



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Sviluppo di una sezione sperimentale per lo studio della condensazione in un
microtubo alettato

Relatore: Prof.ssa Luisa Rossetto

Laureando: Roberto Meggio 1061409

Anno Accademico 2014/2015

Sommario

Lo studio presentato in questa tesi consiste nella realizzazione di una particolare sezione sperimentale per la condensazione dell'R1234ze(E). Questo refrigerante contribuisce in maniera minima all'effetto serra, a differenza del più utilizzato R134a, altamente inquinante. E' scopo del lavoro svolto analizzare le caratteristiche termiche in condensazione di questo fluido innovativo ed ecologico, proposto come alternativa futura, dal basso impatto ambientale, ai vari idrofluorocarburi presenti in commercio.

Al fine di studiare il suo comportamento in condensazione è stata ideata una particolare sezione sperimentale, composta principalmente da un tubo microfin ($D_e = 4$ mm, $D_i = 3.4$ mm), posto orizzontalmente e al cui interno fluisce il refrigerante. Attorno ad esso è avvolto secondo una precisa configurazione un tubo liscio in rame, il cui diametro è stato scelto a seguito di opportune analisi numeriche, come spiegato nel Capitolo 2 di questa tesi.

Per prima cosa si è realizzato un modello tridimensionale della sezione con il software SolidWorks®. Sono state quindi svolte delle simulazioni di carattere fluido-dinamico

con ANSYS Fluent®), con il fine primo di dimensionare correttamente i vari componenti della struttura e, successivamente, di verificarne il corretto funzionamento. Dai risultati ottenuti si è deciso di utilizzare un tubo liscio in rame con $D_e = 3.2$ mm e $D_i = 1.9$ mm. Una volta dimensionata la sezione sono state compiute ulteriori simulazioni per studiare l'andamento della temperatura di parete lungo il tubo. Quest'ultima analisi ha mostrato come questa sezione fornisca una temperatura di parete differente da quella effettivamente presente, a causa della configurazione del tubo liscio avvolto intorno al tubo microfin. Vengono proposte delle modifiche alla sezione ideata, con il fine di ottimizzare la misurazione della temperatura di parete, necessaria per il computo del coefficiente di scambio termico.

Successivamente è stata realizzata manualmente la sezione all'interno dei laboratori del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova. Prima della costruzione finale della struttura sono state svolte diverse prove sperimentali, con il fine di ottimizzare e velocizzare il procedimento costruttivo. Una volta completata, essa è stata inserita all'interno dell'apparato sperimentale a disposizione, descritto nel Capitolo 3.1.

Indice

Sommario	I
Elenco delle figure	V
Elenco delle tabelle	VIII
1 Stato dell'arte	1
1.1 Refrigeranti e regolamentazioni europee	1
1.2 Condensazione in tubo orizzontale [18]	6
1.2.1 Studi sui regimi di deflusso bifase in condensazione	15
1.2.2 Studi sul calcolo del coefficiente di scambio termico e delle cadute di pressione in condensazione	18
2 Sezione di prova: modellazione 3D e simulazione numerica	25
2.1 Modellazione 3-D con Solid Works®	26
2.2 Analisi fluidodinamica con ANSYS Fluent®	29
2.2.1 Equazioni che regolano la termo-fluidodinamica [55]	32
2.2.2 Condizioni al contorno	37
2.2.3 Risultati delle analisi numeriche	40
2.2.4 Calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione .	63

3 Sezione sperimentale	69
3.1 Apparato sperimentale [59]	69
3.2 Realizzazione della sezione di prova	72
3.2.1 Prove di piegatura tubi	72
3.2.2 Prove di colata	75
3.2.3 Realizzazione della sezione di prova sperimentale	85
Conclusioni	93
Nomenclatura	95
Bibliografia	99

Elenco delle figure

1.1	Classificazione dei regimi di deflusso bifase, Coleman e Garimella [19].	7
1.2	Mappa dei regimi di deflusso di Taitel e Dukler: moto entro tubo orizzontale [18].	11
1.3	Condensazione all' interno di tubo orizzontale: regimi di deflusso nella mappa di Taitel e Dukler [18].	12
1.4	Caratteristiche geometriche di un tubo microfin [39].	13
2.1	Modello 3-D del tubo micro-fin realizzato con SolidWorks®.	26
2.2	Modello 3-D della sezione di prova realizzato con SolidWorks®.	27
2.3	Geometria della sezione di prova con n=4 spire importata in ANSYS Fluent®.	29
2.4	Geometria della sezione di prova con n=5 spire importata in ANSYS Fluent®.	30
2.5	Colata di stagno in un unico contenitore.	31
2.6	Colata in stagno in diversi contenitori, uno per avvolgimento.	31
2.7	Distribuzione planare di temperatura per $v = 2 \text{ m s}^{-1}$	46
2.8	Distribuzione planare di temperatura per $v = 1.5 \text{ m s}^{-1}$	47
2.9	Distribuzione planare di temperatura per $v = 1 \text{ m s}^{-1}$	48

2.10	Distribuzione planare di temperatura per $x = 0.1$	54
2.11	Distribuzione planare di temperatura per $x = 0.3$	54
2.12	Distribuzione planare di temperatura per $x = 0.5$	55
2.13	Distribuzione planare di temperatura per $x = 0.8$	55
2.14	Andamento della temperatura di parete in funzione della lunghezza del tubo.	57
2.15	Distribuzione della temperatura di parete lungo il tubo microfin. . . .	58
2.16	Andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin, per $T_{w,in} = 293$ K.	59
2.17	Modello 3-D della geometria con gli avvolgimenti ravvicinati, con colata in contenitore unico.	60
2.18	Andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin, per una sezione con spire strette.	61
2.19	Andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin, per una sezione con un unico avvolgimento.	62
3.1	Schema dell'apparato sperimentale [59].	69
3.2	Sezione di prova realizzata in laboratorio con 5 spire.	73
3.3	Ingrandimento di un avvolgimento della sezione di prova.	74
3.4	Profilato a U opportunamente tagliato.	75
3.5	Vista frontale del bagno di colata.	77
3.6	Vista superiore del bagno di colata.	78
3.7	Vista laterale del bagno di colata.	79
3.8	Sezione del bagno di colata.	80
3.9	Contenitore forato alle estremità.	81

3.10	Sezione del bagno di colata, con al suo interno l'avvolgimento a spire non distanziate e il tubo microfin.	82
3.11	Sezione del bagno di colata, con l'avvolgimento a spire opportunamente distanziate e il microfin all'interno.	83
3.12	Confronto tra due sezioni: a destra un avvolgimento con spire a contatto, a sinistra un avvolgimento con spire correttamente distanziate.	84
3.13	Vista della sezione di prova sperimentale, prima della colata dello stagno fuso.	85
3.14	Vista laterale della sezione di prova sperimentale, prima della colata dello stagno fuso.	86
3.15	Ingrandimento su due dei tre contenitori della sezione sperimentale.	87
3.16	Vista principale della sezione con le prese di pressione saldate alle estremità.	88
3.17	Ingrandimento della presa di pressione.	89
3.18	Risultati della prova di tenuta.	90
3.19	Risultato dell'operazione di colata.	92

Elenco delle tabelle

2.1	Dimensioni standard per tubi capillari in rame.	28
2.2	Principali proprietà termo-fisiche dell'R1234ze(E) per $T_{sat} = 30^{\circ}C$ [58].	39
2.3	Condizioni operative per le simulazioni numeriche.	40
2.4	Risultati numerici con $v = 2 \text{ m s}^{-1}$ e quattro spire.	41
2.5	Risultati numerici con $v = 1.5 \text{ m s}^{-1}$ e quattro spire.	41
2.6	Risultati numerici con $v = 1 \text{ m s}^{-1}$ e quattro spire.	41
2.7	Risultati numerici con $v = 2 \text{ m s}^{-1}$ e cinque spire.	45
2.8	Risultati numerici con $v = 1.5 \text{ m s}^{-1}$ e cinque spire.	45
2.9	Risultati numerici con $v = 1 \text{ m s}^{-1}$ e cinque spire.	45
2.10	Risultati numerici per due diversi valori di λ	50
2.11	Risultati numerici per due diverse tipologie di bagno di colata.	51
2.12	Risultati numerici per diversi valori di titolo x.	53
2.13	Calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione.	64
2.14	Calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione nel caso di sezione con avvolgimenti ravvicinati.	66
2.15	Calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione nel caso di sezione con un unico avvolgimento.	68

3.1 Accuratezza e incertezza di misurazione di ogni misuratore del circuito. 71

Capitolo 1

Stato dell'arte

Per rendere più chiaro il lavoro svolto, questo capitolo introduttivo è stato suddiviso in tre sezioni riguardanti, rispettivamente, i gas serra e le regolamentazioni europee adottate sul loro utilizzo, il fenomeno della condensazione in tubi orizzontali e, infine, la letteratura presente a riguardo.

1.1 Refrigeranti e regolamentazioni europee

I fluidi maggiormente utilizzati per la refrigerazione appartengono alla famiglia dei refrigeranti alogenati, ovvero composti chimici derivanti dal metano e dall'etano per sostituzione degli atomi di idrogeno con atomi alogeni (cloro, fluoro e bromo). A seconda della presenza o meno di cloro nel composto, essi vengono classificati in:

- CFC (*cloro-fluoro-carburi*): idrocarburi che non presentano alcun atomo di idrogeno e non sono più utilizzati a causa della loro dannosità per lo strato di ozono stratosferico. Effetto dovuto esclusivamente alla presenza del cloro;

- HCFC (*idro-cloro-fluoro-carburi*): a differenza dei CFC presentano l'idrogeno e, quindi, una minor quantità di cloro; sono meno pericolosi per lo strato di ozono, ma, tuttavia, tali composti non sono più impiegati;
- HFC (*idro-fluoro-carburi*): totalmente privi di atomi di cloro e quindi non rappresentano un problema per lo strato di ozono. Tuttavia essi contribuiscono all'effetto serra.

Per quantificare gli effetti nocivi di questi gas relativamente al buco dell'ozono e l'effetto serra si fa uso di due coefficienti: il primo è chiamato ODP ("Ozone Depletion Potential") e indica, per ogni composto chimico, il valore relativo di degrado della fascia di ozono che esso può causare. Gli HFC hanno ODP pressochè nullo, in quanto non riescono a raggiungere lo strato di ozono nella stratosfera decomponendosi prima, nella troposfera. Tuttavia, essi contribuiscono in maniera tangente all'effetto serra. Il coefficiente che tiene conto di ciò è detto GWP ("Global Warming Potential") ed esprime il contributo all'effetto serra di un fluido, relativamente all'effetto della CO_2 , il cui potenziale di riferimento è pari a 1. Ogni valore di GWP è calcolato per uno specifico intervallo di tempo, in genere di 20, 100 o 500 anni.

Nel 1997, gli stati che aderirono al cosiddetto Protocollo di Kyoto approvarono di ridurre le emissioni dei gas serra ("Greenhouse Gases" o *GHGs*) [2]. Gli HFC, benchè abbiano un ODP nullo, sono considerati nocivi proprio a causa del loro elevato GWP e le ultime regolamentazioni ambientali mirano a eliminarli dal mercato. Per prima è stata approvata la Direttiva Europea 2006/40/EC [3], vietando i refrigeranti con $GWP > 150$, utilizzati nella climatizzazione delle automobili (MAC = "Mobile Air Conditioning"), per i nuovi mezzi dal 2011 e per i restanti dal 2017. Successivamente la regolamentazione originale è stata sostituita dalla EU Regulation No 517/2014 [4], con l'obiettivo di limitare il numero dei gas serra venduti sul mercato a partire

dal 2015 e di ridurli, fino a un quinto delle vendite del 2014, nel 2030. Questi ultimi provvedimenti entreranno in vigore dal 2015 con limite massimo il 2022, andando a coprire tutti i tipi di climatizzazione e refrigerazione esistenti. I fluidi HFC più utilizzati e, di conseguenza, maggiormente colpiti dalle regolamentazioni sono l'R134a, l'R404A e l'R410A (rispettivamente con un GWP di 1430, 3922 e 2088) [5]. Thompson [6] ha mostrato come, di pari passo ai provvedimenti dell'UE, alcune nazioni stiano volontariamente collaborando per ridurre l'utilizzo di questi GHGs. Infatti, i governi di Bangladesh, Canada, Ghana, Messico, Svezia e Stati Uniti si sono uniti nella coalizione *CCAC* ("Climate and Clean Air Coalition to Reduce Short Lived Climate Pollutants"), per sensibilizzare la ricerca di fluidi refrigeranti innovativi a basso impatto ambientale, riducendo la produzione di anidride carbonica e l'effetto serra. Inoltre altri stati hanno approvato delle tasse sull'acquisto di HFC, con prezzi variabili in base al livello di GWP del refrigerante considerato, cercando di muovere il mercato nazionale verso nuove tecnologie eco-compatibili [7].

Diverse soluzioni sono state proposte per sostituire gli HFC. Palm et al. [8] hanno svolto uno studio riguardante l'utilizzo di idrocarburi (isobutano R600a, propano R290 e propene R1270) come refrigeranti in pompe di calore di piccola taglia e in sistemi di refrigerazione con una potenza inferiore a 20 kW. I risultati mostrano una buona efficienza di questi sistemi, con coefficienti di effetto utile o *COP* uguali o maggiori di quelli raggiunti con impianti che utilizzano R134a o R22. Tuttavia l'elevata infiammabilità degli idrocarburi costringe a utilizzare sistemi il più possibile ermetici e con la minima quantità di fluido circolante.

Pearson et al. [9] hanno studiato l'utilizzo dell'ammoniaca (R717) come refrigerante naturale. L'ammoniaca presenta un elevato calore latente, secondo solo all'acqua tra i vari fluidi riconosciuti, e, inoltre, produce più effetto frigorifero per unità di

massa di ogni altro refrigerante utilizzato nei tradizionali sistemi a compressione di vapore. Tuttavia, la quantità massima di ammoniaca utilizzabile in un ambiente abitato è definita da un limite pratico, definito dalla norma EN-378:2007 [10]. Se la carica di refrigerante supera tale limite, come accade nella maggior parte dei casi, bisogna rispettare numerose limitazioni costruttive, come una ventilazione obbligatoria e un'opportuna posizione del compressore. Ciò nonostante, l'ammoniaca è ampiamente utilizzata in ambito industriale per la refrigerazione del cibo.

Ma et al. [11] hanno studiato l'anidride carbonica (R744) come refrigerante naturale in pompe di calore e sistemi di refrigerazione. Essa possiede caratteristiche ottimali per un refrigerante: è abbondante in ambiente e molto spesso è uno scarto dei processi tecnologici, per cui il suo costo è molto basso; è inoffensiva per la biosfera, in quanto gas naturale e non implica problemi di sicurezza, non essendo infiammabile né tossica (a differenza degli idrocarburi e dell'ammoniaca). Tuttavia, rispetto ai comuni gas refrigeranti presenti in commercio (R22, R134a, R410A e ammoniaca), presenta la più bassa temperatura critica ($T_{crit} = 304.25$ K) e la più alta pressione critica ($p_{crit} = 73.84 \cdot 10^{-5}$ bar). A causa del basso valore di T_{crit} , pari alla temperatura media osservata in un clima temperato, non si avrà condensazione dell'anidride carbonica, ma, piuttosto, una fase in cui il gas denso perde progressivamente calore a pressione costante. Questa trasformazione avverrà in un "gas cooler", che sostituirà il condensatore, in un ciclo detto "transcritico". Caratteristica peculiare di questo ciclo è di avere un valore della pressione al gas cooler che massimizza il COP. Gli autori credono che, a causa delle sempre più forti restrizioni imposte sull'utilizzo degli HFC, i sistemi transcritici a pompa di calore con CO_2 diventeranno sempre più comuni.

Un'ulteriore alternativa, su cui si basa questo studio, è rappresentata dai cosiddetti

"LOW-GWP refrigerants", ovvero refrigeranti sintetici caratterizzati da un basso valore di GWP.

McLinden et al. [12] hanno compiuto una ricerca tra tutti i refrigeranti aventi un basso GWP. Partendo da un database di 1200 refrigeranti, hanno identificato 62 possibili fluidi, applicando criteri di infiammabilità, stabilità, tossicità e temperatura critica (per un range tra 300 K e 400 K), caratteristiche molto importanti per la scelta di un refrigerante. Di questa selezione fanno parte gli *HFO* (*idro-fluoro-olefine*), ovvero composti chimici di idrogeno, fluoro e carbonio, i quali si distinguono dagli HFC per essere derivati dagli alcheni (famiglia delle *olefine*) invece che dagli alcani. Ad essi appartengono l'R1234yf e l'R1234ze(E), caratterizzati entrambi da GWP inferiore all'unità [13]. Motivo per cui essi sono candidati a sostituire i più usati HFC (R134a, R404A, R410A, etc.).

Questo lavoro di tesi si concentra sull'R1234ze(E), proposto come alternativa a basso impatto ambientale dell'R32 (o R410A) e dell'R134a. Come detto precedentemente, possiede $GWP < 1$, bassa tossicità [14] e, inoltre, è stato classificato livello A2L dall'ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*), ovvero possiede bassa infiammabilità, inferiore all'R1234yf [15].

Le sue proprietà termodinamiche sono state recentemente studiate: Meng et al. [16] ne hanno calcolato la viscosità in un range di temperature tra 243 K e 373 K e per pressioni di saturazione fino a 30 MPa.

Qiu et al. [17] ne hanno invece calcolato la densità per un range di temperature comprese tra 283 K e 363 K, con pressioni fino a 100 MPa.

1.2 Condensazione in tubo orizzontale [18]

Si parla di condensazione quando un fluido passa dalla fase vapore a quella liquida. Perché ciò accada è necessario che esso entri in contatto con una superficie a temperatura inferiore della sua temperatura di saturazione. Il condensato formatosi a contatto con la superficie si sotto-raffredda, causando la condensazione di altro vapore a contatto con esso. Questo meccanismo è dunque regolato dal trasporto di massa: il vapore si muove verso la superficie fredda o verso l'interfaccia liquido-vapore. Nel momento in cui condensa cede il calore latente che viene trasportato per convezione e conduzione attraverso il liquido, verso la superficie fredda.

Nel presente lavoro ci si concentra sul cambiamento di fase (condensazione) di una miscela gas-liquido. Il suo deflusso è il più complesso tra i possibili moti bifase in quanto l'interfaccia tra le componenti è deformabile e una fase, quella gassosa, è comprimibile. Più la condensazione procede, vari regimi di deflusso sono osservati, determinati dal prevalere o meno di forze di attrito o di gravità sulle due fasi a contatto. Per esempio ci sono regimi di deflusso dominati dalla gravità (moto stratificato, a onde) e quelli dominati dalla forza di attrito (moto anulare). Comprendere, dunque, l'insorgere e la transizione tra diversi regimi di deflusso è necessario per calcolare accuratamente il coefficiente di scambio termico o HTC e il relativo salto di pressione Δp compiuto.

Coleman e Garimella [19] hanno studiato i regimi di deflusso bifase dell'R134a, condensante in tubi orizzontali rettangolari, quadrati e circolari dal piccolo diametro ($D = 4.91$ mm). Le caratteristiche di deflusso sono state studiate per ogni tipologia di tubo considerato, per un ampio "range" di titoli di vapore x e per cinque diverse portate di massa specifiche G , comprese tra 150 a 750 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. I moti fluidi osservati sono stati quindi classificati in quattro categorie: deflusso intermittente, a

onde, anulare e disperso. La sezione di prova utilizzata consiste in uno scambiatore di calore tubo in tubo controcorrente, con il vapore refrigerante che scorre in un tubo di vetro trasparente. Esso scambia calore con l'aria, che scorre nell'intercapedine tra questo tubo interno e un ulteriore tubo trasparente concentrico ad esso, permettendo l'osservazione del regime di deflusso.

Successivamente, Nema e Garimella [20] hanno ripreso il lavoro svolto da Coleman e Garimella [19], facendo il punto della situazione sui risultati ottenuti dai due autori precedenti.

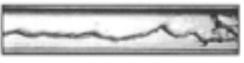
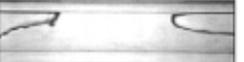
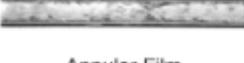
		FLOW REGIMES			
		Annular	Wavy	Intermittent	Dispersed
Flow Patterns					
	Mist Flow	Discrete Wave (0)	Slug Flow	Bubbly Flow	
					
	Annular Ring	Discrete Wave (1)	Slug Flow	Bubbly Flow	
					
Wave Ring	Discrete Wave (2)	Plug Flow	Bubbly Flow		
					
Wave Packet	Disperse Wave (3)	Plug Flow			
	Note: Numbers above denote intensity of secondary waves				
Annular Film					

Figura 1.1: Classificazione dei regimi di deflusso bifase, Coleman e Garimella [19].

Come illustrato in Figura 1.1, i principali moti di deflusso bifase considerati sono: anulare, a onde, intermittente e disperso. Ognuno di questi è suddiviso in ulteriori configurazioni di moto fluido.

I regimi che si osservano nei tubi orizzontali sono più complessi di quelli dei tubi

verticali, a causa della mancanza di simmetria della forza di gravità, che agisce in direzione normale al flusso e non più parallelamente ad esso. Il regime anulare è caratterizzato da uno strato di film liquido che scorre sulla parete del tubo e un nucleo di vapore all'interno. Esso si suddivide in:

- "a nebbia": si ha un nucleo di vapore al centro del tubo e un film liquido molto sottile sulle pareti;
- "annular ring": si ha la comparsa periodica di anelli di liquido all'interno di più estesi intervalli di deflusso a nebbia;
- "wave ring": molto simile all' "annular ring", con la differenza che l'anello liquido risulta più spesso alla base rispetto che all'apice;
- "wave packet": consiste in una serie di "pacchetti d'onda" che incorrono periodicamente nel flusso, con increspature concentrate nella parte inferiore del tubo;
- "annular film": si forma uno strato spesso e più o meno uniforme di liquido nella parte più interna del tubo.

Il deflusso denominato "a onde" è caratterizzato da due strati separati di liquido e vapore, con il primo che scorre, a causa della gravità, nella parte inferiore del tubo e il vapore nella restante parte.

Mano a mano che diminuisce il diametro del tubo, il manifestarsi di questo tipo di regime di deflusso diventa meno frequente, fino a scomparire nel momento in cui le forze di tensione superficiale sovrappongono la forza di gravità. Questo regime di moto fluido si suddivide in:

- "discrete wave": in tale condizione è ben distinguibile l'interfaccia liquido-vapore, con l'onda principale caratterizzata da lunghezza e ampiezza rilevanti;
- "disperse wave": in questo caso l'interfaccia è indistinguibile a causa della presenza di una serie di onde minori caratterizzate da lunghezza e ampiezza trascurabili a confronto di quelle dell'onda dominante. Coleman e Garimella [19] hanno numerato i tipi di onde da 1 a 2 per le onde discrete e 3 per onde disperse, numerazione che denota l'intensità crescente delle onde secondarie.

Il regime di deflusso "intermittente" è caratterizzato dal liquido che scorre formando delle sacche separate da bolle di vapore. Questa tipologia di moto fluido è suddivisa in:

- "a bolle allungate": il flusso è calmo, si formano delle bolle allungate di vapore. Si concentrano nella parte superiore del tubo, senza essere seguite da bolle più piccole e eventuali increspature;
- "a sacche": si manifesta per portate più elevate, si formano delle sacche di vapore seguite da bolle e increspature.

Per diametri piccoli del tubo, le sacche o le bolle allungate si collocano nella parte centrale del condotto mentre, incrementando il diametro, si spostano verso la parte superiore, mostrando come l'effetto della galleggiabilità sia più evidente per tubi di grandi dimensioni.

Il regime di deflusso "disperso" prevede la presenza di piccole bolle di vapore nel liquido. Questo moto fluido è osservato generalmente per piccoli titoli di vapore e elevate portate di massa specifiche. Tuttavia, tali portate e titoli non sono comuni

nel campo della refrigerazione e del condizionamento dell'aria. Questo regime di deflusso si suddivide in due categorie:

- "bubble flow": in cui le bolle si trovano nella parte superiore del tubo a causa del loro galleggiamento;
- "dispersed flow": tale configurazione si trova per velocità maggiori, quando le bolle attraversano l'intera sezione trasversale del tubo.

La mappa dei regimi di deflusso più conosciuta è quella di Taitel e Dukler [21], relativa a moto bifase in tubo orizzontale o leggermente inclinato di un angolo Ω rispetto l'orizzontale.

Essa, attraverso parametri adimensionali mostra delle curve di transizione tra i vari regimi di deflusso. Questi parametri sono:

$$F = \frac{J_G \cdot \rho_G}{\sqrt{g \cdot D_i \cdot \cos(\Omega) \cdot \rho_G (\rho_L - \rho_G)}} = \frac{G \cdot x}{\sqrt{g \cdot D_i \cdot \cos(\Omega) \cdot \rho_G (\rho_L - \rho_G)}} \quad (1.1)$$

$$K = \left\{ \frac{J_G^2 \cdot \rho_G}{g \cdot D_i \cdot \cos(\Omega) \cdot (\rho_L - \rho_G)} \frac{D_i \cdot J_L}{\nu_L} \right\}^{0.5} \quad (1.2)$$

$$T = \left\{ \frac{\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{f,L}}{g \cdot \cos(\Omega) \cdot (\rho_L - \rho_G)} \right\}^{0.5} \quad (1.3)$$

$$X = \left\{ \frac{\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{f,L}}{\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{f,G}} \right\}^{0.5} \quad (1.4)$$

Con i gradienti di pressione per attrito della fase liquida e gassosa che scorrono da sole nel condotto definiti da:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{f,L} = \frac{2f_L G^2 (1-x)^2}{D_h \rho_L}; \quad \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{f,G} = \frac{2f_L G^2 x^2}{D_h \rho_G} \quad (1.5)$$

La mappa in questione è mostrata in Figura 1.2:

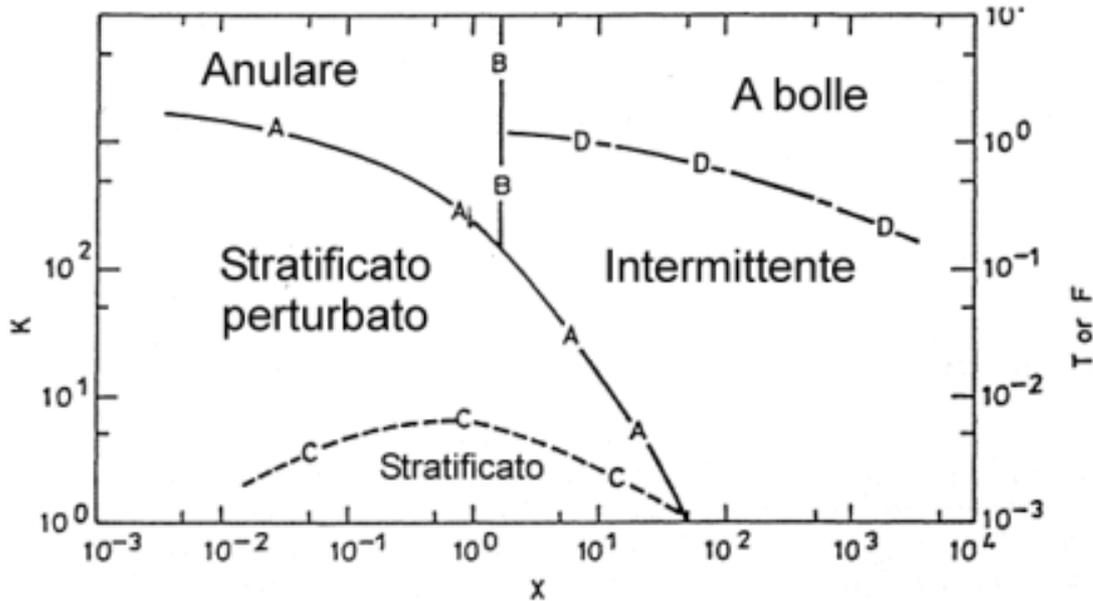


Figura 1.2: Mapa dei regimi di deflusso di Taitel e Dukler: moto entro tubo orizzontale [18].

Le curve di transizione tra i vari regimi di deflusso sono:

1. Curva A: transizione tra regime stratificato con onde e regime intermittente o anulare.
2. Curva B: definito un valore costante del parametro di Martinelli ($X=1.6$) per la transizione tra deflusso anulare e intermittente, caratteristici per tubi di piccoli diametri, in cui le forze di tensione superficiale hanno la meglio su quella di gravità.
3. Curva C: transizione tra moto stratificato senza perturbazioni e stratificato perturbato.
4. Curva D: transizione tra deflusso a bolle e deflusso intermittente.

Sebbene la mappa di Taitel e Dukler sia riferita a moto bifase adiabatico, essa viene ugualmente applicata in processi con scambio termico, come la condensazione. Durante tale cambiamento di fase varia il titolo del vapore, causando l'insorgere di un preciso regime di deflusso rispetto a un altro.

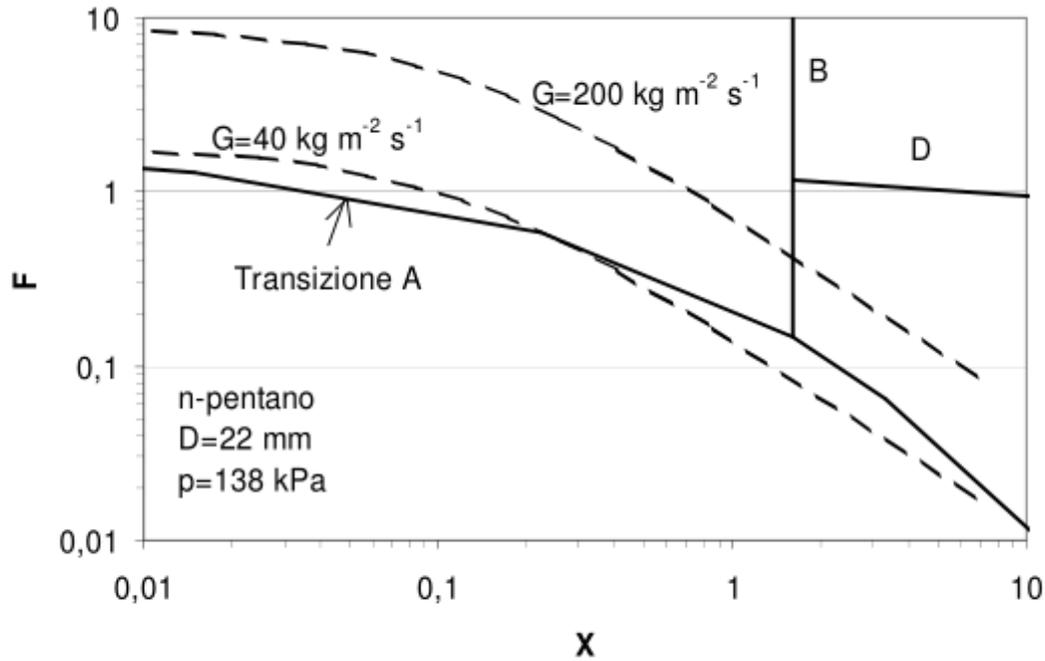


Figura 1.3: Condensazione all'interno di tubo orizzontale: regimi di deflusso nella mappa di Taitel e Dukler [18].

In Figura 1.3 è mostrata la variazione di regime di deflusso durante la condensazione all'interno di un tubo orizzontale, per basse ed elevate portate specifiche di fluido. Inizialmente, all'ingresso del tubo, il moto è anulare con la formazione di un sottile film liquido sulla parete del tubo. Procedendo lungo il condotto, a seguito della progressiva condensazione del vapore, il suo titolo cala insieme anche alla velocità di deflusso, cosicché le forze di gravità diventano superiori a quelle di attrito superficiale, con il conseguente insorgere di regime di deflusso intermittente o stratificato.

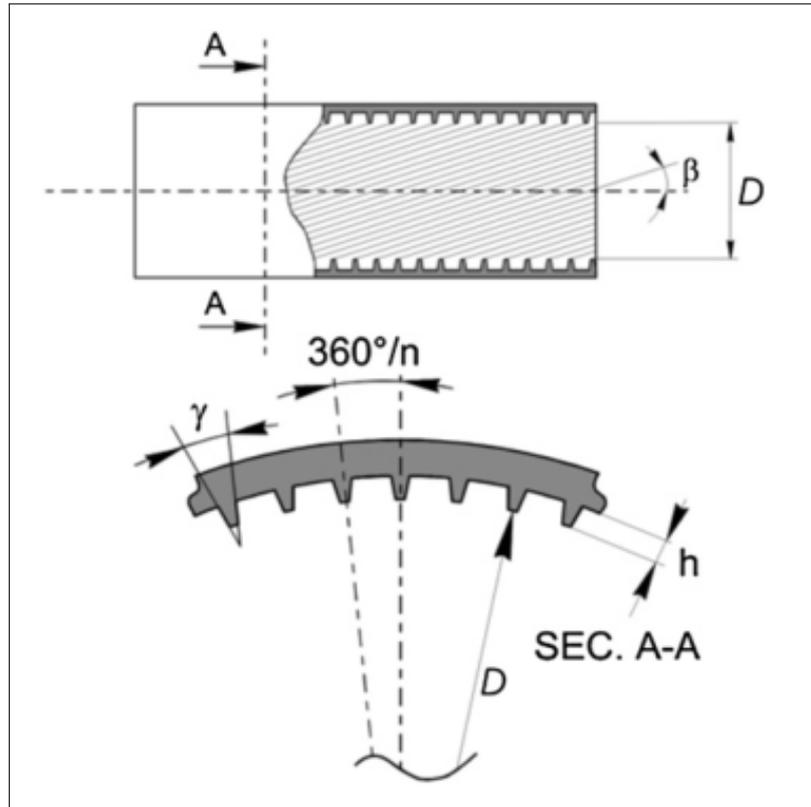


Figura 1.4: Caratteristiche geometriche di un tubo microfina [39].

Oggetto di questo lavoro è la condensazione in un tubo orizzontale microfina, la cui geometria è schematizzata in Figura 1.4. Fujie et al. [22] brevettarono tale tipologia di tubo, alettato internamente, con il fine di incrementare lo scambio termico. Questi condotti sono tipicamente in rame, hanno un diametro esterno compreso tra $4 \text{ mm} < D_e < 15 \text{ mm}$, un numero di alette n compreso tra $50 < n < 70$, con angolo elicoidale β tra 6° e 30° , altezza h compresa tra 0.1 e 0.25 mm e forma o triangolare o trapezoidale, con angolo all'apice γ tra 25° e 90° .

Cavallini et al. [23] illustrano come i tubi microfina portino ad un incremento dello scambio termico tra l'80% e il 180% e della caduta di pressione tra il 20% e l'80%,

rispetto a un tubo liscio di uguali dimensioni e sottoposto alle stesse condizioni operative. Questi effetti sono dovuti all'aumento dell'effettiva area di scambio termico, alla turbolenza indotta nel film liquido dalle alette e alla tensione superficiale agente sul drenaggio liquido. Come nel caso più generale di tubi lisci orizzontali, i meccanismi di scambio termico sono regolati dal prevalere o meno della forza di tensione superficiale su quella di gravità. Durante la condensazione in tubi microfin, il film liquido viene trascinato nella scanalatura spiralata per azione combinata di tensione superficiale, forza centrifuga e gravitazionale, mentre il vapore spinge il condensato lungo il tubo. L'azione combinata di queste forze e del vapore promuove il regime di deflusso anulare, estendendone il campo di esistenza. Cavallini et al. [24] mostrano come il moto anulare è caratterizzato da coefficienti di scambio termico maggiori di quelli risultanti nei moti controllati dalla forza di gravità (stratificato e stratificato a onde).

Shedd et al. [25] [26] hanno studiato l'effetto delle alette nel moto bifase aria-acqua in tubi con diverso numero di scanalature. Essi hanno concluso che le alette ridistribuiscono il film liquido lungo la parete interna del tubo e che solo un loro piccolo numero ($n = 12$) sia necessario per questo scopo. Esse, inoltre, influenzano la stabilità dell'interfaccia liquido-vapore e possono generare un film liquido di spessore minore.

Cavallini et al. [27], per realizzare scambiatori di calore e ottimizzare la geometria delle superfici di scambio, hanno sviluppato un nuovo modello matematico applicabile alla condensazione in tubi orizzontali microfin per refrigeranti alogenati e naturali, fluidi puri e miscele quasi azeotropiche. Basandosi su un database di più di 3100 coefficienti di scambio termico in condensazione, calcolati sperimentalmente da diversi gruppi di ricerca, questo modello tiene conto delle proprietà fisiche del

fluido refrigerante, dei regimi di deflusso bifase in tubi microfin e delle caratteristiche geometriche del tubo in considerazione. Esso si basa su un criterio oggettivo per la definizione della transizione tra due categorie distinte di regimi di deflusso: un primo regime " ΔT - indipendente", caratterizzato da elevate forze di taglio lato vapore e conseguente moto anulare, il secondo regime " ΔT - dipendente", associato a un deflusso stratificato a onde. Questo nuovo criterio modifica quello proposto da Cavallini et al. [28] per tubi lisci, introducendo nella mappa dei regimi di deflusso una nuova curva di transizione, ottenuta precisamente per tubi con superfici di scambio maggiori.

1.2.1 Studi sui regimi di deflusso bifase in condensazione

Nozu et al. [29] hanno calcolato lo scambio termico locale e le cadute di pressione durante la condensazione dell'R11 in tubi microfin orizzontali. La sezione di prova consiste in uno scambiatore orizzontale tubo-in-tubo, con il vapore condensante nel tubo di rame più interno e l'acqua di raffreddamento che scorre contro corrente nello spazio tra tubo interno e esterno. Come tubi di prova sono stati usati uno liscio e due microfin, entrambi con diametro esterno $D_e = 9.5$ mm. Per la visualizzazione dei regimi di deflusso è stato utilizzato un boroscopio industriale, il quale ha rivelato come, durante il cambiamento di fase, il condensato fluisse lungo le scanalature, e un sottile film liquido coprisse le alette nella parte finale del tubo, nella regione dal titolo basso. I gradienti di pressione nel tubo microfin sono risultati essere fino al 70 % maggiori di quelli ottenuti per un tubo liscio.

Muzzio et al. [30] hanno visualizzato adiabaticamente e diabaticamente i regimi di deflusso bifase in evaporazione e condensazione dell'R22 all'interno di un tubo microfin elicoidale, con diametro esterno $D_e = 9.5$ mm. I regimi di deflusso sono

stati visualizzati tramite spie poste all'uscita del tubo di prova. Gli Autori hanno confrontato le loro osservazioni, ottenute in condizioni adiabatiche, con la mappa di deflusso di Weisman et al. [31], derivata, a suo tempo, da analisi fatte su tubi lisci. I dati ricavati da Muzzio et al. [30], durante la condensazione in un tubo liscio di riferimento, trovano pieno accordo con la mappa dei regimi di deflusso di Weisman et al. [31], confermando, quindi, la validità del loro studio.

Liebenberg e Meyer [32] e, successivamente, Liebenberg et al. [33] e Olivier et al. [34], hanno sviluppato una tecnica sperimentale volta a identificare e classificare i regimi di deflusso bifase osservati durante la condensazione in tubi lisci e microfin, di diametri esterni, rispettivamente, di 9.52 mm e 9.65 mm. Le analisi sono state svolte utilizzando fluidi refrigeranti quali l'R22, l'R407C e l'R134a. Studiando la densità di distribuzione degli spettri di potenza del segnale di pressione di condensazione, gli Autori sono riusciti a identificare il regime di deflusso bifase prevalente, trovando come i tubi di tipo microfin causino un ritardo nella transizione tra regime anulare e intermittente. Hanno quindi modificato il criterio di transizione proposto da Thome et al. [35] per tubi lisci.

Chen et al. [36] hanno studiato i regimi di deflusso bifase dell'R134a in condensazione all'interno di due tubi microfin, entrambi di diametro esterno $D_e = 16$ mm e diametro interno di 12 e 14 mm. Gli Autori non hanno trovato differenze particolari con i regimi di deflusso in condensazione all'interno di tubi lisci, tranne per il fatto che il deflusso "a nebbia" e "a nebbia-anulare", presenti in questi ultimi, non sono stati osservati nei tubi microfin. Gli Autori hanno confrontato i risultati ottenuti con le mappe di deflusso di Soliman e Azer [37] e Mandhane et al. [38].

Doretto et al. [39] hanno svolto analisi in condensazione dei fluidi refrigeranti R410A, R134a e R236ea all'interno di un tubo microfin con $D_i = 7.69$ mm. Gli Autori hanno

osservato i regimi di deflusso grazie a una particolare sezione di prova: uno scambiatore di calore tubo-in-tubo in controcorrente con una camera pressurizzata posta subito dopo la sezione di uscita. Tale camera è composta da tre finestre circolari in vetro temperato che permettono la visualizzazione del flusso. Tramite le analisi svolte, gli Autori hanno confermato la correttezza del modello proposto da Cavallini et al. [27], basato sulla scomposizione del regime di deflusso in due regioni, una indipendente e una dipendente dalla temperatura. Questo modello era già stato esteso per tubi lisci [28] e per tubi microfin [27], in questo studio è stata confermata visivamente la sua validità su questi ultimi.

Jassim e Newell [40] e Jassim et al. [41] hanno sviluppato un approccio probabilistico per lo studio dei regimi di deflusso in condensazione dell'R134a e dell'R410a in tubi circolari con $1.74 \text{ mm} < D_i < 8.0 \text{ mm}$. Per queste analisi è stata utilizzata una web camera per visualizzare i regimi di deflusso, sfruttando uno sfondo illuminato a strisce per ingrandire le immagini e distinguere sottili film liquidi. Con questa tecnica gli Autori hanno osservato in tempo reale i regimi di deflusso, classificandoli in: intermittenti, stratificati o anulari.

Kim e Mudawar [42] hanno proposto un criterio per definire la transizione dei regimi di deflusso in micro e mini tubi, in funzione del numero di Weber e del parametro di Martinelli. Questo criterio è stato usato dagli stessi Autori [43] nel successivo sviluppo di un modello matematico per il calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione per micro e mini tubi.

1.2.2 Studi sul calcolo del coefficiente di scambio termico e delle cadute di pressione in condensazione

Del Col et al. [44] hanno calcolato sperimentalmente lo scambio termico e la caduta di pressione in condensazione all'interno di un mini canale liscio circolare con $D_i = 0.96$ mm. Come fluido refrigerante è stato usato l'R1234ze(E) e l'acqua come fluido freddo. La sezione sperimentale consiste in due sezioni di prova, una per il calcolo della caduta di pressione e l'altra per studiare il cambiamento di fase, calcolandone il relativo coefficiente di scambio termico. Entrambe le sezioni consistono in uno scambiatore di calore contro-corrente, ricavato da un'asta di rame con $D_e = 8.0$ mm, in cui è stato alesato un foro con $D = 0.96$ mm. Gli Autori hanno confrontato i risultati ottenuti con l'R1234ze(E) con quelli ottenuti con altri fluidi refrigeranti più utilizzati (R32, R134a e R1234yf). Hanno concluso che, alla stessa portata di massa specifica e temperatura di saturazione, il coefficiente di scambio termico in condensazione dell'R1234ze(E) risulta inferiore a quello dell'R22, paragonabile a quello dell'R134a e maggiore di quello dell'isomero R1234yf. Riguardo il gradiente di pressione, invece, l'R1234ze(E) consegue la più alta caduta di pressione, rispetto all'R1234yf e l'R22.

Hossain et al. [45] hanno studiato lo scambio termico in condensazione e il relativo gradiente di pressione dell'R1234ze(E) in un tubo liscio orizzontale con $D_i = 4.35$ mm e $L = 3.6$ m. La sezione di prova è formata da uno scambiatore di calore tubo-in-tubo posto orizzontalmente, con un tubo interno ($D_i = 4.35$ mm e $D_e = 6.35$ mm) in rame e un tubo esterno in poli-carbonato ($D_i = 9$ mm e $D_e = 13$ mm). Il refrigerante scorre nel tubo più interno e l'acqua in contro-corrente nello spazio anulare compreso tra i due tubi. Gli Autori hanno stimato che, per $G = 300$ kg m⁻² s⁻¹, il coefficiente di scambio termico dell'R1234ze(E) sia il 30% minore di quello dell'R32 e

il 28% maggiore di quello dell'R410A. Per quanto riguarda il gradiente di pressione, quello dell'R1234ze(E) risulta tra il 26% e il 50% maggiore di quello dell'R32 e del 38-70% maggiore di quello dell'R410A.

Park et al. [46] hanno osservato lo scambio termico in condensazione dell'R1234ze(E) attraverso un tubo "multi-port" verticale in alluminio, confrontando i risultati con i più comuni refrigeranti R134a e R236fa. Il tubo "multi-port" consiste in canali verticali con un diametro idraulico $D_h = 1.45$ mm. Il refrigerante scorre all'interno di questi canali mentre l'acqua nell'intercapedine di 2 mm intorno al tubo. Gli Autori hanno concluso che, per $G = 150$ kg m⁻² s⁻¹ e $T_{sat} = 313$ K, l'R134a presenta i valori maggiori (tra il 15% e il 25%) del coefficiente di scambio termico rispetto agli altri fluidi refrigeranti. Il coefficiente di scambio termico dell'R236fa risulta leggermente maggiore (5%) di quello dell'R1234ze(E).

Matkovic et al. [47] hanno determinato sperimentalmente i coefficienti locali di scambio termico durante la condensazione dell'R134a e dell'R32 all'interno di un mini-canale singolo di diametro $D = 0.96$ mm. La sezione di prova è divisa in due parti: una pre-sezione lunga $L = 0.05$ m, che funziona da de-surriscaldatore, e la sezione effettiva di misurazione, lunga $L = 0.23$ m. Entrambe sono degli scambiatori contro-corrente, con il refrigerante che scorre nel canale interno e con l'acqua che scorre in quello esterno. Il canale per l'acqua è stato ottenuto lavorando la parete spessa di un tubo di rame, con diametro interno $D_i = 0.96$ mm e diametro esterno, prima della lavorazione, pari a $D_e = 8$ mm. Questa geometria particolare aumenta la superficie esterna di scambio termico, ne riduce la resistenza e permette, quindi, un elevato mescolamento del fluido raffreddante, variando continuamente la direzione di deflusso. Risultano elevati coefficienti di scambio termico, misurati con buona

accuratezza (sono state installate più di 30 termocoppie nella sezione di prova), anche per portate di massa specifiche ridotte.

Son et al. [48] hanno studiato le caratteristiche di scambio termico in condensazione dell'anidride carbonica in tubi orizzontali lisci e microfin. La sezione di prova è lunga 2.4 m e consta di due tubi, un tubo di rame liscio ($D_i = 4.6$ mm) e un microfin ($D_i = 4.95$ mm). Gli esperimenti sono stati condotti con portate di massa specifiche comprese tra 400 e 800 kg m⁻² s⁻¹ e temperature di saturazione tra 293 K e 303 K. La sezione di prova consiste in uno scambiatore orizzontale tubo-in-tubo realizzato con un tubo liscio e un tubo microfin. Il refrigerante scorre all'interno del tubo, mentre l'acqua scorre controcorrente nello spazio circostante lo stesso. Gli Autori hanno osservato la presenza predominante di moto anulare durante la condensazione, con il coefficiente di scambio termico che aumentava al diminuire della temperatura di saturazione e all'aumentare della portata di massa.

Agarwal e Hrnjak [49] hanno studiato la condensazione nella zona di desurriscaldamento del vapore, quando la temperatura di parete scende al di sotto della temperatura di saturazione. Gli esperimenti sono stati svolti con l'R134a, l'R1234ze(E) e l'R32 per portate di massa comprese tra 100 e 300 kg m⁻² s⁻¹, temperature di saturazione tra 303 K e 323 K. La sezione di prova consiste in un tubo liscio orizzontale con $D_i = 6.1$ mm, $D_e = 9.53$ mm e una lunghezza $L = 150$ mm. Esso ha una copertura in ottone che assicura un raffreddamento uniforme. Attorno vi è avvolto e saldato un tubo di rame in cui scorre l'acqua fredda. Gli Autori hanno concluso che l'R134a ha un coefficiente di scambio termico del 10% maggiore dell'R1234ze(E) e del 20% minore dell'R32. Pertanto l'R1234ze(E) può essere considerato un potenziale sostituto dell'R134a, per le simili caratteristiche termo-fisiche e per il basso valore di GWP. Potenzialmente potrebbe essere abbinato in una miscela con l'R32,

refrigerante che mostra migliori caratteristiche per la condensazione (elevato calore latente, elevata conduttività termica). Un problema della miscela proposta, però, potrebbe essere l'elevata infiammabilità di quest'ultimo.

Kondou et al. [50] hanno studiato le caratteristiche di scambio termico di una miscela, a basso GWP, di R744, R32 e R1234ze(E) lungo un tubo microfin orizzontale ($D_e = 6$ mm, $D_i = 5.35$ mm). Esso è circondato da quattro intercapedini d'acqua. I risultati mostrano che il coefficiente di scambio termico in condensazione dell'R32 è maggiore di quello ottenuto con l'R1234ze(E) per le migliori proprietà termo-fisiche. Inoltre i coefficienti della miscela binaria (R32-R1234ze(E)) e di quella ternaria (R744, R32 e R1234ze(E)) sono notevolmente minori di quelli ottenuti con i singoli refrigeranti. Questa discrepanza è dovuta alla resistenza al trasporto di massa, resistenza che può essere ridotta incrementando la portata di massa specifica. Infatti, per $G=400$ kg m⁻² s⁻¹ il coefficiente di scambio termico della miscela si avvicina a quello dei singoli componenti.

Lee et al. [51] hanno calcolato i coefficienti di scambio termico e i gradienti di pressione dell'R410A in tubi piatti, ottenuti lavorando opportunamente dei tubi microfin con $D_e = 7.0$ mm. I test sono stati svolti con una temperatura di saturazione di 318 K, portata di massa specifica compresa tra 100 e 400 kg m⁻² s⁻¹ e titolo di vapore tra 0.2 e 0.8. La sezione di prova consiste in un tubo piatto e un condotto anulare di $L = 1$ m. Il vapore refrigerante scorre all'interno del tubo e l'acqua raffreddante nel condotto anulare intorno ad esso. Per avere una misurazione il più corretta possibile è importante minimizzare la resistenza termica lato condotto anulare. Ciò può essere ottenuto riducendo lo spazio d in cui fluisce l'acqua così da aumentarne la velocità. Tuttavia, aumentando la velocità dell'acqua, si riduce la differenza di

temperatura lungo la sezione, aumentando l'incertezza di misurazione. Viene definito "enhancement factor" (E_h) il rapporto tra il coefficiente di scambio termico del tubo microfin e del tubo liscio, per la stessa G e x . Gli Autori hanno mostrato come l' E_h diminuisca all'aumentare della portata di massa specifica, comportamento comune per la condensazione in tubi microfin. Esso è spiegato dal fatto che, per basse G , mentre per il tubo liscio il regime di deflusso è di tipo stratificato, il tubo microfin tende a re-distribuire il condensato lungo la sua superficie, mantendendo un sottile film liquido lungo la parete del tubo. Di conseguenza si ha un aumento del coefficiente di scambio termico. Questo effetto di re-distribuzione viene ridotto aumentando la portata.

Han et al. [52] hanno studiato lo scambio termico e le cadute di pressione durante la condensazione dei refrigeranti R134a, R22 e R410A in quattro diversi tubi microfin. Il diametro interno dei tubi microfin è, rispettivamente, 8.92 mm, 6.46 mm, 5.1 mm e 4.0 mm. La sezione di prova utilizzata dagli Autori consiste in uno scambiatore di calore orizzontale tubo in tubo, con il refrigerante che scorre in contro-corrente attraverso il tubo di rame e l'acqua nello spazio compreso tra il tubo più interno e un tubo acrilico di $D_i = 19$ mm. La lunghezza effettiva di scambio termico della sezione è $L = 1$ m. Gli Autori hanno calcolato l' E_h e il "pressure drop penalty factor" (PF), ovvero il rapporto tra il salto di pressione per unità di lunghezza nel tubo microfin e quello di un tubo liscio, con lo stesso diametro interno e alle stesse condizioni operative. La variazione dell' E_h con il titolo del vapore e la portata di massa specifica ha un andamento simile a quello del PF.

Honda et al. [53] hanno osservato il comportamento in condensazione dell'R407C in un tubo microfin orizzontale, con $D_e = 6.35$ mm e $D_i = 5.38$ mm. La sezione di prova è composta da uno scambiatore di calore tubo in tubo contro-corrente, con il

tubo microfin inserito all'interno di un tubo liscio con $D_i = 11$ mm. La lunghezza dell'effettiva sezione di scambio termico è $L = 4$ m.

Huang et al. [54] hanno studiato la caduta di pressione in condensazione di una miscela di R410A e olio all'interno di tubi microfin orizzontali con $D_e = 5.0$ mm e $D_e = 4.0$ mm. La sezione di prova è uno scambiatore di calore tubo in tubo controcorrente con un tubo in PVC, con $D_i = 17.5$ mm, utilizzato come condotto anulare. Il refrigerante scorre nel tubo microfin mentre l'acqua nello spazio tra i due tubi orizzontali. Gli Autori hanno mostrato come la diminuzione della caduta di pressione della miscela si riduca, rispetto a quello del refrigerante puro, a un massimo del 18% quando $x < 0.6$, e, invece, aumenti fino al 13% per $x > 0.6$.

Questo lavoro verte sulla realizzazione sperimentale di una sezione di prova innovativa per la condensazione dell'R1234ze(E) all'interno di un minitubo di tipo microfin, con $D_i = 3.4$ mm e $D_e = 4$ mm. Prima della costruzione della sezione stessa sono state svolte delle prove di simulazione numeriche con il software ANSYS Fluent®, utilizzando un modello 3-D della struttura e imponendo opportune condizioni al contorno. Infine la sezione è stata inserita all'interno di un impianto sperimentale presente nel laboratorio situato presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova.

Capitolo 2

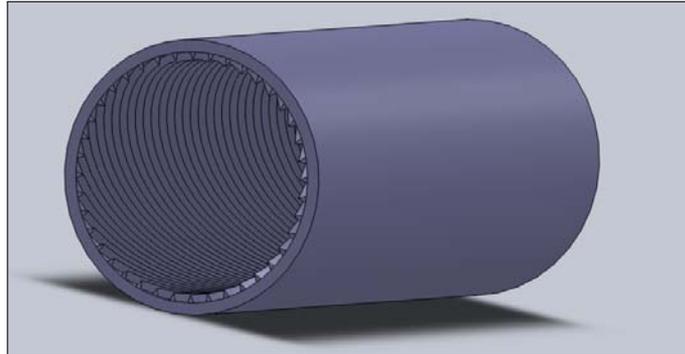
Sezione di prova: modellazione 3D e simulazione numerica

La sezione di prova proposta permetterà lo studio delle caratteristiche di scambio termico e della caduta di pressione durante la condensazione del refrigerante R1234ze(E). Essa consiste in uno scambiatore di calore "a spirale" composto da un tubo microfin orizzontale in rame, al cui interno scorre il refrigerante, e un tubo liscio, dello stesso materiale, in cui fluisce l'acqua. Il diametro di quest'ultimo verrà scelto opportunamente a seguito di simulazioni numeriche. Il tubo liscio è avvolto a spirale attorno al tubo microfin secondo una precisa geometria che verrà trattata e mostrata successivamente. Caratteristica innovativa di questa sezione sperimentale è la totale separazione fisica tra l'acqua e la superficie esterna del tubo microfin. Grazie a questa configurazione è possibile misurare con elevata precisione la temperatura di parete del tubo orizzontale, parametro necessario al calcolo del coefficiente di scambio termico lato refrigerante, infatti $q = HTC_{ref} \cdot S \cdot (T_{sat} - T_p)$.

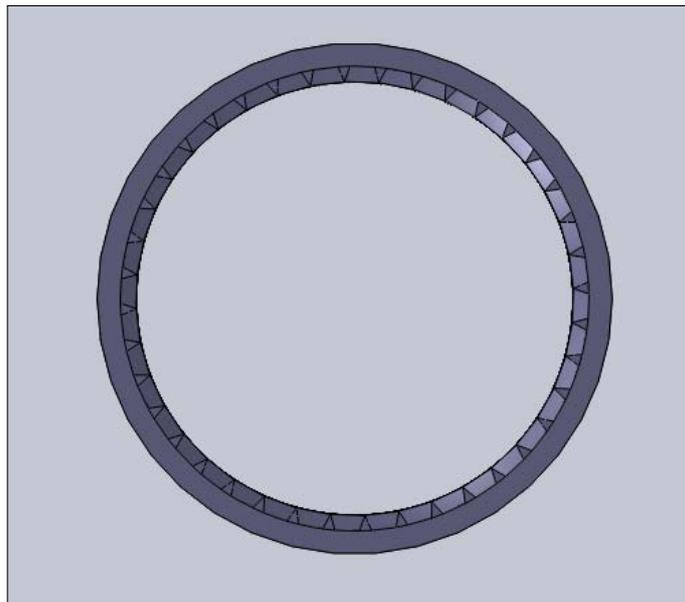
2.1 Modellazione 3-D con Solid Works®

Il modello 3-D della sezione è stato realizzato con il software Solid Works®.

Il tubo microfin ha $D_e = 4$ mm, $D_i = 3.4$ mm, 40 alette di altezza $h=0.12$ mm, angolo elicoidale $\beta = 18^\circ$ e angolo all'apice dell'aletta $\gamma = 43^\circ$.



(a) Vista tridimensionale



(b) Vista frontale

Figura 2.1: Modello 3-D del tubo micro-fin realizzato con SolidWorks®.

In Figura 2.1 è mostrata una vista tridimensionale e una vista frontale del tubo microfin, evidenziando la particolare alettatura della superficie interna.

L'avvolgimento a spirale tra tubo microfin e tubo liscio è illustrato in Figura 2.2:

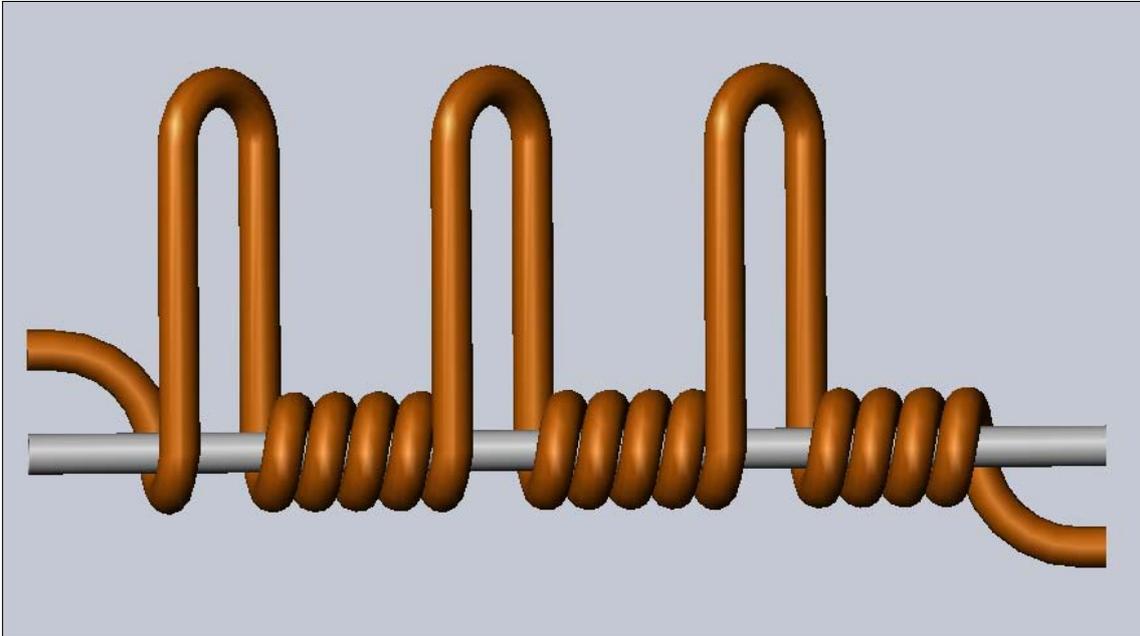


Figura 2.2: Modello 3-D della sezione di prova realizzato con SolidWorks®.

Esso segue una regola ben precisa: ogni singolo avvolgimento è composto da un numero costante di spire, in questo caso cinque. Tra un avvolgimento e il seguente c'è un tratto verticale "a U" di altezza 30 mm, detto *alzata*. Scopo di questo tratto di tubo è di creare dello spazio lungo il tubo microfin dove poter collocare una o più termocoppie per misurare la temperatura di parete del tubo. Inoltre è possibile monitorare l'andamento della temperatura dell'acqua durante la condensazione del vapore refrigerante, misurando, sempre con termocoppie, la temperatura nel punto di altezza massima di ogni alzata.

Per definire il diametro del tubo liscio in rame sono state necessarie diverse analisi numeriche, simulando la condensazione del refrigerante e l'effettivo scambio termico in atto. Come verrà illustrato successivamente, ci sono diversi parametri la cui

variazione influenza con decisione l'efficacia dello scambio termico. I due principali parametri sono la velocità di deflusso dell'acqua raffreddante e la superficie effettiva di scambio termico tra il tubo microfin e il tubo liscio. Quest'ultimo parametro è regolato andando ad aumentare o diminuire il numero di spire componenti ogni avvolgimento, così da modificare la superficie di contatto tra i due componenti.

Per ognuna di queste analisi sono stati testati due diversi diametri di tubi capillari lisci in rame:

D_i [mm]	D_e [mm]	Spessore [mm]	Peso/Lunghezza [kg m ⁻¹]
1.9	3.2	0.635	0.0454
2.5	4	0.762	0.0707

Tabella 2.1: Dimensioni standard per tubi capillari in rame.

Dei vari diametri presenti in commercio sono stati selezionati questi due soprattutto per motivi pratici. Diametri troppo elevati, e quindi spessori relativamente maggiori, renderebbero eccessivamente difficile la piegatura in laboratorio del tubo. Allo stesso modo diametri troppo piccoli comporterebbero elevate perdite di pressione distribuite, calcolate come:

$$J = \lambda \rho \left(\frac{L}{D_{eq}} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right) \quad (\text{Pa}) \quad (2.1)$$

dove D_{eq} è il diametro equivalente del condotto, pari al diametro interno D_i nel caso di condotto circolare, v la velocità media della corrente, λ un coefficiente adimensionale di attrito. Quest'ultimo è funzione della scabrezza relativa ϵ del tubo e del numero di Reynolds, secondo la relazione di Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{\epsilon/D}{3.71} \right) \quad (2.2)$$

2.2 Analisi fluidodinamica con ANSYS Fluent®

Successivamente il modello 3-D è stato importato in ANSYS Fluent®, un software che permette di svolgere simulazioni fluidodinamiche e di scambio termico.

Imponendo opportune condizioni al contorno, è possibile riprodurre, sebbene in condizioni ideali, la prova sperimentale che verrà svolta in laboratorio.

In tale modo si avranno dei risultati numerici di riferimento, così da verificare il corretto funzionamento della sezione ideata, prima di procedere alla sua effettiva realizzazione.

Figura 2.3 e Figura 2.4 rappresentano, nell'interfaccia di Fluent, due diverse geometrie della sezione sperimentale, la prima con quattro spire per avvolgimento e la seconda con cinque.

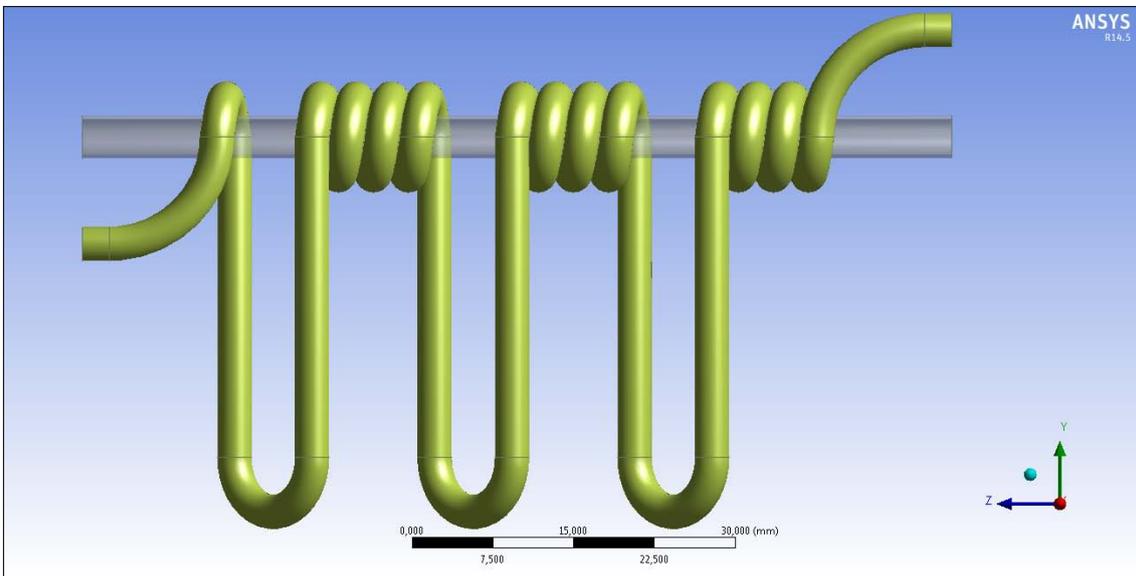


Figura 2.3: Geometria della sezione di prova con $n=4$ spire importata in ANSYS Fluent®.

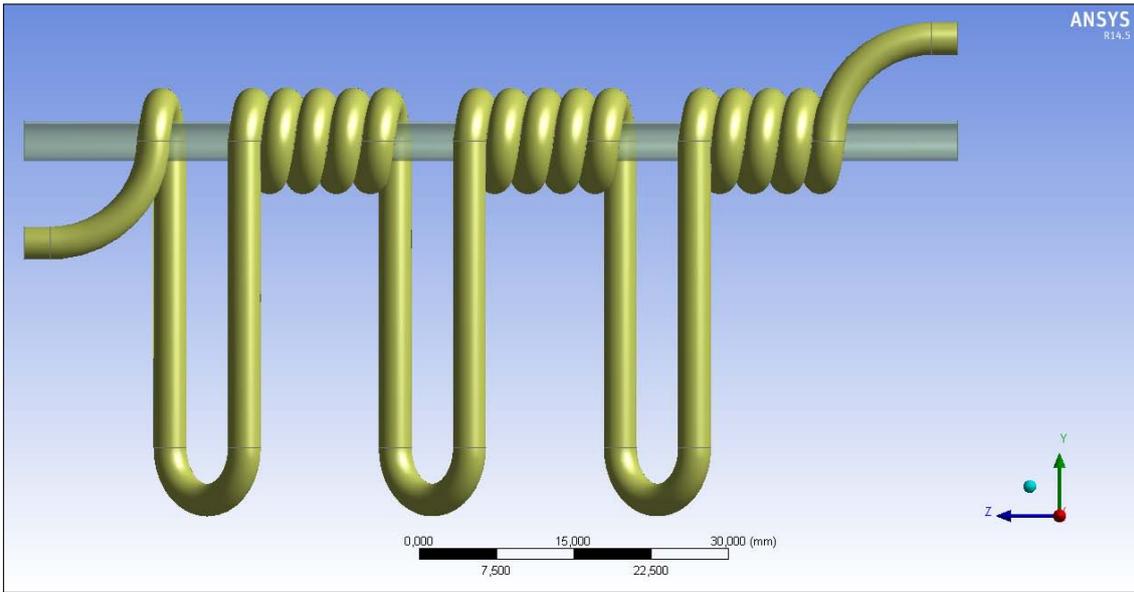


Figura 2.4: Geometria della sezione di prova con $n=5$ spire importata in ANSYS Fluent®.

La geometria della sezione sopra mostrata non è completa. Bisogna innanzitutto ricordare che il modello 3-D utilizzato è un modello ideale, e non rappresenta alla perfezione la situazione reale incontrata in laboratorio. Infatti, avvolgendo manualmente il tubo, è impossibile realizzare un contatto uniforme e continuo tra le superfici esterne dei due condotti.

Si viene perciò a creare una sottile intercapedine d'aria tra le due superfici che comprometterebbe un efficiente scambio termico locale, per il carattere isolante dell'aria stessa.

Al fine di eliminare questi vuoti, si è pensato di riempirli con un materiale conduttivo, così da non penalizzare lo scambio termico. Nella pratica verrà realizzata una colata di stagno fuso, la cui conducibilità termica è pari a $\lambda = 66 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Il materiale liquido verrà versato in opportuni contenitori in modo da ricoprire la sezione di prova, riempiendo ogni vuoto presente.

Sono state quindi ideate due diverse tipologie di bagno di colata in ANSYS Fluent®, con lo scopo di sceglierne la migliore. Esse sono mostrate in Figura 2.5 e Figura 2.6.

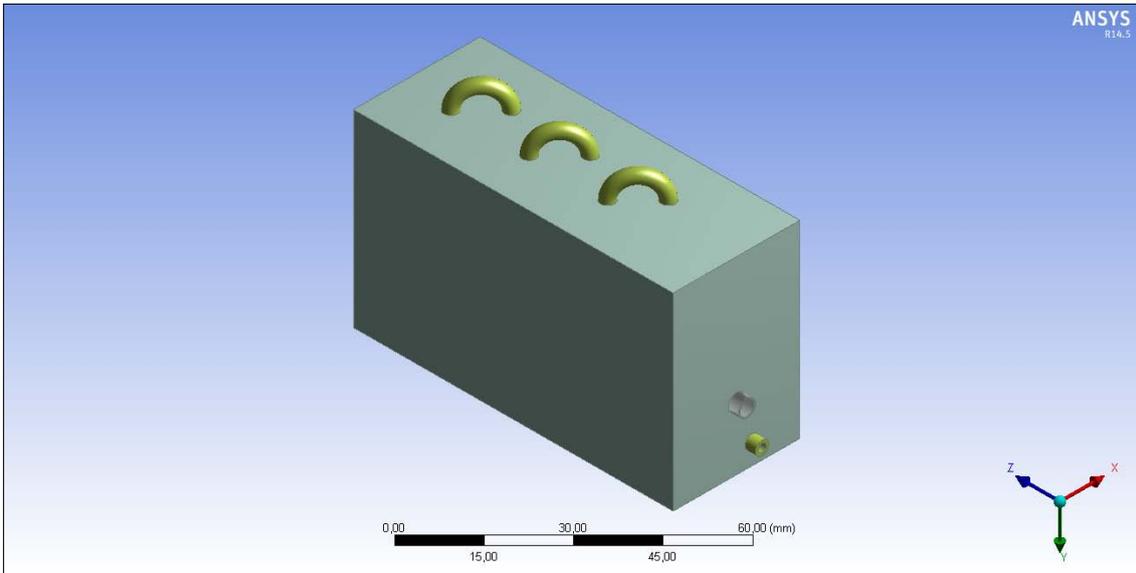


Figura 2.5: Colata di stagno in un unico contenitore.

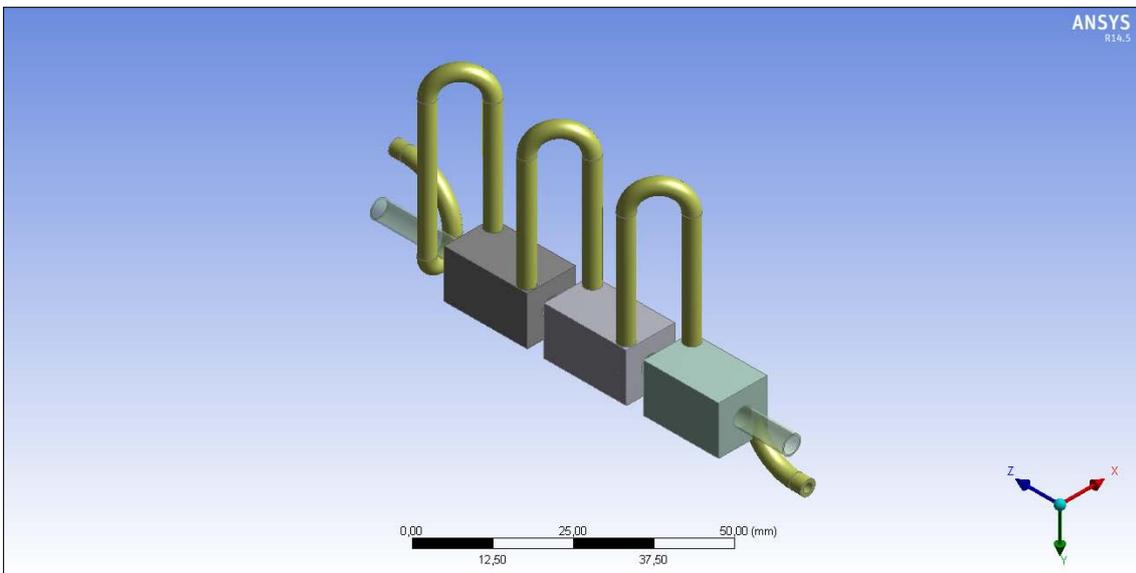


Figura 2.6: Colata in stagno in diversi contenitori, uno per avvolgimento.

La prima tipologia di bagno di colata consiste in un unico contenitore, al cui interno sono collocati il tubo orizzontale e tutti gli avvolgimenti, lasciando scoperta la sommità di ogni alzata, così da potervi direttamente applicare le termocoppie.

Tuttavia questa configurazione, oltre a un'elevata semplicità costruttiva, presenta dei limiti. Infatti risulta impossibile collocare le termocoppie direttamente a contatto con il tubo microfin. Sarebbe necessario forare lateralmente il contenitore fino ad avvicinarsi il più possibile al tubo orizzontale, ma senza arrivare a contatto con esso. In tal modo la T_p misurata non sarà precisamente quella effettiva di parete ma leggermente diversa, a causa dello strato di stagno frapposto tra la termocoppia e il tubo. Inoltre, a seguito di prove di colata svolte in laboratorio, si richiederebbe un'eccessiva quantità di stagno per riuscire a ricoprire interamente la sezione.

Per fare fronte a queste difficoltà si è pensata la seconda tipologia di colata (Figura 2.6). Questa configurazione prevede la colata dello stagno fuso in diversi contenitori, uno per ogni avvolgimento, invece che in uno unico.

In questo modo si riduce notevolmente la quantità di materiale da fondere e, soprattutto, si ha la possibilità di incollare le termocoppie proprio sulla superficie esterna del microfin, nei tratti di tubo libero tra un contenitore e il successivo. Si ha così un'ottima precisione di misurazione sia della temperatura dell'acqua sia della temperatura di parete.

2.2.1 Equazioni che regolano la termo-fluidodinamica [55]

Le leggi fondamentali della fluidodinamica sono casi particolari delle leggi di conservazione e si dividono in:

1. equazione di continuità o di conservazione della massa;

2. legge di conservazione della quantità di moto o legge di Newton;
3. legge di conservazione dell'energia.

ANSYS Fluent si basa su queste tre equazioni fondamentali per la risoluzione delle simulazioni fluidodinamiche.

Equazione di continuità nel campo fluido

Si isoli nel campo fluido un parallelepipedo di spigoli δx , δy e δz paralleli agli assi coordinati. Data l'incomprimibilità del fluido e per la legge di conservazione della massa, il volume del parallelepipedo durante la deformazione deve rimanere costante, per cui la somma delle tre variazioni di volume deve essere nulla.

Si ottiene in definitiva:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

La (2.3) indica che in un fluido *incomprimibile* la velocità non può contemporaneamente crescere (o diminuire) in tutte e tre le direzioni.

La (2.3) la si denota come *divergenza del vettore velocità* e si ha, pertanto, in tutto il campo fluido:

$$\operatorname{div} \vec{v} = 0 \quad (2.4)$$

Se il fluido fosse *comprimibile*, si otterrebbe:

$$\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.5)$$

in quanto la variazione tra la massa entrante e quella uscente attraverso il parallelepipedo deve essere pari e di segno opposto alla variazione della massa inizialmente

contenuta nell'elemento. La (2.5) può essere riscritta come:

$$\operatorname{div}(\rho\vec{v}) + \frac{\partial\rho}{\partial t} = 0 \quad (2.6)$$

Equazione della conservazione della quantità di moto

Considerando un volume isolato V del mezzo fluido, delimitato da una superficie di contorno A_c , applicando il secondo principio della dinamica (*legge di Newton*), si è condotti alla formulazione del *teorema della quantità di moto*. La legge di Newton fornisce, per un sistema materiale di n punti di massa m_i :

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \sum_{i=1}^n m_i \vec{v}_i \quad (2.7)$$

con $\sum \vec{F}$ il risultante delle forze esterne che agiscono sul sistema in movimento al tempo t , mentre $\sum_{i=1}^n m_i \vec{v}_i$ rappresenta la relativa *quantità di moto*.

Se ora, invece che n punti isolati si considera una porzione continua di un mezzo materiale come un fluido, che occupi al tempo t un dato volume V , detto dV l'elemento di volume, ρ la densità e v la velocità relativa, la (2.7) diventa:

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{v} dV \quad (2.8)$$

La formulazione finale del teorema della conservazione della quantità di moto per i mezzi fluidi continui è:

$$\sum \vec{F} = \int_V \frac{\partial}{\partial t} \rho \vec{v} dV + \int_{A_2} \rho \vec{v} dQ - \int_{A_1} \rho \vec{v} dQ \quad (2.9)$$

dove ora A_2 è la porzione del contorno A_c attraversata dal flusso in uscita, ed A_1 quella attraversata dal flusso in entrata.

Il teorema della conservazione della quantità di moto si enuncia come segue:

"La somma delle forze esterne applicate ad un volume V di fluido delimitato al tempo t da una superficie fissa, o mobile di moto rettilineo ed uniforme, è pari alla differenza tra il flusso di quantità di moto uscente, e quello entrante nel volume stesso, più l'intensità di variazione della quantità di moto posseduta dal sistema entro il volume V " [55].

Legge di conservazione dell'energia

In un volume isolato V di un fluido *incomprimibile* in movimento, delimitato da una superficie chiusa A_c (contorno), sono applicate delle forze, che possono suddividersi in due gruppi. Sono forze *esterne* quelle dovute alla gravità e quelle derivanti dagli sforzi (di pressione e tangenziali) agenti sul contorno; sono forze *interne* le altre.

Secondo il teorema della forza viva, la variazione che, in qualsiasi intervallo di tempo, subisce l'energia cinetica di una massa fluida sollecitata, è uguale al lavoro compiuto in quell'intervallo dalle forze (esterne e interne) sollecitanti. Il lavoro compiuto dalle forze interne corrisponde a una perdita di energia; esso non ha infatti un equivalente meccanico, ma solo un equivalente termico di produzione di calore.

Nell'unità di tempo, per il volume V di cui dV è un elemento, la variazione (si supponga in diminuzione) dell'energia cinetica corrispondente alla velocità v vale:

$$-\frac{d}{dt} \int_V \rho \frac{v^2}{2} dV \quad (2.10)$$

Sempre nell'unità di tempo, il lavoro compiuto dalla forza di gravità su ogni elemento dV , compiuto contro la forza stessa, è pari a:

$$\int_V \rho g v \frac{\partial h}{\partial s} dV \quad (2.11)$$

Infine, il lavoro nell'unità di tempo per vincere le forze esterne può considerarsi composto di due parti: (1) quello relativo alle *forze normali*, cioè dovuto alle pressioni p che agiscono sull'elemento di contorno dA_c attraversato dal fluido con velocità v_n nella direzione della normale all'elemento stesso:

$$\int_{A_c} p v_n dA_c \quad (2.12)$$

e (2) quello relativo alle *forze tangenziali* dovute agli sforzi τ sullo stesso contorno, che per analogia si scrive:

$$\int_{A_c} \tau v_n dA_c \quad (2.13)$$

Si ha pertanto, in base al teorema della forza viva, questa uguaglianza:

$$-\frac{d}{dt} \int_V \rho \frac{v^2}{2} dV = \int_V \rho g v \frac{\partial h}{\partial s} dV + \int_{A_c} p v_n dA_c + \int_{A_c} \tau v_n dA_c + \Delta P \quad (2.14)$$

dove ΔP è la perdita di potenza che interviene nel processo considerato.

Il termine $\int_{A_c} \tau v_n dA_c$ può generalmente riguardarsi nullo. Infatti, se si tratta di un contorno costituito da pareti fisse, qui la velocità è sempre nulla.

In aggiunta, se il volume V considerato si riducesse ad un tubo di flusso *elementare*,

di sezioni estreme 1 e 2, la (2.14) si ridurrebbe nella forma:

$$\left(\frac{v_2^2}{2} + gh_2 + \frac{p_2}{\rho}\right) \rho dQ - \left(\frac{v_1^2}{2} + gh_1 + \frac{p_1}{\rho}\right) \rho dQ = - \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial v}{\partial t} \rho dQ ds - dP_{1,2} \quad (2.15)$$

e, dividendo per $g\rho dQ = \text{cost}$:

$$\left(\frac{v_2^2}{2g} + h_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) - \left(\frac{v_1^2}{2g} + h_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) = -\frac{1}{g} \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial v}{\partial t} ds - \delta E_{1,2} \quad (2.16)$$

dove $\delta E_{1,2} = \frac{dP_{1,2}}{g\rho dQ}$ è la perdita di energia tra le sezioni 1 e 2 per la portata in peso unitaria.

E' questa un'estensione ai fluidi reali (cioè che ammettono, a causa della viscosità, perdite di energia) dell'equazione di conservazione dell'energia.

Se, nel caso più generale, il fluido fosse comprimibile, le precedenti equazioni dovrebbero essere completate aggiungendovi anche l'energia interna (dovuta all'attività molecolare ed è funzione della temperatura), nonché il passaggio di calore fra l'esterno e l'interno del volume V considerato.

2.2.2 Condizioni al contorno

Prima di procedere alle simulazioni numeriche, è necessario imporre le condizioni al contorno, le quali sono:

- coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante;
- temperatura di saturazione lato refrigerante;
- temperatura di ingresso dell'acqua;
- velocità di deflusso dell'acqua.

Il coefficiente di scambio termico lato refrigerante è stato calcolato aggiornando il modello proposto da Cavallini et al. [56], presentato anche nello studio di Padovan et al. [57]; tale modello è valido per un diametro interno $D_i=3.4$ mm, $x < x_{cr}$ e per portate di massa specifiche comprese tra 150 e 940 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

Nel caso di evaporazione, il coefficiente di scambio termico è stimato come la somma di due contributi:

$$HTC_{NB} + HTC_{CV} \quad (2.17)$$

dove HTC_{NB} si riferisce al meccanismo di ebollizione nucleata, mentre HTC_{CV} tiene conto del meccanismo di convezione forzata nel cambiamento di fase in atto.

Nel computo del coefficiente di scambio termico in condensazione, si è tenuto conto esclusivamente della componente di convezione forzata, pari a:

$$HTC_{CV} = 1.456 \cdot HTC_{LO} \cdot \left[1 + 1.128 \cdot x^{0.8170} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.3685} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.2363} \cdot \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{2.144} \cdot \text{Pr}_L^{-0.1} \right] \cdot \text{Rx}^{2.14} \cdot (\text{Bo} \cdot \text{Fr})^{-0.15} \cdot \left(\frac{G_0}{G} \right)^{0.36} \quad (2.18)$$

in cui $G_0 = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e il coefficiente di scambio termico relativo al solo liquido è pari a:

$$HTC_{LO} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_L}{D} \cdot \text{Re}_{LO}^{0.8} \cdot \text{Pr}_L^{0.333} \quad (2.19)$$

Gli altri parametri di (2.18) sono così definiti:

$$\text{Pr}_L = \frac{\mu_L \cdot c_{p,L}}{\lambda_L} \quad (2.20)$$

$$R_x = \left(\frac{2h \cdot n \cdot [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi \cdot D \cdot \cos(\gamma/2)} + 1 \right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} \quad (2.21)$$

$$Re_{LO} = \frac{G \cdot D}{\mu_L} \quad (2.22)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_V^2 \cdot g \cdot D} \quad (2.23)$$

$$Bo = \frac{g \cdot \rho_L \cdot h \cdot \pi \cdot D}{8 \cdot \sigma \cdot n} \quad (2.24)$$

I valori delle principali proprietà termo-fisiche dell'R1234ze(E) per una temperatura di saturazione di 30°C, utilizzati per il calcolo dei vari parametri sopra riportati, sono elencati in Tabella 2.2:

R1234ze(E)		
p_{sat}	5.78	[bar]
p_{red}	0.158	[-]
ρ_L	1146	[kg m ⁻³]
ρ_V	31	[kg m ⁻³]
c_{pL}	1401	[J kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_{pV}	1007	[J kg ⁻¹ .K ⁻¹]
h_{LV}	162.9	[kJ kg ⁻¹]
λ_L	0.073	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
λ_V	0.014	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
μ_L	188.0	[μPa s]
μ_V	12.5	[μPa s]
σ	8.21	[mN m ⁻¹]

Tabella 2.2: Principali proprietà termo-fisiche dell'R1234ze(E) per $T_{sat} = 30^\circ C$ [58].

Nel corso delle successive simulazioni sono stati variati i valori del titolo medio del vapore refrigerante e della sua portata di massa specifica, variabili libere di (2.18), rispettivamente per un range di $0.2 < x < 0.99$ e $150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1} < G < 940 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

I valori dei restanti parametri sono stati definiti come segue:

- la velocità di deflusso dell'acqua all'ingresso della sezione di prova è stata imposta con tre valori differenti, ovvero $v = 1 \text{ m s}^{-1}$, $v = 1.5 \text{ m s}^{-1}$ e $v = 2 \text{ m s}^{-1}$;
- la temperatura di ingresso dell'acqua è posta pari a $T_{w,in} = 283 \text{ K}$, valore mantenuto costante per tutte le simulazioni svolte;
- la temperatura di saturazione del vapore refrigerante è pari a $T_{sat} = 303 \text{ K}$. Anche questo valore, come per $T_{w,in}$ è mantenuto costante per tutte le simulazioni.

Un riassunto schematico delle condizioni al contorno imposte nelle analisi numeriche è proposto in Tabella 2.3:

Condizioni al contorno	
Parametro	Range
Temperatura di saturazione, T_{sat} [K]	303
Portata di massa specifica del refrigerante, G [$\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$]	150-940
Titolo medio del vapore, x [–]	0.2-0.99
Temperatura di ingresso dell'acqua, $T_{w,in}$ [K]	283

Tabella 2.3: Condizioni operative per le simulazioni numeriche.

2.2.3 Risultati delle analisi numeriche

Scelta del diametro del tubo liscio in rame

La prima analisi fluidodinamica con Ansys Fluent è stata svolta con il fine di definire il diametro opportuno per il tubo liscio di rame in cui far scorrere l'acqua refrigerante.

D_i [mm]	D_e [mm]	$\Delta p_{1-2\text{ alz}}$ [Pa]	$T_{w,u}$ [K]	ΔT_{tot} [K]	$\Delta T_{1-2\text{ alz}}$ [K]	\dot{m} [l h ⁻¹]	q [W]	Δx
1.9	3.2	10878.9	286.7	3.74	1.07	20.4	88.66	0.12
2.5	4	10514.6	285.7	2.73	0.77	35.3	112.22	0.152

Tabella 2.4: Risultati numerici con $v = 2 \text{ m s}^{-1}$ e quattro spire.

D_i [mm]	D_e [mm]	$\Delta p_{1-2\text{ alz}}$ [Pa]	$T_{w,u}$ [K]	ΔT_{tot} [K]	$\Delta T_{1-2\text{ alz}}$ [K]	\dot{m} [l h ⁻¹]	q [W]	Δx
1.9	3.2	7501.11	287.8	4.8	1.38	15.3	85.36	0.115
2.5	4	7057.01	286.53	3.53	0.99	26.5	108.68	0.147

Tabella 2.5: Risultati numerici con $v = 1.5 \text{ m s}^{-1}$ e quattro spire.

D_i [mm]	D_e [mm]	$\Delta p_{1-2\text{ alz}}$ [Pa]	$T_{w,u}$ [K]	ΔT_{tot} [K]	$\Delta T_{1-2\text{ alz}}$ [K]	\dot{m} [l h ⁻¹]	q [W]	Δx
1.9	3.2	4368.59	289.6	6.59	1.89	10.2	78.19	0.106
2.5	4	3962.27	287.98	4.98	1.41	17.7	102.29	0.138

Tabella 2.6: Risultati numerici con $v = 1 \text{ m s}^{-1}$ e quattro spire.

I risultati sono ottenuti per una sezione avente quattro spire per avvolgimento, andando a variare la velocità di deflusso dell'acqua. Per ogni analisi svolta sono stati mantenuti costanti il titolo di vapore refrigerante all'ingresso della sezione ($x = 0.5$), portata di massa specifica del vapore refrigerante ($G = 500 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), la temperatura di saturazione del vapore refrigerante ($T_{sat} = 303 \text{ K}$) e la temperatura di ingresso dell'acqua refrigerante ($T_{w,i} = 283 \text{ K}$). E' stata posta una conducibilità termica dello stagno pari a $66 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, simulando la colata in un unico contenitore, come mostrato in Figura 2.5.

Prima di analizzare i risultati ottenuti da questa prima simulazione è opportuno specificare la nomenclatura usata nelle Tabelle 2.4, 2.5 e 2.6:

D_i è il diametro interno del tubo;

D_e è il diametro esterno del tubo;

$\Delta p_{1-2\ alz}$ è la caduta di pressione dell'acqua, calcolata tra la prima e la seconda alzata della sezione;

$T_{w,u}$ è la temperatura dell'acqua nella sezione di uscita;

ΔT_{tot} è la differenza di temperatura totale dell'acqua tra sezione d'ingresso e di uscita;

ΔT_{1-2alz} è la differenza di temperatura dell'acqua tra la prima e la seconda alzata della sezione di prova;

\dot{m} è la portata massica dell'acqua, calcolata come $\dot{m} = \rho \cdot v \cdot S_i$ [kg s^{-1}], con $\rho = 1000 \text{ kg m}^{-3}$ densità dell'acqua, v velocità dell'acqua e, infine, $S_i = \pi (D_i^2/4)$ [mm^2] la sezione di attraversamento del condotto;

q è il flusso termico scambiato tra acqua e vapore nell'unità di tempo, misurato in [$\text{J s}^{-1} = \text{W}$];

Δx_{tot} è la differenza di titolo totale tra ingresso e uscita del tubo microfin. Calcolato sapendo che $q = \Delta x \cdot G \cdot h_{LV} \cdot S_i$, con $h_{LV} = 162.9 \cdot 10^{-3} \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ calore latente di vaporizzazione dell'R1234ze(E).

Dai risultati di Tabella 2.4, 2.5 e 2.6, si sono diversi aspetti da tenere in considerazione:

- Un primo parametro importante per la scelta del diametro è la differenza di temperatura, sia quella totale tra sezione di ingresso e sezione di uscita (ΔT_{tot}),

sia quella tra la prima alzata e la successiva (ΔT_{1-2alz}).

Le termocoppie che si andranno a collocare sulle alzate e lungo il tubo microfin hanno un'incertezza di ± 0.05 K, motivo per cui, se la differenza di temperatura da misurare è di piccola entità, prendendo come valore minimo 1 K, allora la misurazione stessa è incerta e poco precisa.

Dai risultati sopra mostrati si nota come, al calare della velocità di deflusso lato acqua, il ΔT aumenti, fino a valori superiori al limite imposto.

- Secondo parametro molto importante è la caduta di pressione lato acqua. Nel circuito frigorifero in cui verrà inserita la sezione sperimentale, l'acqua refrigerante viene prelevata da un bagno termostatico, precisamente di modello LAUDA Proline RP 1845, la cui pompa lavora al massimo con una pressione relativa di aspirazione di 0.4 bar.

Per questo motivo è molto importante controllare che la caduta di pressione totale, calcolata moltiplicando per il numero di alzate effettive il valore $\Delta p_{1-2 alz}$, sia inferiore a tale limite. Bisogna inoltre tenere in considerazione le inevitabili perdite di carico causate dai vari componenti del circuito stesso, e dalla non perfetta piegatura del tubo.

Dato che le perdite di carico sono direttamente proporzionali al quadrato della velocità, si osserva che, per entrambi i tubi, riducendo v , si riduca il $\Delta p_{1-2 alz}$, fino a valori accettabili.

- Terzo parametro da tenere in considerazione è la differenza totale di titolo del vapore refrigerante (Δx). Come nel caso della differenza di temperatura, perchè questo valore sia misurabile con precisione bisogna che sia superiore almeno a 0.05. Si nota come questa condizione sia soddisfatta per tutti i tre

valori della velocità e per entrambi i tubi.

- E' opportuno osservare dai dati mostrati come, al diminuire della velocità di deflusso dell'acqua, si abbia un aumento del ΔT_{tot} , e, di conseguenza, del ΔT_{1-2alz} . Contemporaneamente q cala. Tale decremento può essere spiegato rifacendosi alle formule matematiche dei vari parametri considerati. Il flusso termico scambiato è calcolato come $q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{tot}$, con \dot{m} [kg s^{-1}] portata di massa e $c_p = 4186 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ calore specifico dell'acqua. La portata di massa, a sua volta, è calcolata come $\dot{m} = \rho \cdot v \cdot S_i$. E' quindi intuibile come, essendo $\rho = \text{cost}$ e $S_i = \text{cost}$, al calare della velocità v , \dot{m} diminuisca. Di conseguenza, nonostante il ΔT_{tot} aumenti, il decremento della portata è più influente sull'andamento di q , che quindi diminuisce.

Da queste osservazioni si evince come, per la scelta del diametro del tubo liscio, sia necessario tenere in conto più parametri simultaneamente. La decisione finale dovrà essere un giusto compromesso tra questioni logistico-costruttive e questioni di carattere termodinamico.

Per cercare di aumentare lo scambio termico tra i due fluidi e, di conseguenza, il ΔT , è stata aumentata la superficie di scambio, ovvero l'area di contatto tra il tubo liscio e il tubo microfin.

Questo è stato realizzato aggiungendo una spira ad ogni singolo avvolgimento. Si è quindi realizzata una sezione con cinque spire per avvolgimento. Quest'ultima analisi è compiuta mantenendo le stesse condizioni al contorno del caso precedente.

I risultati ottenuti sono mostrati nelle Tabelle 2.7, 2.8 e 2.9:

D_i [mm]	D_e [mm]	$\Delta p_{1-2 \text{ alz}}$ [Pa]	$T_{w,u}$ [K]	ΔT_{tot} [K]	$\Delta T_{1-2 \text{ alz}}$ [K]	\dot{m} [l h ⁻¹]	q [W]	Δx
1.9	3.2	14002.6	287.27	4.27	1.223	20.4	101.23	0.137
2.5	4	12195.5	286.03	3.03	0.875	35.3	124.33	0.168

Tabella 2.7: Risultati numerici con $v = 2 \text{ m s}^{-1}$ e cinque spire.

D_i [mm]	D_e [mm]	$\Delta p_{1-2 \text{ alz}}$ [Pa]	$T_{w,u}$ [K]	ΔT_{tot} [K]	$\Delta T_{1-2 \text{ alz}}$ [K]	\dot{m} [l h ⁻¹]	q [W]	Δx
1.9	3.2	9595.9	288.41	5.41	1.54	15.3	96.19	0.130
2.5	4	8223.8	286.91	3.91	1.134	25.5	120.45	0.163

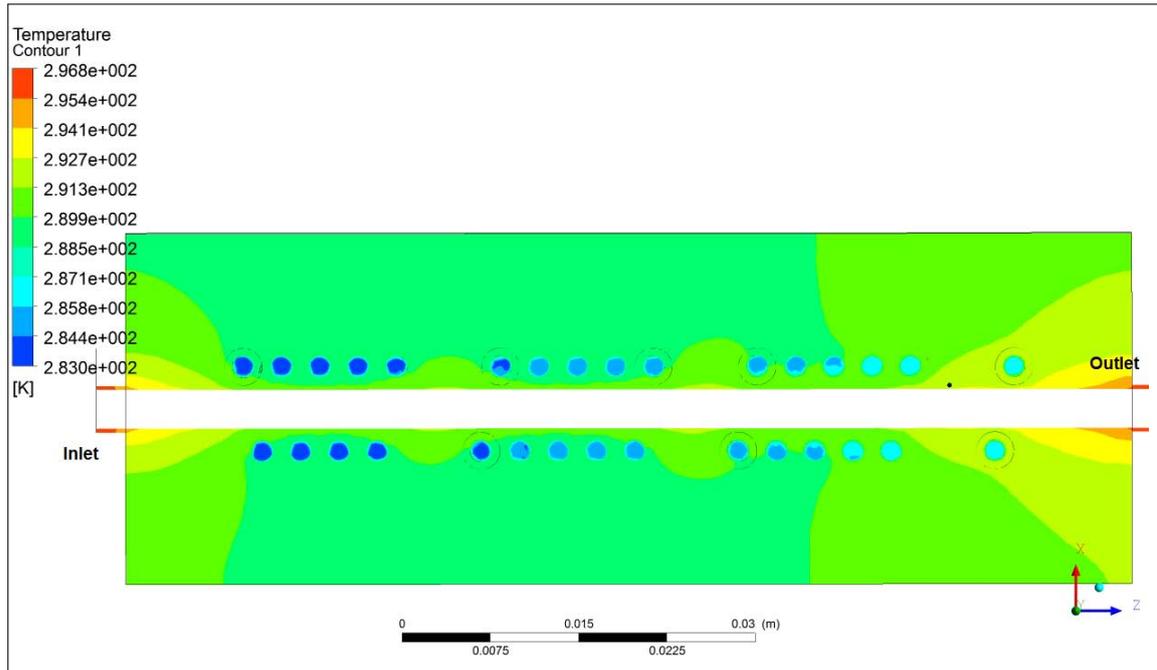
Tabella 2.8: Risultati numerici con $v = 1.5 \text{ m s}^{-1}$ e cinque spire.

D_i [mm]	D_e [mm]	$\Delta p_{1-2 \text{ alz}}$ [Pa]	$T_{w,u}$ [K]	ΔT_{tot} [K]	$\Delta T_{1-2 \text{ alz}}$ [K]	\dot{m} [l h ⁻¹]	q [W]	Δx
1.9	3.2	5539.71	290.34	7.34	2.11	10.2	87.07	0.118
2.5	4	4676.97	288.49	5.49	1.598	17.7	112.71	0.152

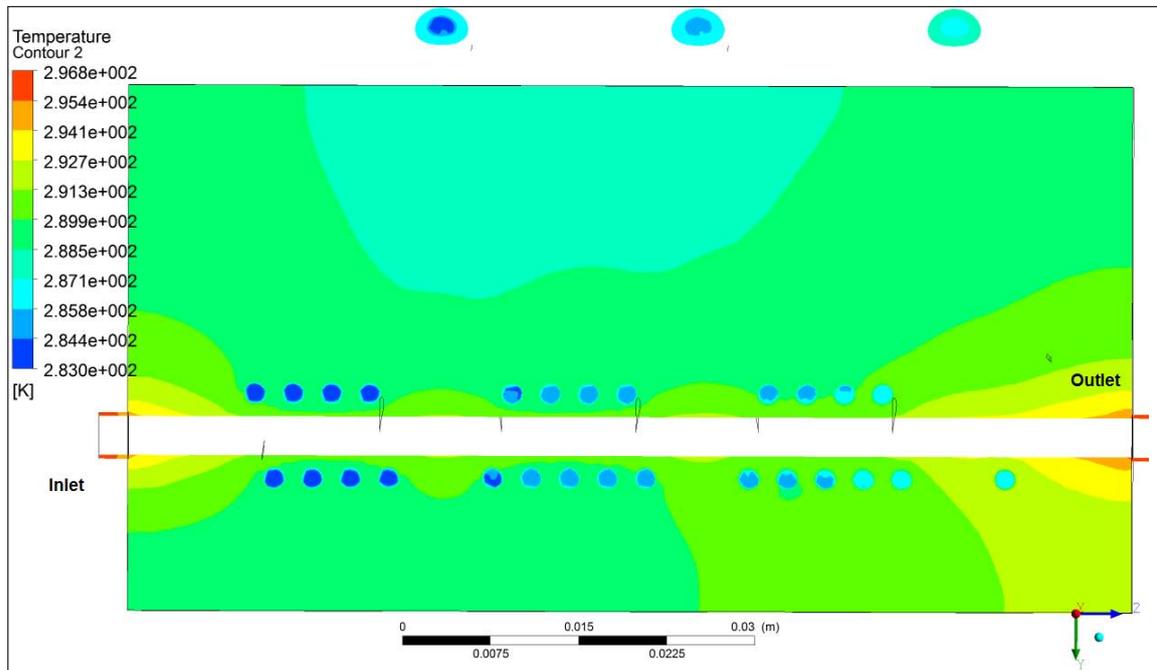
Tabella 2.9: Risultati numerici con $v = 1 \text{ m s}^{-1}$ e cinque spire.

Si nota come, avendo incrementato il numero di spire, si è ottenuto un aumento del ΔT_{tot} rispetto al caso precedente, a favore di una più precisa misurazione e un più efficiente scambio termico. Tuttavia, essendo aumentata la lunghezza effettiva del tubo liscio, sono aumentate le perdite di carico, per cui Δp_{tot} è maggiore.

Per rendere più comprensibile la variazione dei vari parametri con la velocità di deflusso dell'acqua vengono di seguito mostrate le distribuzioni di temperatura su due diversi piani di sezione, uno orizzontale XZ e uno verticale YZ. La sezione considerata è con 5 spire e con il tubo liscio con $D_e = 3.2 \text{ mm}$ e $D_i = 1.9 \text{ mm}$.

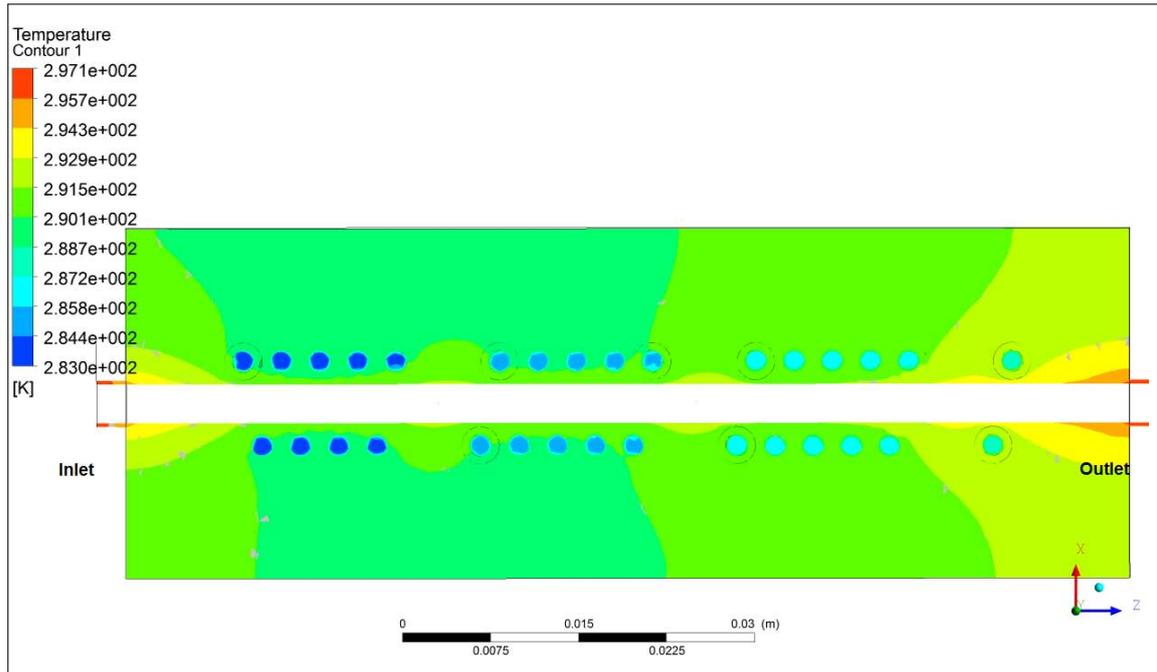


(a) Piano di sezione orizzontale YZ

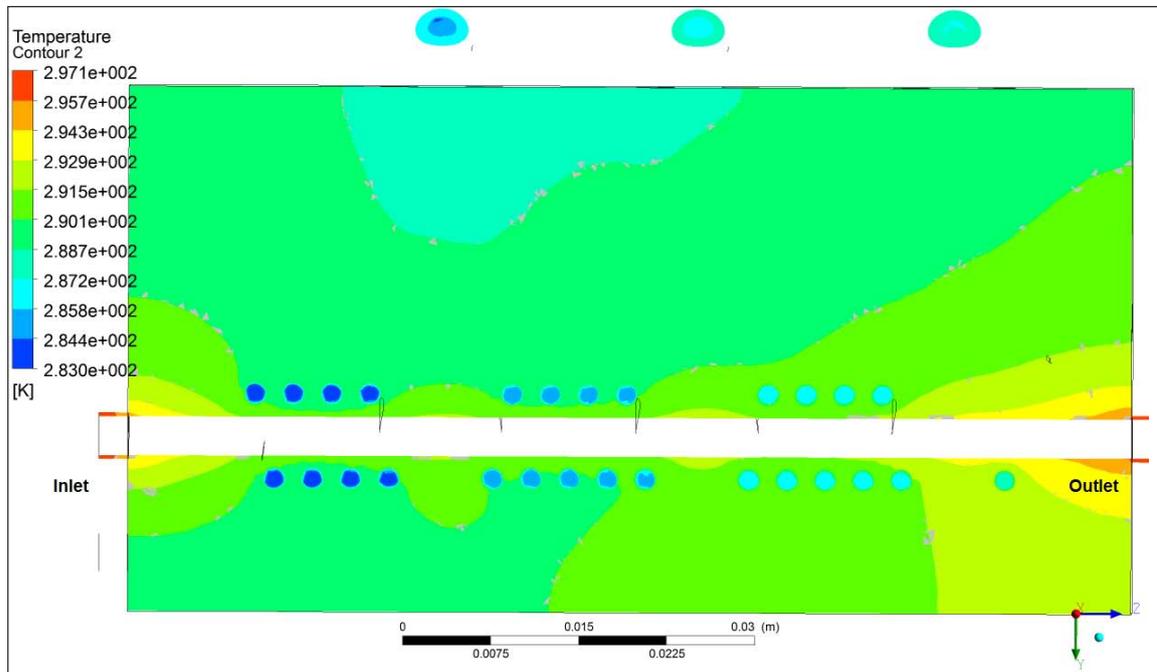


(b) Piano di sezione verticale ZX

Figura 2.7: Distribuzione planare di temperatura per $v = 2 \text{ m s}^{-1}$.

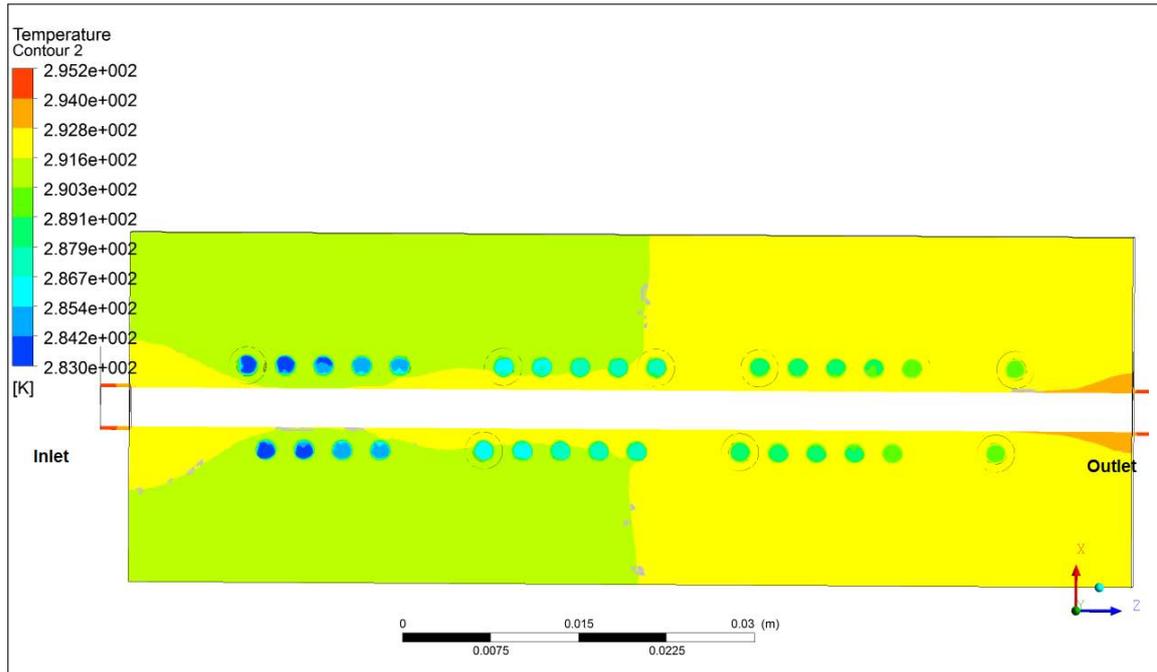


(a) Piano di sezione orizzontale YZ

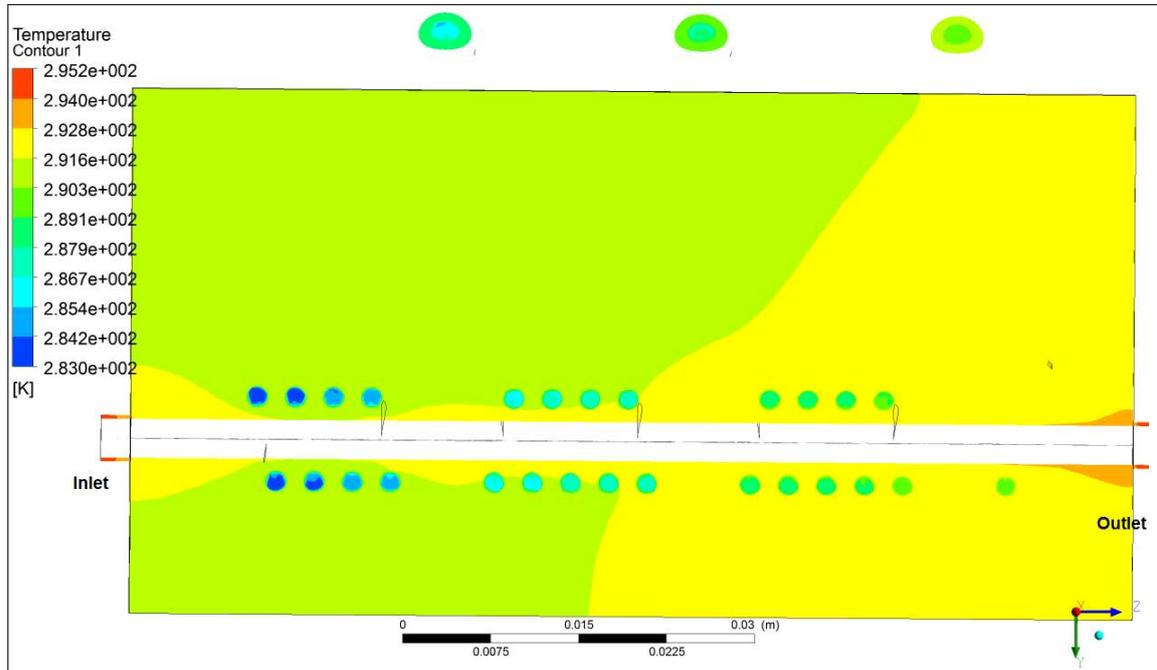


(b) Piano di sezione verticale ZX

Figura 2.8: Distribuzione planare di temperatura per $v = 1.5 \text{ m s}^{-1}$.



(a) Piano di sezione orizzontale YZ



(b) Piano di sezione verticale ZX

Figura 2.9: Distribuzione planare di temperatura per $v = 1 \text{ m s}^{-1}$.

Dalle Figure 2.7, 2.8 e 2.9 si nota come, secondo la scala di temperature dell'interfaccia di Fluent, corrispondente a tonalità di colore differenti, al diminuire della velocità si abbia un decremento più rapido della temperatura dell'acqua all'interno delle spire. Risultato coerente con i risultati numerici ottenuti e illustrati nelle Tabelle 2.7, 2.8 e 2.9.

Sempre da queste immagini si nota come il flusso termico sia prevalente in direzione radiale, ovvero tra il tubo avvolto a spirale e il tubo microfin, infatti si osserva, procedendo verso la sezione di uscita, una variazione netta della temperatura dell'acqua all'interno delle spire. Diversamente, in direzione longitudinale, esso è trascurabile, come si evidenzia dal colore praticamente uniforme della restante parte della sezione. Quest'ultima condizione è ottenuta, nella pratica, con due diverse modalità, a seconda del tipo di bagno di colata utilizzato. Nel caso di colata in contenitore unico è sufficiente creare delle fessure sottili lungo la superficie esterna della struttura. In questo modo il flusso termico longitudinale viene interrotto da queste intercapedini d'aria, grazie al suo carattere isolante. Nel caso di colata in contenitori separati non è necessaria questa precauzione in quanto, essendoci dello spazio tra uno e l'altro, il flusso termico longitudinale è automaticamente interrotto.

Dai dati a disposizione e da queste ultime considerazioni fatte, si è deciso di scegliere il diametro di minori dimensioni ($D_i = 1.9$ mm, $D_e = 3.2$ mm), preferendo un salto termico maggiore tra ingresso e uscita della sezione di prova piuttosto che una minore caduta di pressione. Si è scelta, quindi, una velocità di deflusso dell'acqua di 1 m s^{-1} , valore che garantisce il massimo ΔT_{tot} .

Determinante è stata una considerazione di carattere puramente sperimentale che prima non è stata trattata. Durante le prove in laboratorio per la realizzazione degli

avvolgimenti si è usato un tubo liscio di rame con diametro pari a quello appena scelto. E' risultata molto complessa l'operazione di piegamento dello stesso, rendendo difficile evitare la formazione di strozzature e altre imprecisioni costruttive. Per questo motivo è stato preferito utilizzare questo diametro, invece di più grande ($D_i = 2.5 \text{ mm}$, $D_e = 4 \text{ mm}$), corrispondente a un maggiore volume di rame da dover modellare, che avrebbe reso più complessa e problematica la realizzazione della sezione.

Simulazione variando la conducibilità termica del metallo per il bagno di colata

La prova seguente riguarda lo studio dei parametri di scambio termico variando la conducibilità termica del bagno di colata. Il valore imposto finora nelle condizioni al contorno è proprio dello stagno puro, ovvero pari a $\lambda = 66 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Tuttavia, nelle prove in laboratorio, non è stato utilizzato lo stagno puro, bensì una sua lega con il piombo. Più precisamente una lega contenente il 60% di piombo, oltre a una percentuale minima di una sostanza disossidante detto *flussante*.

λ [W m ⁻¹ K ⁻¹]	Δp_{tot} [Pa]	T_u [K]	ΔT_{tot} [K]	ΔT_{1-2alz} [K]	\dot{m} [l h ⁻¹]	q [W]	Δx
66	17842.1	290.34	7.34	2.11	10.2	87.07	0.118
50	17842.1	290.22	7.22	2.074	10.2	85.67	0.116

Tabella 2.10: Risultati numerici per due diversi valori di λ .

In questa simulazione sono stati impostati due conducibilità termiche diverse: la prima pari a quella del metallo puro ($\lambda = 66 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$), la seconda con un valore inferiore, posto cautelativamente pari a $50 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, ipotizzando la fusione della

lega di stagno sopra descritta. Tabella 2.10 mostra i risultati ottenuti, mantenendo invariata la velocità di deflusso dell'acqua, pari a 1 m s^{-1} .

La caduta di pressione totale e la portata massica restano invariate in entrambe le simulazioni, essendo costanti la sezione di passaggio, la velocità di deflusso e la densità. Si nota che, per un calo della conducibilità termica di $\Delta\lambda = 66 - 50 = 16 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, la differenza di temperatura totale ΔT_{tot} e tra un'alzata e la successiva ΔT_{1-2alz} calano in maniera trascurabile (meno di 1 K).

Per cui è stato dimostrato come, anche con una λ inferiore, si realizzi uno scambio termico efficiente, garantendo sempre una precisa misurazione dei vari parametri.

Simulazione con bagno di colata in contenitori differenti

Nelle simulazioni svolte finora è stato considerato un bagno di colata in un contenitore unico, come rappresentato in Figura 2.5. Tuttavia, come accennato precedentemente, si è optato per una configurazione con diversi contenitori, come quella rappresentata in Figura 2.6. Scopo di questa simulazione è di studiare come variano i parametri di scambio termico tra il caso di colata in un contenitore unico e nel caso di più contenitori.

Entrambe le analisi numeriche sono state compiute mantenendo costante la velocità di deflusso dell'acqua, per un valore pari a 1 m s^{-1} , e con la conducibilità termica del bagno di colata pari a $\lambda = 50 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Tipologia di bagno di colata	T_u [K]	ΔT_{tot} [K]	ΔT_{1-2alz} [K]	\dot{m} [l h ⁻¹]	q [W]	Δx
contenitore unico	290.34	7.34	2.11	10.2	87.07	0.118
diversi contenitori	288.89	5.89	1.954	10.2	69.98	0.095

Tabella 2.11: Risultati numerici per due diverse tipologie di bagno di colata.

Tabella 2.11 mostra i risultati di questa simulazione. Nel caso di bagno di colata in contenitori differenti, rispetto al caso di un contenitore unico, c'è un calo della differenza di temperatura totale tra sezione di ingresso e uscita (ΔT_{tot}) e tra la prima alzata e la seconda (ΔT_{1-2alz}) non più trascurabile. Questo può essere spiegato dal fatto che, separando il bagno di colata in più parti, si riduce la superficie di scambio termico tra i due tubi. Infatti, confrontando tra loro Figura 2.5 e Figura 2.6, si osserva come la terza alzata in direzione Z, con il relativo ultimo avvolgimento, non sia immersa nello stagno, riducendo il valore dello scambio termico locale. Nonostante ciò questi parametri restano ancora superiori al valore minimo imposto per una buona misurazione, per cui si è dimostrato come anche questa nuova configurazione della sezione sperimentale garantisce uno scambio termico efficiente.

Simulazione variando il titolo del vapore in ingresso

Una volta definita la geometria finale della sezione sperimentale è stata svolta un'ultima analisi, ovvero l'andamento dei parametri di scambio termico con il variare del titolo di vapore refrigerante.

Come detto precedentemente e come è visibile da 2.18, il coefficiente di scambio termico in condensazione dipende da due variabili libere, la portata di massa specifica G e il titolo x del vapore refrigerante.

Dei due parametri quello più influente su HTC_{CV} è il titolo di vapore. In questa simulazione viene mantenuta sempre costante la velocità di deflusso dell'acqua, pari a $v = 1 \text{ m s}^{-1}$ e vengono imposti diversi valori di x , compresi nel range indicato in Tabella 2.3.

Titolo di vapore x	T_u [K]	ΔT_{tot} [K]	ΔT_{1-2alz} [K]	\dot{m} [kg h ⁻¹]	q [W]	Δx
0.1	286.306	3.306	1.047	10.2	39.22	0.053
0.3	287.854	4.854	1.587	10.2	57.58	0.078
0.5	288.899	5.899	1.954	10.2	69.98	0.095
0.8	290.021	7.021	2.352	10.2	83.29	0.113

Tabella 2.12: Risultati numerici per diversi valori di titolo x .

Da Tabella 2.12 si nota come, all'aumentare del titolo, i parametri di scambio termico aumentino. Per comprendere il significato fisico di questo comportamento ci si può rifare alla definizione di titolo:

$$x = \frac{m_v}{m_v + m_l} = \frac{m_v}{m_t} \quad (2.25)$$

con:

- m_v massa di vapore;
- m_l massa del liquido;
- m_t massa totale (somma di vapore e liquido).

Il valore di x varia da 0 (liquido saturo) a 1 (vapore saturo secco). Per valori del titolo vicini a 1 si ha una massa di liquido piccola sotto forma di goccioline in sospensione, tipica caratteristica del moto anulare. Per valori inferiori il liquido si deposita sul fondo del tubo per effetto della gravità, generando un moto di tipo stratificato. A parità di portata massica, definita come $\dot{m} = \rho v A$, diminuendo il titolo, come accade durante il processo di condensazione, diminuisce la velocità v del vapore e aumenta la densità ρ , causando un calo di HTC_{CV} .

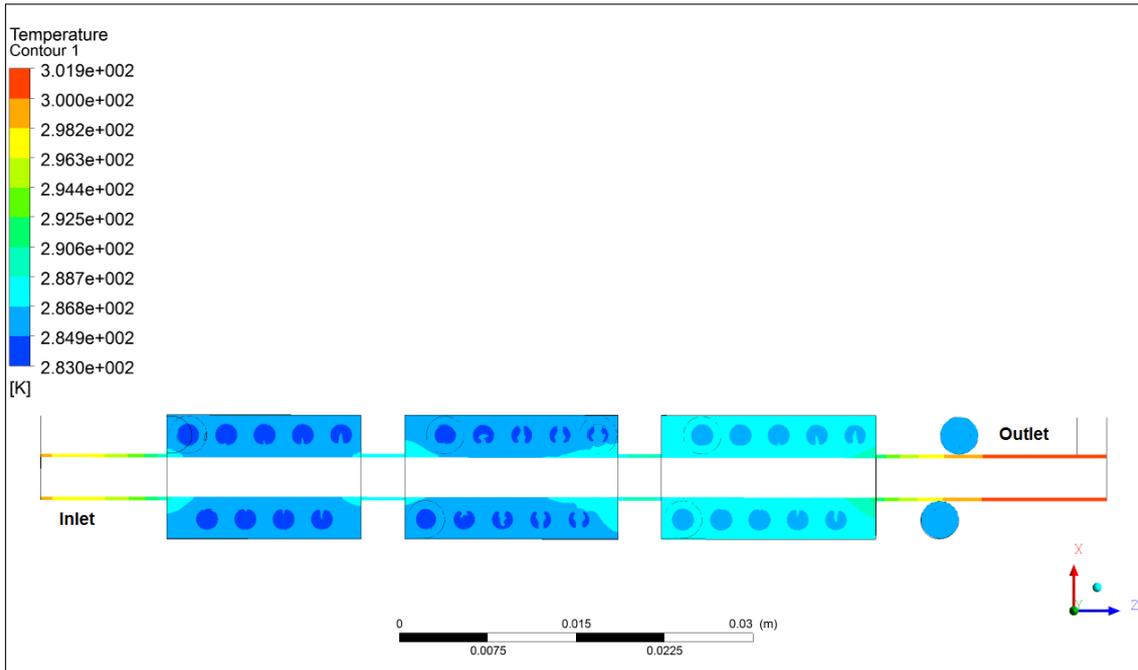


Figura 2.10: Distribuzione planare di temperatura per $x = 0.1$.

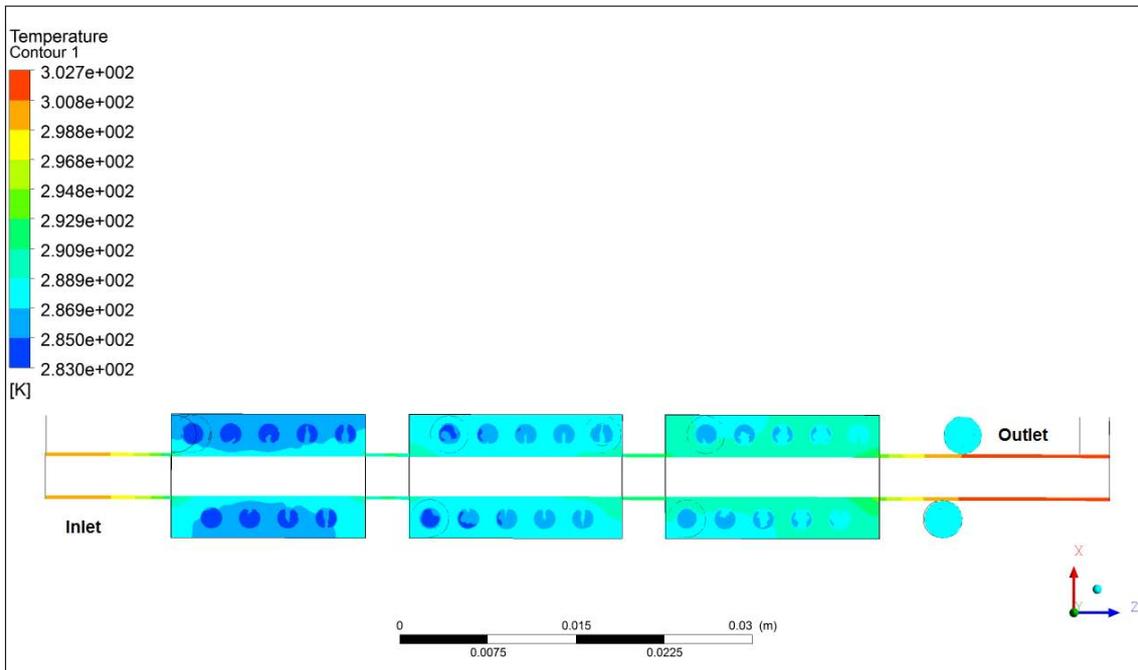


Figura 2.11: Distribuzione planare di temperatura per $x = 0.3$.

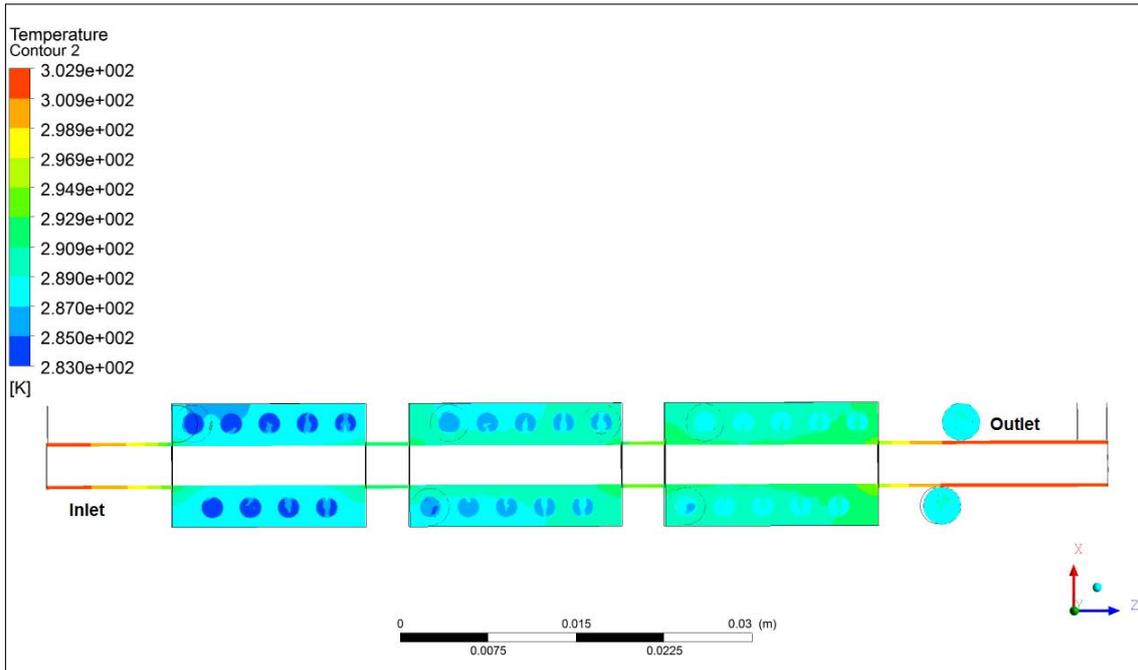


Figura 2.12: Distribuzione planare di temperatura per $x = 0.5$.

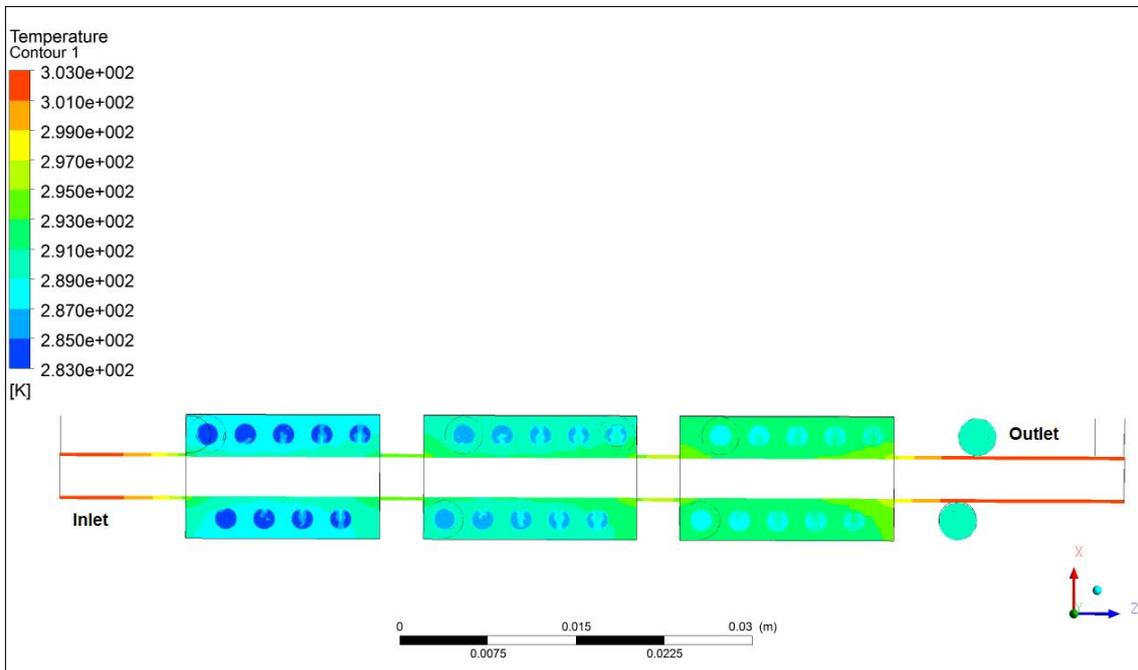


Figura 2.13: Distribuzione planare di temperatura per $x = 0.8$.

Nelle Figure 2.10, 2.11, 2.12 e 2.13 sono mostrate le distribuzioni della temperatura lungo il piano di sezione orizzontale XZ, al variare di x .

In accordo con Tabella 2.12, aumentando il titolo di vapore si nota una maggiore escursione di temperatura tra ingresso e uscita della sezione, conseguenza di un sempre maggiore coefficiente di scambio termico convettivo.

Studio dell'andamento della temperatura di parete

Quest'ultima analisi è molto importante e ha lo scopo di studiare l'andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin. Tramite Ansys Fluent® sono state rappresentati i valori di T_p lungo Z, ovvero lungo la direzione del condotto (Figura 2.14).

Si può notare come l'andamento della temperatura di parete non sia lineare lungo la direzione z . Più precisamente sono presenti dei *picchi* di temperatura, esattamente nella parte di tubo scoperta dai contenitori, nei tratti sottostanti le *alzate*. In questi tratti di condotto la temperatura di parete risente notevolmente della temperatura di saturazione del refrigerante, pari a $T_{sat} = 303$ K. Non essendo a contatto con il tubo contenente l'acqua raffreddante, la parete tende a riportarsi alla temperatura di saturazione. Una volta all'interno del contenitore, la temperatura cala per mantenere un andamento pressochè lineare, pari all'effettiva T_p che si vuole misurare. Questo fenomeno può essere spiegato con il fatto che, nel computo del flusso termico totale nella sezione, oltre a quello radiale, dovuto all'interazione tra l'acqua e il refrigerante, è presente un flusso termico longitudinale che porta a riscaldare la temperatura di parete del tubo microfin.

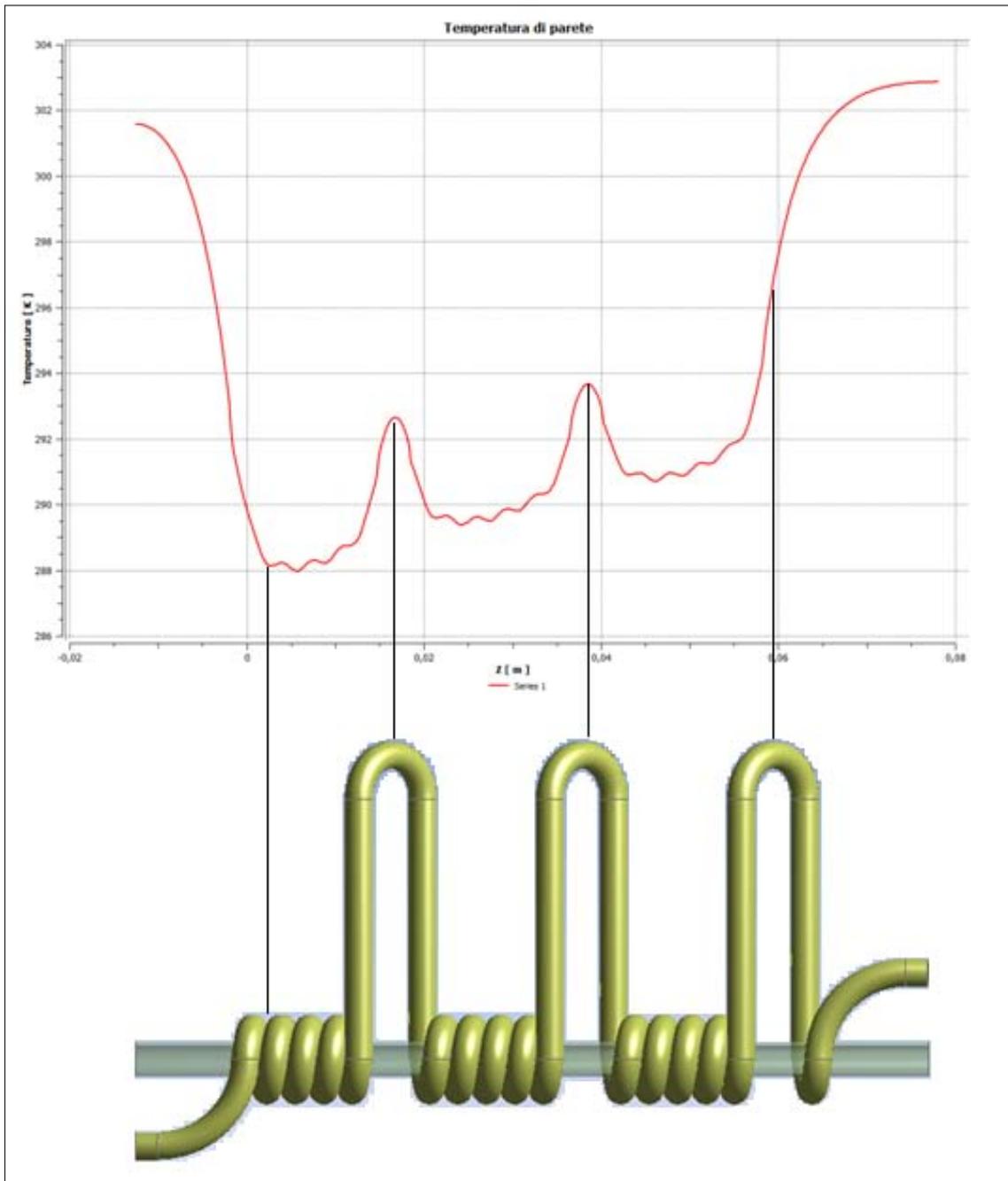


Figura 2.14: Andamento della temperatura di parete in funzione della lunghezza del tubo.

Per rendere chiaro visivamente questo andamento, la distribuzione della temperatura lungo il tubo microfin è mostrata in Figura 2.15 :

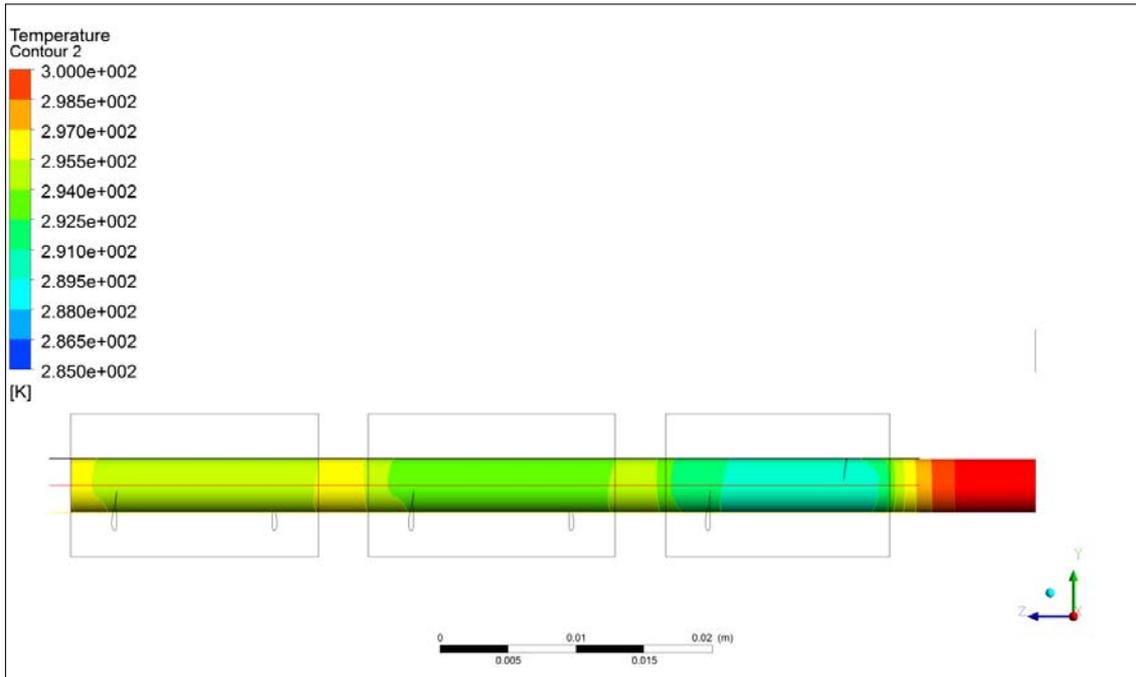


Figura 2.15: Distribuzione della temperatura di parete lungo il tubo microfin.

Si nota come, riferendosi alla scala di colori graduata, nei tratti esterni ai contenitori, si abbia un flusso termico longitudinale che causa l'innalzamento locale della temperatura di parete. Questo fenomeno risulta un problema per la successiva misurazione della T_p tramite termocoppie, collocate proprio nei tratti di microtubo scoperti. Infatti la temperatura che si andrebbe a misurare non sarebbe quella effettiva di parete ma maggiore, influenzata notevolmente dalla T_{sat} del refrigerante. Rifacendosi a Figura 2.14 si misurerebbe la temperatura nel punto di picco del grafico e non nel tratto lineare interno ai diversi contenitori di colata.

Per risolvere questo problema si è provato a impostare una maggiore temperatura di ingresso dell'acqua $T_{w,in}$, ponendola pari a 293 K, invece che 283 K; con l'intento di *livellare* l'andamento di temperatura, provando a eliminare o almeno ridurre l'ampiezza dei picchi. Si pensava infatti che, essendo l'acqua e quindi la parete del tubo,

a temperatura maggiore, risentisse meno della temperatura di saturazione, essendo $\Delta T(sat - parete)$ di entità minore rispetto al caso precedente.

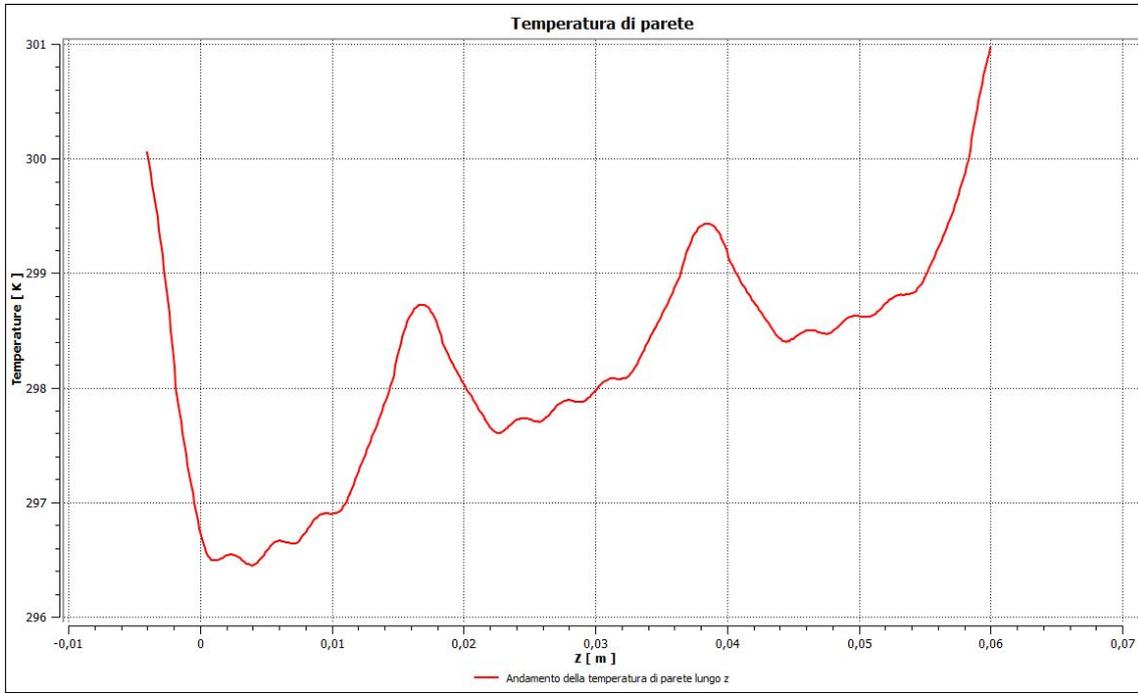


Figura 2.16: Andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin, per $T_{w,in} = 293$ K.

Tuttavia viene mostrato come, nonostante la modifica attuata, i picchi non siano stati eliminati (Figura 2.16). Risulta una traslazione verso l'alto dell'andamento di temperatura. Questo è un risultato negativo per la misurazione del coefficiente di scambio termico del vapore. Infatti, in questo caso, la differenza tra la T_{sat} e la T_p è inferiore a 1 K, ancora minore al caso precedente. Come detto in questo lavoro, valori così piccoli di temperatura non possono essere misurati in maniera accurata dalla termocoppia.

Non essendo stato possibile correggere l'andamento della T_p modificando la temperatura di ingresso dell'acqua, si è deciso di modificare la geometria della sezione

stessa. Si è pertanto provato a diminuire il tratto di tubo microfin scoperto sottostante le alzate, avvicinando tra di loro gli avvolgimenti. Per ridurre il più possibile l'influenza della T_{sat} del refrigerante sulla temperatura di parete, causa dei picchi di temperatura, si è deciso di realizzare la colata di stagno in un contenitore unico. In questo modo anche la parete del tubo microfin sottostante le alzate, di lunghezza inferiore al caso precedente, risulta immersa nel materiale altamente conduttivo e risente maggiormente della temperatura dell'acqua raffreddante, invece che della temperatura di saturazione.

Il modello del contenitore realizzato è mostrato in Figura 2.17:

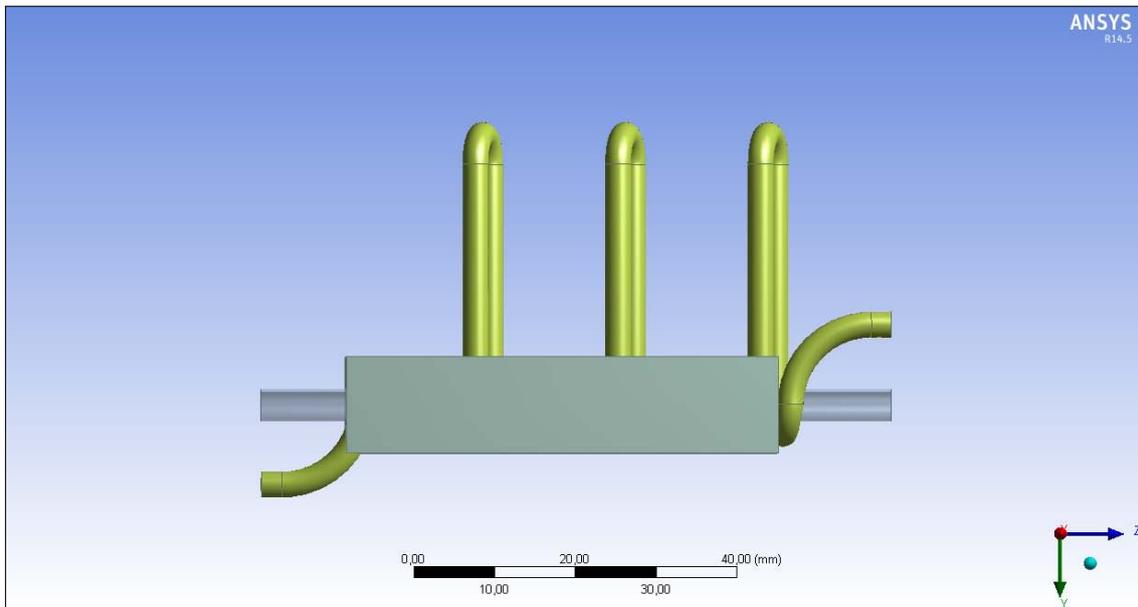


Figura 2.17: Modello 3-D della geometria con gli avvolgimenti ravvicinati, con colata in contenitore unico.

Si nota come il contenitore sia di volume inferiore a quello ideato nelle prime simulazioni svolte (Figura 2.5). In questo caso si è deciso di non inglobare interamente le alzate della geometria, in quanto si otterrebbe un flusso termico globale in tre direzioni, difficile da quantificare. Infatti oltre a quello radiale tra il tubo spiralato

e il tubo microfin e a quello longitudinale nella parte sottostante l'alzata, si aggiungerebbe un flusso termico, per quanto di entità ridotta, normale al tratto verticale di tubo.

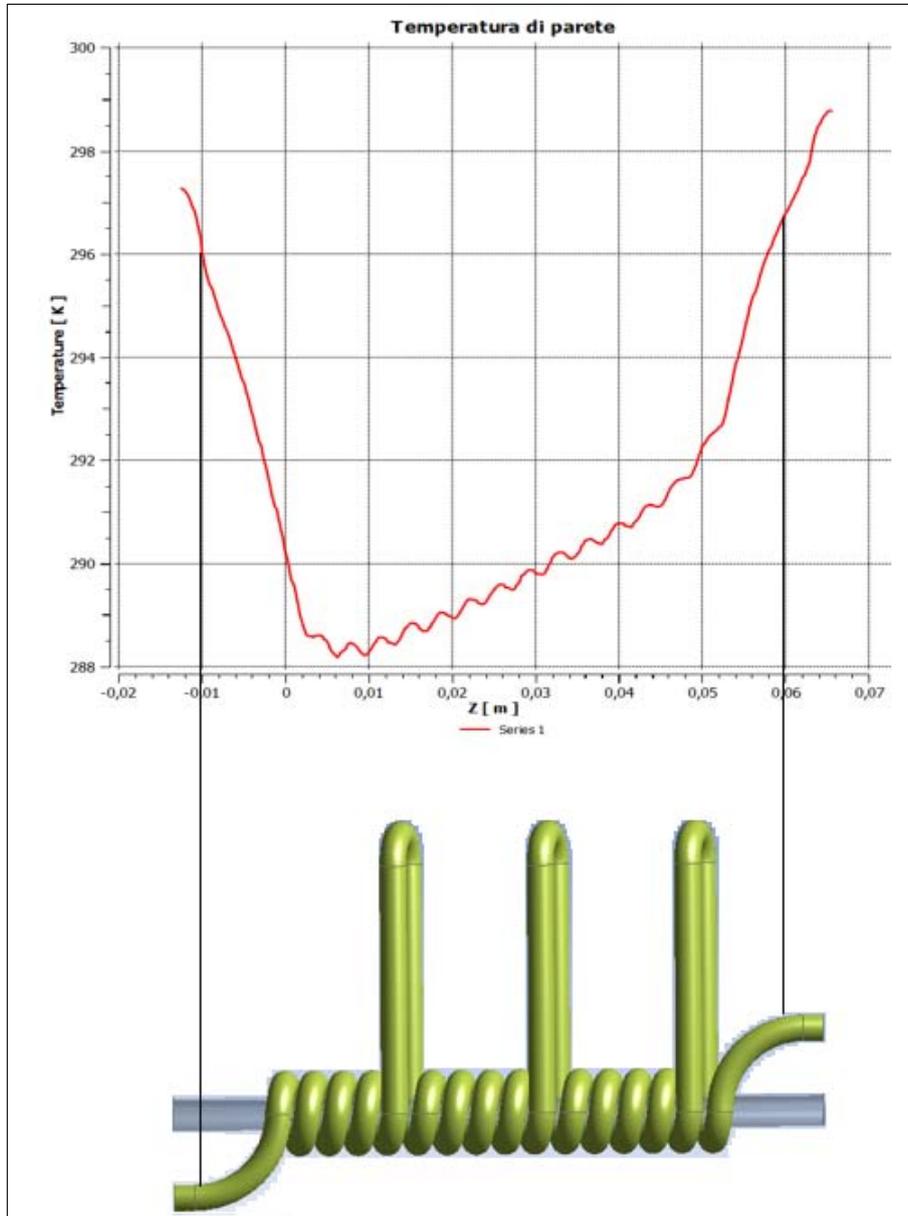


Figura 2.18: Andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin, per una sezione con spire strette.

Figura 2.18 mostra l'andamento della temperatura di parete ottenuto con questa

geometria. Grazie a questa configurazione i picchi di temperatura sono stati eliminati. L'andamento di temperatura lungo la sezione è lineare. Nei due tratti di tubo microfin scoperti dallo stagno si nota come la temperatura di parete sia notevolmente influenzata dalla T_{sat} del refrigerante. Una volta iniziato l'avvolgimento essa si riduce notevolmente fino al valore effettivo, per poi crescere linearmente fino alla fine del contenitore di colata e infine riportarsi nuovamente il più possibile vicino alla T_{sat} .

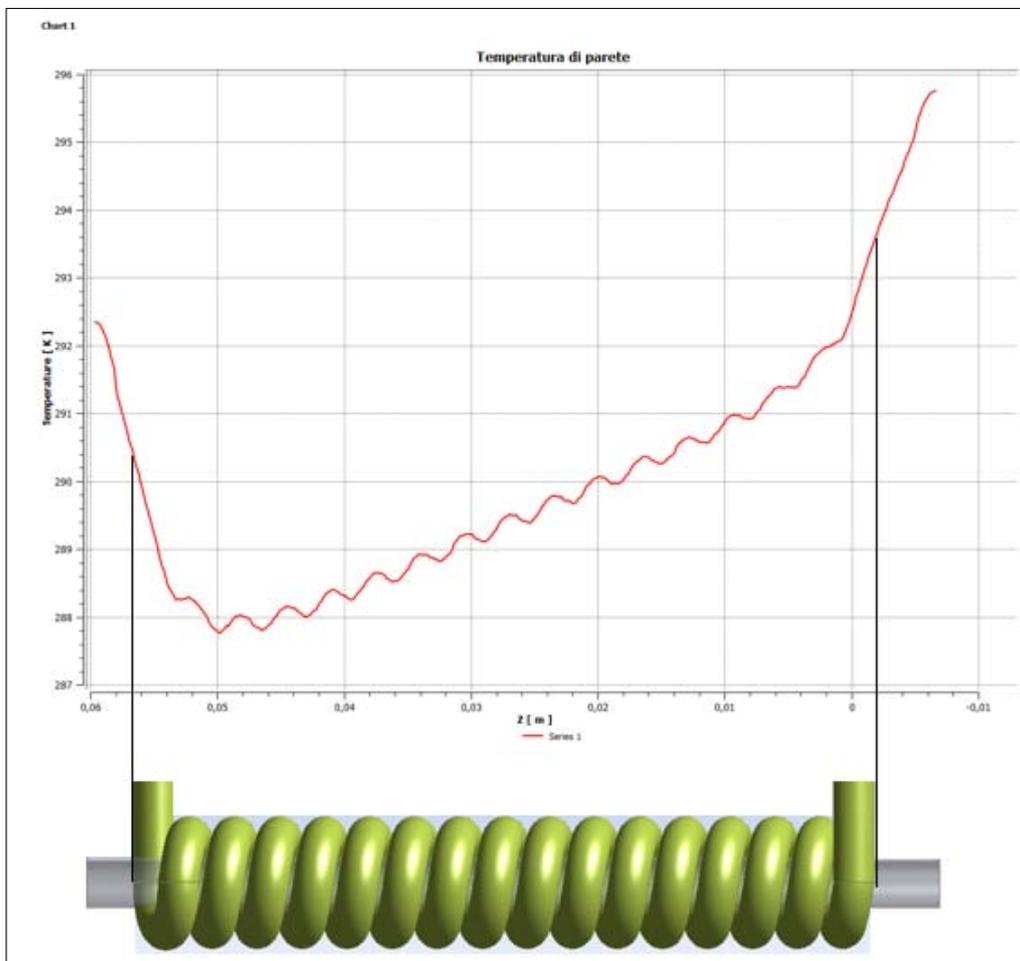


Figura 2.19: Andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin, per una sezione con un unico avvolgimento.

Un ulteriore soluzione ideata per eliminare i picchi di temperatura consiste in una

sezione sperimentale composta da un unico avvolgimento di 15 spire, in cui le alzate sono poste solamente all'ingresso e all'uscita dello stesso. In questo modo si è sicuri che l'andamento della temperatura di parete sia sempre lineare lungo l'avvolgimento, essendo il tubo microfin sempre avvolto dal tubo a spirale in cui scorre l'acqua raffreddante. I risultati ottenuti confermano infatti questa ipotesi (Figura 2.19).

Anche in questo caso, come in quello precedente (Figura 2.18), non si ha più la presenza dei picchi di temperatura. Si nota come la temperatura di parete abbia un andamento lineare solo una volta iniziato l'avvolgimento, fino alla sua fine, per poi tornare ai valori propri della saturazione del refrigerante.

2.2.4 Calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione

Il coefficiente di scambio termico in condensazione, lato refrigerante, viene calcolato in questo modo:

$$HTC_{cond} = \frac{q}{A_{HT} \cdot (T_{sat} - T_p)} \quad [\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (2.26)$$

dove A_{HT} è l'area di scambio termico, nel caso presente pari alla superficie più interna del tubo microfin $A_{HT} = \pi \cdot D_{ap} \cdot L$, con $D_{ap} = 3.4$ mm diametro all'apice dell'aletta e L la lunghezza del tratto di tubo microfin soggetta a scambio termico.

Il flusso termico scambiato q è pari a quello lato acqua.

Rifacendosi ai diagrammi dell'andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin, verranno di seguito calcolati i coefficienti di scambio termico in condensazione per ogni tipologia di sezione sperimentale finora proposta.

Caso 1: sezione "a cassette"

Viene di seguito calcolato il coefficiente di scambio termico in condensazione relativo alla sezione di Figura 2.6. Le termocoppie per la misurazione di parete saranno collocate nei tratti di tubo microfin esterni ai contenitori di colata. Il coefficiente di scambio termico viene calcolato in due modi: vengono scelti, nel primo caso, i valori di temperatura di parete nei punti in cui verranno applicate le termocoppie, ovvero prima e dopo di ciascun contenitore, facendone la media aritmetica. Rifacendosi al grafico di Figura 2.14, la temperatura misurata dalle termocoppie corrisponde ai picchi di temperatura tra un avvolgimento e il successivo. Nel secondo caso, invece, viene scelta la temperatura nel punto intermedio di ogni avvolgimento, ovvero nel punto medio di ogni tratto lineare del grafico. In tal modo il valore misurato non è influenzato dai picchi di temperatura presenti ma coincide con la temperatura effettiva della parete.

In questo caso, grazie alle presenze delle alzate, è possibile calcolare un flusso termico locale per ogni avvolgimento, pari a $q_{loc} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{1-2alz}$, con ΔT_{1-2alz} la differenza di temperatura dell'acqua tra un'alzata e la successiva.

Posizione	T_p [K]	ΔT_{1-2alz} [K]	q_{loc} [W]	HTC_{cond} [W m ⁻² K ⁻¹]
Primo avvolgimento	290.8	2.119	25.13	10538.73
Secondo avvolgimento	293.1	1.954	23.175	11975.85
Terzo avvolgimento	295	1.818	21.562	13788.62
Lineare 1	288.45	2.119	25.132	8836.596
Lineare 2	289.8	1.954	23.175	8981.888
Lineare 3	291	1.818	21.562	9192.416

Tabella 2.13: Calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione.

Tabella 2.13 mostra i risultati ottenuti con $D_{ap} = 3.4$ mm, $\dot{m} = 10.2$ l h⁻¹, $L = 18.3$ mm lunghezza di ogni singola *casetta* e $T_{sat} = 303$ K.

Con *primo*, *secondo* e *terzo avvolgimento* si intendono i valori di temperatura di parete misurati alle estremità di ogni singolo contenitore, nei punti in cui saranno applicate le termocoppie, mentre con *lineare 1*, *2* e *3* si intendono le temperature misurate nel punto medio del tratto lineare relativo al singolo avvolgimento.

Si nota come, nel caso di misurazione della temperatura di parete con le termocoppie, il valore del coefficiente di scambio termico in condensazione sia eccessivamente alto, rispetto a quello calcolato con l'effettiva temperatura di parete presente. Quest'ultimo si discosta leggermente da quello teorico imposto nelle analisi fluidodinamiche, pari a $HTC_{th} = 8046.4$ W m⁻² K⁻¹.

Caso 2: sezione con avvolgimenti ravvicinati in contenitore unico

Viene di seguito calcolato il coefficiente di scambio termico in condensazione relativo alla sezione rappresentata in Figura 2.17. In questo caso, nel computo di tale coefficiente, viene preso come riferimento l'avvolgimento intermedio della sezione, delimitato dalla prima e dalla seconda alzata. In questo modo, calcolando la differenza di temperatura dell'acqua tra le due alzate è possibile calcolare un flusso termico locale q_{loc} , corrispondente al solo avvolgimento considerato.

Nel calcolo di HTC_{cond} viene scelto un valore della temperatura di parete pari alla media tra i due valori di temperatura corrispondenti alle estremità dell'avvolgimento. Non essendoci dei picchi di temperatura, il valore di temperatura misurato sarà pari a quella effettiva della parete.

Con $D_{ap} = 3.4$ mm, $\dot{m} = 10.2$ l h⁻¹, $L = 17.67$ mm lunghezza del tubo microfin compreso tra la prima e la seconda alzata e $T_{sat} = 303$ K, i risultati ottenuti sono

mostrati in Tabella 2.14:

Posizione	T_p [K]	ΔT_{1-2alz} [K]	q_{loc} [W]	HTC_{cond} [W m ⁻² K ⁻¹]
Avvolgimento intermedio	289.7	1.752	20.779	8277.783

Tabella 2.14: Calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione nel caso di sezione con avvolgimenti ravvicinati.

Si nota come il valore del coefficiente di scambio termico in condensazione misurato sia leggermente diverso da quello teorico calcolato con (2.18), pari a $HTC_{th} = 8046.4$ W m⁻² K⁻¹. Da questo risultato ottenuto, questa configurazione sembrerebbe la migliore possibile, in quanto permetterebbe il calcolo di un coefficiente di scambio termico locale e di valore paragonabile a quello teorico ipotizzato. Tuttavia essa presenta dei punti critici. Risulta infatti difficile l'applicazione di una termocoppia tra un avvolgimento e il successivo, a causa della vicinanza elevata, dell'ordine di circa 2 mm, tra i due tratti verticali che formano un'alzata. Inoltre la presenza di un contenitore unico complica ulteriormente la procedura, in quanto la colata dello stagno deve essere necessariamente preceduta dall'incollaggio delle termocoppie, altrimenti impossibili da collocare a solidificazione dello stagno avvenuta. Esse sono composte da due filamenti, uno in rame e uno in costantana, rivestiti entrambi da *teflon*, materia plastica che non resiste alle alte temperature.

Dovendo collocare prima la termocoppia e successivamente eseguire la colata di stagno fluido, ciò renderebbe impossibile la tenuta di questo materiale, il quale andrebbe a sciogliersi provocando il contatto tra i due filamenti dello strumento, falsando la misurazione.

Per ovviare questo problema ci sono diverse soluzioni: la prima consiste nel ricoprire la termocoppia con il collante marmo-ferro, il quale resiste alle alte temperature,

come è stato dimostrato nelle prove svolte in laboratorio. Tuttavia questa soluzione è di complessa realizzazione, essendo i filamenti molto delicati da maneggiare. La seconda possibilità è quella di utilizzare termocoppie rivestite in acciaio inox, resistente alle alte temperature. Tuttavia questi strumenti risultano meno precisi delle termocoppie utilizzate precedentemente.

Ultima soluzione è sostituire il materiale utilizzato per la colata, optando a qualcosa che non richieda alte temperature per la sua applicazione, preservando, così, le termocoppie. Invece della lega di stagno e piombo esistono delle particolari *paste conduttive*, le quali, però, hanno una conducibilità termica massima di circa $5 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Caso 3: sezione composta da un solo avvolgimento all'interno di un contenitore unico

Di seguito viene calcolato il coefficiente di scambio termico relativo alla sezione composta da un solo avvolgimento di 15 spire, con due alzate poste esclusivamente alle due estremità dell'avvolgimento. Quest'ultimo è contenuto in un singolo contenitore di colata. A differenza dei due casi precedenti non è più possibile calcolare un coefficiente di scambio termico locale, a causa dell'assenza delle alzate intermedie. Per questo motivo si parlerà di flusso termico globale, tra ingresso e uscita della sezione e, di conseguenza, di coefficiente di scambio termico globale in condensazione. La lunghezza del tratto di tubo microfin soggetto a scambio termico è pari alla lunghezza del contenitore di colata, ovvero $L = 68 \text{ mm}$. La temperatura di parete viene scelta in due modalità: nel primo caso vengono scelti i valori di temperatura corrispondenti ai punti in cui verranno applicate le termocoppie, ovvero appena prima e dopo del contenitore di colata. Nel secondo caso verrà scelto un valore di

temperatura corrispondente al punto medio del tratto lineare del grafico di Figura 2.19, pari all'effettiva temperatura di parete.

Con $D_{ap} = 3.4$ mm, $\dot{m} = 10.2$ l h⁻¹ e $T_{sat} = 303$ K, i risultati ottenuti sono mostrati in Tabella 2.15:

Posizione	T_p [K]	ΔT_{tot} [K]	q_{glob} [W]	HTC_{cond} [W m ⁻² K ⁻¹]
Estremità	292.9	6.187	73.380	10002.716
Punto medio	289.6	6.187	73.380	7539.361

Tabella 2.15: Calcolo del coefficiente di scambio termico in condensazione nel caso di sezione con un unico avvolgimento.

Si nota come, nel caso di misurazione della temperatura di parete nei punti di applicazione delle termocoppie, il relativo coefficiente di scambio termico sia nettamente maggiore di quello calcolato con la temperatura di parete effettiva. Infatti, rifacendosi al grafico di Figura 2.19, le termocoppie sarebbero collocate appena fuori dal contenitore di colata, punti in cui la temperatura di parete risente notevolmente della T_{sat} del refrigerante. Per tale motivo, con questa sezione proposta, sarà necessario collocare le termocoppie all'interno dell'avvolgimento, così da ottenere una misurazione corretta. Tuttavia, come nel caso trattato in precedenza, questo è di difficile realizzazione, a causa della vicinanza delle spire le une con le altre e per l'esigenza di una termocoppia resistente alle alte temperature raggiunte con la colata dello stagno fuso nel contenitore unico.

Capitolo 3

Sezione sperimentale

3.1 Apparato sperimentale [59]

L'apparato sperimentale mostrato schematicamente in Figura 3.1 è situato nel laboratorio "Scambio Termico in Micro Geometrie" (HTMG-Lab) presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova.

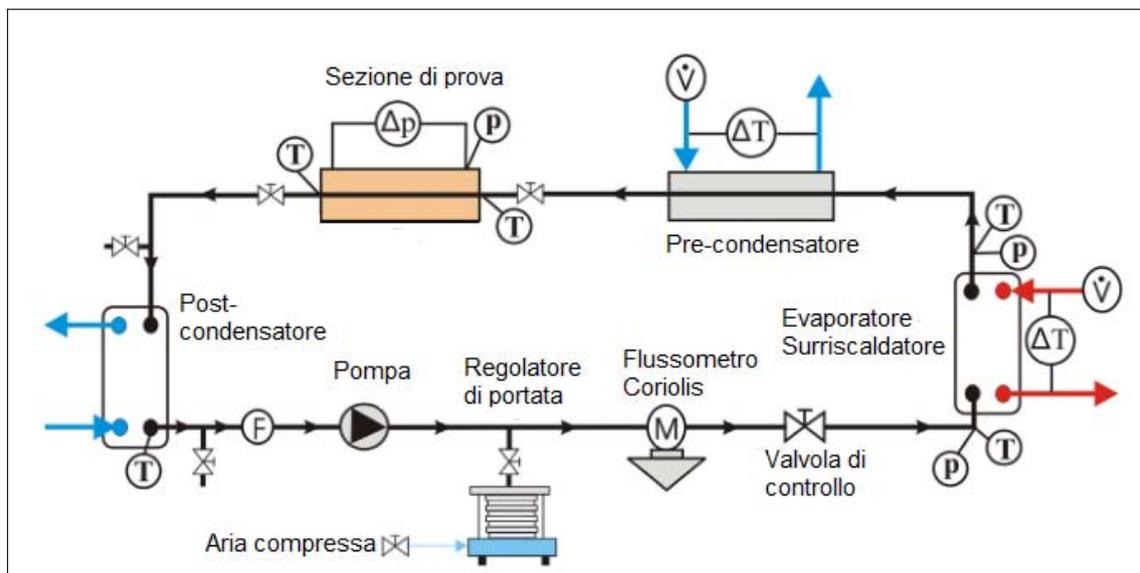


Figura 3.1: Schema dell'apparato sperimentale [59].

Tale circuito è stato realizzato per misure di scambio termico, di cadute di pressione e per l'osservazione del regime di deflusso di refrigeranti puri o miscelati sia in evaporazione che in condensazione, all'interno di micro geometrie.

Esso è composto da quattro circuiti: quello del refrigerante, dell'acqua fredda per il pre-condensatore, dell'acqua fredda per il post-condensatore e dell'acqua calda per l'evaporatore.

Nel primo anello il refrigerante viene fatto circolare nel circuito da una pompa a ingranaggi magnetici, è successivamente vaporizzato e surriscaldato in uno scambiatore di calore a piastre saldo brasate, alimentato da acqua calda. Quindi il vapore surriscaldato condensa parzialmente in un pre-condensatore, rifornito con acqua prelevata da un chiller, per raggiungere il titolo voluto all'ingresso della sezione di prova. Il vapore refrigerante entra nella sezione sperimentale con portata di massa e titolo noti e qui condensa. Il fluido lascia poi la sezione di prova e entra in un post-condensatore, rifornito da acqua di pozzo, dove viene completamente condensato e sotto-raffreddato. Attraversa quindi un filtro ad assorbimento prima di ritornare nell'evaporatore. Come mostrato in Figura 3.1, pressione e temperatura del refrigerante sono misurate in diverse posizioni del circuito, così da monitorare le proprietà termodinamiche del fluido in ingresso e uscita di ogni scambiatore di calore. La portata di R1234ze(E) può essere regolata indipendentemente dalla pompa a ingranaggi magnetici e costantemente misurata tramite un misuratore di portata di massa ad effetto Coriolis. Nel caso di misurazione di portata sui gas è preferibile quest'ultimo strumento, in quanto i gas risentono maggiormente dei liquidi delle variazioni di pressione e temperatura, variando il proprio volume. E' dunque migliore dal punto di vista della qualità di misurazione calcolare la portata di massa piuttosto che la portata volumetrica.

Il titolo del vapore refrigerante in ingresso della sezione di prova viene controllato dal flusso termico nel pre-condensatore ($q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$), variando la temperatura dell'acqua o la portata di massa. Il circuito dell'acqua fredda del pre-condensatore consiste in un chiller a controllo termostatico. Diversamente, l'acqua fredda per condensare il refrigerante nella sezione di prova, viene prelevata da un bagno termostatico.

Il circuito dell'acqua calda che alimenta l'evaporatore è composto da una pompa, un riscaldatore elettrico e una valvola di controllo; permette di impostare sia la portata d'acqua che la temperatura di ingresso dell'acqua.

Le portate nel pre-condensatore e nella sezione di prova vengono misurate tramite un misuratore di portata magnetico, mentre la differenza di temperatura dell'acqua è misurata con delle termocoppie.

Trasduttore	Accuratezza
Termocoppie	± 0.05 K
Termopila	± 0.03 K
Potenza elettrica	0.13% della lettura
Misuratore Coriolis di portata massica	0.10% della lettura
Misuratore magnetico di portata volumetrica	0.25% della lettura
Misuratore di pressione assoluta	± 1950 Pa

Tabella 3.1: Accuratezza e incertezza di misurazione di ogni misuratore del circuito.

Tabella 3.1 elenca i valori dell'accuratezza degli strumenti di misurazione utilizzati nel circuito sopra presentato. Si nota una migliore precisione di misurazione del misuratore di portata di massa a effetto Coriolis (0.10%) rispetto a quello di portata volumetrica di tipo magnetico (0.25%).

3.2 Realizzazione della sezione di prova

Prima della realizzazione finale della sezione che verrà inserita all'interno dell'apparato sperimentale, sono state fatte diverse prove in laboratorio per cercare di comprendere e risolvere le inevitabili problematiche proprie di un lavoro sperimentale. Tali prove riguardano due principali campi di lavoro: la piegatura del tubo liscio per realizzare la particolare geometria a spire e la colata dello stagno fuso nei singoli contenitori, opportunamente realizzati.

3.2.1 Prove di piegatura tubi

Le prove di piegatura sono state svolte direttamente sul tubo liscio di rame con diametro esterno di 3.2 mm e diametro interno di 1.9 mm. Inizialmente si è realizzata la piegatura utilizzando due pinze e pre-riscaldando il rame con una pistola termica, così da renderlo più malleabile. Purtroppo con tale tecnica si realizzavano molto facilmente strozzature e curvature troppo strette che avrebbero compromesso il corretto fluire dell'acqua nel tubo e, soprattutto, aumentato le perdite di pressione. Valore, quest'ultimo, da mantenere il più basso possibile, considerando il limite della pressione di aspirazione del bagno termostatico.

E' stata quindi cambiata la tecnica, per passare a un metodo più rudimentale ma, allo stesso tempo, più efficiente. Senza l'ausilio della pistola termica e delle pinze si è svolta la piegatura del tubo direttamente a mano. In tal modo, avendo il controllo totale del tubo e della forza applicata, si sono riuscite a realizzare spire con una curvatura più uniforme, senza eccessive strozzature. Inizialmente è stato piegato il tubo liscio direttamente intorno al tubo microfin, ma con risultati scadenti. Infatti, a causa del piccolo spessore del tubo microfin, precisamente $s_{microfin} = 0.3$ mm,

piegandovi intorno il più spesso tubo liscio $s_{tubo\ liscio} = 0.65\text{ mm}$, lo si deformava plasticamente, rovinando la delicata alettatura interna e, quindi, compromettendo un efficiente scambio termico.

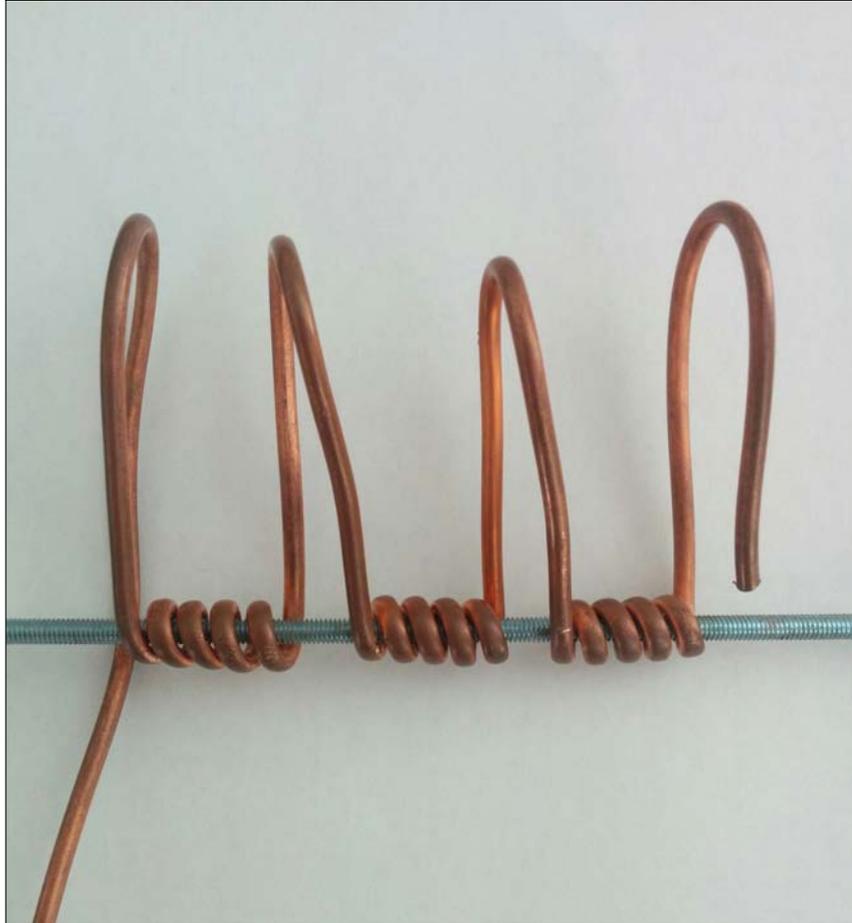


Figura 3.2: Sezione di prova realizzata in laboratorio con 5 spire.

E' stata, quindi, migliorata ulteriormente la tecnica di piegatura: invece che piegare direttamente intorno al tubo microfin, si è scelto di farlo intorno a un tondino in alluminio (Figura 3.2), alettato esternamente e di diametro maggiore di quello esterno del tubo microfin. In tal modo, una volta piegato il tubo liscio e fatto facilmente sfilare dal tondino, è stato possibile far passare all'interno delle spire il tubo microfin, senza rovinarne la delicata conformazione. Lo spazio vuoto tra gli avvolgimenti

e il diametro esterno del microfin saranno successivamente riempiti con la colata di stagno fuso.

Da Figura 3.2 si nota come le due estremità del tubo siano state lasciate di una lunghezza opportuna per poi essere collegate al bagno termostatico. Si osserva la particolare geometria del tondino in alluminio, la cui alettatura esterna permette di sfilarlo facilmente una volta realizzata la piegatura.

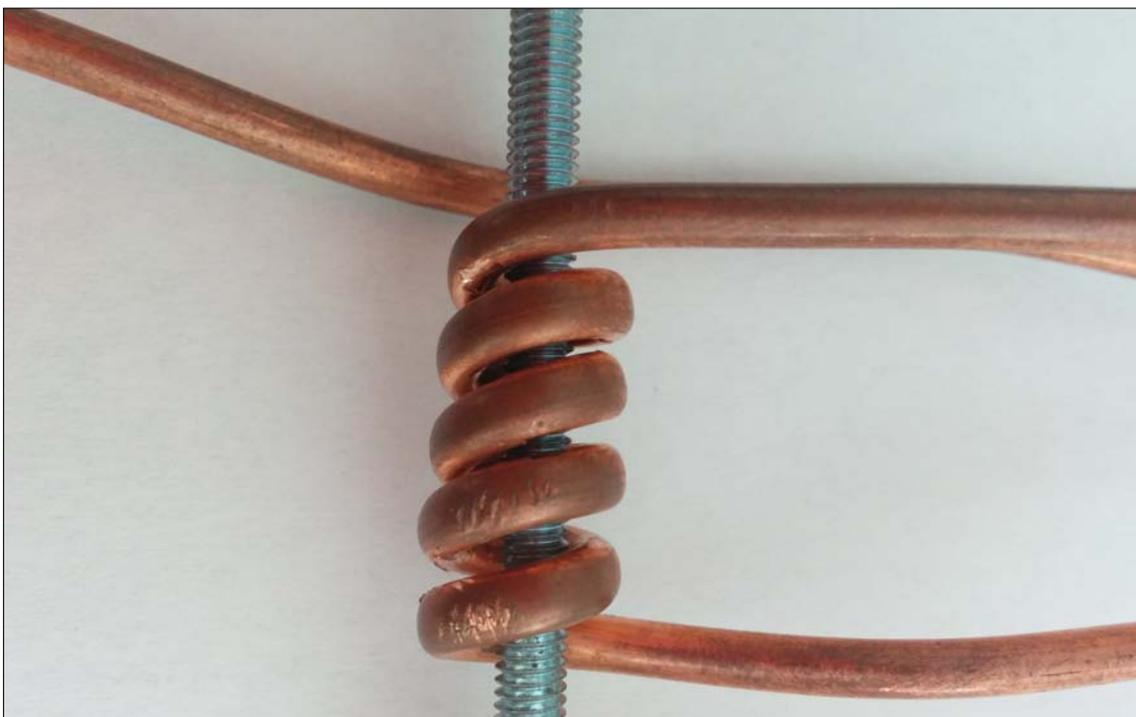


Figura 3.3: Ingrandimento di un avvolgimento della sezione di prova.

In Figura 3.3 è mostrato l'ingrandimento di un singolo avvolgimento della sezione di prova precedentemente mostrata. Le spire che lo compongono sono state opportunamente distanziate con delle pinze. Questa caratteristica, come verrà illustrato successivamente, è molto importante. Infatti delle spire a contatto o eccessivamente vicine comprometterebbero l'efficacia della colata dello stagno fuso, in quanto esso non riuscirebbe a penetrare tra una e l'altra, lasciando vuoto lo spazio anulare tra

tubo microfin e spirale liscia.

3.2.2 Prove di colata

Prima di procedere alla realizzazione finale della sezione è stato necessario svolgere delle prove per ottimizzare la tecnica di fusione e successiva colata dello stagno. Come spiegato precedentemente si è deciso di inserire ogni avvolgimento all'interno di un contenitore opportunamente sagomato, facendo passare il tubo microfin attraverso ognuno di essi, come illustrato in Figura 2.6. Ognuna di queste strutture deve essere, quindi, di lunghezza pari o poco maggiore a quella di un avvolgimento e di profondità tale da contenerlo interamente.

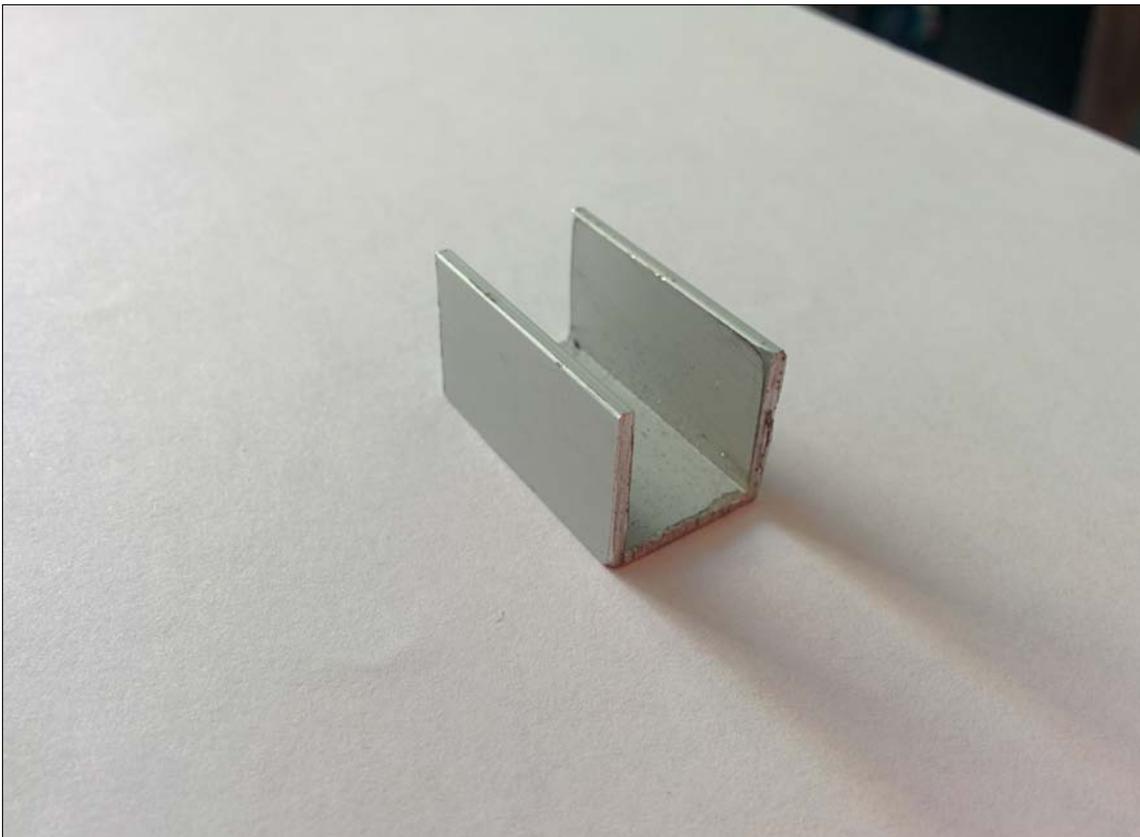


Figura 3.4: Profilato a U opportunamente tagliato.

Per realizzare questi contenitori speciali si è deciso di utilizzare dei trafilati "a U" in alluminio, di base 15 mm e altezza 15 mm, disponibili in aste di lunghezza dell'ordine del metro e acquistabili in un qualsiasi ferramenta specializzato. Una volta procurati, essi sono stati opportunamente tagliati in parti più piccole, realizzando i contenitori delle dimensioni necessarie (Figura 3.4).

Tuttavia questi componenti risultavano aperti sulle due estremità laterali e non erano, quindi, funzionali all'operazione di colata, in quanto lo stagno sarebbe fuoriuscito lateralmente. Era dunque necessario realizzare delle chiusure laterali, così da formare un vero e proprio contenitore chiuso. Sono stati ricavati dei quadrati di alluminio di dimensioni 15x15 mm tagliando una lamina sottile, disponibile in laboratorio.

Un ulteriore problema per la realizzazione della struttura è stato la scelta della colla per unire le piastrine quadrate alle due estremità del contenitore. Infatti tale collante deve essere in grado di resistere alle alte temperature (circa 500 K) raggiunte a contatto con la colata dello stagno fuso, garantendo sempre la tenuta. Si è deciso di utilizzare la colla bi-componente *marmo-ferro*, di marca Pattex. Tale sostanza è consigliata per l'incollaggio di metalli e da certificato è in grado di resistere a un range di temperature compreso tra +110°C e -40°C. Nonostante la temperatura di fusione dello stagno sia superiore, la prova di colata svolta in laboratorio ha mostrato come tale colla, nonostante si carbonizzi, resista ugualmente a queste temperature garantendo il fissaggio.

Per la fusione è stato utilizzato dello stagno a filo, con un percentuale di piombo in miscela del 60%, oltre a una minima percentuale di flussante. Inizialmente si è fuso lo stagno con un classico saldatore a punta ma successivamente, dato l'eccessivo tempo richiesto dall'operazione, si è preferito utilizzare una pistola termica, velocizzandone il processo.

La prima prova di colata è stata effettuata con un solo contenitore, con al suo interno un solo avvolgimento composto da cinque spire, come quello della sezione finale. Non è stato inserito il tubo microfin in quanto lo scopo di tale esperimento era verificare unicamente la tenuta del collante.



Figura 3.5: Vista frontale del bagno di colata.

Figura 3.5 mostra la vista frontale del componente ottenuto.

Una volta eseguita l'operazione, l'intero componente era surriscaldato, per effetto della pistola termica utilizzata. Per cui il pezzo è stato posto a contatto con una

superficie fredda e, dopo un tempo di circa cinque minuti, è tornato a una temperatura tale da non essere eccessivamente caldo al tatto.



Figura 3.6: Vista superiore del bagno di colata.

In Figura 3.6 è rappresentata la vista superiore del componente.

Grazie al flussante presente nella lega di stagno utilizzata, è stato più facile riuscire a far penetrare il liquido negli spazi presenti tra le singole spire e lungo gli angoli del contenitore. Sulla superficie solidificata della colata si notano delle zone di colore differente da quello grigio lucente dello stagno. Esse corrispondono proprio al flussante solidificato che, avendo una densità differente dallo stagno, tende a galleggiare in superficie.



Figura 3.7: Vista laterale del bagno di colata.

Figura 3.7 rappresenta la vista laterale del componente. Si nota l'esito positivo dell'incollaggio della lamina sui bordi della struttura ad U in alluminio. Nonostante l'alta temperatura raggiunta localmente dal contatto con lo stagno fuso e dall'effetto del getto di aria calda della pistola termica, il collante ha resistito, restando impermeabile alla colata e garantendo la buona riuscita della prova.

Per garantire una colata efficiente anche nello spazio vuoto interno all'avvolgimento (si ricorda che in questa prova non è stato inserito il tubo microfin attraverso la spirale) è stato necessario separare una spira dall'altra di una distanza opportuna. Risultando più semplice nella pratica, si è realizzato l'avvolgimento prima mantenendo le spire una adiacente all'altra, per poi separarle, a piegatura completata, con

l'ausilio di pinze. Questa prova ha anche dimostrato, quindi, come la distanza tra una spira e l'altra sia stata scelta correttamente, permettendo la penetrazione dello stagno all'interno della spirale del componente.



Figura 3.8: Sezione del bagno di colata.

Il risultato ottenuto è mostrato in Figura 3.8, in cui il componente è stato sezionato in laboratorio per rendere maggiormente visibile l'effetto della colata. Si osserva come ogni spazio vuoto sia completamente riempito dallo stagno, prova di un corretto distanziamento delle spire e di una buona bagnabilità dello stagno.

La successiva prova sperimentale consiste nel posizionare l'avvolgimento a cinque

spire all'interno del profilato a U ma, a differenza di prima, inserendo il tubo microfin al suo interno. Per permettere il posizionamento del tubo orizzontale nella struttura le due lamine alle estremità del contenitore sono state forate (Figura 3.9).

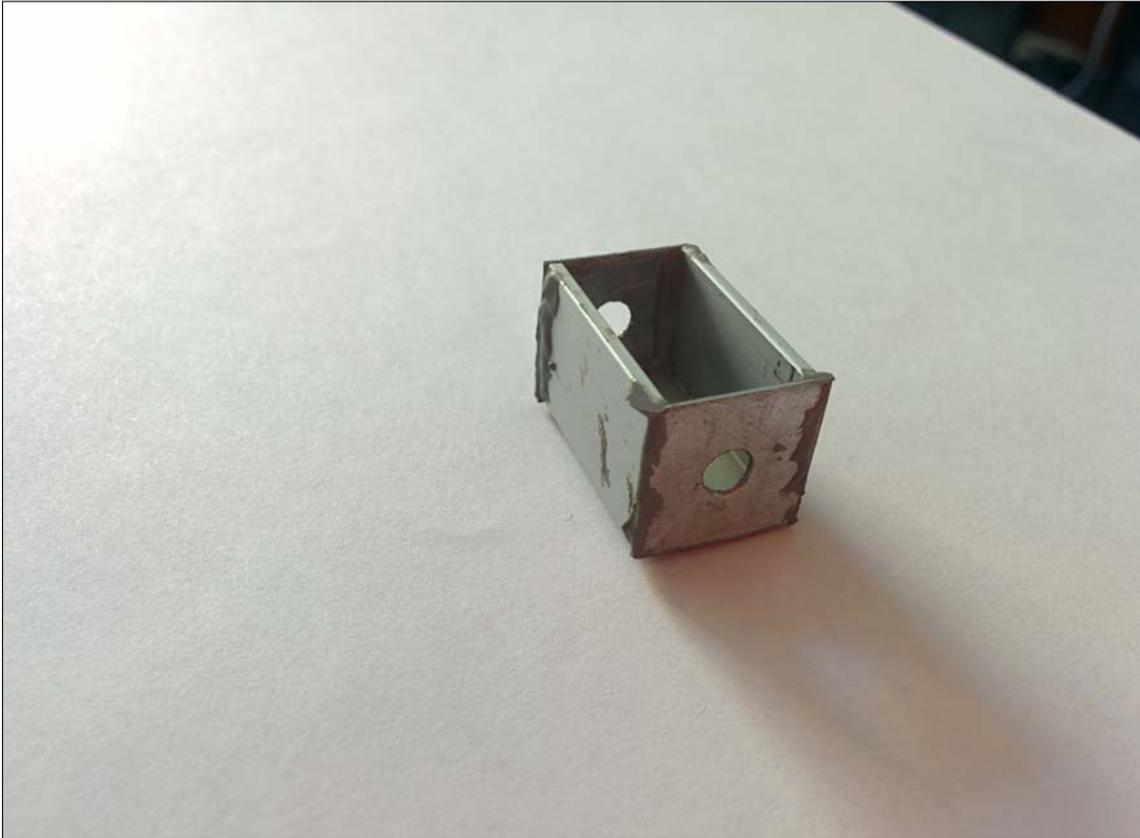


Figura 3.9: Contenitore forato alle estremità.

Il foro realizzato ha diametro leggermente maggiore a quello esterno del tubo microfin, così da permettere un minimo di gioco e da facilitare, quindi, il suo inserimento. Tuttavia le piccole dimensioni della lamina (15x15 mm) hanno reso difficile il perfetto centramento del foro sulla superficie, a causa di inevitabili incertezze di misura nella loro iniziale realizzazione.

Per questo motivo non si riusciva a inserire il tubo microfin attraverso la struttura,

in quanto i due fori di passaggio non erano perfettamente in asse. Per evitare di forzarne il passaggio, andando a rovinare l'alettatura interna, è stato necessario limare l'interno del foro causando, tuttavia, un eccessivo gioco tra il diametro esterno del tubo e il foro stesso. Tale gioco comprometterebbe la colata dello stagno nel contenitore, facendolo fuoriuscire lateralmente. Per cui, nella realizzazione finale della sezione, la struttura verrà sigillata con il collante anche in queste zone laterali.

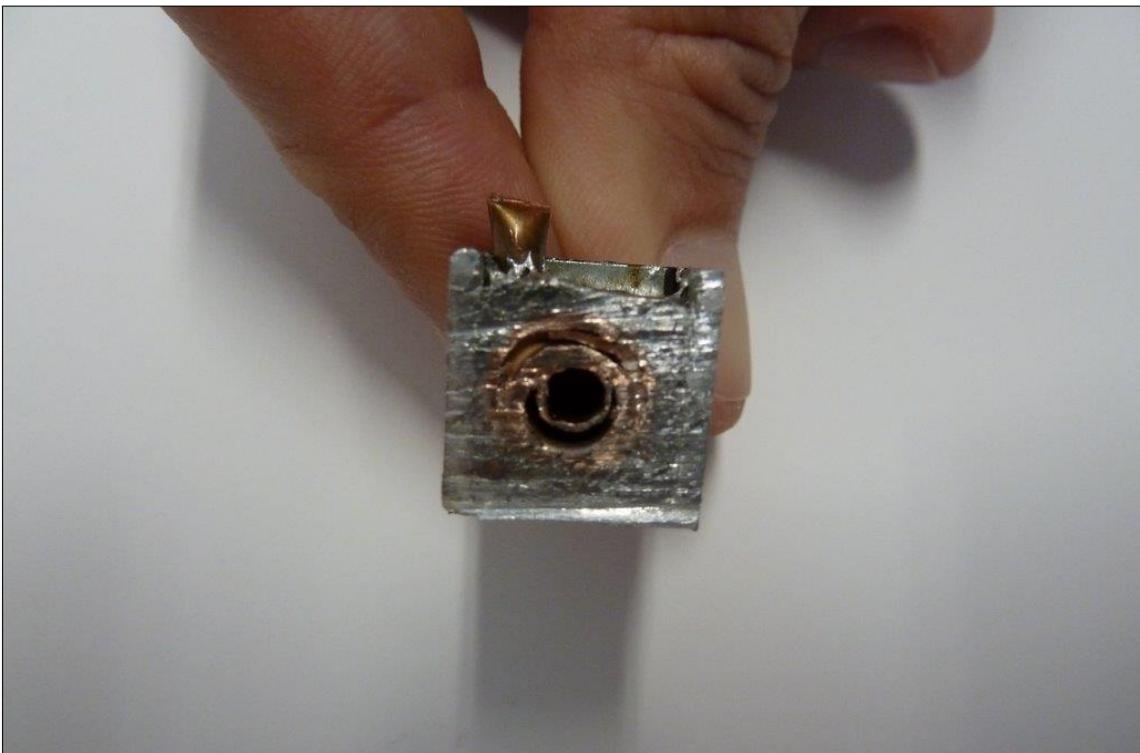


Figura 3.10: Sezione del bagno di colata, con al suo interno l'avvolgimento a spire non distanziate e il tubo microfin.

Figura 3.10 mostra il componente tagliato a metà, evidenziando il piano di sezione. Si osserva come lo stagno fuso non sia riuscito a penetrare tra le spire dell'avvolgimento, troppo strette le une con le altre, lasciando vuoto lo spazio compreso tra il diametro esterno del tubo microfin e l'interno della spirale.

Si è quindi eseguita nuovamente la prova, distanziando maggiormente le spire dell'avvolgimento con l'aiuto di due pinze (Figura 3.11).



Figura 3.11: Sezione del bagno di colata, con l'avvolgimento a spire opportunamente distanziate e il microfin all'interno.

A differenza di Figura 3.10, si nota come non ci sia più lo spazio vuoto tra il tubo microfin e l'interno della spirale, prova di un corretto distanziamento delle spire.

Figura 3.12 evidenzia la differenza nella colata dello stagno tra un avvolgimento a spire eccessivamente strette e uno a spire correttamente distanziate.

Per delle spire eccessivamente strette e a contatto tra loro (sezione di destra) si ha la mancata penetrazione dello stagno tra tubo microfin e avvolgimento, mostrato dallo

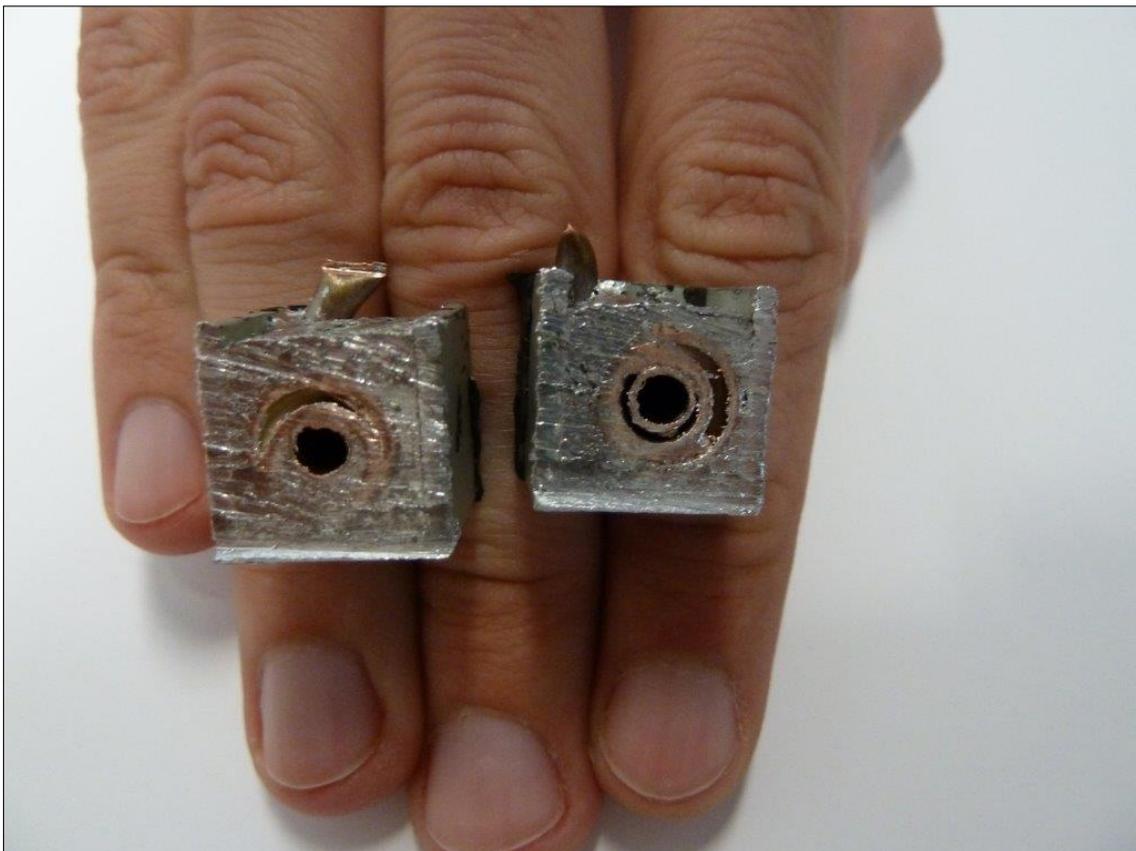


Figura 3.12: Confronto tra due sezioni: a destra un avvolgimento con spire a contatto, a sinistra un avvolgimento con spire correttamente distanziate.

spazio anulare nero. Per la stessa geometria, ma con spire giustamente distanziate (sezione di sinistra), si ha il completo riempimento dello spazio.

3.2.3 Realizzazione della sezione di prova sperimentale

Una volta completate le prove in laboratorio si è proceduto alla realizzazione della sezione finale. Per prima cosa si sono inseriti tre avvolgimenti, di cinque spire ciascuno, ognuno all'interno di un contenitore di colata. Quindi è stato fatto scorrere il tubo microfin attraverso i tre avvolgimenti, come mostrato in Figura 3.13.

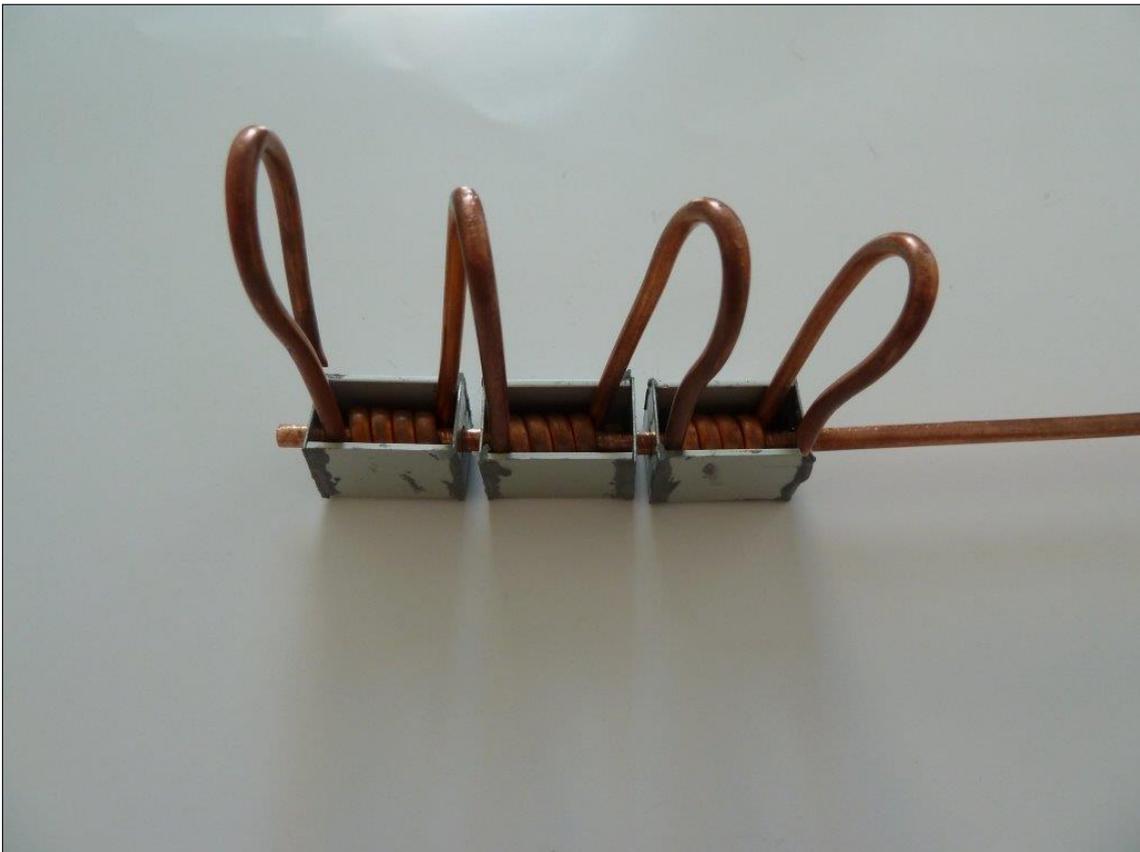


Figura 3.13: Vista della sezione di prova sperimentale, prima della colata dello stagno fuso.

Come in Figura 2.6 sono presenti due alzate interne, necessarie alla misurazione della temperatura dell'acqua; i due tratti di tubo libero alle estremità serviranno per collegare la sezione stessa al bagno termostatico, da cui viene prelevata l'acqua di raffreddamento. Nella struttura mostrata in Figura 2.6, il tubo microfin inserito

è di lunghezza arbitraria ed è stato utilizzato solo per verificare l'assialità dei fori realizzati nei vari contenitori. Nella realizzazione successiva della sezione sarà sostituito con un tratto di lunghezza opportunamente misurata, tale da inserirlo nel circuito.



Figura 3.14: Vista laterale della sezione di prova sperimentale, prima della colata dello stagno fuso.

Figura 3.14 mostra la vista laterale della sezione di prova, si osserva meglio come

il tubo microfin attraversi tutti e tre i contenitori mantenendo una buona assialità, grazie alla limatura effettuata sul bordo interno dei fori.

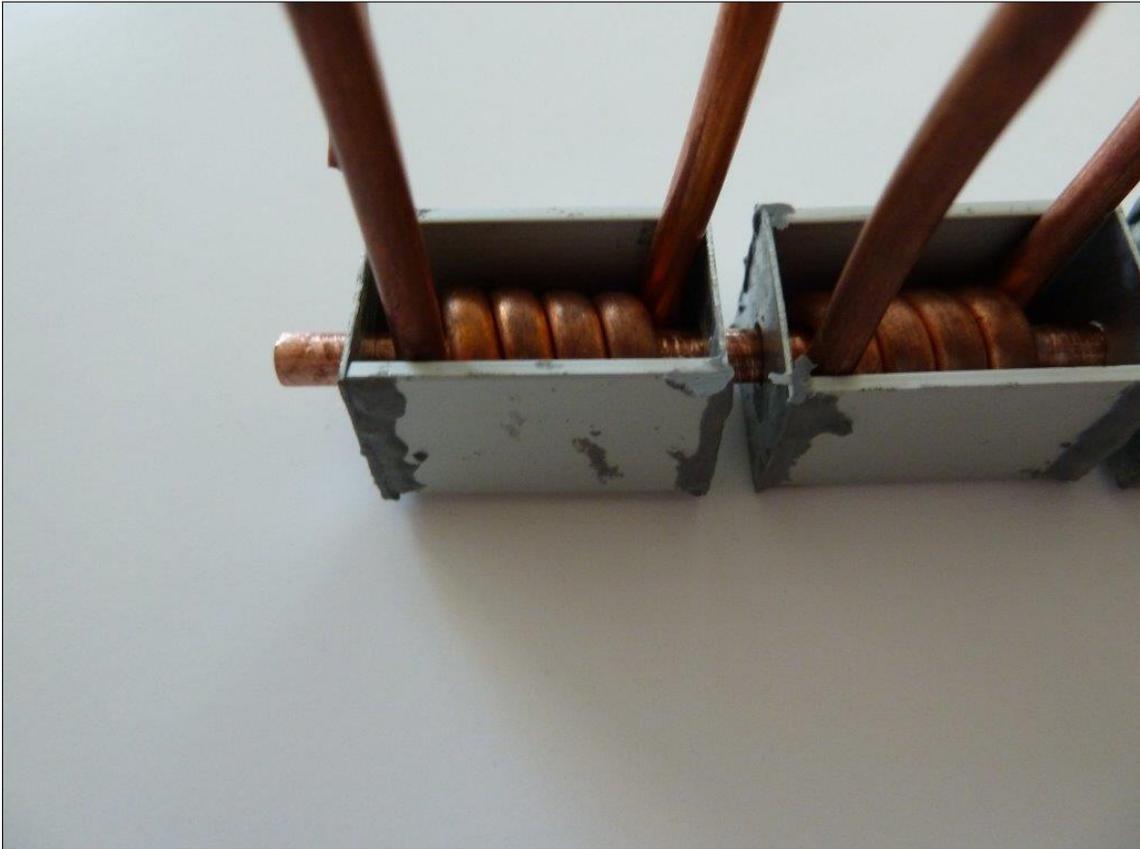


Figura 3.15: Ingrandimento su due dei tre contenitori della sezione sperimentale.

In Figura 3.15 si nota un ingrandimento dei primi due contenitori della sezione sperimentale. Si può osservare come le spire di ogni avvolgimento siano l'una adiacente all'altra. Nel caso mostrato esse non sono ancora state distanziate, operazione che verrà svolta con l'aiuto di pinze prima della colata dello stagno.

Saldatura delle prese di pressione

Prima di procedere alla colata dello stagno fuso all'interno dei tre contenitori è necessario saldare le prese di pressione alle estremità della sezione. Si è preferito procedere in quest'ordine per evitare che, a causa dell'elevata temperatura raggiunta con il processo di saldatura, maggiore di quella di fusione dello stagno, si rischiasse la fusione dello stagno. Effettuare la saldatura con la sezione posta verticalmente, causerebbe la colata dello stagno fuori dai propri contenitori. Nella realtà il processo di saldatura si è dimostrato talmente rapido da non causare un innalzamento di temperatura nel resto della sezione tale da portare a fusione lo stagno.

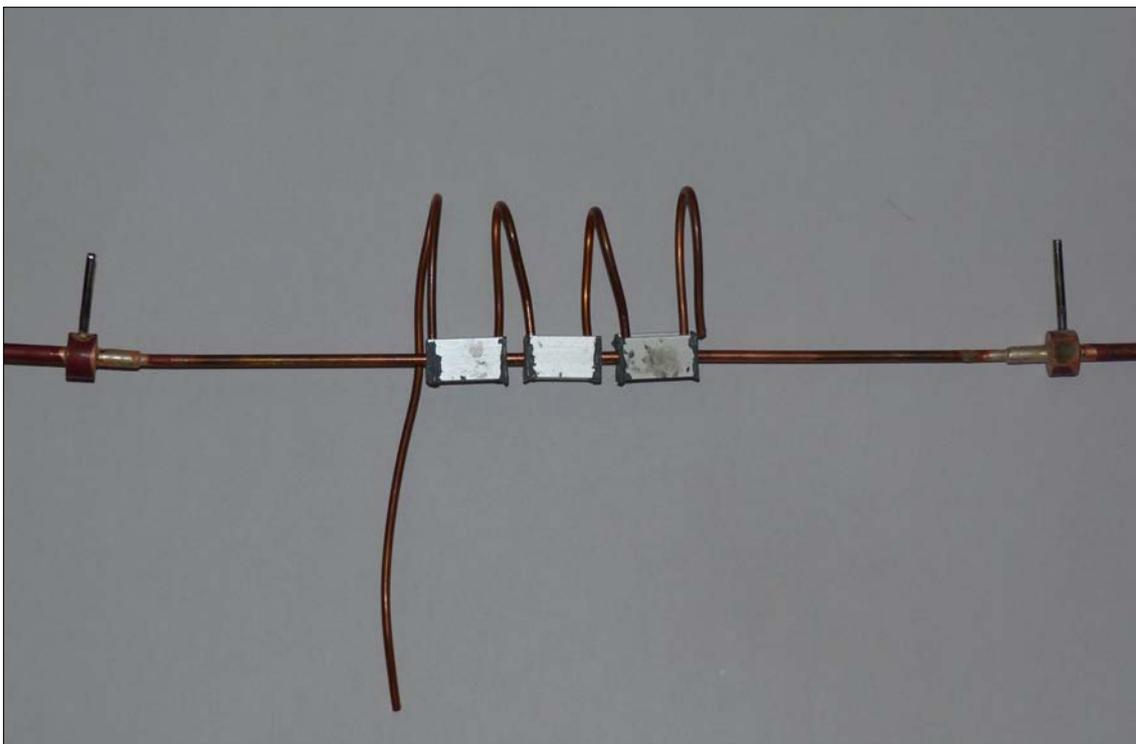


Figura 3.16: Vista principale della sezione con le prese di pressione saldate alle estremità.

Figura 3.16 mostra il risultato dell'operazione di saldatura. Il tubo microfin è lungo 34 cm, lunghezza opportuna per il suo corretto inserimento all'interno dell'apparato

sperimentale.

Per comprendere al meglio la configurazione delle prese di pressione è mostrato un loro ingrandimento (Figura 3.17).



Figura 3.17: Ingrandimento della presa di pressione.

Il tubo microfin è inserito all'interno di un tubo di rame di diametro interno 4 mm e esterno 6 mm. Attorno a quest'ultimo è saldato un tubo di uguale materiale di diametro interno 6 mm, ricavato per tornitura da un tondo di diametro 12 mm. Questo tondo di rame è stato inoltre forato trasversalmente dalla superficie esterna fino all'interno. Una volta completata la saldatura si è continuato a forare il tondo fino ad attraversare interamente il tubo microfin. Vi è stato quindi inserito un tubo in acciaio inox da 1/8" di diametro, completando la presa di pressione. In questo

modo il refrigerante, alla pressione di esercizio, entrerà nel tubo microfin e una sua parte salirà per il tubo in acciaio fino a incontrare il sensore che misurerà la sua pressione.

Prova di tenuta della sezione

Una volta che la sezione è stata inserita nell'apparato sperimentale è stato necessario verificare che non ci fossero perdite di refrigerante nelle giunzioni appena realizzate. E' stata utilizzata una pompa specifica per creare il vuoto nel tratto di impianto contenente la sezione. Si è quindi controllato che il misuratore di pressione assoluta all'ingresso della stessa misurasse una pressione di 0 bar per un tempo di circa dieci minuti.

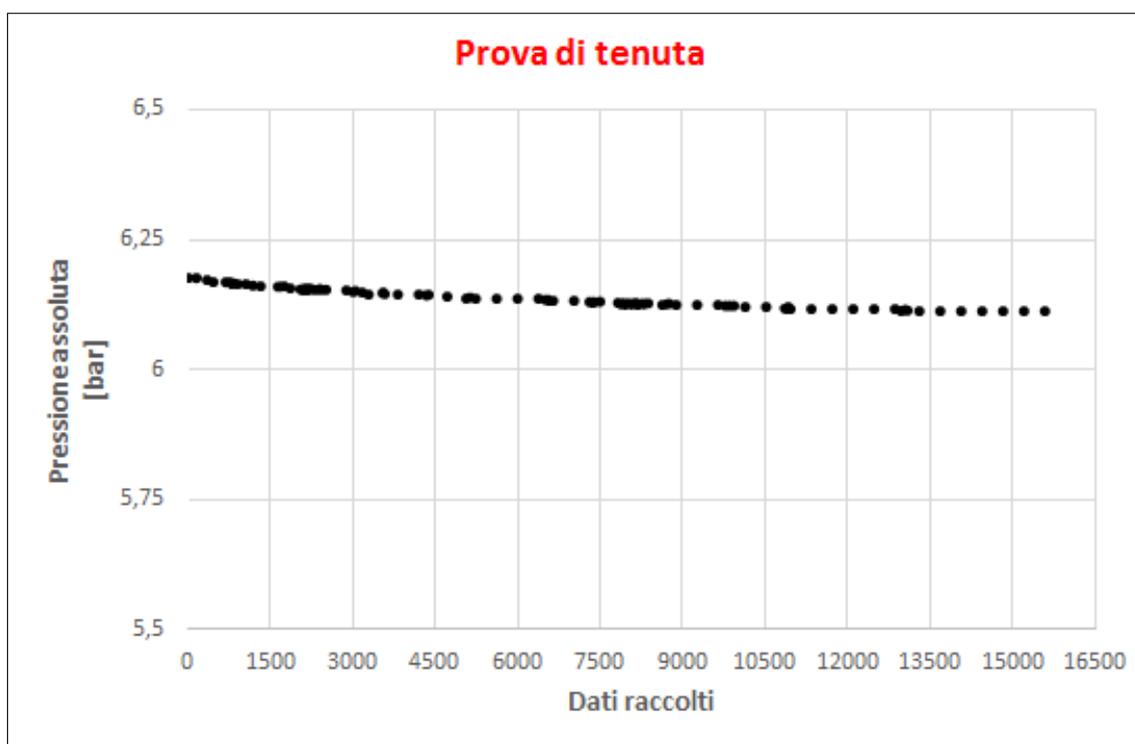


Figura 3.18: Risultati della prova di tenuta.

Una volta verificata positivamente questa condizione si è aperta leggermente la valvola a monte della sezione così da far entrare una piccola quantità di refrigerante, per poi richiuderla per verificare la tenuta dell'impianto. I valori di pressione assoluta misurati all'ingresso della sezione sono stati memorizzati con il software *LabView*®. Sono stati quindi rappresentati nel grafico mostrato in Figura 3.18.

Si può notare un'iniziale minima variazione del valore di pressione misurato. Questo comportamento è dovuto all'influenza della temperatura della stanza in cui è stata svolta la prova sulla pressione del vapore. Il tratto di sezione, non essendo ancora stato isolato termicamente, e lo spessore minimo del tubo microfin hanno permesso questa variazione, per quanto minima (dell'ordine di 0.05 bar). La prova è stata quindi superata con successo, confermando la tenuta delle giunture.

Colata dello stagno fuso nei contenitori

Prima di procedere alla colata dello stagno fuso è stato applicato del collante in prossimità di ciascun foro di passaggio del tubo microfin, così da sigillare lateralmente ogni contenitore.

Ultimata questa operazione e atteso il tempo necessario per la solidificazione del collante si è eseguita la colata in ciascun contenitore della lega saldante, composta da 40% di stagno e 60% di piombo.

Il risultato ottenuto è mostrato in Figura 3.19. E' possibile notare che, come avvenuto nelle prove di colata, la colla si è carbonizzata per l'elevata temperatura raggiunta dal componente. Nonostante ciò, essa ha garantito un'ottima tenuta del contenitore.

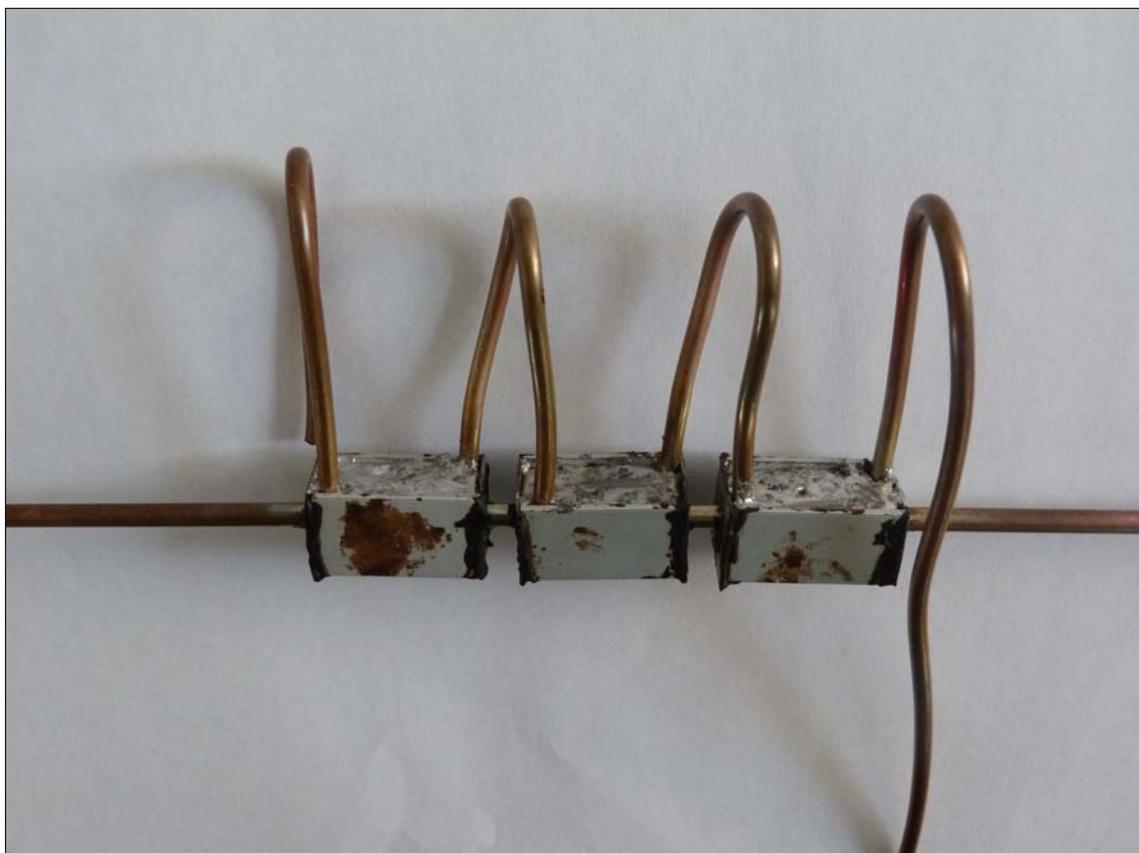


Figura 3.19: Risultato dell'operazione di colata.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi si è posto come obiettivo la realizzazione di una sezione sperimentale per la condensazione dell'R1234ze(E). Al fine di studiare al meglio le proprietà di questo refrigerante eco-compatibile è stato ideato, e infine realizzato, uno scambiatore di calore a spirale, composto da un tubo microfin orizzontale e un tubo liscio avvolto attorno ad esso, secondo una particolare geometria. Entrambi i condotti sono realizzati in rame.

Per dimensionare e verificare il corretto funzionamento della sezione, prima della sua realizzazione, sono state svolte delle simulazioni termo-fluidodinamiche con il software ANSYS Fluent®. I risultati ottenuti, al variare della velocità di deflusso dell'acqua e della superficie effettiva di scambio termico, hanno portato a scegliere un tubo liscio di diametro esterno $D_e = 3.2$ mm e di diametro interno $D_i = 1.9$ mm. Infatti, con tale condotto, si sono ottenuti i risultati migliori in termini di differenza di temperatura totale, misurata tra sezione di ingresso e uscita; è stato scelto, infatti, di dare la priorità a un maggiore scambio termico, tradotto, appunto, in termini di differenza di temperatura, rispetto a una minore caduta di pressione totale dell'acqua tra ingresso e uscita della sezione.

E' stato inoltre studiato l'andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin. Questo studio mostra come, con la sezione proposta, la T_p misurata dalle termocoppie non sia effettivamente quella reale, ma sia notevolmente influenzata dalla temperatura di saturazione del vapore refrigerante, a causa della presenza di un flusso termico longitudinale.

E' stata quindi realizzata la sezione nel laboratorio del dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova. Nonostante una serie di prove svolte per evitare errori nella fase di costruzione finale, non si è riusciti a riprodurre in maniera perfettamente esatta il modello tridimensionale utilizzato nelle analisi fluidodinamiche. Sono infatti presenti inevitabili imperfezioni manuali che differenziano la struttura ottenuta dalla configurazione realizzata con SolidWorks®. Motivo per cui, in un futuro collaudo in laboratorio, si presuppone che i risultati sperimentali saranno leggermente diversi da quelli ottenuti in questo studio.

La sezione, una volta completata, è stata inserita nell'impianto sperimentale presente in laboratorio, verificando la tenuta della struttura con una prova a vuoto e una in pressione, entrambe superate positivamente.

Sono state presentate diverse soluzioni per cercare di migliorare la sezione realizzata, cercando di eliminare o, per lo meno, ridurre il flusso termico longitudinale causa della variazione della temperatura di parete. Per ognuna di esse è stato studiato l'andamento della temperatura di parete lungo il tubo microfin, dimostrando come si riesca a ridurre tale flusso termico, a favore di una più precisa misurazione.

Nomenclatura

Simboli latini	Descrizione	Unità di misura
Bo	numero di Bond	[-]
COP	coefficiente di effetto utile	[-]
c_p	calore specifico	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
D_i	diametro interno del tubo	[mm]
D_e	diametro esterno del tubo	[mm]
D_h	diametro idraulico del tubo	[mm]
E_h	enhancement factor	[-]
f	fattore d'attrito	[-]
g	accelerazione di gravità	[m s ⁻²]
G	portata di massa specifica	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
h	entalpia specifica	[J kg ⁻¹]
	altezza delle alette	[mm]
HF	flusso di calore	[W m ⁻²]
h_{LV}	calore latente di vaporizzazione	[J - kg ⁻¹ K ⁻¹]
HTC	coefficiente di scambio termico	[W m ⁻² K ⁻¹]
HTC_{th}	coefficiente di scambio termico teorico	[W m ⁻² K ⁻¹]

Continua nella pagina successiva

Continua dalla pagina precedente		
Simboli latini	Descrizione	Unità di misura
i	incertezza	[-]
J_G	velocità superficiale del vapore	[m s ⁻¹]
J_L	velocità superficiale del liquido	[m s ⁻¹]
L	lunghezza	[mm]
\dot{m}	portata massica	[l h ⁻¹]
n	numero di alette	[-]
P	potenza	[W]
p_{crit}	pressione critica	[bar]
P_f	penalty factor	[-]
Pr	numero di Prandtl	[-]
q	flusso termico	[W]
q_{loc}	flusso termico locale	[W]
q_{glob}	flusso termico globale	[W]
Q	portata volumetrica	[m ³ s ⁻¹]
Re	numero di Reynolds	[-]
Re_{LO}	numero di Reynolds per il solo liquido	[-]
R_x	fattore di aumento della superficie	[-]
S	sezione	[mm ²]
T_{crit}	temperatura critica	[K]
T_p	temperatura di parete	[K]
T_{sat}	temperatura di saturazione	[K]
$T_{w,in}$	temperatura dell'acqua in ingresso	[K]

Continua nella pagina successiva

Continua dalla pagina precedente		
Simboli latini	Descrizione	Unità di misura
$T_{w,u}$	temperatura dell'acqua in uscita	[K]
v	velocità	[m s ⁻¹]
V	volume	[m ³]
x	titolo termodinamico del vapore	[-]

Simboli greci	Descrizione	Unità di misura
β	angolo elicoidale	[°]
γ	angolo all'apice dell'aletta	[°]
ΔT_{tot}	differenza totale di temperatura	[K]
ΔT_{1-2alz}	differenza di temperatura tra due alzate	[K]
Δp	caduta di pressione	[bar]
Δx_{tot}	differenza di titolo totale	[-]
ϵ	scabrezza superficiale	[-]
λ	conducibilità termica	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
μ	viscosità dinamica	[Pa s]
ν_L	viscosità cinematica del liquido	[m ² s ⁻¹]
ρ_G	densità del vapore	[kg m ⁻³]
ρ_L	densità del liquido	[kg m ⁻³]
σ	tensione superficiale	[N m ⁻¹]
Ω	inclinazione del condotto rispetto al piano orizzontale	[°]

Bibliografia

- [1] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbri, A. Barragàn-Cervera, F. Molès, B. Peris, 2015. Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems. *Int. J. of Refrigeration* 52, 21-31.
- [2] UN, 1997. Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change. New York, NY, USA.
- [3] Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EC. *Off. J. Eur. Union*, 2006.
- [4] Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. *Off. J. Eur. Union*, 2014.
- [5] Solomon, S., Qin, D., Manning, M., Chen, Z., Marquis, M., Averyt, K.B., Tignor, M., Mille, H.L., 2007. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [6] Thompson, M., 2014. Climate Change Regulation and

- the Next Generation of Refrigerants. Retrieved online at: <http://www.trane.com/commercial/uploads/pdf/cso/138/Refrigerants.pdf>, 22.07.14.
- [7] Maratou, A., 3-5 February 2015. EU policy update e F-gas regulation, HFC taxes and fiscal incentives for natural refrigerants. In: *ATMOsphere Asia 2014 e Technology and Innovation*. Tokyo, Japan.
- [8] Palm, B., 2008. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems e a review. *Int. J. Refrigeration* 31, 552-563.
- [9] Pearson, A., 2008. Refrigeration with ammonia. *Int. J. Refrigeration* 31, 545-551.
- [10] EN-378:2007, 2007. Refrigeration Systems and Heat Pumps - Safety and Environmental Reuirements. Comitè Européen de Normalisation, Geneva.
- [11] Ma, Y., Liu, Z., Tian, H., 2013. A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy* 55, 156-172.
- [12] McLinden, M.O., Kazakov, A.F., Brown, J.S., Domanski, P.A., 2014. A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants. *Int. J. Refrigeration* 38, 80-92.
- [13] IPCC, 2013. Climate change 2013: the physical science basis. In: Stocker, T.F., Qin, D., Plattner, G.-K., Tignor, M., Allen, S.K., Boschung, J., Nauels, A., Xia, Y., Bex, V., Midgley, P.M. (Eds.). *Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press, Cambridge and New York, p. 732.
- [14] Schuster, P., Bertermann, R., Rusch, G.M., Dekant, W., 2009. Biotransformation of trans-1,1,1,3-tetrafluoropropene (HFO- 1234ze). *Toxicol. Appl. Pharmacol.* 239, 215-223.

- [15] Kondo, S., Takizawa, K., Tokuhashi, K., 2012. Effects of temperature and humidity on the flammability limits of several 2L refrigerants. *J. Fluor. Chem.* 144, 130-136.
- [16] Meng, X., Qiu, G., Wu, J., Abdulagatov, I.M., 2013. Viscosity measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)). *J. Chem. Thermodyn.* 63, 24-30.
- [17] Qiu, G., Meng, X., Wu, J., 2013. Density measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)). *J. Chem. Thermodyn.* 60, 150-158.
- [18] Rossetto, L.. Dispense del corso di Termodinamica Applicata sul deflusso bifase gas-liquido. Università degli studi di Padova.
- [19] Coleman, J.W., Garimella, S., 2003. Two-phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of refrigerant R134a. *Int. J. Refrigeration* 26, 117-128.
- [20] Nema, G., Garimella, S., Fronk, B. M., 2014. Flow regime transitions during condensation in microchannels. *Int. J. of Refrigeration* 40, 227-240.
- [21] Taitel, Y., Dukler, A.E., 1976. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE J.* 22 (1), 47-55. Han et al.
- [22] Fujie, K., Itoh, N., Kimura, H., Nakayama, N., Yanugidi, T., 1977. Heat transfer pipe. US Patent 4044797, assigned to Hitachi LTD.
- [23] Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto, L., 2000. Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes. *Int. J. Refrigeration* 23, 4-25.
- [24] Cavallini, A., DelCol, D., Doretti, L., Mancin, S., Rossetto, L., Zilio, C.,

- 2006a. Visualization of the heat transfer enhancement during condensation in a microfin tube. In: Proc. FEDSM 2006, July 17-20.
- [25] Shedd, T.A., Newell, T.A., 2002. Observation of the Influence of Helical Microgrooves on the Behavior of Annular Two-Phase Flow. In: Zero Leakage e Minimum Charge. IIR/IIF, Stockholm, Sweden, pp. 213-220.
- [26] Shedd, T.A., Newell, T.A., Lee, P.K., 2003. The effects of the number and angle of microgrooves on the liquid film in horizontal annular two-phase flow. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 46, 4179-4189.
- [27] Cavallini, A., Del Col, D., Mancin, S., Rossetto, L., 2009. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: a new computational procedure. *Int. J. Refrigeration* 32, 162-174.
- [28] Cavallini, A., Del Col, D., Doretto, L., Matkovic, M., Rossetto, L., Zilio, C., Censi, G., 2006. Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design. *Heat Transfer Eng.* 27 (8), 31-38.
- [29] Nozu, S., Katayama, H., Nakata, H., Honda, H., 1998. Condensation of a refrigerant CFC11 in horizontal microfin tubes (proposal of a correlation equation for frictional pressure gradient). *Exp. Thermal Fluid Sci.* 18, 82-96.
- [30] Muzzio, A., Niro, A., Garavaglia, M., 1998. Flow pattern and heat transfer coefficients in flow-boiling and convective condensation of R22 inside a microfin tube of new design. In: Proc. of 11th Int. Heat Transfer Conf., Kongju, Korea, August 23-28, pp.291-296.
- [31] Weisman, J., Duncan, D., Gibson, J., Crawford, T., 1979. Effects of fluid properties and pipe diameter on two-phase flow patterns in horizontal lines. *Int. J. Multiphase Flow* 5, 437-462.
- [32] Liebenberg, L., Meyer, J.P., 2003. Use of pressure fluctuations for flow pattern

- identification during condensation in smooth- and micro-fin tubes. In: HEFAT 2003 2nd Int. Conf. Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Paper LL2, Victoria Falls, Zambia, 23-26 June.
- [33] Liebenberg, L., Thome, J.R., Meyer, J.P., 2005. Flow visualization and flow pattern identification with spectral density distributions of pressure traces during refrigerant condensation in smooth and microfin tubes. *J. Heat Transfer* 127, 209-220.
- [34] Olivier, J.A., Liebenberg, L., Thome, J.R., Meyer, J.P., 2007. Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes. *Int. J. Refrigeration* 30, 609-623.
- [35] Thome, J.R., El Hajal, J., Cavallini, A., 2003. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes. *Int. J. Heat Mass Transfer* 46, 3365-3387.
- [36] Chen, Q., Amano, R.S., Xin, M., 2006. Experimental study of flow patterns and regimes of condensation in horizontal three-dimensional micro-fin tubes. *Heat Mass Transfer* 43 (2), 201-206.
- [37] Soliman, H.M., Azer, N.Z., 1974. Visual studies of flow patterns during condensation inside horizontal tubes. *Heat Transfer Eng.* 3, 241-245.
- [38] Mandhane, J.M., Gregory, G.A., Aziz, K., 1974. A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes. *Int. J. Multiphase Flow* 1, 537-553.
- [39] Doretto, L., Zilio, C., Mancin, S., Cavallini, A., 2012. Condensation flow patterns inside plain and microfin tubes: a review. *Int. J. Refrigeration* 36, 567-587.
- [40] Jassim, E., Newell, T., 2006. Prediction of two-phase pressure drop and void fraction in microchannels using probabilistic flow regime mapping. *Int. J. Heat*

- Mass Transfer 49, 2446-2457.
- [41] Jassim, E.W., Newell, T.A., Chato, J.C., 2007. Probabilistic determination of two-phase flow regimes in horizontal tubes utilizing an automated image recognition technique. *Exp. Fluids* 42, 563-573.
- [42] Kim, S.-M., Mudawar, I., 2012. Flow condensation in parallel micro-channels e Part 2: heat transfer results and correlation technique. *Int. J. Heat Mass Transfer* 55, 984-994.
- [43] Kim, S.M., Mudawar, I., 2013. Universal approach to predicting heat transfer coefficient for condensing mini/micro-channel flow. *Int. J. Heat Mass Transfer* 56, 238-250.
- [44] Del Col, D., Bortolato, M., Azzolin, M., Bortolin, S., 2015. Condensation heat transfer and two-phase frictional pressure drop in a single minichannel with R1234ze(E) and other refrigerants. *Int. J. Refrigeration* 50, 87-103.
- [45] Hossain, Md., A., Onaka, Y., Miyara, A., 2012. Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop in horizontal smooth tube for R1234ze(E), R32 and R410A. *Int. J. Refrigeration* 35, 927-938.
- [46] Park, J., E., Vakili-Farahani, F., Consolini, L., Thome, J., R., 2011. Experimental study on condensation heat transfer in vertical minichannels for new refrigerant R1234ze(E) versus R134a and R236fa. *Exp. Thermal and Fluid Science* 35, 442-454.
- [47] Matkovic, M., Cavallini, A., Del Cil, D., Rossetto, L., 2009. Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 52, 2311-2323.
- [48] Son, C., Oh, H., 2012. Condensation heat transfer characteristics of carbon dioxide in a horizontal smooth tube and microfin tube at high saturation

- temperatures. *Applied Thermal Engineering* 36, 51-62.
- [49] Agarwal, R., Hrnjak, P., 2015. Condensation in two phase and desuperheating zone for R1234ze(E), R134a and R32 in horizontal smooth tubes. *Int. J. Refrigeration* 50, 172-183.
- [50] Knodou, C., Mishima, F., Liu, J., Koyama, S., 2014. Condensation and Evaporation of R744/R1234ze(E) Flow in Horizontal Microfin Tube. *Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 1448.
- [51] Lee, E., J., Kim, N., H., Byun, H., W., 2014. Condensation heat transfer and pressure drop in flattened microfin tubes having different aspect ratios. *Int. J. Refrigeration* 38, 236-249.
- [52] Han, D., Lee, K., 2005. Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure drop penalty factors in four microfin tubes. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 48, 3804-3816.
- [53] Honda, H., Wijayanta, A., T., Takata, N., 2005. Condensation of R407C in a horizontal microfin tube. *Int. J. Refrigeration* 28, 203-211.
- [54] Huang, X., Ding, G., Hu, H., Zhu, Y., Gao, Y., Deng, B., 2010. Flow condensation pressure drop characteristics of R410A-oil mixture inside small diameter horizontal microfin tubes. *Int. J. Refrigeration* 33, 1356-1369.
- [55] Ghetti, A., 1994. *Idraulica*. Edizioni Libreria Cortina, Padova.
- [56] Cavallini, A., Del Col, D., Rossetto, L., 2006. Flow Boiling Inside Microfin Tubes: Prediction of the Heat Transfer Coefficient. *Proceedings of ECI International Conference on Boiling Heat Transfer*, Spoleto, Italy.
- [57] Padovan, A., Del Col, D., Rossetto, L., 2011. Experimental study of flow boiling of R134a and R410A in a horizontal microfin tube at high saturation temperatures. *Appl. Therm. Eng.* 31, 3814-3826.

- [58] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2013. 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.
- [59] Rossetto, L., Diani, A., Mancin, S., 2014. R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4 mm ID microfin tube. *Int. J. Refrigeration* 47, 105-119.