

### UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

### Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Vaporizzazione di R513A in tubo liscio ed in tubo microalettato

Relatore: Prof. Luisa Rossetto Correlatore: Ing. Andrea Diani

Laureando: Tommaso Giuriati 1146057

Anno Accademico 2018/2019

## Indice

Introduzione
1 La vaporizzazione
1.1 Introduzione
1.2 Deflusso in tubo orizzontale
1.3 Vaporizzazione in tubo orizzontale9
2 Impianto sperimentale
2.1 Sezioni sperimentali
2.1.1 Tubo liscio
2.1.2 Tubo microalettato14
2.2 Circuito primario15
2.3 Circuiti secondari18
2.4 Refrigerante R513A19
2.5 Sistema di acquisizione20
3 Regressione dei dati
3.1 Dati di partenza23
3.1.1 Tubo liscio
3.1.2 Tubo microfin
3.2 Perdite di carico
3.3 Incertezza delle misure27
3.4 Riepilogo incertezze
4 Risultati sperimentali
4.1 Sezione liscia
4.1.1 HF 12 kW m <sup>-2</sup>
4.1.2 HF 30 kW m <sup>-2</sup>
4.1.3 HF 60 kW m <sup>-2</sup>
4.1.4 Influenza del flusso termico specifico
4.2 Sezione microfin
4.2.1 HF 12 kW m <sup>-2</sup>
4.2.2 HF 30 kW m <sup>-2</sup>
4.2.3 HF 60 kW m <sup>-2</sup>

4.2.4 Gradienti di pressione40
4.3 Confronto risultati
4.3.1 Discussione del fattore FI per HF 12-G 20043
4.3.2 Discussione del fattore FI per HF 12-G 80044
4.3.3 Discussione del fattore FI per HF 60-G 60045
5 Confronto con modelli numerici
5.1 Modelli per la sezione liscia47
5.1.1 Confronto con il modello di Chen per il calcolo del coefficiente di scambio termico [5]
5.1.2 Confronto con i modelli di Gungor e Winterton per il calcolo del coefficiente di scambio termico [6]
5.1.3 Confronto con il modello di Kim e Mudawar per il calcolo del coefficiente di scambio termico [7]
5.2 Modelli per la sezione microfin54
5.2.1 Confronto con il modello di Wu et al. per il calcolo del coefficiente di scambio termico [8]
5.2.2 Confronto con il modello di Diani et al. per il calcolo del coefficiente di scambio termico [9]
5.2.3 Confronto con il modello di Diani et al. per il calcolo della perdita di carico per attrito [9]61
Conclusioni
Nomenclatura
Bibliografia

### Introduzione

Con l'avvicendarsi di normative sempre più stringenti a livello nazionale ed europeo sulle emissioni inquinanti, l'industria del freddo è sempre alla ricerca di nuovi fluidi refrigeranti in grado di sostituire gli ultimi HFC e al contempo, mantenere elevata l'efficienza dei sistemi. Una di queste nuove tipologie di fluido è l'R513A, una miscela azeotropica composta al 56% da R1234yf e al 44% da R134a, la quale si pone come possibile sostituto proprio all'R134a puro per diminuire in modo drastico la componente diretta del GWP nella refrigerazione automobilistica e più in generale nelle applicazioni dove il circuito non è sigillato.

Un' altra evoluzione in atto nel panorama dello scambio termico convettivo è l'utilizzo sempre più massiccio di sezioni microalettate, internamente ed esternamente, con lo scopo di rendere gli scambiatori di calore più compatti pur mantenendo le potenze termiche scambiate dai normali tubi lisci.

Lo scopo di questa tesi è quello di valutare le prestazioni di tale miscela durante la vaporizzazione in tubo orizzontale, utilizzando una sezione liscia ed una microalettata, confrontando i coefficienti di scambio termico ottenuti in modo sperimentale tra loro e con modelli matematici esistenti al fine di verificarne la validità anche per questo nuovo refrigerante.

# **Capitolo 1** La vaporizzazione

In questo capitolo verrà trattato il fenomeno di vaporizzazione di un fluido, soffermandosi sul regime di deflusso impiegato per le prove sperimentali a cui questa tesi fa riferimento.

#### 1.1 Introduzione

Il processo di vaporizzazione consiste nel passaggio di una sostanza dalla fase liquida alla fase vapore e si manifesta quando a essa viene somministrato calore. La vaporizzazione si può distinguere in due fenomeni: ebollizione quando si ha la formazione di bolle di vapore sulle superfici scaldanti all'interno del liquido ed evaporazione quando il liquido vaporizza all'interfaccia tra il liquido e il vapore. Generalmente il processo avviene con liquido stagnante (*pool boiling*) o con liquido in moto (*flow boiling*) ed in entrambi i casi i fenomeni sopracitati coesistono, rendendo necessario uno studio sul contributo di entrambi, al fine di migliorare lo scambio termico complessivo. Nelle prove sperimentali effettuate, le condizioni sono di *flow boiling* quindi vengono definite delle grandezze per poter definire i regimi di deflusso:

 Titolo termodinamico della miscela x, definito come il rapporto tra la portata massica di vapore e la portata massica totale, la quale è la somma della portata di vapore e la portata di liquido:

$$x = \frac{\dot{m}_v}{(\dot{m}_v + \dot{m}_l)} \tag{1.1}$$

La frazione, o grado di vuoto ε è la sezione trasversale (A<sub>t</sub>) o il volume occupato
 (V) dal vapore rispetto al totale, mediato nel tempo:

$$\varepsilon = \frac{A_v}{A_t} = \frac{V_v}{V} \tag{1.2}$$

- La velocità superficiale della fase liquida  $J_l$  e del vapore  $J_v$  sono date dal rapporto tra la portata volumetrica della rispettiva fase e la sezione trasversale  $A_t$ :

$$J_{l} = \frac{\dot{V}_{l}}{A_{t}} = \frac{G \cdot (1 - x)}{\rho_{l}}$$
(1.3)

$$J_{\nu} = \frac{\dot{V}_{\nu}}{A_t} = \frac{G \cdot x}{\rho_{\nu}} \tag{1.4}$$

Oltre che da questi parametri, il regime di deflusso viene influenzato dalla gravità. In caso di tubo verticale si ha una simmetria di distribuzione nella sezione mentre nel tubo orizzontale il liquido, più pesante del vapore, tende a stare nella parte inferiore della sezione.

#### 1.2 Deflusso in tubo orizzontale

Il deflusso in tubo orizzontale è studiato in modo attento per la vaporizzazione, poiché in questa condizione la gravità può portare ad avere uno scambio termico con solo liquido nella parte bassa del condotto e con il vapore nella parte alta. Una tale dissimmetria di flusso termico non è accettabile e quindi si deve essere sicuri che la fase che per prima assorbe il calore sia il liquido. Per prevedere il regime di deflusso di questo processo sono stati presentati diversi modelli ma il più diffuso è quello di Taitler e Dukler [1] per tubi orizzontali, valido per deflusso bifase adiabatico ma ampiamente utilizzato anche in caso di variazione di fase, il quale esprime i gruppi adimensionali F,  $K \in T$  (funzione della portata specifica, il titolo, le densità delle fasi, il diametro e l'inclinazione del tubo) in funzione del parametro di Martinelli X.

I principali regimi di deflusso sono:

- Moto stratificato: il liquido ed il vapore sono separati e l'interfaccia tra loro è essenzialmente piatta. Questa condizione si ottiene con basse portate specifiche e basse velocità di deflusso.
- Moto stratificato perturbato: liquido e vapore sono divisi ma, per via delle velocità di deflusso maggiori, l'interfaccia è increspata. Le velocità sono maggiori rispetto al moto stratificato semplice ma non sono ancora sufficienti per vincere la gravità.
- Moto intermittente: il vapore non è in quantità sufficiente per occupare una sezione continuativa del tubo e quindi si aggrega in sacche, inframezzate dal

liquido. Regime comune per molte delle velocità di deflusso, si manifesta a bassi titoli termodinamici.

- Moto a bolle: il liquido defluisce con delle bolle al suo interno, le quali sono ancora troppo poche per aggregarsi. Il regime si presenta ai bassi titoli anche se per velocità elevate ha una durata maggiore
- Moto anulare: a titoli e portate specifiche elevati, il vapore tende ad occupare il centro della sezione, spingendo il liquido a formare un anello più o meno regolare sulle pareti del condotto. Condizione ideale per titoli medio-alti perché ritarda il dryout e si ottiene per grossi valori di portata specifica.



Figura 1.1: mappa dei regimi di deflusso di Taitel e Dukler per moto in tubo orizzontale [1].

### 1.3 Vaporizzazione in tubo orizzontale

La vaporizzazione in tubo orizzontale è uno dei meccanismi più utilizzati in campo industriale per ottenere vapore di quasi tutte le sostanze liquide. Prendendo in considerazione un tubo orizzontale [2], riscaldato lungo tutta la sua superficie perimetrale in modo uniforme da un flusso termico specifico *HF* e ipotizzando di immettere liquido sottoraffreddato, si avranno le seguenti fasi della vaporizzazione:

- All'inizio si ha ebollizione nucleata in liquido sottoraffreddato. In questa condizione il titolo termodinamico passa da minore di 0 a circa 0,0 perché convivono bolle di vapore, generate dal flusso termico esterno e liquido sottoraffreddato nella zona centrale del condotto. Queste bolle collassano, aumentando la temperatura complessiva del liquido circolante. Il mescolamento che ne deriva aumenta di poco il coefficiente di scambio termico.
- Una volta raggiunta la temperatura di saturazione, il liquido non può più assorbire calore senza cambiare fase e quindi le bolle generate in questa fase resistono, defluendo con il liquido e aggregandosi in sacche di vapore sempre più consistenti. Queste bolle compiono più strada rispetto alle precedenti e favoriscono ulteriormente lo scambio termico.
- Queste sacche diventano sempre più grandi fino a diventare un flusso di vapore costante che tende ad occupare la parte centrale del condotto perché più veloce del liquido, il quale si ritrova schiacciato contro le pareti in maniera più o meno uniforme. La costanza dello spessore di liquido lungo la circonferenza del condotto è data dal prevalere della spinta della portata rispetto alla gravità. Ora le bolle generate diventano un fenomeno minoritario rispetto alla corrente di vapore che tende a increspare l'interfaccia del liquido e il coefficiente di scambio termico ne beneficia molto.
- Il film di liquido si assottiglia sempre di più fino a sparire, a quel punto il flusso termico esterno è assorbito direttamente dal vapore, il quale ha proprietà termiche decisamente peggiori del liquido e quindi il coefficiente di scambio crolla, incrementando di colpo la temperatura di parete. Questo fenomeno è noto come *dryout* e rappresenta il problema principale per la vaporizzazione in tubo anche se non può essere evitato ma solo ritardato. Anche se ora il vapore occupa anche l'area a contatto con le pareti del condotto non significa che il titolo sia pari a 1, potrebbero esserci infatti ancora delle goccioline di liquido che rimangono nella corrente gassosa.



Figura 1.2: fasi della vaporizzazione per tubo orizzontale [2].

# Capitolo 2 Impianto sperimentale

In questo capitolo viene descritto l'impianto con cui sono state effettuate le prove, indicandone i componenti principali ed il sistema di acquisizione dei dati associato ad esso, oltre alle sezioni e refrigerante utilizzati.

#### 2.1 Sezioni sperimentali

La sezione sperimentale per il tubo liscio utilizzata per queste prove è costituita da un tubo in rame sulla cui superficie esterna sono state incollate delle termocoppie per misurare la temperatura di parete. Attorno al tubo di prova è stato avvolto a serpentina un tubo in rame dentro il quale circola l'acqua calda che fornisce il flusso termico necessario a far vaporizzare il refrigerante. I due tubi sono inseriti in un alloggiamento ad U in alluminio, nel quale viene fusa una lega di stagno e piombo che, dopo essersi solidificata, garantisce un buon contatto termico tra il tubo di prova e la serpentina. Questa lega metallica è stata scelta per ottenere un bagno di fusione con temperatura minore rispetto a quella che potrebbe danneggiare la superficie di rame dei condotti.

La sezione sperimentale per il tubo alettato è costituita invece dal tubo microfin sul quale sono state incollate delle termocoppie per misurare la temperatura di parete e attorno alla quale è stata avvolta una resistenza elettrica che fornirà il flusso termico specifico voluto. Sezione e resistenza sono poi state annegate dalla medesima lega si stagno e piombo descritta in precedenza in un alloggiamento ad U in alluminio per avere il contatto termico necessario.

#### 2.1.1 Tubo liscio

Per tubo liscio si intende che la sezione utilizzata non possiede caratteristiche geometriche particolari atte ad aumentare la superficie di scambio termico o favorire l'ebollizione nucleata. Nel caso in esame si tratta di un condotto in rame avente le caratteristiche espresse nella tabella 2.1

Parametro	
Diametro interno [m]	0,0035
Lunghezza di scambio termico [m]	0,25
Area di scambio termico [m <sup>2</sup> ]	0,0027
Lunghezza tra le prese di pressione [m]	0,4

Tabella 2.1: caratteristiche della sezione liscia utilizzata per le prove

#### 2.1.2 Tubo microalettato

Un tubo microalettato è un condotto adibito allo scambio termico, al cui interno vi sono delle alette che permettono di ottenere prestazioni migliori rispetto ai tubi lisci. Generalmente i condotti di questo tipo sono caratterizzati da un numero *n* di alette che si estendono internamente per la lunghezza in modo elicoidale, secondo un angolo d'elica  $\beta$  rispetto all'asse orizzontale. Di seguito vengono presentati i principali parametri di una generica sezione microalettata (fig. 2.1) e le caratteristiche della sezione utilizzata (tab. 2.2).



Figura 2.1: vista in sezione di un condotto microalettato [3]

Parametro	
Diametro all'apice delle alette (D) [m]	0,0034
Lunghezza di scambio termico [m]	0,3
Area di scambio termico [m <sup>2</sup> ]	0,0032
Lunghezza tra le prese di pressione [m]	0,41
Numero delle alette ( <i>n</i> )	40
Altezza delle alette ( <i>h</i> ) [mm]	0,12
Passo tra le alette (p)	9
Angolo d'elica (β) [°]	18
Angolo all'apice delle alette (γ) [°]	43

 Tabella 2.2: caratteristiche della sezione microfin utilizzata per le prove

Oltre a scambiare potenze termiche superiori ai tubi lisci, a parità di lunghezza, le alette presentano altri vantaggi per processi di vaporizzazione. Innanzitutto, i canali tra le alette sono dei siti di nucleazione migliori rispetto alla semplice scabrezza interna dei condotti e quindi il fenomeno dell'ebollizione nucleata, che è la principale causa di scambio termico ai bassi titoli, ne risulta potenziata. I canali aiutano poi il liquido a rimanere confinato nei solchi tra le alette, abbassando il valore di portata specifica *G* necessario per avere un moto anulare, alzando contemporaneamente il valore di titolo per cui comincia a manifestarsi il dryout.

#### 2.2 Circuito primario

Lo scopo del circuito è quello di generare delle condizioni specificate nel fluido refrigerante, in modo da poter valutare le caratteristiche di scambio termico e di caduta di pressione delle diverse sezioni sperimentali utilizzate, sia in fase di condensazione che di evaporazione. I suoi principali componenti sono:

- Il filtro;
- La pompa di circolazione del refrigerante;
- Il sistema di pressurizzazione;
- Il misuratore massico di portata;
- La valvola di regolazione della portata;
- L'evaporatore;

- Il precondensatore;
- La sezione sperimentale;
- Il postcondensatore.



Figura 2.2: circuito primario dell'impianto di prova [4]

Posizionato subito dopo la valvola di immissione del refrigerante, il filtro serve per eliminare l'umidità ed altre eventuali impurità dal fluido in modo che non vi siano problemi all'aspirazione della pompa. La pompa deve vincere le sole cadute di pressione dovute alla circolazione del fluido nel circuito, ed essendo a ingranaggi magnetici non necessita di lubrificazione durante l'esercizio. Il fluido viene quindi fatto lavorare ad una pressione definita mediante un altro organo, il pressurizzatore. Questo componente è costituito da un ammortizzatore (*damper*) riempito da aria compressa, la quale è prelevata dal sistema di rete del laboratorio, e da un soffietto metallico che trasmette questa pressione al circuito primario, amplificandola ma evitando che si crei una miscela tra il refrigerante e l'aria compressa. Il regolatore associato al pressurizzatore consente di mantenere la pressione, e quindi la temperatura di saturazione, all'interno del circuito ad un valore costante, aumentando il volume della camera d'aria o scaricando in atmosfera la sovrappressione accumulata. Il misuratore di portata del tipo "ad effetto Coriolis" genera delle vibrazioni nel condotto, le quali inducono una forza di Coriolis proporzionale alla portata di massa che fluisce.



Figura 2.3: misuratore di portata Coriolis [4]

A monte dell'evaporatore è posizionata una valvola di regolazione della portata di refrigerante, utile anche per stabilizzare la portata di massa quando la deviazione standard della misura diventa troppo elevata. L'evaporatore è uno scambiatore a piastre, alimentato da una portata d'acqua riscaldata mediante resistenza elettrica e il cui compito è quello di vaporizzare e surriscaldare il refrigerante. In queste condizioni entra nel precondensatore, uno scambiatore tubo in tubo il cui scopo è quello di far condensare il fluido fino ad un valore di titolo desiderato che sarà poi il titolo di ingresso della sezione sperimentale.

Con queste proprietà definite il fluido viene vaporizzato nella sezione di prova, grazie ad un flusso d'acqua calda nel caso del tubo liscio e ad una resistenza elettrica nel caso del microfin. La sezione è dotata di termocoppie per la misura delle temperature di parete e di prese di pressione alle due estremità che sono connesse ad un misuratore di pressione assoluto e ad un misuratore di pressione differenziale.

Dopo la sezione il fluido passa nel postcondensatore in cui una miscela di acqua e glicole propilenico, termostatato da un chiller, porta il refrigerante in condizioni di liquido sottoraffreddato per poter essere pompato nuovamente.

#### 2.3 Circuiti secondari

Oltre al circuito primario vi sono ben 3 circuiti secondari in cui scorre acqua: calda in quello dell'evaporatore e fredda in quelli associati al pre e post condensatore. Nel caso della sezione liscia vi è un ulteriore circuito alimentato da acqua calda, la quale attraversa la serpentina attorno alla sezione per vaporizzare il refrigerante.

L'acqua calda immessa nell'evaporatore viene scaldata da un boiler elettrico, alimentato da tre resistenze elettriche da 1,7 kW di cui due sono del tipo on/off mentre la terza è regolabile da un termostato. Oltre al boiler nel circuito sono presenti: una pompa multistadio, un vaso di espansione per proteggere il circuito dalle oscillazioni di pressione, un misuratore di portata elettromagnetico, una valvola di regolazione ed un manometro per la misura della pressione.

La temperatura a cui l'acqua fredda entra nel precondensatore deve essere il più precisa e costante possibile, quindi vi è un chiller dotato di modulazione continua della potenza frigorifera. Questo chiller è in grado di erogare acqua fredda a temperature pari o superiori di 5°C, con la possibilità di adattarla con una precisione di  $\pm 0,1$ °C. L'acqua così prodotta viene spinta direttamente nella pompa interna al chiller, attraversa la valvola di regolazione, il misuratore di portata e raggiunge quindi il precondensatore prima di ritornare al chiller per smaltire il calore assorbito.

Il postcondensatore ha il solo compito di smaltire il calore accumulato dal refrigerante nella sezione durante le prove di vaporizzazione. Si tratta di uno scambiatore a piastre in cui il refrigerante scorre in contro-corrente con una miscela di acqua e glicole propilenico. In quest'ultimo circuito non vi sono pompe o organi di controllo particolari.

#### 2.4 Refrigerante R513A

Il fluido impiegato per entrambe le sezioni è l'R513A, una miscela azeotropica composta al 56% da R1234yf e per il 44% da R134a e si pone come sostituto diretto proprio di quest'ultimo refrigerante, dato che presenta caratteristiche termodinamiche simili, unite ad un minore impatto ambientale. Il valore di GWP dell'R134a è infatti di 1430, cioè il rilascio di 1 kg di tale fluido in atmosfera produce un effetto serra uguale a quello che si avrebbe liberando 1430 kg di anidride carbonica. Utilizzando quindi una miscela in cui il maggior componente, 1'R1234yf, ha un GWP inferiore a 1, si ha che l'effetto serra complessivo della miscela R513A è pari a 630 kgCO<sub>2</sub>/kg.

Le prove sono state eseguite alla temperatura di saturazione di 20°C quindi, nella tabella 2.3 qui di seguito sono elencate le proprietà del refrigerante R513A per quella temperatura e confrontate con le caratteristiche dell'R134a, a dimostrazione che l'unico vero parametro per cui differiscono è il GWP.

Caratteristiche	R513A	R134a
Punto di ebollizione a 1atm [°C]	-29,2	-26,1
Temperatura critica [°C]	94,9	101,1
Pressione critica [bar]	36,5	40,6
Massa molecolare [kg kmol <sup>-1</sup> ]	108,43	102,03
Calore di vaporizzazione [kJ kg <sup>-1</sup> ]	160,61	182,28
Densità del liquido [kg m <sup>-3</sup> ]	1152,8	1225,3
Densità del vapore [kg m <sup>-3</sup> ]	32,45	27,78
Conduttività termica del liquido [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	0,718	0,833
Viscosità dinamica del liquido [µPa s]	176,45	207,37
Viscosità dinamica del vapore [µPa s]	11,41	11,49
Classificazione sicurezza ASHRAE	A1	A1
ODP	0	0
GWP	631	1430

 Tabella 2.3: confronto tra le proprietà dell'R513A e dell'R134a a 20°C [11]

#### 2.5 Sistema di acquisizione

Il sistema di acquisizione è composto da un chassis (NI cDAQ-9178) in cui possono essere alloggiati fino a otto moduli con frequenza di campionamento e risoluzione dell'acquisizione regolabili a seconda degli input richiesti.

Nell'impianto sono installati sette moduli: cinque della serie NI 9213, uno della serie NI 9219 e uno della serie NI 9208. Il primo tipo elencato dispone di un massimo di 16 canali di ingresso per le termocoppie; termocoppie collegate all' "ice point reference", ovvero il KAYE K170, che permette di mantenere come riferimento per la misura di temperatura il valore di 0°C.

Il programma di acquisizione riceve in ingresso un segnale di tensione che, utilizzando il polinomio caratteristico delle termocoppie di tipo T, viene convertito nella temperatura rilevata. Il modulo in questione ha una risoluzione a 24 bit con una frequenza massima di campionamento di 1200 campioni al secondo con un range di funzionamento di  $\pm$  78,125 mV.

Il secondo modulo (NI 2919) dispone di 4 canali con ingresso analogico a cui possono essere inviati segnali di tensione o di corrente indipendenti tra un canale e l'altro. Viene utilizzato per conoscere la potenza riscaldante della resistenza posta nella sezione del tubo microfin, è dotata di una risoluzione a 24 bit, una frequenza massima di campionamento di 50 Hz e un range dipendente dal segnale acquisito.

Il modulo NI 9208 ha 16 canali come il primo ma riceve come input i segnali provenienti dai misuratori di pressione e portata. Ha una risoluzione di 24 bit, una frequenza massima di campionamento di 500 campioni al secondo e un range di  $\pm$  22 mA.

La gestione dei segnali inviati dal sistema di acquisizione al computer mediante collegamento USB è gestita da un'interfaccia del programma LabVIEW<sup>TM</sup> [10] realizzata appositamente.

Il programma è interfacciato inoltre con la versione 9.1 di REFPROP in modo da poter visualizzare anche alcune proprietà del refrigerante utili in sede di prova, come ad esempio il titolo termodinamico di ingresso nella sezione o la temperatura di saturazione.

I dati acquisiti mediante LabVIEW<sup>TM</sup> in entrambe le prove sono:

- Temperatura dell'acqua all'ingresso del precondensatore
- Temperatura dell'acqua all'uscita del precondensatore
- Temperatura dell'acqua all'ingresso dell'evaporatore
- Temperatura dell'acqua all'uscita dell'evaporatore
- Temperatura del refrigerante all'uscita del postcondensatore
- Temperatura del refrigerante all'ingresso dell'evaporatore
- Temperatura del refrigerante all'uscita dell'evaporatore
- Temperatura del refrigerante all'uscita del precondensatore
- Temperatura del refrigerante all'ingresso della sezione
- Temperatura del refrigerante all'uscita della sezione
- Temperature di parete della sezione rilevate mediante termocoppie
- Temperatura dell'acqua all'uscita del precondensatore (termopila)
- Temperatura dell'acqua all'ingresso dell'evaporatore (termopila)
- Portata massica del refrigerante
- Portata volumetrica dell'acqua attraverso il precondensatore
- Portata volumetrica dell'acqua attraverso l'evaporatore
- Pressione assoluta all'ingresso dell'evaporatore
- Pressione assoluta all'uscita dell'evaporatore
- Caduta di pressione totale nella sezione
- Pressione assoluta all'ingresso della sezione

I dati acquisiti nella sola prova del tubo liscio sono:

- Temperatura dell'acqua all'ingresso della sezione
- Temperatura dell'acqua all'uscita della sezione
- Portata volumetrica dell'acqua nella sezione

I dati acquisiti nella sola prova del tubo microfin sono:

- La temperatura dell'ambiente
- La tensione di alimentazione della resistenza scaldante
- La corrente di alimentazione della resistenza scaldante

# **Capitolo 3 Regressione dei dati**

In questo capitolo verrà spiegato come si è proceduto nell'ottenere le proprietà desiderate a partire dai dati misurati durante prove, determinando la propagazione dell'incertezza da essi ai risultati finali.

#### 3.1 Dati di partenza

Con la frequenza di una acquisizione al secondo, il software LabVIEW<sup>TM</sup> salva i parametri misurati su un file di testo da cui verranno prelevati i dati utili. Una volta che il sistema è stazionario nei suoi valori principali (temperatura di saturazione, portata di refrigerante e titolo di ingresso nella sezione) si prende nota del numero dell'acquisizione visualizzata e si attende che vengano effettuate cento acquisizioni per poi regolare nuovamente l'impianto su di una nuova condizione operativa. I dati di partenza per il calcolo del coefficiente di scambio termico e della caduta di pressione per attrito saranno dati dalla media aritmetica di queste cento acquisizioni, espressa come:

$$\bar{x} = \frac{1}{100} \cdot \sum_{i=1}^{100} x_i.$$
(3.1)

Misura a cui è associata una deviazione standard:

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{100}},$$
(3.2)

che indica se la media ottenuta è il risultato di valori prossimi tra loro ( $\sigma_s$  bassa) o meno. Avendo un numero elevato di termocoppie, la temperatura di parete utilizzata per determinare la differenza di temperatura a cui avviene lo scambio termico è data dalla media dei valori misurati. Per la sezione liscia vi sono 6 termocoppie mentre il microfin ne ha 20.

$$\bar{t}_p = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{n} t_{p,i}$$
(3.3)

Oltre al coefficiente di scambio termico e alla caduta di pressione per attrito, occorre definire il titolo termodinamico medio della miscela nella sezione, poiché su quel parametro verranno confrontati i risultati sperimentali nei grafici. Il procedimento per ottenere tale dato comincia eseguendo i bilanci termici al precondensatore: lato acqua (3.4) e lato refrigerante (3.6) per ottenere l'entalpia in uscita di quest'ultimo che, supponendo l'adiabaticità del tratto di collegamento, sarà pari all'entalpia in ingresso della sezione.

$$q_{w,pre} = \dot{V}_{w,pre} \cdot c_{p,w} \cdot \rho_w \cdot (t_{out,pre} - t_{in,pre}), \qquad (3.4)$$

$$q_{w,pre} = q_{r,pre},\tag{3.5}$$

$$q_{r,pre} = \dot{m}_r \cdot \left( h_{r,in,pre} - h_{r,out,pre} \right). \tag{3.6}$$

Le proprietà dell'acqua quali calore specifico e densità sono anch'esse state determinate mediante REFPROP [11] e sono state poste pari a 4186 J kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup> e 1000 kg m<sup>-3</sup>. Avendo l'entalpia del refrigerante in ingresso è possibile definire il titolo termodinamico di ingresso mediante la formula:

$$x_{in} = \frac{h_{r,in,s} - h_{r,in,l}}{r},$$
(3.7)

dove l'entalpia del refrigerante in condizioni di liquido saturo  $h_{r,in,l}$  e il calore di vaporizzazione r sono stati determinati mediante REFPROP 10.0 [11], a partire dalla pressione misurata all'ingresso della sezione.

Nuovamente, trascurando le dispersioni termiche verso l'ambiente, si ha che il calore assorbito dal refrigerante è pari al calore ceduto dall'acqua nel caso della sezione liscia e dalla resistenza elettrica nel caso del microfin. Con questa uguaglianza si determina l'entalpia in uscita del refrigerante, e di conseguenza il titolo.

$$q_{risc} = q_{r,s} = \dot{m}_r \cdot (h_{r,in,s} - h_{r,out,s}),$$
 (3.8)

$$x_{out} = \frac{h_{r,out,s} - h_{r,out,l}}{r},\tag{3.9}$$

$$\bar{x} = \frac{x_{in} + x_{out}}{2}.$$
 (3.10)

Il coefficiente di scambio termico si definisce come rapporto tra la potenza termica scambiata attraverso la superficie di scambio ed il prodotto tra la superficie di scambio termico e la differenza di temperatura a cui avviene il passaggio di calore.

$$HTC_{Sper} = q_{risc} / [A_{st} \cdot (\bar{t}_p - \bar{t}_{sat})].$$
(3.11)

L'area di scambio termico utilizzata è data dal prodotto:

$$A_{st} = \pi \cdot D \cdot L \,, \tag{3.12}$$

dove, nel caso del tubo liscio *D* corrisponde al diametro interno, mentre nel caso del tubo microalettato corrisponde al diametro interno misurato all'apice delle alette.

La temperatura di saturazione media  $\bar{t}_{sat}$  è data dalla media aritmetica delle temperature di saturazione, ricavate per la condizione di ingresso e di uscita del fluido dalla sezione, ottenute a loro volta inserendo le pressioni corrispondenti in REFPROP 10.0.

#### 3.1.1 Tubo liscio

La sezione liscia viene riscaldata da acqua, la quale circola in una serpentina avvolta lungo il perimetro del condotto quindi la potenza termica riscaldante da inserire nella (3.11) è data dalla formula:

$$q_{risc} = \dot{V}_{w,s} \cdot c_{p,w} \cdot \rho_w \cdot \left(t_{w,in,s} - t_{w,out,s}\right)$$
(3.13)

#### 3.1.2 Tubo microfin

La sezione microalettata è riscaldata da una resistenza elettrica, quindi la potenza riscaldante della (3.11) in questo caso è la potenza elettrica generata, sottraendo la dispersione di una parte del calore nell'ambiente.

$$q_{risc} = P_{corr} = P - P_{diss} , \qquad (3.14)$$

$$P = V \cdot I, \tag{3.15}$$

$$P_{diss} = 0,1235 \cdot \bar{t}_p - 2,6114 \,. \tag{3.16}$$

#### 3.2 Perdite di carico

Insieme al coefficiente di scambio termico, la grandezza di maggior interesse è la perdita di carico per attrito lungo la sezione sperimentale. Per minimizzare le spese di pompaggio del circuito è necessario valutare quanto queste perdite siano penalizzanti, soprattutto per il tubo microfin.

In questo caso la perdita di carico complessiva nella sezione è rilevata da una presa di pressione differenziale. In modo generale, si può esprimere questo valore come la somma di tre diversi contributi: uno dovuto all'attrito, uno dovuto alla forza di gravità ed uno legato alla variazione della quantità di moto. Il gradiente complessivo si esprime allora come:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right) = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_f + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_g + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_m \tag{3.17}$$

dove il pedice f indica il contributo dell'attrito, g quello della gravità e m quello della variazione di quantità di moto, z invece indica la coordinata nella direzione del moto. Per valutare questi contributi si può far riferimento a due modelli di deflusso: il modello omogeneo, il quale considera il sistema bifase come una miscela omogenea che defluisce alla medesima velocità, e il modello a fasi separate, che considera le due fasi come

indipendenti e scorrenti a velocità diverse. Data la grande varietà di portate specifiche viene utilizzato il modello a fai separate.

La prima componente calcolata è quella dovuta alla variazione di quantità di moto, esprimibile mediante la formula:

$$\Delta p_m = G^2 \left\{ \left[ \frac{x}{\rho_v \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\varepsilon)} \right]_{out} - \left[ \frac{x}{\rho_v \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\varepsilon)} \right]_{in} \right\}$$
(3.18)

dove il grado di vuoto è dato dall'equazione di Rohuani [5]:

$$\varepsilon = \frac{x \,\rho_l}{C_0 [x \,\rho_l + (1 - x) \,\rho_v] + \frac{\rho_l \,\rho_v \,u_{gj}}{G}}$$
(3.19)

 $\rho_l \in \rho_v$  sono rispettivamente le densità della fase liquida e vapore, *G* è la portata specifica e *x* il titolo termodinamico, mentre i termini restanti sono calcolati come segue:

$$C_0 = 1 + 0.2 (1 - x) \left[ \frac{g D \rho_l^2}{G^2} \right]^{1/4}$$
(3.20)

$$u_{gj} = 1,18 (1-x) \left[ \frac{g \sigma (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/4}$$
(3.21)

Dove g è l'accelerazione di gravità,  $\sigma$  la tensione superficiale e D il diametro interno del condotto, che nel caso del tubo microfin corrisponde al diametro misurato all'apice delle alette.

Avendo un tubo orizzontale le perdite di carico dovute alla gravità sono nulle perciò la componente d'attrito è data dalla sottrazione:

$$\Delta p_f = \Delta p - \Delta p_m \tag{3.22}$$

#### 3.3 Incertezza delle misure

Per le grandezze misurate direttamente l'incertezza è data dalla composizione dell'incertezza intrinseca dello strumento, indicata in tabella 3.1, e l'incertezza dovuta alla ripetibilità della misura, per le grandezze ricavate da REFPROP 10.0 si è assunta un'incertezza costante e pari all' 1% del valore restituito mentre per le grandezze indirette  $(HTC_{sper}, \bar{x})$  si è utilizzato il metodo descritto nella normativa UNI CEI 13005.

Strumento	Incertezza intrinseca
Termocoppie	± 0,05 °C
Termopila	± 0,03 °C
Generatore di potenza elettrica	$\pm$ 0,13 % lettura
Misuratore di portata massico di Coriolis	$\pm$ 0,10 % lettura
Misuratore di portata volumetrico	$\pm$ 0,25 % lettura
Presa di pressione differenziale	± 25 Pa
Presa di pressione assoluta	± 1950 Pa

Tabella 3.1: incertezze degli strumenti utilizzati

Secondo tale normativa, se la grandezza indiretta y è ricavata a partire da una serie di grandezze dirette  $x_i$  non correlate tra loro, si ha che l'incertezza di y è data dalla formula:

$$u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} [\theta_i \cdot u(x_i)]^2} , \qquad (3.23)$$

dove  $\theta_i$  sono detti indici di sensibilità e corrispondono a:

$$\theta_i = \frac{\partial_y}{\partial_{x_i}} \bigg|_{x=x_i}.$$
(3.24)

Come esempio di tale metodo, viene esposto di seguito il calcolo dell'incertezza associata al titolo termodinamico di ingresso nel caso del tubo microfin:

$$u(x_{in}) = \sqrt{(\theta_1 \cdot u(h_{r,in,s}))^2 + (\theta_2 \cdot u(h_{r,in,l})^2 + (\theta_3 \cdot u(h_{r,in,v}))^2}, \qquad (3.25)$$

dove gli indici sono rispettivamente:

$$\theta_1 = \frac{1}{h_{r,in,\nu} - h_{r,in,l}},$$
(3.26)

$$\theta_2 = \frac{h_{r,in,s} - h_{r,in,v}}{(h_{r,in,v} - h_{r,in,l})^2},$$
(3.27)

$$\theta_3 = \frac{h_{r,in,l} - h_{r,in,s}}{(h_{r,in,v} - h_{r,in,l})^2},$$
(3.28)

### 3.4 Riepilogo incertezze

Vengono di seguito riportate le incertezze calcolate per i valori di titolo termodinamico: in ingresso, in uscita e medio nelle due sezioni e per il coefficiente di scambio termico.

Grandezza	Incertezza massima	Incertezza minima	Incertezza media
Xin	$\pm 0,029$	$\pm 0,005$	$\pm 0,014$
Xout	$\pm 0,039$	$\pm 0,006$	±0,016
$\overline{x}$	±0,021	$\pm 0,004$	±0,011
HTC <sub>Sper</sub>	±2,45%	$\pm 0,49\%$	±1,26%

Tabella 3.2: incertezze sulle misure del tubo liscio

Grandezza	Incertezza massima	Incertezza minima	Incertezza media
Xin	±0,094	$\pm 0,009$	$\pm 0,038$
Xout	$\pm 0,093$	$\pm 0,009$	$\pm 0,038$
$\overline{x}$	$\pm 0,066$	$\pm 0,007$	$\pm 0,027$
HTCsper	±2,04%	±1,33%	±1,58%

Tabella 3.3: incertezze sulle misure del tubo microfin

# Capitolo 4 Risultati sperimentali

In questo capitolo vengono esposti i risultati delle prove sulle due sezioni eseguite in laboratorio. Le prove sono state effettuate a titoli crescenti, fino al raggiungimento del dryout, con flussi termici specifici di 12, 30 e 60 kW m<sup>-2</sup> e con portate specifiche di 150, 200, 300, 400, 600 e 800 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, il tutto alla temperatura di saturazione di 20°C all'ingresso della sezione sperimentale.

Le prove sono state eseguite in condizioni stazionarie, si è aspettato cioè che i parametri principali: temperature, pressioni, portate etc. risultassero stabili su valori costanti.

#### 4.1 Sezione liscia

#### 4.1.1 HF 12 kW m<sup>-2</sup>

In figura 4.1 è presentato l'andamento del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo termodinamico medio per le portate specifiche di 150, 200, 300, 400, 600 e 800 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. Come si evince dalla figura, per bassi titoli si ha che i coefficienti di scambio termico sono vicini tra loro e questo si può spiegare con il fatto che all'inizio dell'evaporazione prevale il fenomeno di ebollizione nucleata mentre lo scambio termico convettivo, proporzionale alla portata, riveste un ruolo secondario. Man mano che le prove si spostano su titoli termodinamici maggiori, le curve delle portate specifiche più alte cominciano a divergere tra loro perché la convezione forzata si impone come fenomeno principale mentre le altre rimangono sostanzialmente piatte.



Figura 4.1: and amenti del coefficiente di scambio termico della sezione liscia per flusso termico specifico di 12 k W m<sup>-2</sup>

#### 4.1.2 HF 30 kW m<sup>-2</sup>

Anche in questa serie di prove, presentate in figura 4.2, l'effetto dell'ebollizione nucleata prevale per valori di titolo termodinamico basso per poi diventare minoritario. Qui si vede che la costanza del coefficiente di scambio termico, dura meno del caso precedente perché avendo un flusso termico specifico maggiore il dryout sopraggiunge prima rendendo questa sezione sfavorevole per le basse portate.

L'ultimo punto della curva a portata specifica 600 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> dimostra ulteriormente perché si deve ritardare l'avvento del dryout nei vaporizzatori.



Figura 4.2: andamenti del coefficiente di scambio termico della sezione liscia per flusso termico specifico di 30 kW m<sup>-2</sup>

#### 4.1.3 HF 60 kW m<sup>-2</sup>

Per questo flusso termico specifico non sono state effettuate prove a portata specifica 150 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> perché non avrebbe restituito alcun punto pre-dryout. Rispetto alle altre due prove, come si vede in figura 4.3, le portate più elevate hanno curve con andamento più contenuto, partendo da un valore maggiore ma senza aumentare significativamente con il titolo di vapore. Le portate specifiche più basse presentano solo un paio di punti utili per poi andare in dryout.



Figura 4.3: and amenti del coefficiente di scambio termico della sezione liscia per flusso termico specifico di 60 k W m<sup>-2</sup>

#### 4.1.4 Influenza del flusso termico specifico

In questo paragrafo si confrontano le curve dei tre flussi termici specifici studiati a parità di portata specifica. In figura 4.4 si vedono gli andamenti per G=300 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, in cui si ha che il flusso termico incide con proporzionalità diretta sui valori di partenza del coefficiente di scambio termico, per cui la curva HF 60 parte da un valore superiore a 7000 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup> mentre le altre sono sotto i 6000 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>. I flussi termici più bassi garantiscono però un maggiore  $\Delta x$  prima di giungere al dryout e quindi per applicazioni in cui ci deve essere completa vaporizzazione risultano avvantaggiati.



Figura 4.4: curve del coefficiente di scambio termico del tubo liscio per portata specifica 300 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

Prendendo invece il confronto per G=600 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, in figura 4.6, si ha che le curve arrivano ad intersecarsi in prossimità di titolo 0,8 e che rispetto alla figura 4.5 i valori assoluti sono molto superiori, a dimostrazione che per alte portate il tubo liscio realizza un deflusso anulare meglio distribuito lungo la circonferenza.



Figura 4.5: andamenti del coefficiente di scambio termico della sezione liscia per la portata specifica di  $600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ 

#### 4.2 Sezione microfin

Per questa sezione è stato valutato coefficiente di scambio termico sperimentale  $HTC_{Sper}$ in [W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>] e la caduta di pressione per attrito  $\Delta p_f$  in [Pa]. Seguendo la descrizione presentata nel capitolo 2 ci si aspetta un coefficiente di scambio termico superiore al caso liscio e con cadute dovute al dryout su titoli più elevati.

#### 4.2.1 HF 12 kW m<sup>-2</sup>

In figura 4.6 si vede come, a differenza della sezione liscia, si abbia un andamento quasi lineare del coefficiente di scambio termico per le portate specifiche di 200, 300 e 400 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> mentre le portate specifiche più alte, pur partendo da valori più alti ai bassi titoli, si attestino su valori circa costanti per titoli da 0,5 a 0,9. Questo comportamento è spiegabile con il fatto che le alette, avendo due raggi di curvatura differenti tra base ed apice, producono una differenza di pressione che tende a spingere via il liquido dagli spigoli di apice. Per portate specifiche inferiori a 600 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, questa differenza di pressione è inferiore alla tensione superficiale e quindi l'aletta risulta ricoperta dal film liquido mentre per le portate specifiche più alte si ha che una parte dell'aletta è a contatto diretto con il vapore e quindi si ha una resistenza termica che impedisce il normale progredire del coefficiente di scambio termico.



Figura 4.6: andamenti del coefficiente di scambio termico della sezione microfin per flusso termico specifico di 12 kW m<sup>-2</sup>

#### 4.2.2 HF 30 kW m<sup>-2</sup>

Come descritto per il grafico precedente anche qui i coefficienti di scambio termico delle portate specifiche più elevate non sono superiori agli altri ma il fatto di avere un flusso termico di 30 kW m<sup>-2</sup> invece di 12 kW m<sup>-2</sup> ne riduce la zona piatta. L'elevato flusso termico permette altresì di vedere l'inizio del dryout per tutte le portate testate, dato dal calo più o meno repentino delle curve nei punti a titolo medio più alto.



Figura 4.7: andamenti del coefficiente di scambio termico della sezione microfin per flusso termico specifico di 30 kW m<sup>-2</sup>

#### 4.2.3 HF 60 kW m<sup>-2</sup>

Per gli stessi motivi della sezione liscia, anche qui non è stata effettuata la prova a portata specifica 150 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> con l'aggiunta della sicurezza, poiché a scaldare la sezione vi era una resistenza elettrica e non acqua calda e quindi un dryout troppo spinto avrebbe potuto danneggiare le termocoppie di parete o la sezione stessa. In figura 4.8 sono presentati gli andamenti dei coefficienti di scambio termico per le prove a flusso termico specifico di 60 kW m<sup>-2</sup> e si vede che prima del sopraggiungere del dryout la portata specifica non influenza il valore del coefficiente di scambio termico e le curve risultano sovrapposte. Dato l'elevato flusso termico specifico si ha che le portate minori risentono per prime del dryout.



Figura 4.8: andamenti del coefficiente di scambio termico della sezione microfin per flusso termico specifico di 60 kW m<sup>-2</sup>

### 4.2.4 Gradienti di pressione

In figura 4.9, 4.10 e 4.11 sono descritti gli andamenti dei gradienti di pressione per le prove del tubo microfin, rispettivamente a HF 12, 30 e 60 kW m<sup>-2</sup>.



Figura 4.9: and amenti del gradiente di pressione per attrito del tubo microfin per flusso termico specifico di 12 kW m<sup>-2</sup>



Figura 4.10: andamenti del gradiente di pressione per attrito del tubo microfin per flusso termico specifico di 30 kW m<sup>-2</sup>



Figura 4.11: and amenti del gradiente di pressione per attrito del tubo microfin per flusso termico specifico di 60 k W m<sup>-2</sup>

I gradienti di pressione per attrito seguono in tutti e tre i casi un andamento simile. Per valori di titolo fino a 0,8 si ha un aumento lineare della perdita di pressione perché il vapore, avendo bassa densità ed elevata velocità rende sempre più scabra l'interfaccia con il liquido e generando attrito ulteriore. Intorno a titolo 0,8 la forza della corrente di vapore è tale da asportare delle goccioline di liquido dal film e trasportarle con sé. Queste gocce rendono la corrente una miscela più densa e più lenta del solo vapore per cui si ha una fase discendente di  $\Delta p_{f.}$ 

#### 4.3 Confronto risultati

Dopo aver calcolato i coefficienti di scambio termico delle due sezioni si procede con la valutazione del miglioramento indotto dal tubo microfin rispetto al tubo liscio, introducendo un fattore di incremento *FI*, definito come:

$$FI = \frac{\text{HTC}_{Sper,mi}}{\text{HTC}_{Sper,li}} \,. \tag{4.1}$$

I valori scelti per questo rapporto sono coefficienti di scambio termico con il medesimo flusso termico specifico, portata specifica e titolo termodinamico medio. In tabella 4.1 sono riportati i valori medi del fattore di incremento per ogni serie di prove.

Portata specifica G [kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	150	200	300	400	600	800
HF 12	94%	103%	67%	37%	8%	-12%
HF 30	60%	73%	51%	10%	16%	4%
HF 60	_	54%	40%	44%	16%	8%

 Tabella 4.1: fattori di incremento medio, espressi in percentuale, per ogni confronto a parità di flusso

 termico specifico (HF) e di portata specifica (G)

Per una valutazione più puntuale vengono scelti i seguenti valori di FI: HF 12-G 200, HF12-G 800 e HF 60-G 600.

#### 4.3.1 Discussione del fattore FI per HF 12-G 200

Per questo confronto si è ottenuto un valore medio di FI del 103% e quindi la sezione microfin utilizzata risulta molto più conveniente della controparte liscia per questa applicazione.



Figura 4.12: andamenti dei coefficienti di scambio termico delle due sezioni, liscia e microfin, nelle condizioni di HF=12 kW m<sup>-2</sup> e G=200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

Tale vantaggio si può desumere dal fatto che, come si vede in figura 4.12, l'andamento del HTC<sub>Sper</sub> del tubo liscio non è influenzato dal titolo mentre il HTC<sub>Sper</sub> del microfin, oltre a partire da un valore iniziale più elevato, cresce rapidamente grazie alla azione di guida che le scanalature esercitano sul liquido. Questa migliore distribuzione sulle pareti consente di utilizzare condotti microfin più corti rispetto ai lisci per la medesima applicazione, arrivando ad ottenere un FI del 158% per valori di titolo  $\bar{x}$  di 0,9. Come si vede poi nella tabella 4.1 questa supremazia va scemando per i valori più elevati di portata specifica, perché in quelle condizioni è il tubo liscio ad avere la portata ottimale per ottenere deflusso anulare mentre le alette non sono ricoperte da un film liquido continuo per via della differenza di pressione tra liquido e vapore.

#### 4.3.2 Discussione del fattore FI per HF 12-G 800

In questo confronto risulta che il condotto liscio ha una performance migliore del microfin, infatti il fattore di incremento medio è addirittura negativo: FI = -12%.



Figura 4.13: andamenti dei coefficienti di scambio termico delle due sezioni, liscia e microfin, nelle condizioni di HF=12 kW m<sup>-2</sup> e G=800 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

Osservando la figura 4.13 si vede che i ruoli sono invertiti rispetto alla figura 4.12 e cioè che è la curva del microfin ad avere un andamento piatto mentre il condotto liscio ha una buona pendenza. Ciò è dovuto al fatto che la supremazia nello scambio termico che il microfin ha nei valori più bassi di portata specifica, come visibile in tabella 4.1, va scemando man mano che si sale con G perché, in tali condizioni, è il tubo liscio ad avere la portata specifica ottimale per il deflusso anulare mentre il tubo microfin risente del problema discusso precedentemente.

#### 4.3.3 Discussione del fattore FI per HF 60-G 600

In questo confronto si ha un FI medio del 8% e quindi non si avrebbe un vero e proprio vantaggio ad utilizzare la sezione microfin rispetto a quella liscia ma, come si vede dalla figura 4.14 non è così. Per titoli bassi le due curve sono vicine e parallele ma l'elevato flusso termico specifico fa entrare la sezione liscia in dryout per titoli intorno a 0,7 mentre la sezione microfin prosegue nel suo andamento crescente finché entra anch'essa in dryout, ma per titoli prossimi a 0,9.



Figura 4.14: andamenti dei coefficienti di scambio termico delle due sezioni, liscia e microfin, nelle condizioni di HF=60 kW m<sup>-2</sup> e G=600 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

### **Capitolo 5**

### **Confronto con modelli numerici**

In questo capitolo i valori sperimentali ottenuti: sia coefficienti di scambio termico (HTC<sub>Sper</sub>), che perdite di carico per attrito ( $\Delta p_f$ ), vengono confrontati con modelli matematici esistenti per verificarne l'efficacia per questo fluido refrigerante.

I modelli per lo scambio termico che sono stati considerati hanno validità solo per una condizione di scambio termico pre dryout, quindi si sono esclusi dal confronto tutti i punti sperimentali che indicano il peggioramento dello scambio termico tipico del dryout.

#### 5.1 Modelli per la sezione liscia

Essendo una configurazione largamente utilizzata, esistono molti modelli matematici per approssimare il comportamento dei fluidi refrigeranti per vaporizzazione in tubi lisci. Per questa serie di prove sono stati scelti: il modello proposto da Chen [1966], il modello proposto da Gungor-Winterton [1986/87] e il modello di Kim-Mudawar [2013].

#### 5.1.1 Confronto con il modello di Chen per il calcolo del coefficiente di scambio termico [5]

Il primo modello matematico preso in considerazione per il tubo liscio è la correlazione di Chen. Il modello è stato sviluppato per la condizione di flow boiling in tubi verticali ma utilizzabile anche per tubi orizzontali se si dimostra che i punti sperimentali descrivono un regime di deflusso di tipo anulare. Il moto bifase anulare è verificato se il numero di Froude per la sola fase liquida:

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot D} , \qquad (5.1)$$

risulta maggiore di 0,04.

Per questa serie di prove si è verificato che il valore minimo di  $Fr_l$ , per i punti sperimentali ritenuti validi, è pari a 0,46 e quindi la condizione risulta verificata.

Il coefficiente di scambio termico della miscela bifase è dato dalla somma algebrica dei fenomeni agenti durante la vaporizzazione: ebollizione nucleata (EN) e convezione forzata bifase (CFB):

$$HTC_{Chen} = HTC_{EN} + HTC_{CFB} . (5.2)$$

Il primo contributo è dato dal prodotto tra un coefficiente di ebollizione nucleata  $HTC'_{EN}$ e il fattore di soppressione dell'ebollizione *S*, il quale tiene conto della incapacità delle cavità superficiali nel generare bolle per valori elevati di mescolamento del liquido.

$$HTC'_{EN} = \left(\frac{\lambda_l^{0,79} c_{p,l}^{0,49} \rho_l^{0,49}}{\sigma_v^{0,5} \mu_l^{0,29} r^{0,24} \rho_v^{0,24}}\right) \cdot \left(\bar{t}_p - \bar{t}_{sat}\right)^{0,24} \cdot \left(p_{sat}(\bar{t}_p) - p_{sat}(\bar{t}_{sat})\right)^{0,75}, (5.3)$$

$$S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} \cdot (Re_l \cdot F^{1,25})^{1,17}}.$$
(5.4)

dove il numero di Reynolds della fase liquida è dato dalla formula:

$$Re_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D}{\mu_l}, \qquad (5.5)$$

mentre F è detto moltiplicatore bifase ed è una funzione del parametro di Martinelli  $X_{tt}$ :

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5},$$
 (5.6)

$$F = 1$$
 per  $1/X_{tt} \le 0,1$ , (5.7)

$$F = 2,35 \cdot (1/X_{tt} + 0,213)^{0,736} \quad \text{per } 1/X_{tt} > 0,1.$$
(5.8)

Il secondo contributo è dato invece dal prodotto tra il moltiplicatore bifase F sopra calcolato e il coefficiente di scambio termico della fase liquida  $HTC_l$ , calcolato con l'equazione di Dittus-Boelter:

$$HTC_l = 0.023 \cdot \frac{\lambda_l}{D} \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4}, \tag{5.9}$$

con  $Pr_l$  numero di Prandtl del liquido, ricavato come le proprietà del refrigerante utilizzate nelle formule precedenti mediante REFPROP 10.0.

In figura 5.1 è presentato il confronto tra i valori ottenuti tramite il modello e i risultati sperimentali e si vede che, a parte qualche valore anomalo, il modello stima accuratamente l'andamento reale del fenomeno.



Figura 5.1: confronto tra i coefficienti di scambio termico ottenuti sperimentalmente e quelli restituiti dal modello di Chen

In tabella 5.1 sono invece riportate, in valore medio, la deviazione relativa, assoluta e standard tra i valori sperimentali e i valori ottenuti dal modello

MRD	-2,70 %
MAD	6,98 %
SD	12,57 %

Tabella 5.1: deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD) del modello di Chen

## 5.1.2 Confronto con i modelli di Gungor e Winterton per il calcolo del coefficiente di scambio termico [6]

Il secondo metodo impiegato nel confronto per i risultati del tubo liscio è la correlazione di Gungor-Winterton, impiegata in questo documento sia nella sua forma integrale (1986) che semplificata (1987).

Secondo il metodo integrale, il coefficiente di scambio termico bifase è dato dalla formula:

$$HTC_{GW} = E \cdot HTC_{Cooper} + S \cdot HTC_l , \qquad (5.10)$$

dove i termini del secondo addendo sono il fattore di soppressione e il coefficiente di scambio termico della fase liquida, calcolati con le formule (5.4) e (5.9) utilizzate in precedenza, mentre i termini del primo addendo vengono calcolati come segue:

$$E = 1 + 24000 \cdot B_o^{1,16} + 1,37 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,86}$$
(5.11)

$$HTC_{cooper} = 55 \cdot p_{rid}^{0,12} \cdot (-\log p_{rid})^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot \left(\frac{HF}{1000}\right)^{0.67}$$
(5.12)

dove:

$$B_{\rm o} = \frac{HF}{G \cdot r} \tag{5.13}$$

$$p_{rid} = \frac{p}{p_{cr}} \tag{5.14}$$

con *M* la massa molare del fluido [kg kmol<sup>-1</sup>], *HF* flusso termico specifico medio trasferito attraverso la sezione [kW m<sup>-2</sup>] e  $X_{tt}$  il parametro di Martinelli calcolato secondo la (5.6).

In figura 5.2 è mostrato il confronto tra i valori ottenuti con il metodo di Gungor-Winterton e i risultati sperimentali. Si vede che quasi tutti i punti rientrano nel cono predefinito del  $\pm 30\%$  di incertezza ma il metodo risulta meno accurato della correlazione di Chen e ciò è confermato dagli indici della tabella 5.2.



Figura 5.2: confronto tra i coefficienti di scambio termico ottenuti sperimentalmente e quelli restituiti dal modello di Gungor-Winterton

MRD	3,53 %
MAD	12,99%
SD	19,52 %

Tabella 5.2: deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD) del modello di Gungor-

Winterton

Il metodo semplificato [8] esprime invece il coefficiente di scambio termico bifase con la seguente formula:

$$HTC_{GW,S} = \left\{ 1 + 3000 \cdot B_o^{0,86} + \left[\frac{x}{(1-x)}\right]^{0,75} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,41} \right\} \cdot HTC_l \,. \tag{5.15}$$

Come si vede in figura 5.3 e in tabella 5.3 i valori sono peggiori rispetto al modello integrale, andando a sottostimare i risultati sperimentali soprattutto alle basse portate.



Figura 5.3: confronto tra i coefficienti di scambio termico ottenuti sperimentalmente e quelli restituiti dal modello di Gungor-Winterton semplificato.

MRD	-12,81%
MAD	15,33%
SD	15,39%

Tabella 5.3: deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD) del modello di Gungor-

Winterton semplificato.

# 5.1.3 Confronto con il modello di Kim e Mudawar per il calcolo del coefficiente di scambio termico [7]

L'ultimo modello preso in considerazione per il tubo liscio è quello di Kim-Mudawar, in cui il coefficiente di scambio termico bifase è dato dalla formula:

$$HTC_{KM} = (HTC_{EN}^2 + HTC_{CFB}^2)^{0.5}.$$
 (5.16)

con i due contributi ottenuti mediante le formule:

$$HTC_{EN} = \left[ 2345 \left( B_o \frac{P_H}{P_W} \right)^{0,7} p_{rid}^{0,38} (1-x)^{-0,51} \right] \cdot HTC_l , \qquad (5.17)$$

$$HTC_{CFB} = \left[5, 2\left(B_0 \frac{P_H}{P_W}\right)^{0.08} We_l^{-0.54} + 3, 5\left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.94} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.25}\right] \cdot HTC_l , \quad (5.18)$$

dove:

$$We_l = \frac{G^2 D}{\rho_l \sigma_v} \,, \tag{5.19}$$

è il numero di Weber per il liquido, mentre gli altri parametri sono rispettivamente il numero di ebollizione, la pressione ridotta, il parametro di Martinelli e la formula di Dittus-Boelter, calcolati con le formule (5.13), (5.14), (5.6) e (5.9). Il termine  $P_H/P_W$  è invece il rapporto tra il perimetro riscaldato (heated) della sezione e il perimetro bagnato (wetted) della stessa e quindi posto pari a 1 per questo caso.

In figura 5.4 è presentato il confronto tra il modello Kim-Mudawar e i risultati sperimentali e si vede che il modello approssima molto bene i dati sperimentali anche se tende a sottostimare i risultati delle prove a portate specifiche più basse. In tabella 5.4 sono invece riportate le deviazioni tra modello e risultati sperimentali.



Figura 5.4: confronto tra i coefficienti di scambio termico ottenuti sperimentalmente e quelli restituiti dal modello di Kim-Mudawar

MRD	-4,85 %
MAD	9,15 %
SD	13,10 %

Tabella 5.4: deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD) del modello di Kim-Mudawar

#### 5.2 Modelli per la sezione microfin

Essendo relativamente nuovi nel panorama industriale, i modelli matematici sviluppati per condotti microalettati di piccolo diametro non sono molti e non hanno dei database di prove sperimentali e fluidi abbondanti come i tubi lisci. In questo caso si sono scelti i modelli di Wu et al. e di Diani et al. Per il calcolo del coefficiente di scambio termico mentre per il gradiente di pressione per attrito è stato calcolato utilizzando il modello di Diani et al.

## 5.2.1 Confronto con il modello di Wu et al. per il calcolo del coefficiente di scambio termico [8]

Il primo modello proposto è quello di Wu et al. In cui il coefficiente di scambio termico bifase è dato dalla formula:

$$HTC_{Wu} = (HTC_{CFB}^3 + HTC_{EN}^3)^{1/3}, (5.20)$$

in cui i due contributi sono rispettivamente dovuti alla convezione forzata e all'ebollizione nucleata. Il primo termine si compone di due fattori:

$$HTC_{CFB} = E \cdot HTC_l \,. \tag{5.21}$$

dove  $HTC_l$  è dato dall'equazione di Dittus-Boelter (5.9) mentre *E* rappresenta un fattore di incremento calcolato come segue:

$$E = \left\{ 1 + \left[ 2,64Re_{\delta}^{0,036}Pr_{l}^{-0,024} \left(\frac{h_{fin}}{d_{i}}\right)^{0,212} \left(\frac{p_{fin}}{d_{i}}\right)^{-0,21} \left(\frac{\beta}{90}\right)^{0,29} \right]^{7} \right\}^{1/7}, \quad (5.22)$$

con  $Re_{\delta}$  numero di Reynolds del film di liquido dato dalla formula:

$$Re_{\delta} = \frac{4 G (1-x) \delta}{(1-\varepsilon) \mu_l}, \qquad (5.23)$$

$$\delta = \sqrt{A_c/\pi} \cdot \left(1 - \sqrt{\varepsilon}\right). \tag{5.24}$$

con  $\delta$  spessore del film di liquido,  $A_{t,c}$  l'area trasversale complessiva, ovvero considerando i condotti tra le alette, e  $\varepsilon$  la frazione di vuoto del condotto, ottenuta secondo:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_{\nu}} \left[ \left( 1 + 0.12(1-x) \right) \left( \frac{x}{\rho_{\nu}} + \frac{1-x}{\rho_{l}} \right) + \frac{1.18(1-x)\left[g \sigma_{\nu}(\rho_{l} - \rho_{\nu})^{0.25}\right]}{G \rho_{l}^{0.5}} \right]^{-1} (5.25)$$

Il secondo termine è dato invece dal prodotto:

$$HTC_{EN} = S \cdot HTC_{ls} \tag{5.26}$$

dove  $HTC_{ls}$  è il coefficiente di scambio termico in liquido stagnante così calcolato:

$$HTC_{ls} = 2.8 \cdot 207 \ \frac{\lambda_l}{D_b} \left[ \frac{(HF - HF_{IEB}) \ D_b}{\lambda_l \ t_{sat}} \right]^{0.745} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533} , \qquad (5.27)$$

con  $HF_{INB}$  flusso termico specifico minimo per avere ebollizione nucleata e  $D_b$  diametro al quale la bolla si stacca dalla parete. Per definizione  $HTC_{ls}$  non può essere negativo quindi se il flusso termico specifico minimo è maggiore del flusso termico specifico reale si pone il termine dovuto all'ebollizione nucleata,  $HTC_{EB}$ , pari a 0. Il diametro di bolla è dato invece dalla formula:

$$D_b = 0.51 \left[ \frac{2 \sigma}{g (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5},$$
(5.28)

mentre il flusso termico specifico minimo è ottenuto mediante:

$$q_{IEB} = \frac{2 \sigma t_{sat} HTC_{ce,l}}{r_{cr} \rho_{v} r}, \qquad (5.29)$$

con  $r_{cr}$  raggio critico della bolla, assunto pari a  $0,38 \cdot 10^{-6}$  m e  $HTC_{ce,l}$  coefficiente di scambio termico convettivo in evaporazione al titolo corrente, calcolato come segue:

$$HTC_{ce,l} = C Re_{\delta}^{m} Pr_{l}^{0,4} \frac{\lambda_{l}}{\delta}, \qquad (5.30)$$

dove C ed m valgono rispettivamente 0,014 e 0,68 mentre gli altri parametri sono ricavati dalla (5.23) e (5.24). Infine, S è il fattore di soppressione dell'ebollizione nucleata calcolato come segue:

$$S = \frac{1}{\xi} \left( 1 - e^{-\xi} \right), \tag{5.31}$$

con:

$$\xi = 1.96 \cdot 10^{-5} \left( \frac{\rho_l \, c_{p,l} \, t_{sat}}{\rho_v \, r} \right)^{1.25} \cdot \left( E \cdot HTC_{ce,l} \right) \frac{D_b}{\lambda_l} \,. \tag{5.32}$$

Come si vede dalla figura 5.5 il modello non risulta adatto per descrivere l'andamento del coefficiente di scambio termico per questo fluido e in queste condizioni.



Correlazione di Wu et al.

Figura 5.5: confronto tra i coefficienti di scambio termico ottenuti sperimentalmente e quelli restituiti dal modello di Wu

Anche gli indici in tabella 5.5 confermano l'inadeguatezza del metodo.

MRD	-12,09 %
MAD	32,73 %
SD	43,20 %

Tabella 5.5: deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD) del modello di Wu et al.

## 5.2.2 Confronto con il modello di Diani et al. per il calcolo del coefficiente di scambio termico [9]

Il secondo e ultimo modello preso in considerazione per la sezione microfin è quello sviluppato da Diani et al., in cui il coefficiente di scambio termico bifase è dato dalla formula:

$$HTC_{Diani} = HTC_{EN} + HTC_{CFB}.$$
(5.33)

dove il primo termine è dovuto all'ebollizione nucleata e viene calcolato come segue:

$$HTC_{EN} = 0,473 \cdot HTC_{Cooper} \cdot S, \qquad (5.34)$$

con  $HTC_{Cooper}$ , coefficiente di scambio termico calcolato secondo la formula di Cooper (5.12), dove HF è il flusso termico specifico [kW m<sup>-2</sup>] scambiato nella sezione, considerando come area di scambio quella di un tubo liscio avente diametro interno pari al diametro all'apice delle alette del tubo microfin:

$$HF = \frac{q}{1000 \ (\pi \ D \ L)} \,, \tag{5.35}$$

mentre S è il fattore di soppressione, calcolato come:

$$S = 1,36 \cdot X_{tt}^{0,36},\tag{5.36}$$

con  $X_{tt}$  parametro di Martinelli, calcolato secondo la (5.6) ma posto pari a 1 se  $X_{tt} > 1$ . Il secondo termine rappresenta invece il contributo del moto convettivo allo scambio termico e viene calcolato mediante l'equazione:

$$HTC_{CFB} = 1,465 \ HTC_l \left[ 1 + 1,128 \cdot x^{0,817} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,3685} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,2363} \left( 1 - \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{2,144} Pr_l^{-0,1} \right] \\ \cdot Rx^{2,14} (Bo \cdot Fr)^{-0,15} \left( \frac{G_0}{G} \right)^{0,36},$$
(5.37)

dove  $G_0$  è la portata specifica di riferimento, posta pari a 100 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>,  $K_l$  è il coefficiente di scambio termico del liquido ricavato con la formula di Dittus-Boelter.

$$HTC_{l} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{l}}{D} \cdot Re_{L0}^{0,8} \cdot Pr_{l}^{0,333},$$
(5.38)

con:

$$Re_{LO} = \frac{G \cdot D}{\mu_l} \,. \tag{5.39}$$

Gli altri termini dell'equazione: il numero di Froude (Fr), il numero di Bond (Bo) e il fattore di incremento dell'area (Rx), sono calcolati come segue:

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_v^2 \ g \ D} , \tag{5.40}$$

$$Bo = \frac{g h_{fin} \pi D \rho_l}{8 \sigma n}, \qquad (5.41)$$

$$Rx = \left\{ \frac{2 h_{fin} n \left[ 1 - \sin(\gamma/2) \right]}{\pi D \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \beta} , \qquad (5.42)$$

dove  $h_{fin}$ , n,  $\beta$  e  $\gamma$  sono i parametri caratteristici della sezione microfin: altezza delle alette, numero delle alette, angolo di inclinazione rispetto al piano orizzontale e angolo di apice delle alette.

Dalla figura 5.6 si vede che la correlazione approssima bene i valori sperimentali, con una leggera sovrastima per i risultati delle portate maggiori, 600 e 800 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>.

La bontà del modello matematico è ulteriormente verificata dalle deviazioni indicate in tabella 5.6.



Figura 5.6: confronto tra i coefficienti di scambio termico ottenuti sperimentalmente e quelli restituiti dal modello di Diani et al.

MRD	6,13 %
MAD	8,13 %
SD	11,09 %

Tabella 5.6: deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD) del modello di Diani et al.

# 5.2.3 Confronto con il modello di Diani et al. per il calcolo della perdita di carico per attrito [9]

Il metodo esprime la perdita di carico per attrito per unità di lunghezza del condotto, secondo la formula:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f} = \phi_{LO}^{2} \cdot \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO} = \phi_{LO}^{2} \cdot 2 \cdot f_{LO} \cdot \frac{G^{2}}{D \cdot \rho_{l}}, \qquad (5.43)$$

con  $f_{LO}$  il fattore di attrito del solo liquido, dato dalla formula:

$$f_{LO} = \frac{1,74 - 2 \cdot \log_{10}(2 \cdot e/D)^{-2}}{4}, \qquad (5.44)$$

dove e/D è la rugosità relativa ricavata dall'equazione:

$$\frac{e}{D} = \frac{0.18 \cdot \left(\frac{h_{fin}}{D}\right)}{0.1 + \cos\beta},\tag{5.45}$$

e  $\phi_{LO}^2$  moltiplicatore bifase del liquido, calcolato come segue:

$$\phi_{L0}^2 = Z + 3,595 \cdot F \cdot H \cdot (1 - E)^W, \tag{5.46}$$

dove

$$Z = (1-x)^{2} + x^{2} \cdot \frac{\rho_{l}}{\rho_{v}} \cdot \left(\frac{\mu_{v}}{\mu_{l}}\right)^{0,2},$$
(5.47)

$$F = x^{0.9525} \cdot (1 - x)^{0.414}, \tag{5.48}$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1,132} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,44} \cdot \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{3,542},$$
 (5.49)

$$W = 1,398 \cdot p_{rid},$$
 (5.50)

$$E = 1 + 0.331 \cdot \ln\left[\frac{\mu_l \cdot G \cdot x}{\rho_v \cdot \sigma}\right] + 0.0919 , \qquad (5.51)$$

con i seguenti limiti: se E > 0,95, E = 0,95se E < 0, E = 0.

Infine, per ottenere la caduta di pressione in [Pa] si moltiplica il risultato del modello per la lunghezza di sezione microfin tra i due sensori di pressione, che in questo caso è di 0,41 m. Dalla figura 5.7 si evince che il modello ben approssima i risultati sperimentali, con una leggera sottostima dei risultati per le prove più a titolo e portata specifica più elevata.



Figura 5.7: confronto tra le cadute di pressione per attrito ottenute sperimentalmente e quelle restituite dal modello di Diani et al.

Il	buon risultate	o grafico	è conf	ermato	dalle	devia	zion	i medie	esposte	in ta	bella	5.7	
		<i>L</i> )											

MRD	8,86 %
MAD	13,46 %
SD	13,94 %

Tabella 5.7: deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD) del modello di Diani et al.

### Conclusioni

Il refrigerante utilizzato nelle prove ha restituito dei dati interessanti, dimostrando anche in questo caso che la sezione microfin comporta notevoli vantaggi per quanto concerne lo scambio termico rispetto alla sezione liscia. Nel confronto tra i coefficienti di scambio termico nel paragrafo 4.3 si vede che, nel caso di flusso termico specifico HF = 12kW m<sup>-2</sup> si ha che gli incrementi sono notevoli, intorno al 100%, e ciò si deve alla conformazione del condotto microfin. Le scanalature permettono di ottenere un deflusso di tipo anulare per valori di portata specifica nettamente inferiori rispetto al tubo liscio e ciò risulta benefico in termini di pompaggio e di massa del refrigerante da utilizzare. Andando al regime più elevato di flusso termico specifico, 60 kW m<sup>-2</sup>, si ha che il condotto liscio subisce il fenomeno del dryout in modo anticipato rispetto alla sezione microfin, in alcuni casi anche di  $\Delta x \approx 0.2$ . Questo è un altro vantaggio offerto da questa tipologia di condotti perché un dryout che comincia a titolo 0,5 significa che metà della sezione evaporante lavorerà in scambio termico convettivo con del vapore, il quale, avendo caratteristiche nettamente peggiori rispetto al liquido, richiederà una maggiore area di scambio termico e quindi tubature più lunghe a parità di potenza termica scambiata.

I modelli matematici scelti per spiegare l'andamento reale di questo refrigerante si sono rivelati adeguati ottenendo risultati coerenti con quanto calcolato sperimentalmente in quasi tutti i casi. In particolare, i modelli matematici per il tubo liscio che sono stati sviluppati più di 30 anni fa per fluidi refrigeranti ben distanti come caratteristiche da quello che si è impiegato, hanno prodotto le migliori approssimazioni in termini assoluti e relativi anche per queste serie di prove.

### Nomenclatura

### Simboli latini:

```
A: area [m^2]
B_o: numero di ebollizione [-]
Bo: numero di Bond [-]
c_n: calore specifico [J kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>]
D: diametro interno del condotto [m]
D_b: diametro della bolla per cui si ha distacco dalla parete [m]
d_i: diametro misurato alla base delle alette [m]
(dp/dz): gradiente di pressione [Pa m<sup>-1</sup>]
E: fattore di incremento [-]
e/D: rugosità relativa [-]
F: moltiplicatore bifase [-]
f: fattore di attrito [-]
FI: fattore di incremento dello scambio termico [-]
Fr: numero di Froude [-]
G: portata specifica [kg m^{-2} s^{-1}]
g: accelerazione di gravità [m s^{-2}]
h: entalpia [kJ kg<sup>-1</sup>] / altezza [m]
HF: flusso termico specifico [kW m<sup>-2</sup>]
HTC: coefficiente di scambio termico [W m^{-2} K^{-1}]
I: intensità della corrente elettrica [A]
J: velocità superficiale [m s<sup>-1</sup>]
L: lunghezza della sezione sperimentale [m]
M: massa molare [kg kmol<sup>-1</sup>]
\dot{m}: portata di massa [kg s<sup>-1</sup>]
n: numero delle alette [-]
P: potenza elettrica [W]
p: pressione [Pa] / passo [-]
Pr: numero di Prandtl [-]
q: potenza termica scambiata [W]
r: calore latente di vaporizzazione [kJ kg<sup>-1</sup>] / raggio di bolla [m]
Re: numero di Reynolds [-]
```

*Rx*: fattore di incremento dell'area [-] *S*: fattore di soppressione [-] *t*: temperatura [°C] *u*: incertezza composita [-] *V*: volume [m<sup>3</sup>] *V*: portata volumetrica [m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup>] *We*: numero di Weber [-] *x*: titolo del vapore [-] *X<sub>tt</sub>*: parametro di Martinelli [-]

#### Simboli greci:

β: angolo di elica delle alette [°] γ: angolo di apice delle alette [°] Δp: differenza di pressione [Pa] δ: spessore del film liquido [m] ε: grado di vuoto della miscela bifase [-] θ: indice di sensibilità [-] λ: conducibilità termica [W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>] μ: viscosità dinamica [Pa s] ρ: densità [kg m<sup>-3</sup>] σ: tensione superficiale [N m<sup>-1</sup>] σs: deviazione standard [-] φ: moltiplicatore di fase [-]

#### Pedici:

c: complessiva
CE: convezione in evaporazione al titolo corrente
CFB: convezione forzata bifase
Chen: valore calcolato con il modello matematico di Chen
Cooper: valore calcolato con la correlazione di Cooper
corr: valore corretto
cr: valore critico
δ: film liquido
Diani: valore calcolato con il modello matematico di Diani et al.

diss: dissipato

EN: ebollizione nucleata *f*: dovuto all'attrito fin: alette g: dovuto alla gravità GW: valore calcolato con il modello matematico di Gungor-Winterton GW, s: valore calcolato con il modello semplificato di Gungor-Winterton *i*: interno in: ingresso IEN: inizio ebollizione nucleata KM: valore calcolato con il modello matematico di Kim-Mudawar *l*: liquido ls: liquido stagnante *LO*: solo liquido *m*: dovuto alla variazione di quantità di moto out: uscita p: parete pre: precondensatore *r*: refrigerante *rid*: ridotta *risc*: riscaldamento s: sezione sat: saturazione Sper: valore sperimentale st: scambio termico *t*: trasversale v: vapore w: acqua Wu: valore calcolato con il modello matematico di Wu et al.

### Bibliografia

- [1] Y. Taitel, A.E. Dukler. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. AIChE journal 22:47-55, 1976
- [2] J.C. Collier. Boiling and evaporation. Heat Exchanger Design Handbook, 2.7.1-2.7.8, 1983.
- [3] J. R. Thome. Boiling of new refrigerants: a state-of-the-art review. Int. J. Ref., 19:435-457, 1996.
- [4] A. Cavallini, D. Del Col, S. Mancin, L. Rossetto. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: a new computational procedure, International Journal of Refrigeration 32:162-174, 2009.
- [5] L. Rossetto. Dispense del corso di trasmissione del calore e termofluidodinamica.
- [6] E. Granryd, I. Ekroth, P. Lundqvist, B. Palm, P. Rohlin. Refrigerating Engineering, 8:25-28 2011.
- [7] S. M. Kim, I. Mudawar. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro channels Part II, International Journal of Heat and Mass transfer 64:1243-1250, 2013.
- [8] Wu, Y. Wu, B. Sundén, W. Li. Convective vaporization in microfin tubes of different geometries, Experimental Thermal and Fluid Science, 44:398-408, 2013.
- [9] A. Diani, S. Mancin, L. Rossetto. R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4 mm ID microfin tube, International Journal of Refrigeration 47:108-117, 2014.
- [10] LabVIEW<sup>TM</sup>, 2011
- [11] NIST, REFPROP 10.0 2018
- [12] Microsoft, Excel, 2010