

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA

**ANALISI SPERIMENTALE DELLA VAPORIZZAZIONE
DI R1234yf ALL'INTERNO DI UN MINITUBO
MICROALETTATO**

Relatore: Ch.ssimia Prof.ssa Luisa Rossetto

Correlatore: Ing. Simone Mancin

Laureando: Filippo Masetto 1036449

ANNO ACCADEMICO 2013-2014

*Sii paziente, rispondi a ogni domanda che i bambini ti porgeranno:
quella che oggi è la soddisfazione di una curiosità,
domani diventerà un grande tesoro
le cui gemme, monete e pietre preziose saranno il sapere acquisito,
e tu genitore avrai contribuito ad arricchirli!*
(Anton Vanlig, *Mai troppo folle*)

Ai miei genitori

Indice

Sommario	1
Introduzione	3
1 Vaporizzazione	5
1.1 Introduzione	5
1.2 L'esperienza di Nukiyama [1]	6
1.3 Vaporizzazione in tubo verticale	7
1.4 Vaporizzazione in tubo orizzontale	11
1.4.1 Basse portate	12
1.4.2 Elevate portate	12
1.5 Analisi sulle modalità di scambio termico	14
2 Miglioramento dello scambio termico	17
2.1 Introduzione	17
2.2 Minitubo microaletato	20
2.2.1 Confronto tra i coefficienti di scambio termico del tubo liscio e del microfin	23
2.2.2 Confronto tra le perdite di carico del tubo liscio e del microfin	25
2.3 Schiume metalliche	27
2.3.1 Confronto tra i coefficienti di scambio termico del tubo liscio e riempito con della schiuma metallica	31
2.3.2 Perdite di carico	34
2.4 Confronto microfin-schiume	36
3 Tetrafluoropropene R1234yf	39
3.1 Introduzione	39

3.1.1	Caratteristiche dei fluidi	40
3.1.2	Designazione e classificazione dei fluidi	41
3.1.3	Indici sull'impatto ambientale	43
3.1.4	Legislazione	46
3.2	R1234yf	48
3.3	R1234yf come sostituto degli HFC	49
4	L'impianto sperimentale	57
4.1	Il circuito primario	57
4.1.1	Sezione sperimentale	60
4.2	Il circuito dell'acqua calda	61
4.3	I circuiti dell'acqua fredda	61
4.4	Il sistema di acquisizione	61
5	Regressione dei dati	65
5.1	Regolazione dell'impianto	65
5.1.1	Carica dell'impianto	65
5.1.2	Avvio dell'impianto	66
5.1.3	Gestione dell'impianto	67
5.1.4	Spegnimento dell'impianto	68
5.2	Analisi dei dati	68
5.2.1	Potenza elettrica	69
5.2.2	Proprietà dei fluidi	71
5.2.3	Titolo del fluido all'ingresso e all'uscita della sezione e titolo medio	71
5.2.4	Coefficiente di scambio termico <i>HTC</i>	73
5.2.5	Perdite di carico	74
5.3	Analisi dell'incertezza	76
5.3.1	Introduzione	76
5.3.2	Calcolo dell'incertezza	77
6	Risultati sperimentali	83
6.1	Prove a flusso termico costante	83
6.1.1	HF=10 kW m ⁻²	84

6.1.2	HF=25 kW m ⁻²	86
6.1.3	HF=50 kW m ⁻²	86
6.2	Prove a flusso termico variabile	89
6.3	Prove al variare della temperatura di saturazione	90
7	Confronto dei dati sperimentali con modelli presenti in letteratura	93
7.1	Correlazioni di stima dello scambio termico	94
7.1.1	Correlazione Gungor-Winterton [2]	94
7.1.2	Correlazione di Cavallini et al. [3]	96
7.1.3	Correlazione di Wu et al. [4]	99
7.2	Confronto modelli di previsione di HTC con i dati sperimentali	101
7.2.1	Confronto con tubi lisci	102
7.2.2	Confronto dati sperimentali con modello di Cavallini et al. [3]	105
7.2.3	Confronto dati sperimentali con modello di Wu et al. [4]	110
7.3	Correlazione di previsione delle perdite di carico	115
7.3.1	Correlazione di Friedel [5]	115
7.3.2	Correlazione di Chisholm [6]	116
7.3.3	Correlazione di Wu et al. [4]	118
7.3.4	Correlazione di Han-Lee [7]	119
7.4	Confronto modelli di previsione delle perdite di carico per attrito con i dati sperimentali	120
7.4.1	Confronto con tubi lisci	120
7.4.2	Confronto dati sperimentali con modello di Wu et al. [4]	124
7.4.3	Confronto dati sperimentali con modello di Han-Lee [7]	127
7.5	Correlazione di previsione della crisi termica	130
7.5.1	Confronto modello con valori sperimentali	130
	Conclusioni	133
	Nomenclatura	137
	Bibliografia	143

Elenco delle figure

1.1	Curva di Nukiyama: curva dell'ebollizione in liquido stagnante.	7
1.2	Deflusso in convezione forzata con vaporizzazione in tubo verticale [8].	8
1.3	Andamento qualitativo del coefficiente di scambio termico nella vaporizzazione in convezione forzata ai diversi regimi di moto [9].	10
1.4	Regimi di deflusso con basse portate [10].	13
1.5	Regimi di deflusso con alte portate [10].	13
1.6	Andamento qualitativo del coefficiente di scambio in evaporazione come funzione del flusso termico e della portata di massa [11].	14
1.7	Andamento qualitativo del coefficiente di scambio termico come somma del contributo convettivo e dovuto alla nucleazione [11].	15
2.1	Superfici di scambio commerciali ottimizzate per incrementare la nucleazione [12]. Aletta integrale (a), Trane Bent fin (b), Wieland <i>GEWA-TWTM</i> (c), Wieland <i>GEWA-SETM</i> (d), Wolverine <i>Turbo-BTM</i> (e), Hitachi <i>Thermoexcel - ETM</i> (f).	18
2.2	Andamento del coefficiente di scambio termico in evaporazione di R22 in ebollizione alla temperatura di 4,44 °C rispetto diverse superfici ottimizzate [12].	19
2.3	Parametri geometrici caratteristici di un tubo microfin [13].	21
2.4	Sezione del microfin [7].	22
2.5	Andamento del coefficiente di scambio termico al variare del titolo [14].	23
2.6	Andamento del rapporto dei coefficienti di scambio termico al variare del titolo [14].	24
2.7	Confronto tra i coefficienti di scambio di un tubo liscio e di uno microaletato [15].	25

2.8	Andamento gradiente di pressione di un tubo con diametro esterno di 9,52 mm [16].	26
2.9	Andamento gradiente di pressione di un tubo con diametro esterno di 7,0 mm [16].	27
2.10	Schiume a celle aperte (a sinistra) e schiume a celle chiuse (a destra).	28
2.11	Foto di una schiuma di alluminio di 10 PPI e rappresentazione tetra-kaidecahedron di una singola cella [17].	30
2.12	Area superficiale specifica in funzione della densità relativa e del numero di PPI [18].	30
2.13	Sezioni dei tubi [19].	32
2.14	Coefficiente di scambio termico al variare della portata e del titolo [19].	33
2.15	Andamento del gradiente di pressione al variare del titolo e della portata nel tubo con schiuma di 20 PPI [20].	34
2.16	Andamento del gradiente di pressione al variare del titolo nelle due schiume [20].	35
2.17	Andamento del gradiente di pressione al variare della portata nelle due schiume [20].	35
2.18	Confronto tra il rapporto dei coefficienti di scambio termico (α) e delle perdite di carico (Δp) del tubo liscio (indicato con il pedice "sm") e di quello alettato (indicato con il pedice "mf") [15].	37
3.1	Velocità di fiamma dei vari refrigeranti [21].	43
3.2	Proprietà di alcuni refrigeranti [11].	45
3.3	Come le politiche ambientali hanno modificato l'impiego dei fluidi refrigeranti [22].	47
3.4	Pressione di vapore in funzione dell'inverso della temperatura [23]. .	50
3.5	Perdite di carico del refrigerante in funzione della portata volumetrica (a) e della potenza frigorifera generata (b) [24].	51
3.6	Potenze frigorifere relative. Nota: ogni etichetta dell'ascissa indica con il primo numero la temperatura ambiente in [°C], con il secondo l'umidità in percentuale e con il terzo la velocità del compressore in RPM [24].	52

3.7	Confronto tra i COP. Nota: ogni etichetta dell'ascissa indica con il primo numero la temperatura ambiente in [°C], con il secondo l'umidità in percentuale e con il terzo la velocità del compressore in RPM [24].	53
3.8	Potenza frigorifera al variare della temperatura all'evaporatore: (a) in funzione della temperatura di condensazione, (b) usando uno scambiatore rigenerativo intermedio (IHX), (c) in funzione del grado di surriscaldamento, (d) in funzione della frequenza di alimentazione del compressore [25].	54
3.9	Efficienza volumetrica in funzione del rapporto di compressione [25].	55
3.10	COP al variare della temperatura all'evaporatore: (a) in funzione della temperatura di condensazione, (b) usando uno scambiatore rigenerativo intermedio (IHX), (c) in funzione del grado di surriscaldamento, (d) in funzione della frequenza di alimentazione del compressore [25].	56
4.1	Schema del circuito primario [26].	59
4.2	(a) Dispositivo di regolazione della pressione, con (1) è indicata la camera d'aria, con (2) il regolatore di pressione, (3) il soffiato metallico. (b) Misuratore di portata ad effetto Coriolis [26].	59
4.3	Foto del microfin testato [27].	60
4.4	Parametri geometrici caratteristici del microfin (a sinistra), foto della sezione del microfin (a destra) [27].	60
5.1	Potenza elettrica dissipata in funzione della temperatura media di parete, ottenuta con prove a vuoto.	70
6.1	Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$] e per un flusso termico specifico pari a 10 kW m^{-2}	84
6.2	Perdite di carico per unità di lunghezza $\Delta p/L$ in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$] e per un flusso termico specifico pari a 10 kW m^{-2}	85

6.3	Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$] e per un flusso termico specifico pari a 25 kW m^{-2}	86
6.4	Perdite di carico per unità di lunghezza $\Delta p/L$ in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$] e per un flusso termico specifico pari a 25 kW m^{-2}	87
6.5	Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$] e per un flusso termico specifico pari a 50 kW m^{-2}	88
6.6	Perdite di carico per unità di lunghezza $\Delta p/L$ in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$] e per un flusso termico specifico pari a 50 kW m^{-2}	88
6.7	Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del flusso termico specifico pari per fissate portate specifiche G	89
6.8	Perdite di carico per unità di lunghezza in funzione del flusso termico specifico pari per fissate portate specifiche G	90
6.9	Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del titolo medio x_m al variare della temperatura di saturazione.	91
6.10	Perdite di carico per unità di lunghezza $\Delta p/L$ in funzione del titolo medio x_m al variare della temperatura di saturazione.	91
7.1	Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 190$ [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]).	102
7.2	Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 380$ [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]).	103
7.3	Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 565$ [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]).	103

7.4	Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 755$ [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]).	104
7.5	Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 950$ [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]).	104
7.6	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], a parità di flusso termico ($HF = 10 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565$ e $755 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$).105	
7.7	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], a parità di flusso termico ($HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 755,$ e $950 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$).106	
7.8	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], a parità di flusso termico ($HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 380, 565$ e $755 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$). . .	106
7.9	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], a parità di portata ($G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$), al variare della temperatura di saturazione ($T_{sat} = 25, 30$ e 40°C) e del flusso termico.	107
7.10	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], al variare del flusso termico e al variare della portata specifica ($G = 190, 380$ e $565 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$).	107
7.11	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di flusso termico ($HF = 10 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565$ e $755 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$). 110	
7.12	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di flusso termico ($HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565, 755,$ e $950 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$). .	111
7.13	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di flusso termico ($HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 380, 565$ e $755 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$). . . .	111

7.14	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di portata ($G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), al variare della temperatura di saturazione ($T_{sat} = 25, 30 \text{ e } 40^\circ\text{C}$) e del flusso termico.	112
7.15	Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], al variare del flusso termico e al variare della portata specifica ($G = 190, 380 \text{ e } 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).	112
7.16	Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 190 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).	121
7.17	Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 380 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).	121
7.18	Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 565 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).	122
7.19	Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 755 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).	122
7.20	Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 950 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).	123
7.21	Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di flusso termico ($HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565, 755, \text{ e } 950 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).	124
7.22	Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di portata ($G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), al variare della temperatura di saturazione ($T_{sat} = 25, 30 \text{ e } 40^\circ\text{C}$) e del flusso termico.	125
7.23	Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Wu et al. [4], al variare del flusso termico e al variare della portata specifica ($G = 190, 380 \text{ e } 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).	125

7.24	Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Han-Lee [7], a parità di flusso termico ($HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565, 755, \text{ e } 950 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).	127
7.25	Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Han-Lee [7], a parità di portata ($G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), al variare della temperatura di saturazione ($T_{sat} = 25, 30 \text{ e } 40^\circ\text{C}$) e del flusso termico.	128
7.26	Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Han-Lee [7], al variare del flusso termico e al variare della portata specifica ($G = 190, 380 \text{ e } 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).	128
7.27	Differenza tra il titolo calcolato tramite il modello di Padovan et al. [28] e quello sperimentale in funzione della portata specifica elaborata $G \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	131

Sommario

Il presente progetto di tesi ha come scopo l'analisi, dal punto di vista sperimentale, del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico durante la vaporizzazione di R1234yf all'interno di un tubo microalettato internamente, con diametro interno di 3,4 mm. La scelta della geometria del tubo è legata alla crescente necessità di diminuire le dimensioni degli scambiatori mantenendo nel contempo elevati coefficienti di scambio termico, mentre la scelta di utilizzare R1234yf è legata alla continua ricerca di nuovi fluidi che abbiano buone prestazioni e basso impatto ambientale. Da qui il notevole interesse di questa analisi sperimentale che ha lo scopo di determinare le condizioni ottimali di funzionamento dell'impianto in cui avviene la vaporizzazione di R1234yf all'interno di un minitubo.

La tesi è composta da 7 capitoli e può essere divisa in tre parti principali: la prima parte descrive il fenomeno della vaporizzazione, l'impianto e lo stato dell'arte; la seconda parte riporta la parte sperimentale, ossia il campionamento dei dati, la regressione e la loro analisi; la terza parte confronta i dati raccolti con le correlazioni presenti in letteratura e trae le conclusioni del lavoro svolto.

Nel primo capitolo viene trattato il fenomeno della vaporizzazione e le sue caratteristiche generali.

Nel secondo capitolo vengono espone le soluzioni sviluppate per migliorare l'efficienza dello scambio termico, in particolare vengono analizzati i tubi microalettati internamente e le schiume metalliche.

Nel terzo capitolo vengono descritti i fluidi frigorigeni in generale e in particolare R1234yf analizzando le sue proprietà e le differenze con i fluidi tradizionali HFC.

Nel quarto capitolo viene descritto l'impianto sperimentale, in particolare la sezione sperimentale, gli strumenti di misura e l'interfaccia del sistema di acquisizione.

Nel quinto capitolo viene esposta la regressione dei dati ottenuti, ossia tutta la procedura seguita e il calcolo dell'incertezza dei vari parametri.

Nel sesto capitolo vengono presentati i dati sperimentali ottenuti in funzione delle varie condizioni operative in cui sono stati rilevati, ossia al variare del flusso termico, della portata, del titolo di vapore e della temperatura di saturazione.

Nel settimo capitolo i risultati sperimentali vengono confrontati con alcuni modelli presenti in letteratura. Il coefficiente di scambio termico viene confrontato con modelli sviluppati per tubi lisci e per tubi microalettati. Le perdite di carico per attrito vengono stimate tramite modelli sviluppati per tubi lisci, per vaporizzazione in minitubi e condensazione in tubi microalettati. Inoltre viene implementato un modello per stimare il titolo a cui avviene la crisi termica.

Introduzione

Negli ultimi anni il processo tecnologico ha fatto passi da gigante, specialmente in ambito elettronico, dove il continuo sviluppo ha portato a ridurre sempre più le dimensioni dei componenti e ad aumentarne la potenza di calcolo. La miniaturizzazione dei componenti e l'aumento delle prestazioni ha comportato un aumento del flusso termico specifico generato (anche $>100 \text{ W cm}^{-2}$ a livello dei chip) e una diminuzione dello spazio per dissiparlo. Questo ha portato alla ricerca e allo sviluppo di nuove tipologie di scambiatori che garantissero contemporaneamente elevati coefficienti di scambio termico e dimensioni contenute. In quest'ambito sono nate e si sono sviluppate soluzioni quali: le schiume metalliche e i tubi microaletti internamente, i quali in dimensioni ridotte e con cariche di fluido contenute permettono ottime prestazioni di scambio termico. Tali soluzioni, oltre a garantire una grande efficienza in termini di scambio termico, consentono di ridurre le dimensioni e il peso di tutto il blocco scambiatore, da qui l'interesse crescente nei riguardi di questa soluzione tecnologica.

I tubi microaletti internamente presentano una alettatura di geometria elicoidale, questa permette un aumento della superficie di scambio termico e dunque un aumento dello scambio termico. La scelta di analizzare il comportamento del tubo e del fluido frigorigeno in vaporizzazione è giustificata dal fatto che in vaporizzazione si ottengono coefficienti di scambio termico migliori rispetto al semplice scambio convettivo, inoltre la particolare geometria del tubo consente di avere un'elevata superficie bagnata che in linea di principio dovrebbe favorire il fenomeno della nucleazione.

La scelta di R1234yf come fluido frigorigeno da testare insieme al tubo è legata alla politica ambientale sempre più stringente, che richiede fluidi che in caso di perdita non intacchino l'ozonofera e non aumentino il riscaldamento globale. Per

questo motivo sono stati messi al bando fluidi come R134a, e sono stati introdotti fluidi di nuova generazione come R1234yf.

In questa tesi viene proposto uno studio sperimentale di vaporizzazione di R1234yf all'interno di un tubo microalettato, dunque un'analisi su una soluzione tecnologica che consentirebbe di aumentare l'efficienza dello scambio termico e nel contempo una sensibile riduzione dell'impatto ambientale.

Capitolo 1

Vaporizzazione

1.1 Introduzione

Per vaporizzazione si intende il processo di conversione di un liquido in vapore a seguito di una somministrazione di calore. Solitamente si parla di ebollizione quando si formano delle bolle su una superficie riscaldata immersa nel liquido, mentre si parla di evaporazione quando è presente un'interfaccia liquido vapore (naturalmente i due modi possono coesistere).

La descrizione di questo fenomeno di scambio è molto complessa, poiché coinvolge diversi fenomeni fisici, quali: la convezione forzata tra i fluidi monofase, la nucleazione e la crescita delle bolle e il trasporto di massa. La vaporizzazione presenta diverse configurazioni di flusso, in quanto l'interfaccia tra le componenti è deformabile dato che una delle due fasi, quella gassosa, è comprimibile [8]. Per descrivere come varia il deflusso bifase si utilizzano due parametri:

- titolo x del vapore in deflusso bifase: rappresenta il rapporto tra la portata di massa del vapore \dot{m}_v e quella totale

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

dove \dot{m}_l indica la portata di massa della fase liquida;

- grado o frazione di vuoto ε_g : rappresenta la frazione A_v di area di deflusso occupata dalla fase gassosa

$$\varepsilon_g = \frac{A_v}{A_t} \quad (1.2)$$

dove A_t indica la sezione trasversale di deflusso disponibile.

Il valore del titolo aumenta progressivamente con il cambiamento di fase passando dal valore 0 quando ho solamente fase liquida, al valore 1 quando ho solamente vapore. La frazione di vuoto, sin da bassi titoli $x < 0,1$, presenta valori elevati, dato che la maggior parte della sezione di deflusso è occupato dal vapore, in quanto ha un volume specifico molto superiore rispetto a quello della fase liquida.

1.2 L'esperienza di Nukiyama [1]

La prima esperienza sull'ebollizione venne condotta da Nukiyama [1] nel 1934. In un recipiente pieno di acqua a pressione atmosferica e in condizione di saturazione venne immerso un filo di platino riscaldato elettricamente. Facendo variare il flusso di calore specifico ceduto del filo metallico per effetto Joule, Nukiyama ricavò come variava la temperatura di parete del filo metallico.

Nella curva di Nukiyama (figura 1.1) sono evidenziate tre regioni:

1. Convezione naturale: nella prima parte abbiamo solamente scambio convettivo senza che si formino bolle (tratto A-D);
2. Ebollizione nucleata: all'aumentare del flusso termico specifico abbiamo una notevole agitazione del fluido a seguito della formazione di bolle sulla superficie del filo (tratto D-F). Quando si raggiunge il flusso termico massimo (punto F) le bolle impediscono al liquido di arrivare alla superficie riscaldante, è lo stadio detto ebollizione di transizione (tratto F-G);
3. Ebollizione a film: uno strato di vapore ricopre il corpo scaldante e liquido non arriva alla superficie, dunque il calore viene trasferito per conduzione e convezione attraverso il film di vapore e alle alte temperature anche per radiazione (tratto G-H).

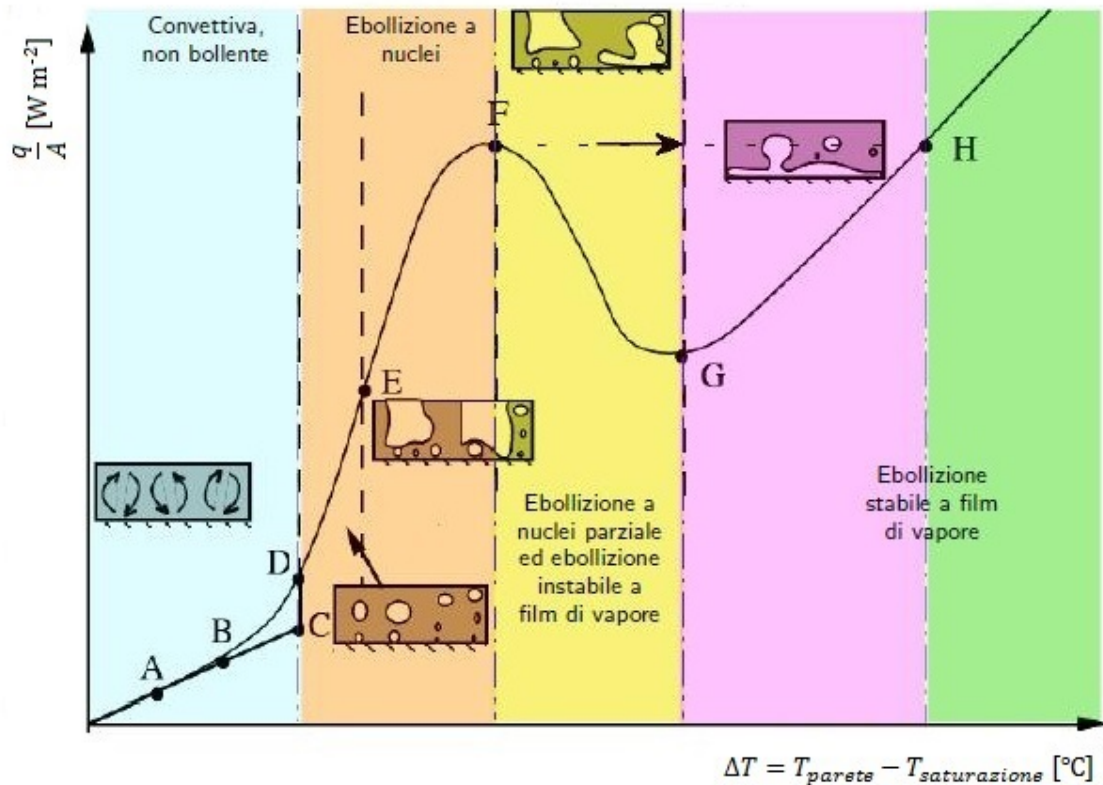


Figura 1.1: Curva di Nukiyama: curva dell'ebollizione in liquido stagnante.

Queste regioni individuano inoltre tre punti caratteristici della curva di Nukiyama, che sono fondamentali per lo studio del processo di vaporizzazione, ossia:

1. Punto D: dove inizia ebollizione nucleata;
2. Punto F: flusso termico massimo o critico;
3. Punto G: dove inizia ebollizione a film.

1.3 Vaporizzazione in tubo verticale

La vaporizzazione in tubo è quella che si ritrova in applicazioni industriali, sia nella configurazione verticale che orizzontale, unica differenza tra la vaporizzazione in tubo verticale e orizzontale risiede nella forza di gravità che tende a separare le

fasi. Consideriamo un tubo verticale alimentato con una portata costante di liquido sottoraffreddato e riscaldato uniformemente lungo tutta la superficie [8]. Il liquido

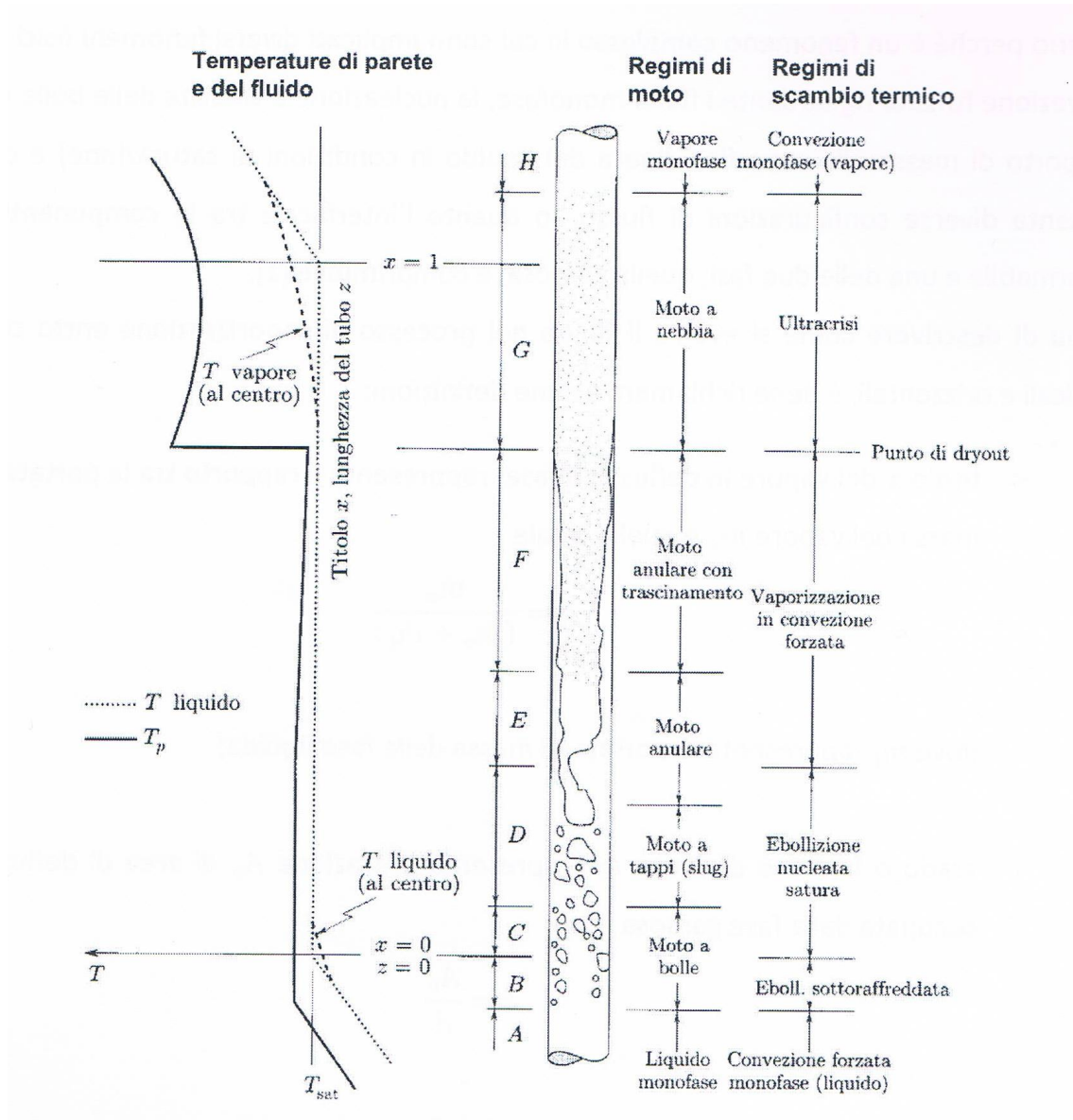


Figura 1.2: Deflusso in convezione forzata con vaporizzazione in tubo verticale [8].

entra sottoraffreddato e si ha solamente scambio di natura convettiva, finché non si raggiunge un valore di temperatura tale da generare la nucleazione. Questa temperatura dipende dalla velocità con cui fluisce il fluido, dal grado di sottoraffreddamento e dal tipo di fluido [9]. Quando la differenza di temperatura tra la temperatura di

parete e quella di saturazione $t_p - t_{sat}$ raggiunge il valore necessario alla nucleazione si ha la formazione delle prime bolle di vapore. Il deflusso viene definito moto a bolle (*bubble flow*) in cui le bolle si formano sulla parete e vengono trascinate dal corrente. Al crescere del grado di vuoto ε_g , ossia all'aumentare della sezione di deflusso occupata dalla fase vapore, le bolle si riuniscono formando dei tappi di vapore che si alternano a dei tappi di liquido, il regime prende il nome di moto a tappi (*slug flow*). Nel moto a tappi il valore del titolo non raggiunge l'1% mentre il grado di vuoto è già elevato (circa 0,5), questo comporta un'aumento della velocità di deflusso con rapide oscillazioni della portata dovuta alla comprimibilità della fase vapore, anche con condizioni d'ingresso stazionarie. Aumentando ancora la fase vapore, ossia ε_g il liquido forma uno strato sottile anulare attorno alla parete del tubo (film), mentre il vapore si raccoglie al centro, il regime si definisce moto anulare (*annular flow*). Il vapore è generato sulla superficie dello strato liquido ed ha una velocità assai maggiore di quest'ultimo, perciò trascina anche delle gocce di liquido ($x \approx 20 - 25\%$). La progressiva evaporazione del film di liquido che ricopre la parete, comporta una progressiva diminuzione dello spessore. Si genera così un regime di transizione assai instabile in cui ho alternativamente a contatto con la parete liquido o vapore, finché si avrà solo vapore. Il deflusso prende il nome di moto a nebbia (*mist flow*), in cui si ha un film stabile di vapore a contatto con la parete e una corrente centrale sempre di vapore che trasporta goccioline di liquido. Da qui in poi la vaporizzazione avviene solamente all'interno della corrente e termina quando non ci sono più goccioline di liquido presenti.

In figura 1.3 si riportano i vari regimi di moto al variare della frazione di vuoto. In convezione forzata, diminuisce la differenza di temperatura tra la temperatura di parete del tubo e il fluido, perciò aumenta il coefficiente di scambio α essendo il flusso di calore imposto costante. Con l'inizio dell'ebollizione nucleata il coefficiente di scambio termico aumenta sensibilmente (regione di interesse pratico per la progettazione di scambiatori), per via della grande agitazione causata dalla nucleazione e dalla formazione delle bolle stesse. Nel moto anulare lo spessore del film di liquido diminuisce sempre di più, mentre aumenta lo sforzo tangenziale esercitato dal vapore sul film di liquido. Il nuovo meccanismo di scambio viene definito vaporizzazione in convezione forzata bifase, in cui il calore viene trasportato per convezione forzata

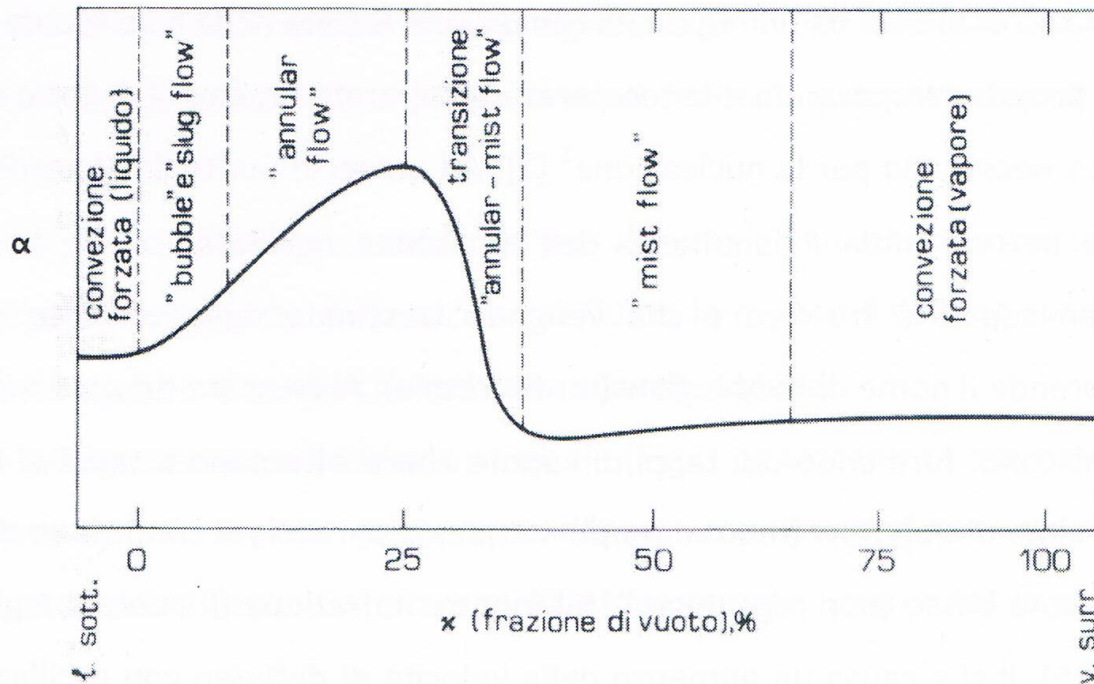


Figura 1.3: Andamento qualitativo del coefficiente di scambio termico nella vaporizzazione in convezione forzata ai diversi regimi di moto [9].

nel film dalla parete fino all'interfaccia liquido-vapore, dove poi avviene l'evaporazione. Al diminuire dello spessore del film, la resistenza termica ad esso associata diminuisce per cui aumenta il coefficiente di scambio, mentre la temperatura di parete diminuisce. In questa fase il coefficiente di scambio raggiunge il valore massimo che è funzione del tipo di fluido, delle condizioni d'ingresso e della portata specifica. Ad un certo punto si verifica la completa evaporazione del film di liquido, e l'unico liquido presente sono le goccioline trasportate dalla corrente di vapore. L'unico scambio presente è quello in convezione forzata tra parete e vapore che risulta di uno o due volte inferiore rispetto a quello in convezione forzata bifase. Questo fenomeno prende il nome di crisi termica (o *dry-out*). Qualora il flusso termico fosse imposto, durante la crisi termica oltre ad una diminuzione del coefficiente di scambio termico, si verifica anche un aumento repentino della temperatura della parete con conseguente rischio di fusione del materiale. La crisi termica è funzione oltre che del flusso termico imposto, anche della pressione, della temperatura, del titolo in

ingresso, della portata, della geometria del tubo ed anche della tipologia del circuito sperimentale. Si possono verificare due situazioni estreme della crisi termica [9]:

- A bassi valori della portata specifica, si hanno titoli finali elevati anche con bassi flussi termici specifici. Durante il deflusso anulare, il film di liquido evapora senza la formazione di bolle e si passa direttamente ad un deflusso a nebbia con parete secca; questo comporta una brusca caduta del coefficiente di scambio, tuttavia la temperatura di parete non raggiunge valori tali da causare danneggiamenti.
- Ad alti valori della portata specifica si possono imporre elevati valori dei flussi termici specifici ottenendo titoli finali modesti. In questo caso, l'ebollizione è intensa nella parete e raggiunto il flusso termico critico ho la formazione di uno strato continuo di vapore che separa la parete dalla corrente formata da liquido misto a bolle di vapore, impedendo quindi al liquido di raggiungere la parete. Il coefficiente di scambio termico α diminuisce e la temperatura di parete arriva a valori tali da causare fusione del materiale.

La zona successiva alla crisi termica viene chiamata: zona povera di liquido. In questo regime di deflusso si verifica un aumento della velocità e del coefficiente di scambio, mentre vi è una diminuzione della temperatura di parete. Infine, superata la condizione di saturazione del fluido a quella data pressione entriamo nella zona monofase di vapore surriscaldato in cui sia lo scambio termico, che è solamente di natura convettiva, sia la differenza di temperatura tra parete e vapore, sono all'incirca costanti.

1.4 Vaporizzazione in tubo orizzontale

La vaporizzazione in tubo orizzontale è molto frequente nella pratica tecnica, infatti i tubi presenti negli evaporatori dei cicli frigoriferi sia a fascio tubiero che a batteria alettata presentano tale configurazione. Rispetto al caso precedente entra in gioco la forza di gravità, che promuove regimi asimmetrici di deflusso, dato che ora agisce in direzione normale al deflusso anziché in direzione parallela come avveniva nel caso precedente. Questo può portare ad avere la zona sottostante del tubo lambita

da liquido mentre la zona superiore secca, ossia lambita da sacche di vapore. Tale fenomeno prende il nome di stratificazione del moto e si verifica prevalentemente a basse portate e a bassi titoli di vapore e comporta una diminuzione del coefficiente di scambio medio sul perimetro del tubo e un surriscaldamento della superficie del tubo anche a flussi termici modesti (questo può portare anche alla fusione, qualora le temperature in gioco siano elevate). In generale la vaporizzazione in tubo orizzontale è tanto più simile a quella verticale in assenza di stratificazione, ossia al diminuire del diametro del tubo, all'aumentare della pressione (poiché diminuisce la differenza tra la densità del vapore e del liquido) e all'aumentare della portata specifica. Dunque per evitare stratificazione, compatibilmente con le perdite di carico ammesse, si utilizzeranno tubi di piccoli diametri ed elevate velocità in ingresso. Si analizza ora come varia il deflusso al variare della portata.

1.4.1 Basse portate

Il deflusso in un tubo orizzontale alimentato da basse portate specifiche e riscaldato uniformemente presenta diversi regimi di deflusso come nel caso verticale. Inizialmente il moto a basse portate risulta essere stratificato liscio, ossia ho una completa separazione tra la fase liquida e quella vapore (figura 1.4 *a*). All'aumentare della portata di vapore l'interfaccia tra fase liquida e gassosa diviene perturbata (figura 1.4 *b*). Il regime successivo è un moto a tappi, con fase gassosa non continua (figura 1.4 *c*), la fase liquida può contenere tracce di vapore e viceversa. A grandi portate di vapore si presenta il moto anulare (figura 1.4 *d*), il quale a differenza di quello in tubi verticali, a causa della forza di pressione, presenta uno spessore di liquido maggiore nella parte inferiore del tubo [10].

1.4.2 Elevate portate

Qualora la portata che alimenta il tubo sia elevata i regimi di deflusso si modificano sensibilmente. A bassi titoli le bolle sono isolate e si concentrano nella parte superiore del tubo (figura 1.5 *a*). All'aumentare del titolo le bolle si disperdono uniformemente nell'intera sezione di deflusso (figura 1.5 *b*) e hanno la forma di piccole sfere. Tale regime di moto si verifica solamente con portate molto elevate, da notare inoltre come sia pressoché uguale a quello in tubo verticale. Al crescere del titolo, il

deflusso si presenta prima con un moto a bolle allungate o a tappi, per poi divenire anulare in completa analogia con quello in tubi verticali (figura 1.5 a, b).

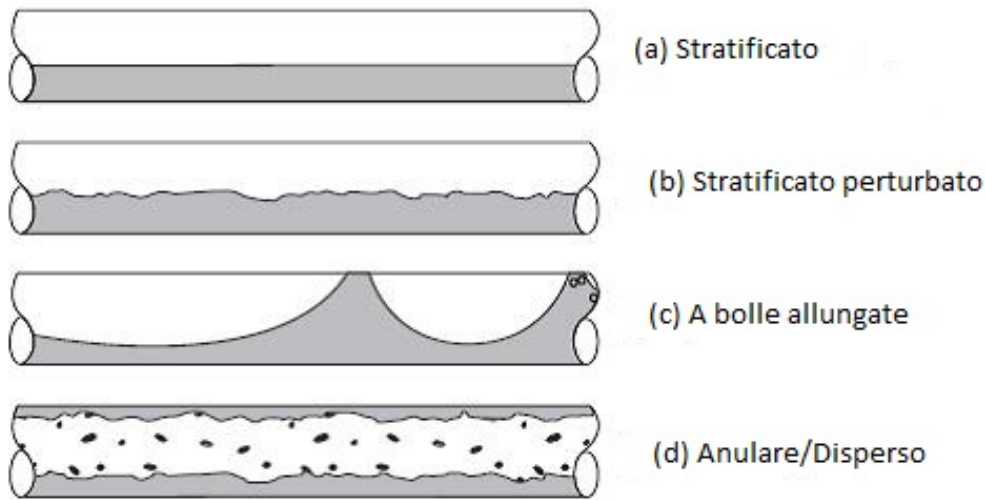


Figura 1.4: Regimi di deflusso con basse portate [10].

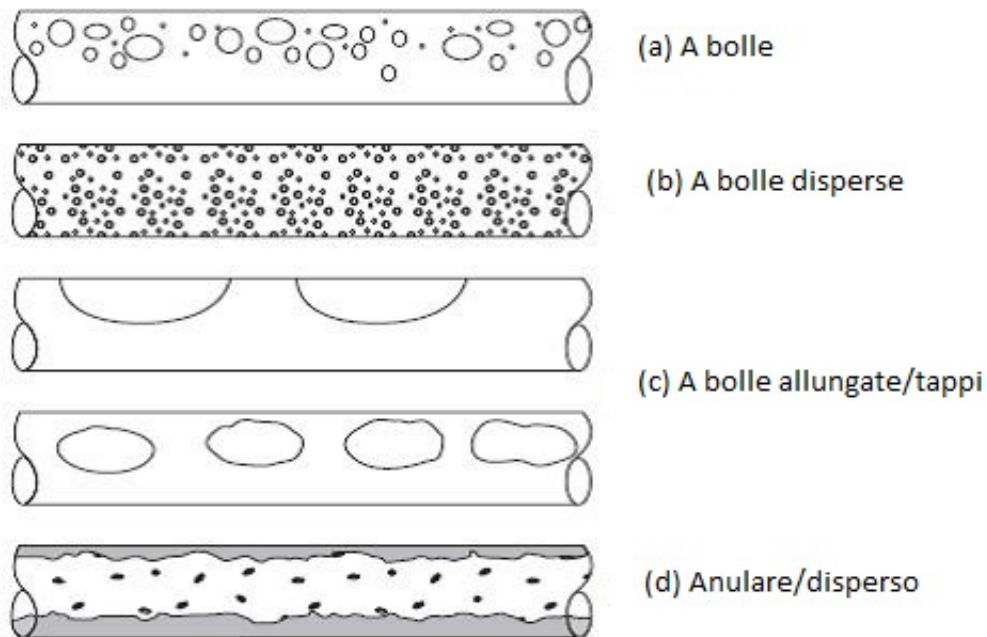


Figura 1.5: Regimi di deflusso con alte portate [10].

1.5 Analisi sulle modalità di scambio termico

Sia nel tubo orizzontale che in quello verticale si può notare come il coefficiente di scambio termico risulti essere la somma di due contributi principali: uno di natura convettiva e uno dovuto alla nucleazione. Interessante è notare come questi due non siano costanti al variare dei parametri quali portata e flusso termico imposto, ma risultino dipendenti dalle condizioni di funzionamento imposte all'impianto. In particolare si evince come l'evaporazione convettiva sia molto sensibile alla variazione della portata, infatti il coefficiente di scambio aumenta con l'aumentare della portata, altresì risulta pressoché indipendente dal flusso termico imposto (figura 1.6). Al contrario l'ebollizione nucleata dipende fortemente dal flusso termico imposto, mentre debolmente dalla portata (figura 1.6). Se analizziamo invece come varia il coefficiente di scambio al variare del titolo, notiamo come a bassi titoli sia dominante lo scambio per ebollizione nucleata, mentre a titoli superiori diventi predominante lo scambio convettivo (figura 1.7) [11].

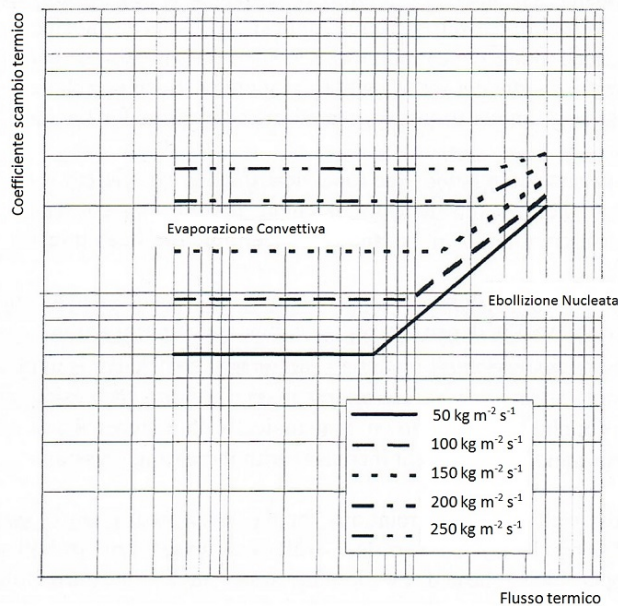


Figura 1.6: Andamento qualitativo del coefficiente di scambio in evaporazione come funzione del flusso termico e della portata di massa [11].

Come si può notare il processo di evaporazione risulta molto complesso, variando costantemente con il deflusso sia per quanto concerne la tipologia di regime di moto

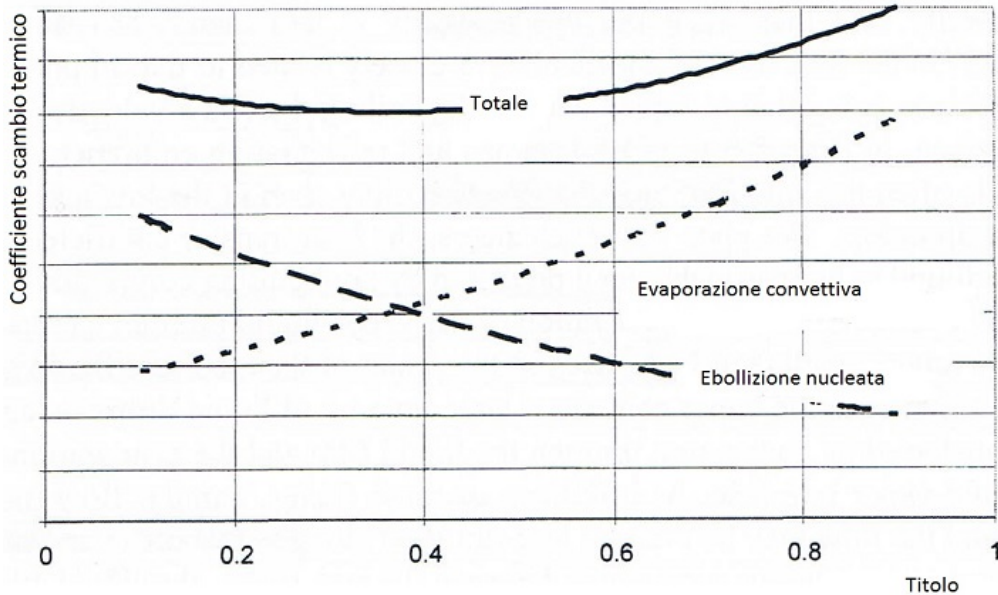


Figura 1.7: Andamento qualitativo del coefficiente di scambio termico come somma del contributo convettivo e dovuto alla nucleazione [11].

sia per quanto riguarda le modalità di scambio termico. Per questo le correlazioni presenti in letteratura forniscono un valore medio complessivo del coefficiente di scambio termico. Una prima generale correlazione fu proposta da Chen [29] che divide il coefficiente di scambio termico in due componenti: un contributo legato all'ebollizione nucleata α_{nb} , che si basa sulla equazione di Forster e Zuber [30] (ebollizione nucleata) e un contributo legato alla convezione forzata bifase α_{cv} che si basa sull'equazione di Dittus-Boelter [31]:

$$\alpha = S \alpha_{nb} + E \alpha_{cv} \quad (1.3)$$

dove S è un fattore di soppressione ed E un fattore di maggiorazione. Le successive correlazioni presenti in letteratura si svilupparono da questa e sono esposte nel capitolo 7 a pagina 93. Nel complesso comunque non si trovano correlazioni accurate che predicano la tipologia di regime di deflusso o lo scambio termico in ogni regime, risulta così evidente che il fenomeno della vaporizzazione sia ancora lontano da una completa analisi.

Capitolo 2

Miglioramento dello scambio termico

2.1 Introduzione

Nel precedente capitolo si è mostrato come la vaporizzazione presenti alti coefficienti di scambio e venga scambiato calore latente a temperatura costante, quindi sia interessante per progettare scambiatori di dimensioni compatte atti a scambiare elevati flussi termici. Tuttavia si è mostrato anche come il coefficiente di scambio non sia costante, ma dipenda fortemente dal regime di moto e dalle modalità di funzionamento dell'impianto oltre che dal fluido presente. I coefficienti maggiori si riscontrano quando domina lo scambio termico l'ebollizione nucleata, dunque si è cercato di favorirla in modo da aumentare α e nel contempo di ritardare il più possibile la crisi termica. Per aumentare la nucleazione si sono sviluppate due tipologie: una attiva e una passiva (la distinzione risiede nel fatto che richiedano o meno energia esterna al sistema per funzionare). Tra quelli attivi possiamo citare: i generatori di vibrazioni, di campi elettrici o magnetici. Tra quelli passivi, senza dubbio più interessanti dei precedenti, ricadono i trattamenti superficiali. Questi possono essere suddivisi in due categorie a seconda che si applichi del materiale al tubo liscio, ad esempio per sinterizzazione con cui si produce un substrato poroso, oppure che si asporti materiale dal tubo liscio creando ad esempio delle cavità.

I miglioramenti che si riscontrano sono:

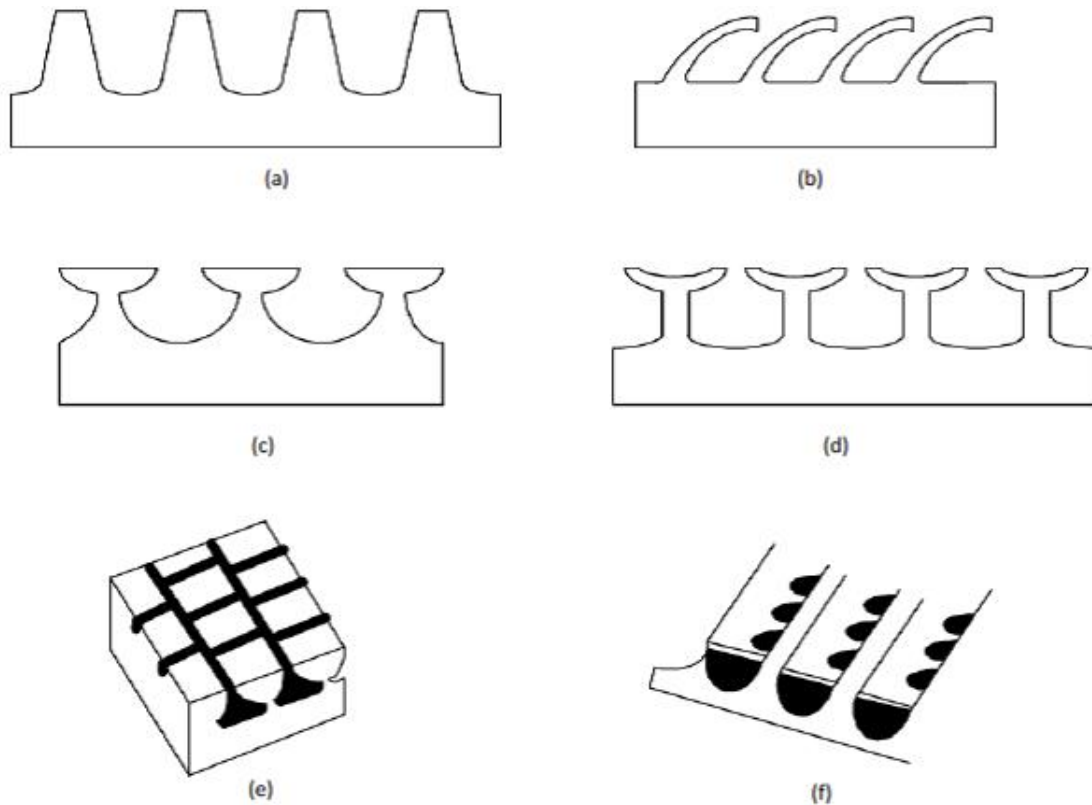


Figura 2.1: Superfici di scambio commerciali ottimizzate per incrementare la nucleazione [12]. Aletta integrale (a), Trane Bent fin (b), Wieland *GEWA – TWTM* (c), Wieland *GEWA – SETM* (d), Wolverine *Turbo – BTM* (e), Hitachi *Thermoexcel – ETM* (f).

- Durante la nucleazione, quando una bolla lascia il sito di nucleazione rompe anche il film di vapore sulla superficie;
- L'area bagnata è aumentata;
- Si ha evaporazione nucleata anche con sottili film di liquido [11].

Esistono diverse tipologie di superfici ottimizzate, come riportato in figura 2.1. La tipologia (a) è un semplice tubo con una aletta integrale che incrementa la superficie rispetto al tubo liscio ed aumenta quindi il coefficiente di scambio. Quando la differenza tra la temperatura della parete e quella di saturazione è elevata, l'efficienza di questo sistema diminuisce, poiché il vapore rimane intrappolato nelle gole tra le

alette. Le superfici (c)-(f) presentano delle cavità -tunnel tutte collegate tra loro, dunque sfruttano anche l'effetto capillare.

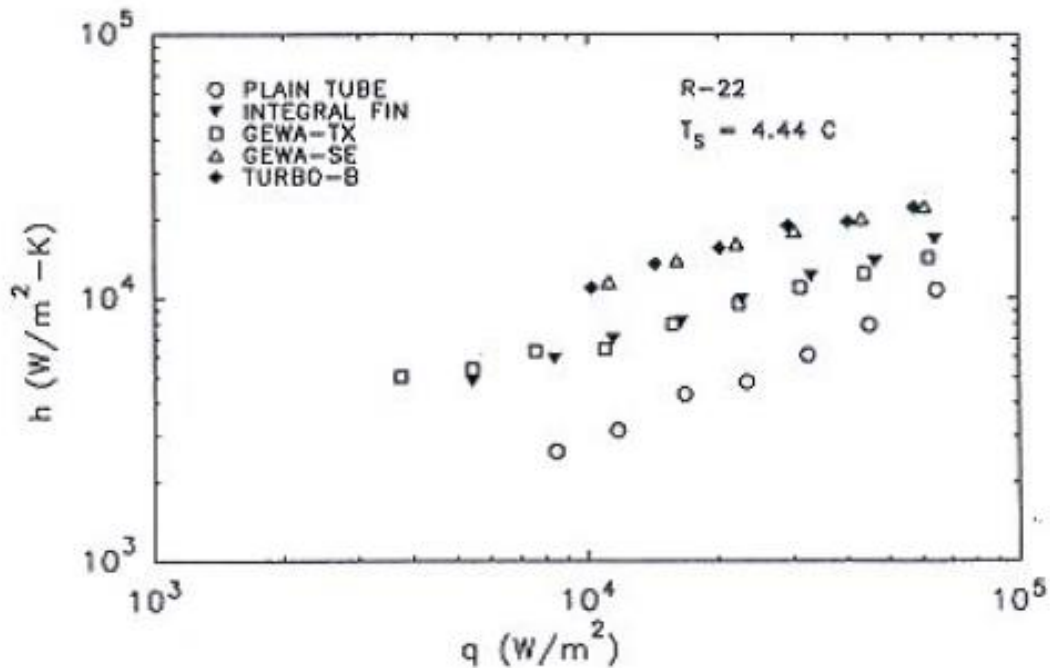


Figura 2.2: Andamento del coefficiente di scambio termico in evaporazione di R22 in ebollizione alla temperatura di 4,44 °C rispetto diverse superfici ottimizzate [12].

Nella figura 2.2 è riportato l'andamento del coefficiente di scambio termico di R22 rispetto varie tipologie di tubo. Si evince chiaramente come tutte le soluzioni esposte in precedenza aumentino sensibilmente il coefficiente rispetto alla semplice soluzione del tubo liscio. In particolare si nota come l'effetto sia maggiore ai bassi flussi termici rispetto che agli alti, poiché a flussi termici elevati aumenta la differenza tra la temperatura di parete e quella di superficie.

Accanto a queste soluzioni più tradizionali, si sono sviluppati, in questi ultimi anni, altri progetti molto interessanti, dato che consentono alti coefficienti di scambio e dimensioni molto contenute. Queste nuove tecnologie sono i minitubi microalettati internamente e le schiume metalliche.

2.2 Minitubo microalettato

I minitubi sono dei tubi che presentano un diametro molto piccolo (nel caso in esame 3,4 mm all'apice dell'aletta), che da un lato consentono di ridurre le dimensioni dello scambiatore e dall'altro permettono di ottenere coefficienti di scambio α molto più elevati rispetto ad un semplice tubo liscio. Date le dimensioni ridotte, la carica di fluido risulterà inferiore, con un conseguente risparmio globale in termini di spesa energetica.

I tipici minitubi microalettati presenti in commercio per applicazioni industriali sono in rame e presentano un diametro esterno che va dai 6 ai 15 mm, con un numero di alette a spirale compreso nel range $40 \div 70$. L'angolo delle spirali β può variare dai 6° ai 30° (vedi figura 2.3), l'altezza delle alette (h_{fin}) varia tra i 0,1 e i 0,25 mm, con un angolo all'apice γ che varia tra i 25° e i 90° .

La particolare geometria di questa soluzione tecnologica produce molteplici miglioramenti, quali:

- Le alette provocano una notevole turbolenza con una conseguente distruzione dello strato limite;
- La superficie del tubo è maggiormente bagnata anche durante il regime stratificato;
- Un aumento dell'area di scambio termico;
- La nucleazione è aumentata, anche alle basse portate, date le maggiori cavità presenti;
- Agli alti titoli, dove il liquido è presente solamente in goccioline all'interno della corrente di vapore, la forma ad elica dell'alettatura provoca la collisione di queste goccioline contro la parete del tubo [11] [32].

Questa geometria produce notevoli miglioramenti dei coefficienti di scambio termico, come riportati in numerosi studi sperimentali. Yoshida et al. [33] hanno verificato che il coefficiente di scambio termico di R22 del tubo microalettato è 1,5 volte superiore a quello di un tubo liscio a parità di portata. Khanpara et al. [34]

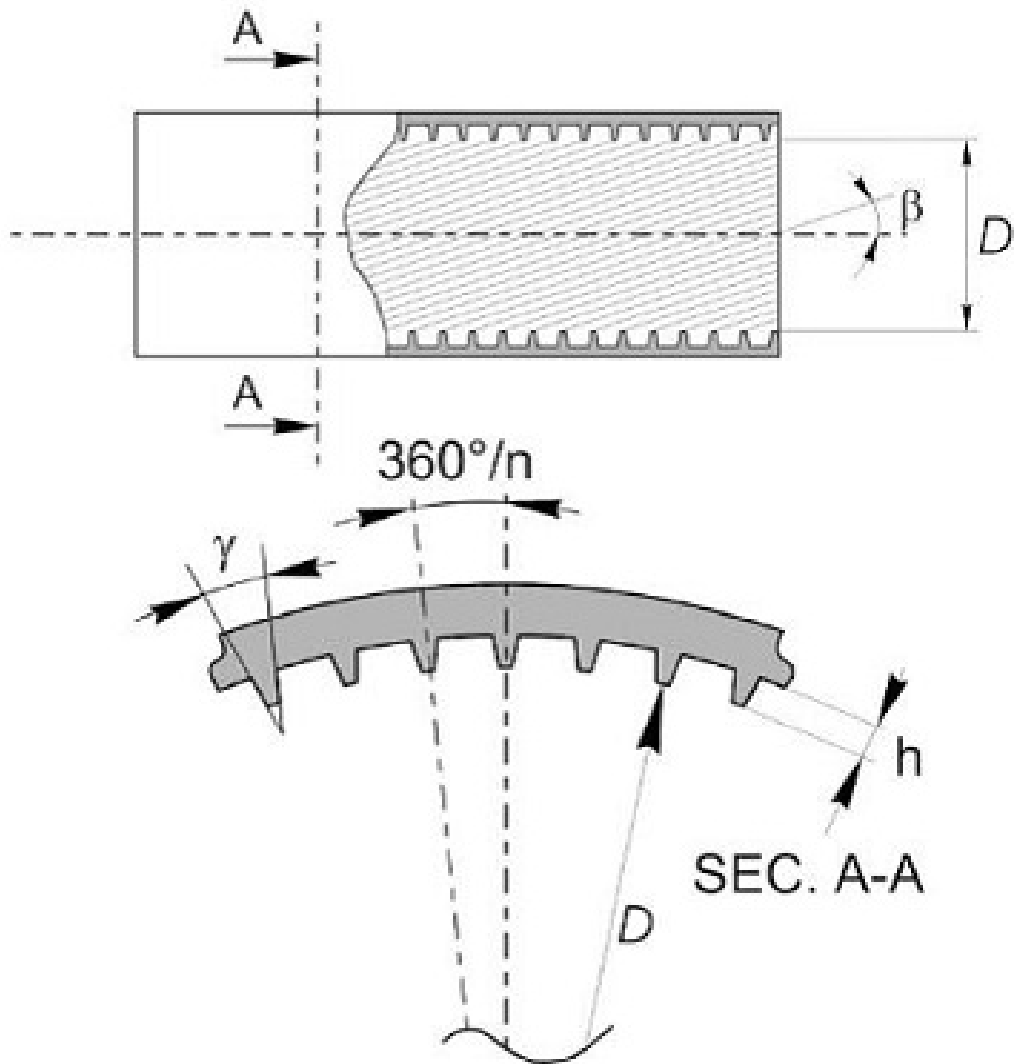


Figura 2.3: Parametri geometrici caratteristici di un tubo microfin [13].

hanno stimato che il coefficiente di scambio termico di R113 in un tubo microalettato era del 30-100 % maggiore rispetto al tubo liscio, con un aumento delle perdite di carico di circa l'80%. Schlager et al. [35], Eckels et al. [36], Kim e Shin [37], Chiang [38] e Greco et al. [39] mostrarono che il coefficiente di scambio termico è 1,6 – 3,2 volte quello di un tubo liscio. Comunque tutti questi studi sono stati condotti su tubi microalettati con diametri interni superiori a quello analizzato in questa tesi ($D_{int} > 5$ mm).

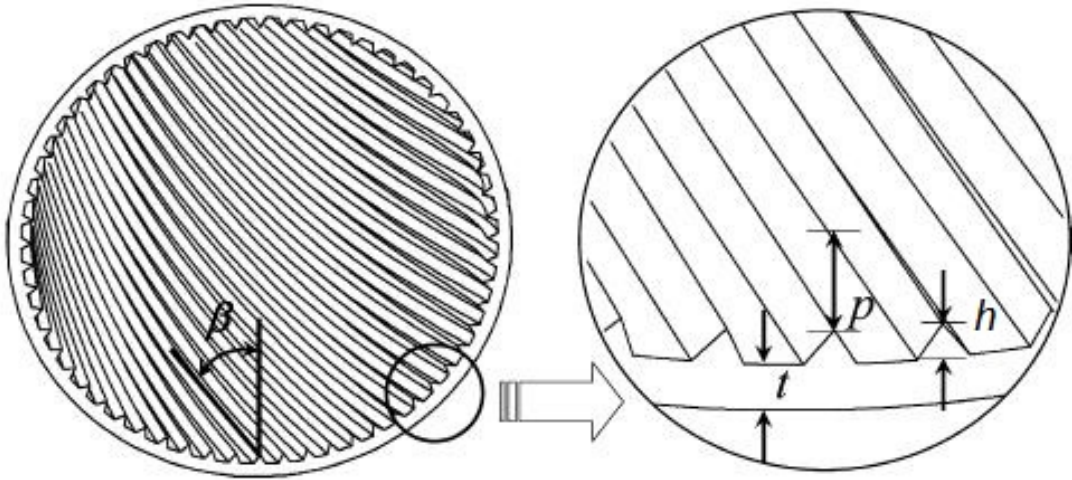


Figura 2.4: Sezione del microfin [7].

Inoltre la maggior parte degli studi condotti sui tubi microalettati riguardano il processo di condensazione [13]. Per questo motivo la maggior parte delle correlazioni presenti in letteratura riguardano la stima del coefficiente di scambio termico in condensazione, come ad esempio: Cavallini et al. [40]; Kedzierski e Goncalves [41], per condensazione di refrigeranti puri; Chamra et al. [42] per condensazione di refrigeranti puri e miscele; Han et al. [7] per regime di deflusso anulare; Yu et al. [43] per refrigeranti puri; Cavallini et al. [13] per refrigeranti puri o prossimi al comportamento azeotropico. Per quanto concerne il processo di vaporizzazione, oltre agli articoli citati in precedenza, bisogna ricordare Kattan et al. [44], [45], [46] che hanno analizzato i regimi di deflusso all'interno di tubi orizzontali per vari tipi di fluido costruendo dei modelli di deflusso, da cui poi stimare coefficienti di scambio termico e *dry-out*. Le correlazioni in letteratura vengono riportate nel capitolo 7 a pagina 93.

Studi sulla vaporizzazione in minitubi (diametri inferiori ai 6 mm) sono stati condotti specialmente in relazione all'impiego dell'anidride carbonica (CO_2) come fluido frigorigeno, specie in relazione al bando dei fluidi con GWP (*Global Warming Potential*) elevato. Chaobin Dang et al. [15] hanno studiato la vaporizzazione di CO_2 all'interno di un minitubo di diametro interno di 1,996 mm. L'analisi sperimentale ha dimostrato come la microalettatura abbia aumentato il coefficiente di

scambio prima del *dry-out*, nonché il titolo a cui questo avviene. Il rapporto tra il coefficiente di scambio tra tubo microalettato e liscio è circa di 1,9 – 2,3, mentre la crisi termica avviene nel range 0,9 – 1,0. Il rapporto tra le perdite di pressione del microalettato rispetto al liscio è di 1,5 – 2,1, dunque inferiore rispetto all'aumento del coefficiente di scambio termico.

2.2.1 Confronto tra i coefficienti di scambio termico del tubo liscio e del microfin

Interessante è vedere come varia il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico al variare delle condizioni operative. Yu et al. [14] hanno studiato la vaporizzazione di R134a all'interno di un tubo microalettato e di un tubo liscio di 10,7 mm. La temperatura di vaporizzazione è stata fissata a 6 °C.

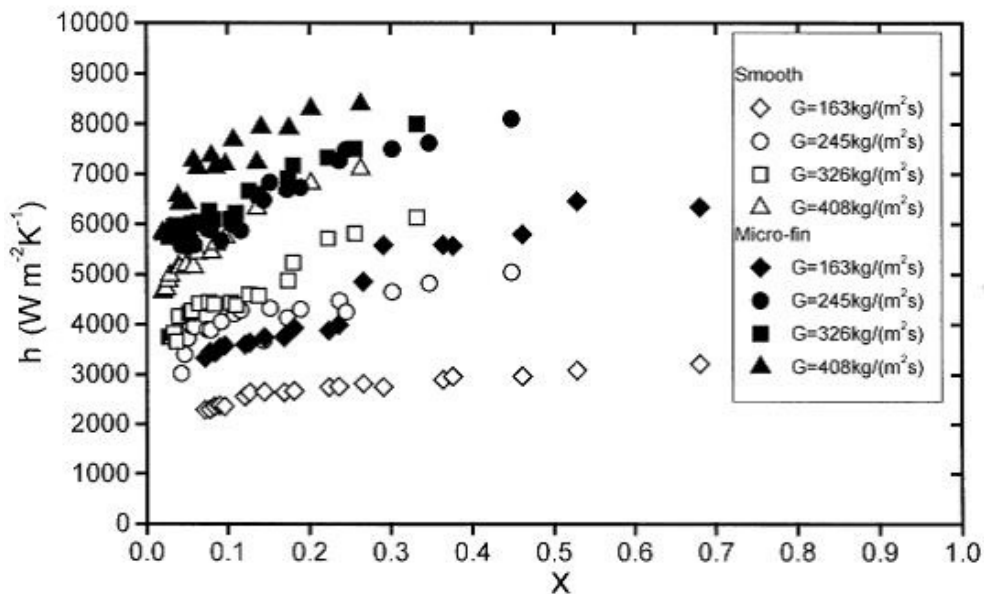


Figura 2.5: Andamento del coefficiente di scambio termico al variare del titolo [14].

In figura 2.5 si nota come il coefficiente di scambio termico medio h aumenti sia per il tubo liscio che per quello microalettato all'aumentare della portata G e del titolo x . Inoltre risulta evidente come le prestazioni del tubo liscio siano sempre inferiori. Il successivo grafico 2.6 mostra come i maggiori benefici dall'impiego del

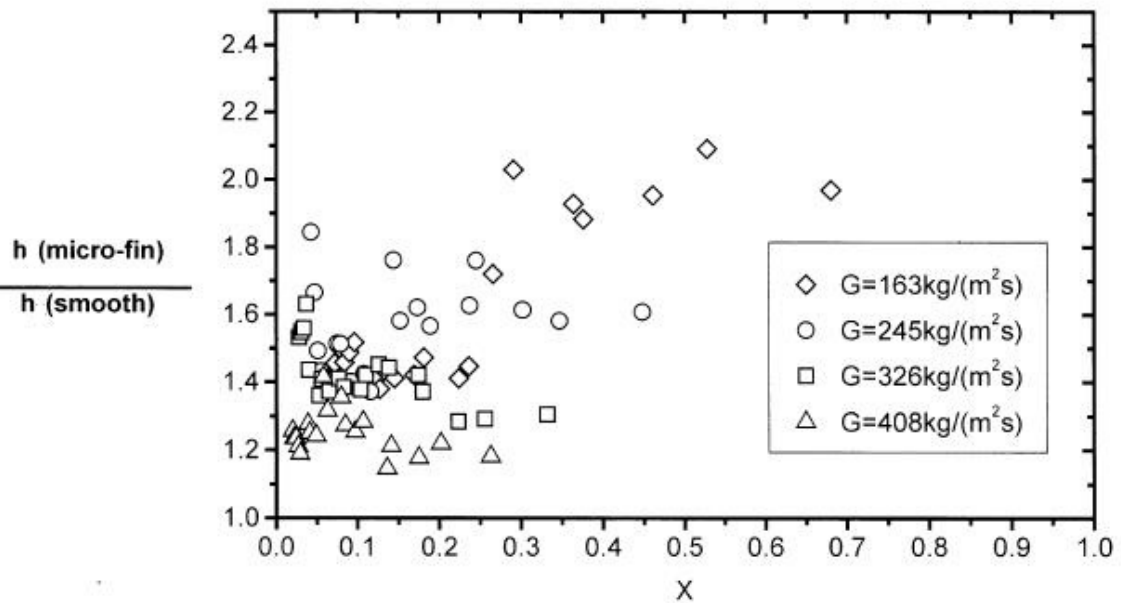


Figura 2.6: Andamento del rapporto dei coefficienti di scambio termico al variare del titolo [14].

tubo microalettato avvengano alle basse portate e per titoli compresi tra $0,3 < x < 0,7$, ossia quando nel tubo liscio il regime di moto è ondulato (*wavy flow*), mentre in quello microalettato è anulare.

In particolare per quanto concerne i minitubi si riporta l'analisi sperimentale di Chaobin Dang et al. [15] in cui il fluido operativo è l'anidride carbonica e il diametro interno è di 1,996 mm. La temperatura di vaporizzazione è stata fissata a 15 °C.

I grafici in figura 2.7 mostrano come il coefficiente di scambio termico medio del microfin sia sempre superiore rispetto a quello del tubo liscio e che il massimo miglioramento delle performance si abbia con basse portate e bassi flussi termici. Inoltre di notevole interesse è vedere come il titolo al quale avviene il *dry-out* sia maggiore rispetto al tubo liscio. In particolare questo si verifica quando ho alte portate e alti flussi termici, ciò significa che il film di liquido riesce a rimanere intrappolato tra le alette del tubo e dunque la crisi termica viene ritardata.

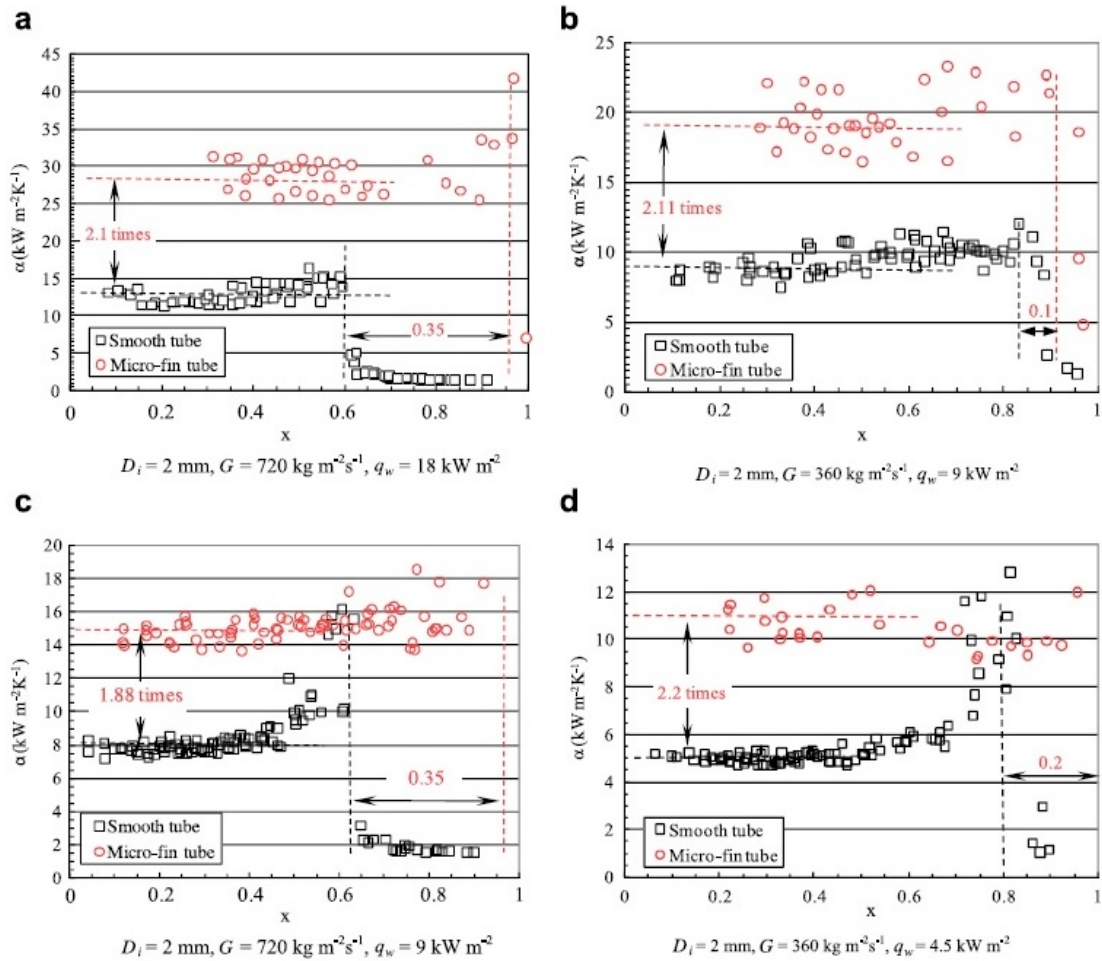


Figura 2.7: Confronto tra i coefficienti di scambio di un tubo liscio e di uno microalettato [15].

2.2.2 Confronto tra le perdite di carico del tubo liscio e del microfin

Le perdite di pressione aumentano rispetto al tubo liscio, questo principalmente a causa delle alette, che creano un ostacolo al deflusso rispetto ad una superficie liscia. Lo studio di Filho et al. [16] sulla vaporizzazione di R134a in un minitubo mette in risalto quali siano i fattori che maggiormente influenzano la caduta di pressione. Le prove sono state condotte su due tubi di diverso diametro, la prima con un diametro esterno di 9,52 mm, la seconda di 7,0 mm. In entrambe la temperatura di saturazione del fluido era di 5 °C. In figura 2.8 è riportato l'andamento del gradiente

di pressione in funzione del titolo del tubo di diametro maggiore, sia di quello liscio che di quello alettato. Si può notare come le perdite siano pressoché uguali per i due tubi alle basse portate e per bassi titoli di vapore. Invece al crescere del titolo le perdite del microfin sono maggiori rispetto a quelle del tubo liscio, specie per alti valori di portata. Questo è dovuto alle alte portate e all'alto diametro del tubo, che permette alla corrente di vapore di rimuovere il film di liquido dalle alette aumentando le perdite. Infatti in figura 2.9 dove sono riportate le prove di un tubo con diametro inferiore, si nota che se da un lato le perdite sono aumentate, dall'altro non riscontro più la grande discrepanza tra i due tubi, questo poiché il meccanismo di dispersione del liquido è minore. Inoltre in questo secondo caso il comportamento è praticamente lo stesso, i punti sperimentali sono molto vicini a testimoniare il notevole interesse verso questa soluzione tecnologica.

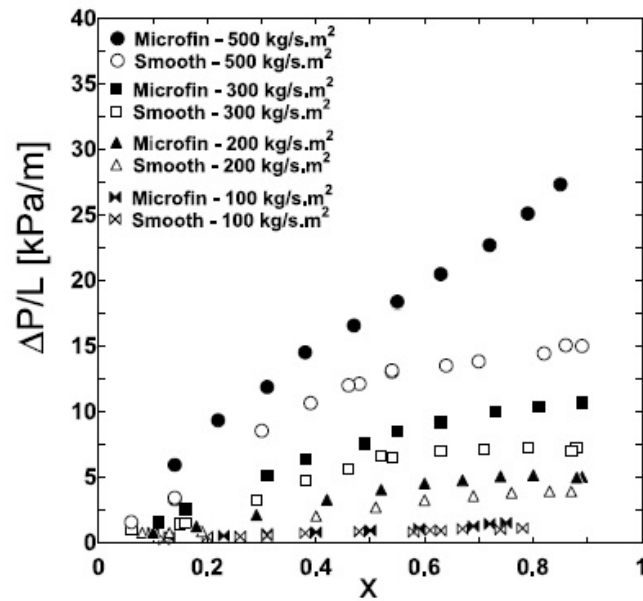


Figura 2.8: Andamento gradiente di pressione di un tubo con diametro esterno di 9,52 mm [16].

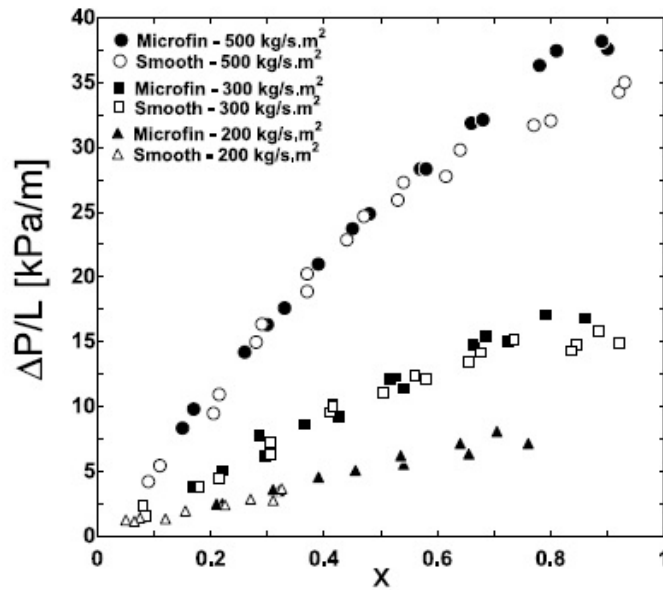


Figura 2.9: Andamento gradiente di pressione di un tubo con diametro esterno di 7,0 mm [16].

2.3 Schiume metalliche

Le schiume metalliche sono un materiale contenente un notevole volume di vuoto al suo interno ed è proprio tale proprietà ad aver suscitato l'interesse per un loro impiego in ambito termotecnico. Inizialmente erano impiegate in ambito militare, ora sono impiegate anche in ambito civile in dispositivi atti allo scambio termico oppure all'assorbimento acustico. Le schiume metalliche si dividono in due categorie:

- A celle aperte: quando presentano una struttura di tipo reticolare, in cui le fibre metalliche costituiscono gli spigoli del solido e non vi sono membrane a limitare le celle lateralmente (Fig. 2.10 a sinistra);
- A celle chiuse: quando hanno celle non comunicanti tra loro e separate da membrane (Fig. 2.10 a destra).

Le dimensione e la forma delle celle, siano circolari, allungate o poligonali, dipendono principalmente dal processo di fabbricazione. Tali caratteristiche incidono notevolmente sulle proprietà meccaniche e termiche della schiuma. Le schiume vengono realizzate in otto modi [47]:

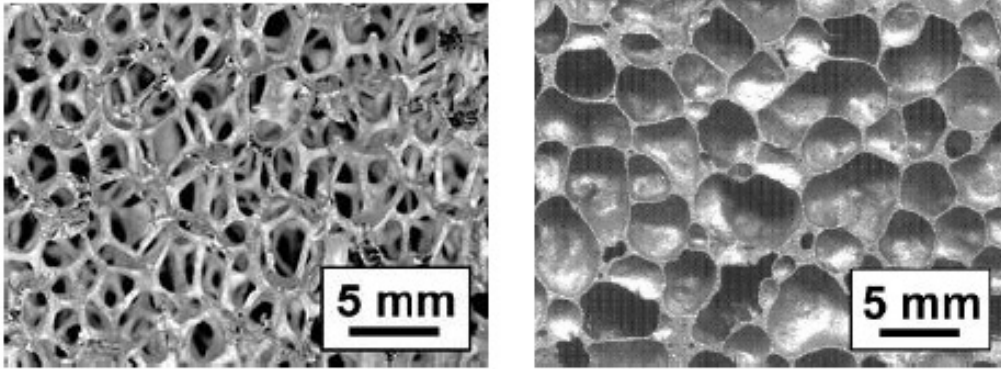


Figura 2.10: Schiume a celle aperte (a sinistra) e schiume a celle chiuse (a destra).

1. Solidificazione dell'eutettico gas-metallo;
2. Espansione del gas intrappolato;
3. Iniezione di gas nel fuso;
4. Decomposizione di particelle che rilasciano gas nel fuso;
5. Decomposizione di particelle che rilasciano gas in semisolidi;
6. Creazione di strutture a sfere cave;
7. Solidificazione in stampi a celle aperte (metodo Duocel®);
8. Deposizione di metallo su preformati cellulari.

Generalmente le schiume che vengono impiegate in ambito termotecnico sono realizzate in rame oppure in alluminio, date le ottime proprietà termiche di questi materiali metallici, inoltre vengono impiegate solo quelle a celle aperte. I fattori che caratterizzano una schiuma sono: le dimensioni delle celle, la densità relativa ρ_r , lo spessore della fibra e la sua lunghezza.

Si definiscono ora due parametri che permettono di descrivere il comportamento di una specifica schiuma [48]: la porosità ε^* , che indica il volume totale di vuoto rapportato al volume della schiuma, e PPI che indica il numero di pori per indice

di materiale (pores per inch). La frazione di vuoto si esprime come:

$$\varepsilon^* = 1 - \rho_r = 1 - \frac{\rho'}{\rho_s} \quad (2.1)$$

dove ρ' indica la densità della schiuma nel suo complesso, mentre ρ_s la densità del materiale che costituisce le fibre il metallo. Gibson e Ashby [49] hanno proposto una relazione che permettesse di ricavare la densità relativa della schiuma a partire dalle condizioni geometriche della stessa, ossia dalla lunghezza delle fibre l_s e dallo spessore delle stesse t_s .

$$\rho_r = 1 - \varepsilon^* = 1,06 \cdot \left(\frac{t_s}{l_s}\right)^2 \quad (2.2)$$

PPI è di fondamentale importanza nella valutazione del miglioramento dello scambio termico, poiché l'area superficiale specifica¹ della schiuma metallica è direttamente proporzionale al PPI (vedi Fig. 2.12). Questo significa che all'aumentare del PPI della schiuma, le dimensioni delle celle diminuiscono a parità di volume considerato, mentre aumentano le fibre e quindi la superficie. Schiume con elevato PPI hanno una maggiore area di scambio e una forte tendenza a miscelare il fluido [50]; tuttavia questo comporta che le dimensioni dei pori siano piccole e che quindi impediscano la crescita delle bolle e la loro fuoriuscita dalle sedi di nucleazione con un conseguente effetto negativo sullo scambio termico [51] [52].

L'elevata area specifica e la tortuosità della struttura permettono elevati scambi termici, motivo per cui le schiume stanno emergendo come soluzione per aumentare l'efficienza dello scambio termico in scambiatori compatti. Boomsma et al. [53] hanno anche analizzato come varia il comportamento delle schiume metalliche dopo aver subito un'ulteriore aumento dell'area specifica a seguito di un processo di compressione, successivo alla loro produzione. L'analisi ha dimostrato che lo scambio è migliorato in tutti gli scambiatori testati a parità di condizioni di funzionamento, inoltre gli scambiatori dotati della schiuma presentavano una resistenza termica inferiore rispetto a quelli usati correntemente per le medesime applicazioni.

¹Per area superficiale specifica si intende la superficie presente in un dato volume.

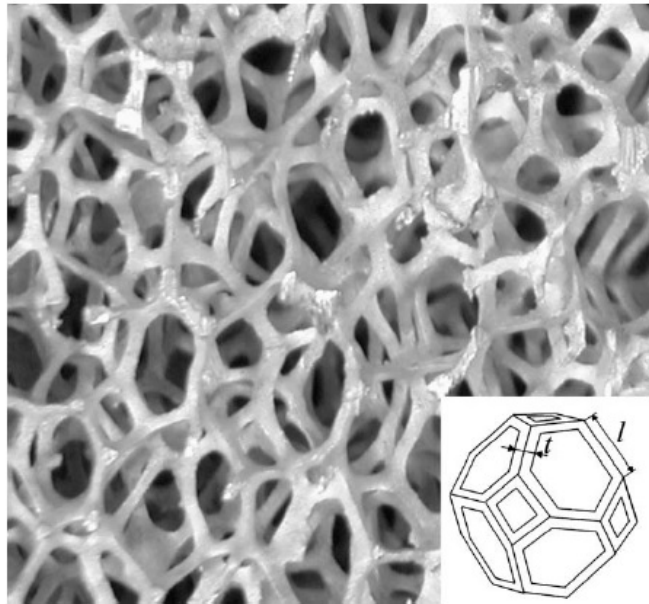


Figura 2.11: Foto di una schiuma di alluminio di 10 PPI e rappresentazione tetrakaidecahedron di una singola cella [17].

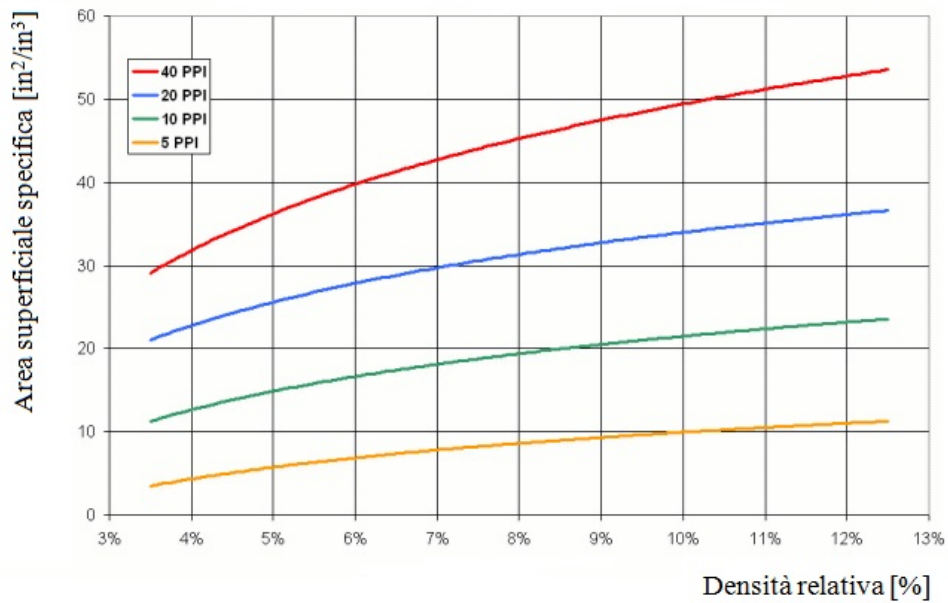


Figura 2.12: Area superficiale specifica in funzione della densità relativa e del numero di PPI [18].

La maggior parte degli studi sulle schiume metalliche si sono concentrati sullo scambio convettivo, mentre pochi trattano lo scambio in vaporizzazione. Tra le analisi che trattano lo scambio convettivo si ricordano Mancin et al. [54] [55] (fluido operativo aria), che analizzano come varia lo scambio termico in schiume metalliche di diversa geometria. L'analisi sperimentale ha evidenziato che il coefficiente globale di scambio termico aumenta con la portata d'aria e con il diminuire della porosità, mentre non dipende dal flusso termico imposto. Anche l'altezza della schiuma influisce sullo scambio termico, con alte portate la schiuma più bassa presenta coefficienti di scambio maggiori, mentre alle basse portate il comportamento era il medesimo. Viene inoltre proposto un nuovo modello di previsione dello scambio termico. Lo studio delle perdite di carico, sempre con aria come fluido operativo, viene analizzato da Mancin et al. [17] [56].

Zhu et al. [57] analizzano il processo di vaporizzazione in un tubo riempito di schiuma metallica in cui fluisce una miscela di refrigerante ed olio. L'analisi sperimentale ha evidenziato come la schiuma metallica con un PPI maggiore fornisca un coefficiente di scambio maggiore di una con PPI minore, inoltre forniscono una nuova correlazione per predire il coefficiente di scambio termico. Un'altra analisi sperimentale condotta in vaporizzazione all'interno di schiume di rame è quella di Madani et al. [58]. L'analisi sperimentale analizza come varia la temperatura di parete, il titolo all'uscita e il coefficiente di scambio al variare della portata e del flusso termico imposto (fluido operativo studiato: n-pentano). Oltre ad analisi sperimentali, sono state condotte anche analisi numeriche sulle schiume metalliche tra cui ricordiamo Li e Leong [59] e Bai e Chung [60], mentre Du et al. [61] hanno redatto un'analisi analitica per ricavare una nuova equazione per determinare il coefficiente di scambio in un processo di vaporizzazione².

2.3.1 Confronto tra i coefficienti di scambio termico del tubo liscio e riempito con della schiuma metallica

Zhu et al. [19] analizzano lo scambio termico di due tubi orizzontali di diametro rispettivamente di 23,4 mm e 13,8 mm, riempiti con schiuma metallica di 5 e 10 PPI

²Per una revisione completa dello stato dell'arte sulle schiume metallica si veda Zhao [62]

(vedi Fig. 2.13). Il fluido utilizzato è R410a alla temperatura di 7 °C.

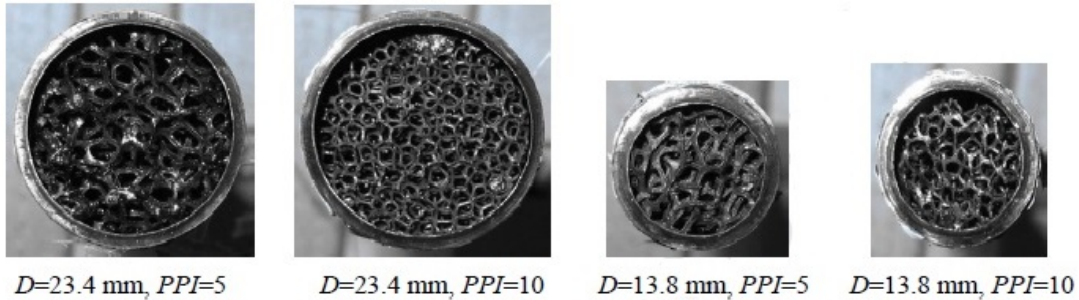
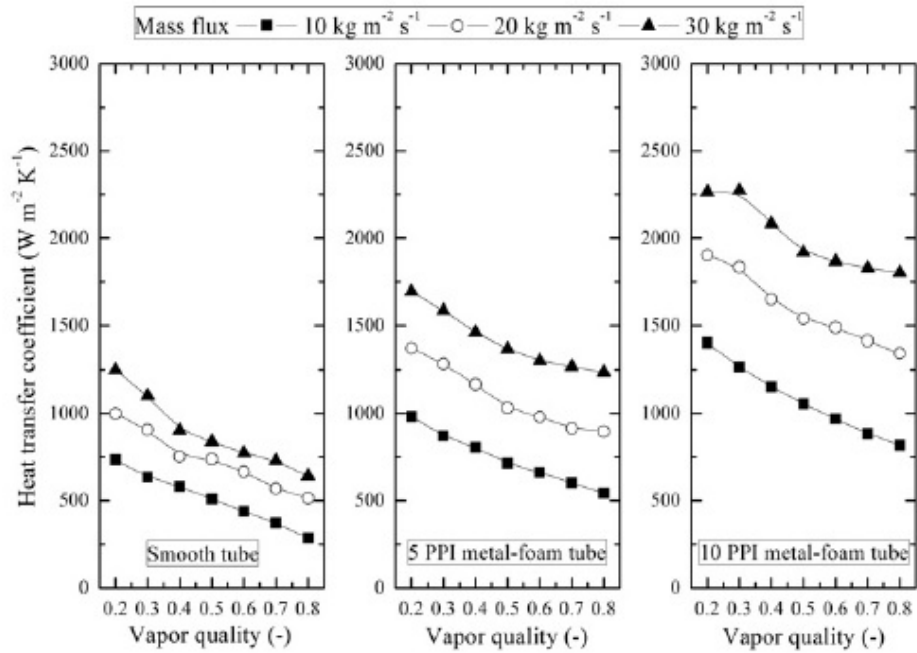
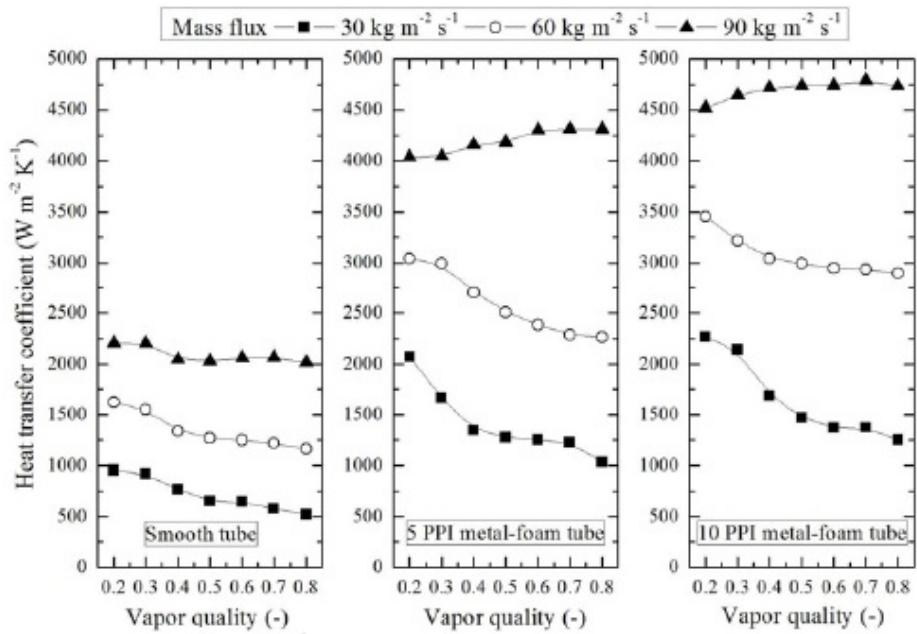


Figura 2.13: Sezioni dei tubi [19].

In figura 2.14(a) si vede che il coefficiente di scambio termico diminuisce con l'aumentare del titolo di vapore sia nel tubo liscio che in quello riempito. Questo poiché alle basse portate il deflusso nel tubo riempito di schiuma è stratificato e quindi la maggior parte dello scambio avviene nella zona bassa del tubo. La superficie bagnata è piccola e diminuirà con l'aumentare del titolo e questo comporta una diminuzione del coefficiente di scambio termico. In figura 2.14(b) l'andamento del tubo di diametro minore. Alle basse portate di massa il coefficiente diminuisce sia per il tubo liscio che per quello con schiuma all'aumentare del titolo. Il comportamento cambia alle alte portate in cui il coefficiente dei tubi riempiti con schiuma aumenta, questo è dovuto al cambiamento del regime di deflusso, infatti all'interno della schiuma è anulare mentre nel tubo liscio abbiamo un regime stratificato-ondulato. Si nota inoltre come il coefficiente del tubo con schiuma 10 PPI sia superiore di quello con 5 PPI e questa differenza si evidenzia alle basse portate, mentre alle alte diminuisce.



a) $D = 23.4$ mm



b) $D = 13.8$ mm

Figura 2.14: Coefficiente di scambio termico al variare della portata e del titolo [19].

2.3.2 Perdite di carico

L'esperimento di Zhao et al. [20] mostra l'andamento delle perdite di carico di due tipologie di schiume inserite in un tubo di diametro interno di 26 mm e lungo 150 mm. Il fluido con cui sono state condotte le prove è R134a, mentre le schiume hanno 20 e 40 PPI.

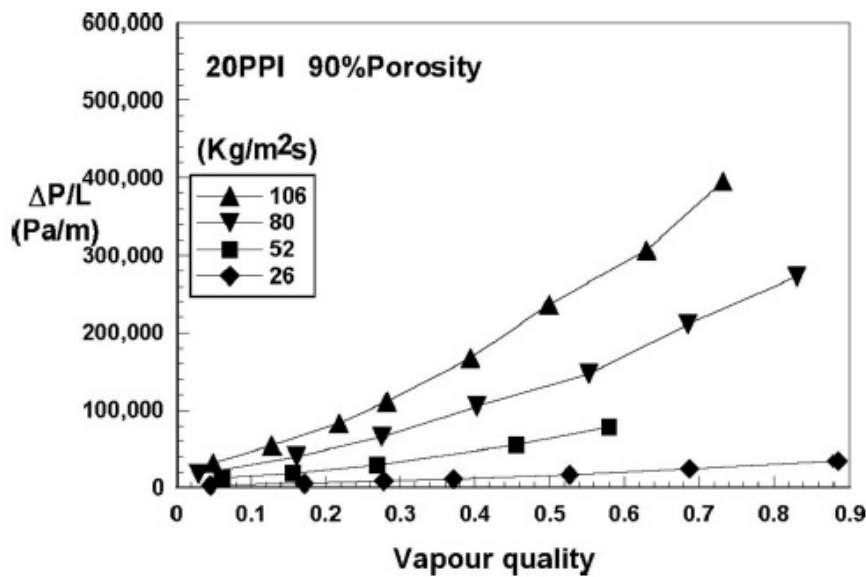


Figura 2.15: Andamento del gradiente di pressione al variare del titolo e della portata nel tubo con schiuma di 20 PPI [20].

In figura 2.15 le perdite di carico aumentano in maniera non lineare e sono maggiori alle portate più alte. Ad alti titoli piccole variazioni di portata portano grandi scostamenti in termini di perdite di pressione. In figura 2.16 si esamina il caso della portata maggiore in entrambe le schiume. Si nota come l'andamento delle perdite sia non lineare all'aumentare del titolo e come le dimensioni delle celle incidano fortemente sul gradiente di pressione. Riducendo le dimensioni da 20 PPI a 40 PPI le perdite di carico raddoppiano. Analoghe considerazioni al variare della portata (Fig. 2.17).

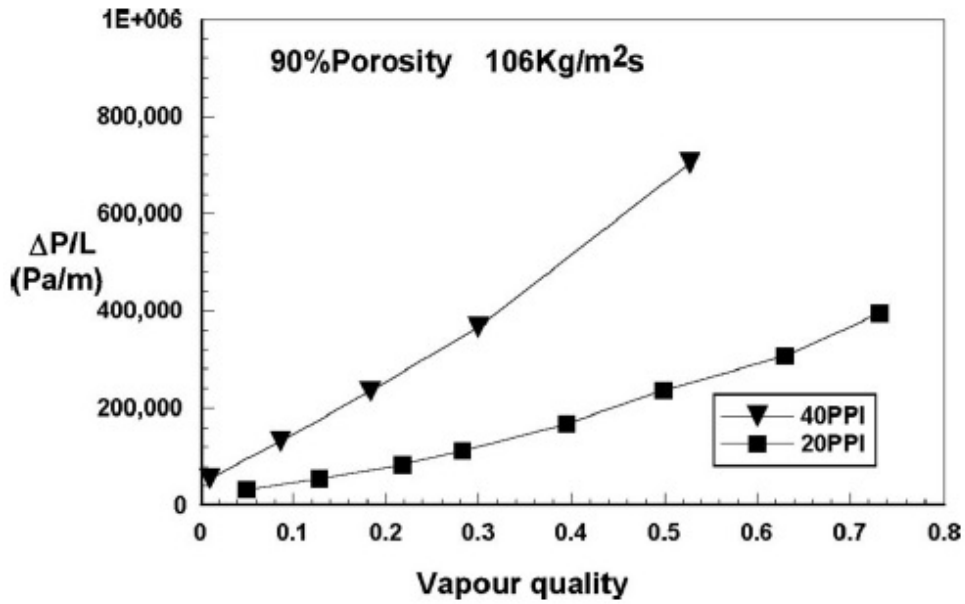


Figura 2.16: Andamento del gradiente di pressione al variare del titolo nelle due schiume [20].

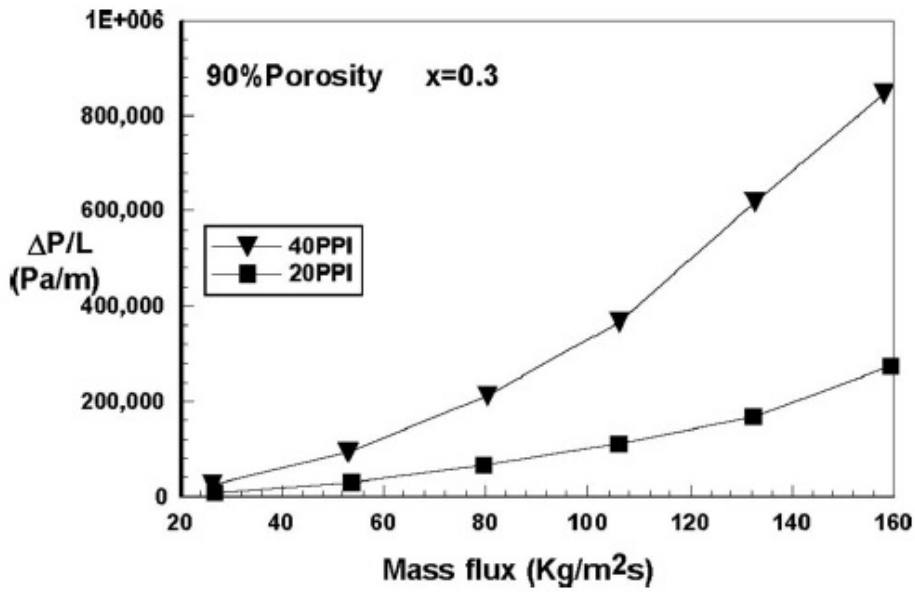


Figura 2.17: Andamento del gradiente di pressione al variare della portata nelle due schiume [20].

2.4 Confronto microfin-schiume

Nei precedenti paragrafi sono stati analizzati nel dettaglio il tubo microalettato e la schiuma metallica sia in termini di coefficienti di scambio termico che in termini di perdite di carico. Entrambe le soluzioni dimostrano un aumento significativo dello scambio termico rispetto alla soluzione del tubo liscio (vedi figure 2.5 e 2.14), il coefficiente è più del doppio e i benefici si evidenziano specialmente agli alti titoli dove si mantengono elevati valori del coefficiente di scambio e la crisi termica viene ritardata. Quello che invece distingue le due soluzioni sono le perdite di carico. Nelle schiume metalliche le perdite di carico sono molto elevate anche a bassissime portate e queste aumentano all'aumentare del PPI, ossia al diminuire delle dimensioni dei pori. Mentre a basse portate avere un valore elevato di PPI mi consente di avere uno scambio termico maggiore, poiché la superficie bagnata è maggiore e viene favorito il miscelamento; invece alle alte portate e con alti flussi termici avere alti PPI anticipa la crisi termica e diminuisce lo scambio termico, poiché inibisce la nucleazione impedendo alle bolle di lasciare le cavità. Al contrario il tubo microalettato presenta delle perdite di carico inferiori, e i miglioramenti in termini di coefficienti di scambio termico rispetto al tubo liscio sono maggiori dell'aumento delle perdite causato. Si veda ad esempio la figura 2.18, che mostra come il rapporto tra il coefficiente di scambio tra il tubo liscio e quello alettato sia sempre superiore al rapporto tra le perdite.

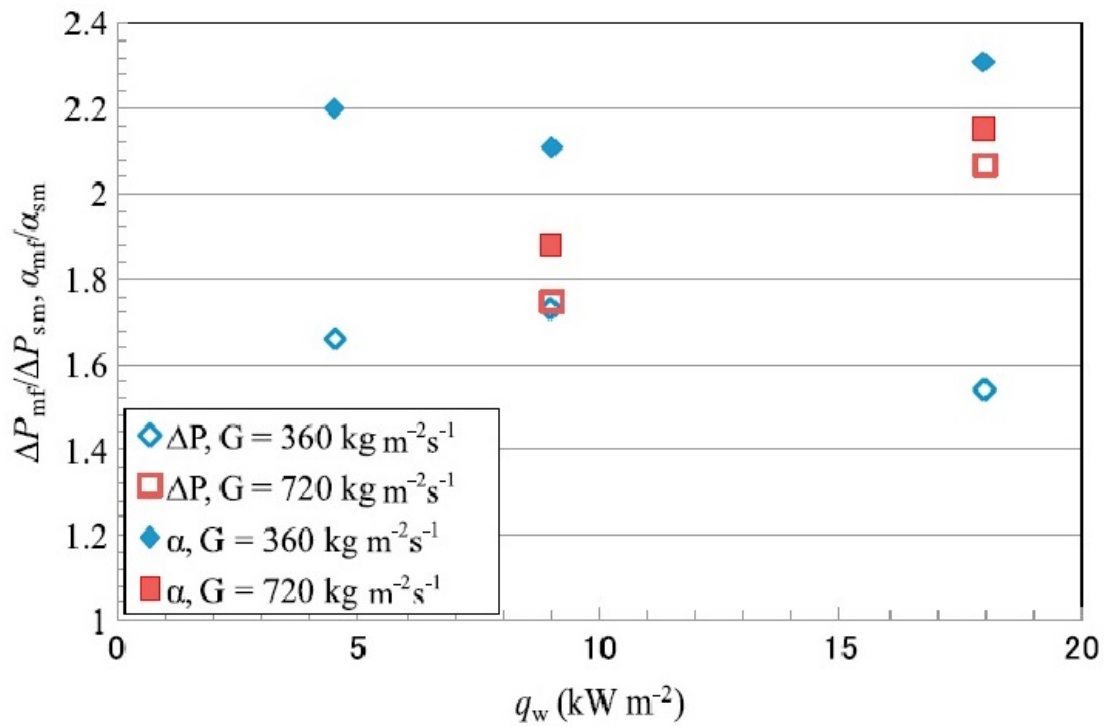


Figura 2.18: Confronto tra il rapporto dei coefficienti di scambio termico (α) e delle perdite di carico (Δp) del tubo liscio (indicato con il pedice "sm") e di quello alettato (indicato con il pedice "mf") [15].

Capitolo 3

Tetrafluoropropene R1234yf

3.1 Introduzione

Fino al 1922 i fluidi impiegati nei cicli termodinamici erano: l'ammoniaca (R717), l'anidride carbonica (R744), l'anidride solforosa (R764) e l'acqua. Negli anni successivi vennero introdotti il cloruro di metile (R40) e il cloruro di etile; questi non erano tossici come l'ammoniaca e l'anidride solforosa ma non possedevano le medesime caratteristiche di scambio termico, erano i precursori dei clorofluorocarburi (CFC).

Nel 1928 Thomas Midgley, ingegnere ricercatore, venne finanziato dalla General Motors per sviluppare un nuovo fluido non tossico e non infiammabile. Midgley e Henne definirono solo otto elementi con cui si poteva produrre tale fluido: carbonio, azoto, ossigeno, zolfo, idrogeno e gli alogeni: fluoro, cloro e bromo. Al meeting di American Chemical Society nel 1930, Midgley propose un nuovo refrigerante, poi conosciuto come R12, era la nascita dei clorofluorocarburi (CFC) [11].

Nel dicembre del 1973 Rowland e Molina presentarono la teoria secondo cui il cloro contenuto nei CFC era responsabile della distruzione dello strato di ozono atmosferico¹. I CFC vennero sostituiti con gli idro-cloro-fluoro-carburi (HCFC), che presentano caratteristiche simili, ma una minore stabilità chimica dovuta alla minore presenza di cloro sostituito con l'idrogeno e il fluoro; tuttavia contenevano ancora

¹Nel 1994 per questa teoria vinsero il Premio Nobel insieme a Krutzen.

cloro. La ricerca di fluidi che non contenessero cloro, responsabile della distruzione dello strato di ozono, ha portato alla nascita degli HFC, gli idrofluorocarburi (tra cui si ricorda R134a) in cui il cloro è stato completamente eliminato e sostituito con l'idrogeno.

Un secondo problema legato all'ambiente è il surriscaldamento globale, di cui anche gli HFC sono responsabili, perciò con il Protocollo di Kyoto si è stabilito di ridurre i gas ad effetto serra. Dunque la ricerca iniziò a sviluppare dei fluidi che, oltre a non essere ozono distruttori, non fossero responsabili dell'effetto serra. Questi fluidi sono gli HFO, gli idrofluoro-olefina, di cui anche R1234yf fa parte. I principali produttori di questi fluidi sono la DuPont e la Honeywell.

3.1.1 Caratteristiche dei fluidi

Un fluido refrigerante non deve solo essere non inquinante ma, in caso di perdita, deve essere anche il meno possibile infiammabile e nocivo per le persone. Inoltre le proprietà chimiche, fisiche e termodinamiche devono essere tali da ottimizzare il funzionamento di tutto l'impianto. Le caratteristiche che si ricercano sono:

- Chimiche: stabile e inerte;
- Ambientali e sicurezza: non tossico e non infiammabile;
- Termiche: elevata entalpia di evaporazione, temperatura critica più alta possibile e lontana da quelle operative, elevata capacità termica, bassa viscosità, elevata densità sia allo stato liquido che gassoso;
- Altro: basso punto di congelamento, basso costo e facilità di contenere le perdite.

Importante per il funzionamento di un impianto, determinato dal fluido, è la pressione operativa. Se troppo alta, ho problemi di natura strutturale, se inferiore a quella atmosferica, ho problemi di infiltrazione di aria e altri incondensabili all'interno dell'impianto.

3.1.2 Designazione e classificazione dei fluidi

La designazione dei refrigeranti riconosciuta a livello internazionale è basata sulle indicazioni date dalla normativa ASHRAE [63]. I refrigeranti sono indicati con la lettera R seguita da alcuni caratteri alfanumerici, la catalogazione è del tipo Rxyz, dove il valore "x" indica:

- $0 < x < 3$: indica il numero di atomi di carbonio diminuiti di uno, qualora il valore sia nullo si omette (motivo per cui alcuni fluidi hanno solo due valori numerici dopo la R);
- $x = 4$: miscela zeotropica²;
- $x = 5$: miscela azeotropica³;
- $x = 6$: componente organico;
- $x = 7$: componente inorganico;

il valore y e z indicano:

- $0 < x < 3$: y indica il numero di atomi di idrogeno aumentato di uno e z indica il numero di atomi di fluoro;
- $x = 4$ o 5 : yz indica la composizione della miscela;
- $x = 6$: y è zero per gli idrocarburi, uno per i composti di ossigeno, due per i composti di zolfo e tre per i composti di azoto;
- $x = 7$: yz indica la massa molecolare.

Alcuni fluidi refrigeranti presentano medesima composizione chimica ma diversa struttura molecolare (isomeri), per indicare le varie strutture possibili si aggiungono una o più lettere minuscole. Nel caso degli HFO è diversa:

²Le miscele zeotropiche sono le miscele che presentano un glide, cioè una differenza tra la temperatura di bolla e quella di rugiada. Questo significa che la temperatura alla quale inizia la condensazione e la vaporizzazione della miscela sono diverse per ogni composizione.

³Le miscele azeotropiche hanno un comportamento uguale a quello di un fluido puro e quindi durante il processo di evaporazione e condensazione ad una pressione corrisponde un unico valore di temperatura, ma questo solo per una data concentrazione.

- La prima cifra indica il numero doppio di legami di carbonio;
- La seconda il numero di atomi di carbonio diminuito di uno;
- La terza indica il numero di atomi di idrogeno aumentato di uno;
- La quarta indica il numero di atomi di fluoro;
- Le lettere indicano il tipo di isomero (nel caso che la prima lettera sia y o z e la seconda sia c o f non ho presenza di atomi di cloro nella struttura molecolare).

Oltre alla designazione per struttura molecolare, la normativa ASHRAE [63] prevede una classificazione basata sull'infiammabilità e sulla tossicità. I fluidi vengono catalogati attraverso due caratteri alfanumerici: il primo una lettera indica la tossicità, il secondo un numero indica l'infiammabilità. Per la tossicità si hanno due classi:

- A: tossicità non rilevata a concentrazioni inferiori a 400 ppm;
- B: tossicità evidente a concentrazioni inferiori a 400 ppm.

Per l'infiammabilità ho le seguenti classi⁴:

- 1: non presentano propagazione di fiamma in aria a pressione atmosferica e ad una temperatura di $T = 21 \text{ °C}$;
- 2: moderatamente infiammabili, presentano un limite inferiore di infiammabilità maggiore di $0,10 \text{ kg m}^{-3}$ alla temperatura di $T = 21 \text{ °C}$ a pressione atmosferica, ed un calore di combustione inferiore a 19 kJ kg^{-1} ;
- 3: altamente infiammabili, presentano un limite inferiore di infiammabilità maggiore di $0,10 \text{ kg m}^{-3}$ alla temperatura di $T = 21 \text{ °C}$ a pressione atmosferica, ed un calore di combustione inferiore a 19 kJ kg^{-1} ;

⁴Si prende a riferimento il limite inferiore di infiammabilità (LFL) che è la più bassa concentrazione in volume di vapore della miscela al di sotto della quale non si ha accensione in presenza di innesco per carenza di combustibile.

Recentemente è stata introdotta una nuova classe intermedia che si basa sulla velocità di fiamma. Tutti i refrigeranti con una velocità di fiamma inferiore a 10 cm s^{-1} sono classificati come "2L"; dunque sono state introdotte due nuove categorie: A2L e B2L [21]. Non esistendo uno standard o dei codici per il nuovo grado di infiam-

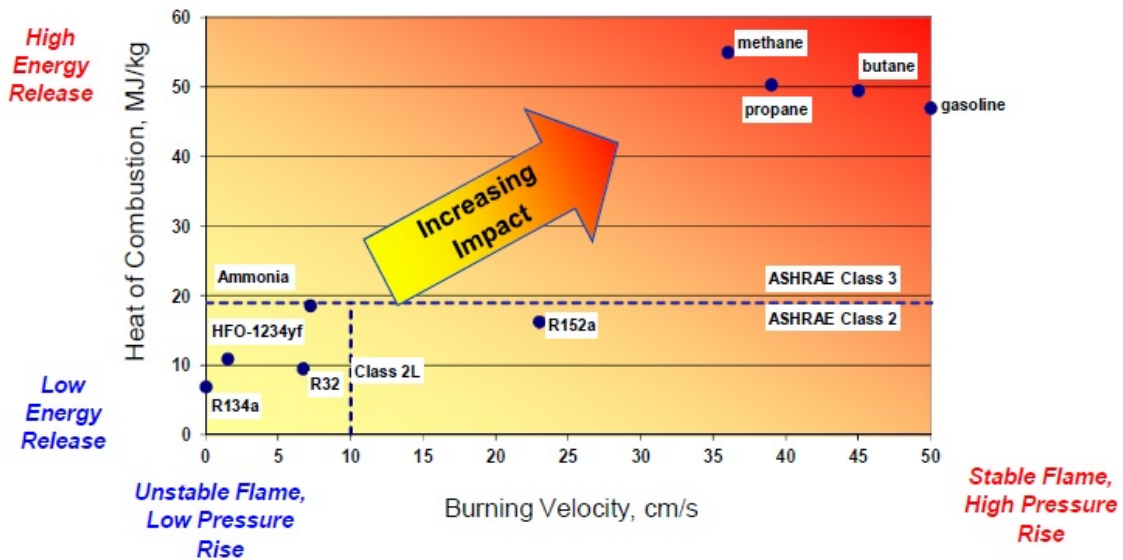


Figura 3.1: Velocità di fiamma dei vari refrigeranti [21].

mabilità lieve (A2L), questo non ha consentito una rapida commercializzazione di questa nuova classe. Diversi studi sono stati fatti, la maggior parte degli standard proposti sono basati sulla definizione della carica massima ammissibile in base ad una perdita non superiore al 25% del limite inferiore di infiammabilità (LFL) del refrigerante A2L e se lo spazio è ventilato o meno⁵.

3.1.3 Indici sull'impatto ambientale

La normativa ASHRAE ha previsto una classificazione dei fluidi in base alla tossicità e all'infiammabilità, tuttavia tale catalogazione non esprime alcuna informazione

⁵Per i modelli proposti si veda [21]

sull'impatto ambientale che questi fluidi potrebbero avere se impiegati in un impianto. Sono stati così introdotti quattro indici, con lo scopo di fornire delle informazioni sull'impatto ambientale.

Il primo è l'ODP (*Ozone Depleting Potential*) indica il potenziale di eliminazione dell'ozono del fluido in esame, viene determinato sulla base del numero di atomi di cloro e bromo presenti nella molecola, dalla "vita" atmosferica del composto (può essere di pochi mesi come di migliaia d'anni) e dagli specifici meccanismi implicati alla sua degradazione. Viene preso come fluido di riferimento R11 (triclorofluorometano) il cui ODP è posto uguale ad 1. Quindi l'ODP è il rapporto tra l'impatto sull'ozono di un composto chimico e l'impatto sull'ozono causato dal R11 avente la stessa massa della sostanza in considerazione:

$$ODP = \frac{\Delta O_3}{(\Delta O_3)_{R11}} \quad (3.1)$$

Il secondo è il GWP (*Global Warming Potential*), indica il potenziale di riscaldamento globale del fluido, ossia il suo effetto serra. Vengono definiti gas serra, quei gas presenti nell'atmosfera che hanno la peculiarità di assorbire in modo notevole la radiazione infrarossa emessa dalla Terra e contribuiscono ad un lento e progressivo riscaldamento del pianeta. Il GWP è definito dall'Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) come un indicatore che misura il contributo all'assorbimento delle radiazioni termiche solari da parte di un gas serra in un certo arco di tempo rispetto all'assorbimento di una uguale quantità di CO_2 :

$$GWP = \frac{\int_0^t NFR dt}{\int_0^t NFR_{CO_2} dt} \quad (3.2)$$

dove NFR in coefficiente di assorbimento nell'infrarosso e t indica l'orizzonte temporale in cui avviene l'integrazione. Il GWP prende a riferimento l'anidride carbonica a cui viene assegnato $GWP = 1$, esiste anche l'indice HGWP che invece prende come riferimento R11.

Il terzo è il TEWI, *Total Equivalent Warming Potential*, tiene conto non solo degli effetti diretti del refrigerante (come fa il GWP), ma anche di quelli dovuti alle emissioni di CO_2 legati alla sua produzione e al suo funzionamento. Dunque risulta la somma di due componenti: la prima valuta le perdite di refrigerante e la

ASHRAE Number	Trade Name	Composition % by weight	Normal Boiling Point °C	ODP	GWP 100 yr	HGWP	Glide
R11	Varying	100 % R11	23.8	1	3800	1	0 K
R12	Varying	100% R12	-29.8	0.9	8100	3.06	0 K
R22	Varying	100% R22	-40.8	0.05	1500	0.37	0 K
R23	Varying	100% R23	-82.1	<0.0004	11700	6	0 K
R32	Varying	100% R32	-51.7	0	650	0.14	0 K
R40	Methyl chloride	100% R40	-24.2	0.02			0 K
R125	Varying	100% R125	-48.1	<0.00003	2800	0.90	0 K
R134a	Varying	100% R134a	-26.1	<0.0005	1300	0.28	0 K
R143a	Varying	100% R143a	-47.2	0.000	3800	0.97	0 K
R152a	Varying	100% R152a	-24.0	0.000	140	0.03	0 K
RC270	Cyclopropane	100% RC270	-32.9	0.000	<20	≈0	0 K
R290	Propane	100% R290	-42.1	0.000	<20	≈0	0 K
R404A	SUVA HP62 Forane FX70	44% R125 52% R143a 4% R134a	-45.8/ -44.9	<0.0003	3260	0.80	0.3 - 0.7 K
R407A	KLEA60	20% R32 40% R125 40% R134a	-45.5/ -38.9	<0.00021	1770	0.40	4.6 – 6.4 K
R407B	KLEA61	10% R32 70% R125 20% R134a	-47.3/ -42.9	<0.00012	2290	0.52	2.5 – 4.1 K
R407C	SUVA AC9000 KLEA66 Reclin HX3	23% R32 25% R125 52% R134a	-43.6/ -36.8	<0.00027	1530	0.39	5-7 K
R410A	Genetron AZ20 SUVA AC9100	50% R32 50% R125	-52.7	<0.00002	1730	0.39	≈0 K
R500	Varying	73.8% R12 26.2% R152a	-33.5	0.664	6010	2.0	0 K
R502	Varying	48.8% R22 51.2% R115	-45.4	0.229	5490	3.75	0 K
R507	Genetron AZ50	50% R125 50% R143a	-46.7	<0.00002	3300	0.81	0 K
R600a	Isobutane	100% R600a	-11.8	0.000	<20	≈0	0 K
R717	Ammonia	100% R717	-33.3	0.000	<1	≈0	0 K
R744	Carbon dioxide	100% R744	-56.1	0.000	1	0.00076	0 K
R764	Sulfur dioxide	100% R764	-10.0	0.000			0 K

Figura 3.2: Proprietà di alcuni refrigeranti [11].

seconda l'energia elettrica utilizzata durante la sua vita. Per le macchine alimentate ad energia elettrica assume la forma:

$$TEWI = (m_f GWP) + (m_{CO_2} E^* \Gamma^*) \quad (3.3)$$

dove m_f indica la massa del refrigerante rilasciata nell'atmosfera durante il suo impiego, m_{CO_2} la massa di CO_2 emessa per produrre l'unità di energia elettrica consumata, E^* l'energia elettrica utilizzata nell'unità di tempo e Γ^* la vita stimata dell'impianto.

Il quarto indice è LCCP, *Life Cycle Climate Performance* si basa su un approccio rigoroso nel valutare e identificare l'impatto diretto e indiretto del fluido verso l'ambiente. Viene definito come [64]:

$$LCCP = TEWI + GWP_{diretto} + GWP_{indiretto} \quad (3.4)$$

dove nella valutazione del GWP entrano in gioco tutte le fasi: dalla produzione del fluido, al trasporto, al fine vita, dunque ogni singola fase della catena di vita del fluido.

3.1.4 Legislazione

Il protocollo di Montreal, firmato nel 1987, è stato il primo provvedimento internazionale adottato dai paesi industrializzati per limitare e poi eliminare la produzione di refrigeranti nocivi nei confronti dell'ozono atmosferico [65]. Inizialmente riguardava solamente i CFC di cui si richiedeva una graduale riduzione. Nel 1990 con l'emendamento di Londra i CFC, Halon e tetracloruro di carbonio dovevano essere eliminati entro il 2000. Il successivo emendamento di Copenaghen (1992) ha imposto di eliminare gli HCFC entro il 2004 ai paesi sviluppati. Il successivo emendamento di Montreal (1997) prevedeva l'eliminazione degli HCFC anche per i paesi in via di sviluppo entro il 2015 e l'emendamento di Pechino (1999) introduceva norme rigorose sulla loro produzione.

Il protocollo di Kyoto, sottoscritto nel 1997, prevedeva l'obbligo per i paesi industrializzati di operare una riduzione delle emissioni di elementi inquinanti. I paesi che hanno ratificato il protocollo contribuiscono per il 61,6% alle emissioni di gas

serra. L'India e la Cina, che hanno ratificato l'accordo, non sono tenute a ridurre le emissioni in quanto paesi in via di sviluppo, perciò sono i principali responsabili delle emissioni di gas serra durante questo periodo. I paesi non aderenti sono responsabili del 40% delle emissioni [66].

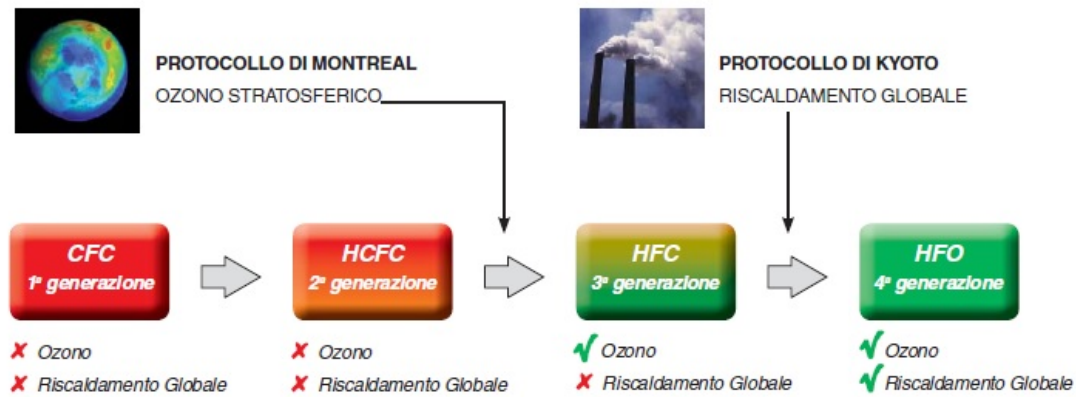


Figura 3.3: Come le politiche ambientali hanno modificato l'impiego dei fluidi refrigeranti [22].

La Comunità Europea è stata sempre sensibile sul tema ambientale, si riportano gli ultimi atti legislativi sui gas fluorurati, che sono quelli che hanno portato all'introduzione degli HFO:

- Dal 1° gennaio 2011 non è più concessa omologazione per quei veicoli che nell'impianto di condizionamento contengono gas fluorurati ad effetto serra con potenziale di riscaldamento globale superiore a 150;
- Dal 1° gennaio 2011 i nuovi veicoli dotati di impianto di condizionamento contenenti gas fluorurati ad effetto serra con potenziale di riscaldamento globale superiore a 150 non saranno vendibili e sarà impedita la circolazione [24].

3.2 R1234yf

R1234yf fa parte degli HFO, cioè della nuova generazione di fluidi che andranno a sostituire gli HFC. Un'analisi delle proprietà termodinamiche di questi fluidi è stata sviluppata da Brown et al. [67], in cui, partendo dalla conoscenza della formula molecolare e della temperatura di ebollizione alla pressione atmosferica, si sono implementati vari modelli. Tramite questi modelli si sono ricavate proprietà quali: la temperatura critica, la pressione critica, la densità critica, fattori acentrici e calori specifici a pressione costante (supponendo il comportamento del gas ideale). Oltre a determinare tali parametri, hanno provveduto a tracciare anche i grafici pressione-entalpia per i vari fluidi HFO esaminati. Un'analisi incentrata solamente su R1234yf è quella di Akasaka et al. [68], in cui tramite due modelli, l'equazione di stato di *Patel-Teja* e il modello ECS (Extended corresponding state model), hanno ricavato le proprietà termodinamiche di R1234yf al variare della temperatura e della pressione.

Le prove sperimentali eseguite in questa analisi sono state svolte alla temperatura di saturazione di 30 °C, dunque si riportano in tabella 3.1 le proprietà di R1234yf a questa specifica temperatura.

R1234yf essendo stato sviluppato per sostituire R134a come fluido frigorigeno nelle autovetture è stato analizzato in maniera scrupolosa per quanto riguarda l'inflammabilità. Uno studio, condotto in collaborazione tra la DuPont e la Honeywell [70], è stato realizzato proprio su questo problema. Nell'elaborato viene certificato il rischio A2L di inflammabilità del fluido, viene dimostrato come sia anche meno pericoloso di altri fluidi presenti in commercio; inoltre viene fornita un'equazione per calcolare l'indice di inflammabilità. Oltre al calcolo dell'indice di inflammabilità, si sono valutate la velocità di fiamma, l'energia minima per l'accensione e la temperatura minima che provoca al'autoaccensione e si sono paragonate a R134a, ossia al fluido che R1234yf sostituisce. Si sono effettuati anche simulazioni per testare in che modo si propaga la fiamma all'interno dell'auto in caso di perdite, con che velocità e in che modalità. Il risultato finale mostrato da questo studio è che il pericolo è molto basso. Il motivo per cui R1234yf è ritenuto il fluido più adatto a sostituire R134a, il più diffuso in ambito di climatizzazione e refrigerazione, risiede nel fatto che possiede una pressione di vapore molto simile come si può vedere in figura 3.4.

Tabella 3.1: Proprietà di R1234yf alla temperatura di saturazione di 30 °C [69].

Nome chimico	2,3,3,3-tetrafluoropropene
Formula molecolare	$CF_3CF=CH_2$
Massa Molecolare	114,04 [kg kmol ⁻¹]
Temperatura critica	94,7 [°C]
Pressione critica	3,3822 [MPa]
Densità critica	475,55 [kg m ⁻³]
Temperatura punto triplo	-53,15 [°C]
Temperatura di ebollizione a 1 atm	-29,45 [°C]
Temperatura di congelamento a 1 atm	-150 [°C]
Pressione	0,78033 [MPa]
Calore di vaporizzazione	141,36 [kJ kg ⁻¹]
Densità liquido	1073,9 [kg m ⁻³]
Densità vapore	43,544 [kg m ⁻³]
conduttività termica liquido	$62,061 \cdot 10^{-3}$ [W m ⁻¹ K ⁻¹]
conduttività termica vapore	$14,363 \cdot 10^{-3}$ [W m ⁻¹ K ⁻¹]
viscosità liquido	$145,58 \cdot 10^{-6}$ [Pa s]
viscosità vapore	$11,338 \cdot 10^{-6}$ [Pa s]
Tensione superficiale	$5,5822 \cdot 10^{-3}$ [N m ⁻¹]
Solubilità R1234yf in acqua	0,020 (% in peso)
Solubilità dell'acqua in R1234yf	0,025 (% in peso)
Limite infiammabilità	A2L
ODP	0
GWP	4

3.3 R1234yf come sostituto degli HFC

Lo scopo per cui sono stati sviluppati gli HFO è quello di sostituire gli HFC, per cui in letteratura sono presenti diversi studi che confrontano il loro comportamento termodinamico con quello degli HFC, specie di R134a che era il fluido maggiormente impiegato in ambito di climatizzazione ambientale e trattamento dell'aria. Zilio et al. [24] hanno confrontato il comportamento di R1234yf in sostituzione di R134a su un impianto che riproduceva le medesime caratteristiche presenti in un automobile, sia in termini di potenza frigorifera generata sia in termini di portata volumetrica elaborata al compressore. I risultati hanno mostrato che le perdite di carico in funzione della portata volumetrica sono dello stesso ordine di grandezza (Fig. 3.5

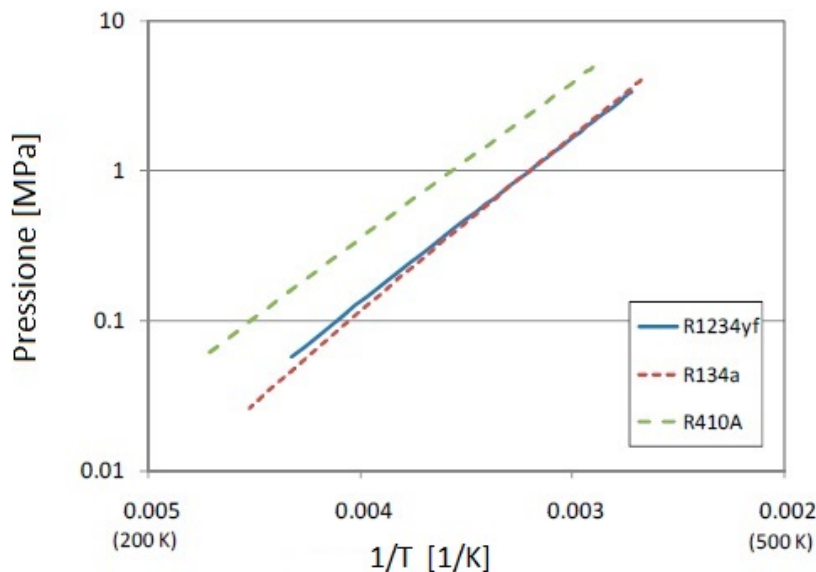


Figura 3.4: Pressione di vapore in funzione dell'inverso della temperatura [23].

(a)), mentre le perdite in funzione della potenza frigorifera generata sono maggiori (Fig. 3.5 (b)). Le potenze frigorifere generate dai due fluidi si sono confrontate valutando la deviazione ε tra le due serie di prove:

$$\varepsilon = \frac{y_{R1234yf} - y_{R134a}}{y_{R134a}} \quad (3.5)$$

dove y_i indicano le potenze frigorifere ottenute nelle prove con i due refrigeranti. In figura 3.6 vengono riportati i risultati: con *Drop in*⁶ vengono indicate le potenze ottenute semplicemente sostituendo R1234yf con R134a, con *TXT Tuned* i risultati ottenuti agendo opportunamente sulla valvola termostatica, con *TXV Tuned & Comp. Valve Overridden* si è agito oltre che sulla valvola termostatica anche sul compressore. Il sistema operante con R1234yf è incapace di produrre la medesima potenza frigorifera di R134a a una temperatura ambiente di 35 °C. Invece per una temperatura ambiente di 25 °C, la medesima potenza si ottiene aumentando la rotazione del compressore a 2500 RPM. Mentre per una temperatura di 15 °C la potenza

⁶Questo è possibile perché R1234yf è compatibile con gli oli impiegati con R134a e non attacca chimicamente i materiali impiegati negli impianti operanti con tale fluido.

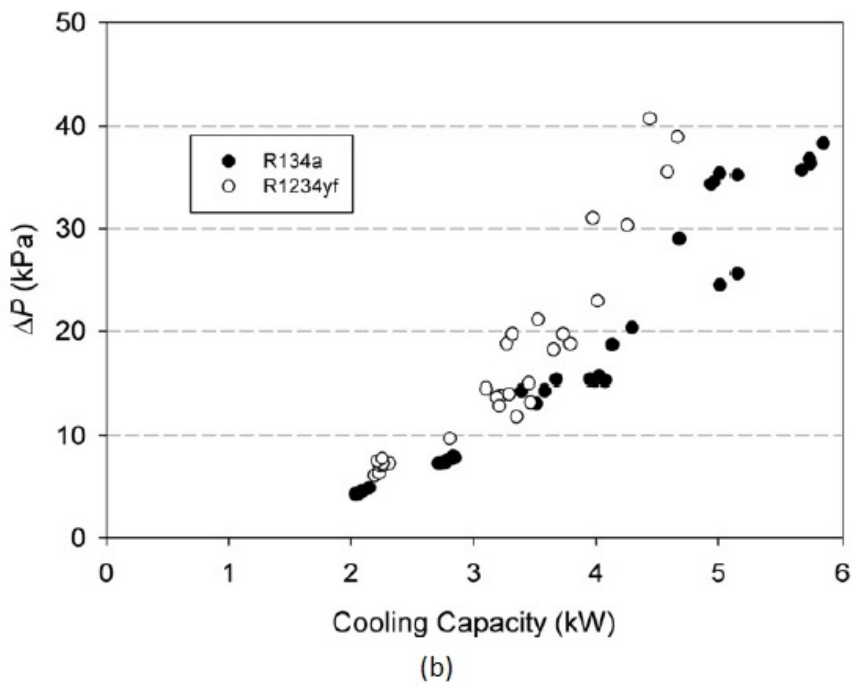
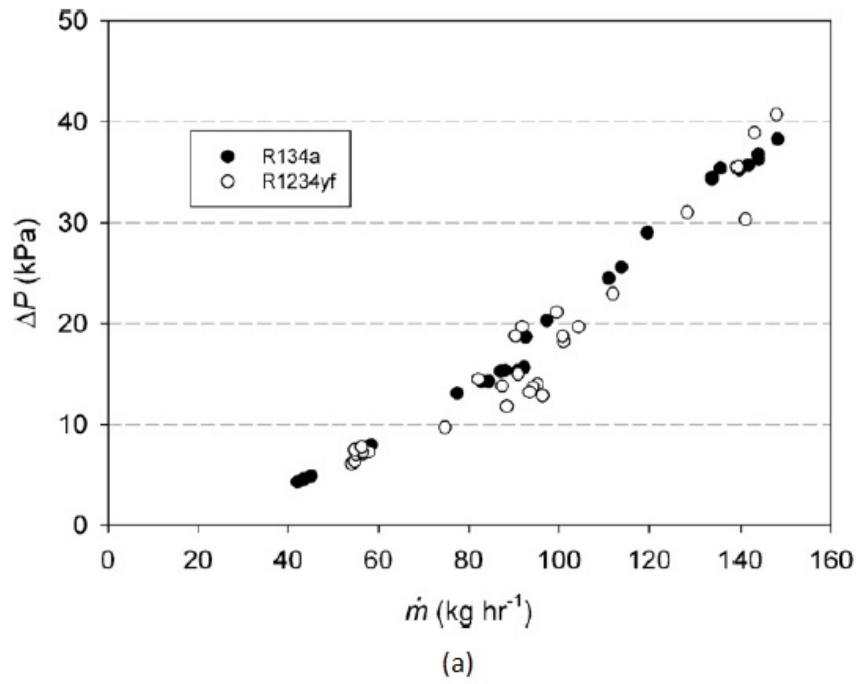


Figura 3.5: Perdite di carico del refrigerante in funzione della portata volumetrica (a) e della potenza frigorifera generata (b) [24].

frigorifera generata da R1234yf è sempre maggiore.

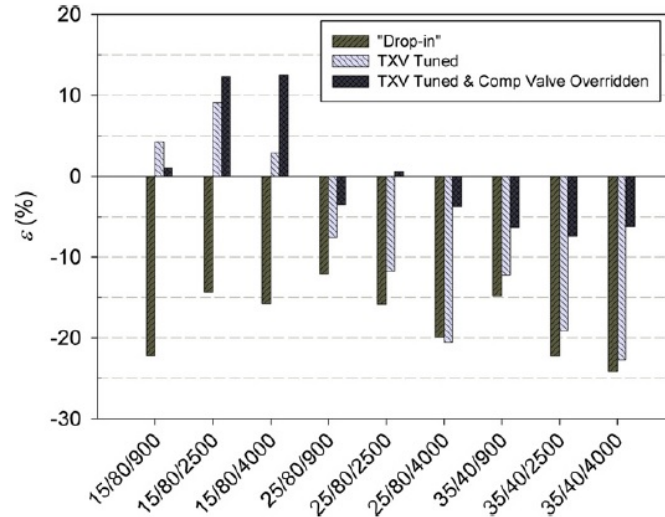


Figura 3.6: Potenze frigorifere relative. Nota: ogni etichetta dell'ascissa indica con il primo numero la temperatura ambiente in [°C], con il secondo l'umidità in percentuale e con il terzo la velocità del compressore in RPM [24].

In modo analogo hanno riportato il confronto tra i COP, *Coefficient of Performance*, mostrando come quelli ottenuti con R1234yf sono sempre inferiori, eccetto che a velocità molto elevate (Fig. 3.7).

La potenza frigorifera e il COP che si ottiene sostituendo semplicemente i due fluidi sono sempre inferiori rispetto a quelli di R134a, tuttavia già agendo sulla valvola termostatica e sulle valvole del compressore si ottengono miglioramenti. Inoltre una simulazione numerica condotta dagli autori, ha dimostrato che aumentando del 20% la superficie del condensatore e del 10% quella dell'evaporatore si ottengono potenze frigorifere e COP uguali e/o maggiori rispetto a R134a.

Navarro-Esbrí et al. [25] hanno analizzato la sostituzione di R134a con R1234yf in un sistema a compressione di vapore. I risultati inerenti alla potenza frigorifera sono riportati in figura 3.8 e mostrano una potenza frigorifera generata da R1234yf inferiore del 9% rispetto a R134a. La differenza rimane pressoché costante al variare della temperatura di condensazione (Fig. 3.8 (a)), mentre diminuisce utilizzando uno scambiatore rigenerativo (Fig. 3.8 (b)), si arriva ad una differenza del 5-7%. Non si registra una grande differenza al variare del grado di surriscaldamento (Fig.

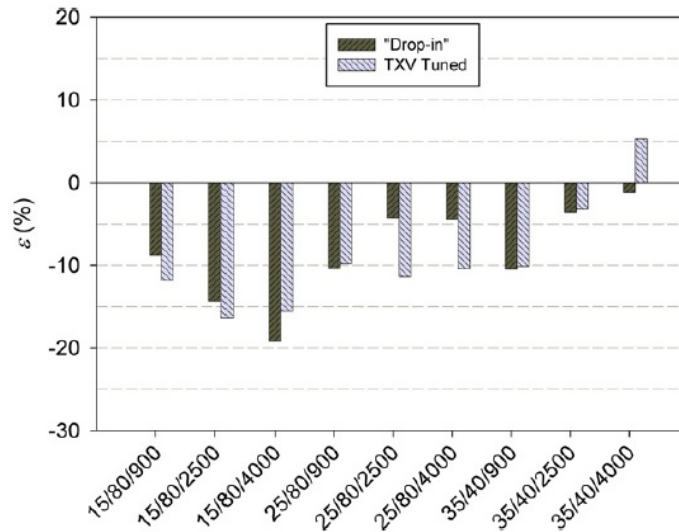


Figura 3.7: Confronto tra i COP. Nota: ogni etichetta dell'ascissa indica con il primo numero la temperatura ambiente in [°C], con il secondo l'umidità in percentuale e con il terzo la velocità del compressore in RPM [24].

3.8 (c)), mentre aumenta la potenza frigorifera all'aumentare della frequenza del compressore: per R134a del 19-45% mentre per R1234yf del 27-40%, dunque la differenza rimane costante (Fig. 3.8 (d)). Nell'analisi sperimentale viene inoltre mostrato come l'efficienza volumetrica del compressore di R1234yf sia del 5% inferiore rispetto a quella di R134a (Fig. 3.9). Inoltre la dispersione dei dati è maggiore rispetto a quella di R134a, poiché l'influenza della velocità del compressore sull'efficienza volumetrica è maggiore per R1234yf e questo viene attribuito alle maggiori perdite di carico. Anche l'andamento del COP dell'impianto varia a seconda delle condizioni di utilizzo, nel complesso risulta del 5 – 27% inferiore rispetto a quello di R134a. In figura 3.10 (a), è riportato il COP in funzione di varie temperature di condensazione, alle alte temperature la differenza è minore (circa 8%), mentre aumenta alle basse temperature arrivando al 25%. Lo scambiatore rigenerativo intermedio (Fig. 3.10 (b)) migliora notevolmente le performance, si passa da una differenza di 11-24% ad una di 6-17% con il suo impiego. Il COP aumenta anche aumentando il grado di surriscaldamento (Fig. 3.10 (c)). La differenza tra i due fluidi aumenta con l'aumentare della frequenza di alimentazione del compressore (Fig. 3.10 (d)) questo a causa delle maggiori perdite di carico di R1234yf.

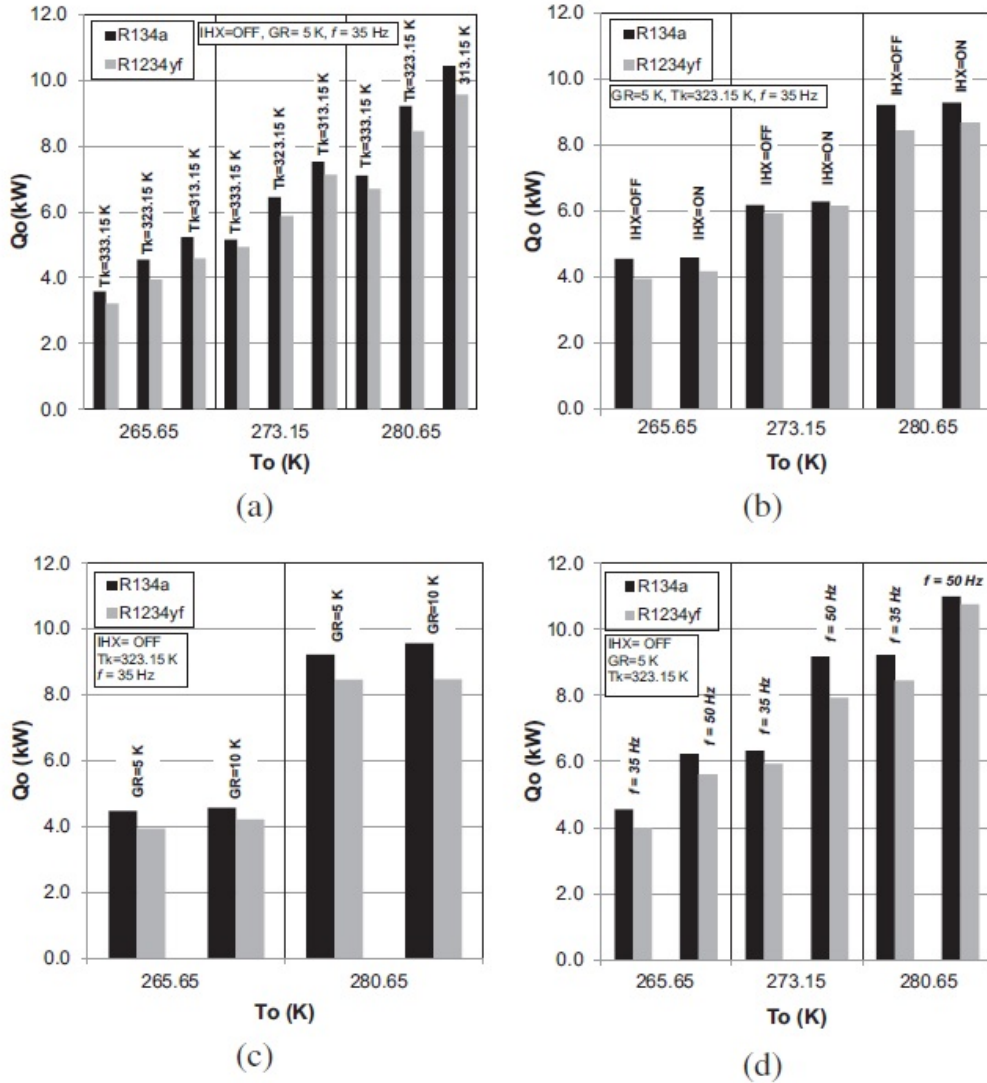


Figura 3.8: Potenza frigorifera al variare della temperatura all’evaporatore: (a) in funzione della temperatura di condensazione, (b) usando uno scambiatore rigenerativo intermedio (IHX), (c) in funzione del grado di surriscaldamento, (d) in funzione della frequenza di alimentazione del compressore [25].

Karber et al. [71] hanno confrontato il comportamento di R1234yf e R1234ze in sostituzione di R134a. Lo studio poneva a confronto il comportamento dei tre fluidi su due diversi impianti di refrigerazione. L’analisi sperimentale ha dimostrato un migliore comportamento di R1234yf come sostituto, poiché richiedeva un minor tempo di funzionamento dell’impianto per produrre la potenza frigorifera necessaria,

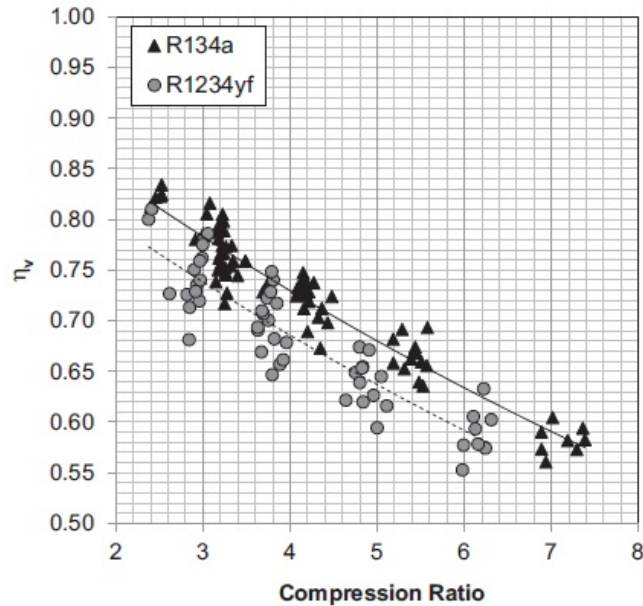


Figura 3.9: Efficienza volumetrica in funzione del rapporto di compressione [25].

consentendo un maggior tempo per un eventuale ciclo di sbrinamento, anche se con una spesa energetica superiore (circa 2%). R1234ze realizzava una potenza frigorifera inferiore, però aveva dei consumi energetici più contenuti.

Una panoramica d'insieme sul comportamento dei nuovi fluidi in sostituzione degli HFC è stata realizzata da Wang et al. [72], in cui hanno confrontato tutti i nuovi fluidi presenti sul mercato (38 per la precisione) per sostituire R134a, R410a, R404a e R22.

Alla luce di quanto esposto, si evince il notevole interesse inerente all'analisi oggetto di questa tesi, poiché analizza un fluido refrigerante R1234yf dal bassissimo GWP (con ODP=0) e un minitubo dalle dimensioni molto piccole e dalla grande superficie specifica. Questo significa elevata efficienza nello scambio termico e contenute portate di refrigerante che portano ad avere bassi valori di TEWI e LCCP. Quindi in teoria potrei avere un'elevata efficienza termodinamica accompagnata da un basso impatto ambientale. Lo scopo della tesi è quello di determinare le condizioni ottimali di funzionamento dell'impianto (fluido e tubo) in modo da verificare questa teoria.

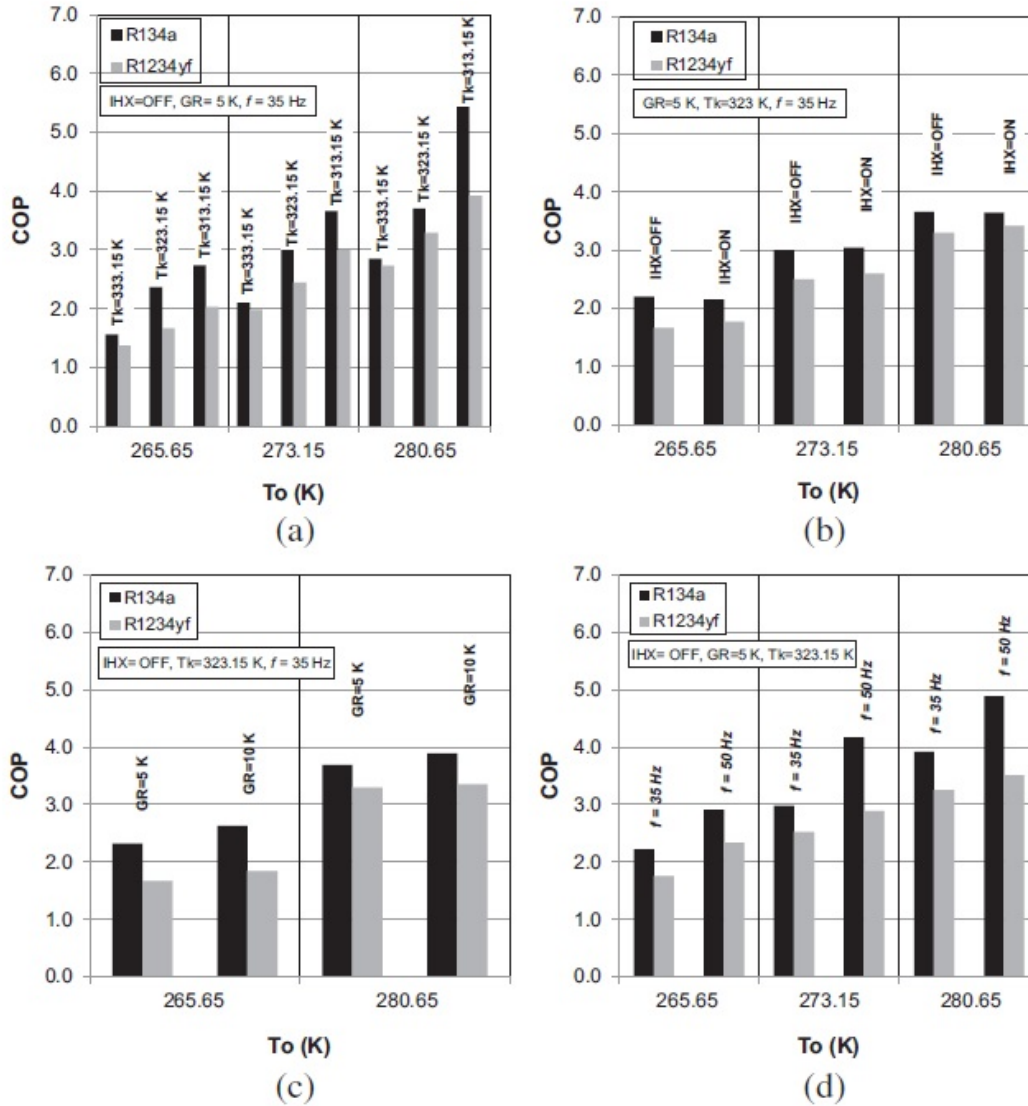


Figura 3.10: COP al variare della temperatura all'evaporatore: (a) in funzione della temperatura di condensazione, (b) usando uno scambiatore rigenerativo intermedio (IHX), (c) in funzione del grado di surriscaldamento, (d) in funzione della frequenza di alimentazione del compressore [25].

Capitolo 4

L'impianto sperimentale

In questo capitolo viene riportata una descrizione di massima dell'impianto sperimentale con cui si sono eseguite le prove¹. L'impianto può essere diviso in quattro circuiti: il circuito primario, ossia quello in cui è posta la sezione sperimentale, e i tre circuiti ausiliari, ossia quelli che alimentano il precodensatore, il postcondensatore e l'evaporatore. L'impianto è monitorato costantemente attraverso il sistema di acquisizione e l'interfaccia *LabVIEWTM* [73] di cui si daranno dei brevi accenni.

4.1 Il circuito primario

Il circuito primario è quello in cui circola il fluido frigorifero e in cui è posto il tubo microalettato. Lo schema generale è quello riportato in figura 4.1; seguendo la direzione di circolazione del refrigerante è formato da:

- Filtro: è un filtro disidratatore posto a monte della pompa;
- Pompa: è una pompa *oil free*, ossia senza lubrificazione d'olio, alimentata da un motore trifase a 4 poli e dotata di inverter in modo da poter modificare la velocità di rotazione e dunque la portata elaborata;
- Regolatore di pressione: permette di regolare la pressione del circuito attraverso un soffiato metallico che separa la camera d'aria (dove fluisce l'aria

¹Per maggiori informazioni sul circuito si rimanda a [26]

compressa dell'impianto di rete) dal circuito dove fluisce il fluido frigorifero controllando così la condizioni di saturazione; presenta inoltre uno sfiato in atmosfera per contenere le oscillazioni della rete dell'aria (Fig. 4.2 (a));

- Misuratore di portata massico ad effetto Coriolis: è un tubo risonante che deformandosi elasticamente sotto l'effetto delle forze di Coriolis permette la misurazione della portata massica² (Fig. 4.2 (b));
- Evaporatore: scambiatore di calore a piastre in cui il fluido viene completamente vaporizzato e surriscaldato;
- Precondensatore³: uno scambiatore tubo in tubo in cui all'interno fluisce R1234yf e all'esterno acqua a temperatura controllata proveniente dal chiller, agendo sul precondensatore si stabilisce il titolo all'ingresso della sezione sperimentale;
- Sezione sperimentale: è il tubo microalettato, ossia il cuore dell'impianto;
- Postcondensatore: scambiatore di calore a piastre che ha il compito di condensare e sottoraffreddare il fluido frigorifero prima di arrivare alla pompa.

Oltre al misuratore di portata massica di Coriolis nel circuito primario sono presenti altri organi di regolazione e misurazione, come si può notare dalla figura 4.1. La valvola prima del filtro è quella attraverso cui si eseguita la carica dell'impianto, quella prima del postcondensatore invece è quella che viene utilizzata per eseguire il vuoto della sezione o del circuito. Una valvola di regolazione è posta prima dell'evaporatore. Misuratori di pressione sono posti all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore e all'ingresso della sezione. Termocoppie per la misura della temperatura del refrigerante sono poste all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore, all'ingresso della sezione e all'uscita del postcondensatore. All'evaporatore e al precondensatore, una termopila fornisce il Δt dell'acqua che fluisce nei circuiti ausiliari e due misuratori di portata volumetrica forniscono la portata d'acqua che vi fluisce. Le tubature del

²Per ulteriori informazioni sul funzionamento di questi misuratori si veda [74].

³Il termine *pre* e *post* sono riferiti alla sezione sperimentale.

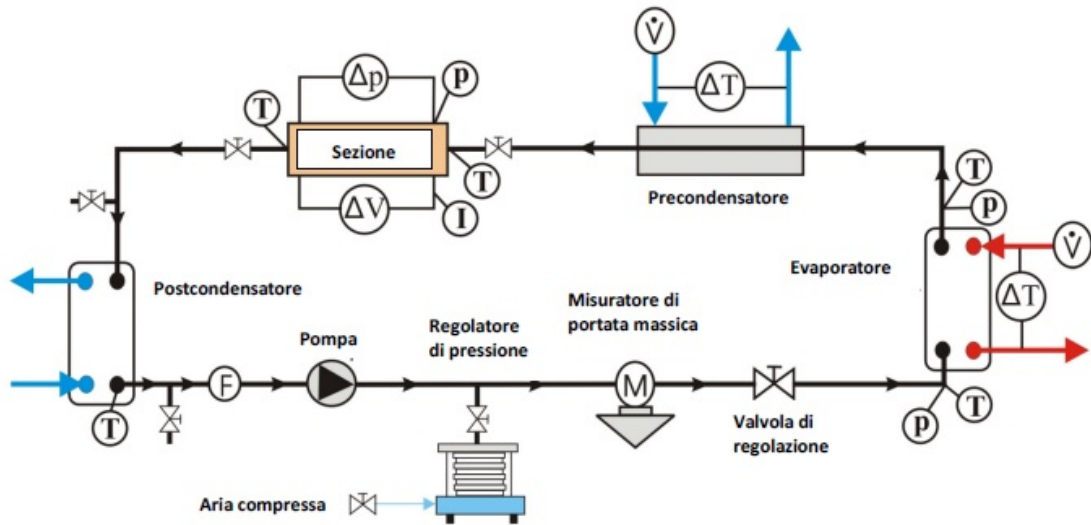


Figura 4.1: Schema del circuito primario [26].

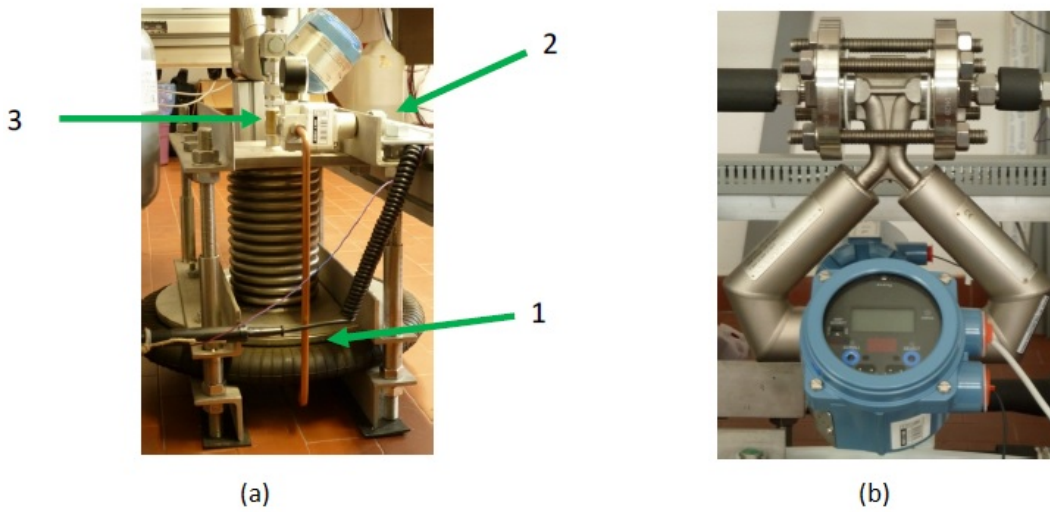


Figura 4.2: (a) Dispositivo di regolazione della pressione, con (1) è indicata la camera d'aria, con (2) il regolatore di pressione, (3) il soffietto metallico. (b) Misuratore di portata ad effetto Coriolis [26].

circuito primario sono realizzate in acciaio inox e sono tutte coibentate per contenere le dispersioni termiche.

4.1.1 Sezione sperimentale

La sezione sperimentale è il microfin riportato in figura 4.3. Il tubo testato è stato saldato all'interno di una scanalatura fresata su un piatto di rame di spessore 20 mm, di larghezza 10 mm e di lunghezza 300 mm. Il microfin ha un diametro esterno



Figura 4.3: Foto del microfin testato [27].

(OD) di 4,0 mm, un diametro interno (ID) valutato all'apice dell'aletta di $d = 3,4$ mm. Le alette sono 40, hanno un'altezza $h_{fin} = 0,12$ mm e un'inclinazione rispetto l'asse del tubo (angolo d'elica) di $\beta = 18^\circ$. Le 20 termocoppie di tipo T sono inserite all'interno di fori profondi 5 mm, ad 1 mm di distanza dal minitubo per misurare la distribuzione della temperatura di parete durante il processo di scambio termico. Il tubo è riscaldato dal basso attraverso una resistenza a filo di Ni-Cr inserita in una scanalatura di 2 mm di profondità ricavata sulla faccia inferiore del piatto in rame. Il flusso di calore è fornito da un generatore di potenza alimentato in corrente continua, che può erogare una potenza massima di 900 W. Il tutto è stato collocato all'interno di una struttura in alluminio rivestita internamente da uno strato di lana di roccia dello spessore di 30 mm per limitare al massimo le dispersioni termiche.

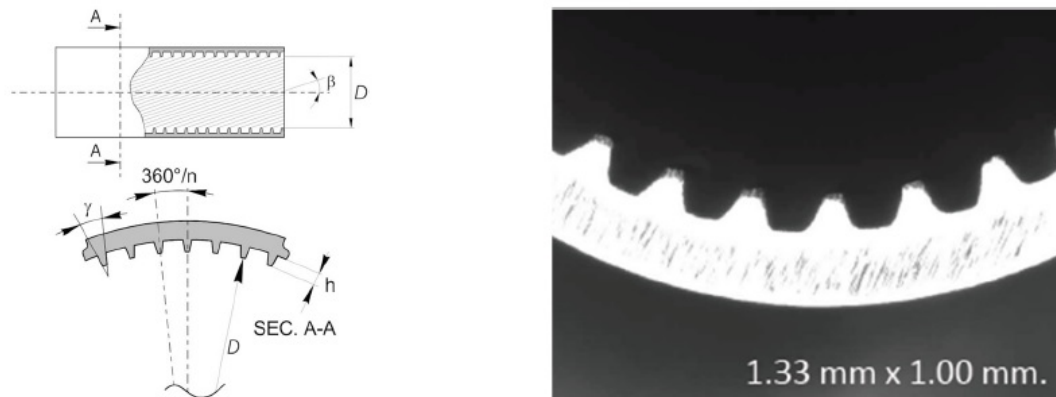


Figura 4.4: Parametri geometrici caratteristici del microfin (a sinistra), foto della sezione del microfin (a destra) [27].

4.2 Il circuito dell'acqua calda

fin L'acqua è il fluido del circuito ed è scaldata tramite tre resistenze, due costanti (regolazione on/off) ed una variabile, ciascuna in grado di fornire 1,7 kW. L'acqua alimenta l'evaporatore, che è uno scambiatore a piastre, all'uscita del quale il fluido frigorifero (R1234yf) è vapore surriscaldato. Una pompa multistadio ha il compito di movimentare l'acqua e un vaso di espansione protegge il circuito da variazioni di pressione. Le tubature di questo circuito sono in ottone.

4.3 I circuiti dell'acqua fredda

I circuiti alimentati da acqua fredda sono due come detto: uno alimenta il precondensatore (acqua fredda dal chiller) e uno che alimenta il postcondensatore (acqua di pozzo). L'acqua che alimenta il circuito ausiliario del precondensatore è regolata attraverso il chiller, che modula in maniera continua la potenza frigorifera. La temperatura in uscita dal chiller può presentare oscillazioni di $\pm 0,1$ °C e il valore minimo che può essere raggiunto è di 5 °C. L'acqua che alimenta il circuito ausiliario del postcondensatore è acqua di pozzo alla temperatura di 15 – 18 °C in grado di condensare completamente il fluido frigorifero e di conferire un adeguato grado di sottoraffreddamento. Le tubazioni di questi due circuiti sono in PVC.

4.4 Il sistema di acquisizione

Il sistema di acquisizione è composto da un chassis (NI cDAQ-9178) in cui possono essere alloggiati fino a otto moduli di diverso tipo a seconda degli input che si richiedono. La frequenza di campionamento e la risoluzione dell'acquisizione dipendono dai singoli moduli. Nell'impianto in esame si sono installati sette moduli: 5 della serie NI 9213, uno delle serie NI 9219 e uno delle serie NI 9208. Il primo tipo di modulo (NI 9213) dispone di 16 canali di ingresso per le termocoppie collegate all'Ice Point Reference (modello KAYE K170), il quale permette di stabilire il valore di 0 °C come riferimento per le misure di temperatura. Nota la tensione in ingresso attraverso il polinomio caratteristico delle termocoppie T, implementato nel programma di acquisizione, si risale alla temperatura rilevata. Il modulo ha una risoluzione di

24 bit con una frequenza di campionamento di 1200 campioni al secondo e il range di funzionamento è compreso tra $\pm 78,125$ mV. Il modulo NI 9208 dispone di 16 canali, ha come segnale in input la corrente, a questo modulo vengono collegati i 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 funzionamento tra ± 22 mA. Il modulo NI 2919 dispone di 4 canali, con ingresso analogico. Possono essere dati valori di tensione o di corrente in un canale indipendente dall'altro. Sono connessi a questo modulo l'alimentazione della resistenza scaldante della sezione. Ha una risoluzione di 24 bit e frequenza massima di campionamento di 50 Hz, range in funzione del segnale [26]. La gestione dei segnali inviati dal sistema di acquisizione al computer tramite collegamento USB viene affidata ad un'interfaccia realizzata con il programma *LabVIEWTM* [73]. L'interfaccia permette di visualizzare i valori sia in grafici sia in valore numerico e di stabilire la frequenza di campionamento, nell'analisi in oggetto è stata scelta di 1 Hz. Il programma è stato interfacciato con REFPROP 9.1 [69] in modo da poter visualizzare nel monitor alcuni parametri non misurati direttamente, quali il titolo in ingresso e la temperatura di saturazione. I valori misurati e registrati ad ogni iterazione 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'uscita dell'evaporatore;
- Temperatura del refrigerante all'ingresso dell'evaporatore;
- Temperatura del refrigerante all'uscita del precondensatore;
- Temperatura all'ingresso della sezione;
- Temperature rilevate dalle 20 termocoppie della sezione;

- Termopila lato acqua precodensatore;
- Termopila lato acqua evaporatore;
- Portata massica del refrigerante;
- Portata volumetrica d'acqua all'evaporatore;
- Portata volumetrica d'acqua al precondensatore;
- Pressione assoluta all'uscita dell'evaporatore;
- Pressione assoluta all'ingresso dell'evaporatore;
- Perdite di carico della sezione;
- Pressione assoluta all'ingresso della sezione;
- Tensione d'alimentazione della resistenza scaldante;
- Corrente d'alimentazione della resistenza scaldante.

L'interfaccia mostra l'andamento tramite grafici di: portate d'acqua all'evaporatore e al condensatore, pressione refrigerante, portata refrigerante, temperatura dell'acqua all'evaporatore, temperatura dell'acqua al precondensatore, pressione assoluta all'ingresso della sezione e andamento della temperatura della sezione sperimentale (ossia i valori rilevati dalle 20 termocoppie). Parametri che vengono calcolati e visualizzati sono: il titolo in ingresso, la temperatura di saturazione, la potenza elettrica, la potenza elettrica corretta, il flusso termico specifico e il flusso termico specifico corretto.

Capitolo 5

Regressione dei dati

In questo capitolo si espone la procedura sperimentale che ha portato all'acquisizione dei dati, spiegando in che modo si variavano e regolavano i vari parametri di interesse. In maniera precisa si descriverà su quali punti dell'impianto si agisce e come lo si accende e lo si spegne. Dopo aver acquisito i dati, si espone in che modo vengono analizzati e la procedura seguita per determinare l'incertezza da assegnare ai vari parametri.

5.1 Regolazione dell'impianto

La regolazione dell'impianto è molto delicata, poiché determina i dati che vengono acquisiti. Qualora l'impianto non fosse in condizioni stazionarie i valori dei parametri risulterebbero non stabili e porterebbero a risultati errati. Questo comporta che ad ogni intervento di regolazione si debba aspettare un lasso di tempo sufficiente affinché l'impianto raggiunga le condizioni di stazionarietà. Da quanto detto si evince come le prove richiedano un adeguato tempo al fine di completare in maniera ottimale l'acquisizione dei dati. Di seguito vengono spiegate la procedura di carica, di avvio, di gestione e di spegnimento dell'impianto.

5.1.1 Carica dell'impianto

Inizialmente si è provveduto alla carica dell'impianto di R1234yf. Si è per prima cosa svuotato l'impianto del precedente fluido attraverso la valvola presente a monte

del postcondensatore, successivamente si è creato il vuoto tramite la pompa a vuoto il cui attacco è posto dopo la sezione sperimentale e si è provveduto al lavaggio del circuito con azoto. L'operazione di creazione del vuoto nell'impianto e di lavaggio con l'azoto è stata ripetuta più volte al fine di eliminare completamente la carica residua presente. Dopo di che, si è provveduto alla carica dell'impianto tramite la valvola collocata prima del filtro del circuito. La bombola contenente il fluido è stata riscaldata tramite resistenze durante l'operazione di carica in modo da aumentare la pressione del gas contenuto in essa e favorire l'inserimento nel circuito. Tramite una bilancia si è controllato che la carica inserita fosse quella stabilita.

5.1.2 Avvio dell'impianto

Inizialmente si verifica che tutte le valvole dell'impianto siano aperte. Poi si attiva l'alimentazione elettrica del sistema di potenza collegato alla resistenza scaldante, attenzione questo non significa che le resistenze siano alimentate, affinché ciò avvenga bisogna agire sulle manopole che regolano il voltaggio e l'ampereaggio del sistema di potenza e sarà l'ultima operazione da eseguire. Si apre anche la valvola dell'acqua del pozzo che va ad alimentare il chiller. In seguito si agisce sul quadro elettrico, attivando nell'ordine: l'interruttore generale, quello della pompa del refrigerante (verificando che la velocità di rotazione non sia superiore al 15% di quella nominale in modo che non ruoti), l'interruttore generale del KAYE e degli strumenti di acquisizione e dei trasduttori. Il KAYE è molto delicato e richiede che sia acceso da almeno un'ora prima che si possa procedere con l'acquisizione dei dati, altrimenti quelli rilevati potrebbero non essere quelli reali. Sempre dal quadro generale si attivano l'interruttore di avviamento del chiller e della sezione evaporante. Dopo tali operazioni è possibile avviare il sistema di acquisizione dal computer tramite l'interfaccia *LabVIEWTM* [73]. Si avvia in successione, la pompa del circuito dell'acqua calda con accensione degli interruttori delle resistenze scaldanti del circuito e il chiller. Per quanto concerne il chiller, per prima cosa si accende l'interruttore generale e poi si imposta il valore di set point. Per un corretto funzionamento il valore di temperatura del termoregolatore acqua chiller deve essere di almeno due gradi inferiore rispetto a quella del termoregolatore acqua circuito; verificato ciò si avvia la pompa del chiller e dopo alcuni minuti il compressore. Si procede poi all'avvio della

pompa del refrigerante, inizialmente solo accesa, ma non posta in rotazione. Ora si deve lasciare il sistema inalterato per un po' di tempo affinché vada a regime, solo dopo che si sono raggiunte condizioni stazionarie si procede all'alimentazione delle resistenze scaldanti agendo sulle due manopole del sistema di potenza, impostando il flusso termico desiderato che viene esposto sull'interfaccia del computer.

5.1.3 Gestione dell'impianto

Una volta avviato l'impianto e raggiunte le condizioni di regime, si possono variare alcuni parametri, agendo opportunamente su alcune valvole o su alcuni regolatori. Si può variare:

- Portata di refrigerante: si agisce sulla velocità della pompa del refrigerante oppure sulla valvola di regolazione posta prima dell'evaporatore (questa seconda modalità è stata utilizzata solamente quando il valore della portata era troppo oscillante). Il valore della portata specifica G viene costantemente visualizzata sull'interfaccia del programma di acquisizione.
- Pressione operativa: si agisce sul dispositivo di pressurizzazione posto dopo la pompa del refrigerante. Chiudendo la valvola si aumenta la pressione nella camera d'aria e dunque nel circuito, aprendola viceversa diminuisce. L'oscillazione del valore di pressione del circuito è raffigurata costantemente su una finestra dell'interfaccia.
- Titolo in ingresso a portata di refrigerante costante: si agisce sulla temperatura dell'acqua fredda prodotta dal chiller oppure sulla sua portata. Nelle prove si è prevalentemente agito sulla temperatura del chiller.
- Alimentazione della resistenza scaldante: si agisce ruotando alternativamente le manopole del sistema di alimentazione. Quella di sinistra regola la tensione e quella di destra la corrente, anche in questo caso il valore compare nell'interfaccia del computer.

Quando i valori risultano stabili nel tempo allora si esegue l'acquisizione. Il sistema salva tutti i dati dall'avvio del programma di acquisizione, dunque bisogna annotare il numero di iterazione che compare nell'interfaccia per sapere quali siano i valori

validi per la nostra prova. Al termine della prova sperimentale, i dati rilevati sono salvati all'interno di un file, dove per ogni iterazione vengono riportati i valori di temperatura, pressione, portata. Per elaborare tali dati è sufficiente fare riferimento al numero di iterazione precedentemente annotato, in questo modo si ottengono i valori dei parametri che successivamente verranno elaborati.

5.1.4 Spegnimento dell'impianto

Una volta terminata l'acquisizione dei dati si procede al spegnimento dell'impianto, che viene di seguito brevemente riassunto:

1. Abbassare fino a zero la potenza di alimentazione della resistenza scaldante;
2. Spegnerne interruttore resistenze scaldanti del circuito acqua calda;
3. Spegnerne il chiller: prima si imposta la temperatura dei termoregolatori a 20 e 22 °C per il successivo avvio, poi si spegne in successione il compressore e la pompa, infine si spegne l'interruttore generale;
4. Si abbassa la velocità della pompa del refrigerante per poi successivamente spegnerla;
5. Si Ferma il programma di acquisizione dei dati;
6. Si spegne il KAYE;
7. Si abbassa interruttori ancora alzati nel quadro generale;
8. Si sfiata il polmone di pressurizzazione;
9. Si chiude la valvola dell'acqua del pozzo che alimenta il chiller.

5.2 Analisi dei dati

Per ogni punto sperimentale acquisito si sono registrati 50 rilevamenti dei parametri dello stato termodinamico del sistema. Questi valori sono stati successivamente mediati tra loro, in questo modo ogni punto sperimentale acquisito risulta essere la

media di questi 50 valori rilevati. La media \bar{x} e lo scarto quadratico medio delle rilevazioni sono così definiti:

$$\bar{x} = \frac{1}{50} \cdot \sum_{i=1}^{50} x_i \quad (5.1)$$

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{50} (x_i - \bar{x})^2}{49}} \quad (5.2)$$

I parametri di interesse di queste prove sono stati il coefficiente di scambio termico, indicato con *HTC* (*Heat Transfer Coefficient*), il titolo di R1234yf all'ingresso, indicato con x_{in} , il titolo medio x_m , la portata specifica G , il flusso termico specifico q e le perdite di carico lungo la sezione sperimentale Δp . Di seguito viene riportata la procedura di elaborazione.

5.2.1 Potenza elettrica

Il tubo microalettato viene riscaldato per effetto Joule da una resistenza elettrica alimentata da corrente continua da un apposito generatore. I parametri attraverso cui si regola la potenza elettrica P_{el} sono la tensione V e la corrente I , misurati rispettivamente in [V] e [A]:

$$P_{el} = V \cdot I \quad (5.3)$$

mentre la potenza elettrica in [W]. Questo valore di potenza elettrica non è quello che effettivamente viene fornito al tubo, poiché il sistema non è perfettamente adiabatico. Infatti, nonostante la coibentazione sia stata fatta nel miglior modo possibile, vi sono comunque delle dissipazioni di calore verso l'ambiente esterno. Dunque bisogna valutare le dissipazioni della sezione al fine di sapere quale sia il reale flusso termico fornito al minitubo. La prova per valutare le dispersioni è stata eseguita in questo modo. Si è creato il vuoto nella sezione sperimentale, successivamente si è alimentata la resistenza elettrica così da fornire un flusso termico al tubo. Quando la temperatura media di parete \bar{t}_p (calcolata come media di tutte le temperature registrate dalle termocoppie) raggiungeva un valore stabile si registrava tale punto. Il parametro discriminante nella valutazione delle dispersioni è la temperatura media di parete, poiché quando questa raggiunge un valore stabile significa

che il materiale ha finito di assorbire calore e che quindi, da quel momento in poi, il calore viene disperso. Poi si procedeva aumentando gradatamente il flusso termico imposto e si ripeteva la procedura, in questo modo si è ottenuto un grafico in cui si mostra l'andamento della potenza dissipata in funzione di \bar{t}_p (Fig. 5.1). Il grafico

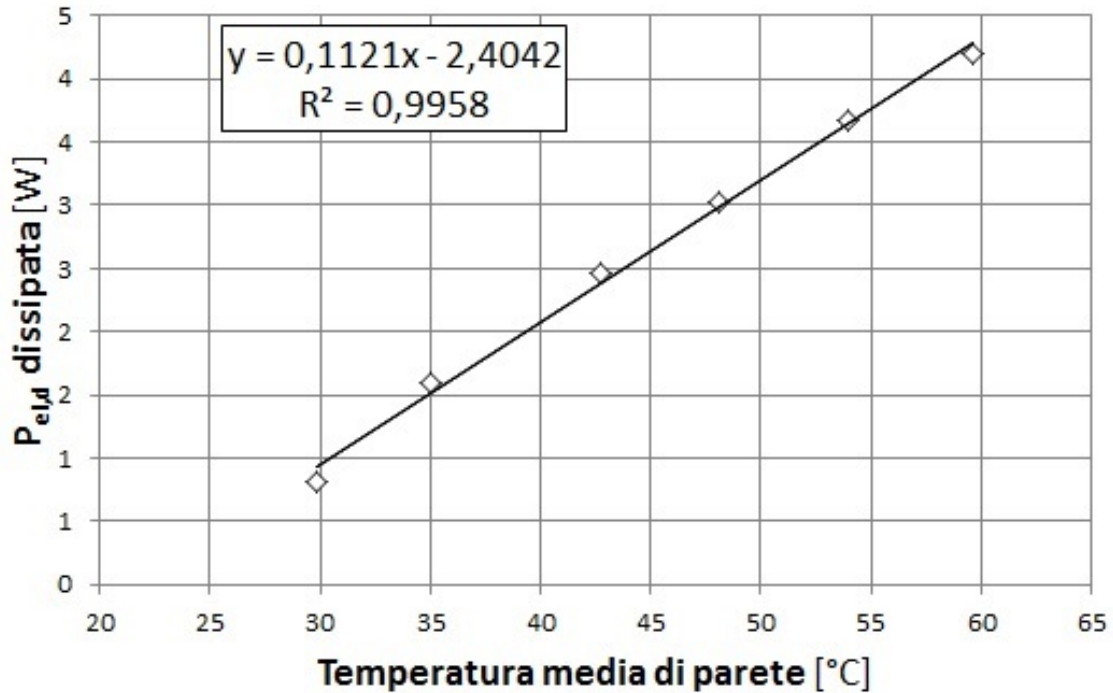


Figura 5.1: Potenza elettrica dissipata in funzione della temperatura media di parete, ottenuta con prove a vuoto.

mostra come esista una relazione lineare tra la potenza dissipata e la temperatura di parete, così si è proceduto a calcolare la retta di regressione con il metodo dei minimi quadrati, ottenendo questa equazione:

$$P_{el,d} = 0,1121\bar{t}_p - 2,4042 \quad (5.4)$$

Nota la potenza elettrica dissipata (5.4) e la potenza fornita dal dispositivo (5.3) si ottiene la potenza elettrica realmente fornita al tubo $P_{el,r}$:

$$P_{el,r} = P_{el} - P_{el,d} = VI - 0,1121\bar{t}_p + 2,4042 \quad (5.5)$$

5.2.2 Proprietà dei fluidi

Le proprietà dei fluidi operativi nell'impianto, ossia R1234yf e acqua, sono valutati tramite il programma REFPROP 9.1 del NIST [69]. Il programma è stato interfacciato con un foglio Excel [75] tramite cui vengono implementati i dati. Le condizioni operative del fluido frigorifero R1234yf sono state fissate all'inizio delle prove. La temperatura di saturazione è stata fissata a 30 °C a cui corrisponde una pressione pari a 7,8033 bar. In prove successive la temperatura di saturazione è stata fissata a 25 e 40 °C a cui corrispondono rispettivamente le pressioni di 6,7971 e 10,0145 bar.

5.2.3 Titolo del fluido all'ingresso e all'uscita della sezione e titolo medio

Il titolo all'ingresso della sezione sperimentale x_{in} viene ricavato facendo il bilancio termico al precondensatore lato acqua (5.6) e lato refrigerante (5.7):

$$q_{pre} = \dot{m}_{H_2O,pre} c_{p,H_2O} (t_{H_2O,pre,OUT} - t_{H_2O,pre,IN}) \quad (5.6)$$

$$q_{pre} = \dot{m}_{R1234yf} (h_{R1234yf,pre,IN} - h_{R1234yf,pre,OUT}) \quad (5.7)$$

dove la variazione di temperatura dell'equazione (5.6) è quella rilevata dalla termopila, la portata di massa viene ricavata da quella volumetrica fornita dal misuratore di portata volumetrica posto al precondensatore lato acqua e il calore specifico a pressione costante lato acqua è assunto costante e pari a 4182 kJ kg⁻¹ K⁻¹. Nel bilancio lato refrigerante (5.7) è nota l'entalpia all'ingresso del precondensatore $h_{R1234yf,pre,IN}$ che coincide con l'entalpia all'uscita dell'evaporatore, dato che le condizioni termodinamiche non variano tra l'uscita dell'evaporatore e l'ingresso del precondensatore. Il valore dell'entalpia viene ricavato attraverso la REFPROP 9.1 [69] noti i valori di temperatura e di pressione all'uscita dell'evaporatore; invece il valore della portata di massa viene fornito dal misuratore di portata ad effetto Coriolis. Combinando le equazioni (5.6) e (5.7) otteniamo il valore dell'entalpia del refrigerante all'uscita del precondensatore che coincide con il valore dell'entalpia all'ingresso della sezione

sperimentale:

$$h_{R1234yf,pre,OUT} = h_{R1234yf,pre,IN} - \frac{|q_{pre}|}{\dot{m}_{R1234yf}} = h_{R1234yf,sez,IN} \quad (5.8)$$

Noto il valore dell'entalpia all'ingresso della sezione (5.8) si può ricavare il titolo all'ingresso della sezione sperimentale di R1234yf dall'equazione:

$$x_{in} = \frac{h_{R1234yf,sez,IN} - h_{R1234yf,ls}}{r(p_{sez,in})} \quad (5.9)$$

dove il valore dell'entalpia del liquido saturo $h_{R1234yf,ls}$ è ricavato tramite la REFPROP 9.1 [69] in funzione della pressione assoluta¹ all'ingresso della sezione $p_{sez,out}$ e il calore latente di vaporizzazione r è stato calcolato come:

$$r(p_{sez,in}) = h_{R1234yf,vs}(p_{sez,in}) - h_{R1234yf,ls}(p_{sez,in}) \quad (5.10)$$

dove $h_{R1234yf,vs}$ è l'entalpia del vapore saturo valutata sempre alla pressione all'ingresso della sezione e calcolata sempre tramite REFPROP 9.1 [69]. Nota l'entalpia all'ingresso della sezione si ricava quella all'uscita facendo un bilancio della sezione sperimentale:

$$P_{el,r} = \dot{m}_{R1234yf} (h_{R1234yf,sez,OUT} - h_{R1234yf,sez,IN}) \quad (5.11)$$

$$h_{R1234yf,sez,OUT} = h_{R1234yf,sez,IN} + \frac{P_{el,r}}{\dot{m}_{R1234yf}} \quad (5.12)$$

dove la potenza elettrica reale, ossia il flusso termico fornito alla sezione sperimentale è fornito dalla (5.5). Nota l'entalpia all'uscita è possibile ricavare il titolo all'uscita:

$$x_{out} = \frac{h_{R1234yf,sez,OUT} - h_{R1234yf,ls}}{r(p_{sez,out})} \quad (5.13)$$

¹La pressione assoluta in ingresso della sezione è misurata direttamente attraverso un trasduttore di pressione.

ora l'entalpia del liquido saturo e il calore latente di vaporizzazione sono stati ricavati in funzione della pressione all'uscita della sezione sperimentale:

$$r(p_{sez,out}) = h_{R1234yf,vs}(p_{sez,out}) - h_{R1234yf,ls}(p_{sez,out}) \quad (5.14)$$

La pressione all'uscita della sezione è stata ricavata sottraendo dalla pressione in ingresso le perdite di carico ² Δp :

$$p_{sez,out} = p_{sez,in} - \Delta p \quad (5.15)$$

Il titolo medio risulta, dunque:

$$x_m = \frac{x_{in} + x_{out}}{2} \quad (5.16)$$

dove x_{in} e x_{out} sono stati ricavati dalla (5.9) e (5.13) rispettivamente.

5.2.4 Coefficiente di scambio termico *HTC*

Lo scopo della tesi è analizzare le caratteristiche di scambio termico di R1234yf all'interno di un tubo microalettato. Il parametro attraverso cui si valuta l'efficienza dello scambio termico è proprio il coefficiente di scambio termico *HTC*, che indica quanto calore il fluido refrigerante riesce ad asportare per unità di superficie e di differenza di temperatura. La differenza di temperatura considerata tra le due sorgenti è quella tra la temperatura media di parete e la temperatura media di saturazione del fluido. Per cui il coefficiente risulta definito come:

$$HTC = \frac{P_{el,r}}{A(\bar{t}_p - \bar{t}_{sat})} \quad (5.17)$$

dove la potenza elettrica reale $P_{el,r}$ è fornita dalla (5.5), e A è l'area superficiale del tubo microalettato, nel caso in esame $0,0032 \text{ m}^2$:

$$A = \pi d L \quad (5.18)$$

²Le perdite di carico sono fornite dal trasduttore di pressione differenziale.

dove d è il diametro valutato all'apice dell'alettatura e L la lunghezza del minitubo. La temperatura media di parete \bar{t}_p è ottenuta come media tra i valori $\bar{t}_{p,i}$ delle venti termocoppie presenti nel tubo, risulta dunque pari a:

$$\bar{t}_p = \frac{1}{20} \sum_{i=1}^{20} \bar{t}_{p,i} \quad (5.19)$$

dove ogni $\bar{t}_{p,i}$ è stata ricavata come media delle 50 iterazioni della stessa i -esima termocoppia. La temperatura di saturazione \bar{t}_{sat} è calcolata come la media tra la temperatura di saturazione all'ingresso della sezione e alla sua uscita, i valori sono ottenuti tramite la REFPROP 9.1 [69] in funzione rispettivamente della pressione all'ingresso e all'uscita. Ossia:

$$\bar{t}_{sat} = \frac{\bar{t}_{sat}(p_{sez,in}) + \bar{t}_{sat}(p_{sez,out})}{2} \quad (5.20)$$

dove $p_{sez,in}$ e $p_{sez,out}$ sono rispettivamente le pressioni assolute all'ingresso e all'uscita della sezione.

5.2.5 Perdite di carico

Durante il deflusso attraverso il minitubo, il fluido subisce una perdita di carico connessa alle resistenze al moto che incontra. Questo comporta una vaporizzazione non perfettamente isobara e isoterma. La perdita di carico rilevata dal trasduttore di pressione differenziale risulta essere la somma di tre contributi: uno legato all'attrito, uno alla gravità e uno alla quantità di moto. Dunque il gradiente totale di pressione risulta:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right) = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_f + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_g + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_q \quad (5.21)$$

dove il pedice f indica la componente dell'attrito, g quella di gravità (nel nostro caso nulla poiché il tubo è orizzontale) e q quella della quantità di moto. La variabile z indica la direzione del deflusso. Dal punto di vista analitico esistono due modelli di deflusso:

- Deflusso omogeneo: considera il sistema bifase come una miscela omogenea che scorre alla medesima velocità;

- Deflusso separato: le fasi sono considerate separate e fluiscono a velocità diverse e si prende a riferimento il valore medio della velocità.

Nella trattazione in esame si è considerato il modello di deflusso bifase a fasi separate. Per prima cosa si è calcolata la frazione di vuoto attraverso l'Equazione di Rohuani [76]:

$$\varepsilon_g = \frac{x \rho_l}{C_0 [x \rho_l + (1 - x) \rho_v] + \frac{(\rho_l \rho_v u_{gj})}{G}} \quad (5.22)$$

dove con ρ_l e ρ_v vengono indicate le densità del liquido e del vapore, G indica la portata di massa specifica, x indica il titolo. Le rimanenti costanti dell'equazione sono così definite:

$$C_0 := \begin{cases} 1 + 0,2 (1 - x) \left[\frac{g d \rho_l^2}{G^2} \right]^{\frac{1}{4}} & \text{per } \varepsilon_g > 0,1, \\ 0 & \text{per } \varepsilon_g \rightarrow 0. \end{cases}$$

$$u_{gj} = 1,18 (1 - x) \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (5.23)$$

dove g indica l'accelerazione di gravità e σ la tensione superficiale. Determinata la frazione di vuoto si è calcolata la componente delle perdite di carico dovuta alla quantità di moto:

$$\Delta p_q = G^2 \left\{ \left[\frac{x^2}{\rho_v \varepsilon_g} + \frac{(1 - x)^2}{\rho_l (1 - \varepsilon_g)} \right]_{out} - \left[\frac{x^2}{\rho_v \varepsilon_g} + \frac{(1 - x)^2}{\rho_l (1 - \varepsilon_g)} \right]_{in} \right\} \quad (5.24)$$

Da cui poi si è ottenuta la componente dovuta all'attrito:

$$\Delta p_{frict} = \Delta p - \Delta p_q \quad (5.25)$$

5.3 Analisi dell'incertezza

5.3.1 Introduzione

La Guida ISO definisce: "incertezza di misura", il parametro, associato al risultato di una misurazione, che caratterizza la dispersione dei valori ragionevolmente attribuibili al misurando [77]. L'incertezza di una misura risulta essere composta da due componenti che poi vanno combinate: l'incertezza di ripetibilità e l'incertezza dello strumento. L'incertezza di ripetibilità di una serie di N misurazioni, viene definita come:

$$i_R = \frac{t\sigma^*}{\sqrt{N}} \quad (5.26)$$

dove σ^* indica la deviazione standard e t il parametro di copertura della distribuzione di Student. Il fattore di copertura di Student è dato in funzione del grado di confidenza che si vuole assegnare alla misura e al numero di gradi di libertà ν . Il numero di gradi di libertà è per la distribuzione di Student è dato da:

$$\nu = N - 1 \quad (5.27)$$

Le serie rilevate durante le prove sono di 50 misurazioni dunque i gradi di libertà sono 49. Assunto come grado di confidenza di tutte le misure il valore del 95% e 49 come numero di gradi di libertà, il valore del parametro di student risulta pari a:

$$t = 2,010 \quad (5.28)$$

L'incertezza dello strumento viene invece fornita dal costruttore e quella della REF-PROP 9.1 [69] è dichiarata dal programma (vedi Tab. 5.1). Valutata sia l'incertezza di ripetibilità (5.26) del parametro che quella di misura dello strumento i_S che lo acquisisce, si combinano le due incertezze:

$$u(x_i) = \sqrt{i_R^2 + i_S^2} \quad (5.29)$$

L'incertezza combinata ottenuta è quella utilizzata per valutare i parametri ottenuti indirettamente.

Tabella 5.1: Incertezza strumenti di misura e REFPROP.

Strumento o proprietà	Incertezza
Termocoppie	$\pm 0,05$ °C
Termopila	$\pm 0,03$ °C
Potenza alimentazione sezione	$\pm 0,13\%$ lettura
Misuratore portata massico (Coriolis)	$\pm 0,10\%$ lettura
Misuratore portata volumetrico	$\pm 0,25\%$ lettura
Trasduttore differenziale di pressione	± 25 Pa
Misuratore di pressione assoluta	± 1950 Pa
Calcoli REFPROP 9.1 [69]	$\pm 1\%$ valore

Propagazione dell'incertezza

La propagazione dell'incertezza si deve utilizzare quando un parametro y è ottenuto indirettamente, ossia non misurandolo, ma attraverso una relazione funzionale f . Tale relazione può legare tra loro una serie di grandezze x_i ciascuna dotata di una propria incertezza combinata $u(x_i)$. Quando queste grandezze non sono correlate³ tra loro si applica la formula di Kline-McClintock [78] per ricavare l'incertezza combinata:

$$u(y) = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n [\theta_i u(x_i)]^2} \quad (5.30)$$

dove i termini θ_i sono detti "indici di sensibilità" e rappresentano le derivate parziali della funzione valutate in funzione dell' i -esimo parametro.

$$\theta_i = \left. \frac{\partial y}{\partial x_i} \right|_{x=x_i} \quad (5.31)$$

5.3.2 Calcolo dell'incertezza

Si riporta ora la procedura che ha portato alla definizione dell'incertezza dei vari parametri di questa tesi sperimentale. Tutte le incertezze ricavate hanno un grado di confidenza del 95% e sono riepilogate nella tabella 5.2 a pagina 82.

³Nel caso di grandezze correlate tra loro si rimanda a [77].

Incertezza potenza elettrica reale

La potenza elettrica reale (5.5) è funzione della temperatura di parete e della potenza elettrica che alimenta realmente la sezione. L'incertezza della temperatura media di parete risulta trascurabile rispetto a quella della potenza elettrica, dunque si è mantenuta l'incertezza del 0,13% della lettura anche per la potenza elettrica reale.

Incertezza flusso termico precondensatore

Il flusso di calore scambiato dal precondensatore è espresso dalla (5.6). I coefficienti di sensibilità risultano:

$$\theta_1 = \frac{\partial q_{pre}}{\partial \dot{m}_{H_2O,pre}} = c_{p,H_2O} (t_{H_2O,pre,OUT} - t_{H_2O,pre,IN}) \quad (5.32)$$

$$\theta_2 = \frac{\partial q_{pre}}{\partial t_{H_2O,pre,OUT}} = \dot{m}_{H_2O,pre} c_{p,H_2O} \quad (5.33)$$

$$\theta_3 = \frac{\partial q_{pre}}{\partial t_{H_2O,pre,IN}} = -\dot{m}_{H_2O,pre} c_{p,H_2O} \quad (5.34)$$

Si è assunto inoltre il calore specifico privo di incertezza, dato che non comporta variazioni apprezzabili nelle prove. Da cui l'incertezza combinata per il flusso termico scambiato al precondensatore:

$$u(q_{pre}) = \sqrt{(\theta_1 u(\dot{m}_{H_2O,pre}))^2 + (\theta_2 u(t_{H_2O,pre,OUT}))^2 + (\theta_3 u(t_{H_2O,pre,IN}))^2} \quad (5.35)$$

L'incertezza relativa media⁴ di questo parametro è circa del 3,4%, il valore così alto è dovuto soprattutto alle prove svolte a bassi flussi termici e basse portate, dove si ha un'incertezza massima del 4,6%.

Incertezza sull'entalpia all'ingresso della sezione

L'entalpia all'ingresso della sezione è stata calcolata attraverso la (5.8). In questo caso riportiamo anche i fattori di conversione dei parametri, ossia 1000 per q_{pre} così

⁴Si ricordi che l'incertezza relativa è definita come l'incertezza calcolata rapportata al parametro di riferimento e moltiplicata per cento.

che sia espresso in W e 3600 per la portata di refrigerante così che sia espressa in kg s^{-1} ; in modo da avere l'entalpia in $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$. L'equazione diviene:

$$h_{R1234yf,sez,IN} = h_{R1234yf,pre,IN} - \frac{q_{pre} \cdot 3600}{\dot{m}_{R1234yf} \cdot 1000} \quad (5.36)$$

Si procede con il calcolo dei coefficienti di sensibilità:

$$\theta_1 = \frac{\partial h_{R1234yf,sez,IN}}{\partial h_{R1234yf,pre,IN}} = 1 \quad (5.37)$$

$$\theta_2 = \frac{\partial h_{R1234yf,sez,IN}}{\partial q_{pre}} = -\frac{3600}{1000 \cdot \dot{m}_{R1234yf}} \quad (5.38)$$

$$\theta_3 = \frac{\partial h_{R1234yf,sez,IN}}{\partial \dot{m}_{R1234yf}} = \frac{3600 q_{pre}}{1000 \cdot \dot{m}_{R1234yf}^2} \quad (5.39)$$

L'incertezza combinata risultante:

$$u(h_{R1234yf,sez,IN}) = \sqrt{(\theta_1 u(h_{R1234yf,pre,IN}))^2 + (\theta_2 u(q_{pre}))^2 + (\theta_3 u(\dot{m}_{R1234yf}))^2} \quad (5.40)$$

L'incertezza relativa media risulta pari al 1,83%, mentre il valore massimo è di 2,88%.

Incetezza sull'entalpia all'uscita della sezione

L'entalpia all'uscita della sezione è stata ricavata tramite la (5.12). Come per l'entalpia all'ingresso della sezione, sono stati introdotti i fattori di conversione.

$$h_{R1234yf,sez,OUT} = h_{R1234yf,sez,IN} + \frac{3600 \cdot P_{el,r}}{1000 \cdot \dot{m}_{R1234yf}} \quad (5.41)$$

I coefficienti di sensibilità risultano:

$$\theta_1 = \frac{\partial h_{R1234yf,sez,OUT}}{\partial h_{R1234yf,sez,IN}} = 1 \quad (5.42)$$

$$\theta_2 = \frac{\partial h_{R1234yf,sez,OUT}}{\partial P_{el,r}} = \frac{3600}{1000 \cdot \dot{m}_{R1234yf}} \quad (5.43)$$

$$\theta_3 = \frac{\partial h_{R1234yf,sez,OUT}}{\partial \dot{m}_{R1234yf}} = -\frac{3600 P_{el,r}}{1000 \cdot \dot{m}_{R1234yf}^2} \quad (5.44)$$

L'incertezza combinata risultante:

$$u(h_{R1234yf,sez,OUT}) = \sqrt{(\theta_1 u(h_{R1234yf,sez,IN}))^2 + (\theta_2 u(P_{el,r}))^2 + (\theta_3 u(\dot{m}_{R1234yf}))^2} \quad (5.45)$$

L'incertezza relativa media risulta pari al 1,61%, mentre il valore massimo è di 2,7%.

Incertezza sul titolo all'ingresso della sezione

Il titolo all'ingresso della sezione è stata ricavato tramite la (5.9). I coefficienti di sensibilità risultano pari a:

$$\theta_1 = \frac{\partial x_{in}}{\partial h_{R1234yf,sez,IN}} = \frac{1}{r} \quad (5.46)$$

$$\theta_2 = \frac{\partial x_{in}}{\partial h_{R1234yf,ls}} = -\frac{1}{r} \quad (5.47)$$

$$\theta_3 = \frac{\partial x_{in}}{\partial r} = -\frac{(h_{R1234yf,sez,IN} - h_{R1234yf,ls})}{r^2} \quad (5.48)$$

L'incertezza combinata risultante:

$$u(x_{in}) = \sqrt{(\theta_1 u(h_{R1234yf,sez,IN}))^2 + (\theta_2 u(h_{R1234yf,ls}))^2 + (\theta_3 u(r))^2} \quad (5.49)$$

L'incertezza media sul titolo all'ingresso della sezione è stata di $\pm 0,043$, mentre quella massima di $\pm 0,056$. L'incertezza del titolo, in generale è elevata alle base portate specifiche ($G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$) e ai bassi flussi termici ($HF = 10 \text{ kW m}^{-2}$), mentre si abbassa e diviene pressoché costante all'aumentare della portata e del flusso termico.

Incertezza sul titolo all'uscita della sezione

Il titolo all'uscita è stato ricavato attraverso la (5.13). La procedura è identica alla precedente basta cambiare $h_{R1234yf,sez,IN}$ con $h_{R1234yf,sez,OUT}$, per cui si tralascia di riportare i coefficienti di sensibilità e si riporta solamente la relazione dell'incertezza

combinata⁵:

$$u(x_{out}) = \sqrt{(\theta_1 u(h_{R1234yf,sez,OUT}))^2 + (\theta_2 u(h_{R1234yf,ls}))^2 + (\theta_3 u(r))^2} \quad (5.50)$$

L'incertezza media sul titolo all'ingresso della sezione è stata di $\pm 0,043$, mentre quella massima di $\pm 0,056$.

Incertezza sul titolo medio

L'incertezza del titolo medio, essendo una media tra il titolo in ingresso e quello in uscita, si ricava facendo:

$$u(x_m) = \frac{1}{2} \sqrt{(u(x_{in}))^2 + (u(x_{out}))^2} \quad (5.51)$$

L'incertezza media sul titolo all'ingresso della sezione è stata di $\pm 0,031$, mentre quella massima di $\pm 0,040$.

Incertezza sulle temperature

Il valore dell'incertezza combinata delle temperature misurate con le termocoppie e con le termopile rimane dell'ordine di quella dello strumento di misura, dunque $\pm 0,05$ °C per le termocoppie e $\pm 0,03$ °C per le termopile. La temperatura media di parete si ricava mediando un gran numero di rilevazioni, dunque l'incertezza si riduce ad un valore di $\pm 0,02$ °C. L'incertezza sul Δt di temperatura (quella media di parete meno quella media di saturazione (5.17)) usato per calcolare HTC è la combinazione di due incertezze: quella della temperatura media di parete e quella sulla temperatura media di saturazione. L'incertezza che predomina sulle due è quella della temperatura media di saturazione ricavata tramite REFPROP 9.1 [69] e l'incertezza calcolata risulta pari a $\pm 0,04$ °C.

⁵Naturalmente il valore del calore latente di vaporizzazione è quello ricavato in funzione della pressione all'uscita della sezione (equazione (5.14)), mentre per il titolo all'ingresso era quello in funzione della pressione all'ingresso (equazione (5.10)).

Incertezza sul coefficiente di scambio termico

Il coefficiente di scambio termico è stato ricavato tramite la (5.17):

$$HTC = \frac{P_{el,r}}{A(t_p - t_{sat})} = \frac{P_{el,r}}{A\Delta t} \quad (5.52)$$

L'incertezza connessa all'area superficiale riscaldata del tubo viene considerata trascurabile rispetto agli altri parametri, per cui i coefficienti di sensibilità sono:

$$\theta_1 = \frac{\partial HTC}{\partial P_{el,r}} = \frac{1}{A\Delta t} \quad (5.53)$$

$$\theta_2 = \frac{\partial HTC}{\partial \Delta t} = -\frac{P_{el,r}}{A(\Delta t)^2} \quad (5.54)$$

da cui:

$$u(HTC) = \sqrt{(\theta_1 u(P_{el,r}))^2 + (\theta_2 u(\Delta t))^2} \quad (5.55)$$

L'incertezza relativa media è stata del 1,24%.

Incertezza sulle perdite di pressione

Le perdite di pressione sono un parametro misurato direttamente, per cui l'incertezza è data dalla combinazione di quella di ripetibilità e di quella dello strumento (5.29).

L'incertezza relativa risulta pari a $\pm 5,28 \cdot 10^{-4}$ bar pari al $\pm 0,86\%$.

Tabella 5.2: Riepilogo incertezze.

Parametro	Incertezza
q_{pre}	$\pm 3,43\%$
$h_{R1234yf,sez,IN}$	$\pm 1,83\%$
$h_{R1234yf,sez,OUT}$	$\pm 1,61\%$
x_{in}	$\pm 0,043$
x_{out}	$\pm 0,043$
x_m	$\pm 0,031$
HTC	$\pm 1,24\%$
Δp	$\pm 5,28 \cdot 10^{-4}$ [bar]

Capitolo 6

Risultati sperimentali

Nei precedenti capitoli si è descritta la procedura seguita per acquisire i dati e per regredirli, ora si riportano i risultati ottenuti. Le prove sono state eseguite: mantenendo il flusso termico costante e variando la portata e il titolo all'ingresso della sezione sperimentale; mantenendo la portata costante e variando la temperatura di saturazione e il titolo all'ingresso, mantenendo costante il titolo all'ingresso e variando il flusso termico e portata. Tutti i valori misurati sono stati ottenuti in condizioni di stazionarietà dell'impianto, ossia quando parametri quali pressione di esercizio, portate d'acqua all'evaporatore e al condensatore, temperature di parete . . . si erano stabilizzati. Attraverso i dati raccolti si è potuto analizzare come variava il coefficiente di scambio termico HTC e le perdite di carico Δp durante le varie condizioni di utilizzo dell'impianto, permettendo quindi di stabilire quali siano le condizioni di funzionamento ottimali.

6.1 Prove a flusso termico costante

In queste prove si sono impostati vari flussi termici (HF), mentre si sono fatti variare parametri quali il titolo all'ingresso della sezione e la portata di refrigerante che alimentava la sezione. I flussi termici specifici imposti sono stati di 10, 25, 50 kW m^{-2} , mentre le portate esaminate sono state di 190, 380, 565, 755 e 950 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. La temperatura di saturazione di R1234yf è stata fissata a 30°C a cui corrisponde una pressione di 0,78033 MPa.

6.1.1 HF=10 kW m⁻²

L'andamento del coefficiente di scambio termico HTC è riportato in figura 6.1. Dal confronto tra gli andamenti alle diverse portate, si può notare come il contributo legato all'ebollizione nucleata sia maggiore rispetto a quello convettivo, poiché il coefficiente di scambio termico è influenzato in maniera inferiore dalla portata di massa (pur essendo presente tale effetto), rispetto al flusso termico imposto. Solo agli alti titoli l'andamento del coefficiente alle diverse portate differisce. A bassissime portate ($G = 190 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$) compare la crisi termica, questa avviene per titoli medi compresi tra $0,90 \div 1,00$; mentre a portate superiori non si presenta il fenomeno del *dry-out*, questo può essere spiegato assumendo che si abbia una maggiore presenza di liquido nelle scanalature tra le alette della parte superiore del tubo.

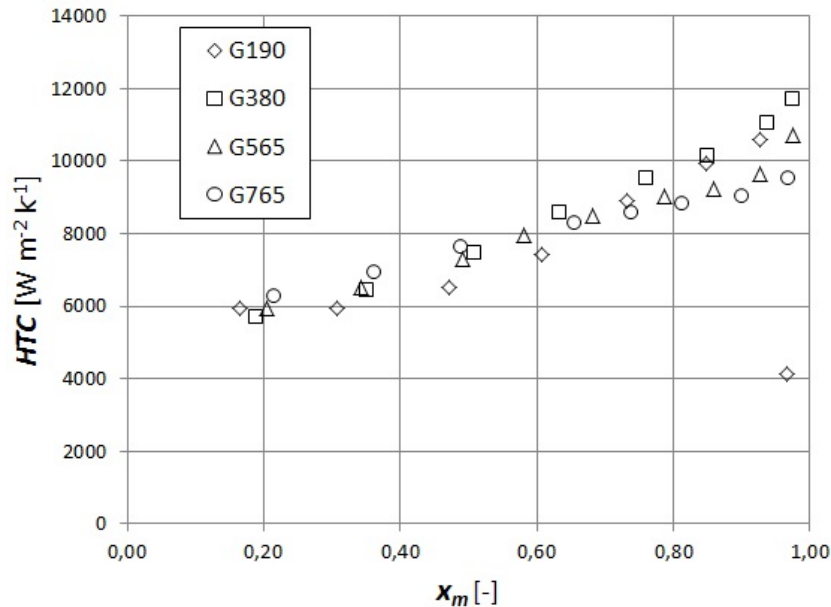


Figura 6.1: Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [$\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$] e per un flusso termico specifico pari a 10 kW m^{-2} .

L'andamento delle perdite di carico per unità di lunghezza è riportato in figura 6.2. Le perdite di carico sono dovute principalmente all'attrito, mentre risulta trascurabile la componente dovuta alla quantità di moto. Si può notare come a differenza del coefficiente di scambio termico, le perdite di carico per unità di lunghezza siano fortemente dipendenti dalla portata. Questo è dovuto al fatto che

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

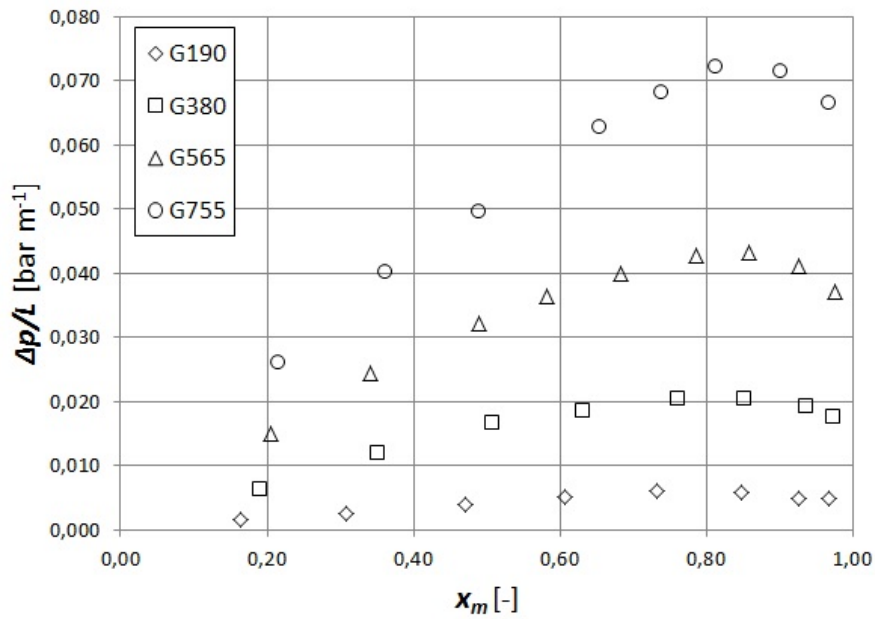


Figura 6.2: Perdite di carico per unità di lunghezza $\Delta p/L$ in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$] e per un flusso termico specifico pari a 10 kW m^{-2} .

6.1.2 HF=25 kW m⁻²

L'andamento del coefficiente di scambio termico è riportato in figura 6.3. Rispetto al caso precedente (HF=10 kW m⁻²), si ottengono dei valori di HTC maggiori ai bassi titoli di vapore, mentre i valori massimi sono dello stesso ordine di grandezza. A tutte le portate si è rilevata la crisi termica per un valore del titolo compreso tra $x_m \sim 0,90 \div 1,00$. All'aumentare della portata specifica il *dry-out* si verifica a titoli maggiori. L'andamento delle perdite di carico per unità di lunghezza (Fig. 6.4) è analogo al caso precedente, aumentano con il titolo e con la portata specifica. Presentano un massimo in corrispondenza dei titoli per i quali si ottiene il massimo coefficiente di scambio termico, per poi diminuire.

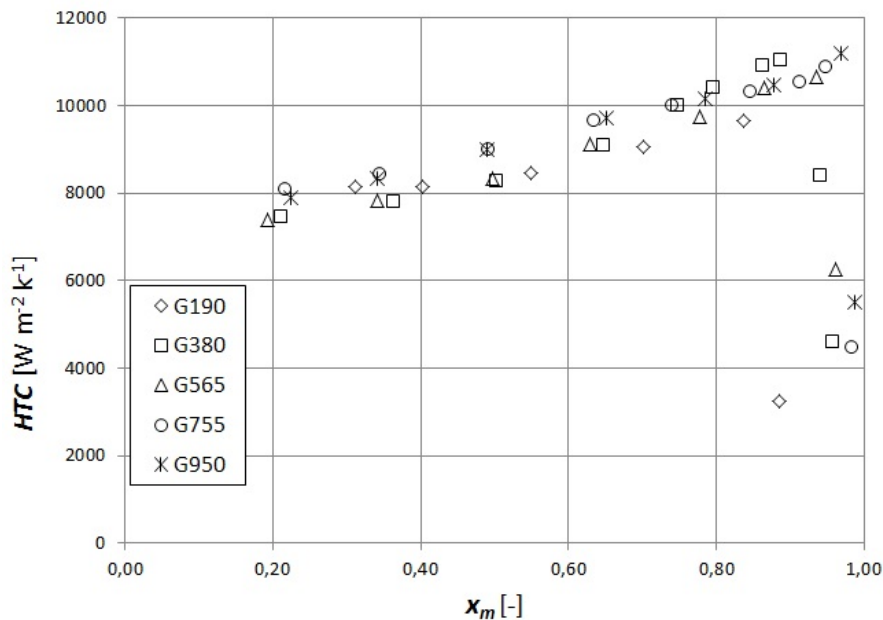


Figura 6.3: Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [kg m⁻² s⁻¹] e per un flusso termico specifico pari a 25 kW m⁻².

6.1.3 HF=50 kW m⁻²

L'andamento di HTC è riportato in figura 6.5, si nota come aumenti ancora lo scambio termico ai bassi titoli rispetto alle due prove precedenti, tuttavia la crisi termica compare a titoli medi inferiori $x_m \sim 0,80 \div 0,90$. Il valore massimo di HTC

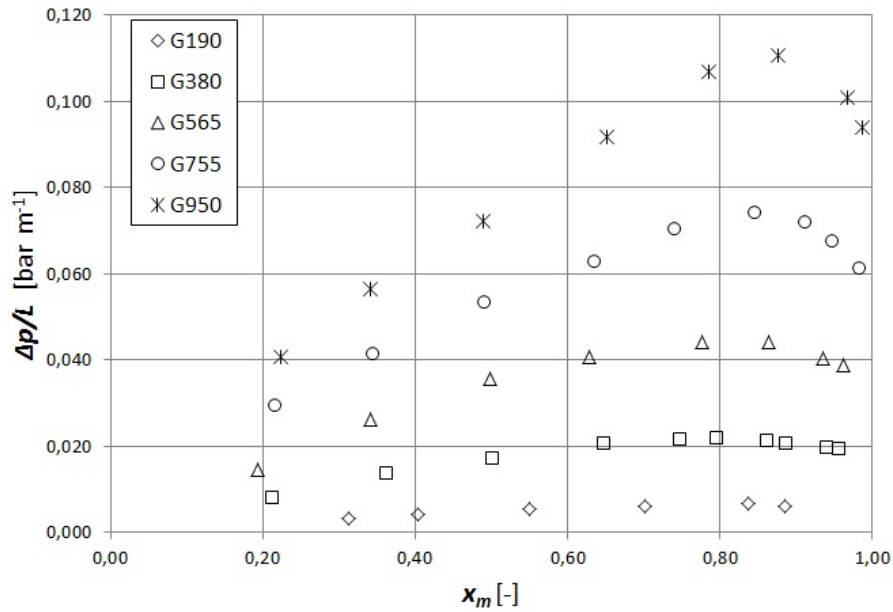


Figura 6.4: Perdite di carico per unità di lunghezza $\Delta p/L$ in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [kg m^{-2} s $^{-1}$] e per un flusso termico specifico pari a 25 kW m^{-2} .

è sempre dell'ordine di grandezza delle prove eseguite con flussi termici specifici imposti di 10 e 25 kW m^{-2} . L'effetto della portata a questo flusso termico specifico è praticamente trascurabile. Anche le perdite di carico (Fig. 6.6) a parità di portata sono dello stesso ordine di grandezza.

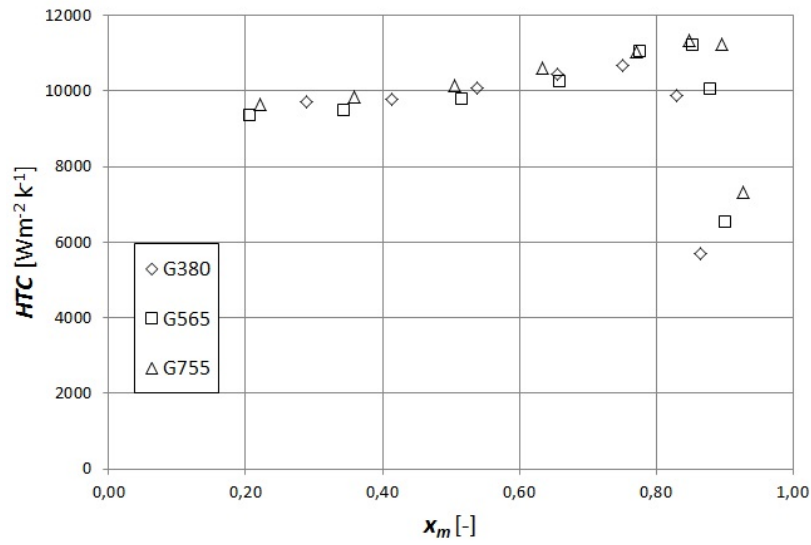


Figura 6.5: Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [kg m⁻² s⁻¹] e per un flusso termico specifico pari a 50 kW m⁻².

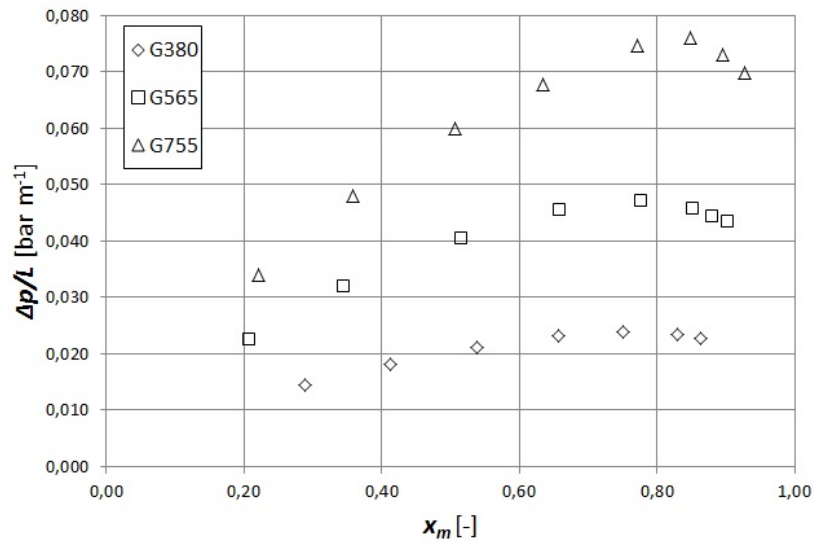


Figura 6.6: Perdite di carico per unità di lunghezza $\Delta p/L$ in funzione del titolo medio x_m , al variare della portata specifica G [kg m⁻² s⁻¹] e per un flusso termico specifico pari a 50 kW m⁻².

6.2 Prove a flusso termico variabile

Le prove a flusso termico specifico variabile sono state condotte a tre diverse portate specifiche: 190, 380, 565 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$, mantenendo il titolo in ingresso della sezione sperimentale costante: $x_{IN} = 0,30$. Per tutte le portate analizzate si è imposto un flusso iniziale $\frac{q}{A} = 10 \text{ kW m}^{-2}$ che poi si è aumentato gradualmente fino a dopo la comparsa della crisi termica. L'andamento del coefficiente di scambio termico riportato in figura 6.7, mostra come la crisi termica avvenga, per basse portate, a valori inferiori di flusso termico specifico e che il valore massimo di coefficiente di scambio ottenibile sia circa l'86% di quello massimo di $G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e il 77% di $G = 565 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. A seguito della crisi termica il coefficiente di scambio diminuisce tra il 40-60%. Le perdite di carico per unità di lunghezza sono riportate in figura 6.8, mostrano un andamento analogo alle precedenti, inoltre per flussi termici specifici superiori a quelli per cui si verifica la crisi termica le perdite divengono costanti. Dalle prove eseguite finora si evince come le perdite per unità di lunghezza non varino in funzione del flusso termico imposto per una fissata portata specifica.

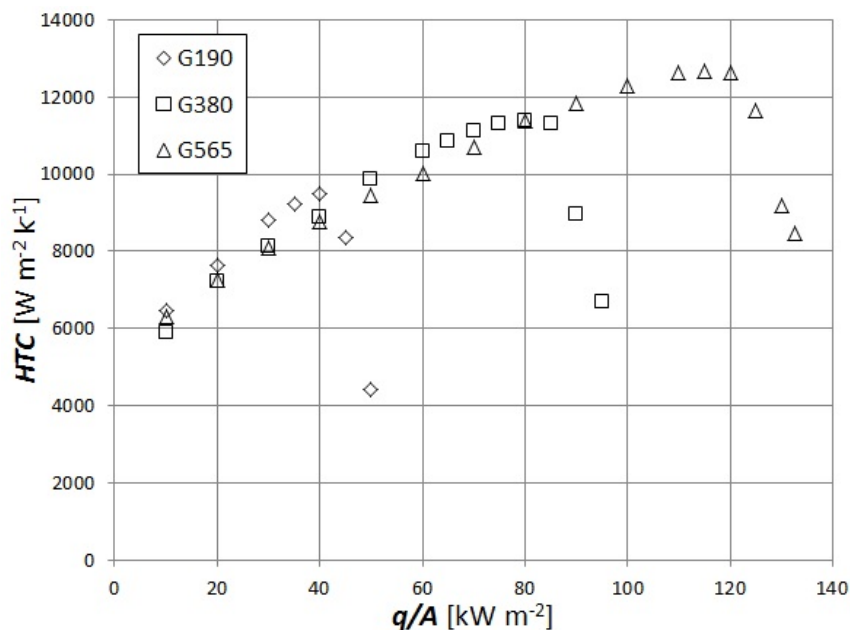


Figura 6.7: Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del flusso termico specifico pari per fissate portate specifiche G .

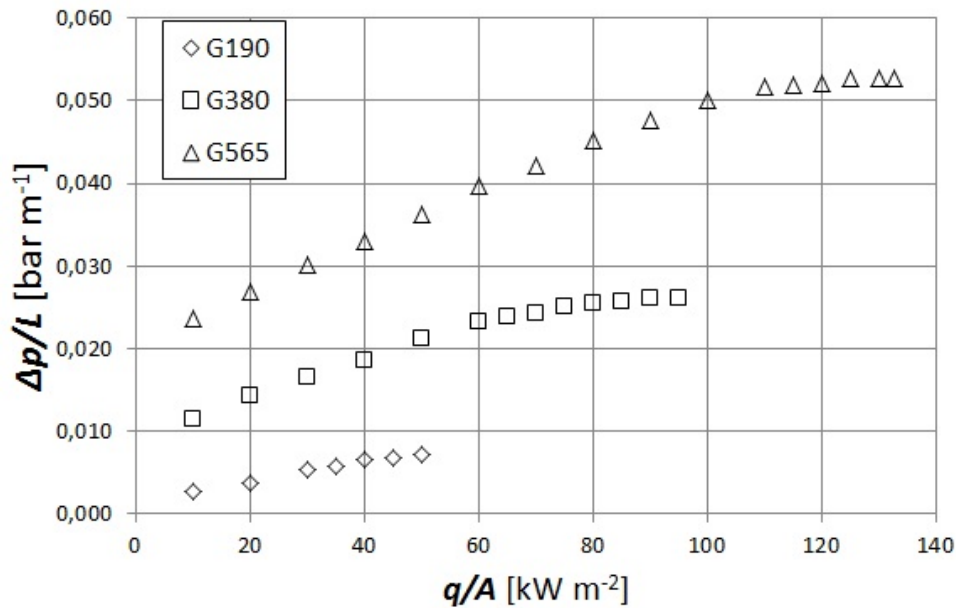


Figura 6.8: Perdite di carico per unità di lunghezza in funzione del flusso termico specifico pari per fissate portate specifiche G .

6.3 Prove al variare della temperatura di saturazione

L'andamento del coefficiente di scambio termico è riportato in figura 6.9, ottenuto all'aumentare del flusso termico specifico, al variare della temperatura di saturazione e per una fissata proprietà specifica ($G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$). All'aumentare della temperatura di saturazione aumenta il coefficiente di scambio termico (fino a circa il 25% rispetto al valore minimo) e la crisi termica avviene per titoli inferiori. Le perdite di carico (Fig. 6.10) diminuiscono all'aumentare della temperatura di saturazione (fino a circa il 40% di quella massima). Dunque aumentare la temperatura di saturazione comporta un aumento del coefficiente di scambio termico e una diminuzione delle perdite di carico, a parità di portata e flusso termico imposto; tuttavia anticipa la crisi termica (anche se di poco) e aumenta le sollecitazioni che deve sopportare l'impianto dato che si lavora ad una pressione superiore.

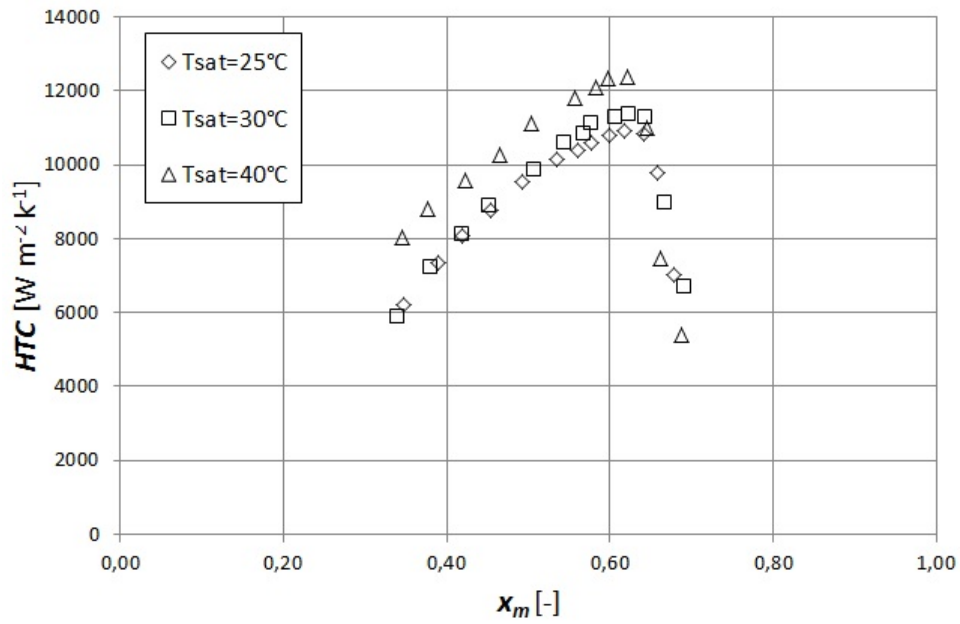


Figura 6.9: Coefficiente di scambio termico HTC in funzione del titolo medio x_m al variare della temperatura di saturazione.

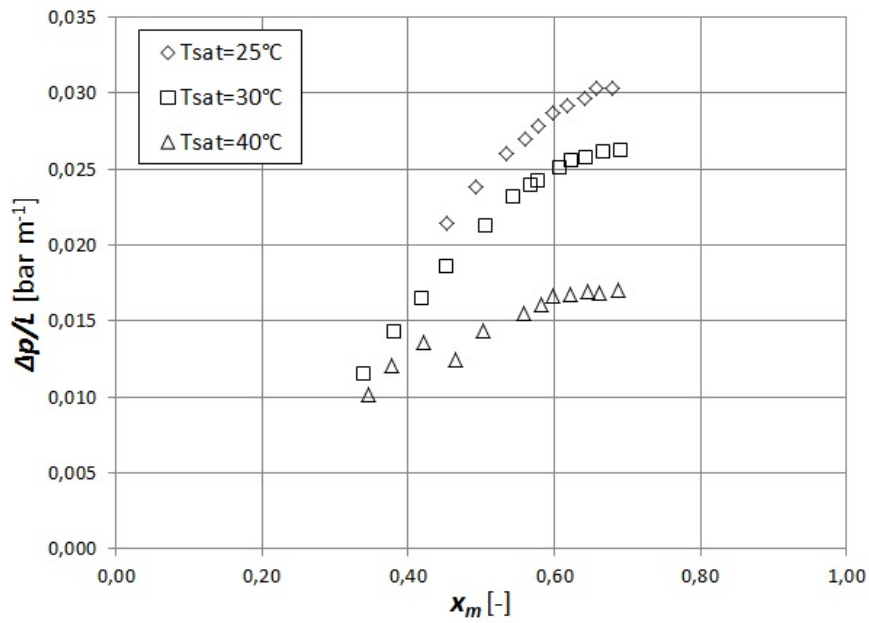


Figura 6.10: Perdite di carico per unità di lunghezza $\Delta p/L$ in funzione del titolo medio x_m al variare della temperatura di saturazione.

Capitolo 7

Confronto dei dati sperimentali con modelli presenti in letteratura

In questo capitolo si confrontano i valori sperimentali ottenuti con modelli presenti in letteratura che permettono di stimare il coefficiente di scambio termico, le perdite di carico e il titolo a cui avviene la crisi termica. Esistono vari modelli in letteratura per calcolare il coefficiente di scambio termico in vaporizzazione, tuttavia sono quasi tutti realizzati per tubi lisci e solo alcuni per tubi microalettati. Questi modelli sono comunque molto dipendenti dalla geometria del tubo e dal fluido frigorigeno usato, infatti si possono impiegare, ottenendo buone approssimazioni, solo sotto strette condizioni iniziali. La maggior parte deriva dai modelli implementati da Chen [29] e da Gungor e Winterton [2]. Di seguito sono stati implementati alcuni modelli, valutando con quale approssimazione predicono il valore del coefficiente di scambio termico¹.

Per quanto riguarda le correlazioni che permettono di stimare le perdite di carico durante il deflusso ve ne sono molteplici in letteratura. Tuttavia la maggior parte permette di valutare esclusivamente quelle dovute all'attrito e rimandano per la stima di quelle causate dalla quantità di moto all'equazione (5.24) (vedi pagina

¹In tutti i modelli implementati si sono considerate le condizioni intermedie di deflusso, ossia i valori sono stati ricavati considerando la pressione media durante il deflusso, anche il titolo preso a riferimento è sempre stato quello medio.

75) utilizzata durante la regressione dei dati sperimentali (e sono quelle implementate di seguito). Tra le correlazioni che permettono di ricavare le perdite di carico complessive ricordiamo Balcilar et al. [79] e Kedzierski e Domanski [80].

7.1 Correlazioni di stima dello scambio termico

7.1.1 Correlazione Gungor-Winterton [2]

La correlazione di Gungor e Winterton [2] permette di stimare il coefficiente di scambio termico durante il processo di vaporizzazione in tubo liscio. La relazione è stata ricavata attraverso una larga banca di dati ricavati dall'analisi della vaporizzazione in tubi lisci. Il coefficiente di scambio termico è espresso come somma di due contributi: uno legato alla fase liquida e uno legato all'ebollizione:

$$HTC_{Gungor} = E \alpha_l + S \alpha_{pool} \quad (7.1)$$

dove $E (> 1)$ è un fattore di maggiorazione che tiene conto della convezione forzata in regime bifase rispetto al solo liquido e $S (< 1)$ un fattore di soppressione che tiene conto del minor surriscaldamento ottenibile in convezione forzata rispetto alla sola ebollizione, dovuto allo spessore minore dello strato di liquido nel quale si formano le bolle. I coefficienti di scambio termico dovuto alla fase liquida e al fenomeno dell'ebollizione sono rispettivamente: α_l e α_{pool} . Il fattore di maggiorazione è espresso come:

$$E = 1 + 24000 \text{ Bo}^{1,16} + 1,37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,86} \quad (7.2)$$

dove X_{tt} è il parametro di Martinelli calcolato come:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (7.3)$$

e Bo è il numero di *boiling*:

$$\text{Bo} = \frac{q}{r G} \quad (7.4)$$

Il fattore di soppressione è espresso come:

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} E^2 \text{Re}_1^{1,17}} \quad (7.5)$$

dove Re_1 rappresenta il numero di Reynolds² della fase liquida:

$$\text{Re}_1 = \frac{G (1 - x) d}{\mu_l} \quad (7.6)$$

Nel caso di tubo orizzontale e numero di Froude del liquido Fr_l minore di 0,05, i coefficienti di maggiorazione e soppressione devono essere moltiplicati rispettivamente per E_2 e S_2 :

$$E_2 = \text{Fr}_1^{(0,1-2 \text{Fr}_1)} \quad (7.7)$$

$$S_2 = \sqrt{\text{Fr}_1} \quad (7.8)$$

dove il numero di Froude³ del liquido è definito come:

$$\text{Fr}_1 = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d} \quad (7.9)$$

Il coefficiente di scambio termico della fase liquida è fornito dell'equazione di Dittus-Boelter [31]:

$$\alpha_l = 0,023 \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1^{0,4} \frac{\lambda_l}{d} \quad (7.10)$$

dove λ_l è la conduttività termica del fluido e Pr_1 il numero di Prandtl⁴ della fase liquida:

$$\text{Pr}_1 = \frac{c_{p,l} \mu_l}{\lambda_l} \quad (7.11)$$

²Il numero di Reynolds è un gruppo adimensionale proporzionale al rapporto tra le forze d'inerzia e le forze viscosse.

³Il numero di Froude è un gruppo adimensionale che mette in relazione la forza d'inerzia e la forza peso.

⁴Il numero di Prandtl è un gruppo adimensionale che esprime il rapporto della diffusività cinematica rispetto alla diffusività termica.

Il coefficiente di scambio termico dovuto al fenomeno dell'ebollizione è espresso da:

$$\alpha_{pool} = 55 p_r^{0,12} (-\log_{10} p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (7.12)$$

dove q indica il flusso termico specifico, M la massa molare del fluido e p_r la pressione ridotta espressa come il rapporto tra la pressione di esercizio e quella critica ($p_{critica}$):

$$p_r = \frac{p}{p_{critica}} \quad (7.13)$$

7.1.2 Correlazione di Cavallini et al. [3]

La correlazione di Cavallini et al. [3] come quella di Gungor-Winterton esprime il coefficiente di scambio termico come somma di più contributi: un contributo dovuto all'ebollizione nucleata (HTC_{nb}), un contributo convettivo (HTC_{cv}) e uno dovuto all'effetto della capillarità (HTC_{cap}):

$$HTC_{Cavallini} = HTC_{nb} + HTC_{cv} + HTC_{cap} \quad (7.14)$$

Il coefficiente di scambio termico dovuto all'ebollizione nucleata è espresso come:

$$HTC_{nb} = \alpha_{pool} S F_1(d) \quad (7.15)$$

dove α_{pool} è fornito dall'equazione (7.12) a pagina 96, mentre i fattori si ricavano tramite:

$$S = A_1 X_{tt}^{B_1} \quad (7.16)$$

dove X_{tt} è il parametro di Martinelli e A e B delle costanti:

$$X_{tt} := \begin{cases} X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} & \text{per } X_{tt} < 1, \\ 1 & \text{per } X_{tt} \geq 1. \end{cases}$$

$$A_1 := \begin{cases} 1,36 & \text{per } G > 100 [\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}], \\ 1,36 \sin(\beta) & \text{per } G < 100 [\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}]. \end{cases}$$

$$B_1 := \begin{cases} 0,36 & \text{per } G > 100 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{]}, \\ 0,36 \left(\frac{G}{100}\right)^4 & \text{per } G < 100 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{]}. \end{cases}$$

$$F_1(d) = \left(\frac{d_0}{d}\right)^{0,38} \quad (7.17)$$

con β che indica l'angolo d'elica in radianti (la microalettatura ha la forma di una spirale elicoidale), mentre $d_0 = 0,01$ m.

Il contributo dovuto alla convezione è espresso come:

$$HTC_{cv} = \left(\frac{\lambda_l}{d}\right) \text{Nu}_{\text{cv,tuboliscio}} Rx^{2,14} (\text{Bond Fr}_v)^\Upsilon F_2(d) F_3(G) \quad (7.18)$$

dove $\text{Nu}_{\text{cv,tuboliscio}}$ indica il numero di Nusselt⁵ del tubo liscio:

$$\text{Nu}_{\text{cv,tuboliscio}} = \text{Nu}_{\text{LO}} \Phi \quad (7.19)$$

dove:

$$\text{Nu}_{\text{LO}} = 0,023 (\text{Re}_{\text{LO}})^{0,8} \text{Pr}_1^{1/3} \quad (7.20)$$

$$\Phi = \left[(1-x) + 2,63 x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \right]^{0,8} \quad (7.21)$$

$$\text{Re}_{\text{LO}} = \frac{G d}{\mu_l} \quad (7.22)$$

$$\Upsilon := \begin{cases} -0,15 & \text{per } G < 500 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{]}, \\ -0,21 & \text{per } G \geq 500 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{]}. \end{cases}$$

dove Pr_1 indica il numero di Prandtl della fase liquida (vedi equazione (7.6) a pagina 95), mentre Re_{LO} indica il numero di Reynolds calcolato considerando l'intera portata liquida. Gli altri termini dell'equazione (7.18) sono espressi da:

$$Rx = \frac{\left\{ \frac{2 h_{fin} n_g (1 - \sin(\frac{\gamma}{2}))}{\pi d \cos(\frac{\gamma}{2})} + 1 \right\}}{\cos(\beta)} \quad (7.23)$$

⁵Il numero di Nusselt è un gruppo adimensionale che esprime il rapporto tra il flusso di calore scambiato per convezione e il flusso di calore scambiato per conduzione.

$$\text{Bond} = \frac{g \rho_l h_{fin} \pi d}{8 \sigma n_g} \quad (7.24)$$

$$\text{Fr}_v = \frac{G^2}{g d \rho_v^2} \quad (7.25)$$

dove γ indica l'angolo all'apice dell'aletta, h_{fin} l'altezza delle alette, n_g il numero di scanalature, Fr_v il numero di Froude della fase vapore e Bond il numero di Bond⁶. I fattori della (7.18) sono espressi come:

$$F_2(d) = \left(\frac{d_0}{d}\right)^{0,59} \quad (7.26)$$

$$F_3(G) = \left(\frac{G_0}{G}\right)^z \quad (7.27)$$

dove $G_0 = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e $d_0 = 0,01 \text{ m}$ e l'esponente z :

$$z := \begin{cases} 0,36 & \text{per } G > 100 [\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}], \\ -3 \sin(\beta) & \text{per } G < 100 [\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]. \end{cases}$$

Il contributo dovuto alla capillarità è espresso come:

$$\text{HTC}_{cap} = 0,332 \frac{\lambda_l}{h_{fin}} \left[\frac{G r \sin(\beta)}{q} \right]^{0,4326} F_G \quad (7.28)$$

dove il fattore F_G è definito pari a:

$$F_G := \begin{cases} 0 & \text{per } G > 100 [\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}], \\ 1 - \left(\frac{G}{G_0}\right)^3 & \text{per } 50 < G \leq 100 [\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}], \\ 1,75 \left(\frac{G}{G_0}\right) & \text{per } G \leq 50 [\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]. \end{cases}$$

dove $G_0 = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ come definito in precedenza.

⁶Il numero di Bond è un gruppo adimensionale che esprime il rapporto tra le forze di gravità e la tensione superficiale.

7.1.3 Correlazione di Wu et al. [4]

La correlazione di Wu et al. [4] è stata ricavata attraverso delle prove in vaporizzazione di R22 e R410A alla temperatura di saturazione di 279 K e al variare della portata specifica e del flusso termico; mentre il titolo all'ingresso e all'uscita della sezione sperimentale si è mantenuto costante (0,1 all'ingresso e 0,8 all'uscita). Come le correlazioni precedenti stima il coefficiente di scambio termico come somma di due contributi: uno legato allo scambio convettivo h_{cv} e uno legato allo scambio connesso all'ebollizione nucleata h_{pb} :

$$HTC_{Wu} = \sqrt[3]{[(h_{cv})^3 + (h_{nb})^3]} = \sqrt[3]{[(E_{Wu} h_{cb,l})^3 + (S_{Wu} h_{pb})^3]} \quad (7.29)$$

dove il contributo legato allo scambio convettivo h_{cv} viene espresso in funzione dello scambio convettivo del film di liquido presente $h_{cb,l}$, moltiplicato per un fattore di maggiorazione E_{Wu} ; mentre quello legato allo scambio in ebollizione nucleata viene espresso in funzione dello scambio in *pool boiling* h_{pb} , moltiplicato per un fattore di soppressione S_{Wu} . Lo scambio convettivo del film di liquido si ricava attraverso:

$$h_{cb,l} = C \operatorname{Re}_\delta^m \operatorname{Pr}_1^{0,4} \frac{\lambda_l}{\delta} \quad (7.30)$$

dove C ed m sono due costanti del valore rispettivamente di $C = 0,014$ e $m = 0,68$, Pr_1 il numero di Prandtl della fase liquida (vedi equazione (7.11) a pagina 95), λ_l la conduttività termica della fase liquida e Re_δ indica il numero di Reynolds dello spessore δ del film di liquido e si ricava tramite:

$$\operatorname{Re}_\delta = \frac{4 G (1 - x) \delta}{(1 - \varepsilon_g) \mu_l} \quad (7.31)$$

dove ε_g è la frazione di vuoto ricavata tramite la relazione di Rohuani (vedi equazione (5.22) a pagina 75), mentre μ_l indica la viscosità dinamica. Lo spessore del film di liquido δ si ricava in funzione della frazione di vuoto:

$$\delta = \sqrt{\frac{A_t}{\pi}} (1 - \sqrt{\varepsilon_g}) \quad (7.32)$$

La componente relativa all'ebollizione nucleata viene espressa in funzione del

flusso termico minimo q_{ONB} affinché si formi la prima bolla di vapore:

$$q_{ONB} = \frac{2 \sigma T_{sat} h_{cb,l}}{r_{crit} \rho_v r} \quad (7.33)$$

dove T_{sat} indica la temperatura di saturazione, σ indica la tensione superficiale, ρ_v indica la densità del vapore, r indica il calore latente di vaporizzazione e r_{crit} indica il raggio critico della bolla di vapore ed è assunto pari a $r_{crit} = 0,38 \cdot 10^{-6}$ m. La componente legata all'ebollizione nucleata risulta:

$$h_{pb} := \begin{cases} 2,8 \cdot 207 \frac{\lambda_l}{D_b} \left[\frac{(q - q_{ONB}) D_b}{\lambda_l T_{sat}} \right]^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} & \text{per } q > q_{ONB}, \\ 0 & \text{per } q < q_{ONB}. \end{cases}$$

dove D_b è il diametro della bolla quando si stacca dalla parete:

$$D_b = 0,51 \left[\frac{2 \sigma}{g (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (7.34)$$

dove g indica l'accelerazione gravitazionale, e ρ indica la densità (pedice "l" quella della fase liquida e "v" quella della fase vapore).

Il fattore di maggiorazione si ricava tramite:

$$E_{Wu} = \left\{ 1 + \left[2,64 Re_\delta^{0,036} Pr_l^{-0,024} \left(\frac{h_{fin}}{d} \right)^{0,212} \left(\frac{p}{d} \right)^{-0,21} \left(\frac{\beta}{90} \right)^{0,29} \right]^7 \right\}^{\frac{1}{7}} \quad (7.35)$$

dove h_{fin} indica l'altezza dell'alettatura, p il passo assiale e β l'angolo dell'elica. Il fattore di soppressione si ricava attraverso:

$$S_{Wu} = \frac{1}{\xi} (1 - e^{-\xi}) \quad (7.36)$$

dove il fattore ξ :

$$\xi = 1,96 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\rho_l c_{p,l} T_{sat}}{\rho_v r} \right)^{1,25} \frac{E_{Wu} h_{cb,l} D_b}{\lambda_l} \quad (7.37)$$

dove $c_{p,l}$ indica il calore specifico a pressione costante della fase liquida.

Il modello è applicabile quando il regime di deflusso è intermittente o anulare,

quando il diametro interno d , portata di massa G , flusso termico q e pressione ridotta p_r (vedi equazione (7.13) a pagina 96) sono compresi tra:

$$2,1 < d < 14,8 \text{ [mm]} \quad (7.38)$$

$$100 < G < 650 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}] \quad (7.39)$$

$$0 < q < 30 \text{ [kW m}^{-2}] \quad (7.40)$$

$$0,08 < p_r < 0,69 \quad (7.41)$$

7.2 Confronto modelli di previsione di HTC con i dati sperimentali

Nel precedente capitolo si sono espone alcune correlazioni presenti in letteratura per la stima del coefficiente di scambio termico ottenibili durante la vaporizzazione di un fluido all'interno di un tubo. La correlazione di Gungor e Winterton [2] è una delle prime equazioni di previsione dello scambio termico in vaporizzazione ed è stata sviluppata per tubi lisci. Confrontando i valori sperimentali con quelli ottenuti tramite questa correlazione ci permette di avere una stima di quanto sia maggiore l'efficienza di un tubo microalettato rispetto ad uno liscio a parità di diametro, portata e flusso termico.

La correlazione di Cavallini et al. [3] è stata ricavata analizzando una serie di tubi microalettati della Hitachi di diametro superiore a quello in esame. Il confronto con i dati sperimentali ci consente di valutare quanto accurato sia questo modello in queste condizioni operative e qualora non lo sia, quali siano i parametri che maggiormente incidano sul sovrastimare o sottostimare il coefficiente di scambio termico.

La correlazione di Wu et al. [4] è stata ricavata analizzando quattro minitubi dello stesso diametro esterno ($OD = 5 \text{ mm}$), ma con differenti altezze delle alette, angoli d'elica e angoli all'apice. Le condizioni di ingresso ed uscita sono state fissate ed erano uguali per tutte le prove (titolo all'ingresso pari a $x = 0,3$ e all'uscita pari a $x = 0,8$). Il confronto ci consente di valutare l'efficacia di questo metodo nel stimare il coefficiente di scambio termico in queste condizioni operative.

7.2.1 Confronto con tubi lisci

Per analizzare l'efficacia del minitubo viene mostrato l'andamento del coefficiente di scambio termico ottenuto tramite Gungor e Winterton [2], e dei dati sperimentali in funzione del titolo medio. Si riporta unicamente la prova eseguita con flusso termico imposto pari a $HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$, poichè quella maggiormente significativa, essendo la prova con il maggior numero di rilevazioni.

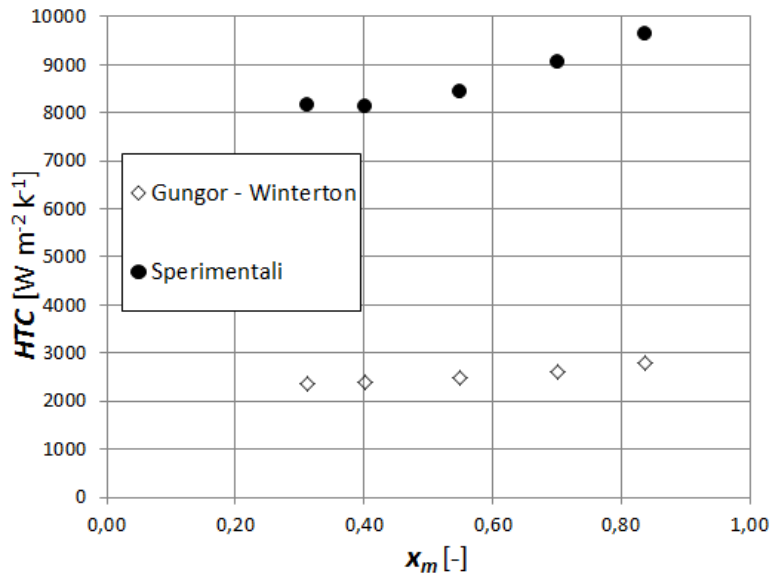


Figura 7.1: Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 190 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).

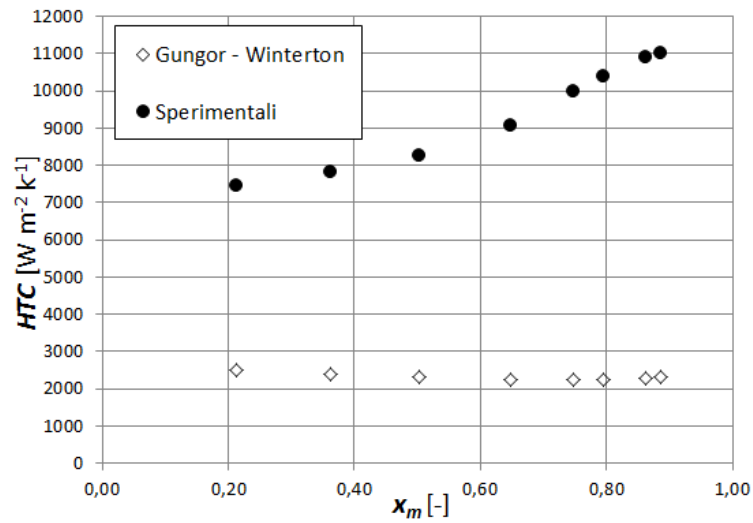


Figura 7.2: Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 380 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).

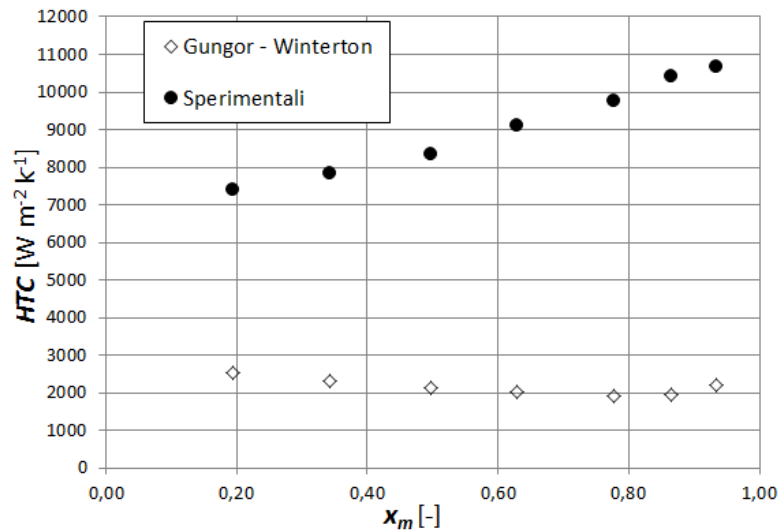


Figura 7.3: Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 565 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).

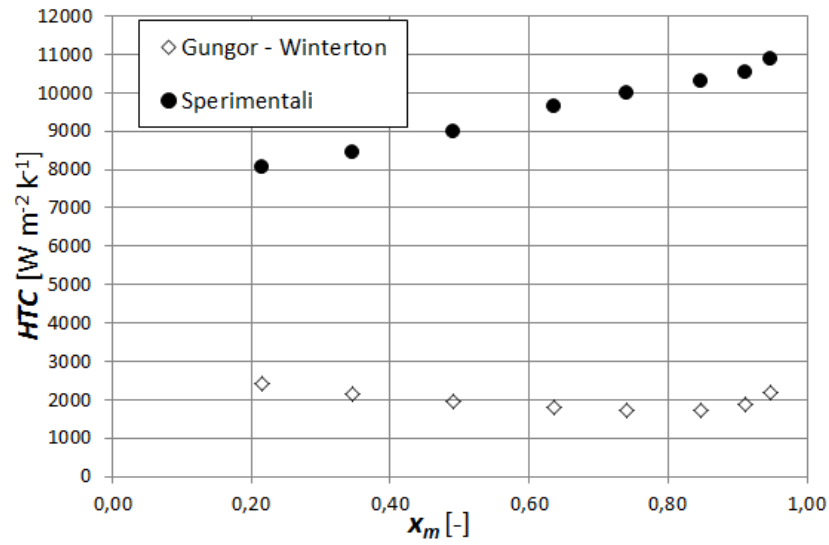


Figura 7.4: Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 755$ [kg m⁻² s⁻¹]).

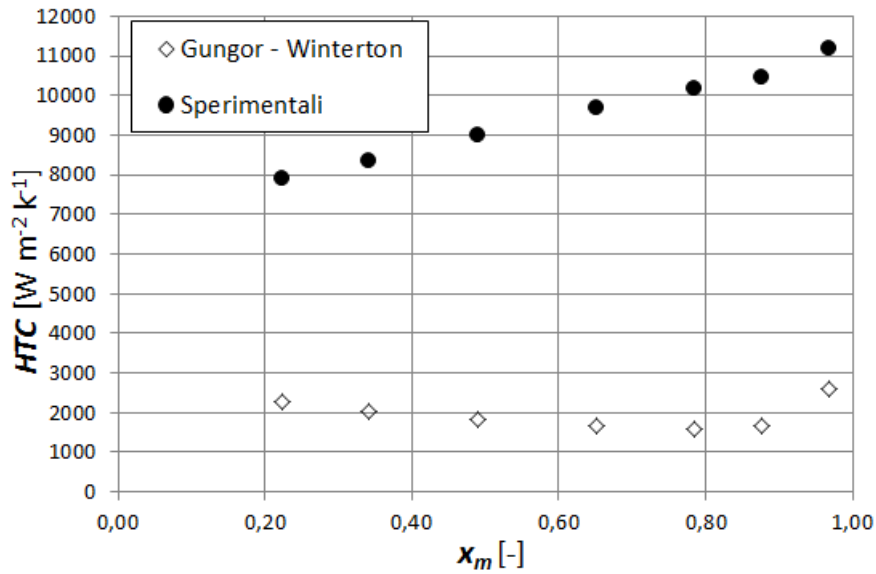


Figura 7.5: Confronto tra il coefficiente di scambio termico ottenuto con i dati sperimentali e quello ottenuto attraverso il modello Gungor e Winterton [2] in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 950$ [kg m⁻² s⁻¹]).

Il modello di Gungor e Winterton [2] (vedi figure da 7.1 a 7.5) è stato sviluppato per stimare il coefficiente di scambio termico per tubi lisci. Dal confronto tra il coefficiente di scambio termico stimato e quello sperimentale, si nota come questo sia sempre inferiore, a dimostrazione dell'efficienza di questa soluzione tecnologica. L'andamento del coefficiente di scambio termico stimato risulta costante al variare del titolo medio.

7.2.2 Confronto dati sperimentali con modello di Cavallini et al. [3]

Di seguito vengono riportati i coefficienti di scambio termico ottenuti tramite la correlazione di Cavallini et al. [3] in funzione di quelli ottenuti tramite i dati sperimentali. L'analisi è stata condotta al variare della portata, al variare della temperatura di saturazione e al variare del flusso termico. Sono state tracciate due rette che partono dall'origine e delimitano gli scostamenti di $\pm 30\%$ rispetto al valore sperimentale rilevato.

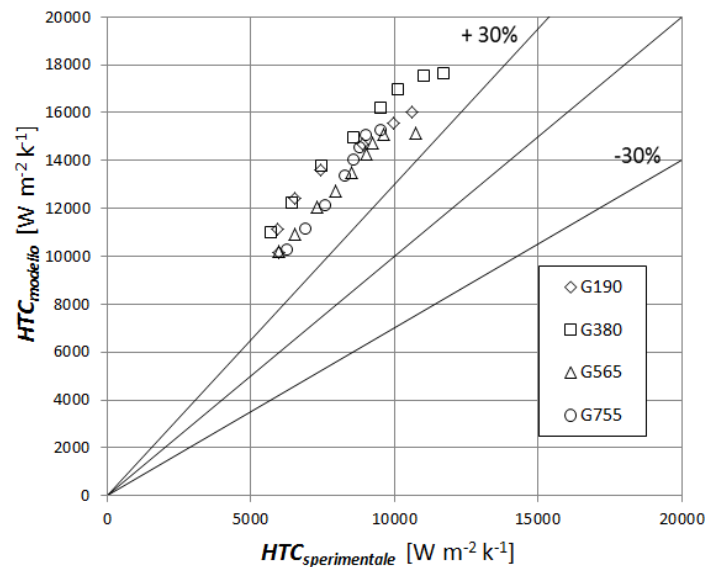


Figura 7.6: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], a parità di flusso termico ($HF = 10 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565 \text{ e } 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

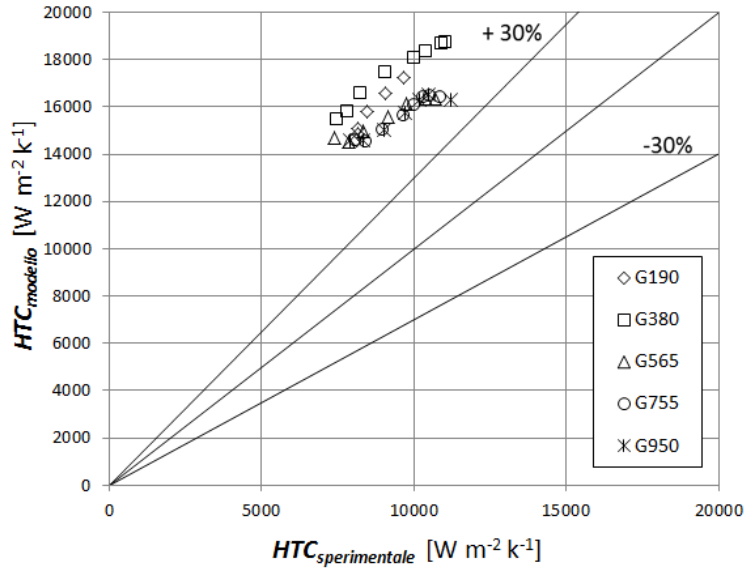


Figura 7.7: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], a parità di flusso termico ($HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 755, \text{ e } 950 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

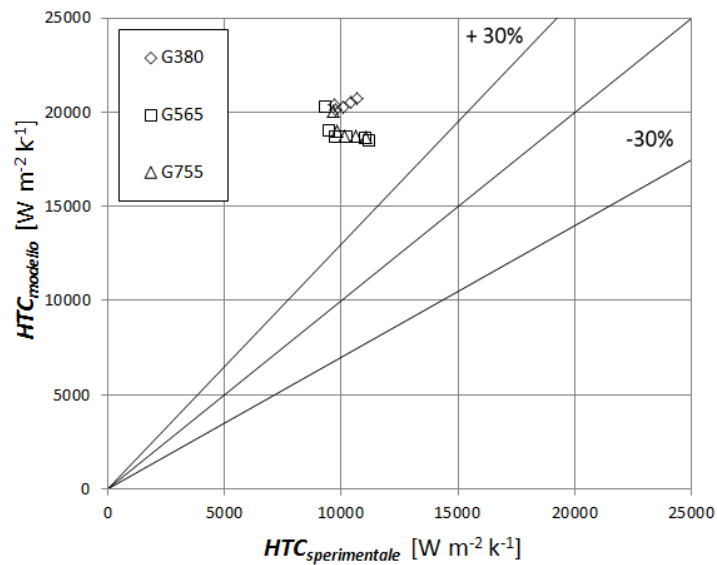


Figura 7.8: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], a parità di flusso termico ($HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 380, 565 \text{ e } 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

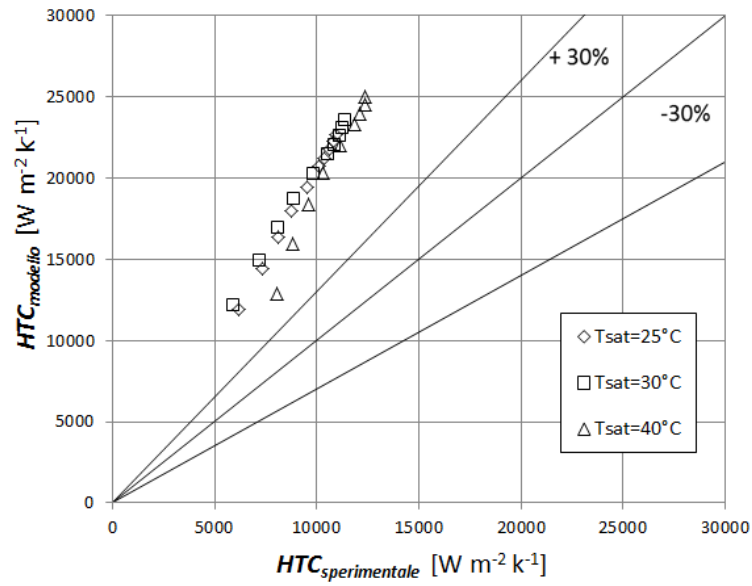


Figura 7.9: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], a parità di portata ($G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), al variare della temperatura di saturazione ($T_{sat} = 25, 30 \text{ e } 40^{\circ}C$) e del flusso termico.

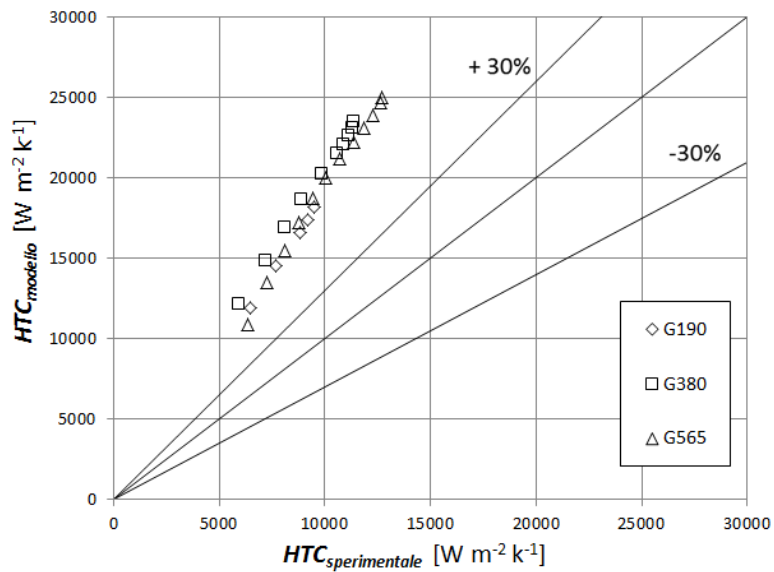


Figura 7.10: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Cavallini et al. [3], al variare del flusso termico e al variare della portata specifica ($G = 190, 380 \text{ e } 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

Il modello di Cavallini sovrastima il coefficiente di scambio termico in tutte le prove effettuate. Tale sovrastima è poco più superiore al 30% alle alte portate e ai bassi flussi termici (Fig. 7.6), mentre aumenta notevolmente all'aumentare del flusso termico imposto (Fig. 7.7 e 7.8). Questa caratteristica viene messa in risalto dalla prova condotta a flusso termico variabile (Fig. 7.10). Dunque in tutte le prove condotte la correlazione presenta un comportamento migliore alle alte portate specifiche rispetto a quelle più basse.

Nelle prove sperimentali il coefficiente di scambio termico HTC risultava praticamente indipendente dalla temperatura di saturazione, comportamento analogo si riscontra con il modello di Cavallini, dove gli scostamenti di tutte le prove rispetto al valore sperimentale sono i medesimi (vedi Fig. 7.9).

Per valutare il comportamento della correlazione si sono calcolati tre indici: MAD (*Mean Absolute Deviation*), ossia la deviazione media assoluta; MRD (*Mean Relative Deviation*), ossia la deviazione media relativa; e $RMSD$ (*Root Mean Square Deviation*), ossia la deviazione standard:

$$MAD = \left[\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{|x_{i,calc} - x_{i,sper}|}{x_{i,sper}} \right] \cdot 100 \quad (7.42)$$

$$MRD = \left[\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{x_{i,calc} - x_{i,sper}}{x_{i,sper}} \right] \cdot 100 \quad (7.43)$$

$$RMSD = \left[\sqrt{\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_{i,calc} - x_{i,sper}}{x_{i,sper}} \right)^2} \right] \cdot 100 \quad (7.44)$$

dove n indica il numero di rilevazioni di quella prova, $x_{i,sper}$ l' i -esimo valore sperimentale rilevato e $x_{i,calc}$ l' i -esimo valore calcolato tramite il modello analizzato. I risultati vengono riportati nella tabella⁷ 7.1.

⁷Nel calcolo della deviazione media assoluta, relativa e standard sono stati esclusi i dati rilevati dopo la crisi termica.

Tabella 7.1: Deviazione media assoluta, relativa e standard del modello di Cavallini et al. [3].

Prova		<i>MAD</i> [%]	<i>MRD</i> [%]	<i>RMSD</i> [%]
<i>HF</i> = 10 kW m ⁻²	<i>G</i> = 190 kg m ⁻² s ⁻¹	72	73	54
	<i>G</i> = 380 kg m ⁻² s ⁻¹	73	73	54
	<i>G</i> = 565 kg m ⁻² s ⁻¹	60	60	37
	<i>G</i> = 755 kg m ⁻² s ⁻¹	62	62	39
<i>HF</i> = 25 kW m ⁻²	<i>G</i> = 190 kg m ⁻² s ⁻¹	83	83	70
	<i>G</i> = 380 kg m ⁻² s ⁻¹	88	88	79
	<i>G</i> = 565 kg m ⁻² s ⁻¹	73	73	55
	<i>G</i> = 755 kg m ⁻² s ⁻¹	64	64	41
	<i>G</i> = 950 kg m ⁻² s ⁻¹	65	65	43
<i>HF</i> = 50 kW m ⁻²	<i>G</i> = 380 kg m ⁻² s ⁻¹	101	101	103
	<i>G</i> = 565 kg m ⁻² s ⁻¹	92	92	87
	<i>G</i> = 755 kg m ⁻² s ⁻¹	86	86	76
<i>q</i> _{variabile}	<i>G</i> = 190 kg m ⁻² s ⁻¹	89	89	79
	<i>G</i> = 380 kg m ⁻² s ⁻¹	106	106	112
	<i>G</i> = 565 kg m ⁻² s ⁻¹	94	94	88
<i>T</i> _{sat} _{urazione}	<i>T</i> _{sat} = 25 °C	103	103	106
	<i>T</i> _{sat} = 30 °C	106	106	112
	<i>T</i> _{sat} = 45 °C	92	92	92

7.2.3 Confronto dati sperimentali con modello di Wu et al. [4]

Di seguito vengono riportati i coefficienti di scambio termico ottenuti tramite la correlazione di Wu et al. [4] in funzione di quelli ottenuti tramite i dati sperimentali. Analogamente alla correlazione precedente, l'analisi è stata condotta al variare della portata, al variare della temperatura di saturazione e al variare del flusso termico. Sono state tracciate due rette che partono dall'origine ed delimitano gli scostamenti di $\pm 30\%$ rispetto al valore sperimentale rilevato. Tuttavia dato che la correlazione di Wu et al. è valida fino a prima della crisi termica, i punti successivi al *dry-out* non sono stati riportati nei grafici.

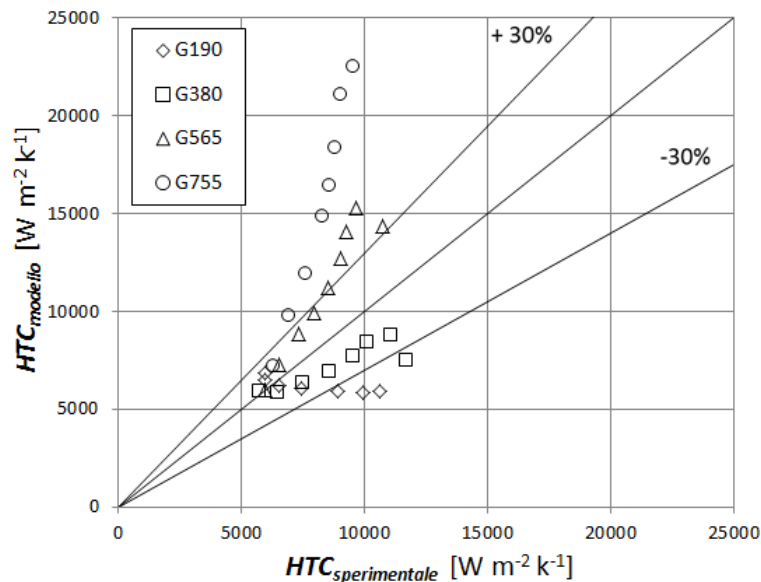


Figura 7.11: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di flusso termico ($HF = 10 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565 \text{ e } 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

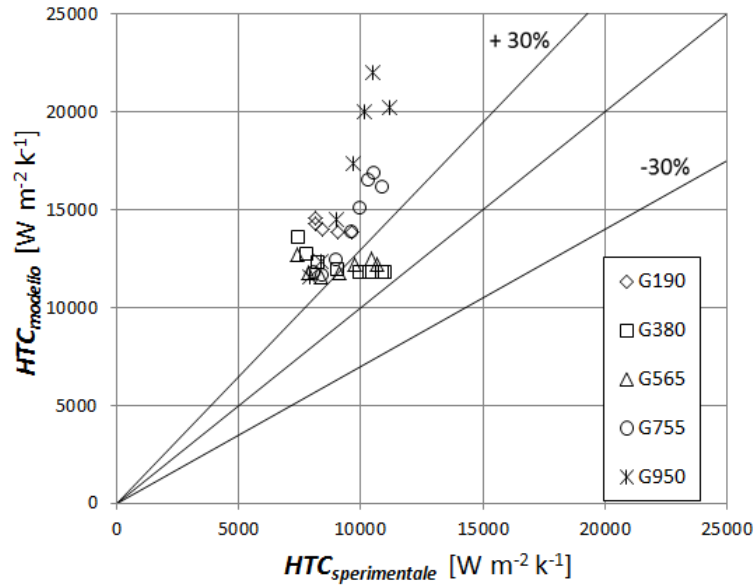


Figura 7.12: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di flusso termico ($HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565, 755, \text{ e } 950 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

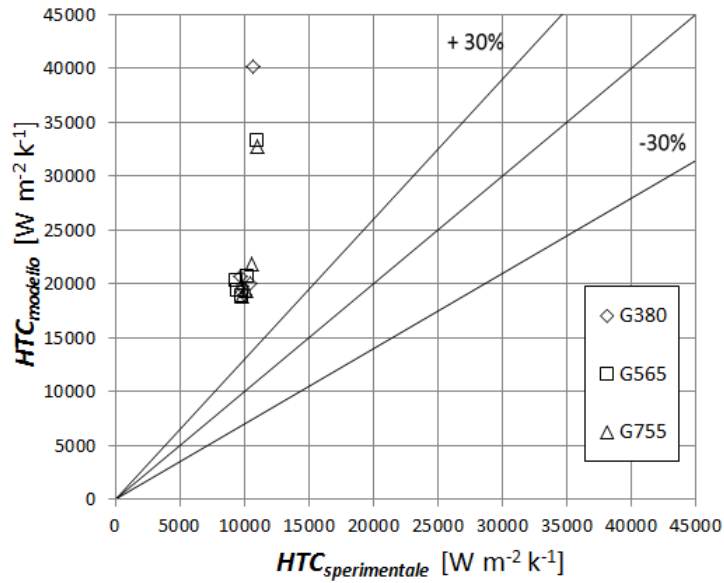


Figura 7.13: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di flusso termico ($HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 380, 565 \text{ e } 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

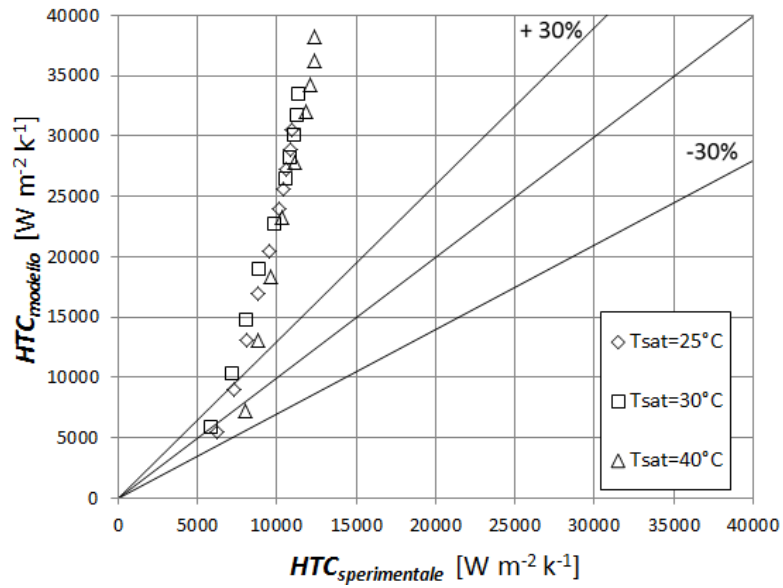


Figura 7.14: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di portata ($G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), al variare della temperatura di saturazione ($T_{sat} = 25, 30$ e $40^{\circ}C$) e del flusso termico.

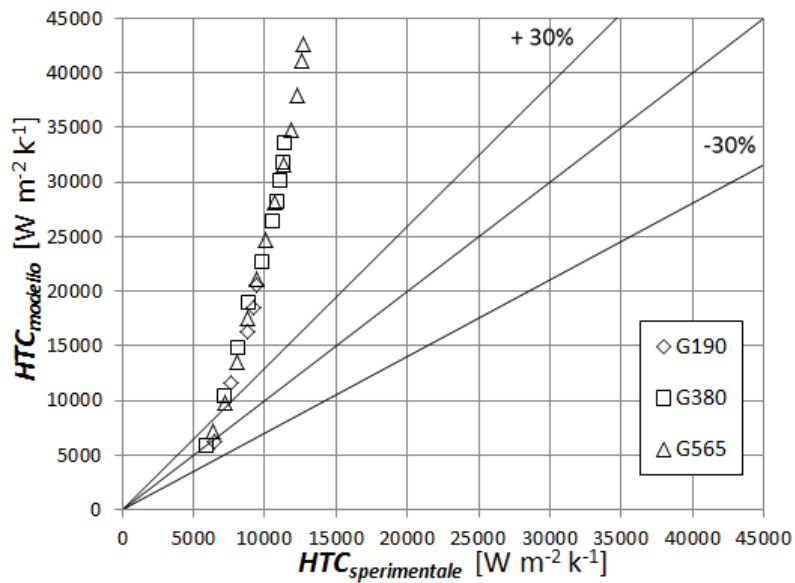


Figura 7.15: Coefficienti di scambio termico HTC sperimentali e del modello di Wu et al. [4], al variare del flusso termico e al variare della portata specifica ($G = 190, 380$ e $565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

Il modello di Wu et al. [4] risulta molto buono nella prova condotta con flusso termico imposto di $HF = 10 \text{ kW m}^{-2}$ e alle basse portate analizzate; infatti la quasi totalità dei dati rilevati è compresa nella banda del $\pm 30\%$ (Fig. 7.11 e 7.12). Nelle altre prove la correlazione sovrastima di molto i valori del coefficiente di scambio termico, poiché si esce dai limiti di applicabilità della correlazione. Infatti si nota come per portate superiori ai $650 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (valore limite di portata specifica per applicabilità della correlazione) i valori si discostino in maniera sensibile da quelli sperimentali. Analogamente superando il limite del flusso termico imposto, pari a $HF = 30 \text{ kW m}^{-2}$ si verifica un medesimo comportamento (Fig. 7.13). Significativa da questo punto di vista la prova condotta a flusso termico variabile in cui si vedono i primi punti compresi all'interno della banda e poi all'aumentare del flusso termico divergere sempre di più dal valore rilevato (Fig. 7.15).

All'interno del campo di validità la correlazione offre una buona stima del coefficiente di scambio termico. Si riportano nella tabella 7.2, la deviazione media assoluta, relativa e standard del modello⁸ di Wu et al. [4].

⁸Nel calcolo della deviazione media assoluta, relativa e standard sono stati esclusi i dati rilevati dopo la crisi termica, quando la correlazione non è più valida. Mentre sono state comunque calcolate per le prove eseguite con portate e flussi termici superiori a quelli limite imposti dalla correlazione, così da poter fornire un confronto complessivo con il modello di Cavallini et al. [3]

Tabella 7.2: Deviazione media assoluta, relativa e standard del modello di Wu et al. [4].

Prova	$MAD[\%]$	$MRD[\%]$	$RMSD[\%]$	
$HF = 10 \text{ kW m}^{-2}$	$G = 190 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	24	-17	28
	$G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	18	-17	20
	$G = 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	31	30	35
	$G = 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	83	83	92
$HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$	$G = 190 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	63	63	65
	$G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	34	34	43
	$G = 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	36	36	40
	$G = 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	48	48	49
$HF = 50 \text{ kW m}^{-2}$	$G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	134	134	152
	$G = 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	124	124	130
	$G = 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	117	117	124
$q_{variabile}$	$G = 190 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	72	70	82
	$G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	122	122	136
	$G = 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	141	141	157
$T_{saturazione}$	$T_{sat} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	109	106	122
	$T_{sat} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$	122	122	136
	$T_{sat} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$	131	129	146

7.3 Correlazione di previsione delle perdite di carico

7.3.1 Correlazione di Friedel [5]

La correlazione di Friedel [5] permette di stimare le perdite di carico dovute all'attrito durante il deflusso bifase all'interno di un tubo liscio. Questo metodo si può applicare quando il titolo è compreso tra $0 \leq x < 1$, ossia quando il deflusso è bifase. Inoltre si raccomanda per avere una stima accurata che il rapporto tra la viscosità dinamica del liquido e del vapore sia inferiore a 1000.

Le perdite di carico dovute all'attrito sono così definite:

$$\Delta p_{frict} = \Delta p_l \Phi_{Lo}^2 \quad (7.45)$$

dove le perdite di carico della fase liquida Δp_l sono così definite:

$$\Delta p_l = 4 f_l \left(\frac{L}{d} \right) G^2 \left(\frac{1}{2 \rho_l} \right) \quad (7.46)$$

Il fattore d'attrito della fase liquida si ottiene a partire dal numero di Reynolds della fase liquida (che si ricava attraverso l'equazione (7.22) che qui riportiamo), in modo analogo si procede con il calcolo del fattore d'attrito della fase vapore:

$$\text{Re}_l = \frac{G d}{\mu_l} \quad (7.47)$$

$$\text{Re}_v = \frac{G d}{\mu_v} \quad (7.48)$$

$$f_l := \begin{cases} \frac{16}{\text{Re}_l} & \text{per } \text{Re}_l < 2000, \\ \frac{0,079}{\text{Re}_l^{0,25}} & \text{per } \text{Re}_l > 2000. \end{cases}$$

$$f_v := \begin{cases} \frac{16}{\text{Re}_v} & \text{per } \text{Re}_v < 2000, \\ \frac{0,079}{\text{Re}_v^{0,25}} & \text{per } \text{Re}_v > 2000. \end{cases}$$

Il fattore che moltiplica le perdite di carico della fase liquida è espresso da:

$$\Phi_{Lo}^2 = E' + \frac{3,24 F' H'}{Fr_h^{0,045} We_1^{0,035}} \quad (7.49)$$

dove Fr_h indica il numero di Froude della miscela omogenea (funzione della densità omogenea espressa dall'equazione (7.50)), We_1 il numero di Weber⁹ della fase liquida e i rimanenti sono fattori che si ricavano:

$$\rho_h = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (7.50)$$

$$Fr_h = \frac{G^2}{g d_i \rho_h^2} \quad (7.51)$$

$$We_1 = \frac{G^2 d_i}{\sigma \rho_h} \quad (7.52)$$

$$E' = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_v}{\rho_v f_l} \quad (7.53)$$

$$F' = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad (7.54)$$

$$H' = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,70} \quad (7.55)$$

dove σ indica la tensione superficiale, μ e ρ indicano rispettivamente la viscosità dinamica e la densità, della fase liquida quando hanno pedice "l" e della fase vapore quando hanno la pedice "v".

7.3.2 Correlazione di Chisholm [6]

La correlazione di Chisholm [6] è metodo empirico che si basa su un'ampia banca di dati. Il gradiente delle perdite di pressione legate all'attrito viene così definito:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{frict} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Lo} \Phi_{Lo}^2 \quad (7.56)$$

⁹Il numero di Weber è un fattore adimensionale che mette in relazione le forze d'inerzia e la forza di tensione superficiale.

dove il fattore che moltiplica il gradiente di pressione della sola fase liquida si ricava tramite:

$$\Phi_{Lo}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[B x^{\frac{(2-n)}{2}} (1-x)^{\frac{(2-n)}{2}} + x^{(2-n)} \right] \quad (7.57)$$

Il parametro Y è definito come:

$$Y^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Go}}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Lo}} \quad (7.58)$$

dove l'esponente deriva dall'espressione di Blasius per il fattore d'attrito ed è pari a $n = 0,25$, mentre i gradienti di pressione monofase si ricavano attraverso:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Lo} = f_l \frac{2 G^2}{d \rho_l} \quad (7.59)$$

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Go} = f_v \frac{2 G^2}{d \rho_v} \quad (7.60)$$

mentre i coefficienti d'attrito della fase vapore e della fase liquida si ricavano tramite le equazioni (7.3.1) e (7.3.1) a pagina 115. Il parametro B è funzione del parametro Y e della portata di massa specifica.

Quando $0 < Y \leq 9,5$:

$$B := \begin{cases} \frac{55}{\sqrt{G}} & \text{per } G \geq 1900 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{]}, \\ \frac{2400}{G} & \text{per } 500 < G < 1900 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{]}, \\ 4,80 & \text{per } G \leq 500 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{]}. \end{cases}$$

se $9,5 < Y \leq 28$:

$$B := \begin{cases} \frac{520}{Y \sqrt{G}} & \text{per } G \leq 600 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{]}, \\ \frac{21}{Y} & \text{per } G > 600 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{]}. \end{cases}$$

se $Y > 28$:

$$B = \frac{15000}{Y^2 \sqrt{G}} \quad (7.61)$$

7.3.3 Correlazione di Wu et al. [4]

La correlazione di Wu et al. [4] per la stima delle perdite di carico in un tubo microalettato dovute all'attrito è:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{frict} = \frac{2 f_{tp} G^2}{d \rho_{tp}} \quad (7.62)$$

dove ρ_{tp} la densità del deflusso bifase e f_{tp} indica il coefficiente d'attrito del deflusso bifase e si ricavano attraverso:

$$\rho_{tp} = \left(\frac{x}{\rho_v} \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1} \quad (7.63)$$

$$f_{tp} = 2 \left[\left(\frac{8}{Re_{tp}}\right) + \frac{1}{(a+b)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (7.64)$$

dove ρ indica la densità (pedice "l" quella della fase liquida e "v" quella della fase vapore), x il titolo e Re_{tp} il numero di Reynolds del deflusso bifase:

$$Re_{tp} = \frac{G d}{\mu_{tp}} \quad (7.65)$$

dove μ_{tp} indica la viscosità dinamica del deflusso bifase e si ricava tramite:

$$\mu_{tp} = \mu_l - 2,5 \mu_l \left[\frac{x \rho_l}{x \rho_l + (1-x) \rho_v} \right]^2 + \left[\frac{x \rho_l (1,5 \mu_l + \mu_v)}{x \rho_l + (1-x) \rho_v} \right] \quad (7.66)$$

dove μ indica la viscosità dinamica (pedice "l" quella della fase liquida e "v" quella della fase vapore). I fattori a e b si ricavano invece attraverso:

$$a = \left[2,457 \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{Re_{tp}}\right)^{0,9} + (0,27 R x_f)} \right]^{16} \quad (7.67)$$

$$b = \left(\frac{37530}{Re_{tp}}\right)^{16} \quad (7.68)$$

dove Rx_f è un fattore relativo alla rugosità e si ricava attraverso:

$$Rx_f = \frac{0,18 \frac{h_{fin}}{d}}{0,1 + \cos \beta} \quad (7.69)$$

dove h_{fin} indica l'altezza dell'aletta e β l'angolo dell'elica.

7.3.4 Correlazione di Han-Lee [7]

La correlazione di Han e Lee [7] è stata ricavata analizzando i dati ottenuti tramite delle prove sperimentali sul processo di condensazione di tre diversi fluidi frigorigeni su quattro differenti tubi microalettati. Il gradiente di pressione delle perdite di carico dovute all'attrito risulta così definito:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{frict} = \Phi_l^2 \frac{f_l [G (1 - x)]^2}{2 d \rho_l} \quad (7.70)$$

dove il fattore d'attrito della fase liquida f_l e il parametro d'attrito bifase Φ_l^2 si ricavano attraverso:

$$f_l = 0,193 \left[\frac{G (1 - x) d}{\mu_l} \right]^{-0,024} \left(\frac{p}{h_{fin}} \right)^{-0,539} \quad (7.71)$$

$$\Phi_l^2 = 2,684 X_{tt}^{-1,946} \quad (7.72)$$

dove X_{tt} indica il parametro di Lockhart-Martinelli (vedi equazione (7.3) a pagina 94), G indica la portata specifica, x il titolo, d il diametro interno del tubo, h_{fin} l'altezza dell'aletta e p il suo passo, mentre ρ_l e μ_l indicano rispettivamente la densità e la viscosità dinamica della fase liquida.

7.4 Confronto modelli di previsione delle perdite di carico per attrito con i dati sperimentali

Nel precedente capitolo si sono esposte alcune correlazioni presenti in letteratura per la stima delle perdite di carico dovute all'attrito durante il deflusso bifase attraverso il minitubo microalettato.

La correlazione di Friedel [5] e di Chisholm [6] sono state sviluppate per i tubi lisci ed esprimono le perdite di carico globali in funzione delle perdite di carico della sola fase liquida moltiplicate per un moltiplicatore bifase. Il confronto dei valori ottenuti da questi modelli con i dati sperimentali ci consente di confrontare le perdite di carico di un minitubo microalettato con quelle di un tubo liscio nelle medesime condizioni operative.

La correlazione di Wu et al. [4] è stata ricavata a partire dall'analisi delle perdite di carico per attrito ottenute durante la vaporizzazione di R22 e R410a all'interno di quattro tubi microalettati. Questo modello ci permette di valutare con che efficacia vengano stimate le perdite di carico del tubo in esame.

La correlazione di Han-Lee [7] è stata ricavata analizzando il fenomeno della condensazione all'interno di quattro differenti minitubi microalettati in cui fluiva R134a, R22 e R410a.

7.4.1 Confronto con tubi lisci

Per eseguire un confronto tra le perdite di carico per attrito di un tubo liscio e di un tubo microalettato, si riportano le perdite di carico di un tubo liscio stimate tramite Friedel [5] e Chisholm [6], e quelle sperimentali in funzione del titolo medio. Si riporta unicamente la prova eseguita con flusso termico imposto pari a $HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$, poichè quella maggiormente significativa, essendo la prova con il maggior numero di rilevazioni e non essendo le perdite di carico per attrito influenzate dal flusso termico.

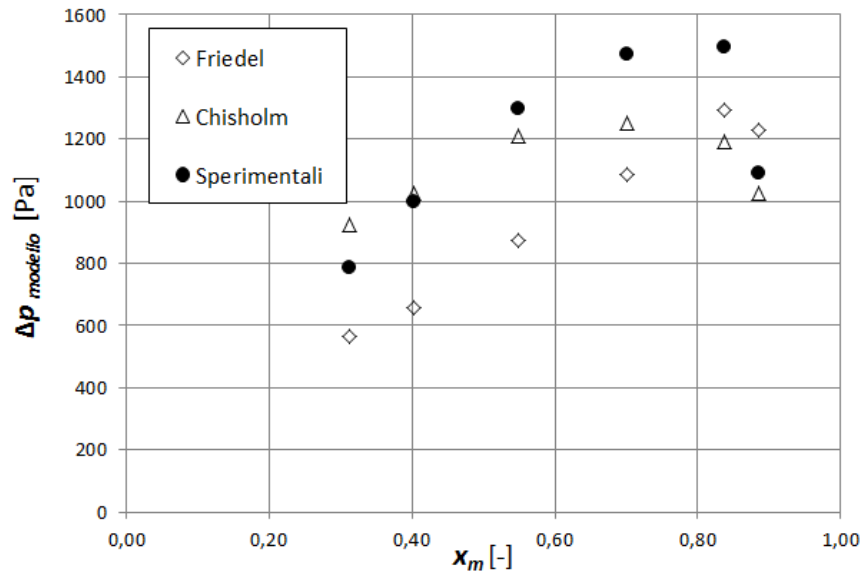


Figura 7.16: Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 190$ [kg m⁻² s⁻¹]).

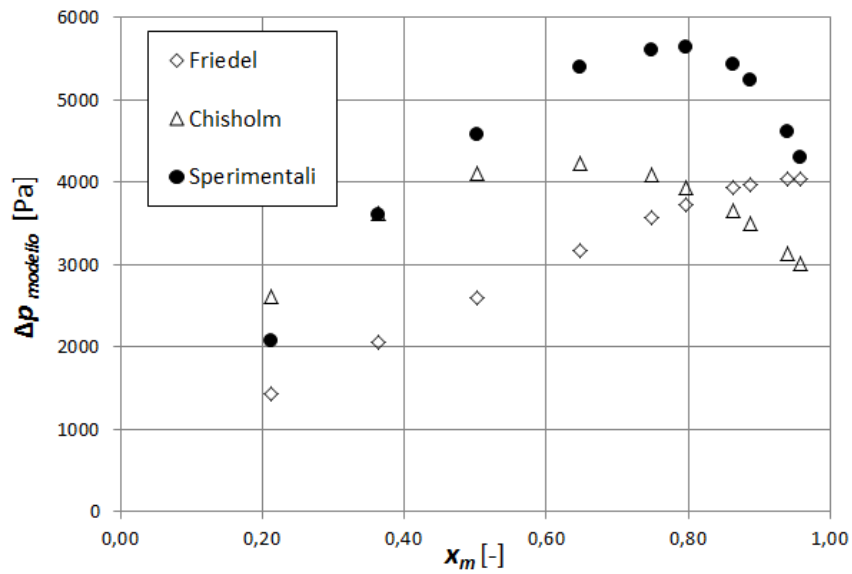


Figura 7.17: Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 380$ [kg m⁻² s⁻¹]).

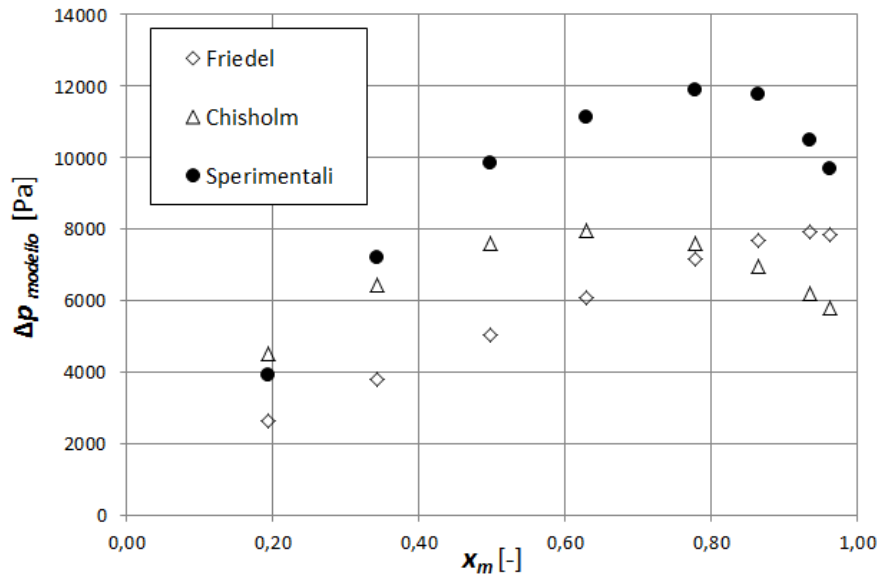


Figura 7.18: Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 565 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).

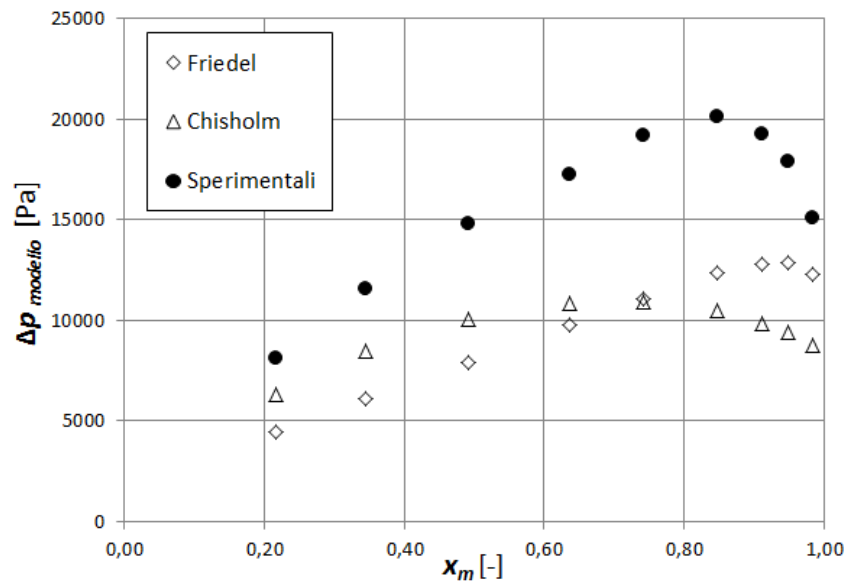


Figura 7.19: Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 755 \text{ [kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$).

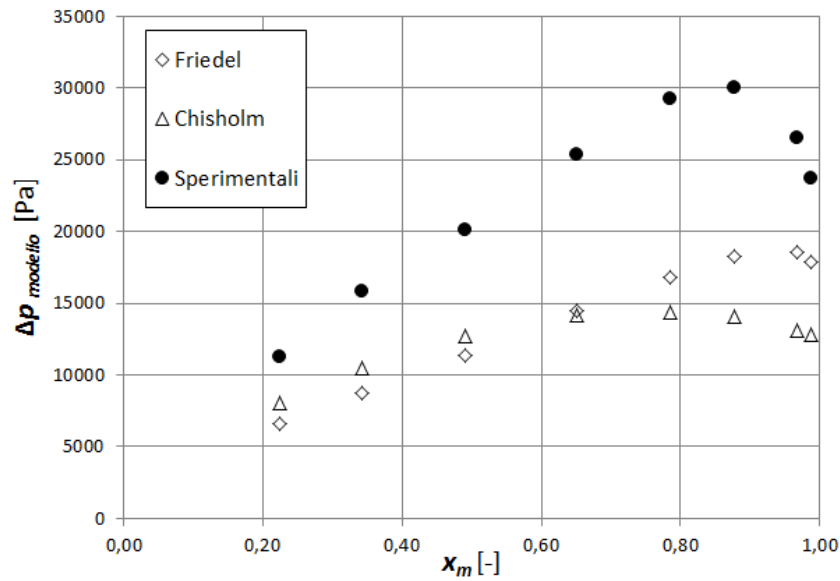


Figura 7.20: Confronto tra le perdite di carico per attrito ottenute con i dati sperimentali e quelle ottenute attraverso i vari modelli in funzione del titolo medio (Prova eseguita con $G = 950$ [kg m⁻² s⁻¹]).

I grafici mostrano come le perdite per attrito del tubo microalettato siano superiori rispetto a quelle di un tubo liscio di pari geometria e con medesime condizioni operative. Il risultato è di notevole interesse, in quanto a fronte di modesto aumento delle perdite, il minitubo permette di avere coefficienti di scambio termico assai maggiori rispetto a un tubo liscio di medesima geometria e con medesime condizioni operative (vedi figure 7.1-7.5 a pagina 102).

7.4.2 Confronto dati sperimentali con modello di Wu et al. [4]

Di seguito vengono le perdite di carico per attrito ottenute tramite la correlazione di Wu et al. [4] in funzione di quelli ottenuti tramite i dati sperimentali. L'analisi è stata condotta al variare della portata e al variare della temperatura di saturazione. Sono state tracciate due rette che partono dall'origine ed delimitano gli scostamenti di $\pm 30\%$ rispetto al valore sperimentale rilevato.

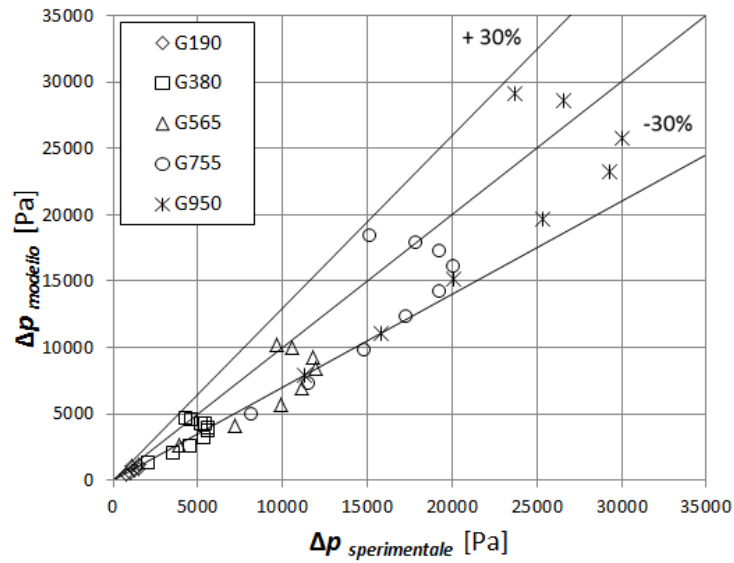


Figura 7.21: Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di flusso termico ($HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565, 755, \text{ e } 950 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

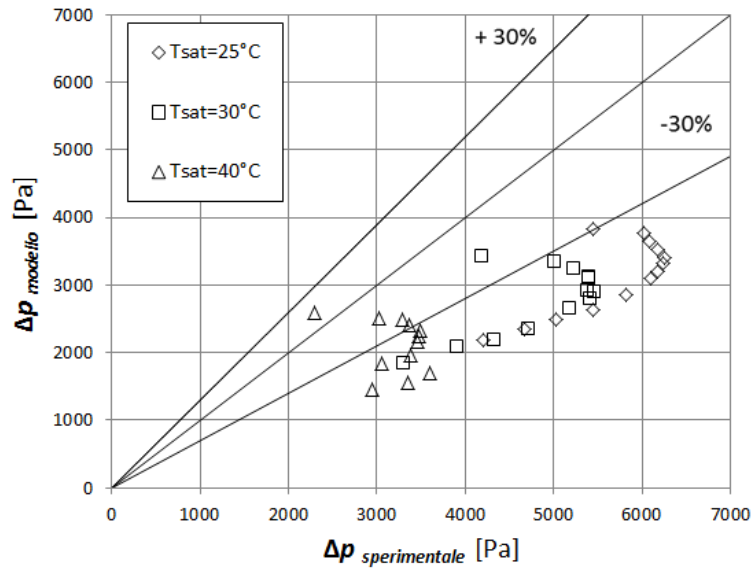


Figura 7.22: Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Wu et al. [4], a parità di portata ($G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), al variare della temperatura di saturazione ($T_{\text{sat}} = 25, 30$ e 40°C) e del flusso termico.

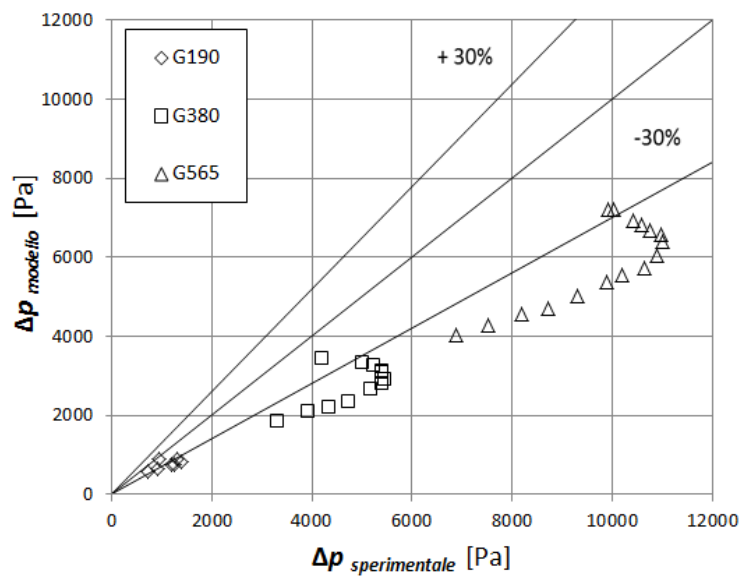


Figura 7.23: Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Wu et al. [4], al variare del flusso termico e al variare della portata specifica ($G = 190, 380$ e $565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

Il modello di Wu et al. [4] fornisce un valore sottostimato delle perdite di carico in tutte le prove effettuate (Fig. 7.21-7.22). Nel complesso la maggior parte dei punti è addossata nei pressi della retta che indica uno scostamento di -30% rispetto al valore sperimentale. La correlazione risulta più efficace alle basse portate, ossia nel campo di validità delle prove tramite cui è stata ricavata, mentre gli scostamenti aumentano quando le portate analizzate sono maggiori. Infatti i dati attraverso cui è stata ricavata la correlazione sono stati ottenuti da prove condotte con portate e flussi termici inferiori rispetto a quelle di questa analisi sperimentale ($G_{max} = 650 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e $q_{max} = 30 \text{ kW m}^{-2}$).

Nella tabella 7.3 si riportano la deviazione media assoluta, relativa e standard del modello.

Tabella 7.3: Deviazione media assoluta, relativa e standard del modello di Wu et al. [4] per le perdite di carico per attrito.

	Prova	$MAD[\%]$	$MRD[\%]$	$RMSD[\%]$
$HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$	$G = 190 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	34	-34	38
	$G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	29	-27	32
	$G = 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	27	-26	31
	$G = 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	24	-19	27
	$G = 950 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	22	-14	23
$q_{variabile}$	$G = 190 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	29	-29	31
	$G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	43	-43	44
	$G = 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	40	-40	41
$T_{saturazione}$	$T_{sat} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	45	-45	46
	$T_{sat} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$	43	-41	44
	$T_{sat} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$	36	-33	38

7.4.3 Confronto dati sperimentali con modello di Han-Lee [7]

Di seguito vengono le perdite di carico per attrito ottenute tramite la correlazione di Han-Lee [7] in funzione di quelli ottenuti tramite i dati sperimentali. L'analisi è stata condotta al variare della portata e al variare della temperatura di saturazione. Sono state tracciate due rette che partono dall'origine ed delimitano gli scostamenti di $\pm 30\%$ rispetto al valore sperimentale rilevato.

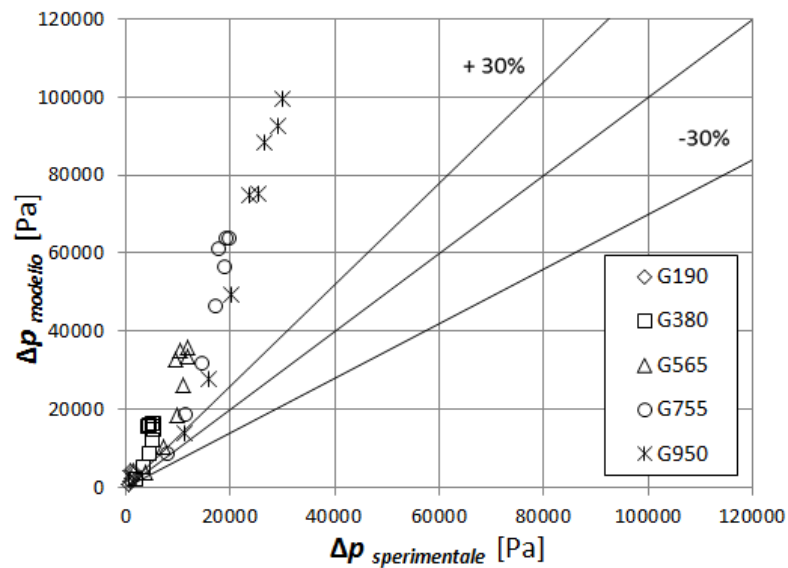


Figura 7.24: Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Han-Lee [7], a parità di flusso termico ($HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$) e al variare della portata specifica ($G = 190, 380, 565, 755, \text{ e } 950 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

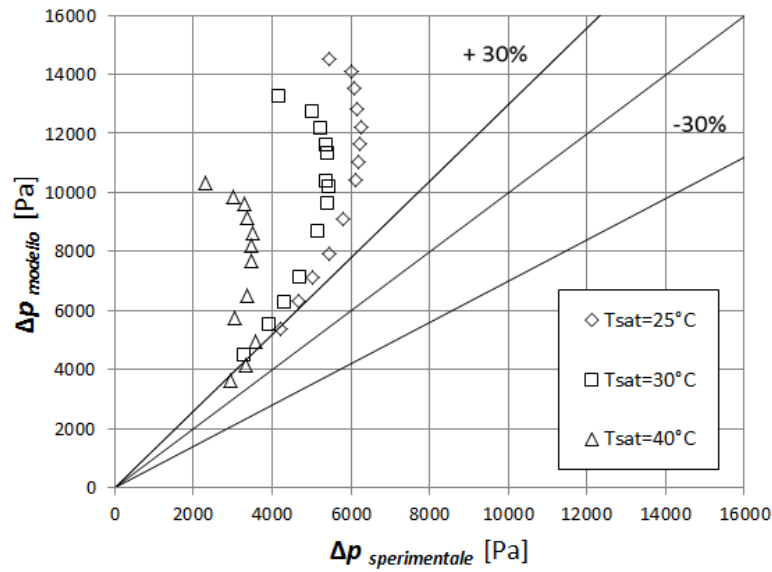


Figura 7.25: Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Han-Lee [7], a parità di portata ($G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), al variare della temperatura di saturazione ($T_{\text{sat}} = 25, 30 \text{ e } 40^\circ\text{C}$) e del flusso termico.

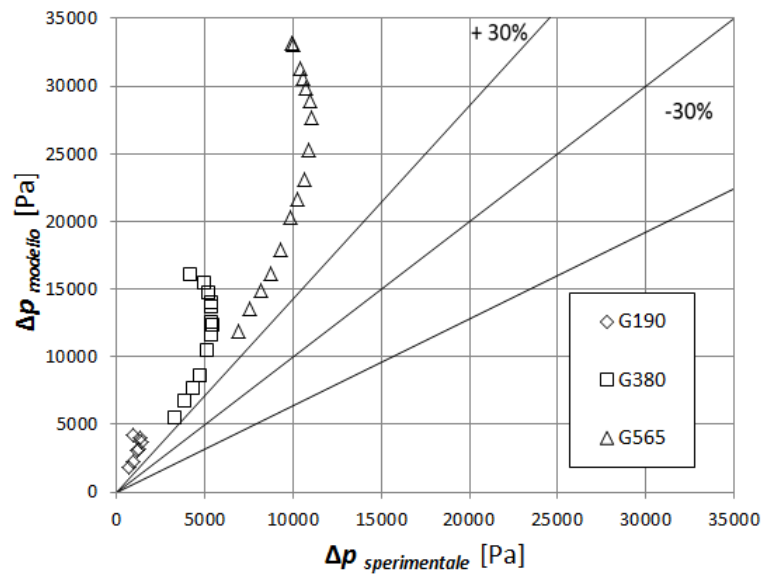


Figura 7.26: Perdite di carico per attrito sperimentali e del modello di Han-Lee [7], al variare del flusso termico e al variare della portata specifica ($G = 190, 380 \text{ e } 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$).

La correlazione di Han-Lee [7] è stata sviluppata per prevedere le perdite di carico dovute all'attrito all'interno di un tubo microalettato durante la condensazione di R134a, R22 e R410a. Il modello porta a sovrastimare di molto le perdite di carico in tutte le prove eseguite (Fig. 7.24-7.26). Le maggiori deviazioni si verificano alle alte portate. Questo si può imputare in primis all'effetto legato al diametro del minitubo. I tubi microalettati studiati nell'analisi sperimentali di Han-Lee avevano diametri che erano due/tre volte superiori a quello in esame. Questo comporta una sovrastima delle perdite di carico come si evince dall'equazione (7.70) (a pagina 119), dato che il diametro compare a denominatore della relazione.

Si riportano nella tabella la deviazione assoluta, media e standard della correlazione di Han-Lee [7].

Tabella 7.4: Deviazione media assoluta, relativa e standard del modello di Han-Lee [7] per le perdite di carico per attrito.

	Prova	$MAD[\%]$	$MRD[\%]$	$RMSD[\%]$
$HF = 25 \text{ kW m}^{-2}$	$G = 190 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	122	122	151
	$G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	148	148	169
	$G = 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	141	141	164
	$G = 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	162	162	180
	$G = 950 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	167	167	232
$q_{variabile}$	$G = 190 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	192	192	203
	$G = 380 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	135	135	147
	$G = 565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$	139	139	148
$T_{saturazione}$	$T_{sat} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	82	82	92
	$T_{sat} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$	94	94	107
	$T_{sat} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$	134	134	162

7.5 Correlazione di previsione della crisi termica

Quando avviene la crisi termica il coefficiente di scambio termico diminuisce come detto nel primo capitolo (vedi pagina 10). Wojtan et al. [81] nella loro analisi su come evolve il regime di deflusso in un tubo orizzontale, hanno identificato che la crisi termica avviene proprio quando il coefficiente di scambio termico decresce. La correlazione usata per stimare il *dry-out* è quella di Padovan et al. [28] che è stata ricavata a partire dall'equazione di Mori et al. [82]. La correlazione permette di stimare il titolo a cui avviene la crisi termica in funzione del numero di Froude Fr e del numero di Boiling Bo (vedi equazione (7.4) a pagina 94):

$$x_{di} = 0,57 Fr^{-0,02} Bo^{0,07} \quad (7.73)$$

dove il numero di Froude si ricava attraverso:

$$Fr = \frac{G^2}{g d \rho_v (\rho_l - \rho_v)} \quad (7.74)$$

dove G indica la portata di massa specifica, d il diametro interno del tubo, g l'accelerazione di gravità e ρ indica la densità (pedice "l" quella della fase liquida e "v" quella della fase vapore). L'equazione risulta valida quando il numero di Froude, il numero di Boiling e la pressione ridotta p_r (vedi equazione (7.13) a pagina 96) sono compresi tra:

$$3 < Fr < 50 \quad (7.75)$$

$$3 \cdot 10^{-4} < Bo < 12 \cdot 10^{-4} \quad (7.76)$$

$$0,19 < p_r < 0,49 \quad (7.77)$$

7.5.1 Confronto modello con valori sperimentali

La correlazione di Padovan et al. [28] esposta nel paragrafo precedente permette di determinare il titolo a cui avviene la crisi termica. Si confronta ora il valore del titolo stimato dalla correlazione con quello sperimentale in funzione della portata specifica elaborata.

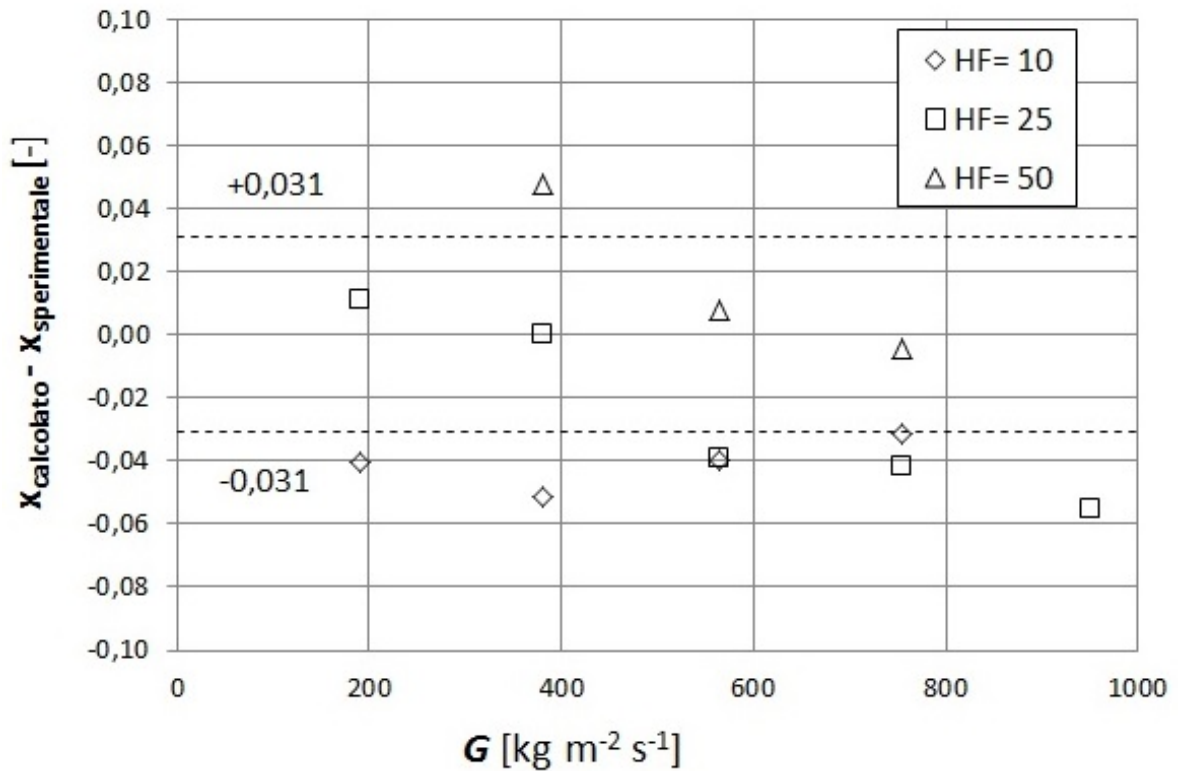


Figura 7.27: Differenza tra il titolo calcolato tramite il modello di Padovan et al. [28] e quello sperimentale in funzione della portata specifica elaborata G kg m⁻² s⁻¹.

Il grafico mostra come gli scostamenti tra il valore calcolato e quello sperimentale siano molto contenuti, ci si trova all'interno della banda d'incertezza assegnata al titolo. In generale l'equazione tende a sottostimare il titolo a cui avviene il *dry-out*, e le deviazioni maggiori si riscontrano a bassi flussi termici ed a alte portate specifiche.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha riguardato l'analisi sperimentale della vaporizzazione di R1234yf all'interno di un minitubo microalettato.

Nella prima parte di questo lavoro si è realizzata la sezione sperimentale costituita da un minitubo microalettato internamente brasato all'interno di una scanalatura fresata su un piatto di rame. Il tutto è stato posto all'interno di un contenitore di alluminio, coibentato internamente da uno strato di lana di roccia dello spessore di 30 mm. Si è provveduto inoltre a sostituire il fluido frigorifero presente nell'impianto con R1234yf. Una volta caricato l'impianto e posta in opera la sezione sperimentale si è provveduto ad eseguire le prove in vuoto per verificare la perfetta adiabaticità del sistema. Il sistema di rilevazione *LabVIEWTM* è stato modificato, poiché il fluido elaborato dall'impianto era diverso. Si è così proceduto con la rilevazioni dei dati sperimentali attraverso prove: a flusso termico costante ($HF = 10, 25, 50 \text{ kW m}^{-2}$) in cui si faceva variare il titolo all'ingresso della sezione e la portata specifica di refrigerante ($G = 190, 380, 565, 755, \text{ e } 950 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$); a flusso termico variabile in cui veniva mantenuto costante il titolo all'ingresso ($x_{in} = 0,3$) e veniva variata la portata e prove a temperatura di saturazione variabile in cui si variava il flusso termico.

Nella seconda parte si sono regrediti i dati determinando il coefficiente di scambio termico HTC , il titolo all'uscita della sezione sperimentale x_{out} e le perdite di carico per attrito, ossia i parametri che permettono di valutare il comportamento termodinamico del minitubo e del fluido refrigerante. Inoltre si è eseguita l'analisi dell'incertezza di tutti i parametri rilevati e ricavati.

Nelle prove a flusso termico costante, il coefficiente di scambio termico HTC è risultato aumentare in funzione del titolo medio per ogni flusso termico analizzato. In particolare all'aumentare del flusso termico aumentava HTC ai bassi titoli,

mentre quello massimo rimaneva pressoché costante. All'aumentare della portata specifica elaborata si è riscontrato che aumentava il titolo a cui avveniva la crisi termica. Invece le perdite di carico per attrito aumentavano in maniera considerevole con l'aumentare della portata specifica elaborata. Inoltre presentavano un andamento prima crescente e poi nell'ultimo tratto decrescente. Il massimo delle perdite si registra in corrispondenza del massimo del coefficiente di scambio, mentre diminuiscono in seguito alla crisi termica quando il deflusso è ormai monofase (vapore surriscaldato con gocce di liquido trasportate).

Nelle prove a flusso termico variabile, si sono ottenuti i coefficienti di scambio termico maggiore alle alte portate specifiche, poiché la crisi termica avveniva a titoli e flussi termici maggiori. Mentre il coefficiente di scambio termico non variava apprezzabilmente in funzione della temperatura di saturazione, infatti aumentava di poco all'aumentare di questa, però ciò comportava anche una crisi termica a titoli inferiori. Le perdite di carico per attrito mostrano un andamento crescente in funzione del flusso termico. Inoltre le perdite di carico diminuiscono all'aumentare della temperatura di saturazione, tuttavia bisogna considerare che questo comporta un aumento della pressione operativa e dunque un aumento delle sollecitazioni a cui deve resistere l'impianto.

Nella terza parte si sono confrontati i dati sperimentali con quelli calcolati attraverso alcuni modelli. Per quanto concerne il coefficiente di scambio termico si sono implementati i modelli di Gungor e Winterton [2], Cavallini et al. [3] e Wu et al. [4]. Il primo modello è stato realizzato per tubi lisci e questo ha permesso di confrontare il coefficiente di scambio termico del minitubo microalettato con quello ottenibile da un tubo liscio a parità di condizioni operative e geometriche. Il confronto ha dimostrato come il coefficiente di scambio termico del minitubo è circa quattro volte superiore.

Il modello di Cavallini et al. [3] e Wu et al. [4] sono stati ricavati da banche dati ottenute da analisi sulla vaporizzazione in minitubi. L'applicazione di questi modelli al caso in esame ha dato risultati molto diversi. Il modello di Cavallini [3] sovrastima HTC in tutte le prove eseguite, questo è dovuto al diametro maggiore dei tubi microalettati con cui si sono eseguite le prove per determinare la correlazione. Invece il modello di Wu [4] risultava buono alle basse portate e ai bassi flussi termici, ossia entro i limiti di validità della relazione fissati dagli autori. Quando si analizzano

elevati flussi termici e portate, il modello diverge e sovrastima il coefficiente di scambio termico.

Per quanto riguarda le perdite di carico per attrito si sono implementati vari modelli: Friedel [5] e Chisholm [6] che sono stati sviluppati per deflusso bifase in tubi lisci, così da poter confrontare le perdite di un tubo liscio con quelle di un tubo microalettato; Wu et al. [4] che è stata sviluppata per vaporizzazione in minitubi, così da poter confrontare i valori sperimentali con un modello sviluppato per questo tipo di prove e Han-Lee [7], che è stata sviluppata per stimare le perdite in condensazione all'interno di tubi microalettati, così da poter confrontare le perdite in condensazione con quelle in vaporizzazione. I modelli sviluppati per tubi lisci hanno mostrato come le perdite nei minitubi microalettati non siano poi così superiori rispetto ad un tubo liscio a parità di condizioni operative. Risultato molto interessante per la pratica tecnica, perché si ha un aumento significativo del coefficiente di scambio termico con un contenuto aumento delle perdite. La correlazione di Wu et al. [4] sottostima le perdite di carico di circa il 30%, mentre quella di Han-Lee [7] le sovrastima di molto. Le deviazioni di questi due modelli sono dovuti alla tipologia di prove attraverso cui si sono ricavate le banche dati, da cui si sono sviluppate le correlazioni.

L'analisi sperimentale condotta sulla vaporizzazione di R1234yf all'interno di minitubi microalettati ha dimostrato come si possano ottenere elevati coefficienti di scambio termico in dimensioni contenute, con un aumento delle perdite di carico molto contenute (a differenza delle schiume metalliche). Inoltre l'impiego di R1234yf, ossia di un'idro-fluoro-olefina (HFO) permette di avere un bassissimo impatto ambientale ($ODP = 0$ e $GWP = 4$), dunque si ottengono elevate prestazioni termodinamiche con un basso inquinamento. La bassa carica di refrigerante richiesta dai minitubi, date le piccole dimensioni geometriche, permette di avere spese di pompaggio contenute, oltre che tubi di diametro inferiore e scambiatori più compatti, dunque dimensioni dell'impianto contenute; a cui si accompagnano bassi valori di *TEWI* e *LCCP*.

Per quanto concerne i possibili sviluppi futuri, sicuramente vi è la necessità di avere una banca dati più ampia così da poter implementare una correlazione per la stima dello scambio termico e delle perdite di carico più accurata e che non valga

solo in un ristretto range di portate e/o flussi termici. Molto interessante sarebbe anche porre una sezione sperimentale in parallelo a quella esistente, costituita da un minitubo delle medesime dimensioni, ma liscio. In questo modo si potrebbe effettuare un reale confronto a parità di condizioni operative. Certamente la soluzione analizzata permette alti coefficienti di scambio termico, con un aumento delle perdite di carico contenuto, e nel contempo un impatto ambientale molto basso.

Nomenclatura

Simboli latini

A	Superficie interna del minitubo microalettato [m ²]
a	Parametro della correlazione di Wu et al. [4] per le perdite di carico [-]
A_t	Sezione trasversale del minitubo [m ²]
A_v	Area di deflusso occupata dalla fase gassosa [m ²]
A_1	Parametro della correlazione di Cavallini et al. [3] [-]
B	Parametro della correlazione di Chisholm [6] [-]
b	Parametro della correlazione di Wu et al. per le perdite di carico [-]
B_1	Parametro della correlazione di Cavallini et al. [3] [-]
Bo	Numero di boiling [-]
Bond	Numero di Bond [-]
C_0	Parametro della relazione di Rohuani [76] [-]
CFC	Clorofluorocarburi
<i>COP</i>	<i>Coefficient of Performance</i> [-]
c_{p,H_2O}	Calore specifico a pressione costate dell'acqua [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
$c_{p,l}$	Calore specifico a pressione costate della fase liquida [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
d	Diametro interno del minitubo valutato all'apice dell'aletta [m]
D_b	Diametro della bolla quando si stacca dalla parete [m]
D_{int}	Diametro interno [m]
$\left(-\frac{dp}{dz}\right)$	Gradiente di pressione [Pa m ⁻¹]
$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_f$	Gradiente di pressione delle perdite di carico per attrito [Pa m ⁻¹]
$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_g$	Gradiente di pressione delle perdite di carico per la gravità [Pa m ⁻¹]
$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{GO}$	Gradiente di pressione delle perdite di carico della sola fase vapore [Pa m ⁻¹]
$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{LO}$	Gradiente di pressione delle perdite di carico della sola fase liquida [Pa m ⁻¹]
$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_q$	Gradiente di pressione delle perdite causate dalla quantità di moto [Pa m ⁻¹]
E	Coefficiente di maggiorazione [-]
E_{Wu}	Coefficiente di maggiorazione della correlazione di Wu et al. [4] [-]
E'	Coefficiente della correlazione di Friedel [5] [-]

E^*	Energia elettrica usata nell'unità di tempo [kJ anno ⁻¹]
E_2	Coefficiente di maggiorazione della correlazione di Gungor e Winterton [2] [-]
F'	Coefficiente della correlazione di Friedel [5] [-]
$F_1(d)$	Funzione del modello di Cavallini et al. [3] [-]
$F_2(d)$	Funzione del modello di Cavallini et al. [3] [-]
$F_3(G)$	Funzione del modello di Cavallini et al. [3] [-]
F_G	Funzione del modello di Cavallini et al. [3] [-]
f_l	Fattore d'attrito della fase liquida [-]
Fr	Numero di Froude [-]
Fr_h	Numero di Froude della miscela omogenea [-]
Fr_l	Numero di Froude della fase liquida [-]
Fr_v	Numero di Froude della fase vapore [-]
f_{tp}	Fattore d'attrito della miscela bifase [-]
f_v	Fattore d'attrito della fase vapore [-]
G	Portata specifica [kg s ⁻¹ m ⁻²]
g	Accelerazione di gravità [m s ⁻²]
G_{max}	Portata specifica massima [kg s ⁻¹ m ⁻²]
GWP	<i>Global Warming Potential</i> [-]
H'	Coefficiente della correlazione di Friedel [5] [-]
$h_{cb,l}$	<i>HTC</i> convettivo della sola fase liquida modello di Wu et al. [4] [kW m ⁻² K ⁻¹]
h_{cv}	<i>HTC</i> convettivo modello di Wu et al. [4] [kW m ⁻² K ⁻¹]
HF	Flusso termico specifico [kW m ⁻²]
h_{fin}	Altezza delle alette [m]
h_{nb}	<i>HTC</i> ebollizione nucleata modello di Wu et al. [4] [kW m ⁻² K ⁻¹]
h_{pb}	<i>HTC pool boiling</i> modello di Wu et al. [4] [kW m ⁻² K ⁻¹]
$h_{R1234yf,ls}$	Entalpia liquido saturo di R1234yf [kJ kg ⁻¹]
$h_{R1234yf,sezin}$	Entalpia all'ingresso della sezione sperimentale di R1234yf [kJ kg ⁻¹]
$h_{R1234yf,sezout}$	Entalpia all'uscita della sezione sperimentale di R1234yf [kJ kg ⁻¹]
$h_{R1234yf,vs}$	Entalpia vapore saturo di R1234yf [kJ kg ⁻¹]
HCFC	idro-cloro-fluoro-carburi
HFC	idro-fluoro-carburi
HFO	idro-fluoro-olefina
<i>HTC</i>	Coefficiente di scambio termico globale [kW m ⁻² K ⁻¹]
<i>HTC</i> _{Gungor}	<i>HTC</i> del modello di Gungor e Winterton [2] [kW m ⁻² K ⁻¹]
<i>HTC</i> _{cap}	<i>HTC</i> per capillarità del modello di Cavallini et al. [3] [kW m ⁻² K ⁻¹]
<i>HTC</i> _{Cavallini}	<i>HTC</i> globale del modello di Cavallini et al. [3] [kW m ⁻² K ⁻¹]
<i>HTC</i> _{cv}	<i>HTC</i> convettivo del modello di Cavallini et al. [3] [kW m ⁻² K ⁻¹]
<i>HTC</i> _{nb}	<i>HTC</i> per ebollizione nucleata del modello di Cavallini et al. [3] [kW m ⁻² K ⁻¹]
<i>HTC</i> _{Wu}	<i>HTC</i> globale del modello di Wu et al. [4] [kW m ⁻² K ⁻¹]

I	Corrente elettrica [A]
ID	Diametro interno [m]
i_r	Incertezza di ripetibilità
i_s	Incertezza dello strumento
L	Lunghezza minitubo [m]
$LCCP$	<i>Life Cycle Climate Performance</i>
l_s	Lunghezza delle fibre della schiuma [mm]
M	Massa molare [kg kmol ⁻¹]
MAD	<i>Mean Absolute Deviation</i> [%]
m_{CO_2}	Massa di CO ₂ emessa per produrre l'unità di energia elettrica consumata [kg]
m_f	Massa del refrigerante [kg]
$\dot{m}_{H_2O,pre}$	Portata di massa d'acqua che alimenta il precodensatore [kg s ⁻¹]
\dot{m}_l	Portata di massa della fase liquida [kg s ⁻¹]
$\dot{m}_{R1234yf}$	Portata di massa del refrigerante [kg s ⁻¹]
MRD	<i>Mean Relative Deviation</i> [%]
\dot{m}_v	Portata di massa della fase vapore [kg s ⁻¹]
N o n	Numero di rilevazioni o parametri [-]
NFR	Coefficiente di assorbimento nell'infrarosso [-]
n_g	Numero di scanalature [-]
$Nu_{cv,smoothtube}$	Numero di Nusselt convettivo del tubo liscio [-]
Nu_{LO}	Numero di Nusselt della fase liquida di tutta la portata [-]
OD	Diametro esterno [m]
ODP	<i>Ozone Depleting Potential</i>
p	Passo assiale delle alette [m]
$p_{critica}$	Pressione critica [Pa]
p_r	Pressione ridotta [-]
P_{el}	Potenza elettrica [W]
$P_{el,d}$	Potenza elettrica dissipata [W]
$P_{el,r}$	Potenza elettrica reale [W]
PPI	<i>Pores per inch</i> [-]
Pr	Numero di Prandtl [-]
Pr_1	Numero di Prandtl della sola fase liquida [-]
$p_{sez,in}$	Pressione all'ingresso della sezione sperimentale [Pa]
$p_{sez,out}$	Pressione all'uscita della sezione sperimentale [Pa]
q	Flusso termico specifico [kW m ⁻²]
q_{max}	Flusso termico massimo specifico [kW m ⁻²]
q_{ONB}	Flusso termico specifico minimo per avere ebollizione nucleata [kW m ⁻²]
q_{max}	Flusso termico massimo specifico [kW m ⁻²]
q_{pre}	Flusso termico precodensatore [kW]

r	Calore latente di vaporizzazione [kJ kg^{-1}]
r_{crit}	Raggio critico della bolla [m]
Re_l	Numero di Reynolds della fase liquida [-]
Re_{LO}	Numero di Reynolds della fase liquida di tutta la portata [-]
Re_{tp}	Numero di Reynolds della miscela bifase [-]
Re_v	Numero di Reynolds della fase vapore [-]
Re_δ	Numero di Reynolds del film di liquido [-]
$RMSD$	<i>Root Mean Square Deviation</i>
Rx	Fattore di maggiorazione geometrico [-]
Rx_f	Fattore empirico di scabrezza relativa [-]
S	Coefficiente di soppressione [-]
S_{Wu}	Coefficiente di soppressione della correlazione di Wu et al. [4] [-]
S_2	Coefficiente di soppressione della correlazione di Gungor e Winterton [2] [-]
T	Temperatura [K]
t	Parametro di Student [-]
$TEWI$	<i>Total Equivalent Warming Potential</i>
$t_{H_2O,pre,IN}$	Temperatura dell'acqua all'ingresso del precodensatore [$^{\circ}\text{C}$]
$t_{H_2O,pre,OUT}$	Temperatura dell'acqua all'uscita del precodensatore [$^{\circ}\text{C}$]
t_p	Temperatura di parete [$^{\circ}\text{C}$]
\bar{t}_p	Temperatura di parete media [$^{\circ}\text{C}$]
t_s	Spessore delle fibre della schiuma [mm]
T_{sat}	Temperatura di saturazione di R1234yf [K]
t_{sat}	Temperatura di saturazione di R1234yf [$^{\circ}\text{C}$]
\bar{t}_{sat}	Temperatura di saturazione media di R1234yf [$^{\circ}\text{C}$]
$u(x_i)$	Incertezza combinata dell' i -esimo parametro [-]
u_{gj}	Fattore della correlazione di Rohuani [76] [-]
V	Tensione [V]
We_l	Numero di Weber della fase liquida [-]
x	Titolo di vapore [-]
\bar{x}	Valore medio di un parametro [-]
x_{di}	Titolo <i>dry out</i> incipiente [-]
x_{in}	Titolo di vapore all'ingresso della sezione sperimentale [-]
x_m	Titolo medio di vapore [-]
x_{out}	Titolo di vapore all'uscita della sezione sperimentale [-]
X_{tt}	Parametro di Martinelli [-]
Y	Fattore nella correlazione di Chisholm [6] [-]

Simboli greci

α	Coefficiente di scambio termico globale [$\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
----------	--

α_{cv}	Coefficiente di scambio termico convettivo [kW m ⁻² K ⁻¹]
α_{nb}	Coefficiente di scambio termico per ebollizione nucleata [kW m ⁻² K ⁻¹]
α_{pool}	Coefficiente di scambio termico per <i>pool boiling</i> [kW m ⁻² K ⁻¹]
α_l	Coefficiente di scambio termico della fase liquida [kW m ⁻² K ⁻¹]
β	Angolo dell'elica dell'alettatura [rad]
γ	Angolo all'apice dell'aletta [rad]
Γ^*	Vita stimata dell'impianto [anni]
δ	Spessore film di liquido [m]
Δp	Perdite di carico [Pa]
Δp_{frict}	Perdite di carico per attrito [Pa]
Δp_l	Perdite di carico della fase liquida [Pa]
Δp_q	Perdite di carico per quantità di moto [Pa]
Δt	Differenza di temperatura [°C]
Δz	Distanza lungo la direzione di deflusso [m]
ε_g	Frazione di vuoto tramite correlazione di Rohuani [-]
ε^*	Porosità di una schiuma [-]
θ_i	Indice di sensibilità dell'i-esimo parametro [-]
λ_l	Conducibilità termica della fase liquida [W m ⁻¹ K ⁻¹]
μ_l	Viscosità dinamica della fase liquida [Pa s]
μ_{tp}	Viscosità dinamica della miscela bifase [Pa s]
μ_v	Viscosità dinamica della fase vapore [Pa s]
ν	Gradi di libertà di un sistema [-]
ξ	Fattore della correlazione di Wu et al. [4] [-]
π	Pi greco [-]
ρ'	Densità della schiuma [kg m ⁻³]
ρ_l	Densità della fase liquida [kg m ⁻³]
ρ_r	Densità relativa [kg m ⁻³]
ρ_s	Densità del materiale della schiuma metallica [kg m ⁻³]
ρ_{tp}	Densità della miscela bifase [kg m ⁻³]
ρ_v	Densità della fase vapore [kg m ⁻³]
σ	Tensione superficiale [N m ⁻¹]
σ^*	Scarto quadratico medio [-]
Φ	Moltiplicatore bifase della correlazione di Cavallini et al. [3] [-]
Φ_l	Moltiplicatore bifase della sola fase liquida [-]
Φ_{LO}	Moltiplicatore bifase della fase liquida di tutta la portata [-]

Bibliografia

- [1] S. Nukiyama. The maximum and the minimum values of heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. *Int. J. Mass Transfer*, 27:959–970, 1934.
- [2] K.E. Gungor and R.H.S. Winterton. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29:351–358, 1986.
- [3] A. Cavallini, D. Del Col, and L. Rossetto. Flow boiling inside microfin tubes: prediction of the heat transfer coefficient. *Proceeding of ECI International Conference on Boiling Heat Transfer (Spoleto, Italy)*, 2006.
- [4] Zan Wu, Yang Wuc, Bengt Sundén, and Wei Li. Convective vaporization in micro-fin tubes of different geometries. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44:398–408, 2013.
- [5] L. Friedel. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. European Two-Phase Flow Group Meeting, June 1979.
- [6] D. Chisholm. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16:347–358, 1973.
- [7] D. Han and Kyu-Jung Lee. Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure drop penalty factors in four microfin tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:3804–3816, 2005.
- [8] L. Rossetto. *Dispensa di termodinamica applicata*. 2011.
- [9] C. Bonacina, A. Cavallini, and L. Mattarolo. *Trasmissione del calore*. Cleup editore, 1992.
- [10] S. Mostafa Ghiaasiaan. *Two-Phase Flow, Boiling and Condensation*. Cambridge University Press, 2008.
- [11] E. Granryd, I. Ekroth, P. Lundqvist, A. Melinder, B. Palm, and P. Rohlin. *Refrigerating Engineering*. Department of energy technology, Division of applied thermodynamics and refrigeration, Royal Institute of Technology, KTH, 2011.
- [12] S. Witharana. Boiling of refrigerants on enhanced surfaces and boiling in nanofluids. Master’s thesis, Licentiate Thesis, The Royal Institute of Technology,

- 2003.
- [13] A. Cavallini, D. Del Col, S. Mancin, and L. Rossetto. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure. *International Journal of refrigeration*, 32:162–174, 2008.
 - [14] Ming hui Yu, Tsun kuo Lin, and Chyuan chy Tseng. Heat transfer and flow pattern during two-phase flow boiling of R-134a in horizontal smooth and microfin tube. *International Journal of refrigeration*, 25:789–798, 2002.
 - [15] Chaobin Dang, Nobori Haraguchi, and Eiji Hihara. Flow boiling heat transfer of carbon dioxide inside a small-sized microfin tube. *International Journal of refrigeration*, 33:655–663, 2010.
 - [16] E. P. Bandarra Filho, J. M. Saiz Jabardo, and P. E. L. Barbieri. Convective boiling pressure drop of refrigerant R-134a in horizontal smooth and microfin tubes. *International Journal of refrigeration*, 27:895–903, 2004.
 - [17] S. Mancin, C. Zilio, A. Cavallini, and L. Rossetto. Pressure drop during air flow in aluminum foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:3121–3130, 2010.
 - [18] <http://www.ergaerospace.com/surface-area.html>.
 - [19] Y. Zhu, H.T. Hu, S. Sun, and G.L. Ding. Heat transfer measurements and correlation of refrigerant flow boiling in tube filled with copper foam. *International Journal of refrigeration*, 2013.
 - [20] C.Y. Zhao, W. Lu, and S.A. Tassou. Flow boiling heat transfer in horizontal metal-foam tubes. *Journal of Heat Transfer*, 131, 2009.
 - [21] H.M. Pham and R. Rajendran. R32 And HFOs As Low-GWP Refrigerants For Air Conditioning. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 2012.
 - [22] <http://www.rivoiragas.com>.
 - [23] Pamela Reasor, Vikrant Aute, and Reinhard Radermacher. Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigation. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 2010.
 - [24] C. Zilio, J.S. Brown, G. Schiochet, and A. Cavallini. The refrigerant R1234yf in air conditioning system. *Energy*, 36:6110–6120, 2012.
 - [25] J. Navarro-Esbrí, J.M. Mendoza-Miranda, A. Mota-Babiloni, A. Barragán-Cervera, and J.M. Belman-Flores. Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system. *International Journal of refrigeration*, 36:870–880, 2013.
 - [26] A. Scardoni. Analisi sperimentale della vaporizzazione di R134a in una schiuma di rame. Master’s thesis, Università degli studi di Padova, a.a. 2012-2013.
 - [27] S. Mancin, A. Diani, C. Zilio, and L. Rossetto. Experimental Measurements of R134a Flow Boiling Inside a 3.4 mm ID Microfin Tube. 13th UK Heat Transfer Conference, Settembre 2-3 2013.

- [28] Andrea Padovan, Davide Del Col, and Luisa Rossetto. Experimental study on flow boiling of R134a and R410A in a horizontal microfin tube at high saturation temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 31:3814–3826, 2011.
- [29] J. C. Chen. Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 5:185–196, 1966.
- [30] H. K. Forster and N. Zuber. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. *AIChE Journal*, 1:531–535, 1955.
- [31] Frederick William Dittus and Llewellyn Michael Kraus Boelter. *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type*. Berkeley, Calif. University of California press, 1930.
- [32] J.R. Thome. Two-phase heat transfer to new refrigerants. *10Th International Heat Transfer Conference* , 1:19–41, 1994.
- [33] S. Yoshida, T. Matsunaga, and H.P. Hong. Heat transfer to refrigerants in horizontal evaporator tubes with internal spiral grooves. *Proceedings of the ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference 5* , pages 165–172, 1987.
- [34] J.C. Khanpara, A.E. Bergle, and M.B. Pate. Augmentation of R-113 in-tube evaporation with micro-fin tubes. *ASHRAE Transactions 92 (2B)*, pages 71–81, 1991.
- [35] L.M. Sohlagger, M.B. Pate, and A.E. Bergles. Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal 12.7-mm micro-fin tubes with refrigerant 22. *Journal of Heat Transfer*, 112:1041–1047, 1990.
- [36] S.J. Eckels and M.B. Pate. Evaporation and condensation of HFC-134a and CFC-12 in a smooth tube and a micro-fin tubes. *ASHRAE Transactions 97 (2)*, pages 71–81, 1994.
- [37] M.H. Kim and J.S. Shin. Evaporating heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes. *International Journal of Refrigeration* , 28:940–948, 2005.
- [38] M.H. Kim and J.S. Shin. Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of refrigerant-22 in 7.5 mm diameter axial and helical grooved tubes. *AIChE Symposium Series 89*, 295:205–210, 1993.
- [39] A. Greco. Convective boiling of pure and mixed refrigerants: an experimental study of the major parameters affecting heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51:896–909, 2008.
- [40] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretto, G. A. Longo, and L. Rossetto. A new computational procedure for heat transfer and pressure drop during refrigerant condensation inside enhanced tubes. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 6:441–456, 1999.
- [41] M. A. Kedzierski and J. M. Goncalves. Horizontal convective condensation of alternative refrigerants within a micro-fin tube. *Enhanced Heat Transfer*, 6:161–178, 1999.

- [42] L. M. Chamra and P. J. Mago. Modeling of condensation heat transfer of refrigerant mixture in micro-fin tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29:1915–1921, 2006.
- [43] J. Yu and S. Koyama. Condensation heat transfer of pure refrigerants in micro-fin tubes. In *Proceeding of International Refrigeration Conference at Purdue*, 1998.
- [44] Kattan N., Thome J. R., and Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes : Part 1- Development of a diabatic two-phase flow pattern map. *Journal of Heat Transfer*, 120:140–147, 1998.
- [45] Kattan N., Thome J. R., and Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes : Part 2- New heat transfer data for five refrigerants. *Journal of Heat Transfer*, 120:148–155, 1998.
- [46] Kattan N., Thome J. R., and Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes : Part 3- Development of a new heat transfer model based on flow pattern. *Journal of Heat Transfer*, 120:156–165, 1998.
- [47] M.F. Ashby, A.G. Evans, N.A. Fleck, L.J. Gibson, J.W. Hutchinson, and H.N.G. Wadley. *Metal Foams: A Design Guide*. Butterworth Heinemann, Woburn, MA, 2000.
- [48] V.V. Calmidi and R. L. Mahajan. Forced convection in high porosity metal foams. *Journal of Heat Transfer*, 122:557–565, 2000.
- [49] L.J. Gibson and M.F. Ashby. *Cellular solids-structures and properties*. Number Second Edition in Cambridge Solid state science series. Cambridge University Press, 1997.
- [50] W. Lu, C.Y. Zhao, and S.A. Tassou. Thermal analysis of metal-foam filled heat exchangers. Part I: metal-foam filled pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49:2571–2761, 2006.
- [51] J.L. Xu, X.B. Ji, W. Zhang, and G.H. Liu. Pool boiling heat transfer of ultra-light copper foam with open cells. *International Journal Multiphase flow*, 34:1008–1022, 2008.
- [52] Y. Zhu, H.T. Hu and G.L. Ding, H. Peng, X.C. Huang, D.W. Zhuang, and J. Yu. Influence of oil on nucleate pool boiling heat transfer of refrigerant on metal foam covers. *International Journal of refrigeration*, 34:509–517, 2011.
- [53] K. Boomsma, D. Poulikakos, and F. Zwick. Metal foams as compact high performance heat exchangers. *Mechanics of materials*, 35:1161–1176, 2003.
- [54] S. Mancin, C. Zilio, A. Cavallini, and L. Rossetto. Heat transfer during air flow in aluminum foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:4976–4984, 2010.
- [55] S. Mancin, C. Zilio, L. Rossetto, and A. Cavallini. Foam height effects on heat transfer performance of 20 ppi aluminum foams. *Applied thermal engineering*, 49:55–60, 2012.

- [56] S. Mancin, C. Zilio, A. Diani, and L. Rossetto. Experimental air heat transfer and pressure drop through copper foams. *Experimental thermal and fluid science*, 36:224–232, 2012.
- [57] Y. Zhu, H.T. Hu, G.L. Ding, S. Sun, and Y. Jing. Influence of metal foam on heat transfer characteristics of refrigerant-oil mixture flow boiling inside circular tubes. *Applied thermal engineering*, 50:1246–1256, 2013.
- [58] B. Madani, L. Tadrist, and F. Topin. Experimental analysis of upward flow boiling heat transfer in a channel provided with copper metallic foam. *Applied thermal engineering*, 52:336–344, 2013.
- [59] H.Y. Li and K.C. Leong. Experimental and numerical study of single and two-phase flow and heat transfer in aluminum foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54:4904–4912, 2011.
- [60] M. Bai and J.N. Chung. Analytical and numerical prediction of heat transfer and pressure drop in open-cell metal foams. *International Journal of Thermal Sciences*, 50:869–880, 2011.
- [61] Y.P. Du, C.Y. Zhao, Y. Tian, and Z.G. Qu. Analytical consideration of the flow boiling heat transfer in metal-foam tubes. *Heat and Mass Transfer*, 48:165–173, 2012.
- [62] C.Y. Zhao. Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55:3618–3632, 2012.
- [63] ANSI/ASHRAE Standard 34-2007. Designation and Safety Classification of Refrigerants, 2007.
- [64] Yunho Hwang. Review of Life Cycle Climate Performance Analysis and IIR Working Party. *IIR Working Party: Life Cycle Climate Performance Evaluation*, 2012.
- [65] <http://www.epa.gov/ozone/intpol/history.html>.
- [66] Lee Chung Lau, Keat Teong Lee, and Abdul Rahman Mohamed. Global warming mitigation and renewable energy policy development from the Kyoto Protocol to the Copenhagen Accord-A comment. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16:5280–5284, 2012.
- [67] J. Steven Brown, Claudio Zilio, and Alberto Cavallini. Thermodynamic properties of eight fluorinated olefins. *International Journal of refrigeration*, 33:235–241, 2010.
- [68] Ryo Akasaka, Katsuyuki Tanaka, and Yukihiro Higashi. Thermodynamic property modeling for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf). *International Journal of refrigeration*, 33:52–60, 2010.
- [69] REFPROP, 2013. Versione 9.1.
- [70] Mark Spatz and Barbara Minor. HFO-1234yf A Low GWP Refrigerant For MAC . SAE World Congress, Detroit, Michigan, Aprile 14-17 2008.

- [71] Kyle M. Karber, Omar Abdelaziz, and Edward A. Vineyard. Experimental Performance of R-1234yf as a Drop-in Replacement for R-134a in Domestic Refrigerators. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 2012.
- [72] Xudong Wang, Karim Amrane, and Phillip Johnson. Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigation. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 2012.
- [73] *LabVIEWTM*, 2011.
- [74] Claudio Zilio. Materiale didattico per il corso di Misure e Regolazioni Termofluidodinamiche, a.a. 2011-2012.
- [75] Excel, 2010.
- [76] S.Z. Rohuani and E. Axelsson. Calculation of void fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 13:383–393, 1970.
- [77] G. Fanti. *Appunti di misure meccaniche e termiche*. Edizioni Libreria Progetto Padova, 2012.
- [78] S.J. Kline and F.A. McClintock. Describing uncertainties in single sample experiments. *Journal of Mechanical Engineering*, 75:3–8, 1953.
- [79] M. Balcilar, A.S. Dalkilic, O. Agra, S.O. Atayilmaz, and S. Wongwises. A correlation development for predicting the pressure drop of various refrigerants during condensation and evaporation in horizontal smooth and micro-fin tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39:937–944, 2012.
- [80] M.A. Kedzierski and P.A. Domanski. Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and micro-fin tubes. Proceedings of the conference of the international institute of refrigeration commission B1, Paderborn, Germany, May 2001.
- [81] L. Wojtan, T. Ursenbacher, and J. R. Thome. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part 1 A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:2955–2969, 2005.
- [82] H. Mori, S. Yoshida, K. Ohishi, and Y. Kakimoto. Dryout quality and post dryout heat transfer coefficient in horizontal evaporator tubes. Proceedings of 3rd European Thermal Sciences Conference, Heidelberg (Germany), 2000.