



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Condensazione di R1234yf in un minitubo microalettato: analisi
sperimentale e numerica**

Relatore: Prof.ssa Luisa Rossetto

Correlatore: Ing. Andrea Diani

Laureando: Francesco Parisotto

Mat. 1079222

Anno Accademico 2015/2016

Indice

Sommario	1
1 Tubi a superficie estesa	3
1.1 Caratteristiche e tipologie	3
1.2 Deflusso bifase	6
1.3 Studi presenti in letteratura	12
2 Fluidi refrigeranti	19
2.1 Caratteristiche e primi refrigeranti	19
2.2 Impatto ambientale	20
2.3 Il fluido R1234yf	22
3 Sezione e simulazione numerica	23
3.1 Sezione sperimentale	23
3.2 Modello numerico	26
3.3 Risultati delle simulazioni	28
3.3.1 Simulazione di riferimento	30
3.3.2 Influenza della mica	38
3.3.3 Influenza della conducibilità della lega di stagno	40
3.3.4 Influenza della temperatura di ingresso dell'acqua	41
3.3.5 Influenza delle dimensioni del contenitore	41
4 Impianto sperimentale	43
4.1 Realizzazione della sezione	43
4.2 Impianto	47
4.3 Sensori e sistema di acquisizione	48

5	Analisi dei dati	51
5.1	Proprietà dei fluidi	51
5.2	Bilanci termici	51
5.3	Perdite di carico	53
5.4	Titolo di vapore	54
5.5	Coefficienti di scambio termico	55
5.5.1	Monofase	56
5.5.2	Condensazione	56
5.6	Calcolo dell'incertezza	57
5.6.1	Incetezza sul coefficiente di scambio termico	59
5.6.2	Incetezza sul titolo in ingresso	60
5.6.3	Incetezza sul titolo in uscita	61
5.6.4	Incetezza sul titolo medio	62
5.7	Confronto con le correlazioni	62
6	Risultati sperimentali	63
6.1	Prova di tenuta	63
6.2	Prove in adiabatico	63
6.3	Coefficiente di scambio termico in regime monofase	67
6.4	Prove in condensazione	69
6.4.1	Coefficiente di scambio termico	69
6.4.2	Perdite di carico	74
7	Correlazioni	79
7.1	Confronto con il tubo liscio in monofase	79
7.2	Confronto con il tubo liscio in condensazione	82
7.3	Modello Diani et al. [19] per il calcolo del coefficiente di scambio termico	84
7.4	Modello Cavallini et al. [1] per il calcolo del coefficiente di scambio termico	86
7.5	Modello Diani et al. [19] per il calcolo delle perdite di carico	88
7.6	Modello Han e Lee [18] per il calcolo delle perdite di carico	89
7.7	Modello Wu et al. [39] per il calcolo delle perdite di carico	91
7.8	Tabella riassuntiva	92

Conclusioni	95
Nomenclatura	97
Bibliografia	101

Sommario

La tendenza a ridurre le dimensioni degli impianti di refrigerazione e la quantità di fluido frigorigeno che opera in essi, ha portato allo sviluppo di nuove tecnologie per la realizzazione di scambiatori di calore. L'adozione di condotti aventi particolari geometrie si è rivelata uno strumento efficace a tali scopi; in questi rientrano i tubi microaletti (microfin) oggetto della tesi. Dagli anni '70 in cui sono stati introdotti, i tubi microfin hanno ricevuto molta attenzione per la loro capacità di migliorare sensibilmente lo scambio termico rispetto i tradizionali tubi lisci operanti alle stesse condizioni. Numerosi studi si possono reperire in letteratura per la determinazione dei coefficienti di scambio termico e delle perdite di carico, sia in regime monofase che bifase, per tubi di diametro $D > 6$ mm. Diametri minori sono ancora in fase di ricerca e sviluppo. Solo alcune analisi recenti riguardano condotti a superficie estesa di diametro $D < 4$ mm.

Impianti compatti e in grado di elaborare elevati flussi termici specifici trovano applicazione nel campo dell'elettronica dato il continuo aumento della potenza di calcolo richiesta dai moderni calcolatori, mentre una minore carica di fluido è a favore di un minore impatto ambientale. L'attenzione posta sul problema del riscaldamento globale negli ultimi decenni ha portato allo sviluppo di normative che pongono limiti restrittivi sull'utilizzo dei gas refrigeranti, in questo il protocollo di Kyoto ha un ruolo fondamentale. Nuove tipologie sono state studiate al fine di sostituire i CFC e HFC, gas caratterizzati da ottime proprietà termodinamiche e di stabilità ma con un elevato GWP (Global Warming Potential). Per certe applicazioni, come nel settore automobilistico, attualmente è ancora utilizzato l'R134a (GWP=1430) che a breve dovrà essere sostituito con gas aventi un GWP < 150 . Recenti sviluppi hanno preso in considerazione fluidi appartenenti alla classe degli HFO (idro-fluoro-olefine) come l'R1234yf o l'R1234ze(E). In particolare l'R1234yf ha proprietà simile all'R134a ma con un GWP <1 per 100

anni.

Con il presente lavoro di tesi si analizza il processo di condensazione del fluido R1234yf in un tubo microfin di diametro interno all'apice delle alette $D_{ft} = 3.4$ mm. Viene inoltre analizzata e realizzata la sezione sperimentale, la quale segue un nuovo schema costruttivo. Il microfin è disposto orizzontalmente e attorno ad esso è avvolto un tubo liscio in rame dentro il quale scorre l'acqua di raffreddamento. La sezione risulta molto compatta e permette il calcolo del coefficiente di scambio termico corrispondente ad una piccola variazione di titolo.

Nella prima parte della tesi si riassumono i principali studi presenti in letteratura riguardanti i condotti a superficie estesa, in particolare, i regimi di deflusso e l'applicazione nel processo di condensazione. Segue un'analisi numerica della sezione sperimentale in cui si sono stimate le prestazioni, al variare dei principali parametri, dando indicazioni sulla successiva realizzazione.

Una volta realizzata la sezione, sono stati eseguiti test in fase liquida per verificare l'influenza dello scambio termico con l'ambiente, in adiabatico e in condensazione. Successivamente, i dati raccolti sono stati confrontati con alcuni modelli per la previsione del coefficiente di scambio termico e le perdite di carico. Inoltre si è valutato il comportamento, in termini di scambio termico, rispetto un tubo liscio di pari diametro alle stesse condizioni operative.

Capitolo 1

Tubi a superficie estesa

1.1 Caratteristiche e tipologie

In commercio esistono varie tipologie di condotto a superficie estesa caratterizzate dalla presenza di una microaletatura interna. Diversi test sperimentali sono descritti in letteratura per queste geometrie, specie in processi di condensazione ed ebollizione. I risultati mostrano coefficienti di scambio termico sensibilmente maggiori rispetto i tubi lisci di pari diametro, con un aumento delle perdite di carico contenuto. Si citano per primi i tubi microfin ad alettatura elicoidale (Fig.1.1): Realizzati in rame, generalmente hanno un diametro esterno che va da 4 a 15 mm, presentano 40-70 alette con un angolo dell'elica β da 6° a 30° ed un'altezza da 0.1 a 0.25 mm. Scambi termici più elevati sono stati osservati per angoli β più ampi ma con conseguenti maggiori perdite di carico [3]. Diversi aspetti giustificano il miglioramento dello scambio termico: l'aumento della superficie di scambio, gli effetti della tensione superficiale che fa sì che agli apici delle alette il film sia molto sottile drenando verso le gole, e una maggiore turbolenza del film liquido. Questi fattori inoltre anticipano la transizione al regime di deflusso anulare [1] (si veda il paragrafo 1.2). Tsuchida et al. [2] affermano che esiste un numero di alette e un'altezza tali da massimizzare le prestazioni in condensazione, valori che aumentano al crescere del diametro del tubo. L'ottimizzazione è riferita al solo coefficiente di scambio termico, senza considerare gli effetti sulle perdite di carico. I risultati ottenuti da M.A. Akhavan et al. [17] utilizzando il fluido R134a in un tubo microfin, mostrano che per valori elevati del titolo i massimi

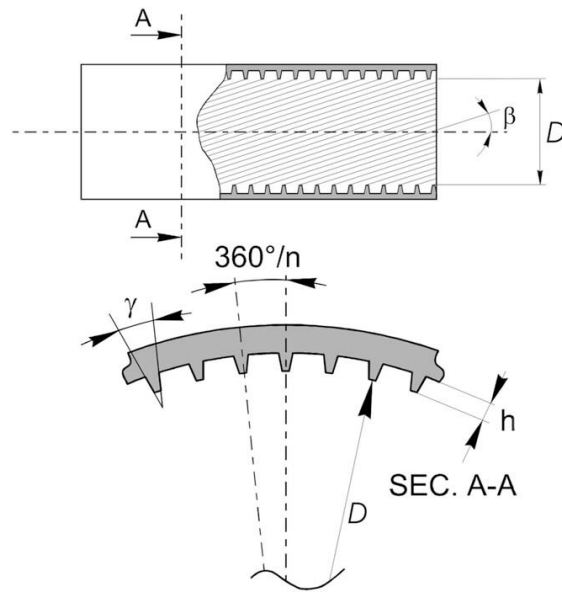


Figura 1.1: Geometria di un tubo microfin [1].

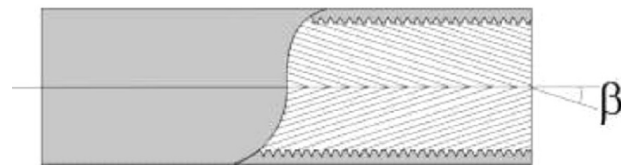


Figura 1.2: Geometria di un tubo Herringbone [6].

valori del coefficiente di scambio termico si ottengono con il condotto in posizione orizzontale, mentre per bassi valori del titolo risulta vantaggiosa un'inclinazione di 30° .

Nei tubi di tipo Herringbone (Fig.1.2) l'alettatura è disposta a V. Dal lato in cui le alette divergono il fluido tende ad essere rimosso mentre dal lato in cui convergono si accumula. Ne risulta un film liquido non uniforme lungo la circonferenza. Ciò che si ottiene è un assottigliamento del film dal lato divergente e una maggiore turbolenza nel lato convergente. Questa geometria può produrre coefficienti di scambio termico maggiori rispetto ai tubi microfin elicoidali [6]. Tuttavia, per la geometria non assialsimmetrica, le prestazioni sono fortemente influenzate dall'orientamento rispetto la verticale. Un esempio della disposizione del liquido lungo la circonferenza è mostrato in figura 1.3. In figura 1.3a due zone divergenti sono poste ai lati e due zone convergenti nelle parti superiore e

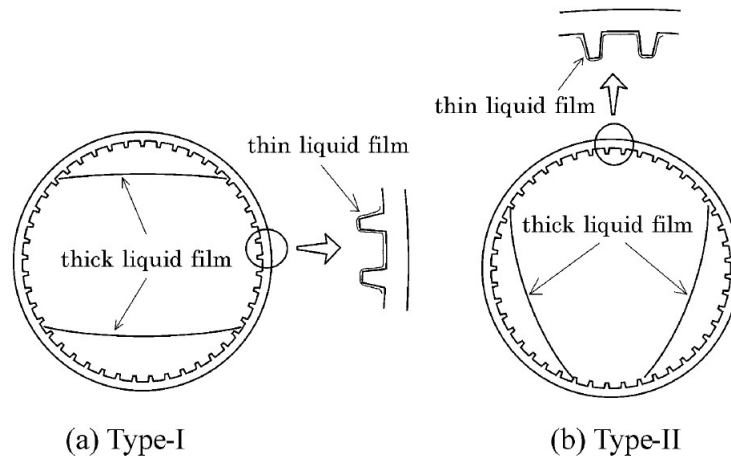


Figura 1.3: Distribuzione del film di liquido in un tubo Herringbone [5].

inferiore (film liquido più spesso). In 1.3b con le zone convergenti sono poste ai lati. Miyara et al. [5], eseguendo test su tubi Herringbone di diametro esterno 7 mm in condensazione di R410A, affermano che un miglioramento rispetto i tubi microfin elicoidali si verifica per elevate velocità del fluido, mentre a basse velocità si ottengono valori simili del coefficiente di scambio. Come per l'alettatura elicoidale, maggiore è β e l'altezza delle alette, maggiori sono lo scambio termico e le perdite di carico.

Un'altra tipologia di condotto a superficie estesa è quella presentata in Fig.1.4 denominata EHT in cui alle superfici esterne ed interne viene conferita una certa rugosità realizzando delle sporgenze che si distinguono in primarie (di più grandi dimensioni), e secondarie (più piccole e distribuite su tutta la superficie rimanente). Con questa geometria si favorisce la separazione dello strato limite, si genera una maggiore turbolenza e in evaporazione si hanno molti punti di nucleazione. L'area risulta circa 1.1 volte quella di un tubo liscio di pari diametro [6]. Le prestazioni, in processi bifase, sono inoltre molto influenzati dall'inclinazione del condotti.

In letteratura, per descrivere le prestazioni dei particolari condotto e al fine di rendere di più immediata lettura i risultati, molto spesso viene diagrammato il parametro: *heat transfer enhancement factor* (EF) definito come il rapporto tra i coefficienti di scambio termico di due diverse tipologie di condotto alle medesime condizioni operative e lo stesso diametro massimo interno. Spesso la geometria



Figura 1.4: Tubo EHT [6].

di riferimento è il tubo liscio e in tale caso l'espressione è scritta come segue:

$$EF = \frac{\alpha_m}{\alpha_l} \quad (1.1)$$

dove α_l è il coefficiente di scambio del tubo liscio e α_m il coefficiente di scambio del tubo a superficie estesa. Altri autori adottano un altro parametro detto *performance factor* (PF) che equivale ad EF moltiplicato per il rapporto tra le aree di scambio del tubo liscio e del corrispondente tubo microfin:

$$PF = \frac{\alpha_m}{\alpha_l} \cdot \frac{A_l}{A_m} \quad (1.2)$$

Quest'ultimo permette di apprezzare il vantaggio in termini di scambio termico al netto del semplice aumento dell'area di scambio. Analogamente, per la valutazione delle perdite di carico, viene valutato il rapporto tra la caduta di pressione per unità di lunghezza di un tubo microfin e quella di un tubo liscio alle medesime condizioni operative e lo stesso diametro massimo interno.

1.2 Deflusso bifase

La condensazione e la vaporizzazione sono esempi di processi in cui coesistono due fasi: liquida e vapore. Nella progettazione di generatori di vapore e condensatori ha quindi un ruolo fondamentale lo studio del deflusso gas-liquido. La configurazione di deflusso risulta avere una notevole influenza sullo scambio termico e le perdite di carico ma la deformabilità dell'interfaccia e la comprimibilità della fase gassosa rendono complessa la classificazione in distinti *regimi di deflusso* [7]. È importante distinguere l'orientazione del condotto per la presenza della forza

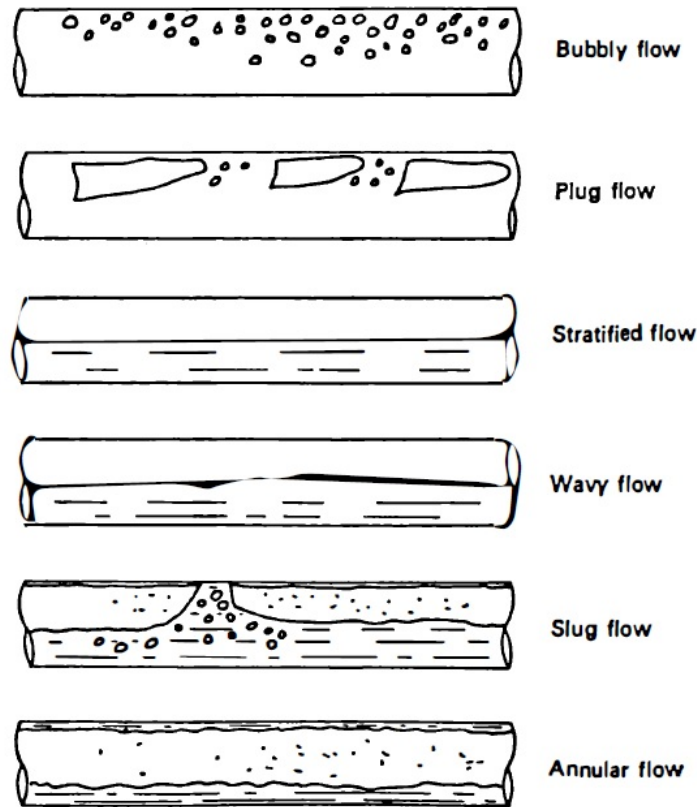


Figura 1.5: Regimi di deflusso [8].

di gravità; un tubo orizzontale non presenta le stesse caratteristiche di simmetria di un tubo posto in posizione verticale.

I principali regimi di deflusso in moto bifase in un condotto orizzontale sono rappresentati in figura 1.5 e si dividono in:

Deflusso a bolle: caratterizzato dalla presenza di bolle nella parte superiore del tubo che a velocità elevate si distribuiscono su tutta la massa liquida.

Deflusso intermittente: si distingue in deflusso a bolle allungate (plug flow) caratterizzato da un flusso calmo con la presenza di bolle allungate che scorrono sulla parte superiore del tubo e deflusso a sacche (slug flow) dove bolle di gas sono presenti nel liquido e onde di diversa ampiezza possono raggiungere la parte alta del tubo.

Deflusso stratificato: il deflusso è significativamente influenzato dalla gravità ed esiste una completa separazione tra le fasi. Il liquido scorre sulla parte inferiore del tubo e il gas sulla parte superiore. Si distingue in regime stratificato (smooth-stratified) e stratificato perturbato (wavy-stratified) se l'interfaccia si discosta

abbastanza dall'essere piana. In condensazione è frequente il caso perturbato dove una certa quantità di liquido è presente anche sulla parte superiore.

Moto anulare: il vapore scorre nella parte centrale mentre un film continuo ricopre l'intero perimetro del tubo. Il film è di spessore maggiore nelle parte bassa. Il moto anulare può essere considerato un moto dominato dalle forze di attrito, mentre la gravità gioca un ruolo poco influente.

Al fine di prevedere il regime che si instaura all'interno di un condotto e di conseguenza le sue capacità di scambio termico, sono stati creati dei grafici bidimensionali detti *mappe dei regimi di deflusso* tracciate raccogliendo dati sperimentali ricavati con particolari tecniche. Tra le prime mappe comparse in letteratura è molto diffusa quella di Titel e Dukler [9] che considera cinque diversi regimi di deflusso: anulare, stratificato, stratificato perturbato, a bolle e intermittente. Essendo stata tracciata per un sistema aria-acqua, l'incertezza aumenta se applicata a fluidi refrigeranti con diverse caratteristiche fisiche.

Cavallini et al. [10] hanno sviluppato un modello sui regimi di deflusso per il calcolo del coefficiente di scambio termico esaminando lo scambio termico in condensazione di R236ea, R134a e R410A all'interno di un tubo liscio di diametro esterno 8 mm. Con un nuovo approccio è stata tracciata una mappa che prevede la divisione del piano in due regioni le quali non sono strettamente correlate al regime di deflusso, bensì ai parametri che influenzano lo scambio termico in condensazione (Fig.1.6). La velocità del gas adimensionale J_G e il parametro di Martinelli X_{tt} sono riportati rispettivamente sulle ordinate e sulle ascisse:

$$J_G = \frac{G \cdot x}{\sqrt{\rho_G \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g \cdot D}} \quad (1.3)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \quad (1.4)$$

Le regioni si distinguono in regime ΔT -dipendente e ΔT -indipendente. Infatti, in un tubo orizzontale, la dipendenza del coefficiente di scambio termico dal ΔT esiste soltanto quando la forza prevalente è quella di gravità; il regime ΔT -indipendente si riferisce invece al caso in cui le forze prevalenti sono quelle di attrito. Viene così individuata una sola linea di transizione rappresentata dall'equazione 1.5.

$$J_G^T = \left[\left(\frac{7.5}{4.3 \cdot X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + C_T^{-3} \right]^{-1/3} \quad (1.5)$$

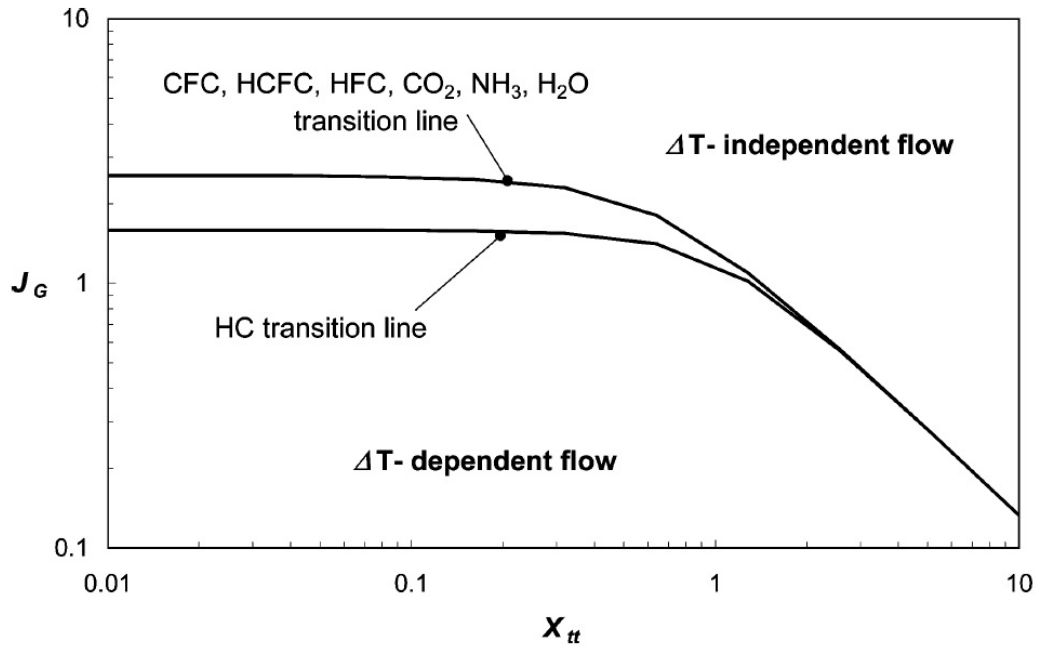


Figura 1.6: Mappa dei regimi di deflusso con l'approccio proposto da Cavallini et al. [10].

dove $C_T = 1.6$ per gli idrocarburi, $C_T = 2.6$ per gli altri refrigeranti.

La caratterizzazione di un tubo microfin con alettatura elicoidale diventa più complessa; nuovi fattori entrano in gioco e la transizione tra un regime e l'altro avviene per valori diversi delle grandezze. Cavallini et al. [1] propongono una variazione all'equazione della linea di transizione che corrisponde ad una traslazione verticale verso valori più bassi della velocità del gas adimensionale J_G :

$$J_G^T = 0.6 \cdot \left[\left(\frac{7.5}{4.3 \cdot X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.5^{-3} \right]^{-1/3} \quad (1.6)$$

Si deduce che l'alettatura provoca un'estensione del campo legato al regime di flusso anulare che è associato a un più alto coefficiente di scambio termico rispetto al regime controllato dalla gravità.

Doretti et al. [11] hanno condotto un'approfondita revisione bibliografica sull'argomento. Hanno inoltre analizzato i regimi di deflusso in condensazione dei fluidi R236ea, R134a e R410A alla temperatura di 40°C in un tubo microfin con diametro interno (all'apice delle alette) di 7.69 mm e un tubo liscio con diametro interno di 8 mm. I risultati ottenuti sono stati confrontati con diverse mappe disponibili in letteratura tra cui quella proposta da Cavallini in [1]. La

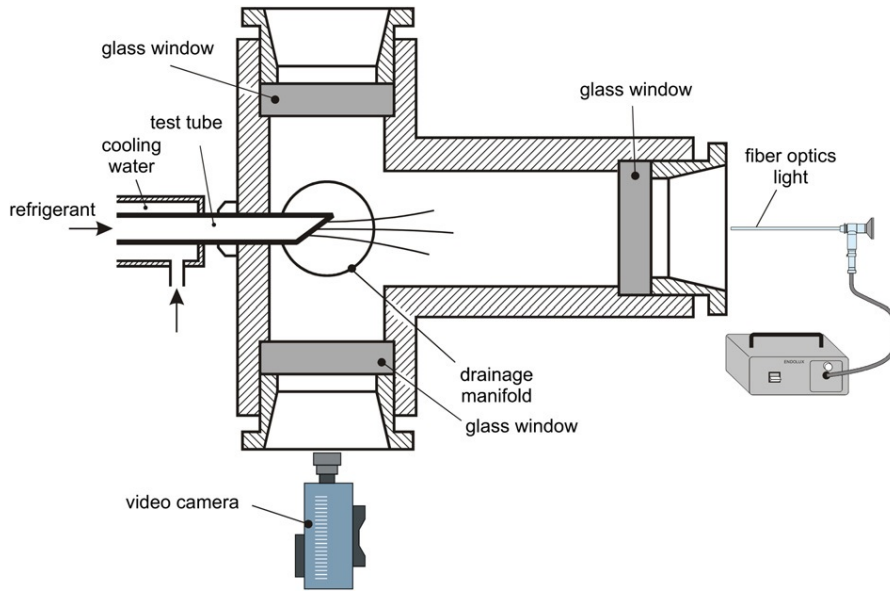


Figura 1.7: Sezione sperimentale per la visualizzazione dei regimi di deflusso [11].

sezione sperimentale è costituita da un tratto di tubo lungo 1 m che termina in una camera a pressione costante. La camera è dotata di tre finestre (Fig. 1.7). Una luce a fibra ottica illumina la camera dalla finestra frontale mentre una videocamera è posta su una finestra laterale. La parte terminale del tubo in esame è tagliata a 45° , questo per poter osservare una porzione della superficie interna del tubo, e nel caso del microfin, apprezzare l'azione dell'alettatura. I dati sperimentali ottenuti hanno dimostrato la capacità della mappa proposta da Cavallini et al. [10] basata sullo scambio termico, di cogliere la transizione tra i regimi di deflusso governati dalle forze di gravità e di attrito.

Olivier et al. [25] hanno studiato i regimi di deflusso in tubi lisci, microfin ad alettatura elicoidale con angolo $\beta = 18^\circ$ ed Herrigbone di diametro 9.51 mm. I test riguardano la condensazione dei fluidi R22, R407C, e R134a ad una temperatura media di saturazione di 40°C con portate specifiche comprese tra 400 e 800 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. Prendono come riferimento la mappa proposta da Thome et al. [12] tracciata per tubi lisci che fissa la linea di transizione tra i regimi intermittente e anulare a titolo x_{ia} , ricavato imponendo il parametro di Martinelli $X_{tt} = 0.34$. Vale la seguente relazione:

$$x_{ia} = \left\{ \left[C \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0.1} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (1.7)$$

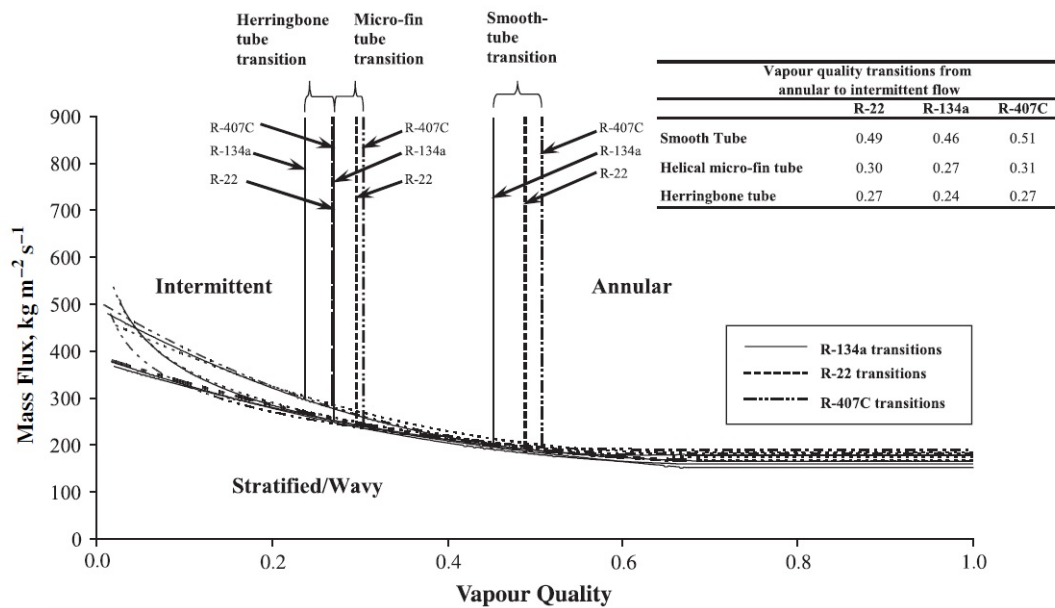


Figura 1.8: Confronto tra le linee di transizione in condensazione dei fluidi R22, R407C, e R134a per i diversi tipi di condotto [12].

con $C = 0.3218$. Liebenberg et al. [26] adattarono la linea di transizione per tubi microfin elicoidali ed Olivier et al. [25] per gli Herringbone modificando il valore della costante C :

$$\text{microfin } C = 0.6778$$

$$\text{Herringbone } C = 0.7898$$

In figura 1.8 la linea di transizione per l'R407C (Herringbone) si sovrappone a quelle per R22 e l'R134a del tubo microfin elicoidale. La distanza tra la linea per l'R407C (microfin) e l'R22 (microfin) è stata amplificata nel diagramma per renderlo più chiaro. È chiaro dal diagramma che la presenza dell'alettatura anticipa la transizione a moto anulare al crescere del titolo; per i tubi microfin ed herringbone avviene per valori del titolo molto simili.

Colombo et al. [13] hanno analizzato i regimi di deflusso e la caduta di pressione in condensazione ed evaporazione del fluido R134a in tre tubi con diametro esterno di 9.52 mm di cui due tubi microfin. Le portate specifiche adottate sono comprese nell'intervallo $100 \div 340 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, escludendo così il campo delle alevate portate. Il confronto tra tubo liscio e microfin è stato fatto alle medesime condizioni di portata di massa, titolo di ingresso e la potenza termica scambiata nel caso questa influenzasse la transizione di regime. Per il regime di deflusso in

condensazione sono state considerate le mappe proposte da Tandon et al. [14] e El Hajal et al. [15]. Dai dati raccolti, la transizione tra il regime stratificato e il regime anulare per il tubo microfin avviene per valori più bassi della velocità del gas adimensionale J_G rispetto il tubo liscio.

1.3 Studi presenti in letteratura

In questa sezione si sono raccolte delle brevi descrizioni sugli articoli, presenti in diverse riviste scientifiche, in cui sono stati analizzate le prestazioni dei tubi microaletti internamente.

Un modello per la previsione del coefficiente di scambio termico in condensazione in tubi microfin orizzontali è proposto da Cavallini et al. [1]. Il modello tiene in considerazione le proprietà fisiche del fluido, il regime di deflusso bifase e le caratteristiche geometriche del condotto. 3115 misurazioni sperimentali del coefficiente di scambio termico, ricavati da diversi laboratori indipendenti, ne hanno permesso la validazione. I dati riguardano tubi il cui diametro interno è compreso nell'intervallo $6 \text{ mm} < D < 14 \text{ mm}$. Gli studi analizzano la condensazione di diversi fluidi: HCFC, HFC, anidride carbonica (fluidi puri o in miscele azeotrope). Il modello può essere applicato a tubi aventi alettatura elicoidale con angolo β compreso tra 0° e 30° , un rapporto tra altezza dell'aletta e diametro all'apice $h/D < 0.04$, e in condizioni tali che $0.1 < p_{RID} < 0.67$. Il coefficiente di scambio termico deriva dalle combinazioni di due termini: il primo riguarda il regime ΔT indipendente, il secondo il regime ΔT dipendente in riferimento al modello di transizione esposto nella sezione 1.2 proposto da Cavallini.

Doretto et al. [11], i cui risultati sono stati già presentati nella sezione precedente per lo studio sui regimi di deflusso, riportano il rapporto tra il coefficiente di scambio termico del tubo microfin e del tubo liscio (figura 1.10). La linea a $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ cade nella zona di transizione (regime stratificato/anulare) per il tubo liscio, con la presenza di un film liquido su tutta la circonferenza, mentre il tubo microfin risulta in regime anulare; il coefficiente EF rimane circa costante e pari all'incremento di area rispetto il tubo liscio (1.8). La linea a $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ sta sotto l'1.8; qui entrambi i tubi operano nella regione anulare e la maggiore portata di massa porta ad avere l'alettatura del microfin completamente bagnata

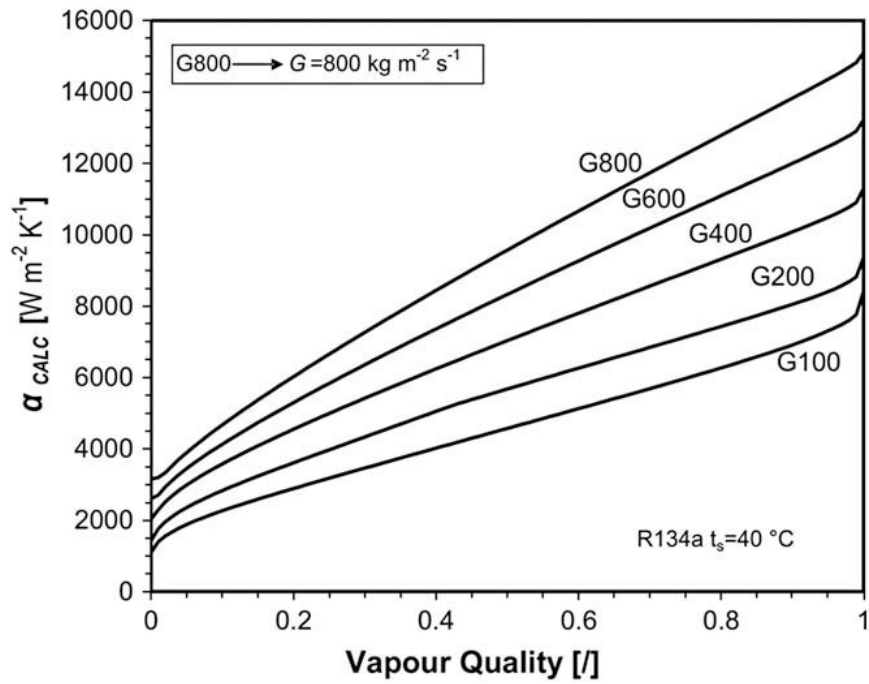


Figura 1.9: Coefficiente di scambio termico a portata specifica G costante per il fluido R134a alla temperatura di saturazione di $40\text{ }^\circ C$ calcolato con il modello proposto da Cavallini et al.[1].

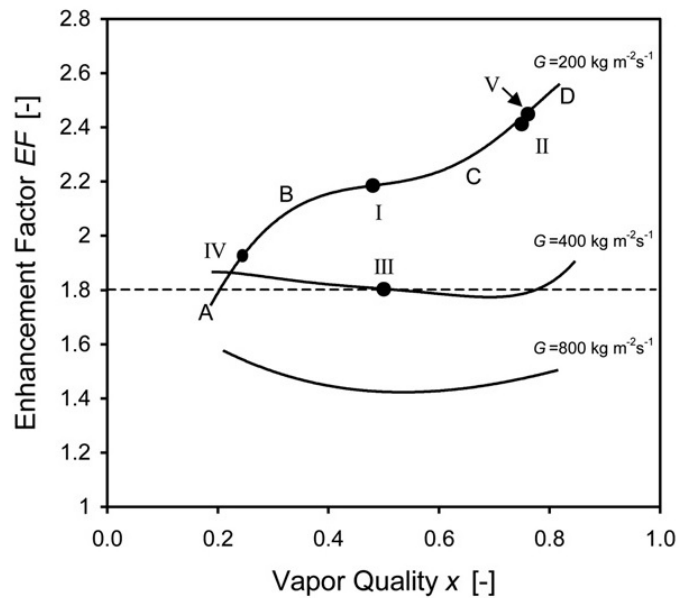


Figura 1.10: *Heat transfer enhancement factor* in funzione del titolo del vapore [11].

riducendo l'effetto di miglioramento dello scambio termico. A $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il tubo microfin lavora nella zona di transizione mentre il tubo liscio in pieno regime stratificato. In quest'ultimo valore di portata, per bassi valori del titolo (A), il regime è stratificato per entrambi e l'EF è sostanzialmente legato al rapporto tra le aree. Per maggiori valori del titolo il tubo microfin tende al regime anulare; si nota quindi un aumento dell'EF. Nel tratto che va da B a C il film liquido nella parte bassa del microfin ha spessore sempre minore fino a distribuirsi in modo quasi uniforme per valori maggiori del titolo con il conseguente miglioramento dello scambio termico.

Diani et al. [19] condussero test in ebollizione sullo stesso tubo esaminato in questa tesi ($D_i = 3.4 \text{ mm}$) utilizzando il fluido R1234ze(E). Due nuovi modelli sono stati proposti: uno per la previsione delle perdite di carico e uno per il coefficiente di scambio termico. Quest'ultimo è dato dalla somma di due componenti: ebollizione nucleata e convezione forzata. Per il caso della condensazione, il modello può essere applicato prendendo in considerazione soltanto il contributo della convezione forzata.

Han e Lee [18] hanno effettuato test utilizzando i fluidi refrigeranti R134a, R22 e R410A in quattro diverse sezioni di prova con tubi microfin di diametro esterno 8.92, 6.46, 5.1, e 4 mm. Nuove relazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico e le perdite di carico sono state proposte. La sezione consiste in uno scambiatore tubo in tubo, l'acqua di raffreddamento scorre nella camera anulare. La lunghezza in cui avviene lo scambio termico è pari a 1000 mm e il tubo esterno ha un diametro di 19 mm. Con l'utilizzo di termocoppie sono state misurate le temperature di ingresso e uscita dell'acqua e del refrigerante. Quattro termocoppie sono state poste nella mezzeria della sezione sulla superficie esterna del tubo microfin per la misura della temperatura di parete. Le portate adottate per il tubo da 4 mm vanno da 456 a $1110 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. È stata studiata l'influenza della portata di massa sul coefficiente di scambio termico (fig. 1.11). Una maggiore velocità del vapore induce una turbolenza nel liquido che riduce gli effetti benefici dell'assottigliamento del film nelle punte delle alette facendo tendere in questo modo il fattore PF all'unità alle alte portate. PF=1 corrisponde ad un aumento del coefficiente di scambio termico pari all'aumento di superficie interna rispetto il tubo liscio. È stato inoltre osservato l'andamento del fattore EF al variare del titolo: lo scambio termico risulta crescente fino a valori prossimi

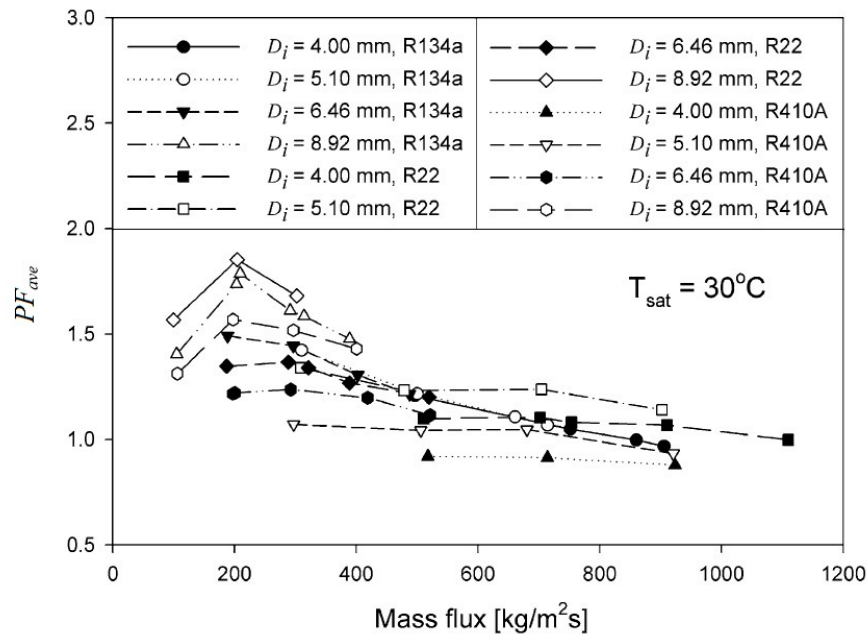


Figura 1.11: Fattore PF in funzione della portata di massa per diversi fluidi e diametri [18].

a 0.6 per poi iniziare una fase decrescente. Quest'ultima può essere spiegata dalla presenza di una minore influenza della microlettatura sulla turbolenza, turbolenza che sarebbe comunque presente ad elevati valori di titolo.

Huang et al. [20] hanno esaminato il comportamento in condensazione di una miscela di R410A e olio in tubi microfin di diametro esterno 4 e 5 mm ad una temperatura di saturazione di 40°C. Una certa quantità d'olio è necessaria negli impianti di refrigerazione per la lubrificazione degli organi del compressore e inevitabilmente una minima parte viene trascinato dal fluido refrigerante. Esaminando miscele con diverse percentuali d'olio hanno potuto valutare l'influenza che questo ha sullo scambio termico. In particolare con percentuali d'olio al di sotto dell'1% l'effetto è trascurabile, se si sale al 5% il coefficiente di scambio termico subisce una riduzione del 23.8%. La sezione è costituita da uno scambiatore tubo in tubo dove quello esterno, in PVC, ha un diametro di 17.5 mm. La lunghezza in cui avviene lo scambio termico è pari a 1600 mm per il tubo microfin da 4 mm. L'acqua di raffreddamento scorre nella camera anulare. Il tutto è stato isolato fino ad ottenere un scambio termico con l'ambiente inferiore al 3%. Termocoppie di tipo K saldate sulla parete esterna ne misurano la temperatura nei diversi

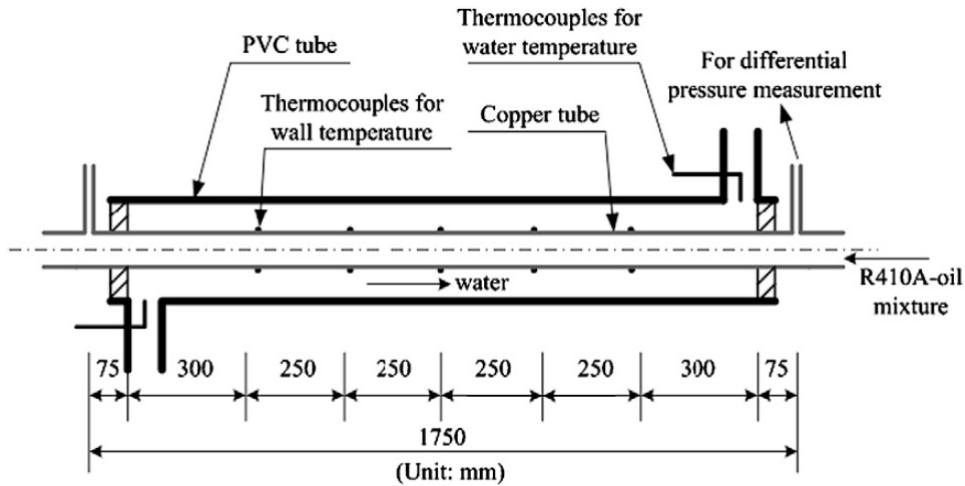


Figura 1.12: Rappresentazione schematica della sezione presentata da Huang et al. [20].

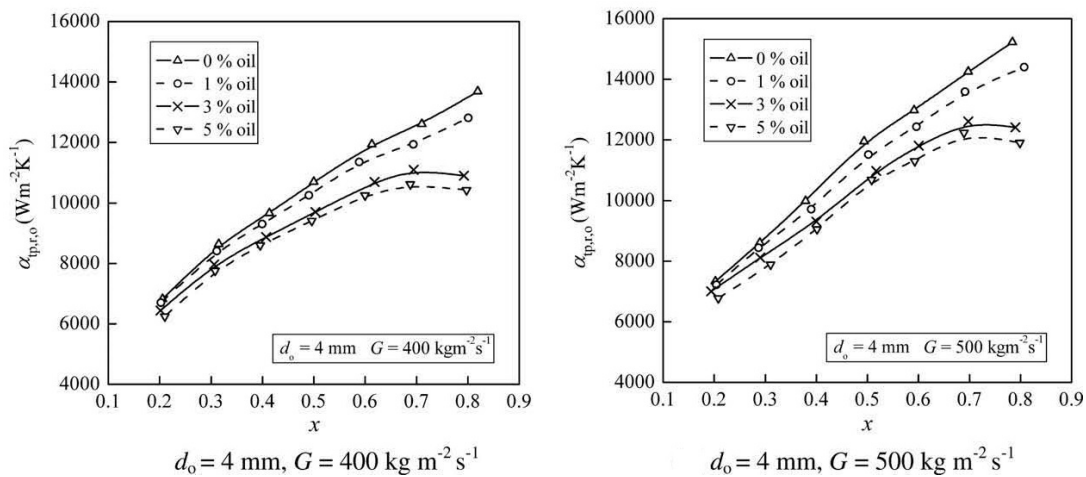


Figura 1.13: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo per i due valori di portata di massa a diverse percentuali d'olio [20].

punti specificati in figura 1.12. La variazione di titolo lungo la sezione è stata mantenuta costante e pari a 0.2, mentre la portata di massa è stata impostata a 400 e 500 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. I valori del coefficiente di scambio termico ottenuti per il tubo microfin da 4 mm in funzione del titolo sono riportati nei diagrammi in figura 1.13. L'aumento del coefficiente di scambio termico α all'aumentare del titolo è dovuto al minor spessore del film liquido che quindi offre una minore resistenza termica; questo andamento si mantiene per tutto il campo di variazione del titolo nei casi con 0% e 1% di olio. Con percentuali maggiori d'olio compare

un massimo nel diagramma per valori del titolo compresi tra 0.7 e 0.75; questo è dovuto all'aumento della viscosità e della resistenza al trasferimento di massa ad alti titoli per la presenza dell'olio [20]. Gli stessi autori in [21] hanno analizzato gli effetti della presenza dell'olio sulle perdite di carico.

Li et al. [22] hanno condotto test sul fluido R22 in regime monofase e in condensazione su cinque tubi microfin di diametro esterno 5 mm, angolo d'elica pari a 18° e un numero di alette variabile da 38 a 58. Per le prove in monofase, la temperatura di ingresso del refrigerante è stata posta a 317 K, inferiore di almeno 10 K alla corrispondente temperatura di saturazione, e la portata compresa nell'intervallo $1.1 \div 2.6 \text{ kg s}^{-1}$. Le prove in condensazione sono state condotte ad una temperatura di saturazione di 47°C e portata specifica G , calcolata con l'area della sezione effettiva di passaggio, compresa tra 200 e $650 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. La sezione sperimentale consiste in uno scambiatore tubo in tubo di lunghezza pari a 2 m. In liquido monofase, in riferimento al tubo avente 40 alette, a parità di numero di Reynolds basato sul diametro idraulico (Re_h), le perdite di carico sono risultate superiori del 22% rispetto il tubo liscio. Per quanto riguarda lo scambio termico, i dati sperimentali hanno restituito un numero di Nusselt (Nu), calcolato sul diametro alla base dell'aletta, 1.91 volte maggiore rispetto la previsione secondo Gnielinski [23] per un tubo liscio, superiore quindi all'incremento di area di scambio (1.61).

Kim e Shin [24] hanno confrontato tubi lisci e tubi microfin con diametro esterno 9.52 mm, quest'ultimi con diversi angoli dell'elica. La sezione sperimentale è uno scambiatore tubo in tubo orizzontale con una lunghezza effettiva di scambio termico di 920 mm e un tubo di diametro interno 18 mm che va a formare la camera anulare in cui scorre l'acqua. Per la misura della temperatura di parete sono state installate dodici termocoppie a tre distanze diverse. Sono stati utilizzati i fluidi R22 e R410A ad una temperatura di condensazione di 45°C . Le rilevazioni sono state eseguite con portate di massa pari a 182, 274, e $365 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e titolo variabile tra 0.1 a 0.9. Le quattro termocoppie poste in punti diversi della circonferenza del tubo hanno permesso di notare una differenza di temperatura tra la parte alta e la parte bassa: l'accumulo di liquido sul fondo dovuto alla gravità porta ad avere una temperatura di parete più alta in questa zona. Questo effetto si accentua con la diminuzione della portata di massa e del titolo, poiché si tende al regime di flusso stratificato.

Guo et al. [6] hanno condotto test su tubi lisci, Herringbone e EHT di diametro interno 11.5 mm in condensazione ed evaporazione di fluidi R22, R32 e R410A. I coefficienti di scambio termico in condensazione più elevati si sono ottenuti con il tubo Herringbone, 2.0-3.0 volte quello del tubo liscio, maggiore del semplice aumento dell'area di scambio (1.57) per i motivi già esposti. Yang e Webb [16] affermano che i vantaggi in termini di scambio termico diminuiscono all'aumentare della portata in quanto alle alte portate si manifesta una certa turbolenza indipendentemente dalla conformazione della superficie. Risultati simili sono stati ottenuti anche in tubi microfin ad alettatura elicoidale. Per quanto riguarda i tubi di tipo EHT, i valori del coefficiente di scambio termico, sono risultati 1.3-1.95 volte quelli del tubo liscio, anche qui maggiori del rapporto delle aree di scambio (1.112).

Olivier et al. [25] hanno esaminato lo scambio termico e le cadute di pressione su tubi lisci, microfin con angolo dell'elica di 18° ed herringbone, tutti con diametro esterno di 9.5 mm. Sono stati utilizzati i fluidi R22, R407C e R134a alla temperatura di saturazione di 45°C, portate di massa comprese tra 400 e 800 kg m⁻² s⁻¹ con un titolo del vapore compreso tra 0.05 e 0.95. La sezione consiste in uno scambiatore tubo in tubo nella cui camera anulare scorre l'acqua di raffreddamento. Mediamente il gradiente di pressione misurato nell'herringbone è risultato il 79% più alto rispetto il tubo liscio e il 27% rispetto il microfin. Per quanto riguarda lo scambio termico, per l'herringbone l'*heat transfer enhancement factor* (EF) medio misurato rispetto il tubo liscio è stato 1.6, 1.9 e 1.6 rispettivamente per l'R22 l'R134a e l'R407C; 1.4, 1.5 e 1.4 rispetto il tubo microfin per gli stessi fluidi.

Capitolo 2

Fluidi refrigeranti

2.1 Caratteristiche e primi refrigeranti

Un fluido adatto all'utilizzo in una macchina frigorifera presenta:

- una curva caratteristica pressione-temperatura in condizioni di saturazione che porta ad avere le pressioni di condensazione ed evaporazione rispettivamente non troppo elevate e non troppo basse;
- elevato calore latente di evaporazione e un'elevata densità del vapore saturo secco per avere una bassa portata volumetrica a parità di potenza frigorifera;
- Temperatura critica più alta possibile;

I primi fluidi utilizzati per la realizzazione di cicli frigoriferi vennero scelti in base alle loro proprietà fisiche alla reperibilità trascurando spesso i problemi di sicurezza legati all'infiammabilità e alla tossicità. La prima generazione dei refrigeranti è costituita dai solventi e in generale i fluidi volatili. Negli anni '20 il propano era considerato tra i fluidi migliori nonostante fosse altamente infiammabile; per applicazioni industriali l'ammoniaca era comunque preferita per ragioni di sicurezza [27].

Carrier e Waterfill [28] studiarono le prestazioni di diversi fluidi per l'applicazione in impianti provvisti di compressore centrifugo. Ammoniaca e acqua risultarono inadatti a questo scopo per l'eccessivo numero di stadi di compressione richiesti. Scartarono l'anidride solforosa per ragioni di sicurezza e il tetracloruro

di carbonio (freon 10 o CFC 10) per l'incompatibilità con i metalli scegliendo infine la dielina (1,2-dicloroetilene).

Con i fluidi di seconda generazione si intendono i fluidi selezionati tenendo in considerazione la sicurezza e la durata nel tempo degli impianti frigoriferi.

Esaminando la tabella periodica degli elementi, Thomas Midgley (1937), scartò quelli con punto di ebollizione troppo basso, tossici o instabili. Soddisfano queste condizioni carbonio, azoto, ossigeno, zolfo, idrogeno, fluoro, cloro e bromo. I fluidi utilizzati fino ad allora erano costituiti da tutti questi elementi tranne il fluoro che si è visto poi influenzare positivamente le proprietà di infiammabilità e tossicità. Ebbe così inizio negli anni '50 l'utilizzo dei clorofluorocarburi (CFC) e degli idroclorofluorocarburi (HCFC) nei piccoli impianti domestici e commerciali. L'ammoniaca è rimasta comunque il fluido più importante per impianti industriali specie nel settore alimentare.

2.2 Impatto ambientale

L'ozono è un gas presente in basse concentrazioni in tutta l'atmosfera; in particolare lo stato di ozono presente nella stratosfera ha un ruolo estremamente importante in quanto impedisce alla maggior parte della radiazione ultravioletta di raggiungere la superficie terrestre. Tale radiazione ha effetti negativi sia nell'uomo che sulla vegetazione. Gli studi fatti dal 1985 mostrarono un progressivo assottigliamento dello strato ricondotto alla presenza di alcuni composti chimici detti ODS (Ozone Depleting Substances). Un indice che valuta gli effetti di queste sostanze è l'ODP (Ozone Depletion Potential) e si basa sul numero di atomi di cloro e bromo presenti nella molecola. I fluidi CFC hanno un impatto importante sul fenomeno e i governi approvarono delle normative con lo scopo di limitarne gradualmente l'uso sino alla completa sostituzione. Come primo intervento vennero indicati gli idrofluorocarburi (HFC) come sostituti con l'intenzione di sostituire anch'essi in futuro con fluidi a minore impatto. Questi interventi spostarono l'attenzione sui fluidi naturali come ammoniaca, anidride carbonica, e gli idrocarburi.

In particolare, il protocollo di Montreal è un trattato internazionale firmato il 16 settembre 1987 ed entrato in vigore il 1° gennaio 1989 con il quale si è stabilito un piano di smaltimento e graduale limitazione della produzione dei gas dannosi.

Stabilì l'esclusione dei CFC nei nuovi impianti dal 1996 e impose limitazioni sulla produzione dei fluidi HCFC fino ad una completa esclusione entro il 2030. Singoli paesi europei accelerarono la transizione imponendo limiti più restrittivi.

Un'altra problematica ambientale emersa in anni più recenti riguarda l'aumento della temperatura media del pianeta con il conseguente scioglimento dei ghiacciai e aumento del livello del mare. Il riscaldamento globale si è visto essere strettamente correlato all'aumento della concentrazione dei cosiddetti gas serra provocato dalle attività umane. Il protocollo di Kyoto è un trattato che mira alla riduzione di questi gas inquinanti. Sottoscritto l'11 dicembre 1997 e entrato in vigore il 16 febbraio 2005, sposta l'attenzione su una nuova generazione di refrigeranti che prendono in considerazione questa nuova problematica. Il GWP (global warming potential) è un indice utilizzato per valutare l'impatto di un fluido sul riscaldamento globale. È calcolato sulla base del potenziale di riscaldamento in 100 anni di un chilogrammo di un gas rispetto ad un chilogrammo di CO_2 . L'anidride carbonica è presa come fluido di riferimento alla quale è stato assegnato $GWP=1$.

La direttiva 2006/40/CE del Parlamento Europeo [29] regola l'uso degli impianti di condizionamento d'aria nei veicoli a motore. Il documento stabilisce i requisiti per l'omologazione CE dei veicoli e da inoltre disposizioni concernenti l'adattamento e la ricarica di detti impianti. Il fluido maggiormente utilizzato in questo tipo di impianti è l'idrofluorocarburo R134a ($GWP=1430$); l'obiettivo è quello di limitare l'utilizzo di fluidi con potenziale globale di riscaldamento superiore a 150. La direttiva stabilisce i valori limite per i tassi di perdita e la procedura di prova per misurare la perdita negli impianti di condizionamento d'aria destinati a contenere gas fluorurati ad effetto serra con GWP superiore a 150. Dal 1° gennaio 2011 gli impianti destinati a contenere gas con GWP superiore a 150 non hanno più ricevuto l'omologazione. Dal 1° gennaio 2017 tali impianti di condizionamento d'aria non potranno più essere adottati su nessun veicolo.

2.3 Il fluido R1234yf

L'R1234yf è un fluido a basso GWP candidato a sostituire L'R134a negli impianti di condizionamento dell'aria per i veicoli. Viene ricavato dal propene ed appartiene alla categoria delle idrofluoro-olefine. Il basso impatto ambientale è dato dalla breve vita in atmosfera (11 giorni), ne risulta un $\text{GWP} < 1$ in una scala temporale di 100 anni. Per quanto riguarda le caratteristiche di infiammabilità, secondo la classificazione ASHRAE, l'R1234yf si colloca nella sottoclasse 2L che comprende i fluidi con una velocità di fiamma massima minore di 10 cm s^{-1} . L'infiammabilità non è tale da compromettere l'utilizzo per applicazioni in ambito automobilistico. Rientra inoltre nella classe di tossicità B, corrispondente ai fluidi poco o per nulla tossici.

La semplice sostituzione in un impianto funzionante con R134a porta ad avere prestazioni minori; tuttavia con alcune modifiche all'evaporatore e al condensatore si possono raggiungere gli stessi risultati [30].

Il punto critico si posiziona a 94.7°C e alla pressione di 33.82 bar. La tabella 2.1 riporta le principali proprietà a 30°C in condizioni di saturazione [33].

Tabella 2.1: Valori adottati per le simulazioni.

pressione	7.84 bar
pressione ridotta	0.232
calore latente	$141.24 \text{ kJ kg}^{-1}$
densità del liquido	1073.3 kg m^{-3}
densità del vapore	43.7 kg m^{-3}
viscosità del liquido	$145.32 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$
viscosità del vapore	$11.35 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$
conducibilità termica del liquido	$62.02 \cdot 10^{-3} \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
conducibilità termica del vapore	$14.38 \cdot 10^{-3} \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
tensione superficiale	$5.56 \cdot 10^{-3} \text{ N m}^{-1}$

Capitolo 3

Sezione e simulazione numerica

La simulazione numerica è uno strumento sempre più utilizzato nella descrizione di fenomeni fisici che si aggiunge alle analisi teoriche e sperimentali. Basandosi su un modello, i risultati ottenibili sono tanto più affidabili quanto più il modello replica il sistema reale da simulare; e maggiore è la complessità, maggiore è lo sforzo computazionale richiesto. Grazie alla continua evoluzione nel campo dei calcolatori, analisi sempre più complesse possono essere eseguite in tempi minori.

3.1 Sezione sperimentale

La sezione sperimentale adottata in questo progetto si differenzia notevolmente dagli schemi classici di scambiatore tubo in tubo utilizzati per la determinazione di coefficienti di scambio termico e perdite di carico in condensazione. Questa nuova soluzione nasce dall'idea di valutare il coefficiente di scambio termico in un tratto di tubo molto più corto rispetto le soluzioni tradizionali e avere a sua volta una piccola variazione di titolo. Il progetto di questa sezione è stato sviluppato in un precedente lavoro di tesi [31] in cui, tramite simulazioni, è stata studiata l'influenza di diversi parametri per poi ricavare la soluzione migliore.

Il tubo microfin ha un diametro esterno $D_e = 4$ mm, un diametro interno all'apice delle alette $D_{ft} = 3.4$ mm, e 40 alette con un angolo dell'elica $\beta = 18^\circ$, altezza $h=0.12$ mm e angolo all'apice $\gamma = 43^\circ$ (Fig.1.1). Posto in posizione orizzontale, intorno ad esso è avvolto un tubo liscio, anch'esso in rame, nel quale scorre l'acqua di raffreddamento. L'acqua non è quindi a diretto contatto con la superficie esterna del microfin ma scorre in un condotto separato. I due tubi sono

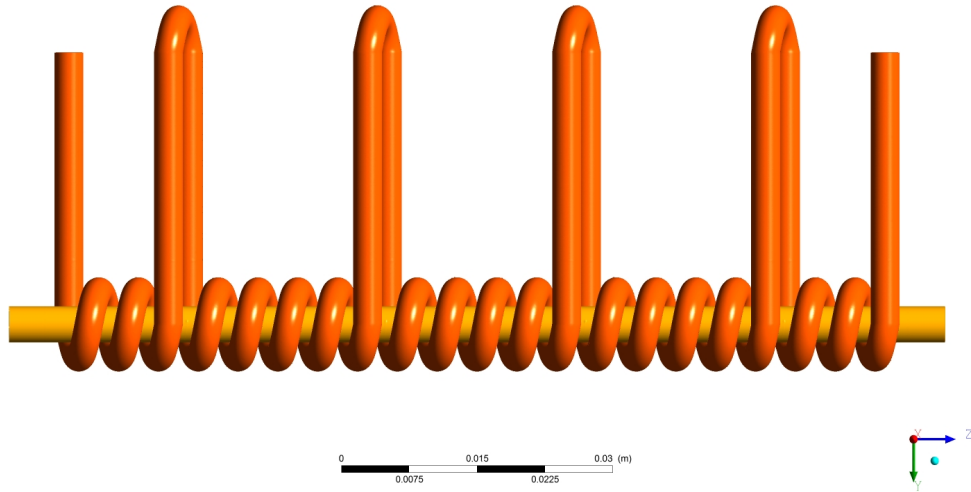


Figura 3.1: Tubo microfin posto orizzontalmente con l'avvolgimento del tubo dell'acqua. Sono visibili le alzate rivolte verso l'alto.

a contatto tra loro ma per poter asportare calore dal tubo microfin più efficacemente, il tutto è immerso in una lega di stagno; il contatto termico risulta così notevolmente migliorato. La sezione è divisa in tre settori per ognuno dei quali si rileva la temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita, quindi la potenza scambiata; questo è reso possibile dalla presenza di quattro tratti di tubo modellati ad U di lunghezza circa 30 mm detti *alzate* nella sommità dei quali è posta una termocoppia (Fig.3.1).

Originariamente il progetto prevedeva la presenza di un tratto libero di 5 mm nel microfin in corrispondenza di ogni alzata in cui posizionare le termocoppie per la misura della temperatura di parete (Fig: 3.2). Questo spazio è stato poi eliminato come si può notare in figura 3.1. Ogni settore era inserito in un contenitore separato riempito poi di stagno con il vantaggio di dividerli termicamente evitando lo scambio termico tra l'uno e l'altro. Infatti, la presenza di un gradiente di temperatura in direzione longitudinale induce un flusso termico che si somma alla potenza scambiata tra refrigerante e acqua aumentando l'incertezza sulla misura del coefficiente di scambio termico. L'inconveniente sta sulla misura della temperatura di parete: nei tratti tra un settore e l'altro, dalla simulazione risulta un innalzamento della temperatura di parete rispetto ai tratti avvolti

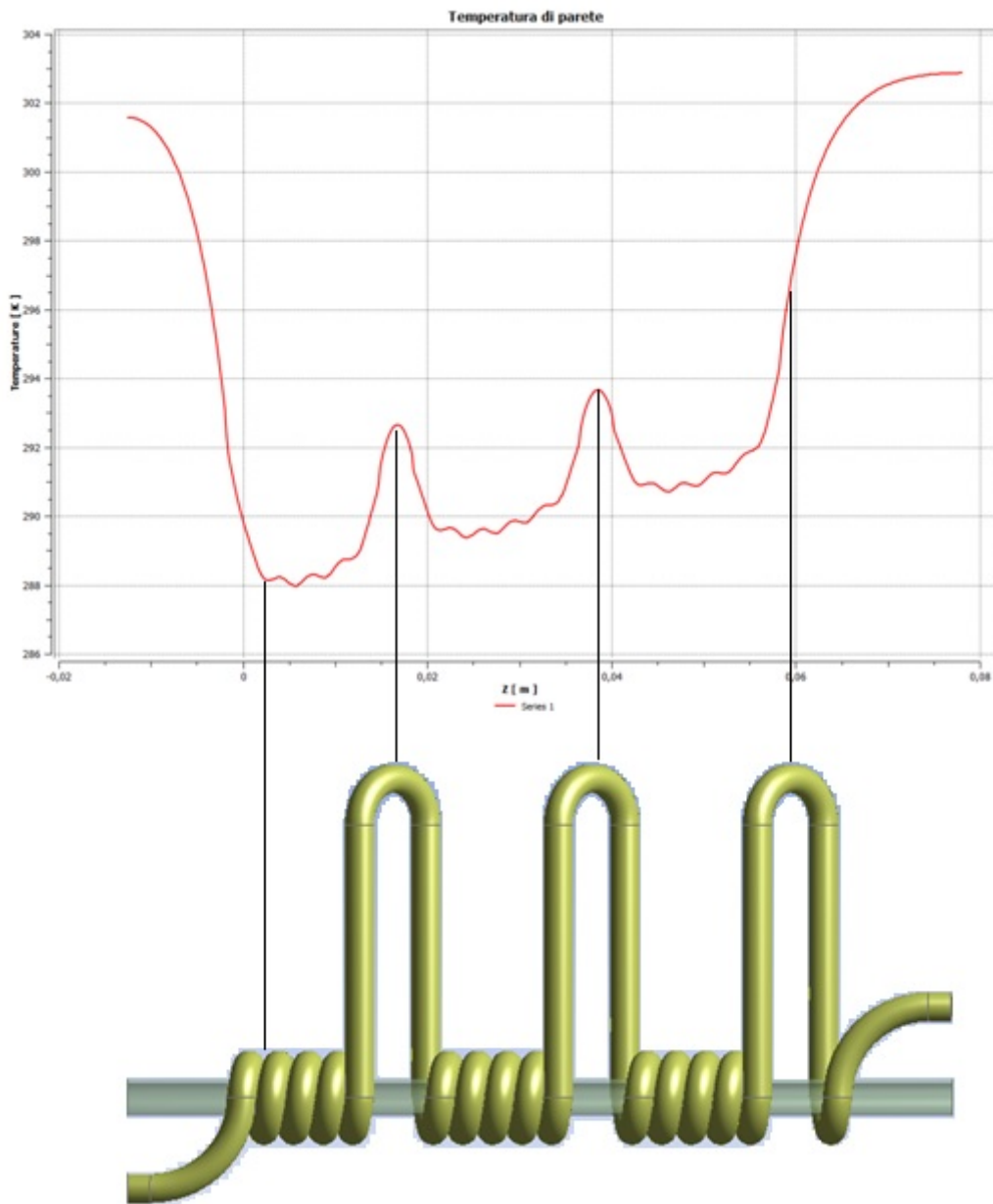


Figura 3.2: Prima versione della sezione sperimentale e relativo diagramma della temperatura di parete [31].

nello stagno, portando ad una sovrastima del coefficiente di scambio termico. I picchi, visibili nel diagramma di figura 3.2, mostrano la rapidità con cui la parete del tubo microfin tende a raggiungere la temperatura di saturazione del fluido refrigerante, a causa del piccolo spessore della parete.

Nella nuova soluzione il contenitore è unico e non esiste alcuno spazio tra un

settore e l'altro. Le termocoppie per la misura della temperatura di parete sono posizionate nella piccola porzione di superficie libera in corrispondenza delle alzate. Per limitare il flusso termico longitudinale, quattro fogli di mica (materiale a bassa conducibilità termica) sono stati inseriti tra le spire, uno per ogni alzata. Sei termocoppie sono presenti sulle alzate per la misura della temperatura dell'acqua così da poter calcolare lo scambio termico nei diversi settori.

Le spire sono state distanziate fino ad ottenere un passo dell'elica pari a circa 4.4 mm. Da test eseguiti precedentemente [31] si è visto che avvolgendo le spire l'una accostata all'altra, lo stagno, durante il processo di colata, non è in grado di penetrare fino a bagnare completamente il microfin. Lo spazio tra le spire permette invece un buon riempimento.

Alle estremità sono state realizzate due spire aggiuntive. Queste permettono una migliore misura della temperatura di parete poiché limitano l'effetto d'innalzamento alle estremità. Allontanandosi dalla sezione infatti la temperatura tende a quella di saturazione (Fig:3.2).

3.2 Modello numerico

L'analisi è iniziata con la creazione del modello definendone quindi l'esatta geometria utilizzando il software di modellazione 3D *SolidWorks*. I più importanti parametri geometrici, come il numero di spire di cui è composto ogni settore e il diametro del tubo liscio, sono stati determinati grazie alle simulazioni descritte in [31].

Variando questi parametri si agisce sulle seguenti grandezze:

- Differenza di temperatura totale lato acqua (ΔT_{tot}) e tra due alzate;
- Caduta di pressione lato acqua;
- Differenza di titolo.

Dovendo gestire più parametri che agiscono contemporaneamente in modo opposto, lo schema finale sarà una scelta di compromesso

Più grandi sono le differenze di temperatura, minore è l'incertezza sulla misura. La caduta di pressione va controllata in quanto l'acqua è alimentata da un bagno termostatico che deve essere in grado di garantire la portata voluta. Le

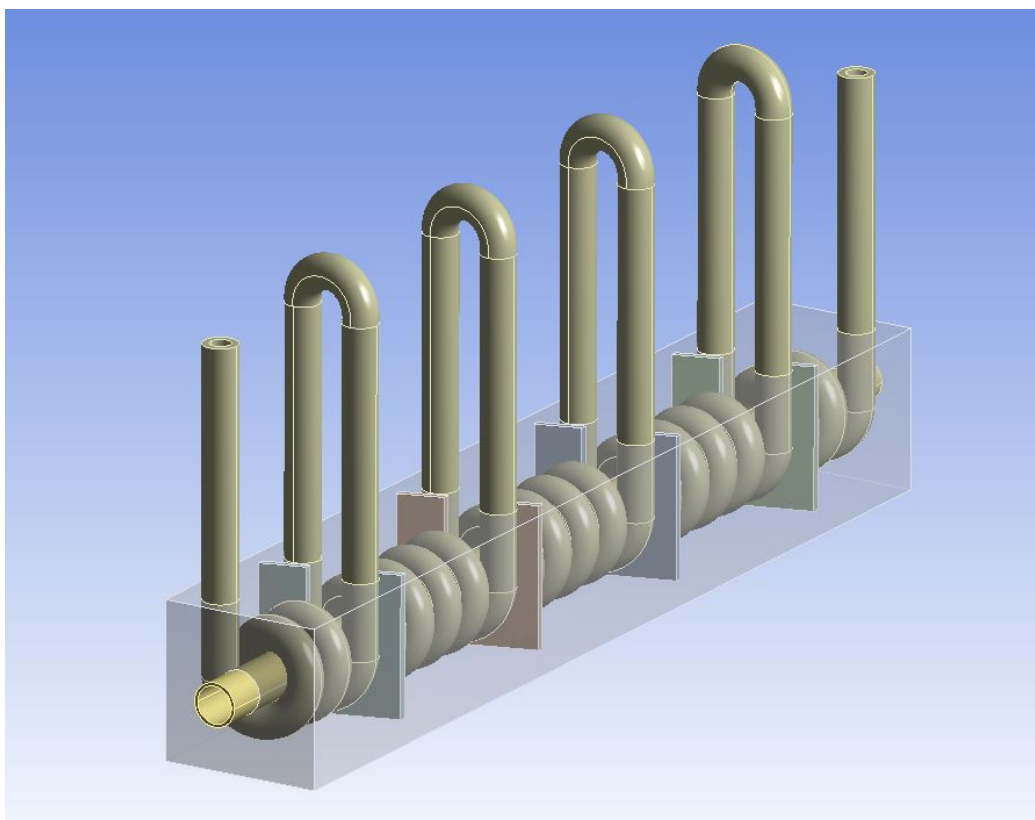


Figura 3.3: Vista del modello 3D.

perdite di carico sono inoltre proporzionali al quadrato della velocità. Un maggior numero di spire o un minor diametro della tubazione, a parità di velocità di ingresso dell'acqua, porta ad avere un più grande salto di temperatura a scapito di maggiori perdite di carico. Alte velocità di ingresso dell'acqua sono da evitare, infatti aumentano le perdite di carico e diminuiscono il salto di temperatura nonostante lo scambio termico aumenti.

La configurazione scelta prevede l'utilizzo di un tubo liscio con diametro interno $D_i = 1.9$ mm ed esterno $D_e = 3.2$ mm, che è risultato inoltre più adatto all'operazione di avvolgimento rispetto a diametri maggiori, e la realizzazione di cinque spire per settore. Una velocità dell'acqua di 1 m s^{-1} con una temperatura di ingresso di 283 K.

Nella nuova versione della sezione, l'intero avvolgimento è contenuto in un parallelepipedo di dimensioni $15 \times 15 \times 95.4$ mm al quale sono state attribuite le caratteristiche fisiche della lega di stagno.

Il complesso processo di condensazione all'interno del tubo microfin non viene ricostruito, viene invece semplificato attribuendo un valore del coefficiente di scambio termico alla superficie interna, modellata come una superficie liscia.

Per poter confrontare i risultati, il coefficiente di scambio termico utilizzato è lo stesso delle simulazioni fatte in precedenza sul vecchio modello il quale è ricavato dalle relazioni proposte da Cavallini et al. [32]. Nel calcolo si è tenuto conto esclusivamente della componente data dal meccanismo di convezione forzata (α_{CV}); nel caso dell'evaporazione va sommato il contributo dato dal meccanismo di ebollizione nucleata.

I dati relativi alle proprietà termo-fisiche del fluido si riferiscono all'R1234ze(E) alla temperatura di saturazione di 30°C [33], la portata specifica è di 500 kg m⁻² s⁻¹ e il titolo pari a 0.5. Il valore del coefficiente di scambio termico adottato risulta pari a $\alpha = 8046 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

Dai dati utilizzati è possibile prevedere il regime di deflusso tramite le relazioni proposte da Cavallini presentate nella sezione 1.2. Dalle equazioni 1.3 e 1.4 si ricava la velocità del gas adimensionale $J_G = 7.36$ e il parametro di Martinelli $X_{tt} = 0.216$. Il punto di transizione si posiziona a $J_G^T = 1.408$, quindi ben al di sotto. Il regime risulta ampiamente all'interno dell'area ΔT -indipendente, quindi in pieno regime anulare.

3.3 Risultati delle simulazioni

Il modello 3D è stato importato nel software *ANSYS Workbench* il quale raggruppa a sua volta i programmi necessari per le diverse fasi: preprocessing, solution e postprocessing.

Il primo passo prevede la discretizzazione del volume attraverso la creazione della *mesh*. La risoluzione del problema per via numerica richiede il passaggio da un numero infinito di gradi di libertà (sistema continuo) ad un numero finito. I risultati delle analisi dipendono dalla qualità della mesh, cioè dal numero di elementi e dalla loro forma; in particolare la soluzione numerica darà risultati più affidabili quanto più fitta è la discretizzazione. Per contro una fitta discretizzazione necessita, in fase di risoluzione, di tempi più lunghi e di una maggiore potenza di calcolo.

Una buona soluzione di compromesso consiste nell'impostare una minore dimensione degli elementi nelle aree in cui la geometria è più complessa, in questo caso nei punti in cui si prevedono gradienti di temperatura elevati.

Il software di meshatura permette di stabilire una dimensione media degli elementi nei diversi volumi attraverso una misura espressa in mm. In tabella 3.1 sono riportati i valori utilizzati.

Tabella 3.1: Dimensioni medie degli elementi.

Volume	mm
acqua	0.1
tubo acqua	0.5
microfin	0.1

Il modello passa quindi nel programma risolutore *ANSYS Fluent* nel quale, oltre a calcolare la soluzione, si impostano i seguenti parametri:

- Caratteristiche termiche dei materiali in particolare la conducibilità termica;
- Temperatura di ingresso dell'acqua;
- Temperatura e coefficiente di scambio termico della superficie interna del tubo microfin.

Diverse simulazioni sono state condotte al fine di analizzare l'influenza di alcune variabili e valutare il comportamento di questa nuova sezione rispetto la versione precedente. La velocità di ingresso dell'acqua ($u_{w,i} = 1 \text{ m s}^{-1}$) e il coefficiente di scambio termico ($\alpha = 8046 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) si mantengono gli stessi in tutte le simulazioni.

Nei test reali, lo scambio termico porta necessariamente ad una variazione di titolo, quindi a una variazione lungo la sezione del coefficiente di scambio termico. Per effetto delle perdite di carico, anche la pressione e la temperatura di saturazione variano. Tuttavia questi effetti non sono stati considerati nelle simulazioni.

Infine l'analisi dei risultati è stata effettuata con il software ANSYS CFD-Post[®].

3.3.1 Simulazione di riferimento

Per simulazione di riferimento si intende la simulazione che più rispecchia le caratteristiche della sezione realizzata. In essa sono stati impostati gli effettivi valori di conducibilità dei materiali riportati (Tabella 3.2). La lega presenta il 60% di piombo e il 40% di stagno e la conducibilità è stata stimata attraverso una media pesata delle conducibilità dei due elementi. La caduta di pressione è risultata pari a 0.3 bar e, in prima approssimazione, rientra nei limiti imposti dalla pompa del bagno termostatico; la caduta di pressione totale dipenderà dalle caratteristiche dell'intero circuito dell'acqua.

Tabella 3.2: Conducibilità termiche dei materiali.

Materiale	conducibilità λ [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
rame	387.6
lega di stagno	47.8
mica	0.39

Innanzitutto si osservi la distribuzione di temperatura in un piano orizzontale (figura: 3.4). Sono visibili le aree corrispondenti all'acqua a temperatura inferiore rispetto al materiale circostante. L'acqua percorre l'elica da sinistra verso destra

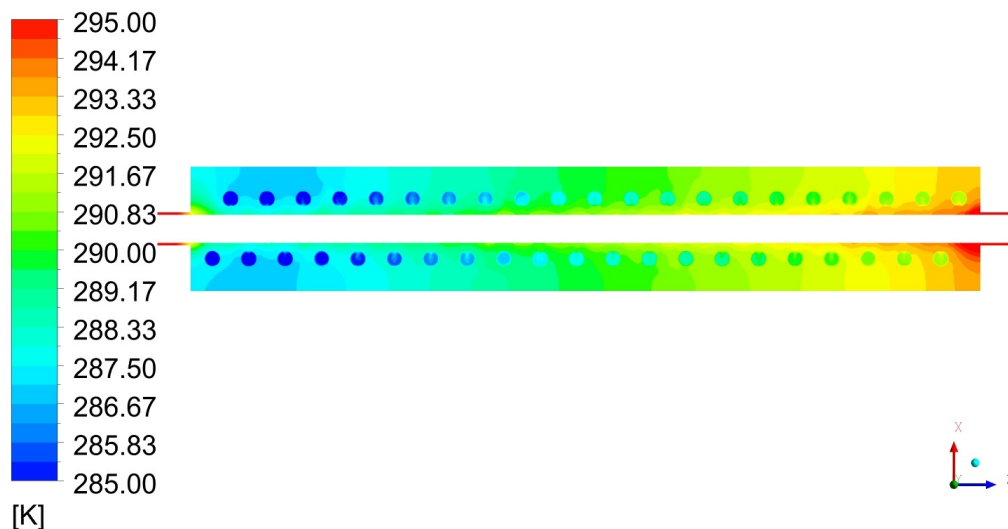


Figura 3.4: Distribuzione della temperatura in un piano orizzontale contenente l'asse del tubo microfin.

aumentando la temperatura. La variazione di colorazione della lega di stagno indica la presenza di un debole gradiente termico longitudinale. Alle estremità, nei tratti in cui il microfin non è circondato dalla lega di stagno, la temperatura sale rapidamente tendendo a quella di saturazione.

Andamento della temperatura di parete

L'andamento della temperatura di parete si riferisce alla generatrice tracciata in corrispondenza delle termocoppie di parete sulla superficie esterna del tubo microfin. Il diagramma di figura 3.5 riporta in ordinata la temperatura e in ascissa la distanza che ricopre la lunghezza del parallelepipedo, più quattro millimetri di tubo microfin scoperto alle estremità.

A sinistra (0 mm) la temperatura parte da un valore poco superiore a 296 K per poi scendere bruscamente. Infatti allontanandosi dalla sezione, la temperatura del microfin tende alla temperatura di saturazione del refrigerante di 303 K. Il primo minimo corrisponde all'ascissa della prima spira dell'avvolgimento; da

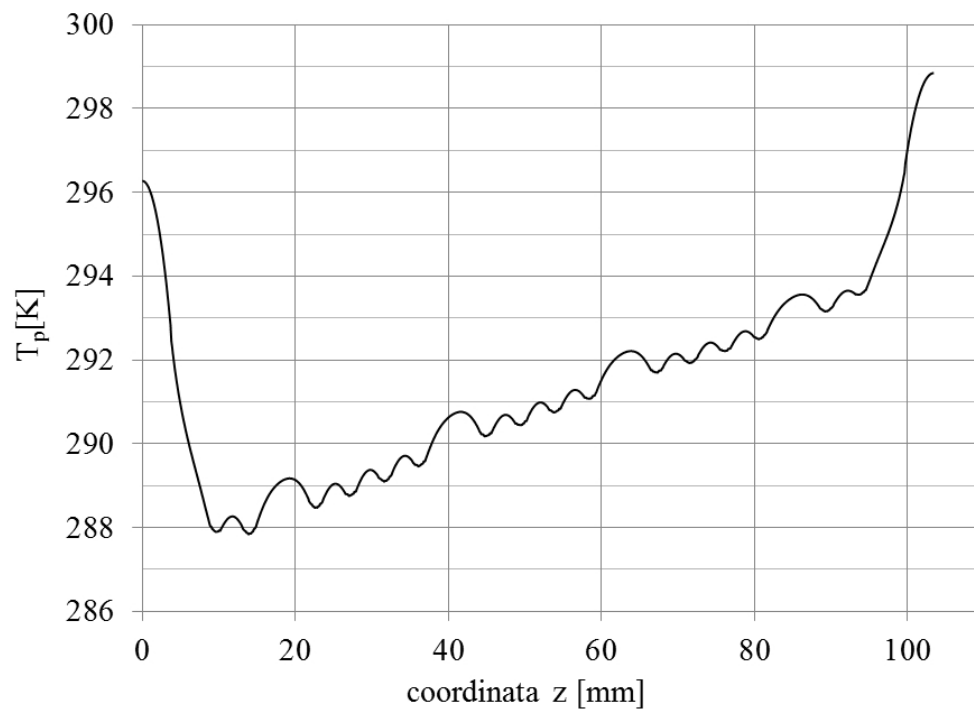


Figura 3.5: Andamento della temperatura di parete.

qui la temperatura oscilla con una periodicità pari al passo dell'elica dell'avvolgimento (4.4 mm) e un'ampiezza di circa 0.4 K. Da questo si può concludere che nonostante la piccola distanza tra una spira e la successiva e la presenza della lega di stagno negli interstizi, la temperatura di parete subisce comunque una non trascurabile variazione. Oltre a questa oscillazione, si può notare un andamento crescente della temperatura sull'intera lunghezza della sezione per poi salire rapidamente in prossimità dell'estremità destra per tendere, come dal lato opposto, alla temperatura di saturazione. L'andamento crescente in modo lineare segue il riscaldamento dell'acqua ed è stato valutato pari a 71 K m^{-1} . Questo gradiente di temperatura comporta un flusso termico longitudinale che interferisce sulla misura del calore scambiato.

I quattro picchi, che si distinguono dall'oscillazione osservata in precedenza, sono situati in corrispondenza delle alzate; in questi punti il tubo microfin non è completamente avvolto dal tubo liscio bensì, lungo la linea analizzata, le spire distano 8.8 mm provocando un maggiore innalzamento della temperatura. Sono esattamente questi i punti in cui sono installate le termocoppie per la rilevazione della temperatura di parete. Il fenomeno è analogo a quello osservato nella versione precedente della sezione (Fig. 3.2) ma meno accentuato. Il nuovo schema quindi attenua il problema e garantisce sicuramente una minore incertezza sui risultati.

Tracciando il profilo di temperatura nella generatrice inferiore i quattro picchi non sono più presenti; in questa posizione si è dalla parte opposta alle alzate e il microfin, da questo lato, è avvolto dal tubo liscio per tutta lunghezza (Fig. 3.6). L'oscillazione è simile al caso precedente con l'unica differenza di avere uno sfasamento di un semipasso (2.2 mm).

Calcolo del coefficiente di scambio termico

Dai valori estrapolati è possibile ricavare un valore del coefficiente di scambio termico, considerando l'intera sezione o i singoli settori, e confrontarli con il valore imposto come condizione al contorno. Il calcolo rispecchia la procedura seguita per le prove sperimentali.

La formula per il calcolo dello scambio termico in condensazione è la seguente:

$$\alpha_{cond} = \frac{q}{A \cdot (T_{sat} - T_p)} \quad (3.1)$$

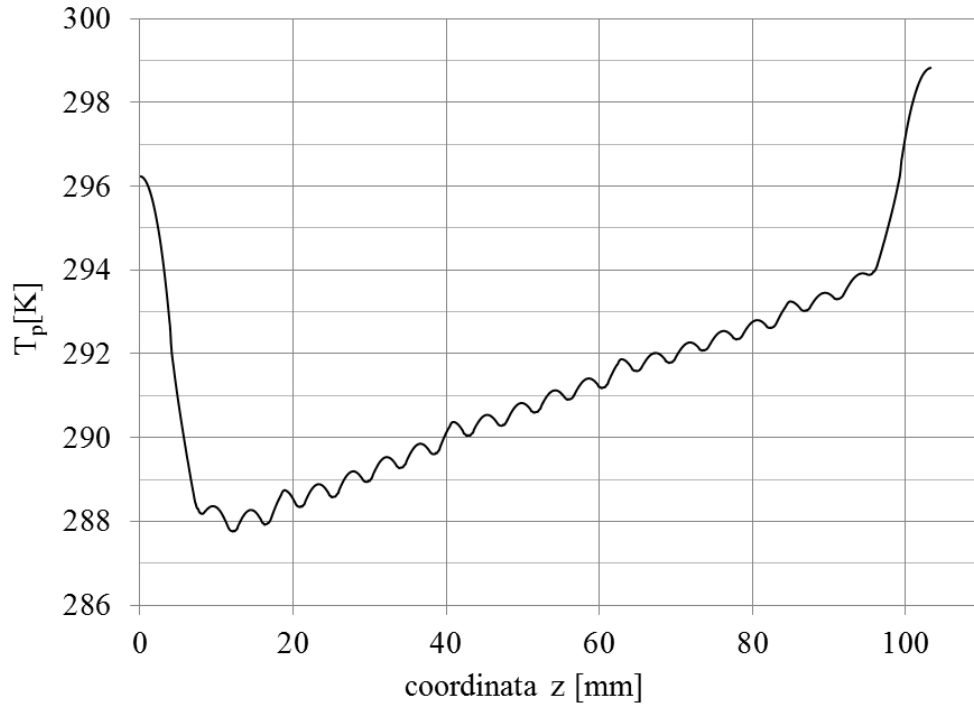


Figura 3.6: Andamento della temperatura di parete sulla generatrice inferiore.

A è l'area di scambio, cioè la porzione di superficie interna del tubo microfin di un tratto di lunghezza l :

$$A = \pi \cdot D_i \cdot l \quad (3.2)$$

q è il calore scambiato misurato lato acqua:

$$q = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot \Delta T_w \quad (3.3)$$

T_{sat} è la temperatura di saturazione del refrigerante pari a 303 K e T_p la temperatura media di parete.

In tabella 3.3 sono riportate le temperature di parete nei quattro punti in cui vengono installate le termocoppie. Ogni valore è la media in un tratto di 2 mm per tener conto della misura non puntuale delle termocoppie. L'andamento è crescente per effetto dell'aumento della temperatura dell'acqua.

La tabella 3.4 riporta invece le temperature dell'acqua in ogni alzata. Nella sezione reale la termocoppia non è immersa ma incollata all'esterno del tubo; si è verificato quindi che la differenza di temperatura tra la superficie esterna del tubo liscio e l'acqua fosse trascurabile. Infatti, il tratto di tubo liscio appartenente all'alzata è sufficientemente lungo da far sì che la sua temperatura si uniformi a

Tabella 3.3: Temperature di parete.

Posizione	T_p [K]
alzata 1	289.15
alzata 2	290.74
alzata 3	292.19
alzata 4	293.54

Tabella 3.4: Temperature dell'acqua.

Posizione	T_w [K]
alzata 1	284.78
alzata 2	286.96
alzata 3	288.86
alzata 4	290.55

quella dell'acqua. A dimostrazione di questo, in figura 3.7 è riportata la distribuzione di temperatura in un piano che seziona il tubo liscio in corrispondenza dell'alzata 2. La termocoppia è installata sulla superficie esterna del tubo nel punto più alto, qui la temperatura è compresa nell'intervallo $286.95 \div 287.00$ K mentre la temperatura media dell'acqua in questo punto è pari a 286.96 K.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico, la temperatura di parete di un settore è presa come la media tra i valori dei due estremi; per il calcolo sull'intera sezione la temperatura di parete è la media dei tre valori calcolati per ogni singolo settore.

In tabella 3.5 sono elencati i risultati. Innanzitutto si osservino i salti di temperatura dell'acqua. Il caso più sfavorevole riguarda il settore 3 mentre il più elevato si verifica per il settore 1, nel calcolo totale è la somma dei tre. La potenza scambiata q è proporzionale al salto di temperatura dell'acqua e si scambia più potenza dove la differenza di temperatura tra l'acqua e il refrigerante è maggiore. La potenza totale scambiata è necessariamente la somma dei tre settori. Un'analisi dell'incertezza accurata verrà fatta per le rilevazioni della prova sperimentale.

I valori di α_{cond} superano tutti il valore impostato ($8046 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$), ma rispetto la precedente versione, questa è in grado di limitare sensibilmente l'effetto

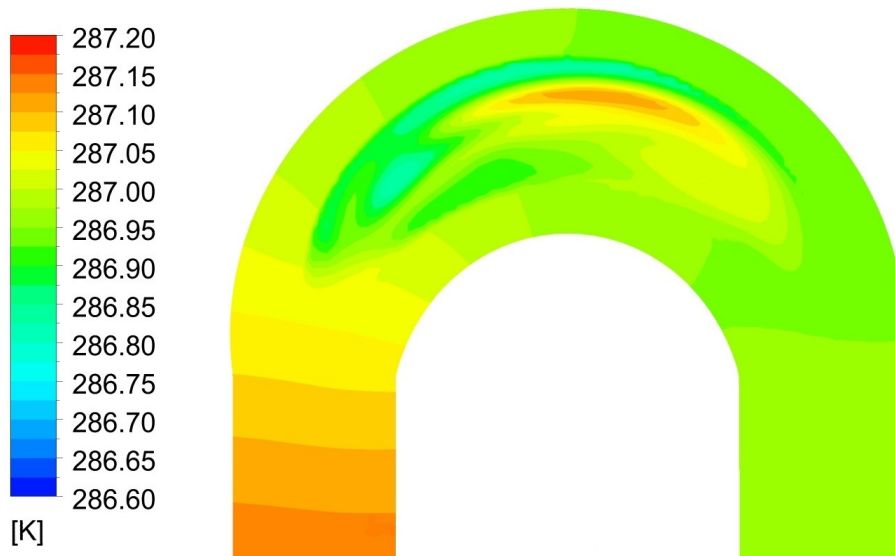


Figura 3.7: Sezione trasversale sulla sommità dell'alzata 2.

Tabella 3.5: Valori relativi al calcolo del coefficiente di scambio termico.

	T_p [K]	ΔT_w [K]	A_{sc} [m ²]	q [W]	α_{cond} [W m ⁻² K ⁻¹]
settore 1	289.95	2.17	$2.350 \cdot 10^{-4}$	25.96	8462
settore 2	291.46	1.90	$2.350 \cdot 10^{-4}$	22.76	8397
settore 3	292.87	1.69	$2.350 \cdot 10^{-4}$	20.20	8481
totale	291.43	5.77	$7.050 \cdot 10^{-4}$	68.92	8446

della sovrastima del coefficiente di scambio termico. Nel settore 3, in cui si riscontra il valore più elevato, si calcola un errore del 5.13%. L'errore, come anticipato, è dovuto principalmente alla misura della temperatura di parete che nei punti in cui vengono installate le termocoppie presenta un innalzamento locale.

Un parametro che interviene direttamente sul calcolo del coefficiente di scambio termico è la differenza di temperatura $T_{sat} - T_p$. Come visto per l'acqua non deve portare ad incertezze troppo elevate.

Dalla tabella 3.6 si vede come i valori siano sufficientemente elevati.

Temperatura di parete in una sezione trasversale

La temperatura di parete, in direzione dell'asse del tubo microfin, segue l'andamento di figura 3.5. Anche spostandosi lungo una circonferenza in una sezione

Tabella 3.6: Differenza tra la temperatura di saturazione (303 K) e la temperatura di parete.

Posizione	$T_{sat} - T_p$ [K]
settore 1	13.06
settore 2	11.54
settore 3	10.14
totale	11.58

trasversale si osserva una variazione della temperatura. La misura della temperatura di parete in corrispondenza di ogni alzata si riferisce ad un solo punto posto nella parte superiore del tubo. Questo nuovo schema costruttivo della sezione non permette l'applicazione di altre termocoppie, a differenza degli schemi classici visti nel paragrafo 1.3 in cui sono state installate fino a quattro termocoppie. Nel caso di regime di deflusso stratificato, il coefficiente di scambio termico non è costante lungo la circonferenza; in generale una distribuzione non uniforme del film liquido porta ad diverse resistenze termiche e di conseguenza α_{cond} diversi. In questo caso si rientra ampiamente nella regione di regime anulare e la temperatura di parete, lungo una circonferenza, è in linea teorica costante.

Tuttavia, gli effetti dell'avvolgimento portano ad avere una distribuzione non uniforme della temperatura. In figura 3.8 è riportata una sezione trasversale della sezione posta nella mezzeria (tra la seconda e la terza alzata) con la distribuzione di temperatura. Si può notare il tubo microfin al centro a temperatura più alta e una macchia fredda da un lato corrispondente all'acqua. La zona a ridosso dell'acqua è inevitabilmente più fredda.

Per valutare meglio l'entità della variazione di temperatura di parete, la figura 3.9 mostra la distribuzione di temperatura soltanto nell'area del microfin. Qui si osserva un campo di variazione di 0.45 K. Il punto più caldo si trova sulla superficie interna. La variazione sulla superficie esterna è minore, pari circa a 0.4 K; cioè la stessa variazione, a meno del gradiente termico longitudinale, osservata in direzione dell'asse della sezione.

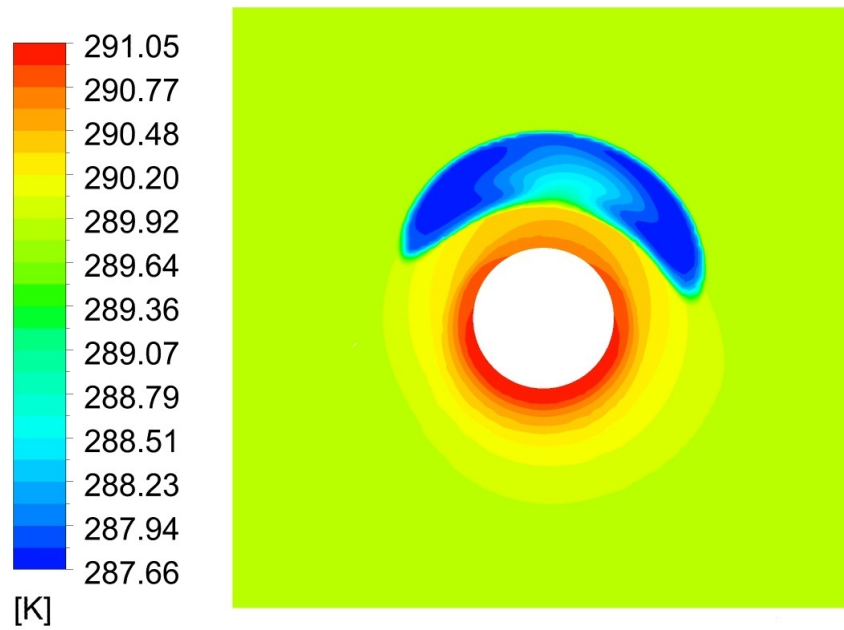


Figura 3.8: Sezione trasversale su tutto il materiale.

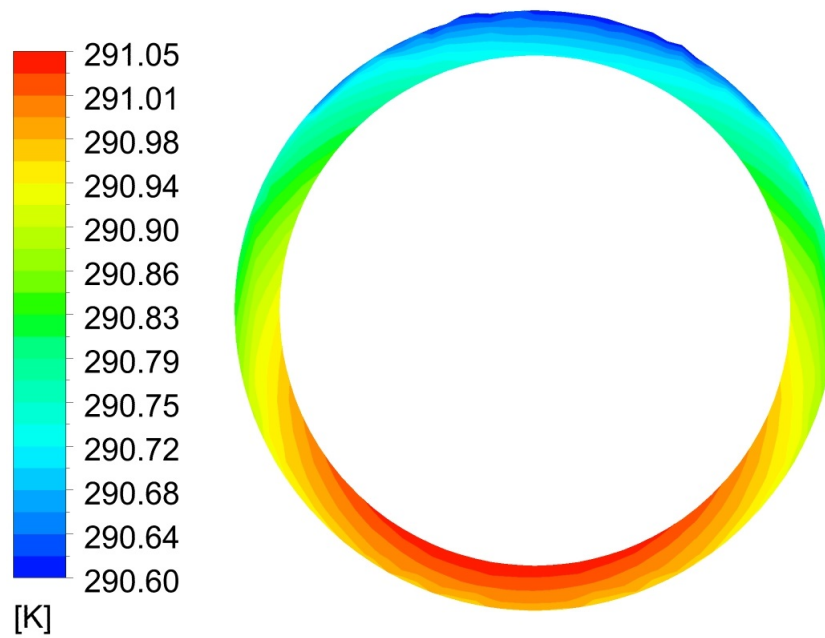


Figura 3.9: Sezione trasversale sul microfin.

3.3.2 Influenza della mica

La mica ha la funzione di separare termicamente i tre settori limitando il flusso termico longitudinale. Nella sezione sono presenti quattro foglietti di spessore 0.6 mm tagliati come mostrato in figura 3.10. L'apertura nella parte superiore permette l'inserimento dei foglietti stessi dal basso, tra le spire dell'avvolgimento.

Partendo dalla simulazione di riferimento, modificando il valore della conducibilità, si è potuto studiarne l'influenza sullo scambio termico e sulla temperatura di parete.

Assegnando ai volumi appartenenti ai fogli di mica la medesima conducibilità della lega di stagno ($\lambda = 47.8 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$) equivale a studiare una sezione senza alcun ostacolo al flusso termico longitudinale. In figura 3.11 sono sovrapposti i diagrammi della temperatura di parete con i fogli di mica, analogo al diagramma di figura 3.5, e senza i fogli di mica. Il profilo si discosta solo in minima parte; la tendenza, anche se molto debole, è di uniformare la temperatura all'interno di ogni settore. Un'ulteriore simulazione è stata impostata dando alla mica una conducibilità nulla; il risultato non è stato apprezzabilmente diverso da quello della simulazione di riferimento.

Per analizzare in dettaglio il comportamento della sezione senza fogli di mica si calcolano i valori del calore scambiato e del coefficiente di scambio termico. Il calcolo rispecchia la procedura descritta per simulazione di riferimento.

Confrontando i risultati con quelli di tabella 3.5 si nota come la differenza tra i due modelli sia piccola e trascurabile considerando l'incertezza sulle misure di

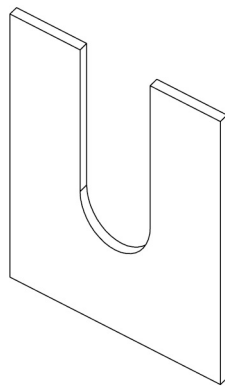


Figura 3.10: Foglio di mica.

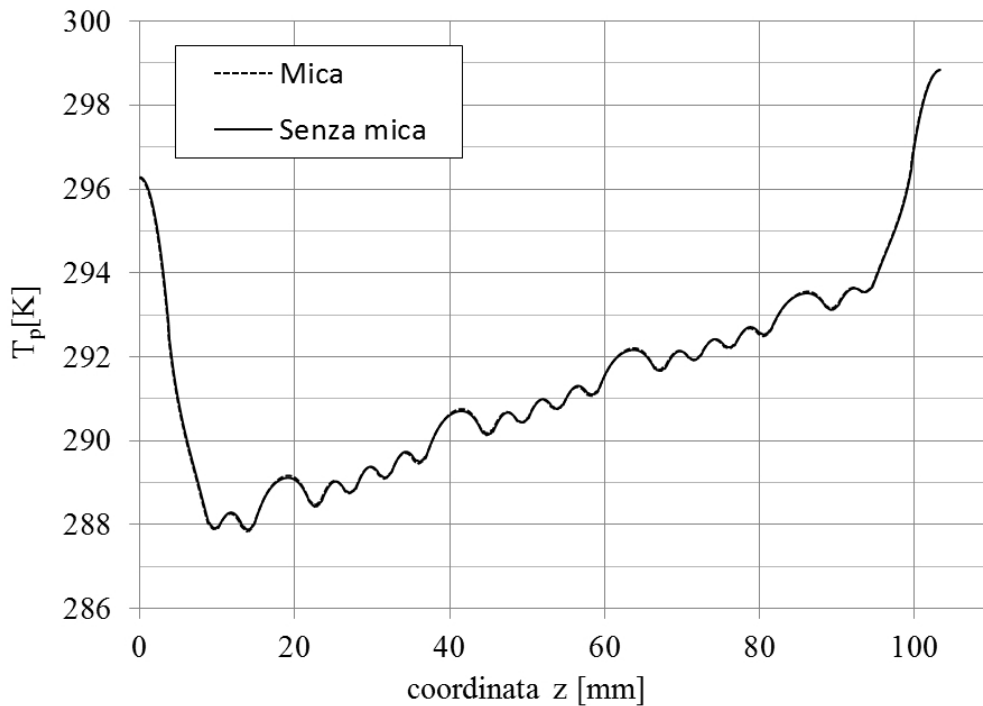


Figura 3.11: Andamento della temperatura di parete con e senza mica.

Tabella 3.7: Risultati delle simulazioni senza i fogli di mica.

	q [W]	α_{cond} [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
settore 1	26.00	8442
settore 2	22.72	8350
settore 3	20.15	8428
totale	68.88	8407

temperatura di parete.

La scarsa influenza della mica sui risultati non giustifica l'installazione in un'eventuale futura sezione costruita secondo lo stesso schema. Tuttavia i fogli si sono dimostrati utili in fase di colata poiché permettevano il riempimento a settori, procedimento più semplice rispetto il riempimento contemporaneo di tutto il contenitore.

3.3.3 Influenza della conducibilità della lega di stagno

Per la colata ci si è serviti di una lega 60% piombo e 40% stagno con una temperatura di fusione che si aggira intorno i 235°C la cui conducibilità è stata stimata pari a 47.8 W m⁻¹ K⁻¹. Esistono in commercio leghe a base di bismuto con temperatura di fusione più bassa, anche sotto i 100°C, particolarmente adatte a questa sezione in quanto faciliterebbero il processo di colata ma soprattutto andrebbero a provocare minori sollecitazioni termiche al rivestimento in Teflon delle termocoppie di parete. Tuttavia presentano lo svantaggio di avere una conducibilità termica minore, quindi un minore scambio termico e differenze di temperatura dell'acqua minori; tutto a svantaggio dell'incertezza dei risultati finali. Dalla simulazione di riferimento la conducibilità è stata abbassata a 30 W m⁻¹ K⁻¹. Confrontando i risultati di tabella 3.8 con quelli di tabella 3.5 si vede come il ΔT_w diminuisca di una piccola quantità.

Tabella 3.8: Salto di temperatura subito dall'acqua abbassando la conducibilità della lega.

	ΔT_w [K]
settore 1	2.15
settore 2	1.89
settore 3	1.67
totale	5.71

Tabella 3.9: Calore scambiato e coefficiente di scambio termico abbassando la conducibilità della lega

	q [W]	α_{cond} [W m ⁻² K ⁻¹]
settore 1	25.70	8567
settore 2	22.58	8511
settore 3	20.01	8567
totale	68.28	8548

In tabella 3.9 i risultati relativi alla potenza scambiata e al coefficiente di scambio termico.

Una diminuzione del 37% della conducibilità ha comportato diminuzioni sulle variazioni di temperatura al di sotto dell'incertezza delle termocoppie e potenze scambiate minori dell'1%.

3.3.4 Influenza della temperatura di ingresso dell'acqua

L'acqua al lato freddo è alimentata da un bagno termostatico che lavora in condizioni tanto più sfavorevoli tanto più la temperatura è bassa. Temperature prossime ai 0°C si possono realizzare adottando fluidi circolanti nel bagno con temperatura di solidificazione più bassa. Minore è la temperatura di ingresso alla sezione, maggiore è lo scambio termico. È stata scelta la temperatura di 10°C così da avere un certo margine di sicurezza sull'impianto. Si vuole qui valutare l'effetto di una variazione di questa grandezza.

Tabella 3.10: Flusso termico totale per le diverse temperature di ingresso dell'acqua.

temp. ingresso acqua [K]	q totale [W]
278	86.06
283	68.91
288	51.65

Il flusso termico scende linearmente all'aumentare della temperatura dell'acqua.

3.3.5 Influenza delle dimensioni del contenitore

Il contenitore in cui è stato inserito l'avvolgimento è stato scelto delle dimensioni il più piccole possibili. Infatti la lega fusa all'interno ha lo scopo di realizzare il contatto termico tra tubo microfin e tubo liscio dell'acqua; il materiale che non si trova in prossimità dei condotti non svolge questa funzione. Si vuole ora valutare l'effetto delle dimensioni del volume di stagno. La sezione trasversali sono state aumentate a 30×30 mm mantenendo inalterati tutti gli altri parametri.

Nel diagramma di figura 3.12 si vede come le due curve si discostino solo in minima parte. Il gradiente termico longitudinale risulta leggermente più basso

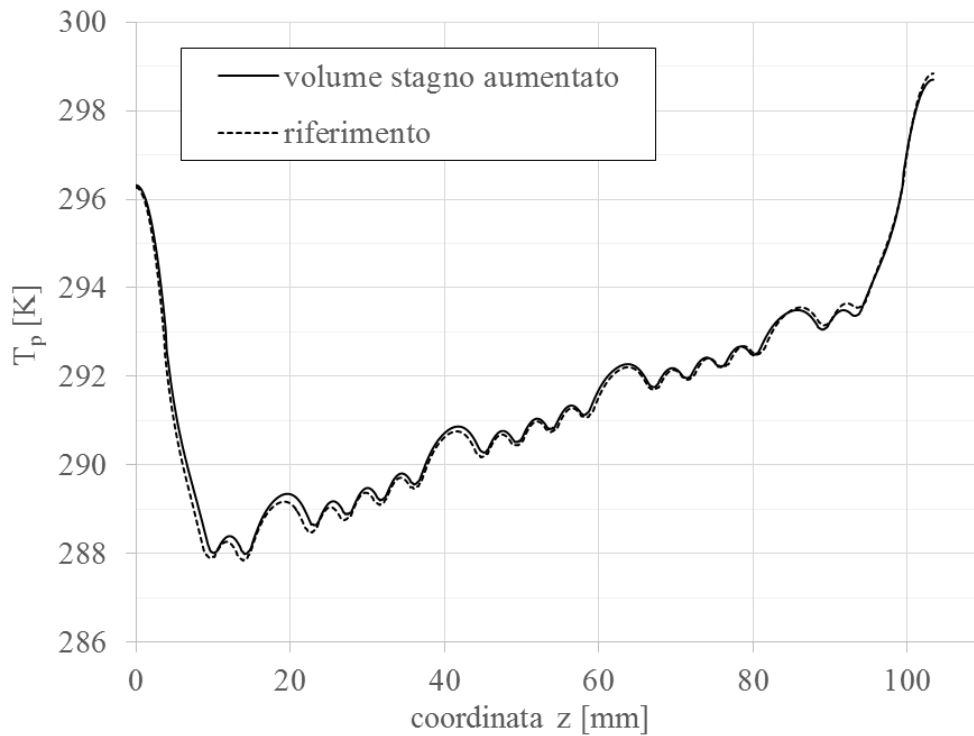


Figura 3.12: Andamento della temperatura di parete a confronto con la simulazione di riferimento.

Tabella 3.11: Flussi termici e i coefficienti di scambio termico ricavati dalla simulazione con le dimensioni dello stagno maggiorate.

	q [W]	α_{cond} [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
settore 1	26.46	8719
settore 2	22.37	8319
settore 3	19.42	8159
totale	68.26	8421

ma, date le dimensioni quattro volte maggiori della sezione trasversale, si può presumere un aumento del flusso termico longitudinale. Inoltre, i fogli di mica hanno le stesse dimensioni del modello di riferimento che quindi non contribuiscono ad ostacolare il flusso termico sul volume periferico dello stagno.

I valori del flusso termico scambiato e coefficiente di scambio termico tendono ad uniformarsi nei tre settori. Per quanto riguarda le grandezze globali i risultati si discostano rispettivamente del 1% e del 0.3%.

Capitolo 4

Impianto sperimentale

4.1 Realizzazione della sezione

Diverse problematiche sulla realizzazione di questo nuovo schema di sezione sperimentale sono state affrontate nel precedente lavoro di tesi [31]. La parte che precede l'installazione delle termocoppie di parete è comune al progetto precedente e comprende la piegatura del tubo e la colata dello stagno.

La prima operazione consiste nella piegatura del tubo liscio in cui verrà fatta scorrere l'acqua fino ad ottenere la conformazione ad elica e le alzate. La procedura che ha dato i migliori risultati consiste nel piegare manualmente il tubo a freddo. Da prove precedenti si è visto che riscaldare il materiale per abbassarne la resistenza, rende più probabile la formazione di strozzature che andrebbero ad aumentare sensibilmente le perdite di carico. È comunque inevitabile una deformazione della sezione del tubo che non si mantiene circolare nel momento in cui l'asse assume una certa curvatura. Di conseguenza le perdite di carico ricavate dalle simulazioni, dove il modello presenta una sezione perfettamente circolare del tubo liscio, danno una perdita di pressione minore della reale. L'avvolgimento non viene fatto direttamente sul tubo microfin; il suo piccolo spessore (0.3 mm) non lo rende abbastanza rigido per questa operazione con il rischio di danneggiarne la delicata geometria. Si è utilizzata una barra di acciaio filettata di diametro esterno 4 mm per creare l'avvolgimento, quindi è stata sostituita con il microfin che non ha subito in questo modo le grandi sollecitazioni derivanti dalla piegatura. Prima della sostituzione, le spire sono state distanziate con l'utilizzo di una pinza

fino ad ottenere il passo di 4.4 mm; lo spazio che si viene a creare è indispensabile per permettere alla lega di stagno di riempire efficacemente in fase di colata tutto il volume e bagnare completamente la superficie del tubo microfin. Due tratti di tubo di opportuna lunghezza sono stati ricavati alle estremità per permettere il fissaggio del circuito dell'acqua una volta installata la sezione nell'impianto.

La fase successiva è la preparazione del contenitore nel quale verrà inserito l'avvolgimento e colato lo stagno. Si è utilizzato un profilo di alluminio ad U delle dimensioni minime necessarie all'inserimento dell'avvolgimento (15×15 mm) al fine di incentivare il flusso termico radiale rispetto quello longitudinale.

La colata della lega di stagno è preceduta dall'incollaggio delle termocoppie di parete nei piccoli spazi in corrispondenza delle alzate; è questo l'aspetto più critico nella realizzazione della sezione. Assicurare il contatto tra la termocoppia e la superficie in uno spazio così piccolo è un'operazione complessa ed ha richiesto la costruzione di quattro cubetti di Teflon utilizzati come supporto per il posizionamento, rimasti poi all'interno della sezione. Il Teflon è anche il materiale di isolamento delle termocoppie e mantiene le sue proprietà fino a 250°C, temperatura poco superiore a quella di fusione della lega. L'incollaggio eseguito dopo la colata avrebbe garantito l'integrità delle termocoppie ma non è stato possibile in quanto lo stagno avrebbe ricoperto tutta la superficie del tubo microfin. La giunzione delle termocoppie è isolata da una piccola quantità di *marmo-ferro*, una colla bi-componente adatta all'incollaggio di metalli e che si è dimostrata resistente alle alte temperature, e fissata al tubo utilizzando la stessa colla. I cubetti di Teflon hanno permesso, oltre al corretto posizionamento, l'applicazione di una certa pressione durante la solidificazione della colla così da ottenere la minore distanza tra la giunzione e la superficie.

Inserito l'avvolgimento nel profilo di alluminio, le estremità sono state chiuse per contenere la lega di stagno. Si sono utilizzate due piastrine di acciaio forate al centro per l'inserimento del microfin e incollate utilizzando *marmo-ferro*. Con il *marmo-ferro* si sono anche sigillati i fori di passaggio del microfin che avendo un diametro leggermente maggiore avrebbero provocato trafile. Per la fusione della lega di stagno ci si è serviti di una pistola termica; il materiale della lega, fornito sotto forma di filamento, è stato spezzettato e distribuito negli interstizi tra l'avvolgimento e il contenitore per favorire il riempimento. La fusione è proseguita fino al completo riempimento del contenitore. Durante tutta la durata del

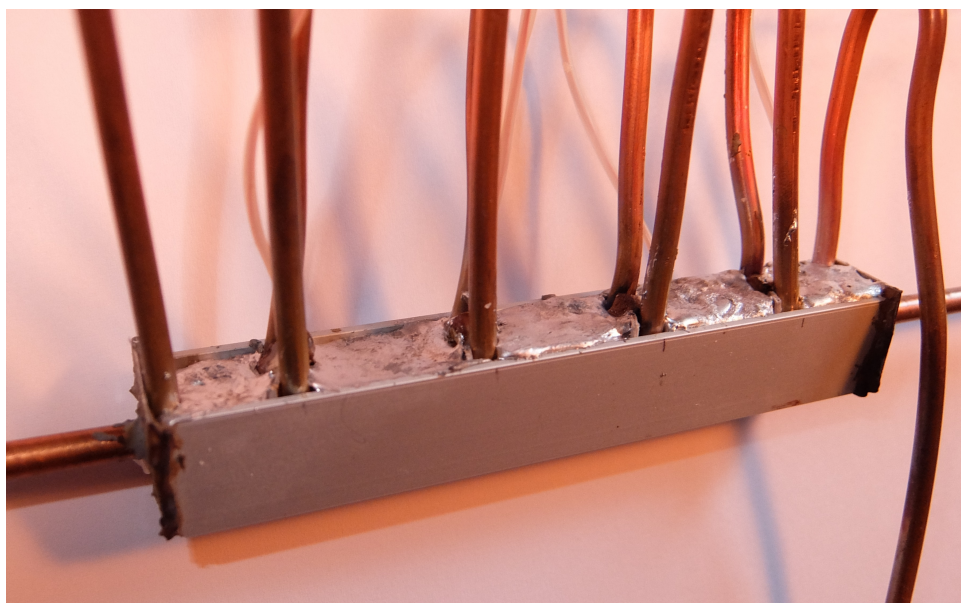


Figura 4.1: Sezione dopo l'esecuzione della colata.

processo, il getto di aria calda è stato rivolto verso la parte inferiore della sezione, trasmettendo il calore principalmente per conduzione attraverso il profilo di alluminio; così facendo si è cercato di preservare il più possibile le termocoppie dalle alte temperature. Un'ulteriore protezione è fornita da una guaina che ricopre nel tratto iniziale i cavi in rame e costantana.

Si è passati poi alla realizzazione delle prese di pressione. La figura 4.2 ne riporta uno schema. Consistono in un tratto di tubo liscio in rame di diametro interno 4 mm ed esterno 6 mm dentro il quale viene inserito parzialmente il tubo microfin. Un tondino ricavato per tornitura, di diametro esterno 16 mm, si posiziona all'esterno e crea il supporto per il fissaggio di un ulteriore tubo in acciaio inox di diametro esterno 1/8" ortogonale all'asse della sezione che trasmetterà la pressione al sensore. Una volta saldati tutti i componenti, con una punta da trapano di diametro 1 mm è stato creato il foro che mette in comunicazione il tubo di acciaio con il microfin.

Le sei termocoppie per la misura della temperatura dell'acqua e le due per la temperatura del refrigerante sono state incollate dopo l'esecuzione delle saldature; le prime sulla sommità delle alzate, le seconde sulla superficie del tubo microfin a monte e a valle del tratto interessato dallo scambio termico.

L'inserimento nell'impianto avviene per mezzo di un sistema ad ogiva e contro

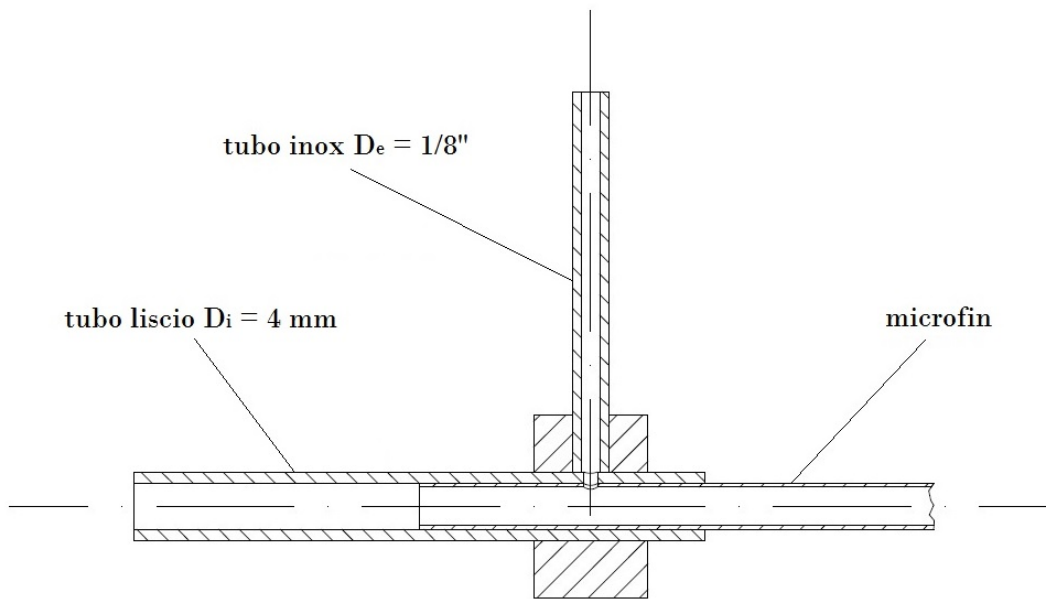


Figura 4.2: Schema della presa di pressione.

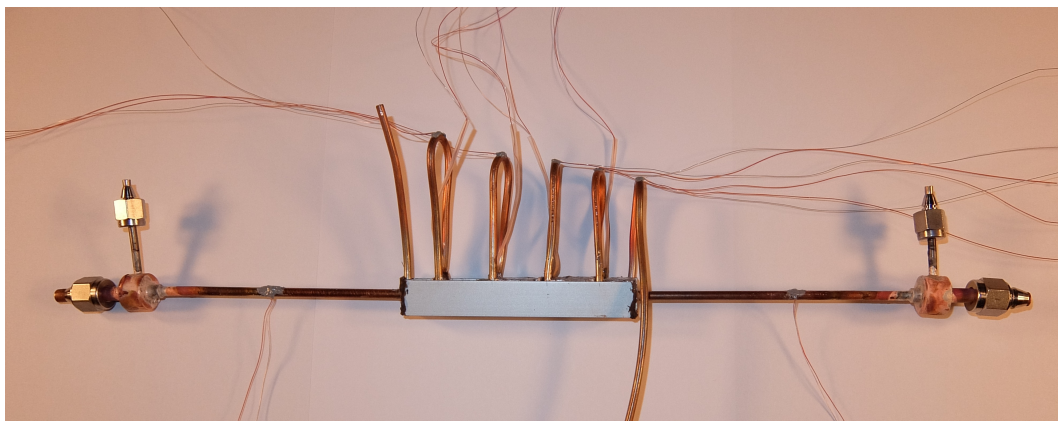


Figura 4.3: Sezione con termocoppie, prese di pressione e ogive per il fissaggio nell'impianto.

ogiva che realizza inoltre la tenuta meccanica. Il sistema è applicato alle estremità della sezione e ai tubi in acciaio delle prese di pressione. Con il primo fissaggio all'impianto le ogive si adattano in modo permanente.

L'intera sezione è stata isolata termicamente con *armaflex*, una schiuma in elastomero, molto flessibile e con una bassa conducibilità termica.

Prima di applicare l'isolamento termico si è verificata la tenuta della sezione secondo la procedura descritta nel paragrafo 6.1.

4.2 Impianto

L'impianto presente in laboratorio in cui è stata installata la sezione è progettato per lo studio di micro-geometrie in processi di condensazione ed evaporazione di fluidi puri o miscele, permettendo di ricavare dati sullo scambio termico e le perdite di carico.

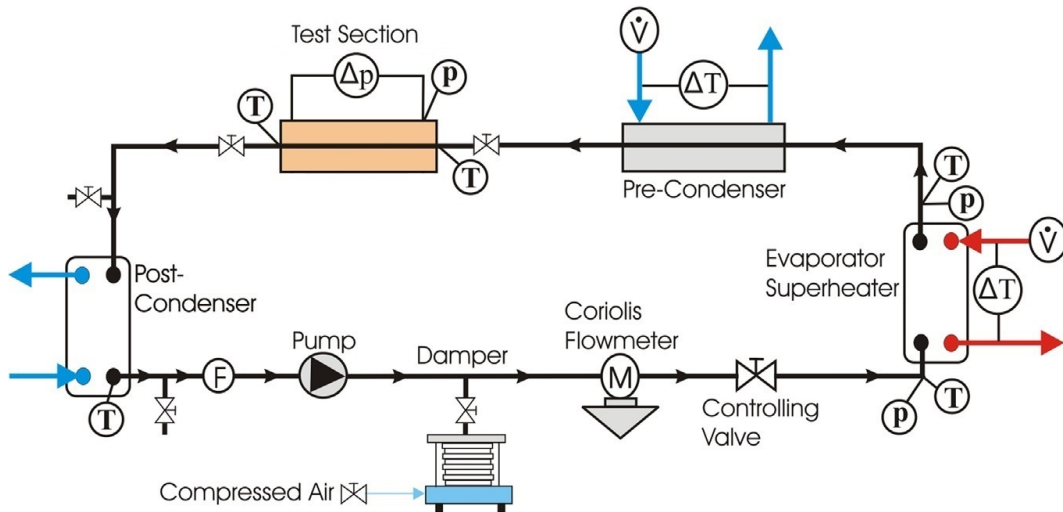


Figura 4.4: Schema dell'impianto.

Il refrigerante è spinto da una pompa ad ingranaggi a trascinamento magnetico. Questo tipo di pompa garantisce la tenuta del refrigerante grazie ad un giunto magnetico che rende possibile l'eliminazione delle tenute dinamiche. Il giunto consiste in due masse magnetiche calettate all'albero motore e alla pompa e separate da una parete in materiale non magnetico. L'assenza d'olio evita inoltre qualsiasi contaminazione. Il fluido proveniente dalla pompa viene vaporizzato e surriscaldato in uno scambiatore a piastre alimentato ad acqua calda, successivamente condensato nel precondensatore tubo in tubo alimentato con acqua proveniente dal chiller fino al raggiungimento del titolo voluto. A valle della sezione un postcondensatore a piastre condensa e sottoraffredda il fluido scambiando calore con acqua fredda per poi raggiungere nuovamente la pompa. Nel tratto compreso tra pompa ed evaporatore è presente un regolatore di pressione, collegato all'impianto dell'aria compressa. Segue un misuratore di portata a effetto Coriolis che restituisce direttamente la portata di massa di refrigerante

e una valvola parzializzabile che introduce una perdita di carico per un'ulteriore regolazione del flusso. Termocoppie, termopile e misuratori di pressione sono distribuite in diversi punti per rilevare le proprietà del fluido a monte e a valle degli scambiatori. Un misuratore di pressione differenziale misura la caduta di pressione tra ingresso e uscita della sezione.

Il precondensatore permette di raggiungere il corretto titolo all'ingresso della sezione; il circuito dell'acqua comprende un misuratore di portata magnetico e una valvola di regolazione. La temperatura dell'acqua è impostata dal chiller. Il circuito dell'acqua calda consiste in una pompa, un riscaldatore elettrico che mantiene la voluta temperatura di ingresso nello scambiatore a piastre, una valvola regolatrice e un misuratore magnetico di portata. In entrambi la differenza di temperatura è misurata da termopile a 4 giunzioni tipo T. La pressione nell'impianto è direttamente correlata alla temperatura di saturazione; l'apposito regolatore ne permette il preciso settaggio. Ciononostante, la quantità di fluido presente nell'impianto gioca un ruolo fondamentale sulla possibilità di regolazione.

Il circuito dell'acqua della sezione sperimentale è alimentato da un bagno termostatico modello *LAUDA PROLINE 1845*. Questo è provvisto di un ingresso e un'uscita per il collegamento ad un circuito esterno e una pompa regolabile su otto velocità. Il collegamento sulla sezione realizza un flusso in equicorrente con il refrigerante.

4.3 Sensori e sistema di acquisizione

Tutte le misure di temperatura sono affidate a termocoppie tipo T (Rame - Costantana) collegate all'*Ice Point Reference* (modello *KAYE K170*), che garantisce il valore di riferimento di 0°C. Un'opportuna taratura ha permesso di ricavare un polinomio di conversione dal valore di tensione a quello di temperatura. I misuratori di pressione sono in comunicazione con il circuito del fluido refrigerante attraverso tubi in acciaio inossidabile. Questi sono mantenuti ad una temperatura tale da non consentire la presenza al loro interno di liquido; la misura non può essere accurata se il fluido non è completamente vaporizzato. Il riscaldamento è operato da una resistenza elettrica che circonda le tubazioni collegata ad un alimentatore regolabile. Il valore di pressione è direttamente leggibile nel display montato nello strumento e un segnale analogico è inviato al sistema di

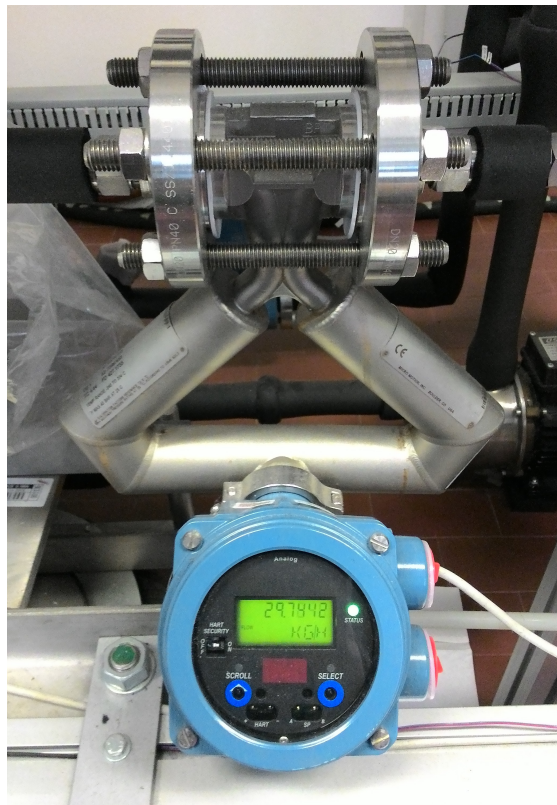


Figura 4.5: Misuratore di portata ad effetto Coriolis. Sulla parte superiore le flange di collegamento al circuito del refrigerante.

acquisizione. I misuratori magnetici di portata nella sezione evaporante e nel precondensatore necessitano che il fluido elaborato sia elettricamente conduttivo, non è possibile quindi l'utilizzo di acqua distillata. Il misuratore ad effetto Coriolis, oltre ad una misura più accurata, non presenta questa limitazione ma comporta una perdita di carico maggiore.

L'acquisitore elabora tutti i segnali provenienti dai sensori e li invia al computer, il quale, con il software *LabVIEW* impostato appositamente per questa applicazione, li elabora ulteriormente permettendo di visualizzare i valori e di tracciare direttamente dei diagrammi. Il collegamento al software *REFPROP 9.1* permette, noto il fluido, di ricavare le diverse grandezze termodinamiche. La frequenza di campionamento (1 Hz) con cui vengono memorizzate tutte le grandezze è impostata nel software il quale aggiorna costantemente un file di testo contenente tutti i dati acquisiti.

Le principali grandezze controllate durante i test sono:

- La portata specifica G calcolata come il rapporto tra la portata di massa e la sezione di passaggio riferita al diametro all'apice dell'aletta.

$$G = \frac{\dot{m}}{S_{ap}} \quad (4.1)$$

- La temperatura di saturazione calcolata dal valore di pressione all'ingresso della sezione.
- Il titolo del vapore all'ingresso della sezione x_{in} .

In tabella 4.1, l'incertezza degli strumenti di misura utilizzati.

Tabella 4.1: Incertezza degli strumenti.

Strumrnto	Incertezza
Termocoppia tipo-T	± 0.05 K
Termopila tipo-T	± 0.03 K
Misuratore di portata Coriolis	$\pm 0.10\%$ <i>sulla lettura</i>
Misuratore di portata magnetico	$\pm 0.25\%$ <i>sulla lettura</i>
Misuratore di pressione differenziale	± 25 Pa
Misuratore di pressione assoluta	± 1950 Pa

Capitolo 5

Analisi dei dati

5.1 Proprietà dei fluidi

Le proprietà dei fluidi sono fornite dal programma *REFPROP 9.1* data la pressione di saturazione o temperatura e pressione nei casi di liquido sottoraffreddato e vapore surriscaldato.

In condensazione, le proprietà del vapore sono state valutate alla pressione di saturazione. Per le proprietà del liquido, che si trova a contatto con la parete interna del tubo, si sono seguite le seguenti indicazioni:

- la conducibilità λ_L e la densità ρ_L prese come la media aritmetica tra il valore alla temperatura di parete e il valore alla temperatura di saturazione;
- la viscosità μ_L valutata come:

$$\mu_L = \frac{3\mu_p + \mu_{sat}}{4} \quad (5.1)$$

dove μ_p è la viscosità del liquido alla temperatura di parete, μ_{sat} è la viscosità alla temperatura di saturazione.

5.2 Bilanci termici

Le prove svolte in monofase permettono di verificare l'entità degli scambi termici con l'ambiente. Nel caso ideale, la potenza ceduta dal fluido refrigerante è assorbita interamente dall'acqua di raffreddamento; tuttavia l'isolamento non rende

perfettamente adiabatica la superficie esterna della sezione permettendo, in minima parte, all'acqua di assorbire calore dall'ambiente esterno (circa $20 \div 25^\circ\text{C}$) e al refrigerante di cederlo. Le termocoppie incollate sulla superficie esterne del microfin fuori dal contenitore con l'avvolgimento, una a monte e una a valle, danno rispettivamente la temperatura di ingresso e di uscita del refrigerante. La potenza scambiata lato acqua e lato refrigerante sono calcolate con le seguenti espressioni:

$$q_w = c_{p,w} \cdot \dot{m}_w \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (5.2)$$

$$q_{ref} = (h_{ref,out} - h_{ref,in}) \cdot \dot{m}_{ref} \quad (5.3)$$

Sono stati raccolti sette punti a diversi valori di portata compresi tra 400 e 1000 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. In figura 5.1 è riportata la deviazione percentuale in funzione della potenza scambiata, la quale, non supera i 35 W. La deviazione percentuale è stata così calcolata:

$$deviazione \% = \frac{q_w - q_{ref}}{q_w} \cdot 100 \quad (5.4)$$

La limitata potenza è dovuta ai bassi coefficienti di scambio termico in monofase rispetto a quelli ottenibili in condensazione. Al crescere della potenza scambiata l'effetto delle dispersioni è sempre meno rilevante; oltre i 30 W la deviazione scende sotto lo 0.6%.

Potenze maggiori corrispondono a portate maggiori, per le quali il coefficiente di scambio termico α assume valori più alti.

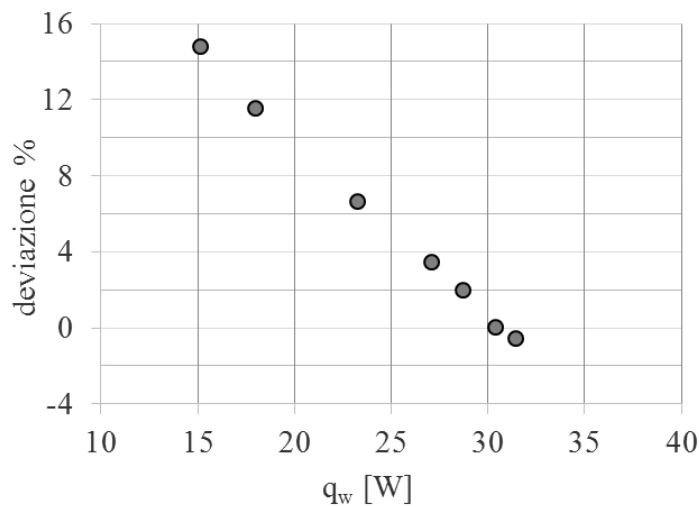


Figura 5.1: Deviazione percentuale in funzione della potenza scambiata.

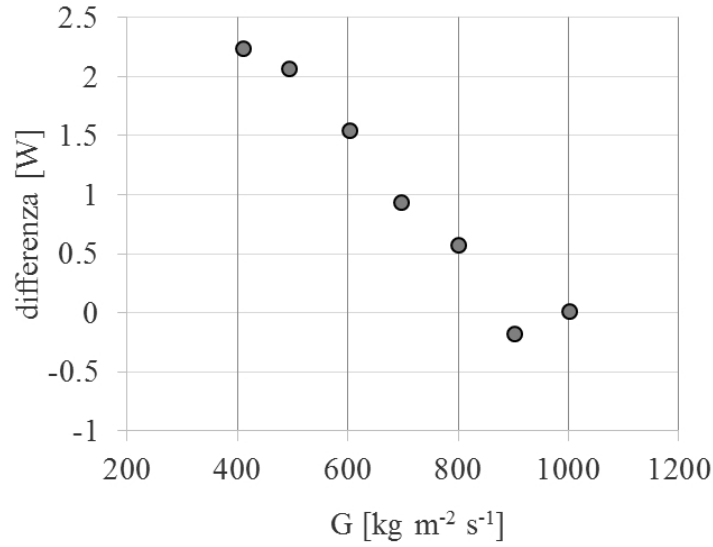


Figura 5.2: Differenza tra la potenza scambiata lato acqua e lato refrigerante ($|q_w| - |q_{ref}|$) in funzione della portata specifica.

5.3 Perdite di carico

Il misuratore differenziale fornisce il salto di pressione tra ingresso e uscita della sezione; le prese distano tra loro 0.33 m. Nelle prove in adiabatico il valore letto nello strumento è attribuibile interamente alle perdite di carico per attrito. In condensazione deve essere sommato il contributo dovuto alla variazione della quantità di moto. In generale, il gradiente di pressione in direzione z assiale, è la somma di tre componenti:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right) = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_f + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_g + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_a \quad (5.5)$$

Il primo dovuto alle perdite per attrito (f), il secondo dovuto alla gravità (g), nullo in questo caso avendo disposto il condotto orizzontalmente, il terzo dovuto alla variazione della quantità di moto (a).

Il contributo dato dalla variazione della quantità di moto, è calcolabile una volta note le velocità del liquido e del vapore all'ingresso e all'uscita, funzioni del grado di vuoto:

$$u_V = \frac{G \cdot x}{\varepsilon \cdot \rho_V} \quad u_L = \frac{G \cdot (1 - x)}{(1 - \varepsilon) \cdot \rho_L} \quad (5.6)$$

dove ε è il grado di vuoto, x è il titolo del vapore, ρ_V e ρ_L sono rispettivamente la densità del vapore e del liquido e G è la portata specifica. Nel caso di moto

non omogeneo le due fasi scorrono a diverse velocità ed ε è calcolabile tramite correlazioni empiriche. Qui si è fatto riferimento all'equazione di Rohuani (1969):

$$\varepsilon = \frac{x \cdot \rho_L}{C_0 [x \cdot \rho_L + (1 - x) \rho_V] + \frac{\rho_L \cdot \rho_V \cdot u_{gj}}{G}} \quad (5.7)$$

Le variabili C_0 e u_{gj} sono così definite:

$$C_0 = 1 + 0.2(1 - x) \left[\frac{g \cdot d \cdot \rho_L^2}{G^2} \right]^{1/4} \quad \text{per } \varepsilon > 0.1 \quad (5.8)$$

$$C_0 \rightarrow 0 \quad \text{per } \varepsilon \rightarrow 0.1 \quad (5.9)$$

$$u_{gj} = 1.18(1 - x) \left[\frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho_L - \rho_V)}{\rho_L^2} \right]^{1/4} \quad (5.10)$$

dove σ è la tensione superficiale.

5.4 Titolo di vapore

Grazie al precondensatore è possibile raggiungere il titolo voluto all'ingresso della sezione, il calcolo è fatto attraverso un bilancio termico su di esso:

$$q_{pc} = \dot{m}_{w,pc} \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,pc,out} - T_{w,pc,in}) = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,pc,in} - h_{ref,pc,out}) \quad (5.11)$$

dove $\dot{m}_{w,pc}$ è la portata di massa d'acqua al precondensatore, $c_{p,w}$ è il calore specifico, $T_{w,pc,out}$ e $T_{w,pc,in}$ sono le temperature di uscita e ingresso dell'acqua al precondensatore. Al secondo membro, \dot{m}_{ref} è la portata di massa del refrigerante, $h_{ref,pc,in}$ è l'entalpia specifica del vapore surriscaldato all'ingresso del precondensatore, che coincide con l'entalpia all'uscita dell'evaporatore. $h_{ref,pc,in}$ è calcolata grazie alla termocoppia e al misuratore di pressione posti appena a valle dell'evaporatore. $h_{ref,pc,out}$ è l'entalpia specifica all'uscita del precondensatore ed equivale all'entalpia specifica all'ingresso della sezione sperimentale $h_{ref,in}$. Si ricava quindi:

$$h_{ref,in} = h_{ref,pc,out} = h_{ref,pc,in} - \frac{q_{pc}}{\dot{m}_{ref}} \quad (5.12)$$

Il titolo all'ingresso della sezione x_{in} si calcola con l'espressione:

$$x_{in} = \frac{h_{ref,in} - h_{L,in}}{h_{V,in} - h_{L,in}} \quad (5.13)$$

dove $h_{V,in}$ e $h_{L,in}$ sono rispettivamente l'entalpia specifica del vapore saturo e del liquido saturo all'ingresso della sezione ricavati dal valore di pressione fornito dall'apposito trasduttore.

Il titolo all'uscita si ricava con un bilancio simile. La potenza scambiata nella sezione sperimentale è calcolabile lato acqua e coincide con il calore sottratto al refrigerante:

$$q_w = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) = \dot{m}_{ref} (h_{ref,in} - h_{ref,out}) \quad (5.14)$$

con la quale si calcola l'entalpia specifica del refrigerante all'uscita:

$$h_{ref,out} = h_{ref,in} - \frac{q_w}{\dot{m}_{ref}} \quad (5.15)$$

e analogamente a prima:

$$x_{out} = \frac{h_{ref,out} - h_{L,out}}{h_{V,out} - h_{L,out}} \quad (5.16)$$

dove $h_{V,out}$ e $h_{L,out}$ si riferiscono ora all'uscita della sezione e sono ricavati dal valore di pressione fornito dal misuratore all'ingresso meno la differenza di pressione data dal misuratore differenziale. Vale la stessa procedura per il calcolo nei tre settori, dove la potenza scambiata in ogni tratto è calcolata lato acqua grazie alle termocoppie poste sulla sommità delle alzate che rilevano la temperatura dell'acqua all'ingresso e all'uscita. La pressione nei punti intermedi della sezione è stata calcolata assumendo un andamento lineare tra le prese a monte e a valle.

5.5 Coefficienti di scambio termico

Il calcolo del coefficiente di scambio termico prevede la definizione di un'area di scambio termico. Qui si è fatto riferimento all'area di un cilindro avente diametro pari a quello misurato all'apice dell'aletta del tubo microfin ($D_{ft}=3.4$ mm):

$$A_{ft} = \pi \cdot D_{ft} \cdot l \quad (5.17)$$

dove l è la lunghezza del tratto in esame. In tabella 5.1 si riportano i valori per i diversi tratti.

Tabella 5.1: Lunghezze e aree di scambio termico.

	lunghezza [mm]	area [mm ²]
settori 1,2,3	23	245.7
totale	99	1057.5

5.5.1 Monofase

Il calcolo può essere eseguito sull'intera sezione e sui singoli settori. Per l'intera sezione si è fatto riferimento all'equazione seguente:

$$\alpha_L = \frac{q_w}{A_{ft} \cdot \Delta T_{m,ln}} \quad (5.18)$$

Le quattro termocoppie installate sulla superficie del microfin, in corrispondenza delle alzate, forniscono la temperatura di parete. Interpolando i punti si è risaliti alle temperature all'ingresso e all'uscita della parete per il calcolo del $\Delta T_{m,ln}$.

Per i singoli settori, la potenza scambiata è misurabile solamente lato acqua. Come già discusso, la differenza tra il calcolo lato liquido e lato refrigerante è trascurabile per flussi termici scambiati superiori a 30 W. Il coefficiente di scambio termico è così calcolato:

$$\alpha_L = \frac{q_w}{A_{ft} \cdot (\bar{T}_{ref} - \bar{T}_p)} \quad (5.19)$$

dove \bar{T}_{ref} è il valore medio sul tratto considerato assumendo un andamento lineare della temperatura del refrigerante tra ingresso e uscita, \bar{T}_p è il valore medio tra le temperature di parete all'ingresso e all'uscita di ogni settore.

5.5.2 Condensazione

Ogni punto acquisito sperimentalmente è attribuito al titolo del vapore medio e alla portata specifica calcolata su una sezione di passaggio circolare di diametro $D_{ft}=3.4$ mm.

In condensazione la potenza scambiata è misurabile soltanto lato acqua. Il coefficiente di scambio termico è così calcolato:

$$\alpha_{cond} = \frac{q_w}{A_{ft} \cdot (\bar{T}_{sat} - \bar{T}_p)} \quad (5.20)$$

dove \bar{T}_{sat} è la temperatura media di saturazione e \bar{T}_p la temperatura media di parete. La temperatura di saturazione varia lungo la sezione per effetto delle perdite di carico e la variazione della quantità di moto che provocano una variazione della pressione. Assumendo un andamento lineare si è risaliti alla pressione media nella sezione completa o nei singoli settori, quindi alla temperatura media di saturazione. \bar{T}_p è la media aritmetica dei quattro valori di temperatura dati dalle termocoppie di parete:

$$\bar{T}_p = \frac{T_{p,1} + T_{p,2} + T_{p,3} + T_{p,4}}{4} \quad (5.21)$$

Per un settore, la media tra le due termocoppie a monte e a valle:

$$\bar{T}_{p,i} = \frac{T_{p,i} + T_{p,i+1}}{2} \quad (5.22)$$

5.6 Calcolo dell'incertezza

Il risultato di qualsiasi misurazione non può mai essere assunto come il valore esatto di quella grandezza. Ogni misurazione è affetta da una certa incertezza e ciò che si ottiene è sempre una sua approssimazione più o meno accurata.

Uno strumento di misura non deve avere necessariamente un'incertezza il più piccola possibile. Se esistono diversi fattori che contribuiscono alla determinazione dell'incertezza della grandezza finale, come può essere il coefficiente di scambio termico in questo studio, non è conveniente affinare eccessivamente una grandezza rispetto le altre. In tabella 4.1 è riportata l'incertezza degli strumenti utilizzati.

Le diverse componenti di incertezza devono essere composte tra loro. Sia y la grandezza finale di cui si vuole calcolare l'incertezza $i(y)$, e sia nota la relazione funzionale che lega y alle grandezze (x_1, \dots, x_n) :

$$y = f(x_1, \dots, x_n) \quad (5.23)$$

Nel caso di grandezze non correlate si può far riferimento alla formula di Kline-McClintok [34]:

$$i(y) = \pm \sqrt{\sum_{k=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_k} \right)^2 \cdot i^2(x_k)} \quad (5.24)$$

dove $i(x_k)$ è l'incertezza relativa alla k -esima grandezza, le derivate parziali $\theta_k = \frac{\partial f}{\partial x_k}$ sono detti *indici di sensibilità* e descrivono come vari la stima dell'uscita y al variare dei valori delle stime degli ingressi x_1, \dots, x_n .

Perturbazione sequenziale

La relazione funzionale (5.23) non è sempre nota o la differenziazione parziale può essere troppo complessa, di conseguenza non sono calcolabili gli indici di sensibilità. In tal caso si può procedere con il metodo alternativo della *perturbazione sequenziale* [34]. Si procede come segue:

- si calcola il risultato y_0 :

$$y_0 = f(x_1, \dots, x_n) \quad (5.25)$$

- si aumenta ciascuna delle variabili indipendenti delle loro incertezza e si calcola il risultato:

$$y_k^+ = f(x_1, \dots, x_k + i(x_k), \dots, x_n) \quad (5.26)$$

analogamente si diminuisce delle loro incertezze ricavando y_k^- .

- si calcolano le differenze:

$$\delta y_k^+ = y_k^+ - y_0 \quad (5.27)$$

$$\delta y_k^- = y_k^- - y_0 \quad (5.28)$$

- si valuta infine l'approssimazione del contributo di incertezza di ogni variabile:

$$\delta y_k = \frac{|\delta y_k^+| + |\delta y_k^-|}{2} \cong \theta_k i_k \quad (5.29)$$

- quindi l'incertezza del risultato:

$$i(y) = \pm \sqrt{\sum_{k=1}^n (\delta y_k)^2} \quad (5.30)$$

Generalmente il risultato è poco diverso da quello ottenuto con la (5.24). Tuttavia può non essere affidabile se la funzione y varia troppo rapidamente nel punto operativo per cui non è approssimabile con la tangente.

5.6.1 Incertezza sul coefficiente di scambio termico

Il coefficiente di scambio termico è funzione delle seguenti grandezze:

- la potenza scambiata lato acqua q_w ;
- l'area di scambio A_{ft} ;
- la temperatura di saturazione T_{sat} ;
- la temperatura di parete T_p .

Incetezza sulla potenza scambiata

La potenza scambiata lato acqua q_w è calcolata con la relazione (5.2) in cui compaiono il calore specifico c_p , la portata di massa dell'acqua \dot{m}_w e le temperature di ingresso e uscita $T_{w,in}$ e $T_{w,out}$.

Il calore specifico è stato assunto costante e pari a $4186 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ al quale è stata assegnata un'incertezza di $\pm 0.2\%$.

La portata di massa d'acqua \dot{m}_w è stata misurata tramite delle pesate, quindi senza l'utilizzo di un misuratore di portata; a questa è stata assegnata un'incertezza di $\pm 1\%$.

Le temperature di ingresso e uscita misurate dalle termocoppie hanno un'incertezza di $\pm 0.05 \text{ K}$.

Note le incertezze di tutte le componenti, quella sul calore scambiato è stata calcolata con la formula (5.24).

Incetezza sull'area di scambio

L'area di scambio termico presa come riferimento è calcolata con la (5.17). Il parametro che più influisce sull'incertezza è la lunghezza l del tratto di scambio ($\pm 0.5 \text{ mm}$)

Incetezza sulla temperatura di saturazione

La temperatura di saturazione è ricavata dal valore di pressione.

$$T_{sat} = f(p_{sat}) \tag{5.31}$$

Il misuratore di pressione ha un'incertezza di ± 1950 Pa. Si è proceduto come segue:

- Sono state calcolate le temperature massima e minima sommando e sottraendo l'incertezza sul valore di pressione:

$$T_{sat}^+ = f(p_{sat} + 1950Pa) \quad (5.32)$$

$$T_{sat}^- = f(p_{sat} - 1950Pa) \quad (5.33)$$

- quindi:

$$i_{T_{sat}}^+ = T_{sat}^+ - T_{sat} \quad (5.34)$$

$$i_{T_{sat}}^- = T_{sat} - T_{sat}^- \quad (5.35)$$

- infine l'incertezza $i_{T_{sat}}$ è stata assunta pari al valore massimo tra i due calcolati sopra:

$$i_{T_{sat}} = \max(i_{T_{sat}}^+; i_{T_{sat}}^-) \quad (5.36)$$

Incetezza sulla temperatura di parete

Alla temperatura di parete è stata assegnata un'incertezza di ± 0.05 K, pari all'incertezza di misura di una termocoppia.

5.6.2 Incetezza sul titolo in ingresso

Il titolo all'ingresso della sezione è calcolato con la relazione (5.13) ed è funzione delle seguenti grandezze:

- l'entalpia all'ingresso $h_{ref,in}$ calcolata con la (5.12), a sua volta funzione di:
 - l'entalpia del refrigerante in ingresso al precondensatore $h_{ref,pc,in}$;
 - la potenza scambiata al precondensatore q_{pc} ;
 - la portata di massa del refrigerante \dot{m}_{ref} .
- l'entalpia del liquido saturo h_L ;
- l'entalpia del vapore saturo h_V ;

Incertezza sull'entalpia del refrigerante in ingresso al precondensatore $h_{ref,pc,in}$

Il fluido in ingresso al precondensatore è in condizioni di vapore surriscaldato e l'entalpia è funzione della pressione e della temperatura. L'incertezza è stata calcolata con il metodo della *perturbazione sequenziale* descritto a pagina 58 con un'incertezza sulla pressione di ± 1950 Pa e sulla temperatura di ± 0.05 K.

Incertezza sulla potenza scambiata al precondensatore q_{pc}

È calcolata con l'equazione 5.11. Al secondo membro compare la portata d'acqua al precondensatore $\dot{m}_{w,pc}$ misurata dal trasduttore magnetico con un'incertezza di $\pm 0.25\%$, il calore specifico dell'acqua al quale è stata assegnata un'incertezza di $\pm 0.2\%$, le temperature di ingresso e uscita misurate con incertezza ± 0.05 K.

Incertezza sulla portata di massa del refrigerante \dot{m}_{ref}

Il misuratore di portata di refrigerante ha un'incertezza di $\pm 0.1\%$.

Incertezza sulle entalpie del liquido saturo h_L e del vapore saturo h_V

In condizioni di saturazione, h_L e h_V sono ricavate solamente dal valore di pressione la quale ha un'incertezza di ± 1950 Pa:

$$h_L = f(p_{sat}) \quad (5.37)$$

$$h_V = f(p_{sat}) \quad (5.38)$$

La procedura seguita è analoga a quella descritta per l'incertezza sulla temperatura di saturazione a pagina 59.

5.6.3 Incertezza sul titolo in uscita

Il calcolo del titolo all'uscita della sezione si differenzia dal calcolo per il titolo all'ingresso per la potenza scambiata che ora è riferita alla potenza scambiata nella sezione sperimentale. Per il calcolo dell'incertezza vale quanto descritto nel paragrafo dedicato all'incertezza sul coefficiente di scambio termico a pag. 59.

5.6.4 Incertezza sul titolo medio

Calcolata l'incertezza sui titoli di ingresso e uscita, quella sul titolo medio è calcolata con la (5.24), dalla quale:

$$i_{x,medio} = \sqrt{\frac{i_{x_{in}}}{2} + \frac{i_{x_{out}}}{2}} \quad (5.39)$$

5.7 Confronto con le correlazioni

I dati raccolti sono stati confrontati con alcuni modelli di previsione del coefficiente di scambio termico e del gradiente di pressione presenti in letteratura. Per valutare quanto i valori calcolati con le correlazioni si discostano dai dati sperimentali si sono calcolati tre indici:

- la deviazione relativa e_R :

$$e_R = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \frac{x_{k,calc} - x_{k,spe}}{x_{k,spe}} \quad (5.40)$$

- la deviazione assoluta e_A :

$$e_R = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \frac{|x_{k,calc} - x_{k,spe}|}{x_{k,spe}} \quad (5.41)$$

- la deviazione standard σ_N :

$$\sigma_N = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \left(\frac{x_{k,calc} - x_{k,spe}}{x_{k,spe}} - e_R \right)^2} \quad (5.42)$$

dove n è il numero delle rilevazioni, $x_{k,calc}$ è il k -esimo valore calcolato con la correlazione e $x_{k,spe}$ è il k -esimo valore ricavato sperimentalmente.

Capitolo 6

Risultati sperimentali

6.1 Prova di tenuta

La prova di tenuta consiste nel portare il fluido all'interno del tubo microfin ad una certa pressione (circa 3.75 bar in questo caso) per verificare che non ci siano trafiletti nelle giunzioni saldate create in precedenza. L'operazione è stata eseguita prima dell'applicazione dell'isolante termico, per permettere, nel caso la prova non fosse stata superata, la riparazione con l'applicazione di ulteriore materiale d'apporto. La sezione è stata montata nell'impianto e attraverso una valvola è stata fatta fluire una piccola quantità di fluido provocando l'innalzamento della pressione nel microfin. Riportando la valvola in posizione di chiusura la sezione risulta isolata dal resto dell'impianto. Sono stati acquisiti i valori di pressione per un periodo di circa 35 minuti con una frequenza di campionamento di 1 Hz. I punti sono riportati nel diagramma di figura 6.1. Il lieve abbassamento può essere dovuto ad una variazione della temperatura ambiente ed è comunque confrontabile con l'incertezza dello strumento. La prova è stata quindi superata con successo.

6.2 Prove in adiabatico

Se il circuito dell'acqua nella sezione sperimentale non viene alimentato, il refrigerante scorre nel tubo microfin senza scambio di calore. Il titolo si mantiene pressoché costante e la differenza di pressione letta dal misuratore differenziale

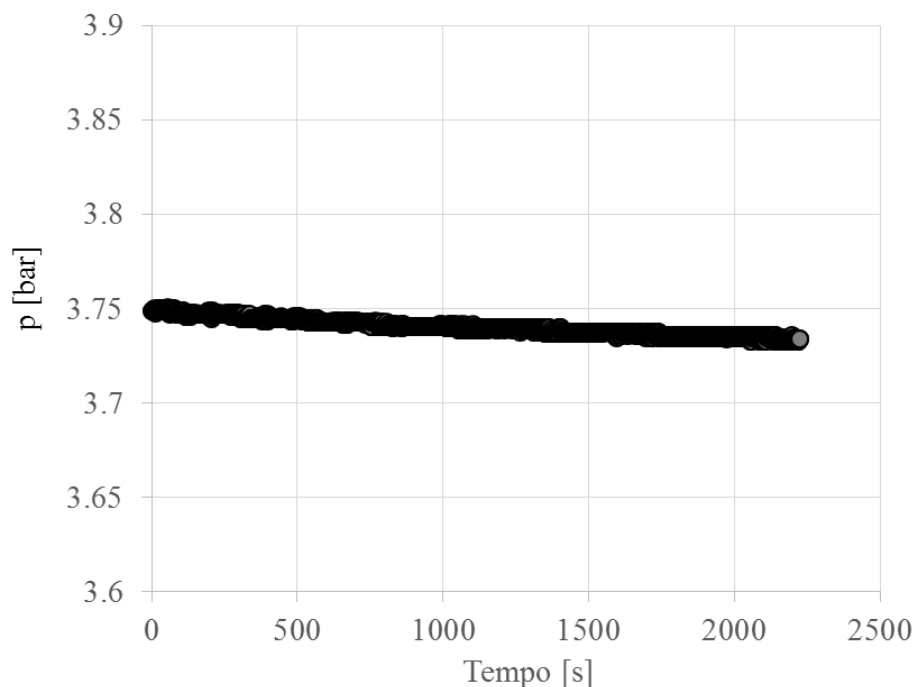


Figura 6.1: Acquisizioni della prova di tenuta.

è attribuibile interamente alle perdite per attrito. Tutti i test sono stati eseguiti alla temperatura di saturazione di 30°C a portate specifiche G da 190 a $940 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. Nel diagramma di figura 6.2, che riporta il titolo in ascissa e il gradiente di pressione in $[\text{bar m}^{-1}]$ in ordinata, include tutto i punti raccolti. A portata specifica costante le perdite per attrito aumentano con il titolo sino a raggiungere un massimo per poi decrescere. Questo comportamento si verifica per ogni portata; la posizione del punto di massimo si sposta a titoli più bassi al diminuire della portata. A parità di titolo il gradiente di pressione aumenta con la portata.

Sono stati inoltre calcolati la velocità del gas adimensionale J_G e il parametro di Martinelli X_{tt} , quindi riportati i punti sulla mappa proposta da Cavallini [10] per i regimi di deflusso nei tubi microfin (fig. 6.3). I punti relativi alla portata $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e superiori si posizionano nell'area ΔT -indipendente corrispondente al regime anulare. Per la portata $G = 190 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, i punti a basso titolo si avvicinano alla linea di transizione.

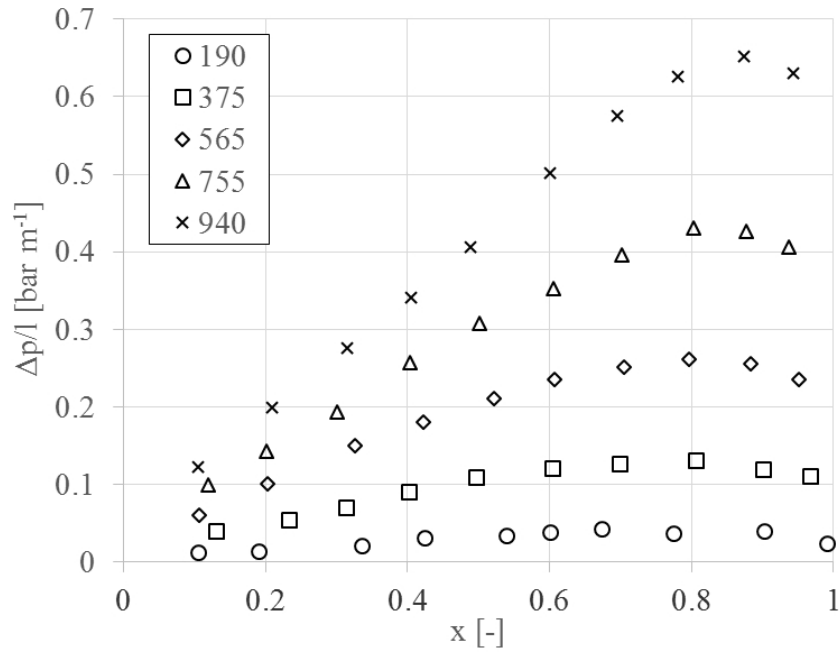


Figura 6.2: Gradiente di pressione in funzione del titolo per cinque diversi valori di portata specifica espressa in kg m⁻² s⁻¹.

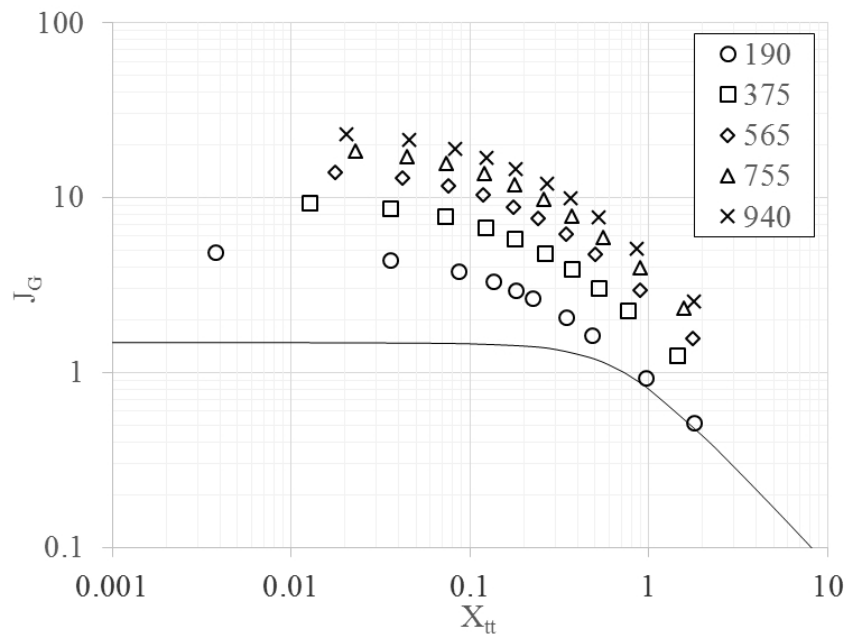


Figura 6.3: Mappa dei regimi di deflusso proposta da Cavallini et al. [10]. La linea continua divide il campo ΔT -dipendente (sotto) dal campo ΔT -indipendente (sopra). Nella leggenda le portate sono espresse in kg m⁻² s⁻¹.

Verifica temperature di parete

Durante le prove in adiabatico sono state acquisite anche le temperature delle termocoppie di parete. Non sono utili per il calcolo delle perdite di carico, ma in queste condizioni operative è stato possibile testare la loro affidabilità. In condizioni di saturazione, la caduta di pressione data dall'attrito provoca un abbassamento della temperatura, e questa variazione è percepita dalle termocoppie di parete che misurano una temperatura via via più bassa. Si sono confrontate le temperature calcolate dal valore di pressione con quelle misurate dalle termocoppie. La pressione è nota conoscendo la distanza dalla presa di pressione e il gradiente calcolato precedentemente. Per questa verifica si sono utilizzati i dati relativi alla prova in adiabatico che ha dato le massime perdite di carico ($G = 940 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $x_{in} = 0.9$) in cui anche il gradiente di temperatura è massimo. Nel diagramma di figura 6.4 si vede come entrambe scendano proseguendo verso valle. La differenza tra il valore misurato e quello calcolato è costante, ciò significa che le termocoppie di parete seguono bene l'abbassamento di temperatura di saturazione a meno di un errore costante. L'errore è probabilmente dovuto alla misura della distanza tra le termocoppie e la presa di pressione.

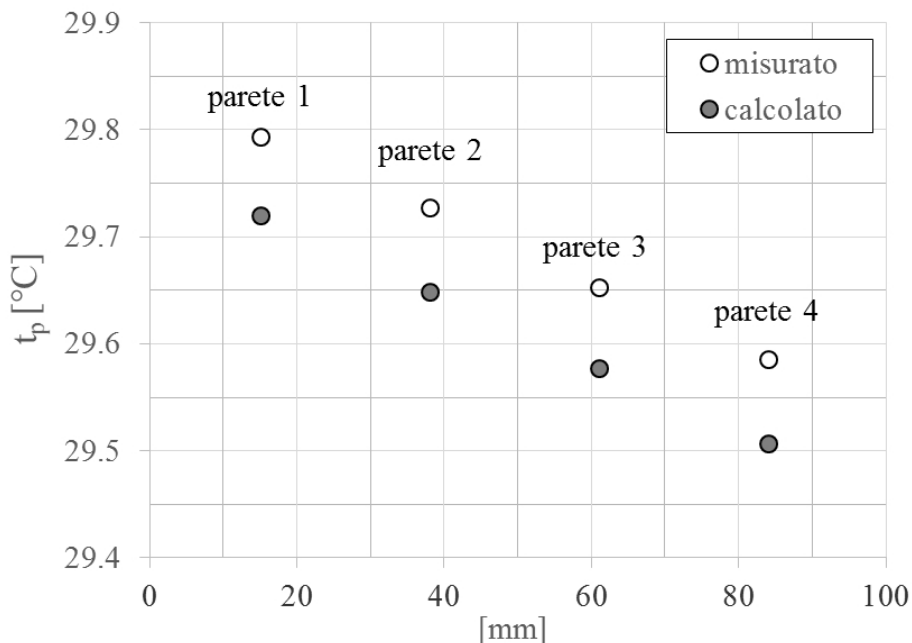


Figura 6.4: Confronto tra le temperature calcolate nota la pressione e le temperature misurate dalle termocoppie.

Tuttavia questo non garantisce l'assoluta affidabilità della temperatura di parete durante le prove in condensazione, in cui la distribuzione di temperatura è totalmente diversa. Si può comunque affermare che il procedimento di colata dello stagno non ha danneggiato le termocoppie.

6.3 Coefficiente di scambio termico in regime monofase

Caricando l'impianto con un'adeguata quantità di fluido refrigerante, è possibile svolgere prove in liquido anziché in bifase. Per ottenere questo il precondensatore deve scambiare una potenza tale da far condensare completamente il fluido proveniente dall'evaporatore. È inoltre opportuno essere in condizioni di sottoraffreddamento di almeno 10°C all'ingresso della sezione, ci si assicura così l'assenza di bolle che possono compromettere lo scambio termico. Il controllo viene fatto durante l'acquisizione dei dati con la lettura della temperatura di saturazione calcolata attraverso la misura della pressione fornita dal misuratore posto a monte della della sezione sperimentale.

Nel diagramma di figura 6.5 sono riportati i valori del coefficiente di scambio termico in funzione della portata specifica G . Il calcolo è fatto su tutto il tratto interessato dallo scambio termico, comprensivo dei due tratti di lunghezza 15 mm a monte e a valle dei settori (totale). È evidente l'aumento di α_L con la portata.

In figura 6.6 sono riportati i coefficienti nei diversi settori. Si osservino i punti relativi alle alte portate, più affidabili dal punto di vista dei bilanci termici. Nel settore 1 si hanno coefficienti di scambio termico maggiori rispetto il settore 2 che a sua volta si posiziona sopra il settore 3. Il coefficiente di scambio termico complessivo risulta poco più alto di quello relativo al settore 2. L'ultimo tratto, il terzo, ha difatti un minor peso sul calcolo complessivo poiché scambia una potenza minore essendo caratterizzato da una temperatura dell'acqua più alta. A tutte le portate, l'acqua entra alla temperatura di 10.7°C.

Tra le grandezze che intervengono sul calcolo del coefficiente di scambio termico, le temperature sono quelle che più probabilmente sono affette da errore. Le differenze sul coefficiente di scambio nei diversi settori possono essere dovute in particolare alla misura della temperatura dell'acqua.

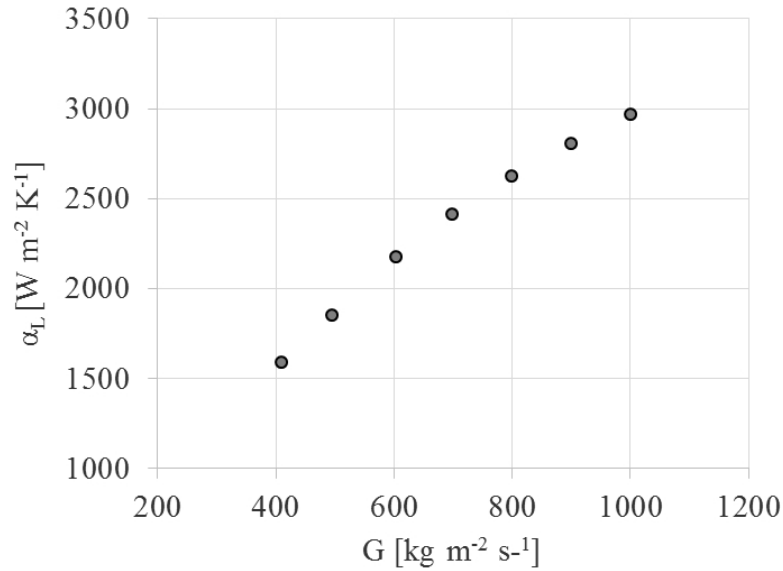


Figura 6.5: Coefficiente di scambio termico in fase liquida α_L calcolato sull'intera sezione in funzione della portata specifica.

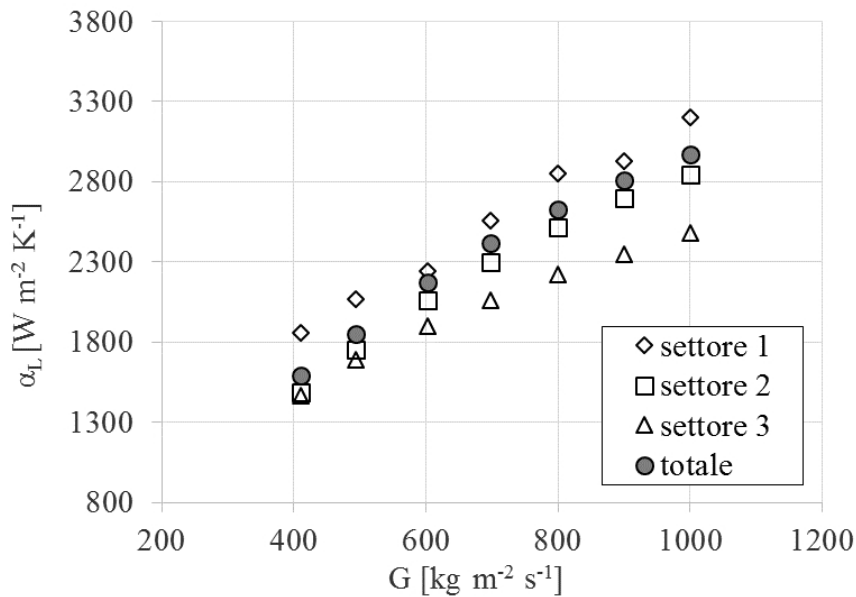


Figura 6.6: Coefficiente di scambio termico in fase liquida α_L calcolato su ogni settore in funzione della portata specifica. Si sono riportati inoltre i punti relativi al calcolo sull'intera sezione.

In minima parte, il maggiore coefficiente di scambio termico nel primo tratto si può attribuire agli effetti di ingresso: il fluido scorre a temperatura costante prima di raggiungere la sezione, una volta raggiunto il tratto interessato dallo

scambio termico percorre una certa lunghezza prima che si stabilizzi un profilo di temperatura. In questo primo tratto si ottiene un coefficiente di scambio termico maggiore.

Tabella 6.1: Potenze scambiate misurate alla portata specifica $G = 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

	P_w [W]
settore 1	7.67
settore 2	7.18
settore 3	6.24

Tabella 6.2: Incertezze sul coefficiente di scambio termico totale.

i_{max}	$\pm 3.0\%$
i_{min}	$\pm 2.5\%$
i_{media}	$\pm 2.7\%$

In tabella 6.2 sono riportati il valore massimo, minimo e medio dell'incertezza sul coefficiente di scambio termico totale.

6.4 Prove in condensazione

Le prove in condensazione sono state eseguite alla temperatura di saturazione di 30°C per valori della portata specifica G compresi tra 100 e $1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e titolo medio variabile tra 0.16 e 0.91. Il calcolo è stato eseguito sull'intera sezione, includendo i tratti di avvolgimento iniziale e finale, e sui singoli settori. Le prove a 400 e $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ sono state ripetute alle temperature di saturazione di 35°C e 40°C .

6.4.1 Coefficiente di scambio termico

Nel diagramma di figura 6.7 sono raccolti tutti i dati a $t_{sat} = 30^\circ\text{C}$. Le portate 100 e $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ non presentano punti a basso titolo in quanto, a causa dei bassi coefficienti di scambio termico, la potenza scambiata è risultata al di sotto

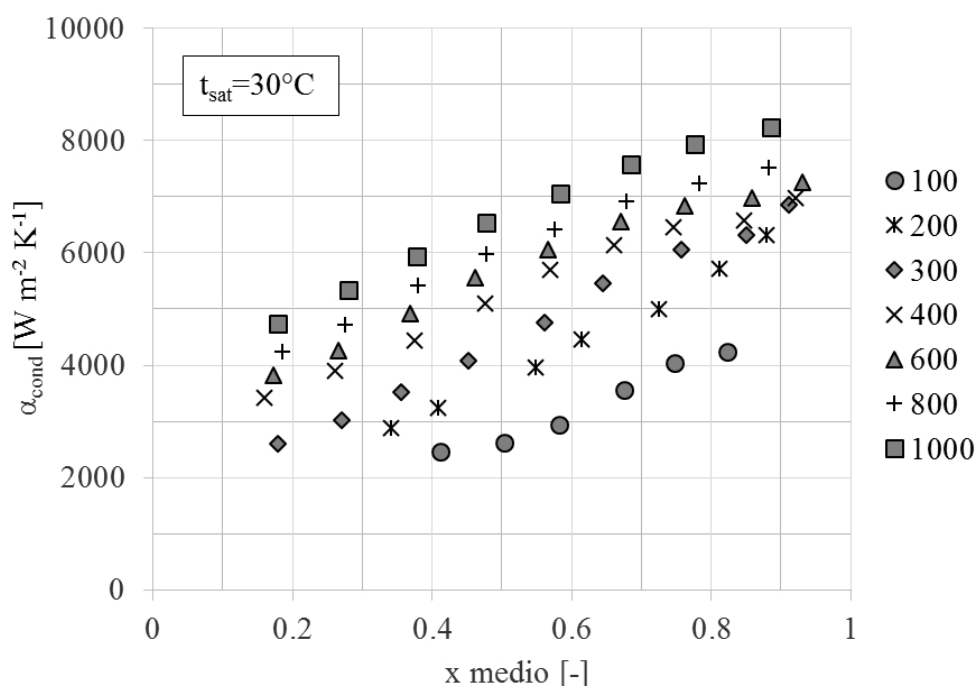


Figura 6.7: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo alla temperatura di saturazione $t_{\text{sat}} = 30^\circ\text{C}$. Nella leggenda le portate sono espresse in $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

dei 30 W. 30 W è la soglia, stabilita nelle prove in monofase, sotto la quale i bilanci termici non sono verificati per l'influenza delle dispersioni termiche verso l'ambiente.

Il coefficiente di scambio termico aumenta linearmente con il titolo, inoltre la pendenza è la stessa per tutte le portate tranne che per l'ultimo tratto ad alto titolo. Ad alti titoli, alle alte portate, si osserva un calo di pendenza, mentre alle basse un aumento. Risulta che ad alti titoli l'effetto della portata sul coefficiente di scambio termico è meno sentito. A parità di titolo il coefficiente di scambio aumenta con la portata; l'aumento è molto più importante alle basse portate: la differenza di coefficiente di scambio termico tra i punti a $100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e $200 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ è molto più accentuata rispetto a quella tra $800 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e $1000 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

Secondo la mappa in figura 6.8, il regime di deflusso è anulare per tutte le portate tranne la $100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ che si posiziona nella zona di transizione.

Aumentando la temperatura di saturazione, e quindi la pressione, il coefficiente di scambio termico tende a diminuire. Alla portata specifica di $400 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

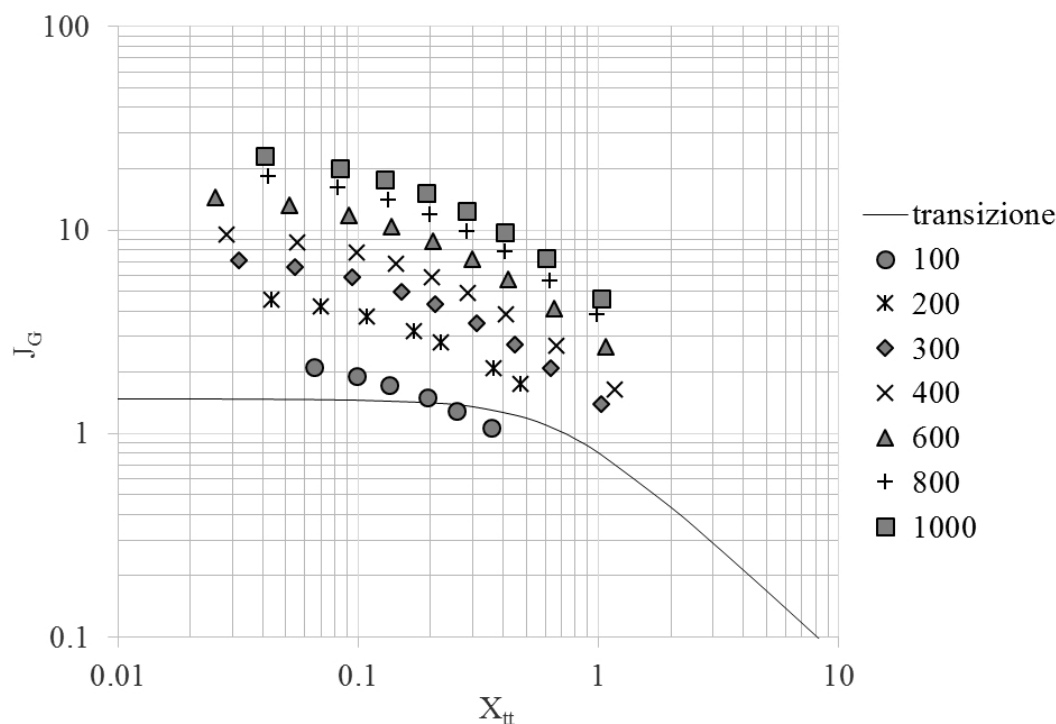


Figura 6.8: Punti relativi ai test in condensazione riportati sulla mappa dei regimi di deflusso proposta da Cavallini [10]. Nella leggenda le portate sono espresse in $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

(fig.6.9) l'effetto è ben visibile. Mediamente si osserva una diminuzione del coefficiente di scambio termico del 15% passando da 30°C a 40°C . Questo comportamento può essere giustificato dall'aumento della densità del vapore all'aumentare della pressione, che a sua volta provoca una minore portata volumetrica, quindi minori velocità. Alla portata di $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (fig.6.10) un aumento della temperatura provoca una traslazione delle curve verso il basso. Tuttavia l'effetto è meno accentuato e i punti si raccolgono in un intervallo ristretto.

In conclusione, tanto più bassa è la portata, tanto più il coefficiente di scambio termico è più sensibile alle variazioni di temperatura di saturazione e alla portata stessa.

Data la ridotta lunghezza dei tratti interessati dallo scambio termico, le variazioni di titolo si sono dimostrate molto piccole; effetto voluto per ottenere un coefficiente di scambio locale anziché medio. In tabella 6.3 sono riportate le variazioni di titolo totali ottenute alle diverse portate.

Si analizzano ora i coefficienti di scambio termico ottenuti nei singoli settori

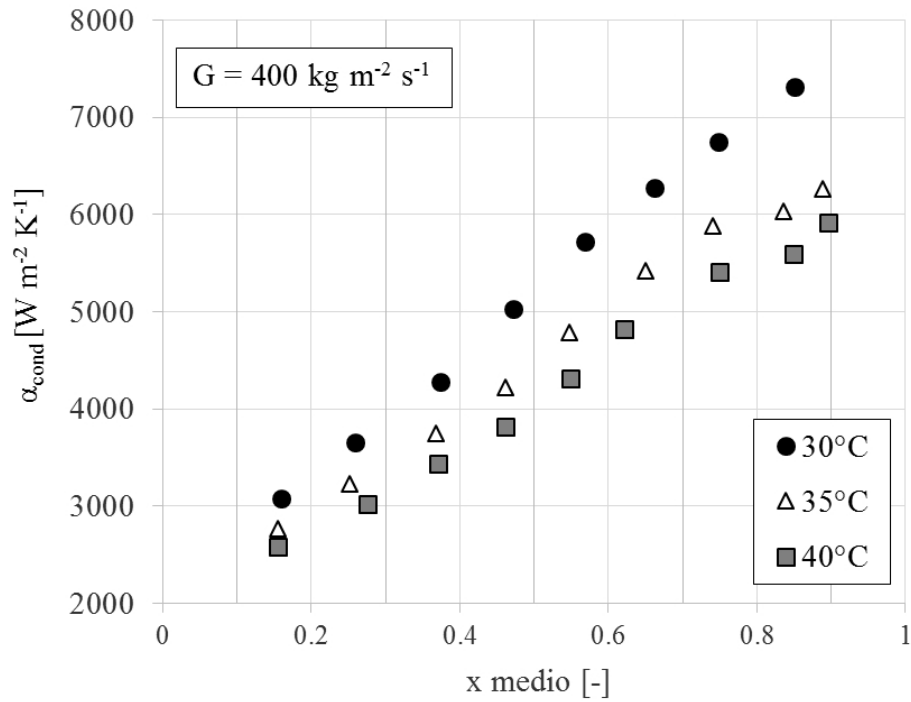


Figura 6.9: Effetto della temperatura di saturazione alla portata $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

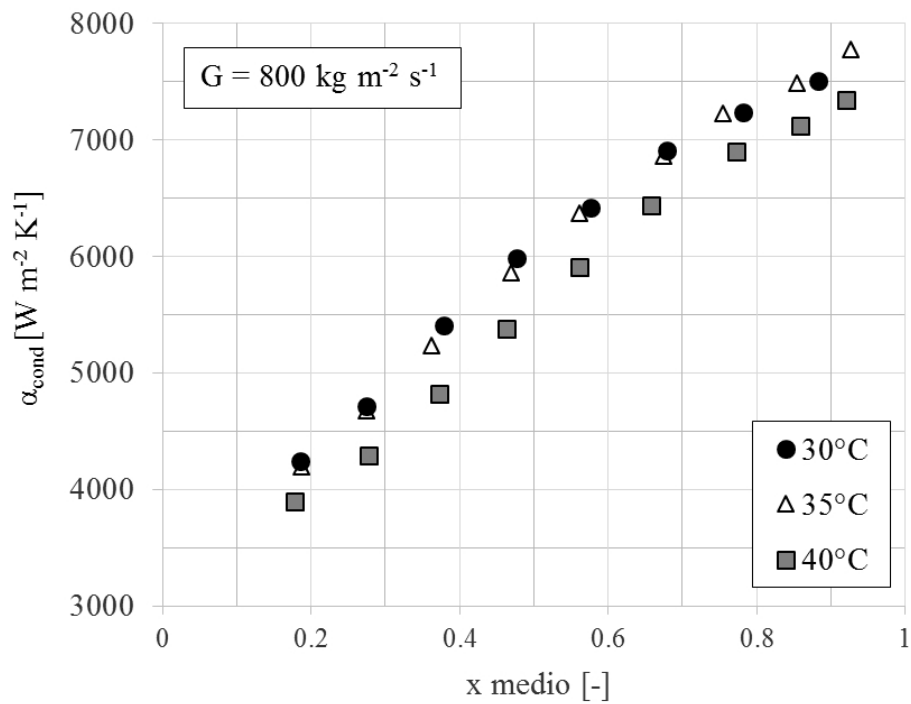
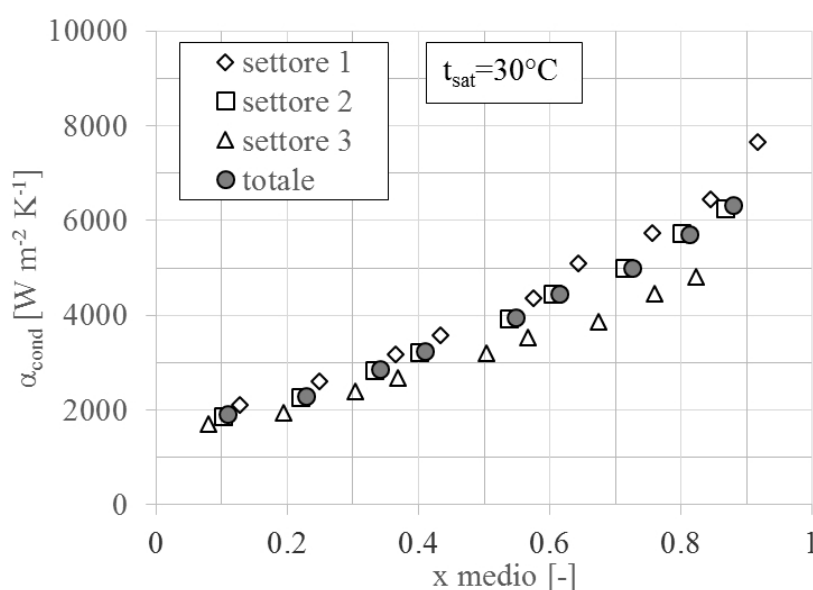


Figura 6.10: Effetto della temperatura di saturazione alla portata $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Tabella 6.3: Variazioni di titolo alle diverse portate.

G [kg m ⁻² s ⁻¹]	Δx [-]
100	0.246 ÷ 0.330
200	0.166 ÷ 0.201
300	0.081 ÷ 0.138
400	0.078 ÷ 0.106
600	0.052 ÷ 0.075
800	0.041 ÷ 0.051
1000	0.035 ÷ 0.041

Figura 6.11: Coefficiente di scambio termico totale e nei tre settori alla portata 200 kg m⁻²s⁻¹.

per le portate 200, 400 e 800 kg m⁻²s⁻¹ (figure 6.11, 6.12 e 6.13). Anziché disporsi tutti sulla stessa curva, a tutte le portate si osserva un coefficiente di scambio termico che diminuisce passando dal primo al terzo settore. In particolare il primo e il secondo risultano più ravvicinati, mentre il terzo, soprattutto alle portate più alte, è notevolmente più basso. Il coefficiente di scambio calcolato su tutta l'area è molto simile a quello del secondo settore.

Nelle tabelle 6.4 e 6.5 sono riportati i valori massimi, minimi e medi dell'incertezza sul coefficiente di scambio termico e sul titolo medio.

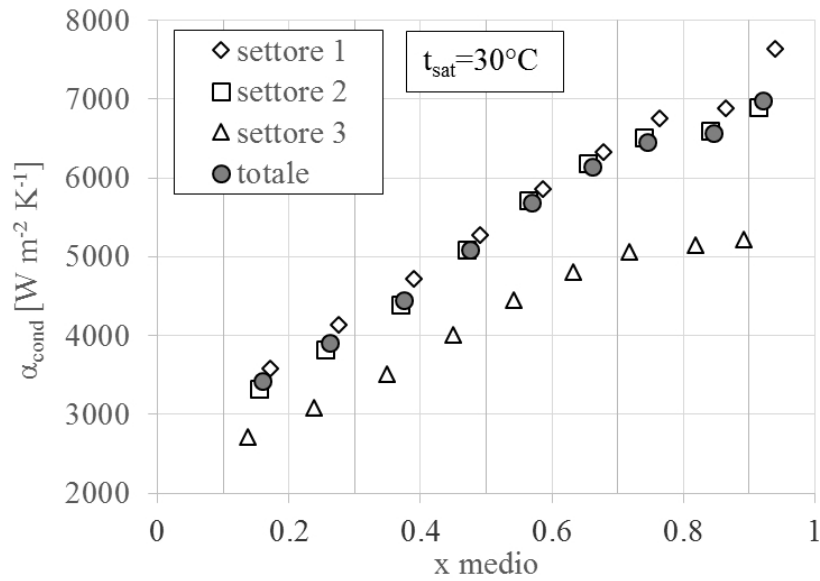


Figura 6.12: Coefficiente di scambio termico totale e nei tre settori alla portata $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$.

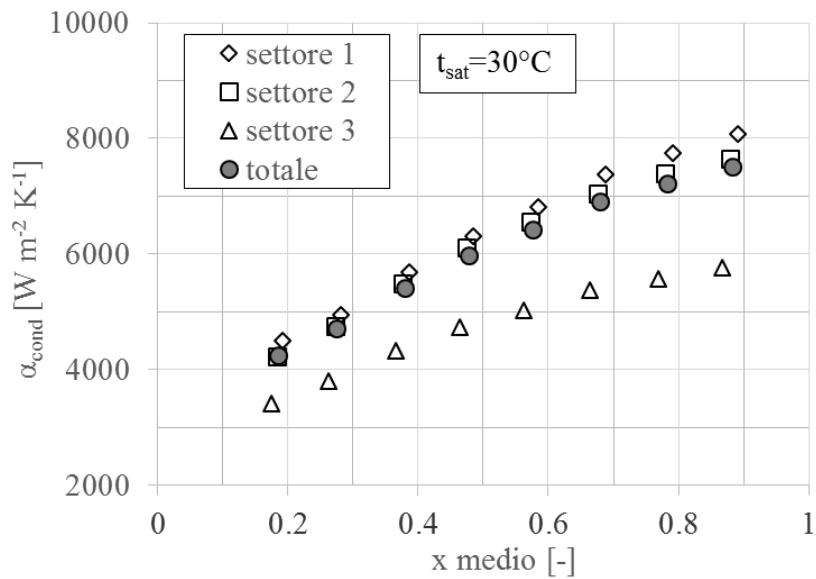


Figura 6.13: Coefficiente di scambio termico totale e nei tre settori alla portata $800 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$.

6.4.2 Perdite di carico

Dalle prove in condensazione si rileva un gradiente di pressione che è la somma di due contributi: attrito e quantità di moto. Attraverso il modello esposto nella sezione 5.3 per il calcolo del grado di vuoto, si è potuta valutare la caduta di

Tabella 6.4: Incertezze sul coefficiente di scambio termico totale.

i_{max}	$\pm 7.3\%$
i_{min}	$\pm 2.1\%$
i_{media}	$\pm 2.4\%$

Tabella 6.5: Incertezze sul titolo medio totale.

i_{max}	± 0.025
i_{min}	± 0.005
i_{media}	± 0.012

pressione dovuta al solo attrito. I risultati sono esposti nel diagramma di figura 6.14. Come visto nelle prove in adiabatico, le perdite di carico aumentano con la portata. Per ogni portata aumentano con il titolo fino al raggiungimento di un massimo per poi scendere per valori maggiori. Il massimo si posiziona a valori di titolo sempre minori al diminuire della portata. Nel primo tratto, a basso titolo, l'andamento è lineare.

Grazie ai test a 35°C e 40°C si è valutata l'influenza della temperatura di saturazione sulle perdite per attrito. Le portate esaminate sono la 400 kg m⁻²s⁻¹ e la 800 kg m⁻²s⁻¹. Nei diagrammi delle figure 6.15 e 6.16 si vede come all'aumentare della temperatura di saturazione il gradiente di pressione si abbassi. Ciò che si ottiene è una traslazione dei punti verso il basso. Un aumento di temperatura di saturazione significa anche un aumento della pressione; maggiore pressione comporta una densità del vapore maggiore, quindi velocità più basse a parità di portata di massa. Le minori perdite sono quindi attribuibili alle minori velocità.

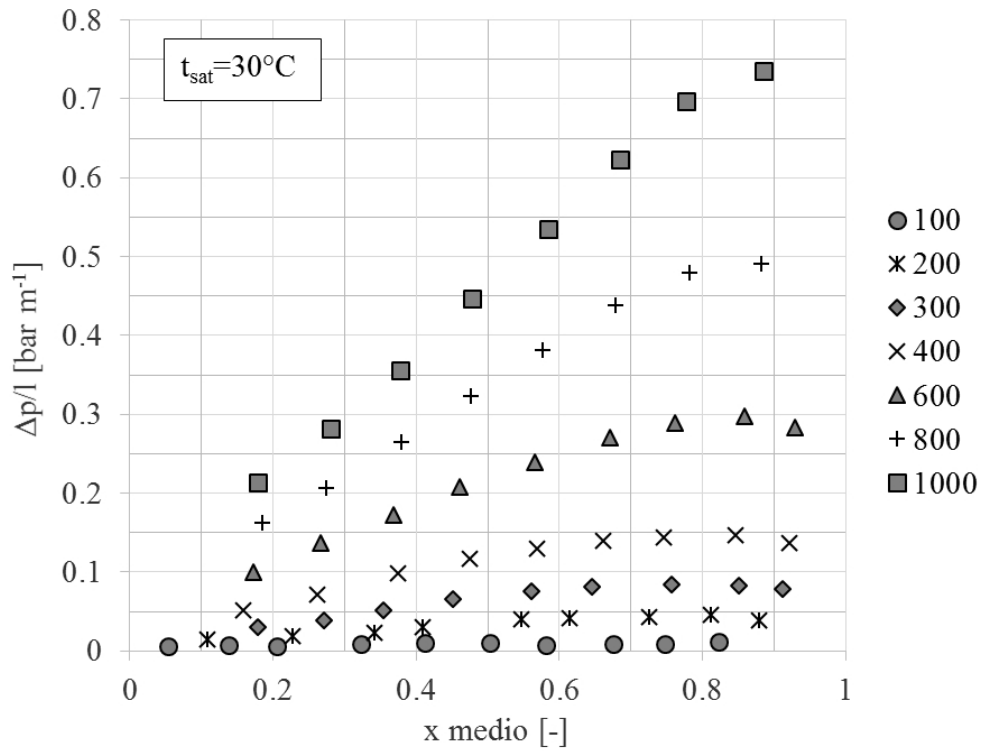


Figura 6.14: Gradiente di pressione in funzione del titolo. Nella legenda le portate sono espresse in $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

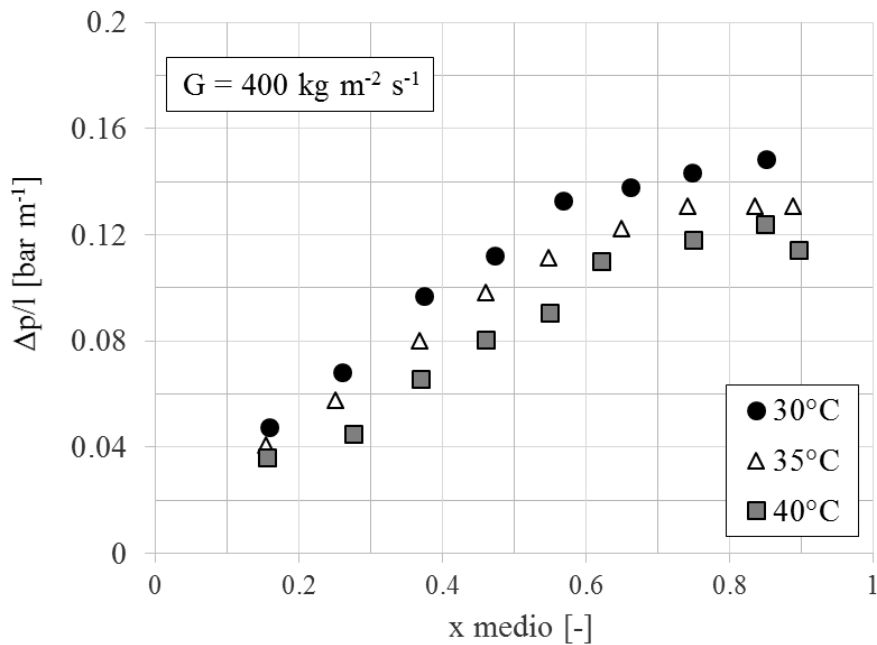


Figura 6.15: Effetto della temperatura di saturazione sul gradiente di pressione per attrito alla portata $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

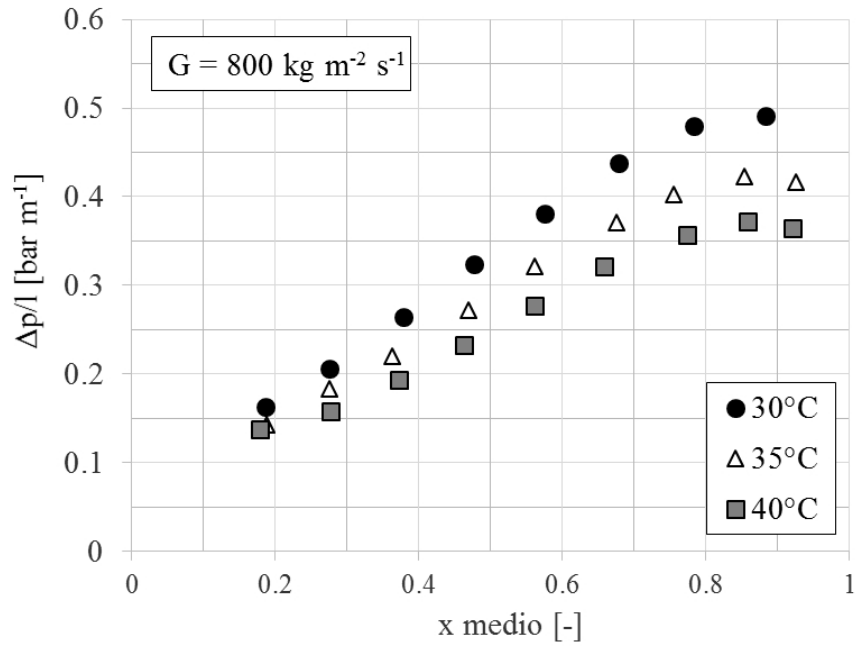


Figura 6.16: Effetto della temperatura di saturazione sul gradiente di pressione per attrito alla portata $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Capitolo 7

Correlazioni

7.1 Confronto con il tubo liscio in monofase

Utilizzando la correlazione di Gnielinski [35] per i tubi lisci, si è calcolato il coefficiente di scambio termico in liquido, per un tubo di diametro 3.4 mm, alle stesse condizioni operative dei test eseguiti in liquido sul tubo microfin.

Gnielinski propone diverse correlazioni a seconda che il moto sia turbolento ($Re > 4000$), laminare ($Re < 2300$) o di transizione; valide per $0.5 \leq Pr \leq 1000000$. Le prove sono state eseguite a portate specifiche $G \geq 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ per le quali $Re > 8000$. Per il moto turbolento la relazione è la seguente:

$$Nu = \frac{(\xi/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(\xi/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \left\{ 1 + \left(\frac{D}{l} \right)^{2/3} \right\} \quad (7.1)$$

$$\xi = (1.82 \cdot \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (7.2)$$

dove compaiono il numero di Reynolds (Re), il numero di Prandtl (Pr), il diametro D e la lunghezza del tratto interessato dallo scambio termico l .

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel tubo microfin è stata utilizzata la potenza scambiata lato acqua. Nel diagramma di figura 7.1 è riportato il rapporto tra i coefficienti di scambio termico del tubo microfin e del tubo liscio. Il rapporto cala con la portata mantenendosi sempre sopra l'unità dimostrando quindi le migliori prestazioni del tubo microfin in termini di scambio termico. È interessante confrontare l'incremento del coefficiente di scambio termico con l'incremento dell'area interna rispetto il tubo liscio. Il rapporto tra le superfici di

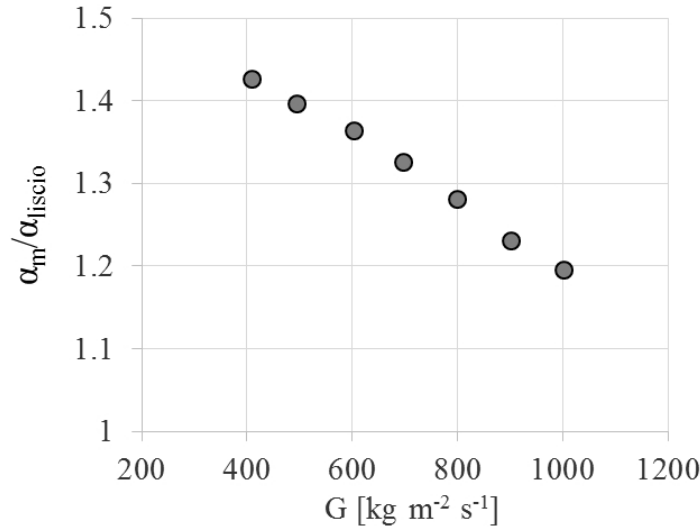


Figura 7.1: Rapporto tra i coefficienti di scambio termico del tubo microfin e del tubo liscio.

scambio termico del tubo microfin e del tubo liscio è espresso dal parametro Rx , così calcolato:

$$Rx = \left(\frac{2h \cdot n \cdot [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi \cdot D \cdot \cos(\gamma/2)} + 1 \right) \frac{1}{\cos(\beta)} \quad (7.3)$$

Per il tubo microfin in esame $Rx = 1.695$, maggiore quindi del rapporto tra i coefficienti di scambio termico.

Una stima del coefficiente di scambio termico di un condotto a superficie estesa può essere ottenuta moltiplicando il coefficiente del tubo liscio per Rx :

$$\alpha_m = \alpha_{liscio} \cdot Rx \quad (7.4)$$

Il confronto è rappresentato nel diagramma di figura 7.2 e, come anticipato, questa previsione sovrastima il coefficiente di scambio termico; il valore calcolato supera del 30% quello sperimentale.

Ravigururajan e Bergles [36] propongono una correlazione per il calcolo del rapporto tra il coefficiente di scambio termico del tubo liscio e del tubo microfin:

$$\alpha_m/\alpha_{liscio} = \left\{ 1 + \left[2.64 \cdot \text{Re}^{0.036} \left(\frac{h}{D_{fr}} \right)^{0.212} \left(\frac{p}{D_{fr}} \right)^{-0.21} \left(\frac{\beta}{90^\circ} \right)^{0.29} \text{Pr}^{0.024} \right]^7 \right\}^{1/7} \quad (7.5)$$

Dove D_{fr} è il diametro alla base delle alette, p è il passo assiale così definito:

$$p = \frac{\pi \cdot D_{fr}}{n \cdot \text{tg}(\beta)} \quad (7.6)$$

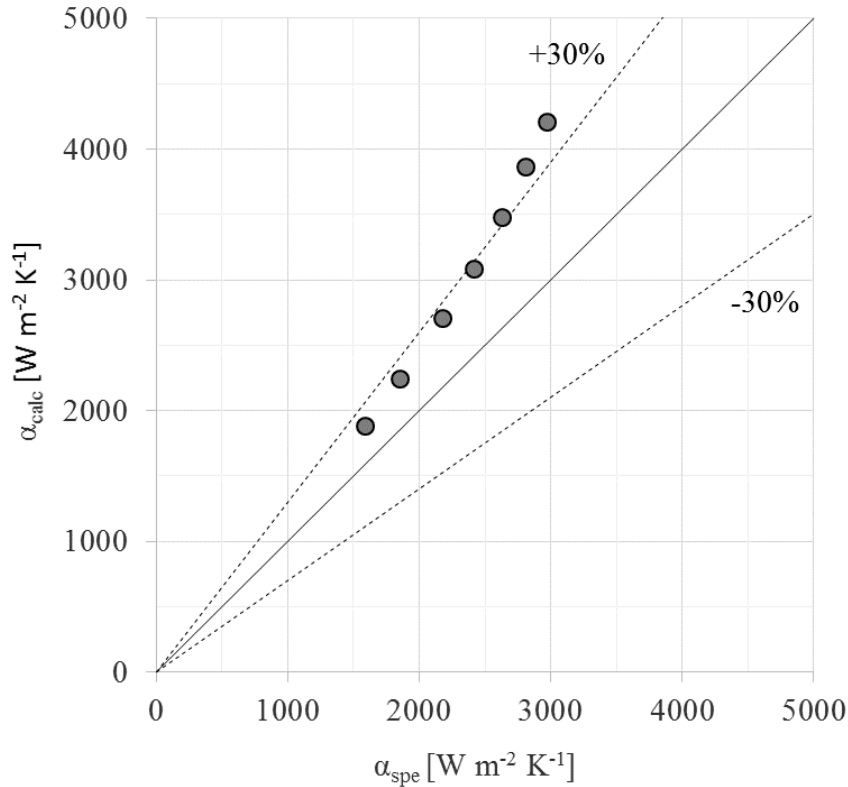


Figura 7.2: Confronto tra il coefficiente di scambio termico calcolato con l'equazione 7.4 e il coefficiente misurato sperimentalmente.

Il coefficiente di scambio termico del tubo liscio (α_{liscio}) viene calcolato con una relazione di Gnielinski [37]:

$$\alpha_{liscio} = \frac{(f/2)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_{bulk}}{\mu_p} \right)^{0.14} \frac{\lambda}{D_{fr}} \quad (7.7)$$

dove f :

$$f = (1.58 \cdot \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (7.8)$$

μ_{bulk} è assunta come la viscosità alla temperatura media del refrigerante, μ_p la viscosità alla temperatura di parete, λ è la conducibilità del fluido alla temperatura media. Il coefficiente di scambio termico del tubo microfin così calcolato è riferito alla superficie cilindrica di diametro D_{fr} . Il diagramma di figura 7.3 confronta i risultati ottenuti con questo modello con i dati sperimentali. Anche in questo caso il calcolo sovrastima i risultati senza però superare il 20%.

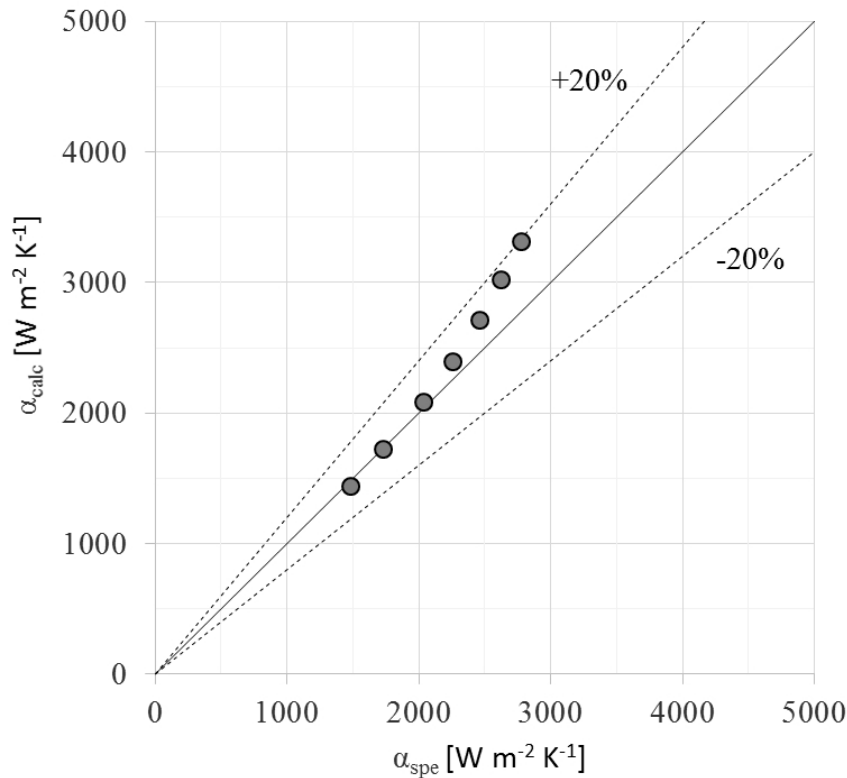


Figura 7.3: Confronto tra il coefficiente di scambio termico calcolato con il modello di Ravigururajan e Bergles [36] e il coefficiente misurato sperimentalmente definito sulla stessa area di scambio.

È importante ripetere che nelle prove in liquido il calore scambiato supera i 30 W solamente per le portate specifiche 900 e 1000 $kg m^{-2} s^{-1}$. Minore è la potenza scambiata, più lo scambio termico con l'ambiente diventa influente.

7.2 Confronto con il tubo liscio in condensazione

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione di un tubo liscio di diametro 3.4 mm sono state utilizzate le relazioni ricavate da Cavallini et al. [10]. Il calcolo è applicabile a tubi di diametro interno $D > 3$ mm e utilizza due equazioni: una per il coefficiente in regime ΔT -indipendente (α_A), e una per il regime ΔT -dipendente (α_D), secondo il modello di transizione riportato nello stesso articolo.

Per il regime ΔT -indipendente ($J_G > J_G^T$):

$$\alpha_l = \alpha_{LO} \left[1 + 1.128 \cdot x^{0.8170} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.3685} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.2363} \left(1 - \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{2.144} \text{Pr}_L^{-0.100} \right] \quad (7.9)$$

dove:

$$\alpha_{LO} = 0.023 \cdot \text{Re}_{LO}^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{D} \quad (7.10)$$

$$\text{Re}_{LO} = \frac{G \cdot D}{\mu_L} \quad (7.11)$$

$$\text{Pr}_L = \frac{\mu_L \cdot c_{p,L}}{\lambda_L} \quad (7.12)$$

Per il regime ΔT -dipendente ($J_G < J_G^T$), il coefficiente di scambio termico è funzione di α_A e del coefficiente in condizioni di regime pienamente stratificato α_{STRAT} :

$$\alpha_D = \left[\alpha_A \left(\frac{J_G^T}{J_G} \right)^{0.8} - \alpha_{STRAT} \right] \left(\frac{J_G}{J_G^T} \right) + \alpha_{STRAT} \quad (7.13)$$

dove:

$$\alpha_{STRAT} = \frac{0.725}{1 + 0.741 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.3321}} \left[\frac{\lambda_L^3 \cdot g \cdot r \cdot \rho_L (\rho_L - \rho_V)}{\mu_L \cdot D \cdot \Delta T} \right]^{0.25} + (1 - x^{0.087}) \alpha_{LO} \quad (7.14)$$

Re_{LO} è il numero di Reynolds per il solo liquido, r è il calore latente di condensazione. Nel diagramma di figura 7.4, in ascissa il titolo, in ordinata il rapporto tra i coefficienti di scambio termico del tubo microfin e del tubo liscio. La linea orizzontale $Rx = 1.695$ identifica il rapporto tra le aree interne. Più la portata è alta e più il vantaggio in termini di scambio termico rispetto il tubo liscio diminuisce. Per portate $G \geq 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il rapporto si mantiene sopra l'unità ma raggiunge e supera Rx soltanto per alcuni punti alle portate 100 e 200 $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ad alto titolo. Alle portate 800 e 1000 $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ resta sotto l'unità per titoli maggiori di 0.2. Inoltre l'andamento è crescente con il titolo alle basse portate, pressoché costante alla portata 300, e decrescente per le portate più alte.

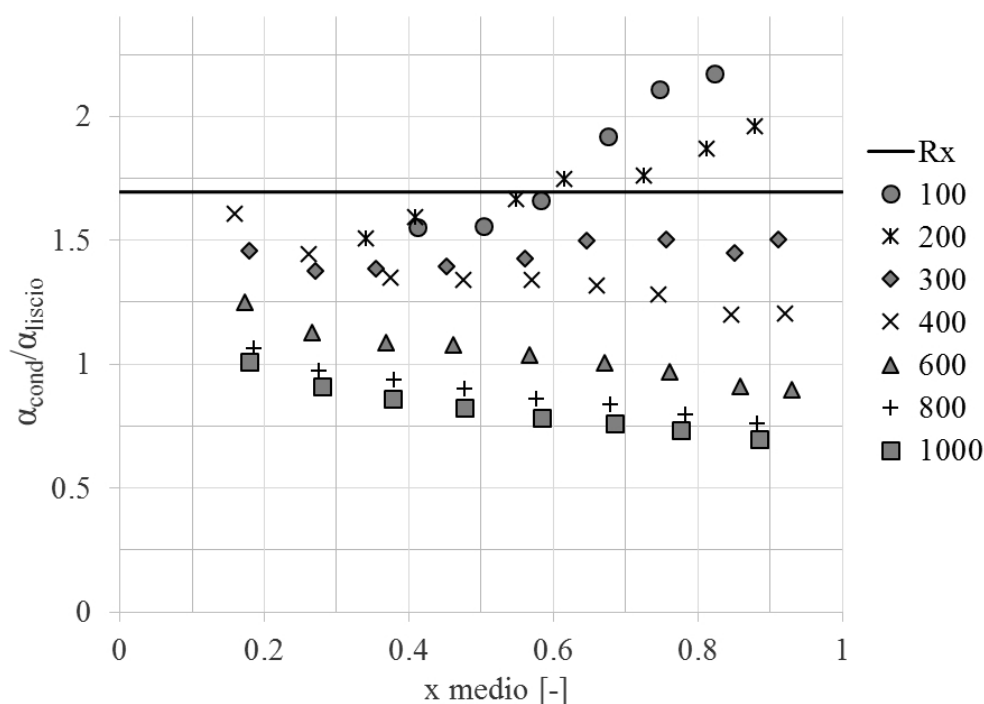


Figura 7.4: Rapporto tra i coefficienti di scambio termico in condensazione del tubo microfin e del tubo liscio per portate comprese tra 100 e 1000 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

7.3 Modello Diani et al. [19] per il calcolo del coefficiente di scambio termico

Il modello, nato per l'ebollizione, calcola il coefficiente di scambio termico come la somma di due contributi: α_{NB} per l'ebollizione nucleata e α_{CV} per la convezione forzata. Il coefficiente di scambio termico è definito sull'area del cilindro all'apice dell'aletta (3.4 mm). Per il caso della condensazione è sufficiente considerare soltanto il contributo della convezione forzata:

$$\alpha_{CV} = 1.456 \cdot \alpha_{LO} \cdot \left[1 + 1.128 \cdot x^{0.817} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.3685} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.2363} \cdot \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{2.144} \cdot \text{Pr}_L^{-0.1} \right] \cdot Rx^{2.14} \cdot (\text{Bo} \cdot \text{Fr})^{-0.15} \cdot \left(\frac{G_0}{G} \right)^{0.36} \quad (7.15)$$

dove $G_0 = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. Rx , l'incremento di superficie interna rispetto il tubo liscio, è calcolato con l'equazione (7.3). Il coefficiente per il solo liquido α_{LO} è dato dall'equazione (7.10). Fr e Bo sono così definiti:

$$\text{Fr} = \frac{G^2}{\rho_V^2 \cdot g \cdot D} \quad (7.16)$$

$$\text{Bo} = \frac{g \cdot \rho_L \cdot h \cdot \pi \cdot D}{8 \cdot \sigma \cdot n} \quad (7.17)$$

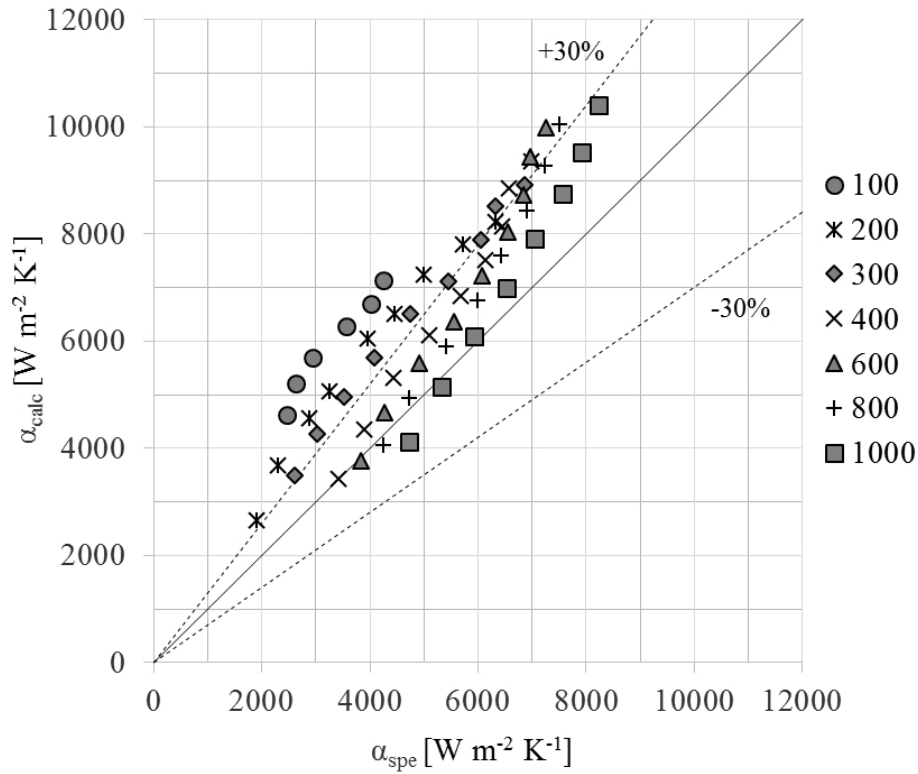


Figura 7.5: Confronto tra i coefficienti di scambio termico a 30°C calcolati con il modello Diani [19] e misurati sperimentalmente. La portata specifica G è espressa in $[\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}]$.

Il confronto è rappresentato nel diagramma di figura 7.5. Il modello sovrastima ampiamente il coefficiente di scambio termico alle basse portate. A $300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ si mantiene circa il 30% più alto su tutto il campo di variazione del titolo. A portate più elevate e a bassi valori del coefficiente di scambio, che corrisponde ai bassi titoli, la stima è più vicina al valore sperimentale per poi aumentare agli alti titoli.

Globalmente il modello presenta una deviazione relativa $e_R = 30.5\%$, una deviazione assoluta $e_A = 31.3\%$ e una deviazione standard $\sigma_N = 23.9\%$.

7.4 Modello Cavallini et al. [1] per il calcolo del coefficiente di scambio termico

Questo modello tiene in considerazione l'influenza del regime di deflusso ma è stato sviluppato utilizzando dati riguardanti tubi di diametro $D > 6$ mm, a fronte dei 3.4 mm del tubo analizzato. Il coefficiente di scambio termico in condensazione è la combinazione di due contributi: il primo riguarda la regione ΔT -indipendente α_A , il secondo la regione ΔT -dipendente α_D . La transizione da un regime all'altro è basata sul modello di Cavallini [10] secondo l'equazione (1.6).

$$\alpha = (\alpha_A^3 + \alpha_D^3)^{0.333} \quad (7.18)$$

Il termine α_A è il prodotto tra il coefficiente di scambio termico del tubo liscio (α_l) [10], il termine A funzione della geometria e del numero di Froude Fr , e il termine C che abbassa il coefficiente di scambio termico se il numero di alette è maggiore del numero ottimale n_{ott} per quel dato diametro.

$$\alpha_A = \alpha_l \cdot A \cdot C \quad (7.19)$$

α_l è calcolato con l'espressione (7.9).

$$A = 1 + 1.119 \cdot Fr^{-0.3821} (Rx - 1)^{0.3586} \quad (7.20)$$

$$Fr = \frac{G^2}{g \cdot D \cdot (\rho_L - \rho_V)^2} \quad (7.21)$$

$$C = 1 \text{ se } (n_{ott}/n) \geq 0.8$$

$$C = (n_{ott}/n)^{1.904} \text{ se } (n_{ott}/n) < 0.8$$

$$n_{ott} = 4064.4 \cdot D + 23.257$$

Per il fattore di aumento della superficie interna Rx si veda l'equazione (7.3).

Il coefficiente α_D è funzione del termine C , di Rx e del coefficiente di scambio termico in regime ΔT -dipendente per il tubo liscio ($\alpha_{D,l}$):

$$\alpha_D = C [2.4 \cdot x^{0.1206} (Rx - 1)^{1.466} C_1^{0.6875} + 1] \alpha_{D,l} + C (1 - x^{0.087}) Rx \cdot \alpha_{LO} \quad (7.22)$$

$$\alpha_{D,l} = \frac{0.725}{1 + 0.741 \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.3321}} \left[\frac{\lambda_L^3 \cdot g \cdot r \cdot \rho_L (\rho_L - \rho_V)}{\mu_L \cdot D \cdot \Delta T} \right]^{0.25} \quad (7.23)$$

$$C_1 = 1 \text{ se } J_G \geq J_G^T$$

$$C_1 = (J_G/J_G^T) \text{ se } J_G < J_G^T$$

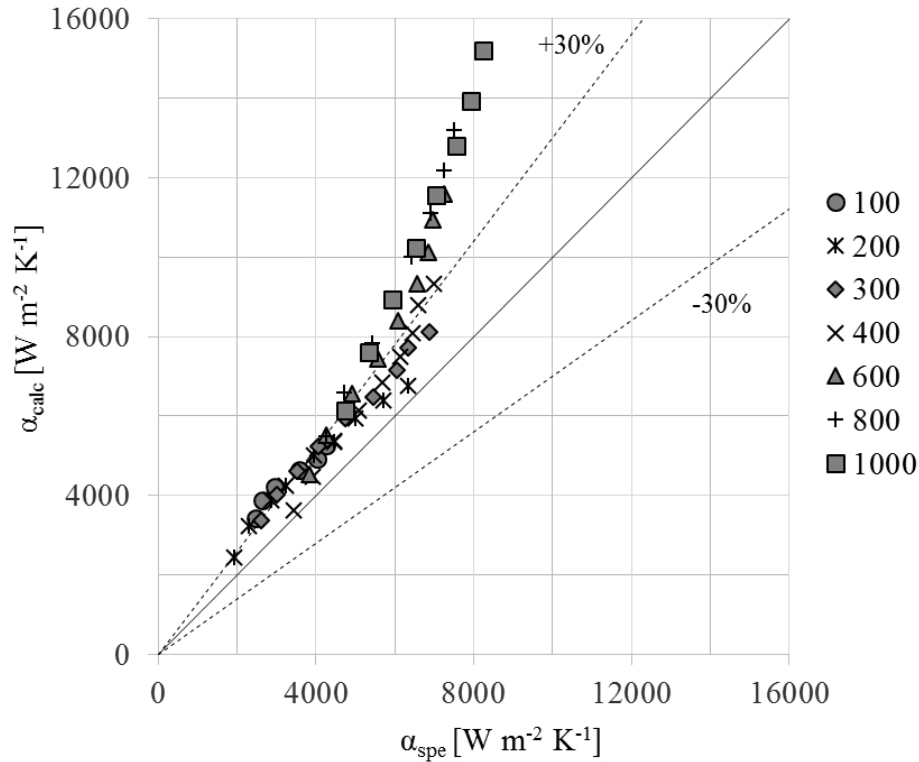


Figura 7.6: Confronto tra i coefficienti di scambio termico a 30°C calcolati con il modello Cavallini et al. [1] e misurati sperimentalmente. La portata specifica G è espressa in $[\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}]$.

Il confronto è riportato nel diagramma di figura 7.6. Alle basse portate, dove i punti sulla mappa del regime di deflusso si avvicinano alla zona di transizione, il modello sovrastima il coefficiente di scambio termico di circa il 30%. Alla portata $G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ si mantiene al di sotto del 30% ad eccezione dei punti ad alto titolo, corrispondenti ai coefficienti di scambio termico maggiori. A portate più elevate α_{calc} risulta molto più alto dello sperimentale, in particolare ad alti coefficienti di scambio.

Le stime migliori si ottengono a basse portate specifiche, tendenza opposta rispetto il modello precedente di Diani et al. [19] in cui i migliori risultati riguardano le alte portate.

Globalmente il modello presenta una deviazione relativa $e_R = 37.1\%$ e una deviazione assoluta pari alla relativa $e_A = 37.1\%$, uguali perché tutti coefficienti calcolati sono maggiori dei rispettivi sperimentali. La deviazione standard σ_N è pari al 17.8%.

7.5 Modello Diani et al. [19] per il calcolo delle perdite di carico

Il gradiente di pressione in condizioni di deflusso bifase è calcolato come il prodotto tra il gradiente in liquido per il fattore ϕ_{LO}^2 :

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \phi_{LO}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO} = \phi_{LO}^2 \cdot 2 \cdot f_{LO} \cdot \frac{G^2}{D \cdot \rho_L} \quad (7.24)$$

Il fattore ϕ_{LO}^2 è dato da:

$$\phi_{LO}^2 = Z + 3.595 \cdot F \cdot H \cdot (1 - E)^W \quad (7.25)$$

dove:

$$Z = (1 - x)^2 + x^2 \cdot \frac{\rho_L}{\rho_V} \cdot \left(\frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{0.2} \quad (7.26)$$

$$1 - E = -0.331 \cdot \ln \left[\frac{\mu_L \cdot G \cdot x}{\rho_V \cdot \sigma} \right] - 0.0919 \quad (7.27)$$

se $E > 0.95$, $E = 0.95$

se $E < 0$, $E = 0$

$$W = 1.398 \cdot p_{rid} \quad (7.28)$$

$$F = x^{0.9525} \cdot (1 - x)^{0.414} \quad (7.29)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{1.132} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{0.44} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{3.542} \quad (7.30)$$

f_{LO} si ricava dal diagramma di Moody mediante la scabrezza relativa calcolata con la relazione proposta da Cavallini et al. [38]:

$$\frac{e}{D} = \frac{0.18 \cdot \left(\frac{h}{D}\right)}{0.1 + \cos\beta} \quad (7.31)$$

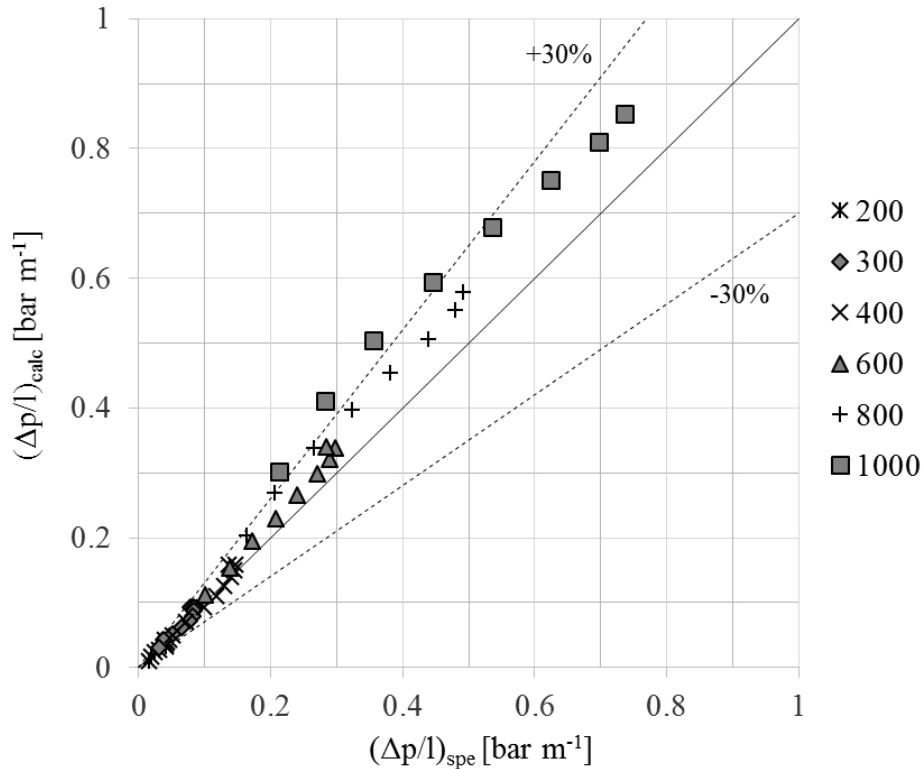


Figura 7.7: Confronto tra i gradienti di pressione a 30°C calcolati con il modello Diani et al. [19] e misurati sperimentalmente. La portata specifica G è espressa in $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

Il modello è applicabile per portate specifiche $G > 200 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. Tuttavia, a $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ la deviazione assoluta si mantiene al di sotto del 15.5%. Solamente i dati relativi alla portata $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ sono stati esclusi. I risultati peggiori si ottengono alle alte portate. Globalmente il modello presenta una deviazione relativa $e_R = 9.6\%$, una deviazione assoluta $e_A = 14.9\%$ e una deviazione standard $\sigma_N = 15.9\%$.

7.6 Modello Han e Lee [18] per il calcolo delle perdite di carico

Il modello è basato su dati sperimentali ottenuti con tubi microfin con diametro interno da 4 a 8.92 mm. Le portate specifiche adottate per il tubo di minori

dimensioni vanno da 456 a 1110 kg m⁻² s⁻¹. Il gradiente di pressione per il deflusso bifase è legato al gradiente per la sola fase liquida per mezzo della seguente relazione:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \phi^2 \cdot \frac{f_1 \cdot [G(1-x)]^2}{2 \cdot D_{fr} \cdot \rho_L} \quad (7.32)$$

Dove ϕ^2 e f_1 sono dati da:

$$f_1 = 0.193 \left[\frac{G(1-x) D_{fr}}{\mu_L} \right]^{-0.024} \quad (7.33)$$

$$\phi^2 = 2.684 \cdot X_{tt}^{-1.946} \quad (7.34)$$

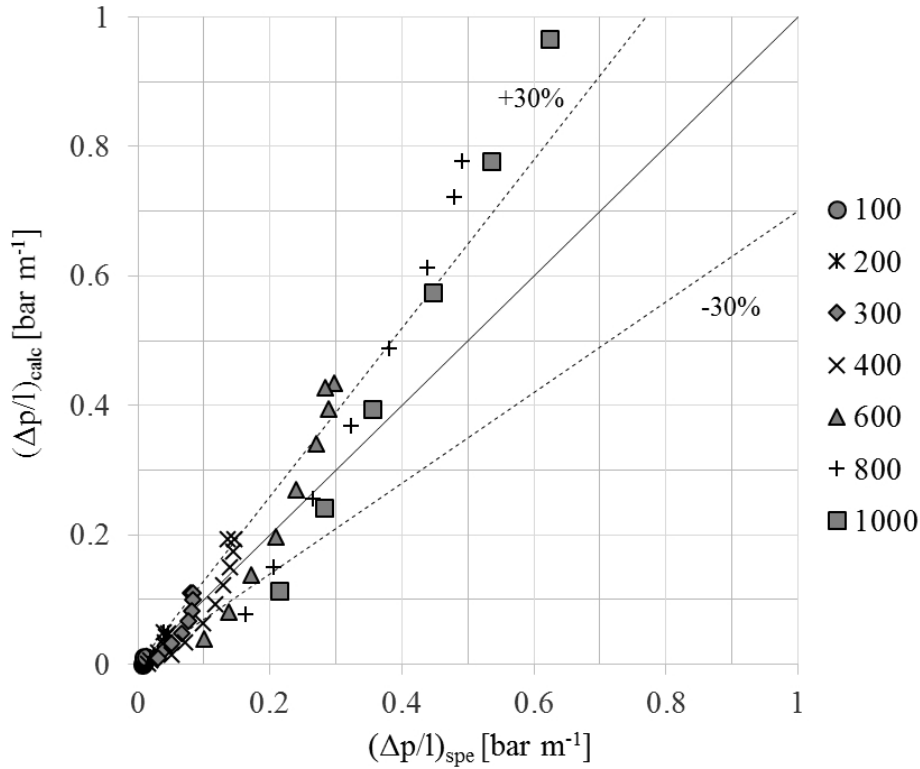


Figura 7.8: Confronto tra i gradienti di pressione a 30°C calcolati con il modello Han e Lee [18] e misurati sperimentalmente. La portata specifica G è espressa in kg m⁻² s⁻¹.

La previsione risulta meno accurata alle basse portate, causa probabilmente dei dati ad alta portata utilizzati per la costruzione del modello. I valori sono sottostimati a bassi titoli e sovrastimati ad alti titoli. Globalmente il modello

presenta una deviazione relativa $e_R = -7.1\%$, una deviazione assoluta $e_A = 36.0\%$ e una deviazione standard $\sigma_N = 42.4\%$.

7.7 Modello Wu et al. [39] per il calcolo delle perdite di carico

Il modello è basato su un deflusso omogeneo: al fluido bifase viene attribuita una densità ρ_{tp} e una viscosità μ_{tp} .

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{2 \cdot f_{tp} \cdot G^2}{D_{fr} \cdot \rho_{tp}} \quad (7.35)$$

$$\rho_{tp} = \left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L}\right)^{-1} \quad (7.36)$$

$$\mu_{tp} = \mu_L - 2.5 \cdot \mu_L \left[\frac{x \cdot \rho_L}{x \cdot \rho_L + (1-x) \rho_V} \right]^2 + \left[\frac{x \cdot \rho_L (1.5 \cdot \mu_L + \mu_V)}{x \cdot \rho_L + (1-x) \rho_V} \right] \quad (7.37)$$

Viene definito il numero di Reynolds:

$$\text{Re}_{tp} = \frac{G \cdot D_{fr}}{\mu_{tp}} \quad (7.38)$$

Il fattore di attrito è calcolato con la seguente relazione:

$$f_{tp} = 2 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}_{tp}} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (7.39)$$

$$a = \left[2.457 \cdot \ln \frac{1}{(7/\text{Re}_{tp})^{0.9} + (0.27 \cdot Rr)} \right]^{16}, \quad b = \left(\frac{37530}{\text{Re}_{tp}} \right)^{16} \quad (7.40)$$

Rr è un valore di rugosità relativa utilizzato per i tubi microfin:

$$Rr = \frac{0.18 \cdot (h/D_{fr})}{0.1 + \cos\beta} \quad (7.41)$$

La stima è poco accurata alle basse portate. Le minori deviazioni si ottengono alla portata di $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e aumentano nuovamente a $1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. Globalmente il modello presenta una deviazione relativa $e_R = -14.1\%$, una deviazione assoluta $e_A = 20.6\%$ e una deviazione standard $\sigma_N = 22.0\%$.

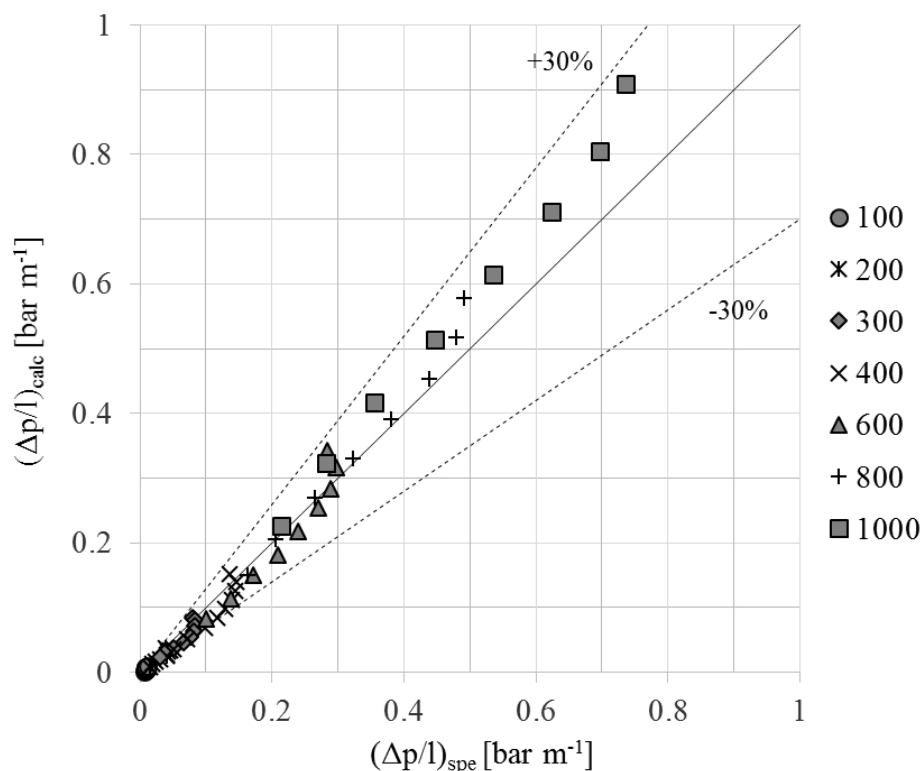


Figura 7.9: Confronto tra i gradienti di pressione a 30°C calcolati con il modello Wu et al. [18] e misurati sperimentalmente. La portata specifica G è espressa in $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

7.8 Tabella riassuntiva

Nella tabella 7.1 si sono raccolti i valori delle deviazioni relative e_R , assolute e_A e standard σ_N alle diverse portate e globali per tutti i modelli considerati. Per quanto riguarda la previsione del coefficiente di scambio termico, se si considera la deviazione assoluta globale, il modello Diani et al. [19] dà la migliore previsione. Presenta però una deviazione standard maggiore rispetto al modello Cavallini et al. [1] che sta ad indicare una maggiore dispersione dei punti. La migliore previsione del gradiente di pressione è attribuibile al modello Diani et al. [19] che presenta le minori deviazioni assolute e standard.

Tabella 7.1: Confronto dei dati sperimentali con i diversi modelli per il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico a 30°C: deviazione relativa, assoluta e standard in %.

Portata [kg m ⁻² s ⁻¹]	Diani et al. [19]			Cavallini et al. [1]			Diani et al. [19]			Han e Lee [18]			Wu et al. [39]		
	e_R	e_A	σ_N	e_R	e_A	σ_N	e_R	e_A	σ_N	e_R	e_A	σ_N	e_R	e_A	σ_N
100	81.4	81.4	12.2	34.3	34.3	9.6	-	-	-	-37.7	46.5	42.9	-38.0	38.0	24.8
200	49.1	49.1	10.5	26.9	26.9	10.1	-12.7	15.5	13.5	-35.4	43.4	33.5	-31.4	31.4	12.5
300	35.3	35.3	4.4	25.0	25.0	5.6	3.7	6.4	7.2	-10.3	30.6	34.0	-17.5	19.2	11.6
400	21.0	21.0	10.0	21.9	21.9	8.2	0.8	5.6	7.2	-9.3	31.8	36.2	-18.3	20.7	13.2
600	19.8	20.2	11.9	40.1	40.1	12.6	12.5	12.5	2.9	4.9	33.4	37.5	-5.6	11.7	11.8
800	15.6	16.7	11.7	53.0	53.0	14.5	21.7	21.7	5.4	13.5	34.3	36.4	3.5	5.4	6.7
1000	8.5	12.5	11.9	59.2	59.2	16.7	30.2	30.2	11.3	25.5	40.9	37.3	15.1	15.1	4.5
globale	30.5	31.3	23.9	37.1	37.1	17.8	9.6	14.9	15.9	-7.1	36.0	42.4	-14.1	20.6	22.0

Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi si è studiato il processo di condensazione del fluido R1234yf in un tubo microfin di diametro interno 3.4 mm. La sezione sperimentale è stata realizzata secondo un nuovo schema di scambiatore. Il disegno è stato dimensionato in gran parte in un precedente lavoro di tesi e qui modificato al fine di risolvere alcune problematiche. Quindi, la nuova versione della sezione è stata realizzata e messa in funzione nell'impianto di prova.

Grazie alle simulazioni numeriche, si sono potute stimare le prestazioni della nuova sezione sperimentale dando inoltre indicazioni sulla migliore configurazione per un'eventuale futura sezione. Si è visto infatti come i fogli di mica abbiano una scarsa influenza sullo scambio termico. Anche la conducibilità termica della lega di colata, che crea il contatto termico tra tubo microfin e tubo liscio avvolto su di esso, non sembra influenzare significativamente la potenza scambiata. L'utilizzo di una lega a temperatura di fusione più bassa, anche se con una conducibilità termica minore, diminuirebbe il rischio di danneggiamento delle termocoppie di parete.

Si sono svolte diverse prove sperimentali: in fase liquida, in adiabatico e in condensazione.

Con le prove in fase liquida si è visto come il materiale isolante applicato sulle superfici esterne della sezione risulti efficace per potenze scambiate superiori a 30 W. Inoltre il coefficiente di scambio termico del tubo microfin è superiore del 20% rispetto al tubo liscio (calcolato con la relazione di Gnielinski [35]) alla portata di $1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Con le prove in adiabatico si è potuto verificare, con esito positivo, il comportamento delle termocoppie di parete.

I test in condensazione sono stati eseguiti a portate di massa specifica G comprese nell'intervallo $100 \div 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e temperatura di saturazione di 30°C .

Il coefficiente di scambio aumenta con la portata e con il titolo del vapore. Ulteriori test sono stati fatti a 35°C e 40°C alle portate 400 e 800 kg m⁻² s⁻¹, con le quali è stata osservata una diminuzione del coefficiente di scambio all'aumentare della temperatura di saturazione. Tuttavia, ad alte portate, il coefficiente di scambio termico è risultato meno sensibile alle variazioni di temperatura di saturazione e alle variazioni della portata stessa. I risultati sono stati messi a confronto con i dati relativi al tubo liscio ricavati dal modello di Cavallini et al. [10]. Il miglioramento rispetto il tubo liscio, in termini di scambio termico, è maggiore alle basse portate per le quali il rapporto tra i coefficienti di scambio termico supera il rapporto tra le aree interne.

Alcuni modelli presenti in letteratura per la previsione del coefficiente di scambio termico e le perdite di carico sono stati confrontati con i dati sperimentali. Le procedure di calcolo si basano su dati sperimentali raccolti su condotti di diametro uguale o maggiore di quello qui analizzato. I modelli sovrastimano nella maggioranza dei casi il valore del coefficiente di scambio; una migliore previsione si osserva per il gradiente di pressione dovuto all'attrito.

Al fine di verificare l'affidabilità dei dati raccolti, nuove misurazioni potranno essere eseguite dopo aver apportato alcune modifiche alla sezione. L'installazione di sei ulteriori termocoppie lato acqua permette di misurare con maggiore precisione la temperatura in ogni alzata. L'inversione del flusso dell'acqua e del refrigerante, rimontando in senso opposto la sezione, potranno evidenziare eventuali errori sistematici sulle misure di temperatura.

Nomenclatura

A	area di scambio termico [m ²]
Bo	numero di Bond [-]
c_p	calore specifico [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
$(\frac{dp}{dz})$	gradiente di pressione [Pa m ⁻¹]
$\frac{e}{D}$	scabrezza relativa [-]
EF	heat transfer enhancement factor [-]
Fr	numero di Froude [-]
G	portata di massa specifica [kg m ⁻² s ⁻¹]
g	accelerazione di gravità [m s ⁻²]
h	entalpia specifica [J kg ⁻¹], altezza delle alette [m]
i	incertezza
J_G	velocità del gas adimensionale [-]
J_G^T	velocità del gas adimensionale di transizione [-]
l	lunghezza del tratto di scambio termico [m]
\dot{m}	portata di massa [kg s ⁻¹]
n	numero di alette [-]
p	pressione [Pa], passo assiale [m]
PF	performance factor [-]
Pr	numero di Prandtl [-]
q	flusso termico [W]
r	calore latente [J kg ⁻¹]
Re	numero di Reynolds [-]
Rx	incremento di area [-]
S	sezione [m ²]
T	temperatura [K]

t	temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
u	velocità [m s^{-1}]
x	titolo del vapore [-]
X_{tt}	parametro di Martinelli [-]

Simboli greci

α	coefficiente di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
β	angolo dell'elica [$^{\circ}$]
ϵ	grado di vuoto [-]
λ	conducibilità termica [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
μ	viscosità [Pa s]
ρ	densità [kg m^{-3}]
σ	tensione superficiale [N m^{-1}]
γ	angolo all'apice dell'aletta [$^{\circ}$]
ϕ^2	moltiplicatore bifase [-]

Pedici

A	flusso ΔT -indipendente
$calc$	calcolato
$cond$	condensazione
CV	convezione
D	flusso ΔT -dipendente
e	esterno
fr	al pedice dell'aletta (fin root)
ft	apice dell'aletta (fin tip)
i	interno
L	liquido
l	liscio
LO	solo liquido
m	microfin
m, ln	medio logaritmico
out	uscita

<i>p</i>	parete
<i>pc</i>	precondensatore
<i>ref</i>	refrigerante
<i>rid</i>	ridotta
<i>sat</i>	saturazione
<i>spe</i>	sperimentale
<i>tp</i>	bifase (two-phase)
<i>V</i>	vapore
<i>w</i>	acqua

Bibliografia

- [1] A. Cavallini, D. Del Col, S. Mancin, L. Rossetto. *Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure*. International Journal of Refrigeration, 2009.
- [2] Tsuchida T., Yasuda K., Hori M., Otani T. *Internal heat transfer characteristics and workability of narrow “THERMOFEIN” tubes*. Hitachi Cable Review, 1993.
- [3] L. M. Chambra and R. L. Webb. *Advanced micro-fin tubes for condensation*. Int. J. Heat Mass Transfer, 1996.
- [4] Akio Miyara, Yusuke Otsubo. *Condensation heat transfer of herringbone micro fin tubes*. International Journal of Thermal Sciences, 2002.
- [5] Akio Miyara, Yusuke Otsubo, Satoshi Ohtsuka, Yoshihiko Mizuta. *Effects of fin shape on condensation in herringbone microfin tubes*. International Journal of Refrigeration, 2003.
- [6] Si-pu Guo, Zan Wub, Wei Li, David Kukulka, Bengt Sundén, Xiao-peng Zhou, Jin-jia Wei, Terrence Simon. *Condensation and evaporation heat transfer characteristics in horizontal smooth, herringbone and enhanced surface EHT tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015.
- [7] L. Rossetto. *Dispense di Termodinamica Applicata sul deflusso bifase gas-liquido*. Università degli studi di Padova.
- [8] L. S. Tong, Y. S. Tang. *Boiling Heat Transfer and Two-phase Flow*. Series in Chemical and Mechanical Engineering, 1997.
- [9] Taitel, Y., Dukler, A.E. *A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow*. AIChE Journal, 1976.
- [10] Cavallini A., Del Col D., Doretto L., Matkovic M., Rossetto L., Zilio C., Censi G. *Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design*. Heat Transfer Eng., 2006.

- [11] L. Doretto, C. Zilio*, S. Mancin, A. Cavallini. *Condensation flow patterns inside plain and microfin tubes: A review*. International Journal of refrigeration, 2013.
- [12] J.R. Thome. *KattanThomeeFavrat flow boiling model and flow pattern map*. Fifth International Conference on Boiling Heat Transfer, Jamaica, 2003.
- [13] L.P.M. Colombo, A. Lucchini, A. Muzzio. *Flow patterns, heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation of R134A in microfin tubes*. International Journal of refrigeration, 2012.
- [14] Tandon, T.N., Varma, H.K., Gumpta, C.G. *A new flow regimes map for condensation inside horizontal tubes*. J. Heat Trans, 1982.
- [15] El Hajal, J., Thome, J.R., Cavallini, A. *Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map*. Int. J. Heat Mass Trans, 2003.
- [16] C.Y. Yang, R.L. Webb. *A predictive model for condensation in small hydraulic diameter tubes having axial micro-fins*. ASME J. Heat Transfer, 1997.
- [17] M.A. Akhavan-Behabadi, R. Kumar, S.G. Mohseni. *Condensation heat transfer of R134a inside a microfin tube with different tube inclinations*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007.
- [18] D. Han, 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, 2005.
- [19] Andrea Diani, Simone Mancin, Luisa Rossetto. *R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4 mm ID microfin tube*. International Journal of Refrigeration, 2014.
- [20] Xiangchao Huang, Guoliang Ding, Haitao Hu, Yu Zhu, Yifeng Gao, Bin Deng. *Condensation heat transfer characteristics of R410A–oil mixture in 5 mm and 4 mm outside diameter horizontal microfin tubes*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010.
- [21] Xiangchao Huang, Guoliang Ding, Haitao Hu, Yu Zhu, Yifeng Gao, Bin Deng. *Flow condensation pressure drop characteristics of R410Aeoil mixture inside small diameter horizontal microfin tubes*. International Journal of Refrigeration, 2010.
- [22] Guan-Qiu Li, Zan Wu, Wei Li,Zhi-Ke Wang, Xu Wang, Hong-Xia Li, Shi-Chune Yao. *Experimental investigation of condensation in micro-fin tubes of*

- different geometries*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2012.
- [23] V. Gnielinski. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*. International Chemical Engineering, 1976.
- [24] Man-Hoe Kim, Joeng-Seob Shin. *Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes*. International Journal of Refrigeration, 2005.
- [25] Jonathan A. Olivier, Leon Liebenberg, John R. Thome, Josua P. Meyer. *Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes*. International Journal of Refrigeration, 2007.
- [26] L. Liebenberg, J.R. Thome, J.P. Meyer. *Flow visualization and flow pattern identification with power spectral density distributions of pressure traces during refrigerant condensation in smooth and micro-fin tubes*. Journal of Heat Transfer, 2005.
- [27] James M. Calm. *The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook*. International Journal of Refrigeration, 2008.
- [28] Carrier, W.H., Waterfill, R.W. *Comparison of thermodynamic characteristics of various refrigerating fluids*. Refrigerating Engineering, 1924.
- [29] DIRETTIVA 2006/40/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO del 17 maggio 2006 relativa alle emissioni degli impianti di condizionamento d'aria dei veicoli a motore, che modifica la direttiva 70/156/CEE del Consiglio. Gazzetta ufficiale dell'Unione europea, 2006.
- [30] Claudio Zilio, J. Steven Brownb, Giovanni Schiochet, Alberto Cavallini. *The refrigerant R1234yf in air conditioning systems*. Energy, 2011.
- [31] Roberto Meggio. *Sviluppo di una sezione sperimentale per lo studio della condensazione in un microtubo alettato*. Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Anno Accademico 2014/2015.
- [32] Cavallini A., Del Col D., Rossetto L. *Flow Boiling Inside Microfin Tubes: Prediction of the Heat Transfer Coefficient*. Proceedings of ECI International Conference on Boiling Heat Transfer, Spoleto, Italy, 2006.
- [33] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1*. National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2013.

- [34] G. Fanti. *Appunti di misure meccaniche e termiche*. Edizioni Libreria Progetto Padova, 2013.
- [35] V. Gnielinski. *On heat transfer in tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013.
- [36] T.S. Ravigururajan, A.E. Bergles. *General correlations for pressure drop and heat transfer for single-phase turbulent flow in internally ribbed tubes*. Augmentation of Heat Transfer in Energy Systems, 1985.
- [37] V. Gnielinski. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*. International Chemical Engineering, 1976.
- [38] Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rossetto L. *Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes*. Int. J. Refrigeration, 2000.
- [39] Zhan Wu, Yang Wu, Bengt Sundén, Wei Li. *Convective vaporization in micro-fin tubes of different geometries*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013.