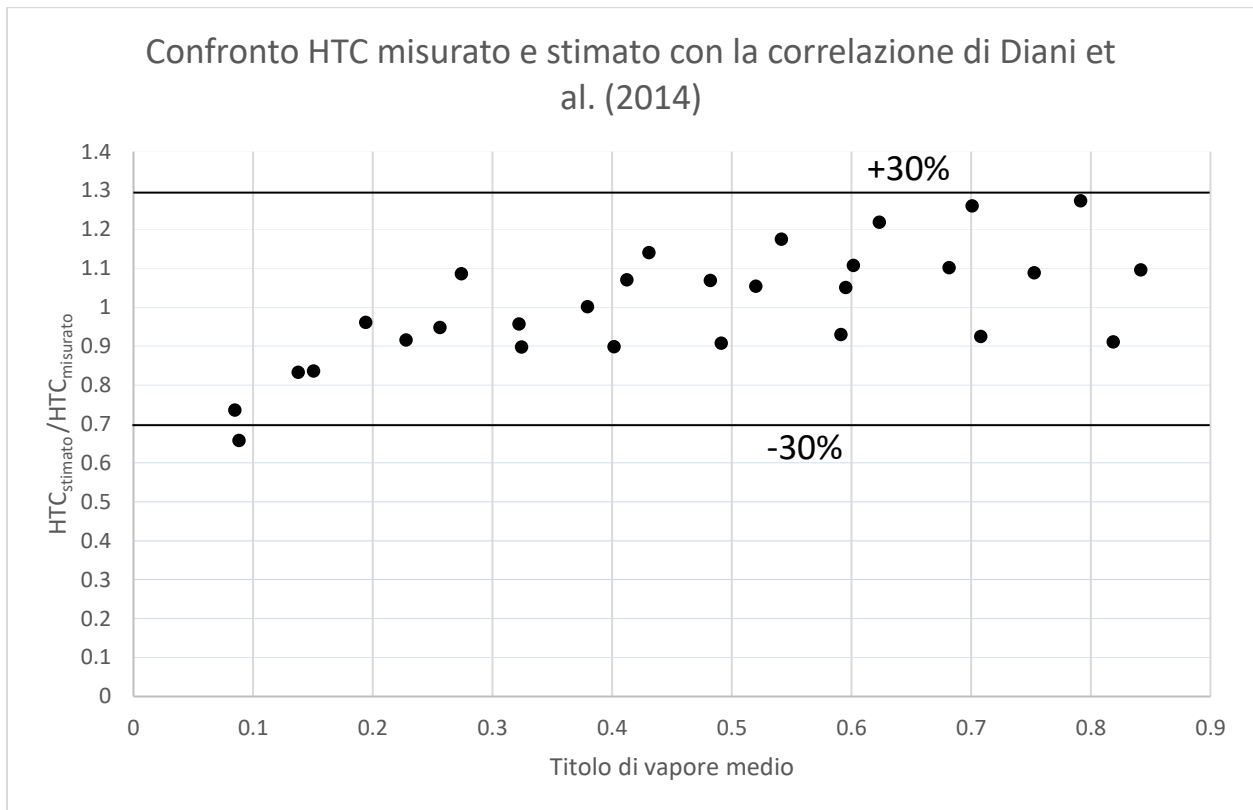


Figura 8.2.2.2.2. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Diani et al. [18] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

### Analisi dei risultati ottenuti

Partendo dai dati che sono stati ottenuti dalle correlazioni, andiamo a calcolare gli indici che indicano l'accuratezza della correlazione, i quali vengono riportati nella tabella seguente:

$T_{sat}$	$e_r$	$e_{ass}$	$\sigma_{std}$
30°C	-0.068	0.1198	0.133
40°C	-0.0145	0.129	0.165

Tabella 8.2. Indici ottenuti dall'analisi dati utilizzando la correlazione di Diani et al. [18]

Andando ad analizzare gli indici ottenuti più nel dettaglio, possiamo affermare quanto era già stato notato in precedenza, ovvero che la correlazione offre un'ottima stima dei dati sperimentali ad entrambe le temperature di saturazione analizzate, facendo risultare una deviazione assoluta del 12% e una deviazione standard del 13.3% alla  $T_{sat}=30^\circ\text{C}$ , mentre otteniamo una deviazione assoluta del 12.9% e una deviazione standard del 16.5 % alla  $T_{sat}=40^\circ\text{C}$ .

### 8.3 Correlazione di Rollmann e Spindler (2015)

Questa correlazione è stata sviluppata per i refrigeranti R407C e per l'R410A che vaporizzano in un tubo microalettato. Con questa correlazione viene calcolato il Nusselt del refrigerante, dal quale poi viene ricavato il coefficiente di scambio termico.

Onde evitare di riportare tutta la trattazione completa che risulterebbe troppo laboriosa, verrà riportata solamente la formula finale per ricavare il Nusselt del refrigerante:

$$Nu(x, Bo, Re, Pr) = C_4 \cdot \left( \frac{C_1}{Pr^2} + C_2 \right) \cdot Re^{2/3} \cdot [\ln(Bo) + C_3] \cdot x^{\left( \frac{C_1}{Pr^2} + C_2 \right)} \quad (8.2.1)$$

Le varie costanti da inserire all'interno della formula sono le seguenti:

$$C_1 = -3.7$$

$$C_2 = 0.71$$

$$C_3 = 12.17$$

$$C_4 = 1.2$$

Una volta calcolato il Nusselt del refrigerante, il coefficiente di scambio termico viene ricavato dalla relazione:

$$HTC = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (8.2.2)$$

con  $k$  conducibilità termica del refrigerante in fase liquida e  $D$  diametro all'apice delle alette.

### 8.3.1 Heat flux=10 kW/m<sup>2</sup>

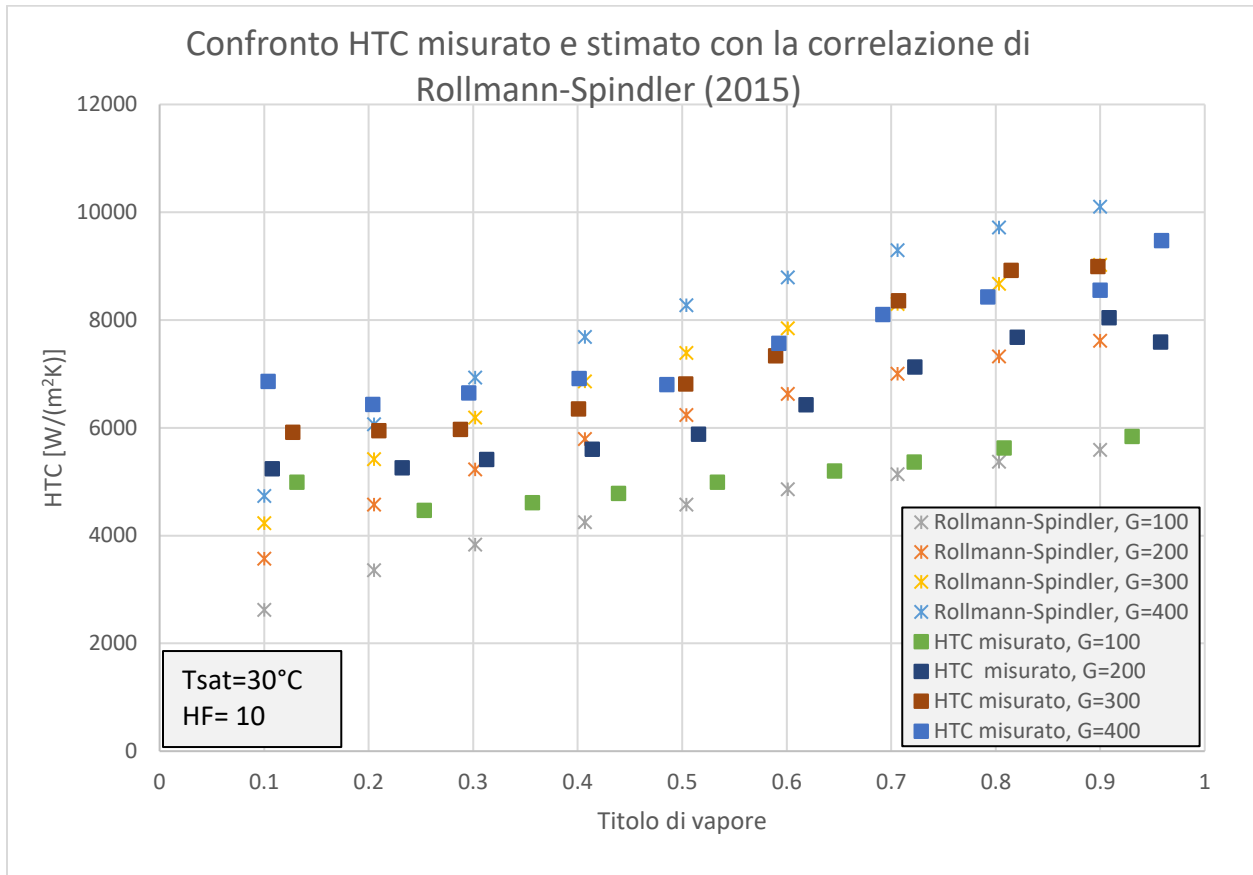


Figura 8.3.1. Grafico di confronto tra il coefficiente di scambio stimato con la correlazione di Rollmann-Spindler e misurato in laboratorio

Il grafico riporta il coefficiente di scambio termico stimato con la correlazione di Rollmann-Spindler (valori asteriscati) e i risultati ottenuti in laboratorio.

Possiamo subito notare come la correlazione riesca a coprire la nuvola di punti sperimentali. Per bassi titoli, la correlazione si dimostra poco accurata, infatti tende a sottostimare l'effettivo coefficiente di scambio termico; all'aumentare del titolo invece, per portate specifiche fino a  $G=300$  kg/(m<sup>2</sup>s), la correlazione diventa sempre più accurata, con le stime che ricadono in corrispondenza dei dati sperimentali.

Con una portata specifica di  $G=400$  kg/(m<sup>2</sup>s), la correlazione tende a sottostimare lo scambio termico per titoli minori di  $x=0.3$ , mentre lo sovrastima per titoli maggiori.

### 8.3.2 Heat Flux=30 kW/m<sup>2</sup>

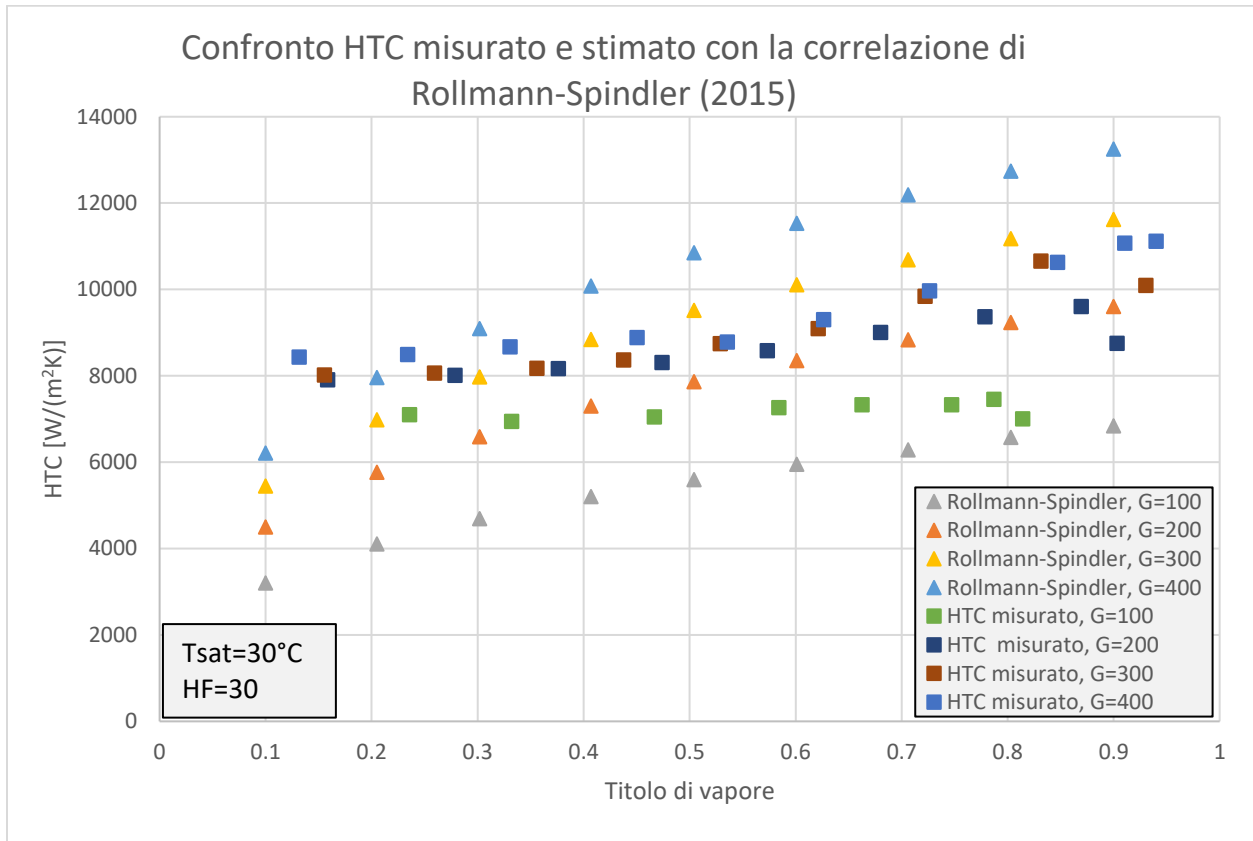


Figura 8.3.2 Grafico di confronto tra il coefficiente di scambio stimato con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] e misurato in laboratorio

Aumentando il flusso termico specifico a  $HF=30 \text{ kW/m}^2$ , notiamo che la correlazione tende a essere meno precisa rispetto al caso precedente.

Per titoli di  $x=0.1$  e  $x=0.2$  abbiamo una sottostima del coefficiente di scambio per tutti i valori di portata. All'aumentare del titolo, con una  $G=100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ , la correlazione sottostima l'effettivo coefficiente di scambio.

Per valori di portata specifica di  $G=100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  e  $G=200 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ , per titoli maggiori di  $x=0.3$ , la correlazione diventa accurata, riuscendo a prevedere con una certa accuratezza il coefficiente di scambio termico reale.

Con la portata specifica  $G=400 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ , la correlazione sovrastima il coefficiente di scambio termico reale.



### 8.3.3 Heat Flux=50 kW/m<sup>2</sup>

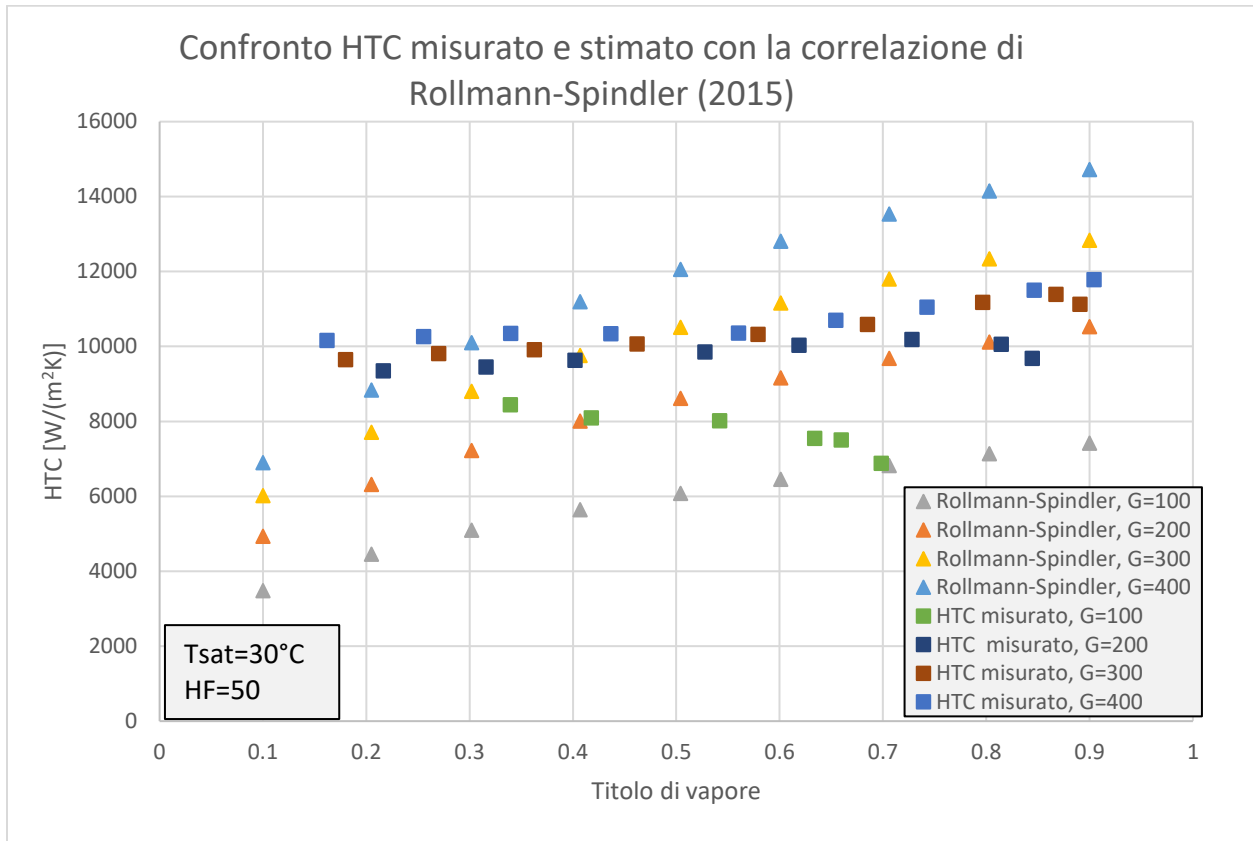


Figura 8.3.3. Grafico di confronto tra il coefficiente di scambio stimato con la correlazione di Rollmann-Spindler e misurato in laboratorio

Aumentando ulteriormente il flusso termico, si può notare quanto detto per i casi precedenti, ovvero che a bassi titoli la correlazione non è in grado di stimare accuratamente il flusso termico e tende a sottostimare il coefficiente di scambio.

All'aumentare del titolo, la correlazione tende a sovrastimare il coefficiente di scambio per portate specifiche superiori a  $G=200$  kg/(m<sup>2</sup>s).

### 8.3.4 $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$

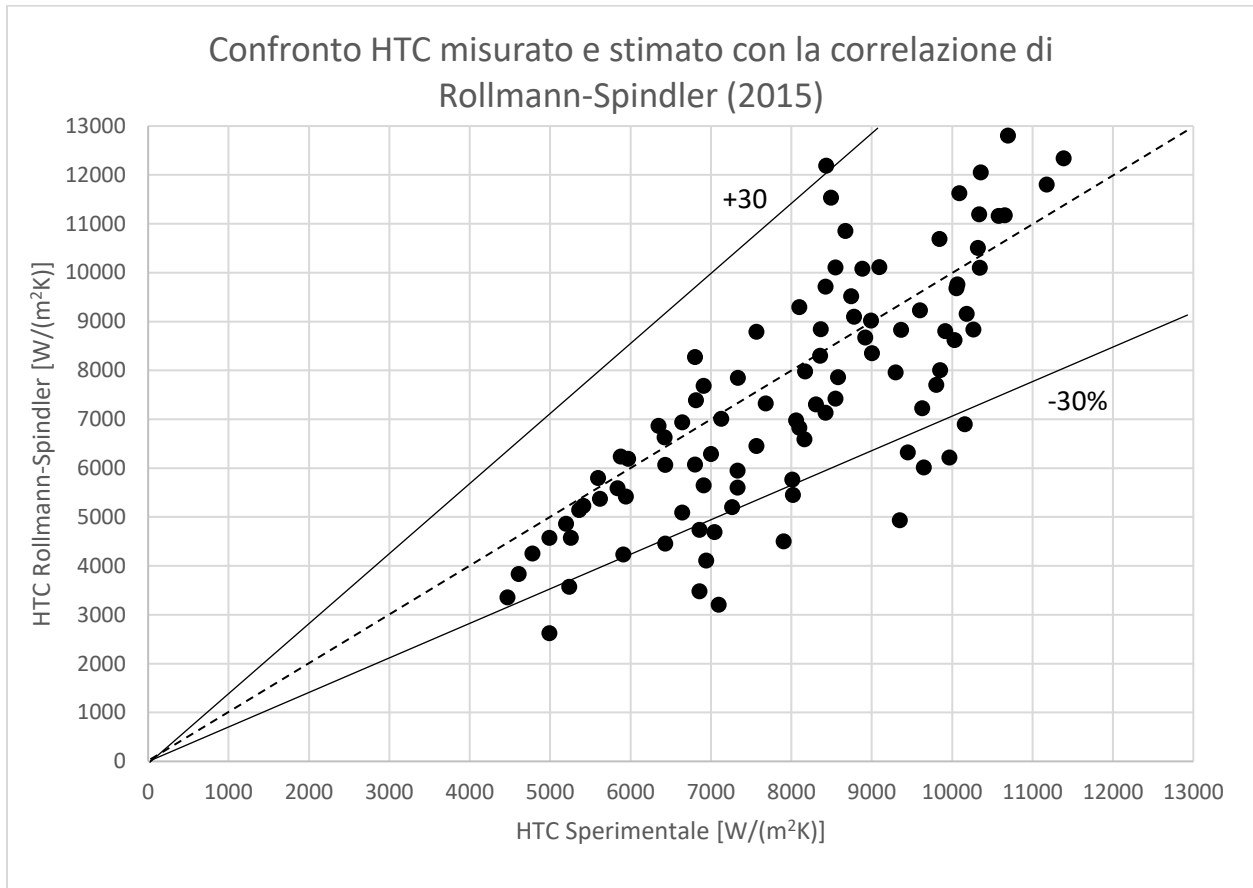


Figura 8.3.4.1. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$

Il grafico riporta sull'asse delle ascisse il coefficiente di scambio termico ottenuto con la correlazione di Rollmann-Spindler, mentre sull'asse delle ordinate viene riportato il coefficiente di scambio termico ottenuto dalle prove in laboratorio. Questo grafico ci permette di capire quanto la correlazione sia accurata nello stimare il coefficiente di scambio termico: più la dispersione dei punti è concentrata verso la linea tratteggiata (linea che rappresenta l'uguaglianza tra i due coefficienti di scambio), più la correlazione è precisa nel predire il coefficiente di scambio.

Anche in questo caso, la maggior parte dei punti cade all'interno della banda di confidenza del 30%, il che sta a significare che la correlazione è piuttosto accurata. I punti che si trovano al di fuori della banda sono quelli corrispondenti a bassi titoli di vapore, in cui la correlazione non riesce a stimare con precisione il coefficiente di scambio reale.

Come detto, per la correlazione di Diani et al. [18], il fatto che la correlazione di Rollmann-Spindler [22] tenda a sottostimare il coefficiente di scambio è positivo, perché ci permette di farne un utilizzo a favore di sicurezza.

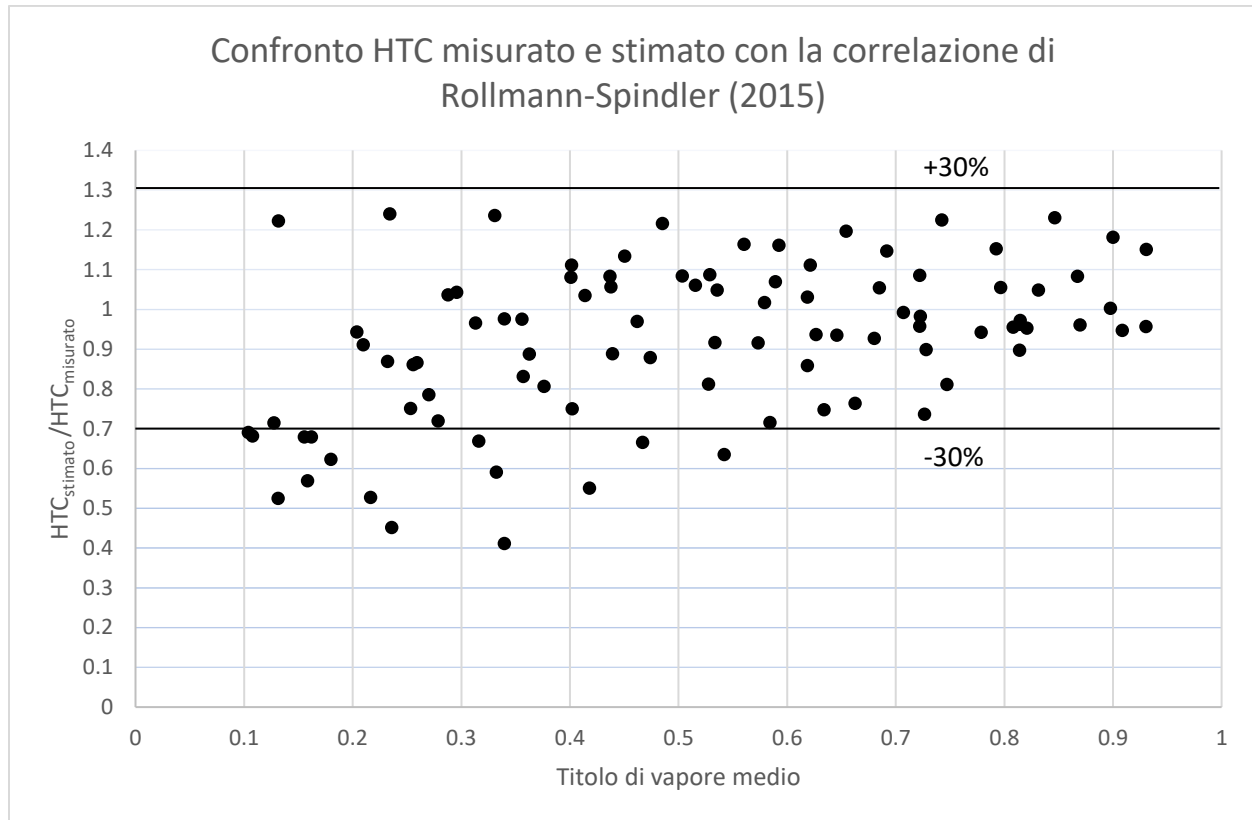


Figura 8.3.4.2 Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=30^{\circ}C$

### 8.3.5 $T_{sat}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$

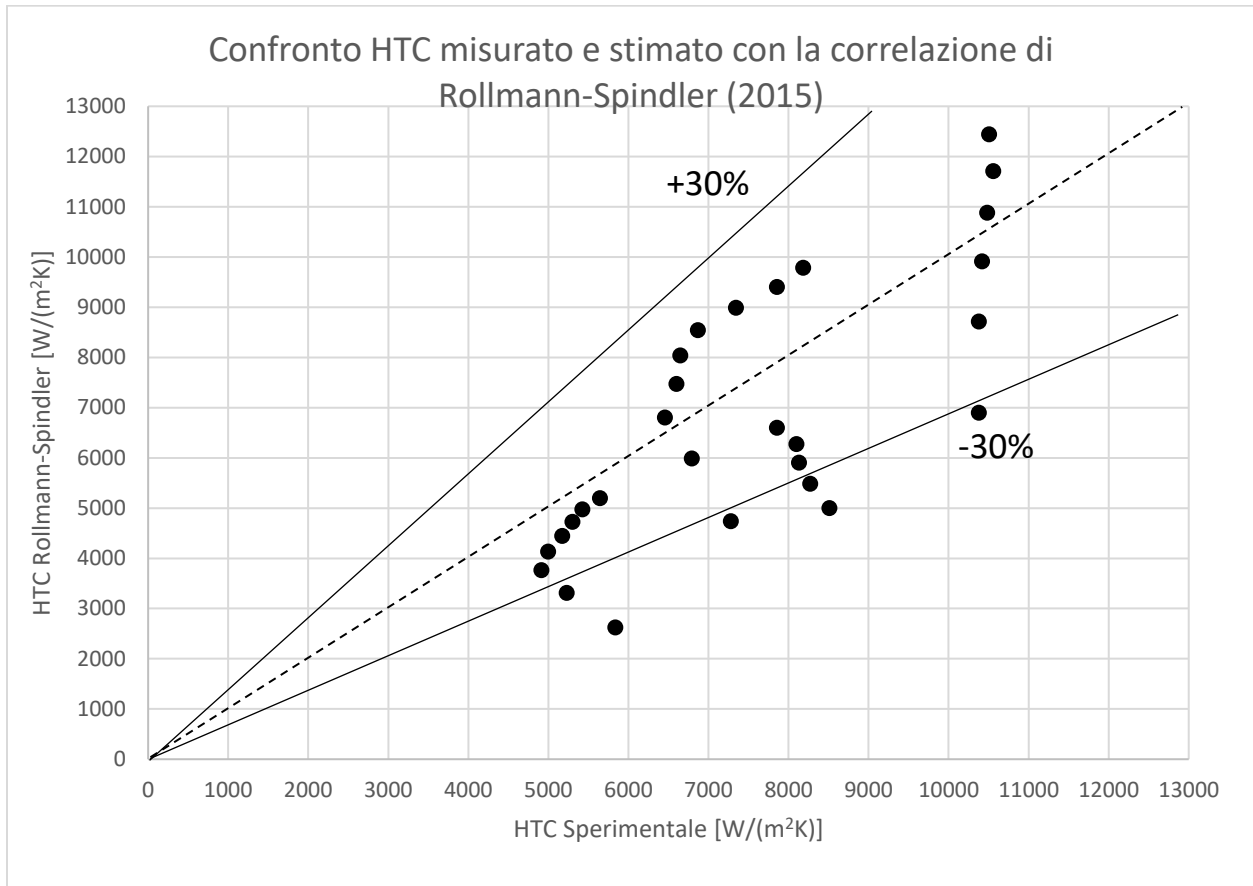


Figura 8.3.5.1. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

Con l'aumento della temperatura di saturazione la correlazione rimane accurata, con la maggior parte dei punti che si distribuiscono all'interno della banda di confidenza: i punti che cadono al di fuori della banda di confidenza sono derivanti da titoli più bassi in cui la correlazione si è dimostrata essere non accurata.

Guardando il grafico in figura 8.3.5.2 viene confermato quanto era stato affermato per la temperatura di saturazione di  $30^{\circ}\text{C}$ , ovvero che la correlazione tende a sottostimare il coefficiente di scambio, con la maggior parte dei punti che si posizionano al di sotto dell'unità.

### Confronto HTC misurato e stimato con la correlazione di Rollmann-Spindler (2015)

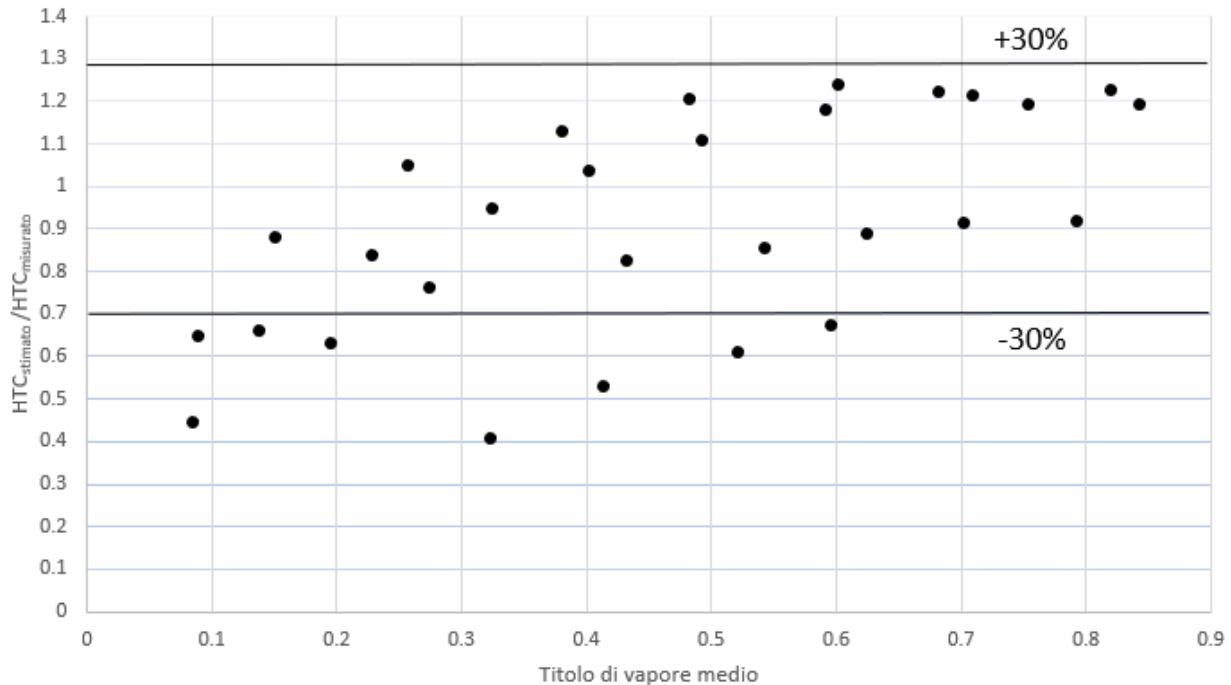


Figura 8.3.5.2. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

### Analisi dei risultati ottenuti

Partendo dai dati che sono stati ottenuti dalle correlazioni, andiamo a calcolare gli indici che indicano la bontà della correlazione, i quali vengono riportati in tabella:

$T_{sat}$	$e_r$	$e_{ass}$	$\sigma_{std}$
30°C	-0.143	0.216	0.305
40°C	-0.188	0.311	0.416

Tabella 8.3. Indici ottenuti dall'analisi dei dati ottenuti con la correlazione di Rollmann-Spindler [22]

Andando ad analizzare gli indici ottenuti più nel dettaglio, rispetto alla correlazione di Diani et al. [18], questa risulta essere meno accurata, avendo una deviazione assoluta di 21.6% a  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$  e 31.1% a  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$ . La deviazione standard assume il valore di 30.5% a  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$  e 41.6% a  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$ .

Gli indici più alti sono dovuti alla non accuratezza della correlazione ai bassi titoli, come è possibile riscontrare dai grafici in figura 8.3.1, 8.3.2 e 8.3.3, i quali portano l'accuratezza globale ad abbassarsi, seppur la correlazione si dimostra essere precisa a titoli più alti.

Come si è visto, la correlazione tende a sottostimare notevolmente il coefficiente di scambio quando il titolo di vapore è basso, mentre all'aumentare del titolo di vapore, il modello tende a sovrastimarlo.

Quello che si può notare per tutti i valori di flusso termico è che la correlazione offre delle curve che crescono rapidamente, mentre nella realtà non accade mai questo, ma si ha che il coefficiente di scambio cresce dolcemente e spesso si mantiene costante al variare del titolo.

## 8.4 CORRELAZIONI PER LE PERDITE DI CARICO

In questo paragrafo verranno presentati i modelli di Diani et al. [18] e Rollmann-Spindler [22] per stimare le perdite di carico durante il deflusso bifase in vaporizzazione.

Per ottenere le stime dei due modelli sono stati creati due script in Matlab nei quali vengono inseriti come dati di input le proprietà termofisiche del refrigerante e come risultato otteniamo le perdite di carico al variare del titolo.

### 8.4.1 Modello di Diani et al. (2014) [18]

Il modello proposto dagli autori ha come obiettivo quello di stimare le perdite di carico dovute all'attrito, le quali possono essere calcolate come una funzione del moltiplicatore bifase  $\Phi_{LO}^2$ , come suggerito da Cavallini et al [17] per i microcanali:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO} = \Phi_{LO}^2 \cdot 2 \cdot f_{LO} \cdot \frac{G^2}{D \cdot \rho_L} \quad (8.4.1.1)$$

Il moltiplicatore bifase viene calcolato con la formula:

$$\Phi_{LO}^2 = Z + 3.595 \cdot F \cdot H \cdot (1 - E)^w \quad (8.4.1.2)$$

Vediamo ora come sono calcolati i vari coefficienti della formula:

$$Z = (1 - x)^2 + x^2 \cdot \frac{\rho_L}{\rho_v} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_L}\right)^{0.2} \quad (8.4.1.3)$$

$$1 - E = -0.331 \cdot \ln \left[ \frac{\mu_L \cdot G \cdot x}{\rho_v \cdot \sigma} \right] - 0.0919 \quad (8.4.1.4)$$

Vengono introdotti i seguenti limiti sulla variabile E:

$$\begin{cases} E > 0.95, & E = 0.95 \\ E < 0, & E = 0 \end{cases} \quad (8.4.1.5)$$

### 8.4.1.1 $T_{sat}=30^{\circ}C$

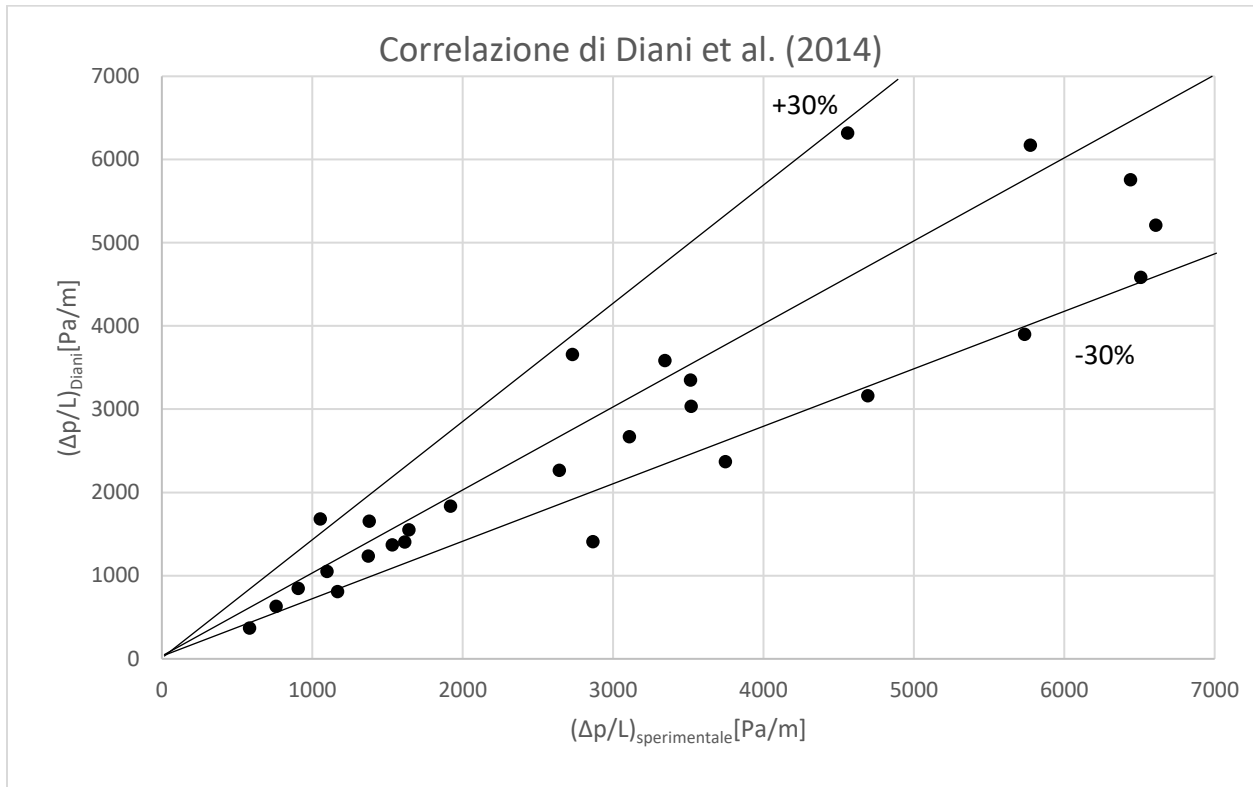


Figura 8.4.1.1. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Diani et al. [18] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=30^{\circ}C$

Il trasduttore differenziale di pressione, il quale misura le perdite di carico durante il deflusso, ha come valore di fondo scala 35000 Pa. Per condurre l'analisi dell'accuratezza delle correlazioni sono stati presi come campioni i dati corrispondenti a valori di perdite di carico che fossero superiori a 1/100 rispetto a quello di fondo scala dello strumento, perché valori al di sotto di questa soglia non rappresentano interesse scientifico: dunque, sono stati presi in considerazione i valori di perdite di carico superiori ai 350 Pa.

Guardando il grafico notiamo come ci sia una concentrazione di punti in basso a sinistra, nella zona in cui il valore delle perdite di carico è molto basso: questi valori di perdite di carico corrispondono principalmente alla portata specifica di  $G=200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ .

All'aumentare della portata, aumentano le perdite di carico e i punti nel grafico tendono a distribuirsi su tutta la superficie.



La correlazione, nella sua globalità, si dimostra essere piuttosto accurata, con la maggior parte dei punti che si distribuiscono all'interno della banda di dispersione  $\pm 30\%$ . I punti che cadono al di fuori della banda di dispersione sono quelli che corrispondono a bassi valori di titolo, alla portata specifica  $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ : all'aumentare del titolo di vapore, aumentano le perdite di carico e i punti ricadono all'interno della banda di confidenza.

É bene puntualizzare che la correlazione proposta da Diani et al. [18] sia stata validata per valori di portata specifica  $190 < G < 940 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  e dunque per valori di portata al di fuori dell'intervallo indicato, l'incertezza cresce molto.

Osservando il grafico in figura 8.4.1.2, in cui viene riportato nell'asse delle ordinate il rapporto tra le perdite di carico stimate con la correlazione e quelle misurate in laboratorio, abbiamo la conferma di quanto affermato sopra, ovvero che la maggior parte dei dati cade all'interno dell'intervallo di confidenza e molto vicino all'unità, sinonimo che la correlazione è in grado di stimare le perdite di carico per attrito in maniera accurata.

Una considerazione rilevante è che la maggior parte dei dati si distribuisce al di sotto dell'unità, sinonimo che la correlazione di Diani et al. [18] tende a sottostimare le perdite di carico reali. Inoltre, i punti che cadono al di fuori dell'intervallo di confidenza, sono punti a basso titolo: per valori di titolo  $x$  superiori a 0.5, i punti ricadono tutti all'interno della banda di confidenza.

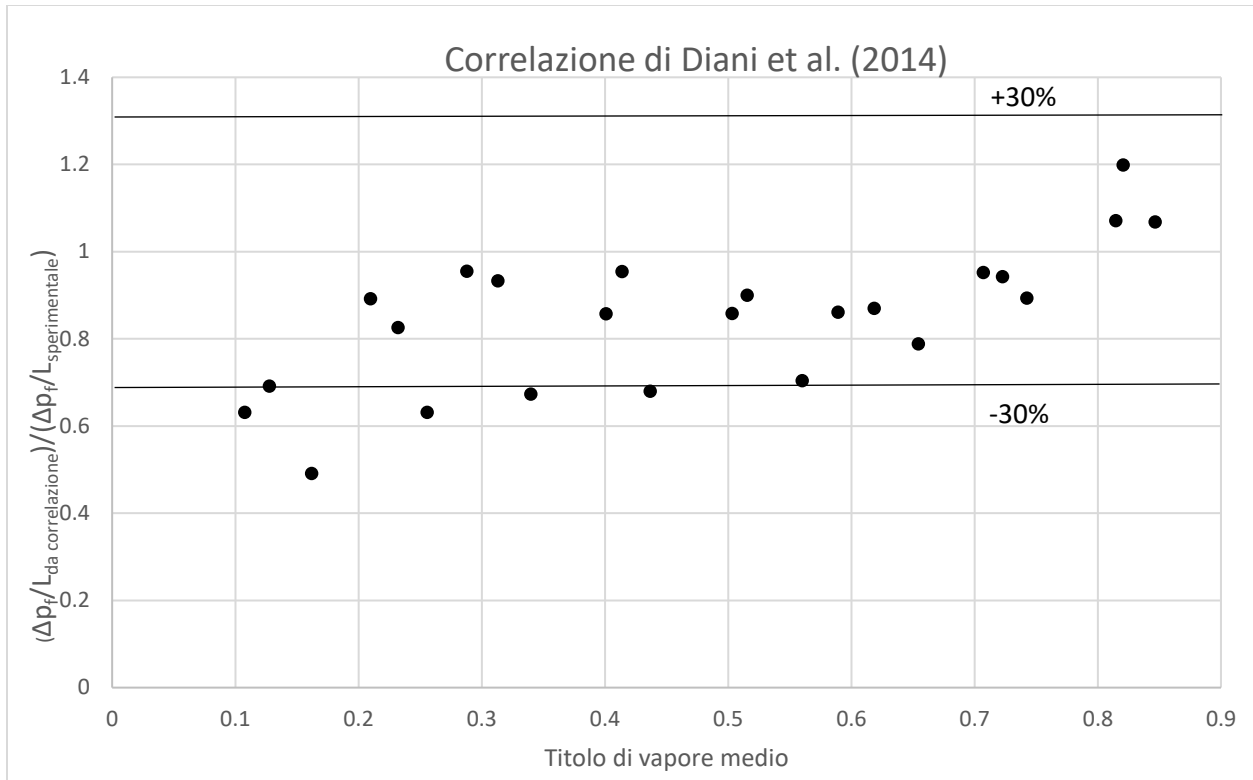


Figura 8.4.1.2. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Diani et al. [18] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=30^{\circ}C$

### 8.4.1.2 $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

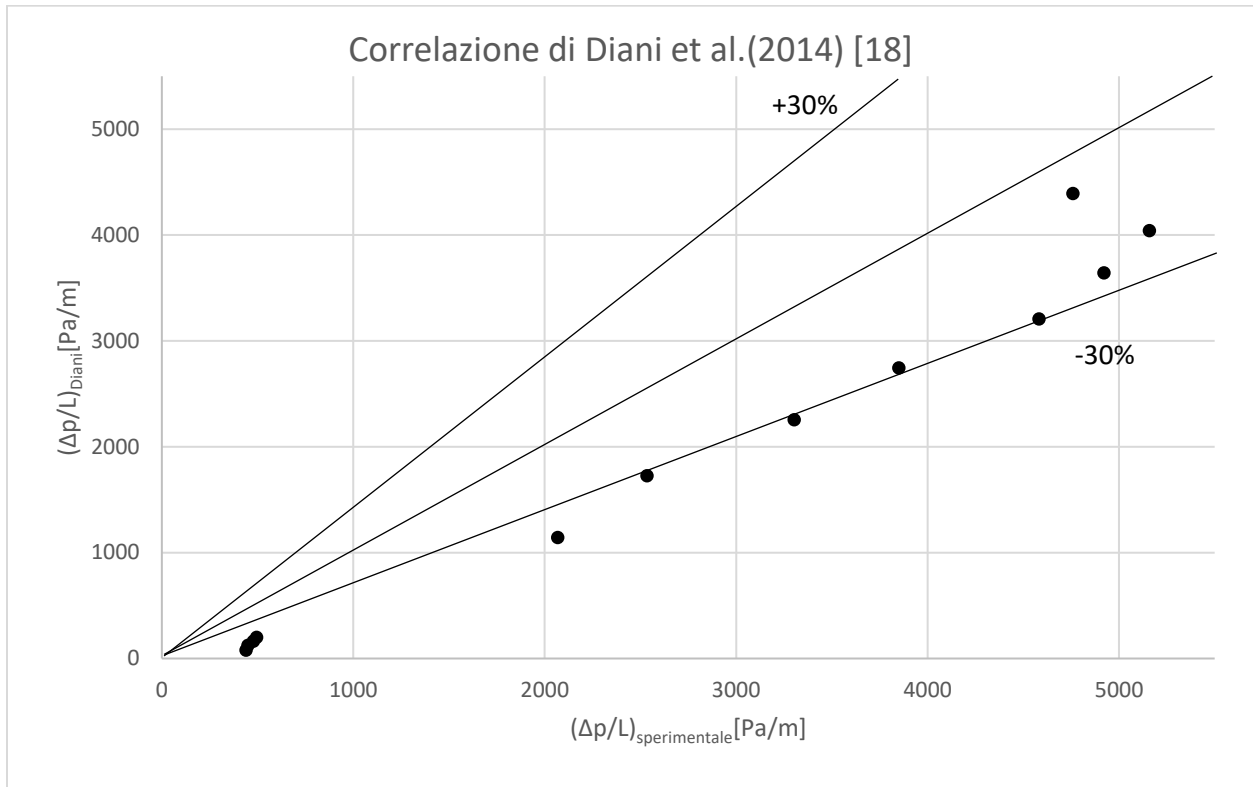


Figura 8.4.1.2.1. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Diani et al.[18] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

Andiamo ora ad analizzare le perdite di carico ottenute aumentando la temperatura di saturazione a  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$ . Per questa temperatura di saturazione abbiamo a disposizione le perdite di carico derivanti da solamente due portate specifiche,  $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  e  $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , valori ai quali sono stati acquisiti i dati sperimentali per questa temperatura di saturazione.

Come nel caso precedente, notiamo che per basse portate specifiche la correlazione non è accurata, con i punti che si distribuiscono al di sotto della banda di confidenza, indice che la correlazione tende a sottostimare le perdite di carico.

Come fatto per  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$ , è bene ricordare che il valore di  $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  è al di fuori dell'intervallo di validità della correlazione di Diani et al. [18], e dunque l'incertezza sui risultati è molto alta.

Aumentando la portata, e rientrando dunque all'interno dell'intervallo di validità della correlazione, molti dei punti ricadono all'interno della banda di confidenza  $\pm 30\%$ , con la maggior

parte di essi che si posizionano sull'estremo -30%. Anche per questo valore di temperatura di saturazione la correlazione tende a sottostimare le perdite di carico.

Nel grafico in figura 8.4.1.2.2 che mostra nell'asse delle ordinate il rapporto tra le perdite di carico stimate con la correlazione di Diani et al.[18] e quelle misurate in laboratorio mentre nell'asse delle ascisse viene riportato il titolo di vapore, possiamo constatare quanto già affermato per il grafico in figura 8.4.1.2.1. I punti che si trovano più in basso (dunque i punti con un'incertezza più alta) sono quelli riguardanti la portata specifica  $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , mentre quelli che si distribuiscono sulla linea -30% e all'interno della banda di confidenza sono quelli inerenti alla portata  $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ .

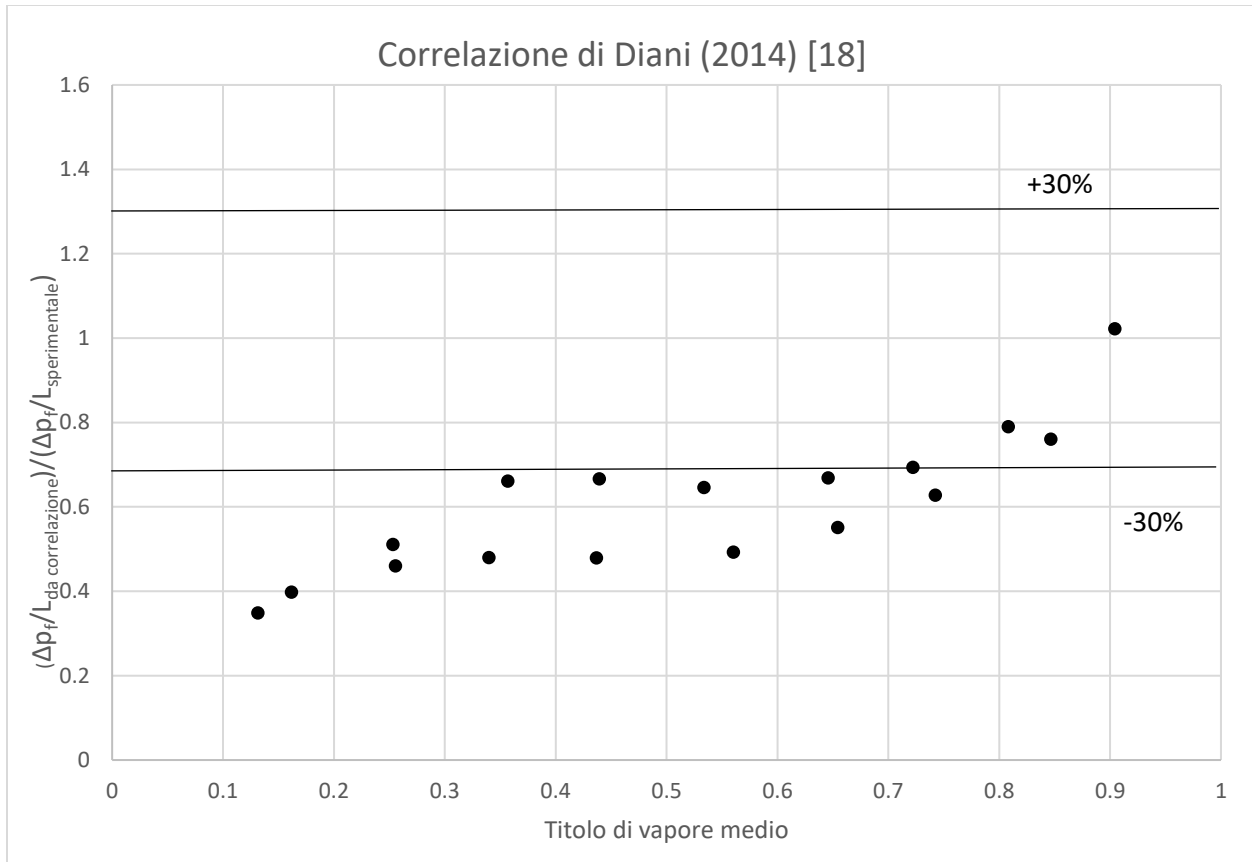


Figura 8.4.1.2.2. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Diani et al.[18] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=40^\circ\text{C}$

### 8.4.1.3 Analisi dei risultati ottenuti

Partendo dai dati che sono stati ottenuti dalle correlazioni, andiamo a calcolare gli indici che indicano la bontà della correlazione, i quali vengono riportati in tabella:

$T_{sat}$	$e_r$	$e_{ass}$	$\sigma_{std}$
30°C	-0.228	0.253	0.263
40°C	-0.85	0.85	1.31

Tabella 8.4.1.3. Indici ottenuti dall'analisi dei dati ottenuti dalle correlazioni per le perdite di carico di Diani et al.[18]

La correlazione di Diani et al. [18] per il calcolo delle perdite di carico sottostima le reali perdite per entrambe le temperature di saturazione.

Come puntualizzato nei paragrafi precedenti, per quanto riguarda la  $T_{sat}=30^\circ\text{C}$  la correlazione dimostra di avere una accuratezza molto elevata, con una deviazione assoluta del  $e_{ass}=25\%$  e una deviazione standard  $\sigma_{std}=26.3\%$ .

Alla temperatura di saturazione  $T_{sat}=40^\circ\text{C}$  sono disponibili una serie limitata di dati, e dunque gli indici sono influenzati dai valori ottenuti per la portata specifica  $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , i quali ne abbassano l'accuratezza globale. Se considerassimo solo la portata specifica  $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , otterremmo una deviazione assoluta  $e_{ass} = 41\%$  e una deviazione standard  $\sigma_{std} = 47\%$ . L'incertezza molto alta che si ha alle basse portate specifiche, dunque, tende ad alzare quella globale.

#### 8.4.2 Modello di Rollmann-Spindler (2015) [22]

Le perdite di carico totali durante il deflusso bifase all'interno di un tubo sono date dalla somma dei contributi dovuti alla variazione della quantità di moto e, in maggior parte, dal contributo dato dall'attrito:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{mom} + \Delta p_f \quad (8.4.2.1)$$

Le perdite di carico locali dovute all'attrito possono essere calcolate con l'equazione di Darcy-Weisbach:

$$\frac{dp_f}{dz} = \frac{1}{2} \zeta^* \frac{G^2 v_m}{D} \quad (8.4.2.2)$$

Il contributo della quantità di moto alle perdite di carico è molto basso e possiamo tenerne conto andando a modificare il fattore di attrito  $\zeta^*$  e l'errore che ne deriva è molto piccolo.

L'equazione che ne risulta è la seguente:

$$\frac{dp_f}{dz} = \frac{1}{2} \zeta \frac{G^2 v_m}{D} \quad (8.4.2.3)$$

Le perdite di carico locali vengono ottenute andando ad integrare sulla lunghezza L del condotto: lungo la lunghezza del condotto il coefficiente di attrito può essere considerato costante.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \zeta \frac{G^2}{D} \int_{z=0}^L v_m(z) dz \quad (8.4.2.4)$$

$v_m$  è il volume specifico e nel nostro caso viene calcolato con il modello omogeneo utilizzando l'equazione:

$$v_m(z) = \frac{x(z)}{\rho_v(z)} + \frac{1-x(z)}{\rho_L(z)} \quad (8.4.2.5)$$

$\rho_v$  e  $\rho_L$  indicano la densità della fase liquida e del vapore: queste verranno considerate costanti.

La variazione di titolo all'interno del condotto può essere considerata costante, dunque possiamo utilizzare l'equazione:

$$x(z) = \frac{x_0 - x_1}{L}z + x_1 \quad (8.4.2.6)$$

L'equazione finale dunque diviene:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \zeta G^2 \frac{L}{D} [(x_1 + x_0) \cdot (v_v - v_L) + 2v_L] \quad (8.4.2.7)$$

### 8.4.2.1 $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$

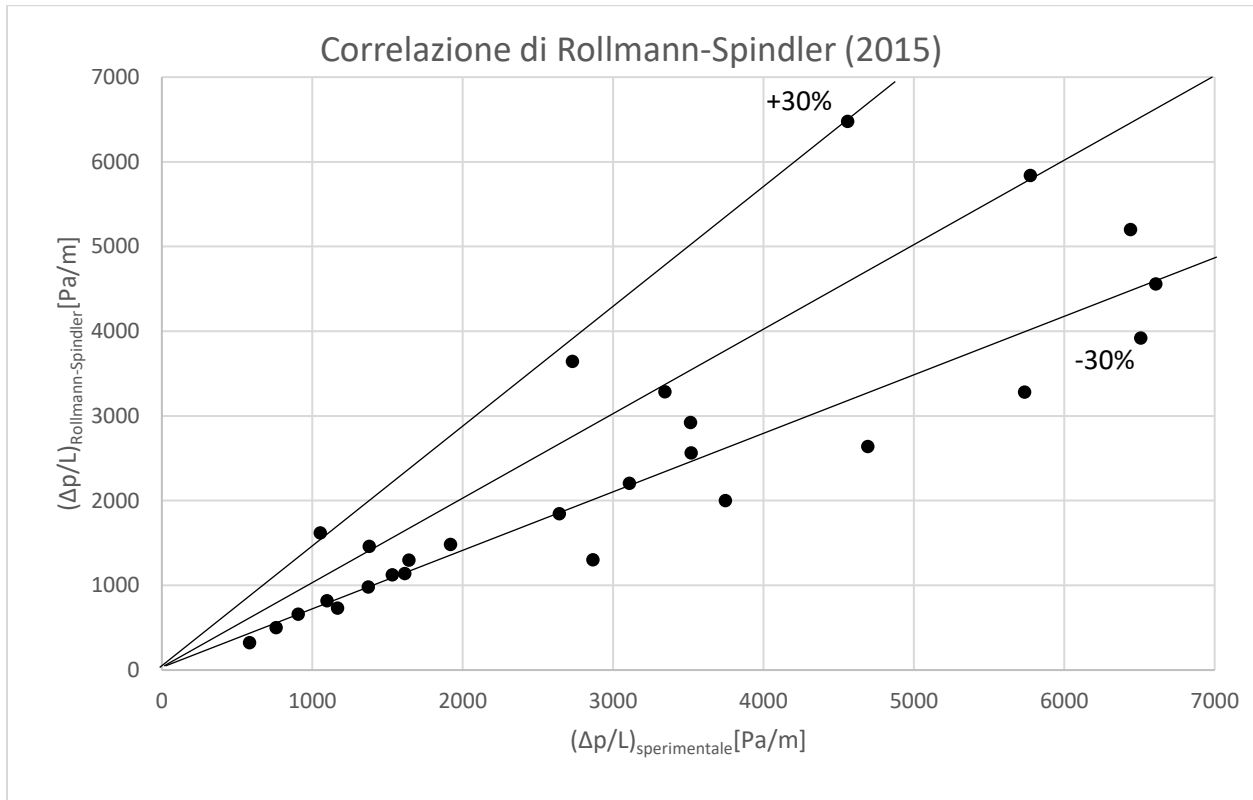


Figura 8.4.2.1.1. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$

Come era stato puntualizzato per la correlazione di Diani et al. [18] nel paragrafo 8.4.1.1, anche per la correlazione di Rollmann-Spindler [22] vengono presi in considerazione i valori di perdite di carico superiori a 1/100 del valore di fondo scala del trasduttore differenziale, ovvero valori superiori a 350 Pa.

Globalmente si ha che la maggior parte dei punti cadono all'interno della banda di confidenza  $\pm 30\%$ , con la predominanza dei punti distribuiti al di sotto della linea dell'eguaglianza tra il valore stimato e quello misurato in laboratorio, sinonimo che la correlazione di Rollmann-Spindler [22] tende a sottostimare le perdite di carico reali.

La maggioranza dei punti che cade al di fuori della banda di confidenza sono correlati alla portata specifica  $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , a bassi valore di titolo di vapore.

In figura 8.4.2.1.2 possiamo trovare conferma di quanto appena affermato; infatti, la quasi totalità dei punti si trova al di sotto del valore unitario, con molti punti distribuiti nell'intorno della linea



-30%. Questo grafico testimonia che i punti che ricadono al di fuori della banda di confidenza sono quelli corrispondenti a bassi titoli di vapore.

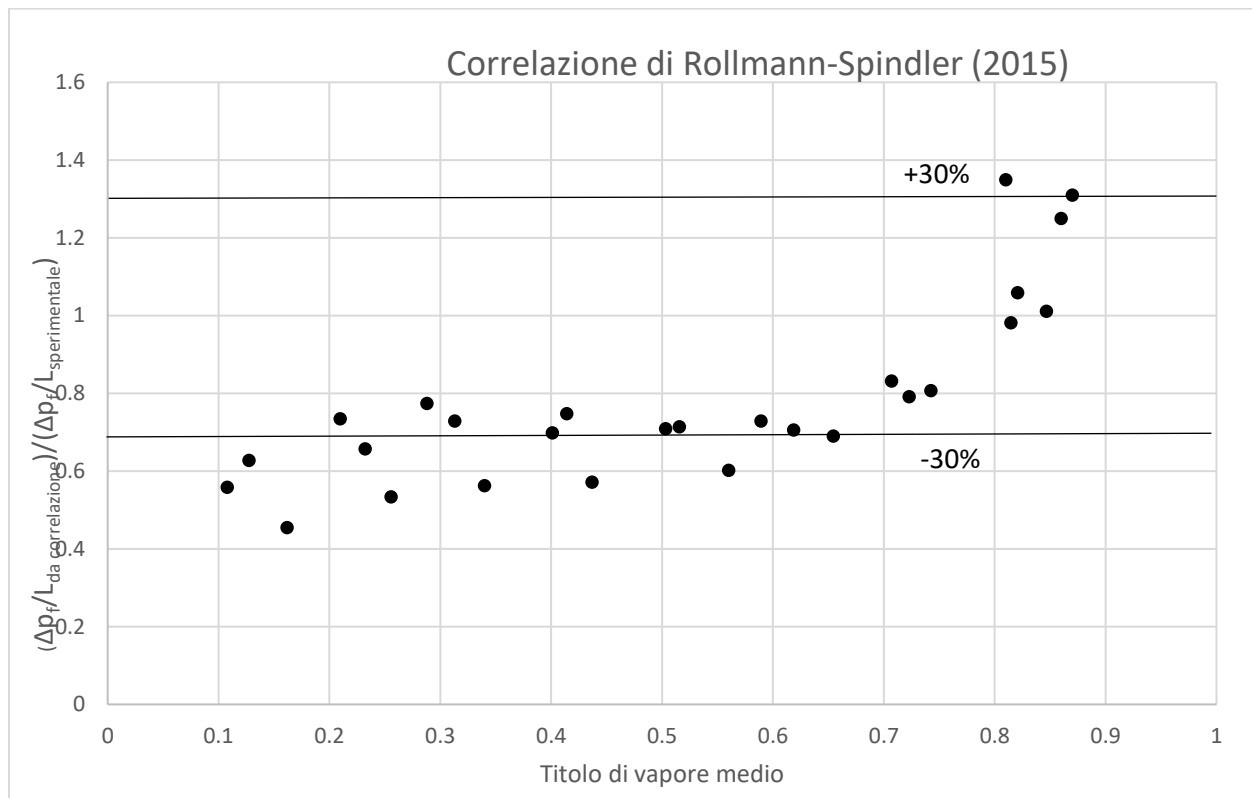


Figura 8.4.2.1.2. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$

### 8.4.2.2 $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

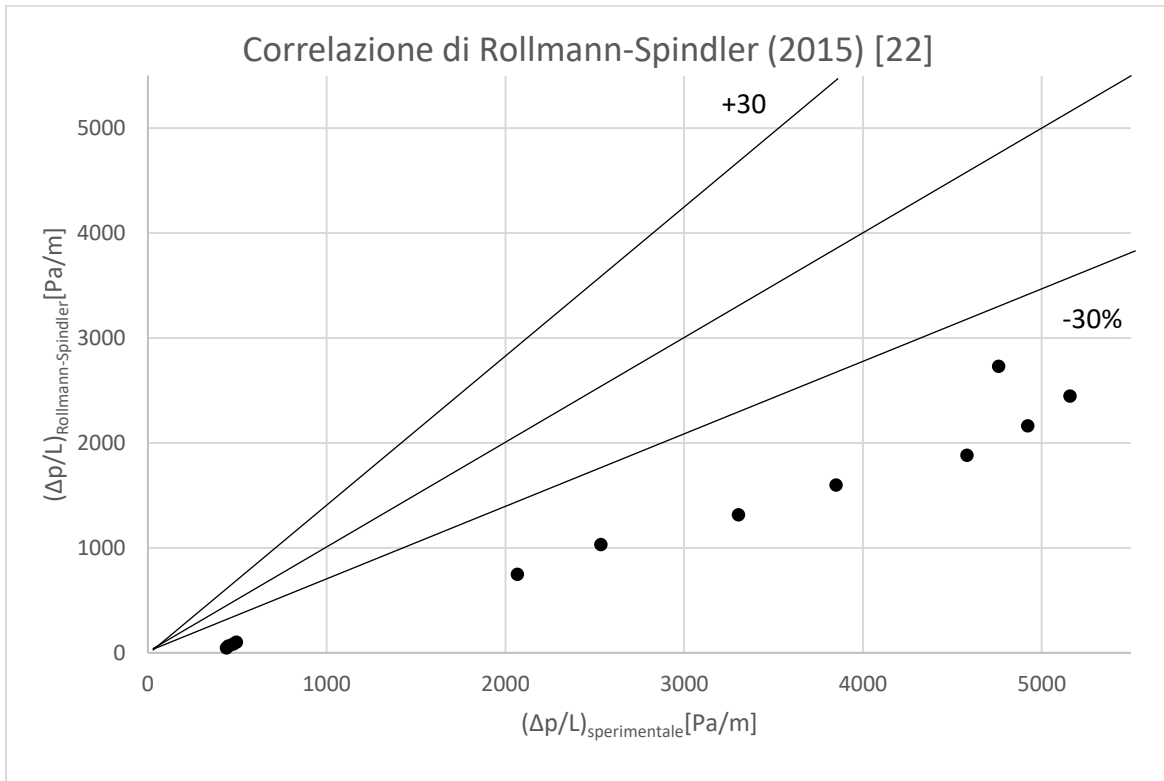


Figura 8.4.2.2.1. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

Aumentando la temperatura di saturazione a  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$  otteniamo dei punti che si posizionano nella loro totalità all'esterno della banda di confidenza  $\pm 30\%$ , e dunque la correlazione non è assolutamente attendibile: sia per basse che per alte portate, la correlazione sottostima le perdite di carico reali con un'incertezza molto elevata.

Quanto appena affermato può essere confermato osservando il grafico in figura 8.4.2.2.2, dove tutti i punti si posizionano ben al di sotto del limite  $-30\%$ , per tutti i valori di titolo.

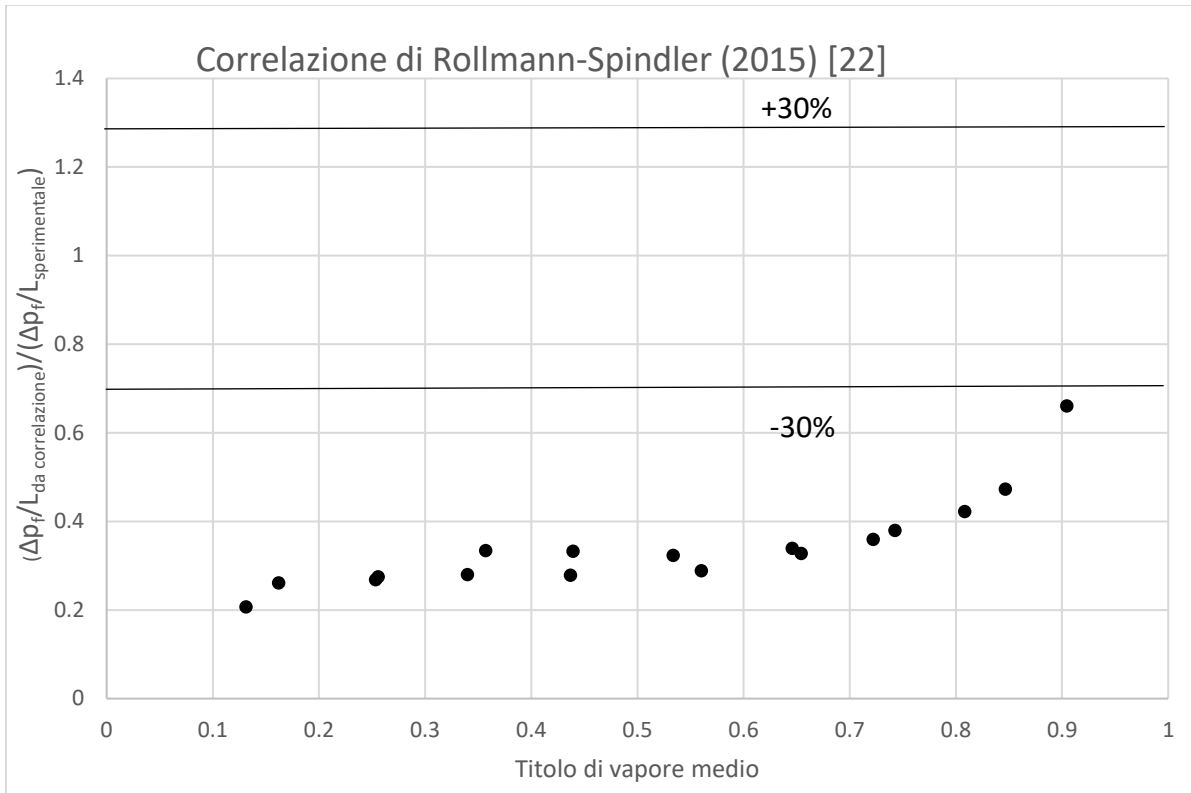


Figura 8.4.2.2.2. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

### 8.4.2.3 Analisi dei risultati ottenuti

Partendo dai dati che sono stati ottenuti dalle correlazioni, andiamo a calcolare gli indici che indicano la bontà della correlazione, i quali vengono riportati in tabella:

$T_{sat}$	$e_r$	$e_{ass}$	$\sigma_{std}$
30°C	-0.384	0.39	0.259
40°C	-2.82	2.82	2.32

Tabella 8.4.2.3. Scostamento percentuale dei dati stimati con la correlazione di Rollmann-Spindler [22] rispetto ai valori misurati in laboratorio ad una  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$

Come era già intuibile analizzando i grafici, la correlazione di Rollmann-Spindler [22] non è in grado di stimare accuratamente le perdite di carico.

Per quanto riguarda la temperatura di saturazione  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$ , risulta una deviazione assoluta  $e_{ass}=39\%$ , con una deviazione standard  $\sigma_{std}=25.9\%$ . Come si è potuto constatare analizzando i grafici di confronto tra i valori ottenuti dalla correlazione e i valori misurati in laboratorio, gli indici sono influenzati dall'incertezza relativa alle perdite di carico che si hanno per titoli  $x<0.5$ , in cui molti valori cadono al di fuori della banda di confidenza  $\pm 30\%$ . Ad alti titoli invece si ha un'incertezza minore.

Alla temperatura di saturazione di  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$ , la correlazione perde completamente l'accuratezza, con un errore relativo e una deviazione assoluta media che sfiora il 300%.



## CONCLUSIONI

Lo scopo di questo lavoro di tesi è stato quello di arricchire la letteratura riguardante i fluidi refrigeranti, e per fare ciò ci si è proposti di studiare le caratteristiche in vaporizzazione dell'R513A, una miscela azeotropica a basso GWP, all'interno di un tubo di piccolo diametro a superficie intensificata: in particolare ci si è concentrati su come varia il coefficiente di scambio termico al variare del titolo di vapore, fornendo diversi flussi termici specifici.

Le geometria del tubo prevedeva una alettatura di tipo elicoidale, con un diametro ad apice aletta di 6.14 mm.

Le sperimentazioni condotte riguardanti la vaporizzazione si sono svolte a una temperatura di saturazione di 30°C e 40°C, variando le portate specifiche da 50 kg/(m<sup>2</sup>s) a 400 kg/(m<sup>2</sup>s).

Partendo dal coefficiente di scambio termico, le considerazioni finali che possono essere fatte sono le seguenti:

- I. Per i tre valori di flusso termico ai quali sono state condotte le prove, si nota che per i valori di portata specifica più bassi, in cui il deflusso è stratificato, il coefficiente di scambio scende con l'aumentare del titolo di vapore. Al contrario, per i valori di portata specifica più alti, si ha che il coefficiente di scambio aumenta all'aumentare del titolo di vapore.
- II. Per bassi valori di flusso termico specifico, il coefficiente di scambio termico in vaporizzazione mostra una marcata dipendenza dalla portata specifica: con l'aumentare di  $G$ , il coefficiente registra un incremento progressivo nei valori.  
All'aumentare del flusso termico specifico, l'aumento del coefficiente di scambio all'aumentare della portata specifica  $G$  è sempre meno marcato, con le curve che tendono a raggrupparsi in due gruppi e a seguire lo stesso andamento.
- III. Per i valori più bassi di portata specifica, si riscontra una diminuzione del coefficiente di scambio all'aumentare del titolo di vapore, con un effetto sempre più marcato all'aumentare del flusso termico specifico.
- IV. All'aumentare della temperatura di saturazione, non vi è una sostanziale variazione del coefficiente di scambio: per i due valori di portata specifica analizzati e i due valori flusso termico specifico, le curve del coefficiente di scambio sono comparabili e mantengono lo stesso andamento. Una differenza nel coefficiente di scambio alle due temperature di saturazione la si nota per alte portate specifiche, con una diminuzione dello stesso

all'aumentare della temperatura di saturazione: questo fenomeno avviene perché all'aumentare della temperatura, la densità della fase vapore aumenta, con una conseguente diminuzione della velocità di deflusso, e dunque una conseguente diminuzione del coefficiente di scambio.

Focalizzandoci ora sul gradiente di pressione per attrito, possiamo trarre le seguenti conclusioni:

- I. Il gradiente di pressione per attrito cresce all'aumentare della portata specifica, a causa della velocità con cui il fluido refrigerante scorre all'interno del condotto: più aumenta  $G$ , più aumenta la velocità e di conseguenza aumenteranno le perdite. Le perdite di carico sono funzione delle proprietà termofisiche del fluido, dunque, l'andamento sarà lo stesso per tutti i valori di flusso termico.
- II. L'andamento della curva è crescente fino ad un punto massimo, per poi avere un andamento decrescente: ciò avviene per tutti i valori di portata specifica. Il fenomeno è imputabile alla velocità della fase vapore nel condotto: in presenza di moto anulare, lo spessore del film di liquido a contatto con il tubo diminuisce all'aumentare del titolo, e lo sforzo tangenziale che il vapore esercita sul film aumenta, trascinando goccioline di liquido che ne fanno aumentare la densità. Questo aumento di densità comporta una diminuzione della velocità del fluido e dunque minori perdite di carico.
- III. Le perdite di carico diminuiscono all'aumentare della temperatura di saturazione: all'aumentare della  $T_{sat}$ , abbiamo un aumento della densità del vapore, come riportato in tabella 3.4.1, dunque velocità minori nel condotto e dunque minori perdite di carico, ovviamente se confrontate allo stesso valore di portata specifica.

Per la stima del coefficiente di scambio e delle perdite di carico sono state utilizzate le correlazioni di Diani et al.[18] e Rollmann-Spindler [22].

Per quanto riguarda il coefficiente di scambio, possiamo affermare che entrambe le correlazioni sono piuttosto affidabili, nel caso di R513A. Alla  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$ , la correlazione di Diani et al.[18] restituisce un errore relativo  $e_r=-6.8\%$ , una deviazione assoluta  $e_{ass}=11.98\%$  e una deviazione standard  $s_{std}=13.3\%$ . Alla  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$  otteniamo un errore relativo  $e_r=-1.5\%$ , una deviazione assoluta  $e_{ass}=12.9\%$  e una deviazione standard  $s_{std}=16.5\%$ . I risultati ottenuti testimoniano un'ottima accuratezza della correlazione.

Dalla correlazione di Rollmann-Spindler, per la  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$  otteniamo un errore relativo  $e_r=-14.3\%$ , una deviazione assoluta  $e_{ass}=21.6\%$  e una deviazione standard  $s_{std}=30.5\%$ . Alla  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$  otteniamo un errore relativo  $e_r=-18.8\%$ , una deviazione assoluta  $e_{ass}=31.1\%$  e una deviazione standard  $s_{std}=41.6\%$ .

Tra le due correlazioni, quella che offre i risultati migliori per la stima del coefficiente di scambio in vaporizzazione dell'R513A è la correlazione di Diani et al.[18].

Per la stima delle perdite di carico durante il deflusso, sono state utilizzate le correlazioni degli stessi Diani et al. [18] e Rollmann-Spindler [22].

Con la correlazioni di Diani, alla  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$  otteniamo un errore relativo  $e_r=-22.8\%$ , una deviazione assoluta  $e_{ass}=25.3\%$  e una deviazione standard  $s_{std}=26.3\%$ . In questo caso la correlazione si dimostra essere molto accurata. Alla  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$  otteniamo un errore relativo  $e_r=-85\%$ , una deviazione assoluta  $e_{ass}=85\%$  e una deviazione standard  $s_{std}=131\%$ : per questa temperatura di saturazione, l'incertezza aumenta di molto per le postate specifiche basse.

Con la correlazioni di Rollmann-Spindler, alla  $T_{sat}=30^{\circ}\text{C}$  otteniamo un errore relativo  $e_r=-38.4\%$ , una deviazione assoluta  $e_{ass}=39\%$  e una deviazione standard  $s_{std}=25.9\%$ . Alla  $T_{sat}=40^{\circ}\text{C}$  otteniamo un errore relativo  $e_r=-282\%$ , una deviazione assoluta  $e_{ass}=282\%$  e una deviazione standard  $s_{std}=232\%$ . Gli indici di questa correlazione vengono fortemente influenzati dall'incertezza che si ha ai valori di titolo più bassi, la quale va ad influenzare molto il risultato globale.

Tra le due correlazioni, la più indicata per stimare il coefficiente di scambio in vaporizzazione e le perdite di carico dell'R513A si dimostra essere la correlazione di Diani et al.[18].





## BIBLIOGRAFIA

- [1] C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo, *Trasmissione del calore*, CLEUP, Padova, 1985.
- [2] 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.* 37, 367-374 (1934); also *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.27, No.7, pp.959-970,1984.
- [3] L. Rossetto, *Dispense di Heat Transfert and Thermofluid Dynamics*, Chapter 8, *Gas Liquid Two-Phase Flow*, 2021.
- [4] Taitel, Yemada, Abe E. Dukler., "A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow.", *AIChE journal* 22.1, pp. 47-55, (1976).
- [5] L. Rossetto, *Dispense di Heat Transfert and Thermofluid Dynamics*, Vaporization and vaporizers, Chapter 10, 2021.
- [6] Makhnatch P., Khodabandeh R., The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant, *The 6th International Conference on Applied Energy - ICAE2014*, 2014.
- [7] Calm J.M., The next generation of refrigerants- Historical review, considerations, and outlook, *International Journal of Refrigeration*, 31, pp. 1123–1133, 2008.
- [8] Calm J.M., Didion D.A., Trade-offs in refrigerant selections—past, present, and future. *Refrigerants for the 21st Century*, *International Journal of Refrigeration*, 21 (4), pp. 308–321, 1998.
- [9] McLinden M.O., Didion D.A., CFCs: quest for alternatives. *ASHRAE Journal*, 29 (12), pp.32–42, 1987.
- [10] Mohanraj M., Jayaraj S., Muraleedharan C., Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants- A review, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 3, pp. 108–119, 2009a.
- [11] A. Diani, S. Mancin, L. Rossetto, R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4mm ID micro-fin tube, *Int. J. Refrig.* 47 105–119, 2014.
- [12] Mota-Babiloni A., Navarro-Esbri J., Barragàn-Cervera A., Molés F., Peris B., Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP

refrigerants in refrigeration and HVAC systems, *International Journal of Refrigeration*, 52, pp. 21–31, 2015.

[13] S.Z. Rouhani, E. Axllsson, Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions, *Heat Mass Transf.* 13 (2) 383–393, (1970)

[14] UNI-CEI-ENV-13005, “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, 2000.

[15] S.J. Kline and F.A. McClintock. Describing uncertainties in single sample experiments. *Journal of Mechanical Engineering*, 75:3–8, 1953.

[16] Cavallini, A., Del Col, D., Rossetto, L., Flow Boiling Inside Microfin Tubes: Prediction of the Heat Transfer Coefficient. *Proceedings of ECI International Conference on Boiling Heat Transfer*, Spoleto, Italy. 2006.

[17] Cavallini, A., Del Col, D., Matkovic, M., Rossetto, L., Pressure drop during two-phase flow of R134a and R32 in a single minichannel. *J. Heat Transf.* 131, 2009b.

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

[19] Cooper, M.G., Saturation Nucleate Pool Boiling: a Simple Correlation. In: 1st U.K. National Conf. On Heat Transfer, vol. 2, pp. 785e793. 1984.

[20] Cavallini, A., Del Col, D., Mancin, S., Rossetto, L., Condensation of pure and near azeotropic refrigerants in microfin tubes: a new computational procedure. *Int. J. Refrigeration* 32, 162e174, 2009a.

[21] <https://tecnovaht.it/massico-coriolis/>

[22] Rollmann P., Spindler K., New models for heat transfer and pressure drop during flow boiling of R407C and R410A in a horizontal microfin tube, *Int. J. Thermal Science*, pag 57-66, 2015.