



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

ANALISI NUMERICA DELLO SCAMBIO TERMICO MONOFASE DI R1234yf
IN MINITUBI MICROALETATI

Relatore: Prof.ssa Luisa Rossetto

Correlatore: Ing. Andrea Diani

Laureando: Federico Fico

Matricola: 1113955

Anno Accademico 2017/2018

Indice

Indice	i
Elenco delle Figure.....	v
Elenco delle Tabelle	xi
Sommario.....	1
Capitolo 1 Mini tubi microalettati	3
1.1 Brevetto di Fuijie et al. [1].....	3
1.2 Vantaggi e svantaggi	6
Capitolo 2 Fluido R1234yf.....	9
2.1 Proprietà termodinamiche.....	9
2.2 Regolamento Europeo F-Gas e direttiva 2006/40/CE.....	11
2.3 Limiti di carica	13
Capitolo 3 Computational Fluid Dynamic (CFD)	19
3.1 Equazioni di conservazione	19
3.1.1 Equazione di conservazione della massa	20
3.1.2 Equazione di conservazione della quantità di moto	21
3.1.3 Equazione dell'energia	22
3.2 La turbolenza.....	24
3.2.1 Metodo RANS	25
3.2.1.1 Modello k- ϵ	27
3.2.1.2 Modello k- ω	29
3.3 Modelli CFD: <i>Fluent</i>	30

3.3.1 Modello geometrico.....	32
3.3.2 Discretizzazione modello: Meshing.....	33
3.3.3 Condizioni al contorno Setup.....	34
3.3.4 Risoluzione	35
3.3.4.1 Algoritmo SIMPLE	35
3.3.4.2 Convergenza	36
Capitolo 4 Ricerca modello numerico	37
4.1 Prove sperimentali di Diani et al. [13][14]	38
4.1.1 Prova sperimentale <i>microfin</i> $D_A=3.4$ mm di Diani et al [13]	41
4.1.2 Prova sperimentale <i>microfin</i> $D_i=2.4$ mm di Diani et al [14].....	45
4.2 Ricerca modello numerico	48
4.2.1 Modello geometrico.....	48
4.2.2 Mesh.....	50
4.2.3 Condizioni al contorno	53
4.2.4 Post-processing	58
4.2.5 Risultati.....	60
4.3 Risultati numerici	65
4.3.1 Risultati numerici per il tubo <i>microfin</i> con $D_A=3.4$ mm.....	66
4.3.2 Risultati numerici per il tubo <i>microfin</i> con $D_A=2.4$ mm.....	69
4.3.3 Risultati numerici delle perdite di carico	74
Capitolo 5 Ottimizzazione.....	79
5.1.1 Tubo <i>microfin</i> con $D_A = 3.4$ mm.....	81
5.1.2 Tubo <i>microfin</i> con $D_A = 2.4$ mm.....	86
5.2 Variazione altezza alette.....	92
5.3 Variazione angolo elica	98

Conclusioni.....	105
Nomenclatura.....	107
Bibliografia.....	111

Elenco delle Figure

<i>Figura 1.1 – (FIG. 1) Vista ingrandita di una sezione trasversale del tubo. (FIG.2). Vista ingrandita di una sezione longitudinale del tubo. U.S. Patent Aug. 30, 1977 sheet 1 of 7 4,044,797 [1]</i>	<i>4</i>
<i>Figura 1.2 - Foto di un tubo microaletato ed ingrandimento della sezione frontale [2] ...</i>	<i>6</i>
<i>Figura 2.1 – Formula di struttura chimica della molecola del R1234yf. [5].....</i>	<i>10</i>
<i>Figura 2.2 – Diagramma entalpico P – h del R1234yf. Estrazione da Refprop 9.1.</i>	<i>11</i>
<i>Figura 3.1 – Impostazioni modello viscosità. Estratto da Fluent.</i>	<i>29</i>
<i>Figura 3.2 – Fasi per la realizzazione di un modello numerico.....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 3.3 – Schema di progetto di una simulazione numerica in Ansys Fluent.</i>	<i>32</i>
<i>Figura 3.4 – Esempio griglia di calcolo</i>	<i>34</i>
<i>Figura 4.1: Schema del circuito di prova dei test [13][14].</i>	<i>38</i>
<i>Figura 4.2: Schema della sezione di prova. [13]</i>	<i>39</i>
<i>Figura 4.3 – Grafico HTC – G sperimentale di un tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. [13]</i>	<i>42</i>
<i>Figura 4.4 – $HTC_{calcolato} - HTC_{trorico}$ tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. [13]</i>	<i>44</i>
<i>Figura 4.5 - Grafico HTC – G sperimentale di un tubo microfin con $D_A=2.4$ mm. [14]</i>	<i>46</i>
<i>Figura 4.6 – $HTC_{calcolato} - HTC_{trorico}$ tubo microfin con $D_A=2.4$ mm. [14]</i>	<i>47</i>
<i>Figura 4.7 – Modello geometrico del tubo microfin con $D_A=3.4$ mm (figura di sinistra) e particolare della sezione trasversale del condotto (figura di destra). Immagine estratta da Solidworks.</i>	<i>49</i>
<i>Figura 4.8 – impostazioni della mesh del modello numerico del tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 4.9 – impostazioni di sizing della griglia di calcolo relative al fluido del modello numerico del tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.....</i>	<i>52</i>

<i>Figura 4.10– Diagramma P-H dell’R1234yf condizioni termodinamiche del punto medio di lavoro della prova sperimentale [13] con tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Refprop.</i>	<i>54</i>
<i>Figura 4.11 – Grafico degli scarti residui per iterazione relativo alla soluzione numerica del modello di tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.</i>	<i>58</i>
<i>Figura 4.12 – Campo di temperatura della soluzione numerica del modello di tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.</i>	<i>59</i>
<i>Figura 4.13 – Grafico v – lunghezza tubo. Valore di velocità del fluido lungo l’asse longitudinale del tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.</i>	<i>64</i>
<i>Figura 4.14 – Grafico HTC – G dei risultati numerici per un tubo microalettato con $D_A=3.4$ mm.</i>	<i>67</i>
<i>Figura 4.15 – Grafico $HTC_{sperimentale} - HTC_{numerico}$ per un tubo microalettato con $D_A=3.4$ mm.</i>	<i>68</i>
<i>Figura 4.16 – Modello geometrico del tubo microfin con $D_A=2.4$ mm (figura di sinistra) e particolare della sezione trasversale del condotto (figura di destra). Immagine estratta da Solidworks.</i>	<i>69</i>
<i>Figura 4.17 – Diagramma T-P dell’R1234yf condizioni termodinamiche del punto medio di lavoro della prova sperimentale [14] con tubo microfin con $D_A=2.4$ mm. Immagine estratta da Refprop.</i>	<i>70</i>
<i>Figura 4.18 – Grafico HTC – G dei risultati numerici per un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm.</i>	<i>72</i>
<i>Figura 4.19 – Grafico $HTC_{sperimentale} - HTC_{numerico}$ per un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm.</i>	<i>74</i>
<i>Figura 4.20 – Grafico $\Delta P/L - G$ dei risultati numerici per un tubo microalettato con $D_A=3.4$ mm.</i>	<i>75</i>
<i>Figura 4.21 – Grafico $\Delta P/L - G$ dei risultati numerici per un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm.</i>	<i>76</i>

<i>Figura 4.22 – Grafico $\eta - G$ confronto due tubi microaletti con $D_A=2.4$ mm e $D_A=3.4$ mm.</i>	78
<i>Figura 5.1 – Modelli geometrici per un tubo microaletto di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=32$, $n=40$, $n=48$. Immagini estratte da Solidworks.</i>	81
<i>Figura 5.2 – Grafico $HTC - G$ per un tubo microaletto di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=32$, $n=40$, $n=48$.</i>	83
<i>Figura 5.3 – Diagrammi isotermici per un tubo microaletto di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=32$, $n=40$, $n=48$. Estrapolati dal post-processing di Fluent.</i>	83
<i>Figura 5.4 – Grafico $\Delta P/L - G$ per un tubo microaletto di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=32$, $n=40$, $n=48$.</i>	84
<i>Figura 5.5 – Campo di velocità per un tubo microaletto di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=32$, $n=40$, $n=48$. Estrapolati dal post-processing di Fluent.</i>	85
<i>Figura 5.6 – Grafico $\eta - G$ per un tubo microaletto di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=32$, $n=40$, $n=48$.</i>	86
<i>Figura 5.7 – Modello geometrico di un tubo microaletto di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10$, $n=20$, $n=30$, $n=40$. Immagini estratte da Solidworks.</i>	87
<i>Figura 5.8 – Grafico $HTC - G$ per un tubo microaletto di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10$, $n=20$, $n=30$, $n=40$.</i>	89
<i>Figura 5.9 – Diagrammi termici per un tubo microaletto di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10$, $n=20$, $n=30$, $n=40$. Estrapolati dal post-processing di Fluent.</i>	89
<i>Figura 5.10 – Grafico $\Delta P/L - G$ per un tubo microaletto di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10$, $n=20$, $n=30$, $n=40$.</i>	90
<i>Figura 5.11 – Campo di velocità per un tubo microaletto di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10$, $n=20$, $n=30$, $n=40$. Estrapolati dal post-processing di Fluent.</i>	90
<i>Figura 5.12 – Grafico $\eta - G$ per un tubo microaletto di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10$, $n=20$, $n=30$, $n=40$.</i>	92

<i>Figura 5.13 – Modello geometrico di un tubo microaletato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm. Immagini estratte da Solidworks.....</i>	93
<i>Figura 5.14 – Grafico $HTC - G$ per un tubo microaletato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm.....</i>	94
<i>Figura 5.15 – Diagrammi termici per un tubo microaletato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm. Estrapolati dal post-processing di Fluent.....</i>	95
<i>Figura 5.16 – Grafico $\Delta P/L - G$ per un tubo microaletato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm.....</i>	96
<i>Figura 5.17 – Gradienti di velocità per un tubo microaletato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm. Estrapolati dal post-processing di Fluent.....</i>	96
<i>Figura 5.18 – Grafico $\eta - G$ per un tubo microaletato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm.</i>	97
<i>Figura 5.19 – Modello geometrico di un tubo microaletato di $D_A=2.4$mm con angolo d’elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$. Immagini estratte da Solidworks.</i>	98
<i>Figura 5.20 – Grafico $HTC - G$ per un tubo microaletato di $D_A=2.4$ mm con angolo d’elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$.</i>	100
<i>Figura 5.21 – Diagrammi termici della sezione longitudinale di un tubo microaletato con $D_A=2.4$mm e angolo d’elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$. Immagini estrapolate dal post-processing di Fluent.....</i>	100
<i>Figura 5.22 – Grafico $\Delta P/L - G$ per un tubo microaletato di $D_A=2.4$ mm con angolo d’elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$.</i>	101
<i>Figura 5.23 – Grafico $\eta - G$ per un tubo microaletato di $D_A=2.4$ mm con angolo d’elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$.</i>	102
<i>Figura 5.24 – Campo di velocità della sezione longitudinale di un tubo microaletato con $D_A=2.4$ mm e angolo d’elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$. Immagini estrapolate dal post-processing di Fluent.....</i>	103

Figura 5.25 – Profili di velocità della sezione longitudinale di un tubo microaletato con $D_A=2.4$ mm e angolo d'elica differente: $\theta = 0^\circ$, $\theta = 7^\circ$, $\theta = 18^\circ$. Immagini estrapolate dal post-processing di Fluent..... 103

Elenco delle Tabelle

<i>Tabella 2.1 – Proprietà chimico fisiche del R1234yf. Valori estratti da Refprop 9.1.</i>	<i>11</i>
<i>Tabella 2.2 - Dati relativi al R134a e R1234yf sull'infiammabilità secondo la tabella A.4 della norma 13043:2011 [8] e con integrazione dell'allegato E della norma EN 378-1:2016 per i limiti di tossicità. [9]</i>	<i>13</i>
<i>Tabella 2.3 – categorie di accesso ai sistemi refrigerati da parte degli utenti secondo la tabella 4 della norma EN 378-1:2016. [9]</i>	<i>16</i>
<i>Tabella 2.4 – Limiti di carica dei sistemi refrigerati basati sul limite di infiammabilità secondo la tabella C.2 della norma EN 378-1:2016. [9]</i>	<i>18</i>
<i>Tabella 4.1- Parametri geometrici tubo microfin con $D_A=3.4$ mm.</i>	<i>41</i>
<i>Tabella 4.2 - Parametri geometrici tubo microfin con $D_A=2.4$ mm.</i>	<i>45</i>
<i>Tabella 4.3 – Proprietà fisiche del tubo di rame microfin con $D_A=3.4$ mm. Dati estratti dal database di Fluent.</i>	<i>53</i>
<i>Tabella 4.4 – Proprietà termodinamiche dell'R1234yf a 25.3 °C e 10.2 bar. Dati estratti Refprop.</i>	<i>54</i>
<i>Tabella 4.5 – Boundary conditions applicate nel setup del modello numerico del tubo tubo microfin con $D_A=3.4$ mm.....</i>	<i>57</i>
<i>Tabella 4.6 – Risultati numerici della ricerca del modello numerico relativo al tubo tubo microfin con $D_A=3.4$ mm.</i>	<i>62</i>
<i>Tabella 4.7 – Confronto tra i risultati numerici degli HTC di due diverse simulazioni aventi diversi flussi termici specifici alle pareti.</i>	<i>63</i>
<i>Tabella 4.8 – Impostazioni del modello numerico ottimale.</i>	<i>65</i>
<i>Tabella 4.9 – Risultati numerici per il tubo microfin con $D_A=3.4$ mm.</i>	<i>66</i>
<i>Tabella 4.10 – Confronto tra i risultati numerici e sperimentali per il tubo microfin con $D_A=3.4$ mm.</i>	<i>68</i>

<i>Tabella 4.11 – Proprietà termodinamiche dell’R1234yf a 23.0 °C e 10.2 bar. Dati estratti Refprop.</i>	<i>70</i>
<i>Tabella 4.12 – Risultati numerici per il tubo microfin con $D_A=2.4$ mm.</i>	<i>72</i>
<i>Tabella 4.13 – Confronto tra i risultati numerici e sperimentali per il tubo microfin con $D_A=2.4$ mm.</i>	<i>73</i>
<i>Tabella 4.14 – Risultati numerici delle perdite di carico per un tubo microalettato con $D_A=3.4$ mm.</i>	<i>75</i>
<i>Tabella 4.15 – Risultati numerici delle perdite di carico per un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm.</i>	<i>76</i>
<i>Tabella 5.1 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microalettato di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n= 32, n = 40, n = 48$.</i>	<i>82</i>
<i>Tabella 5.2 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10, n = 20, n = 30, n = 40$.</i>	<i>88</i>
<i>Tabella 5.3 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microalettato di $D_A=2.4$mm con differenti numeri di alette: $n = 10, n = 20, n = 30, n = 40$.</i>	<i>91</i>
<i>Tabella 5.4 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microalettato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm.</i>	<i>94</i>
<i>Tabella 5.5 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con angolo d’elica differente: $\theta = 0^\circ, \theta = 7^\circ, \theta = 18^\circ$. Immagini estratte da Solidworks.</i>	<i>99</i>

Sommario

Lo studio presentato in questa tesi ha lo scopo di realizzare un modello numerico di scambio termico monofase di un tubo microalettato e delle sue varianti geometriche in presenza di convezione forzata di R1234yf.

Per arrivare a questo risultato, dapprima verranno illustrate le origini, le caratteristiche geometriche e le principali proprietà dei tubi microalettati oltre ad un breve cenno introduttivo sui vantaggi e gli svantaggi relativi al suo utilizzo per la trasmissione del calore.

Dopodiché si discuterà del fluido frigorigeno utilizzato, studiandone le proprietà termodinamiche e le motivazioni che hanno portato alla scelta del R1234yf come refrigerante, alternativo a basso impatto ambientale, nei veicoli a motore. Ed infine si esporranno le problematiche del utilizzo di tale fluido in applicazioni fisse, e di come i tubi microalettati possono essere d'aiuto in questo.

Si prosegue con un ripasso dei concetti cardine della termofluidodinamica, partendo dalle tre equazioni di conservazione per arrivare ai problemi legati alla turbolenza. Quindi si introdurrà la fluidodinamica computazionale come una risposta a

questi problemi di calcolo in regimi turbolenti. In particolare si illustrerà il funzionamento del software *Ansys Fluent*.

La trattazione entra nel vivo nel quarto capitolo, dove si presenterà la strada percorsa per ottenere un modello numerico validato dai risultati sperimentali precedentemente ottenuti sulla condensazione in tubi microaletti con due diametri diversi.

Nell'ultimo capitolo, una volta confrontati i risultati sperimentali con quelli numerici, si potrà ottimizzare la configurazione geometrica del modello, testandone gli effetti sulla caduta di pressione e sul coefficiente di scambio termico al variare di: numero di alette, variazione dell'angolo d'elica e dell'altezza delle alette. Questa ottimizzazione non solo avrà lo scopo di trovare la configurazione più prestante del punto di vista termico ma metterà in relazione questo aspetto con le perdite di carico.

Capitolo 1

Mini tubi microalettati

Nel seguente capitolo verranno illustrate le origini, le caratteristiche geometriche e le principali proprietà dei tubi microalettati, definiti in letteratura col termine inglese “*microfin tubes*”. Infine verranno accennati i vantaggi e gli svantaggi relativi all’utilizzo di tali tubi per la trasmissione di calore.

1.1 Brevetto di Fujie et al. [1]

Nel 1977 l’ingegnere giapponese Fujie ed i suoi collaboratori brevettarono per la Hitachi, questa nuova tipologia di tubo a superficie estesa. Come descritto nel brevetto [1], il settore di impiego è abbastanza ampio, va dai sistemi di condizionamento d’aria fino ai congelatori passando per le caldaie.

In figura 1.1 viene mostrata la sezione frontale e longitudinale del “*microfin*”, presa proprio dalla sua prima pubblicazione all’interno del brevetto.

L’autore fin da subito definisce dei parametri che permettano di individuare chiaramente la geometria del tubo. Questi vengono riportati di seguito:

- Numero di alette (n): ovvero quante scanalature sono presenti all'interno dell'intera circonferenza. Le alette viste da vicino hanno una sezione trapezoidale anche se in letteratura vengono spesso approssimate a triangoli. Questo parametro è fortemente influenzato dal diametro del tubo; infatti per diametri esterni tra i 4 e i 15 mm sono presenti dalle 40 alle 70 alette. Per diametri inferiori il numero cala, come per lo studio presentato: 40 alette su diametri esterni di 2.4 e 3.4 mm.

FIG. 1

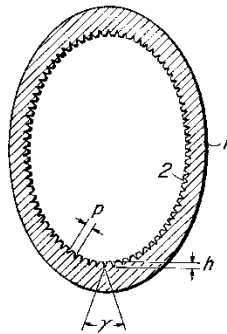


FIG. 2

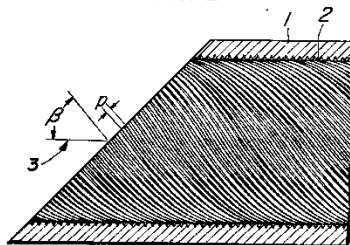


Figura 1.1 – (FIG. 1) Vista ingrandita di una sezione trasversale del tubo. (FIG.2). Vista ingrandita di una sezione longitudinale del tubo. U.S. Patent Aug. 30, 1977 sheet 1 of 7 4,044,797 [1]

- Altezza dell'aletta (h): è la distanza tra l'apice dell'aletta e la base dell'aletta. Generalmente questa grandezza è compresa tra i 0.10 e i 0.25 mm.
-

- Angolo d'elica (β): come mostrato in figura 1.1 questo parametro descrive la traiettoria dell'aletta lungo l'asse longitudinale. Commercialmente β è compreso fra 4° e 15° o fra 165° e 176° se l'elica ruota in senso opposto. Inoltre proprio per questa spirale gli scambiatori microalettati non presentano assi di simmetria.
- Angolo all'apice (γ): viene definito come l'angolo formato dai due lati obliqui dell'aletta di forma trapezoidale, o più semplicemente come l'angolo al vertice del triangolo che approssima la sezione dell'aletta. Questo valore non è mai superiore a 90° , più frequentemente è compreso tra i 30° e i 60° .
- Diametro all'apice della aletta (D_A): il doppio della distanza tra l'apice della aletta e il centro della sezione del tubo. Vedi figura 1.2.
- Diametro alla base dell'aletta (D_B): il diametro del tubo interno che non tiene conto della presenza di alette. Quindi risulta essere:

$$D_B = D_A + 2h \quad (1.1)$$

- Passo assiale (p): la distanza tra due scanalature adiacenti, vale in genere tra i 0.1 e i 0.5mm. Date le caratteristiche geometriche espresse finora, è possibile calcolarlo con la seguente:

$$p = \frac{\pi \cdot D_B}{n \cdot \tan(\beta)} \quad (1.2)$$

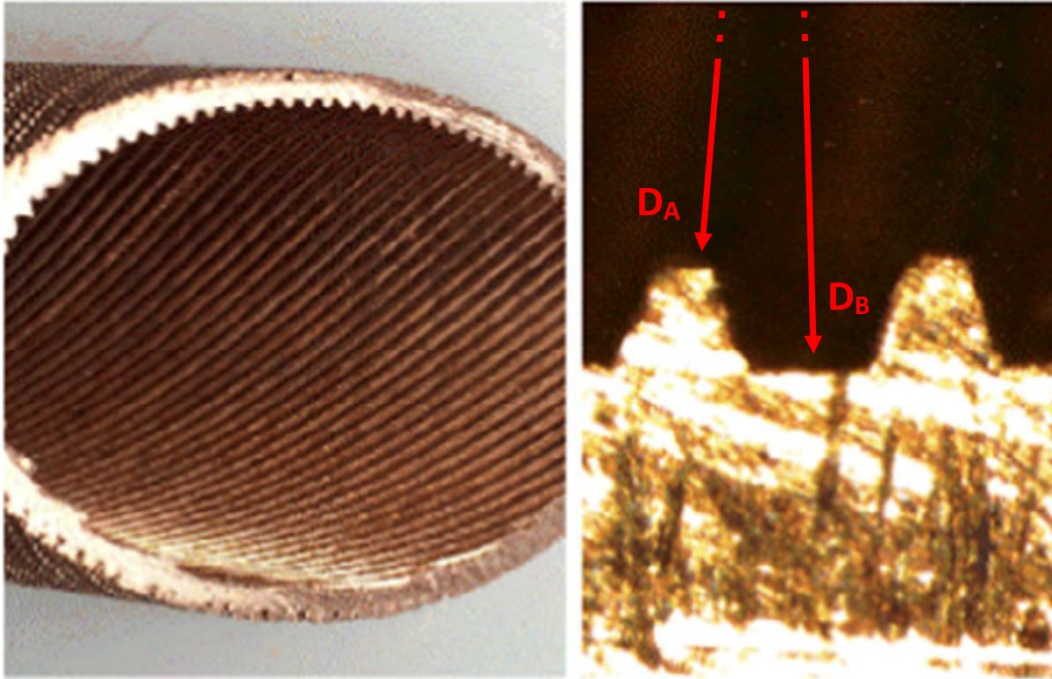


Figura 1.2 - Foto di un tubo microaletti ed ingrandimento della sezione frontale [2]

1.2 Vantaggi e svantaggi

Il primo impegno di questa tecnologia era rivolto allo scambio termico in cambiamento di fase, quindi per condensatori ed evaporatori. In maniera generale il loro successo è dovuto dai seguenti vantaggi:

- Aumento dell'area di scambio termico: la superficie rigata interna è di gran lunga superiore ad una superficie liscia di un tubo di pari diametro. Questo aumento è di circa 1.8 -2.2 volte.
- Dimensioni minori: a parità di coefficienti di scambio termico presentano delle dimensioni più contenute che comportano minori quantità di refrigerante, con le relative conseguenze per l'impatto ambientale e/o limitazioni di carica

dei fluidi infiammabili. Inoltre piccoli diametri delle tubazioni offrono maggiore resistenza meccanica alla pressione.

- Maggiore turbolenza: il percorso ad elica delle alette, rispetto all'asse del tubo, migliora il coefficiente di scambio termico poiché le alette rompono lo strato limite del moto favorendo un regime turbolento.

Il principale svantaggio è l'aumento di perdite di carico rispetto al tubo equivalente liscio. Infatti le linee del refrigerante dovrebbero essere dimensionate per garantire la minima perdita di carico durante il funzionamento a pieno carico e il ritorno dell'olio nelle condizioni di minimo carico, e dovrebbero anche prevenire il deflusso dell'olio da un evaporatore attivo ad uno inattivo. La perdita di carico nella linea di aspirazione riduce la capacità frigorifera del sistema perché forza il compressore ad operare ad una più bassa pressione di aspirazione per mantenere la temperatura di evaporazione desiderata. [4]

Capitolo 2

Fluido R1234yf

Nel presente capitolo si discuterà del fluido frigorifero utilizzato nell'analisi presentata in seguito: l'R1234yf. Dapprima si descriveranno le proprietà termodinamiche e chimiche. In seguito si darà una veloce panoramica della legislazione europea vigente in merito all'emissioni ad effetto serra, dovute al settore della refrigerazione. Infine si valuteranno alcuni aspetti riguardanti i limiti di carica secondo le normative di sicurezza.

2.1 Proprietà termodinamiche

Il 2,3,3,3-Tetrafluoropropene, o R1234yf secondo la nomenclatura ASHRAE è una idrofluoro-olefina, comunemente espressa dall'acronimo HFO. Questa particolare classe di refrigeranti, che rappresenta la quarta generazione di sostanze impiegate nell'industria della refrigerazione, è stata creata appositamente per avere valori di GWP e ODP bassi. Infatti la lettera "y" finale della sigla del refrigerante indica l'assenza di effetto nocivo per l'ozono atmosferico (ODP = 0).

Osservando la struttura chimica dell'R1234yf di figura 2.1, si nota che possiede un doppio legame, il quale essendo molto più energetico rispetto ad un legame singolo rende leggermente più reattiva la molecola rispetto ad un HFC come l'R134a. Da notare che la posizione del doppio legame, che discrimina due diversi isomeri, è individuata dall'ultima lettera della sigla ASHRAE, in questo caso "f".

In figura 2.2 è rappresentato il diagramma entalpico dell'R1234yf. Il grafico è stato costruito utilizzando il software *Refprop 9.1*.

Sempre a partire dal database del software termodinamico sono stati estrapolati i dati riportati in tabella 2.1 riportata di seguito.

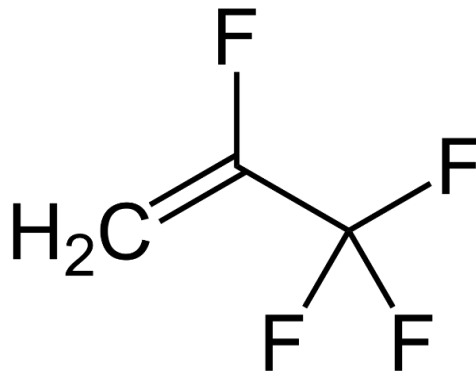


Figura 2.1 – Formula di struttura chimica della molecola del R1234yf. [5]

Proprietà	Valore	U.M.
Massa molecolare	114.04	kg kmol ⁻¹
Temperatura ebollizione ad 1 atm	-29.45	°C
Temperatura critica	94.70	°C
Pressione critica	3382.20	kPa
Densità critica	475.55	kg m ⁻³
Volume critico	0.0021	m ³ kg ⁻¹
Ozone Depletion Potential (ODP)	0	-
Global Warming Potential (GWP)	4	-
ASHRAE Standard 34 Safety Rating	A2L	-

Tabella 2.1 – Proprietà chimico fisiche del R1234yf. Valori estratti da Refprop 9.1.

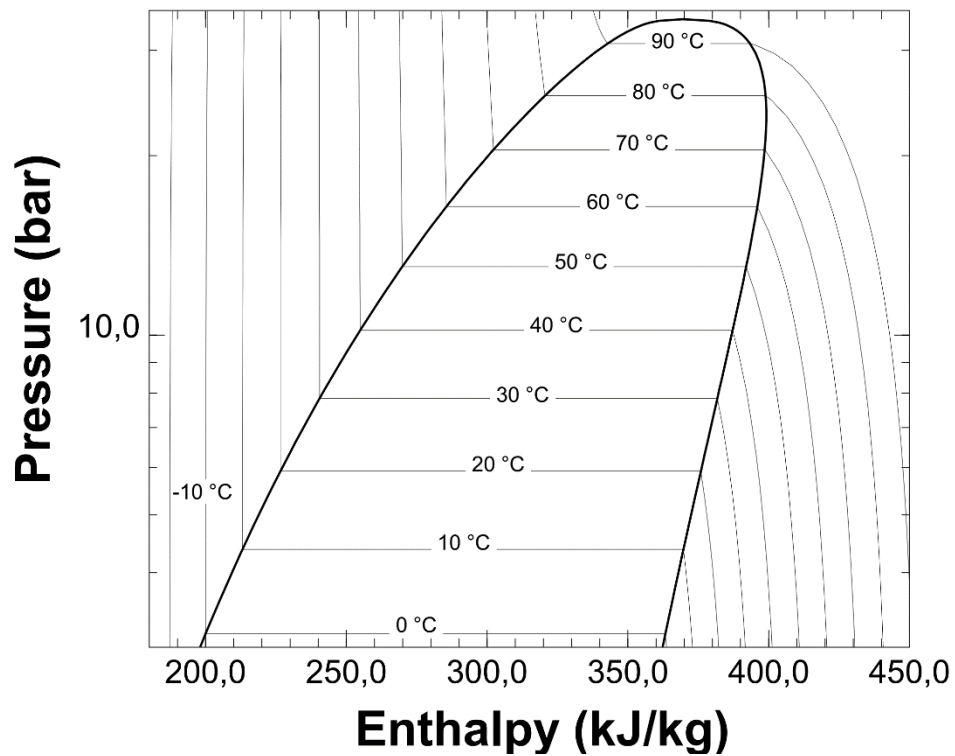


Figura 2.2 – Diagramma entalpico P – h del R1234yf. Estrazione da Refprop 9.1.

2.2 Regolamento Europeo F-Gas e direttiva 2006/40/CE

L'Unione Europea nell'aprile del 2014 ha emanato il regolamento 517/2014, meglio noto come F-GAS. Quest'ultimo impone che i paesi sviluppati riducano le emissioni di gas a effetto serra dell'80-95%, rispetto ai livelli del 1990 entro il 2050, per limitare i cambiamenti climatici dovuti dall'aumento della temperatura. Per raggiungere questo obiettivo, la commissione europea ha adottato una tabella di marcia verso un'economia competitiva a basse emissioni di carbonio nel 2050. Le emissioni di gas fluorurati a effetto serra nel 2005 sono state stimate a 90 milioni di tonnellate (Mt) di CO₂ equivalente. Per conseguire una riduzione del 60 % occorre ridurre le emissioni a circa 35 Mt di CO₂ equivalente entro il 2030. Tenuto conto di una stima di 104 Mt di CO₂ equivalenti nel 2030, basata sulla piena applicazione della normativa dell'Unione in vigore, è necessario un ulteriore calo di circa 70 Mt di CO₂ equivalente.

Questo regolamento prosegue quanto già stabilito precedentemente dalla direttiva 2006/40 [7] riguardante la sostituzione dei gas refrigeranti ad elevato GWP negli impianti di condizionamento d'aria nei veicoli a motore, con gas meno impattanti. In questo documento veniva messa alla luce la volontà degli stati membri di ridurre le emissioni dell'8% di gas serra, in 6 anni rispetto al livello del 1990. Infatti un adeguamento non coordinato di tali impegni rischiava di ostacolare la libera circolazione dei veicoli a motore nella UE.

Per attuare quanto detto, a partire dal 2008, la direttiva impone ai paesi della Comunità il divieto di immissione sul mercato di impianti di condizionamento d'aria dei veicoli a motore contenenti gas fluorurati ad effetto serra, con un potenziale di riscaldamento globale superiore a 150.

All'epoca l'idrofluorocarburo-134a (HCF-134a) rappresentava il principale fluido frigorifero utilizzato nei veicoli a motore e con un GWP pari a 1430 doveva essere rimpiazzato da nuovi fluidi. La nascita degli HFO, accompagnati dal loro basso effetto serra, è dovuta a questa direttiva. In particolare le aziende produttrici di gas hanno messo appunto l'R1234yf come diretto sostituto del R134a, per via delle sue proprietà termodinamiche simili.

La sfida attuale è di portare questo cambiamento di fluido nel mondo della refrigerazione fissa e commerciale tramite la F-GAS. I termini di questa transizione sono indicati nell'Allegato III del regolamento. In particolare la refrigerazione a media temperatura, cioè sopra i -5°C, interesserà l'R1234yf.

2.3 Limiti di carica

Come accennato in precedenza, il problema del R1234yf è la sua più alta reattività rispetto al R134a o comunque ai fluidi di terza generazione. La tabella 2.2 presa dalla norma ISO 13043:2011 mostra i dati relativi all'infiammabilità dei due fluidi.

Parametri	R-134a	R-1234yf	U.M.
Limiti di infiammabilità – ASTM E681-01 a 21°C	N/A	LFL (vol% in aria): 6.2 UFL (vol% in aria): 12.3	-
Energia minima di innesco	N/A	>5000	mJ
Temperatura di autoaccensione	>743	405	°C
Calore di combustione	4.2	10.7	kJ g ⁻¹
Velocità di fiamma	N/A	1.5	cm s ⁻¹
ATEL/ODL	0.21	0.047	kg m ⁻³
Limite pratico di tossicità	0.25	0.058	kg m ⁻³
Prodotti di combustione	HF, CO ₂ , (C=O)X	HF, CO ₂ , CO, (C=O)X	-

Tabella 2.2 - Dati relativi al R134a e R1234yf sull'infiammabilità secondo la tabella A.4 della norma 13043:2011 [8] e con integrazione dell'allegato E della norma EN 378-1:2016 per i limiti di tossicità. [9]

Il LFL e il UFL sono rispettivamente il limite inferiore e superiore di infiammabilità, mentre l'ATEL/ODL è il rapporto tra il limite di esposizione alla tossicità e limite di deprivazione di ossigeno. Quindi si capisce che le cariche di refrigerante devono essere regolamentate per via della loro possibile pericolosità. Nei veicoli dalla norma 13043:2011 non emerge nessun limite di carica poiché questi sistemi prevedono già l'utilizzo di un serbatoio potenzialmente più esplosivo. C'è da sottolineare che nella norma si fa riferimento ad un ciclo che non entra in contatto con l'abitacolo dell'automobile.

Un discorso diverso riguarda per le norme che rispondono alla direttiva PED, per le attrezzature in pressione fisse. Come descritto nella EN 378-1:2016 [9] "Sicurezza e Requisiti ambientali per la refrigerazione Sistemi e pompe di calore" vengono definite delle classi di tossicità dei fluidi:

- A: fluido non tossico;
- B: fluido tossico;

Inoltre viene fornita una scala di infiammabilità:

- 1: non infiammabili;
- 2: mediamente infiammabili;
- 3: altamente infiammabili;

Oltre a alle tre classi sopracitate l'edizione 2016 della Parte 1 dello standard EN 378 riconosce una nuova classe di refrigeranti: i 2L leggermente infiammabili. Questa è stata prodotta per ampliare la convenzionale classe di infiammabilità 2.

Per essere considerata leggermente infiammabile, una sostanza deve bruciare ad una velocità non superiore a 10 cm/s. La necessità di un indice di infiammabilità più preciso è stato proposto per estendere i requisiti di anti-esplosione rilasciati per l'ammoniaca, già ben nota come sostanza difficilmente infiammabile, a tutti i refrigeranti a limitata infiammabilità. Inoltre la gamma degli effetti della combustione di refrigeranti

2L è limitata a causa del loro basso calore di combustione. Per la maggior parte dei refrigeranti, GWP e infiammabilità sono inversamente proporzionali. Abbassando il GWP è intrinseco che la sostanza è meno stabile. Per tal motivo la reattività, per esempio l'infiammabilità, aumenta. Ciò è inevitabile a causa delle caratteristiche fisiche dei prodotti chimici. Questo vale per la maggior parte dei refrigeranti.

La norma europea EN 378 si propone di ridurre il numero di pericoli per le persone, i beni e l'ambiente, causati dai sistemi di refrigerazione e refrigeranti. Essa regola, di conseguenza, l'utilizzo di refrigeranti infiammabili nei sistemi a seconda della posizione del sistema, livello di occupazione, il tipo e il sistema di raffreddamento utilizzato.

I limiti di carica del refrigerante devono essere calcolati in base alla tossicità e/o infiammabilità del refrigerante. Laddove esistono regolamenti nazionali o regionali più restrittivi, essi hanno la precedenza. Il seguente metodo deve essere applicato per determinare il limite di carica di un sistema di refrigerazione:

- a) determinare la categoria di accesso appropriata secondo la tabella 2.3

- b) Determinare il luogo di installazione del sistema refrigerato secondo le seguenti classi:
 - Classe IV: Tutte le parti del circuito frigorifero sono in un locale ventilato e recintato;

 - Classe III: Tutte le parti del circuito frigorifero sono all'aperto o in una stanza dedicata a contenerle;

 - Classe II: Tutte le parti in pressione (lato di alta pressione) del circuito frigorifero sono all'aperto o in una stanza dedicata a contenerle;

- Classe I: tutte o alcune parti del circuito frigorifero sono all'interno della stanza occupata;

Categorie	Caratteristiche generali	Esempi
a Accesso generale	Stanze, parti di edifici dove: <ul style="list-style-type: none"> - Adibiti per dormire - Le persone non riescono a muoversi con facilità; - Non c'è controllo sul numero di persone; - Qualunque persona abbia accesso; senza necessari dispositivi di sicurezza; 	Ospedali, scuole, prigionie, supermercati ecc..
b Accesso supervisionato	Stanze, parti di edifici dove un limitato numero di persone può accedere con dispositivi di sicurezza stabiliti per il tipo di attività	Posti di lavoro in generale, laboratori, uffici ecc..
c Accesso autorizzato	Stanze, parti di edifici dove solo le persone autorizzate possono accedere con dispositivi di sicurezza speciali e stabiliti per i materiali contenuti.	Raffinerie, impianti chimici, stanze tecniche dei supermercati ecc..

Tabella 2.3 – categorie di accesso ai sistemi refrigerati da parte degli utenti secondo la tabella 4 della norma EN 378-1:2016. [9]

c) determinare la classe di tossicità del refrigerante utilizzato nel sistema di refrigerazione, che per l'R1234yf è la classe A.

Determinare il limite di tossicità ATEL / ODL (vedi tabella 2.2) o il limite pratico a seconda di quale sia il più alto, in questo caso si ha il valore di $0.058 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$,

d) determinare il limite di carica per il sistema di refrigerazione basato sulla tossicità, come il maggiore tra:

- Volume della stanza (V_s) moltiplicato per il limite di tossicità;
- 20 m^3 moltiplicato per il limite di tossicità per i sistemi di refrigerazione sigillati;
- 150 g per sistema di refrigerazione sigillato che utilizza un refrigerante di classe di tossicità A;

e) determinare la classe di infiammabilità del refrigerante utilizzato nel sistema di refrigerazione, nel caso del R1234yf sarà 2L.

f) determinare il limite di carica per il sistema di refrigerazione basato sull'infiammabilità come maggiore tra:

- Limite di carica dalla tabella 2.4;
- $4 \text{ m}^3 \times \text{LFL} \times 1,5$ per sistemi di refrigerazione sigillati che utilizzano la classe di infiammabilità 2L;
- 150 g per sistemi di refrigerazione sigillati;

considero il $\text{LFL} = 0.289 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ corrispondente secondo l'allegato E della norma [9]

g) Infine si opta per la più bassa carica di refrigerante ottenuta secondo d) ed f).

Quanto detto in questo paragrafo rende l'idea di quanto sia importante nel mondo industriale avere sistemi, che a parità di calore scambiato, mantengano il più possibile una carica bassa. Quest'ultima considerazione rappresenta uno dei principali vantaggi dei tubi microaletati.

Categoria di accesso	Classificazione luogo installazione			
	I	II	III	IV
a	Comfort umano	< 26m ³ x LFL x 1.5		No limiti < 130m ³ x LFL x 1.5
	Altre applicazioni	20% x LFL x V _s < 26m ³ x LFL x 1.5		
b	Comfort umano	< 26m ³ x LFL x 1.5		
	Altre applicazioni	20% x LFL x V _s < 26m ³ x LFL x 1.5	20% x LFL x V _s < 25kg	
c	Comfort umano	< 26m ³ x LFL x 1.5		
	Altre applicazioni	20% x LFL x V _s < 26m ³ x LFL x 1.5	20% x LFL x V _s < 25kg	
	<1 persona/10m ²	20% x LFL x V _s < 50kg	No limiti	

Tabella 2.4 – Limiti di carica dei sistemi refrigerati basati sul limite di infiammabilità secondo la tabella C.2 della norma EN 378-1:2016. [9]

Capitolo 3

Computational Fluid Dynamic (CFD)

Nel presente capitolo si introdurrà la fluidodinamica computazionale, partendo dalle tre equazioni di conservazione, punti cardine della termofluidodinamica. Da queste si prosegue introducendo il concetto della turbolenza e le difficoltà analitiche presenti nel calcolo degli effetti di una variabile turbolenta nel tempo. In seguito si presenteranno le possibili soluzioni applicabili grazie ai software CFD. In particolare si illustrerà brevemente il software *Ansys Fluent*. Per la trattazione dell'intero capitolo si fa riferimento libro di *McGraw-Hill* [10], guida di *Ansys* [11] al tutorial *Ansys*[12].

3.1 Equazioni di conservazione

Per comprendere al meglio le equazioni di conservazione che costituiscono la base della termofluidodinamica, si illustrerà di seguito la trattazione di un'equazione generale di conservazione.

Considerando una grandezza scalare per unità di volume ϕ , agente in un volume arbitrario fisso nello spazio, delimitato da una superficie chiusa S , l'intensità locale di ϕ

varia a causa dei flussi F , che esprimono i contributi al valore locale da parte dei punti circostanti, e a causa dei termini sorgente S_ϕ . La forma generale di una legge di conservazione viene espressa imponendo che la variazione per unità di tempo della grandezza ϕ relativa al volume V debba essere uguale al contributo netto dei flussi entranti attraverso la superficie S sommato ai contributi dei termini sorgente, distinti fra sorgenti di volume S_V e sorgenti di superficie S_S . Perciò la forma generale dell'equazione di conservazione della grandezza ϕ è:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \phi dV + \oint_S F dS = \int_V S_V dV + \oint_S S_S dS \quad (3.1)$$

Applicando il teorema di Gauss si ottiene la forma differenziale:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \nabla \cdot F = S_V + \nabla \cdot S_S \quad (3.2)$$

Dove il termine F è composta da due componenti:

- F_D : flusso diffusivo pari a $-\Gamma_\phi \nabla \phi$
- F_C : flusso convettivo pari a $v \phi$

3.1.1 Equazione di conservazione della massa

Nota anche come equazione di continuità è un delle relazioni fondamentali della fluidodinamica. Partendo dall'equazione 3.1 si pongono nulli i termini sorgenti, la variabile generica ϕ viene sostituita dalla densità ρ . Il bilancio di massa diventa perciò:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \oint_S \rho v dS = 0 \quad (3.3)$$

Applicando il teorema di Gauss di ottiene la forma differenziale:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho v) = 0 \quad (3.4)$$

3.1.2 Equazione di conservazione della quantità di moto

La seconda legge di Newton afferma che le cause della variazione della quantità di moto in un sistema sono le forze agenti su di esso. Queste forze possono essere forze interne di superficie F_i e forze esterne di volume F_e . Le prime sono dovute principalmente agli effetti gravitazionali, mentre le seconde dipendono dalla natura del fluido considerato, se si ipotizza di avere a che fare con un fluido newtoniano, gli sforzi interni σ possono quindi essere espressi come:

$$\underline{\sigma} = -\underline{p} + \underline{\tau} \quad (3.5)$$

in cui il termine p rappresenta la componente relativa alla pressione isotropica, ovvero indipendente dalla direzione, e τ costituisce il tensore degli sforzi viscosi, generato dunque dal movimento del fluido. Tramite la relazione di Stokes si può esprimere il tensore degli sforzi viscosi τ è come:

$$\underline{\tau} = \mu \left[(\nabla v + \nabla v^T) - \frac{2}{3} \nabla v I \right] \quad (3.6)$$

Si ipotizza come prima l'assenza del termine diffusivo. Sostituendo (3.1) al termine ϕ prodotto della densità ρ per la velocità v ; la forma integrale del bilancio assume allora la forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho v dV + \oint_S \rho v dS = - \int_S \underline{p} dS + \oint_S \underline{\tau} dS + \int_V \rho F_e dV \quad (3.7)$$

Applicando il teorema della divergenza diventa scritta in forma differenziale:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla(\rho v v) = -\nabla \underline{p} + \nabla \underline{\tau} + \rho g \quad (3.8)$$

Si è inserita la forza di gravità come unica forza esterna. L'equazione di continuità accoppiata a quella di quantità di moto sono note come equazioni di Navier Stokes.

3.1.3 Equazione dell'energia

Partendo dalla prima legge della termodinamica, la quale afferma che le cause della variazione dell'energia totale di un fluido sono il lavoro fatto dalle forze agenti sul sistema e il calore trasmesso al sistema. Ipotizziamo l'assenza di reazioni chimiche, ovvero dei termini sorgente; si assume l'entalpia h come unica forma di energia considerata trascurando l'energia cinetica e quella potenziale oltre che il contributo di lavoro svolto delle forze esterne ed interne.

Come prima si pone ϕ uguale a ρh ; quindi le componenti del flusso diventano:

$$F_C = v \rho h \quad (3.9)$$

$$F_D = -\Gamma_\phi \nabla \rho h \quad (3.10)$$

Il bilancio energetico (3.1) in forma integrale è quindi il seguente:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho h dV + \oint_S v \rho h dS = \oint_S \Gamma_h \nabla \rho h dS \quad (3.11)$$

Dalla definizione di entalpia specifica seguente:

$$dh = c_p dT \quad (3.12)$$

dove c_p è il calore specifico a pressione costante e T è la temperatura espressa in kelvin. La (3.11) diventa:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho c_p T dV + \oint_S v \rho c_p T dS = \oint_S \lambda \nabla T dS \quad (3.13)$$

con la conducibilità del fluido λ che vale:

$$\lambda = \Gamma_h \rho c_p T \quad (3.14)$$

Applicando il teorema di Gauss il bilancio diventa in forma differenziale:

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \nabla(\rho c_p T v) = \nabla(\lambda \nabla T) \quad (3.15)$$

3.2 La turbolenza

Le equazioni di conservazione hanno una validità generale e potrebbero essere usate teoricamente per ogni problema di convezione. Il moto di un fluido può, a seconda della velocità e della geometria dell'ambiente circostante essere caratterizzato da due differenti tipologie di regime, quello laminare e quello turbolento. La distinzione tra i due come è noto viene fornita dal numero di Reynolds. In questa trattazione ci si soffermerà sul regime turbolento poiché ne ricadono le prove descritte in seguito.

Il regime turbolento risulta essere molto complesso; il suo sviluppo dipende dal tempo, risulta perciò fortemente non stazionario. Per cui qualunque grandezza caratteristica come la velocità nel tempo mostra un comportamento irregolare e completamente caotico. Il flusso all'interno di un regime turbolento è caratterizzato da vortici di diverse dimensioni e geometrie. Quest'ultimi sono la causa principale di una forte miscelazione tra le specie presenti. Caratterizzare la turbolenza e più in generale la fluidodinamica del problema, vuol dire caratterizzare l'energia associata al problema e le sue eventuali dissipazioni. La difficoltà principale nella risoluzione di un problema turbolento consiste nel riuscire a quantificare le dimensioni caratteristiche di tali vortici e i valori delle variabili caratterizzanti il problema.

In passato, i fenomeni turbolenti venivano affrontati e in qualche modo studiati solo attraverso le prove sperimentali. Nel tempo, dunque, è emersa la necessità di determinare alcuni strumenti utili per la risoluzione di un problema turbolento.

Una delle possibili risposte è la CFD che permette di risolvere numericamente problemi di carattere turbolento con geometrie complesse nel dettaglio e con accuratezza. Il prezzo di questi metodi è un elevato costo computazionale ed in parte economico, poiché quest'ultimo dipende dal progresso informatico.

I metodi di risoluzione più diffusi e utilizzati oggi sono:

- RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes): ovvero le equazioni di Navier Stokes mediate dalle equazioni di Reynolds. L'ipotesi di base è che variabili come la velocità di un regime turbolento possano essere scritte come la

somma di due contributi, un termine medio nel tempo ed una sua fluttuazione. Il risultato è un sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali semplificate. Quindi risolvibili in meno tempo.

- LES (Large Eddy Simulation): è una tecnica, sia per potenza di calcolo che per accuratezza, superiore alla precedente. Essa prevede l'analisi diretta delle strutture vorticosi utilizzando un filtro matematico che risolve le strutture più grandi di esso, mentre quelle inferiori vengono modellate.
- DNS (Direct Numerical Solution): è il metodo con il più alto livello di dettaglio e accuratezza dei risultati raggiunti. Consiste nella risoluzione numerica, senza l'introduzione di alcuna semplificazione, delle equazioni di bilancio. Questo comporta un elevato dispendio di risorse tale per cui viene implementato soltanto da istituti ricerca.

3.2.1 Metodo RANS

Per la trattazione del problema in questione si utilizzerà questo approccio per via della sua versatilità ed economicità in termini di risorse computazionali. Come accennato in precedenza il metodo prevede la definizione delle variabili fisiche caratterizzanti il problema come la somma di due contributi, un termine medio $\bar{\varphi}$ e un termine legato alle fluttuazioni φ' :

$$\varphi(x, t) = \bar{\varphi}(x, t) + \varphi'(x, t) \quad (3.16)$$

Questo φ generico potrebbe essere la velocità ad esempio.

La generica grandezza mediata viene $\bar{\varphi}$ definita come:

$$\overline{\varphi}(x, t) = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} \overline{\varphi}(x, t + \tau) dt \quad (3.17)$$

in cui il termine T rappresenta la scala temporale sufficientemente grande rispetto alla scala dei valori turbolenti, e sufficientemente piccola rispetto alla scala di valori dei fenomeni non stazionari.

Applicando l'operazione di mediazione all'equazione (3.1) di bilancio generale scritta in precedenza:

$$\frac{\partial(\rho\overline{\varphi})}{\partial t} + \overline{v}\nabla(\rho\overline{\varphi}) = \nabla(\Gamma_{\varphi}\nabla\overline{\varphi} - \overline{\rho v' \varphi'}) + \overline{S_{\varphi}} \quad (3.18)$$

Il termine aggiuntivo:

$$\underline{\tau}^{(t)} = \nabla(-\overline{\rho v' \varphi'}) \quad (3.19)$$

rappresenta il tensore degli sforzi di Reynolds, derivante dalla mediazione del termine convettivo. Esso esprime il trasporto supplementare generato dalle fluttuazioni turbolente. Come la (3.19) anche le equazioni di Navier-Stokes vengono mediate.

Per la chiusura del problema serve un modello per la determinazione del tensore degli sforzi viscosi di Reynolds. A tale problema rispose Bussinesq, che definì il tensore degli sforzi viscosi come il seguente termine negativo.

$$-\overline{\rho v' \varphi'} = \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.20)$$

Secondo l'approccio di Boussinesq, si assume che le differenze di densità possano essere trascurabili in tutti i vari termini tranne in quelli in cui appaiono moltiplicate per l'accelerazione di gravità, ad esempio le spinte di galleggiamento.

Il parametro principale è la viscosità turbolenta, μ_t . Per calcolarla sono stati sviluppati modelli algebrici, modelli differenziali a un'equazione e modelli differenziali a due equazioni, cioè composti da due equazioni alle derivate parziali. Quest'ultimi modelli sono quelli che si utilizzano nel corso delle simulazioni.

3.2.1.1 Modello k- ε

È un modello semi empirico proposto nel 1972 da Launder, nel quale vengono introdotte altre due equazioni differenziali di bilancio, una riferita all'energia cinetica turbolenta k e l'altra alla velocità di dissipazione ε :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.22)$$

dove:

$$k = \frac{1}{2} \overline{v'_1 v'_1} \quad (3.23)$$

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial v'_1}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v'_1}{\partial x_j} + \frac{\partial v'_j}{\partial x_1} \right)} \quad (3.24)$$

La derivazione della prima equazione viene ricavata in modo rigoroso dal modello teorico di formazione dei vortici turbolenti, mentre la seconda viene derivata per analogia con la prima. Il termine G_k rappresenta la generazione di energia cinetica turbolenta k dovuta ai gradienti di velocità e vale.

$$G_k = -\rho \overline{v_i' v_j'} \frac{\partial v_j}{\partial v_i} \quad (3.25)$$

mentre G_b è la generazione di energia cinetica turbolenta dovuta alle spinte di galleggiamento, e vale:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t \partial T}{\sigma_k \partial x_i} \quad (3.26)$$

con β costituisce il coefficiente di espansione termica, mentre g_i è la componente i -esima dell'accelerazione di gravità. I termini S_k e S_ϵ sono termini sorgente definibili dall'utente a seconda del caso studio. Tramite la teoria di Kolmogorov, la viscosità turbolenta è esprimibile tramite la relazione:

$$\mu_t = \frac{\rho c_\mu k^2}{\epsilon} \quad (3.27)$$

I valori delle diverse costanti che compaiono in questa analisi vengono riportati nella Figura seguente estratta da *Fluent*:

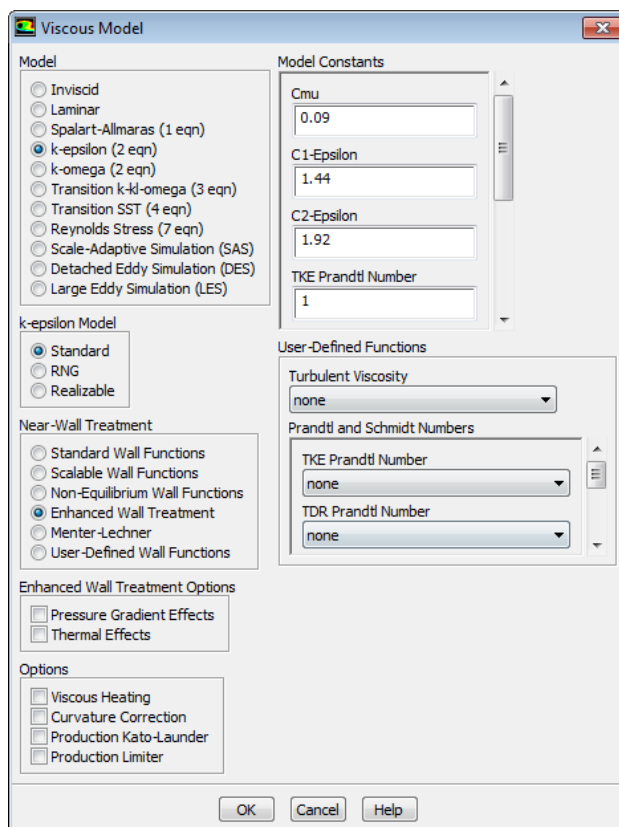


Figura 3.1 – Impostazioni modello viscosità. Estratto da Fluent.

La stabilità e la robustezza del modello appena descritto lo rendono oggi uno dei modelli più utilizzati nelle analisi fluidodinamiche e nella CFD, grazie anche alla sua convalida ormai ampiamente eseguita.

3.2.1.2 Modello k- ω

Il modello k- ω è un altro modello utilizzato per la chiusura del problema turbolento. Esso rappresenta un modello empirico basato sulla stesura delle equazioni di trasporto di energia cinetica k e la velocità di dissipazione specifica ω , che può essere pensata come il rapporto tra ε e k . Il modello k- ω è stato modificato e revisionato negli

anni per migliorarne l'accuratezza e l'affidabilità. Esso si basa oltre che dalla (3.21) anche dalla seguente equazione:

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\omega v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} G_k - Y_\omega + S_\omega \quad (3.27)$$

dove l'espressione di G_k è quello riportato nell'equazione (3.25), il termine α è un parametro definito come:

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_\omega}{1 + Re_t/R_\omega} \right) \quad (3.28)$$

in cui:

$$R_\omega = 2.95\alpha^* \quad (3.29)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu\omega} \quad (3.30)$$

Per valori alti di Reynolds si assume $\alpha = \alpha_\infty = 1$. Il termine Y_ω rappresenta la dissipazione di ω .

3.3 Modelli CFD: *Fluent*

Come accennato in precedenza la fluidodinamica computazionale (CFD) è l'insieme di tutti i metodi di risoluzione dei problemi legati al moto di fluidi che integrano numericamente i bilanci di materia, energia e quantità di moto senza alcuna

semplificazione. Tali modelli si occupano anche della risoluzione delle equazioni di turbolenza. Questi software risolvono i problemi fluidodinamici basandosi su griglie di calcolo che riproducono le caratteristiche del sistema studiato. Per arrivare a soluzioni precise i programmi CFD hanno bisogno di precise condizioni al contorno per ciascuna superficie descritta nel dominio. Ovviamente per ottenere risultati precisi per problemi di geometria complessa bisogna disporre di risorse computazionali elevate.

Nella Figura 3.2 sono elencate le fasi che compongono la realizzazione di una simulazione CFD.

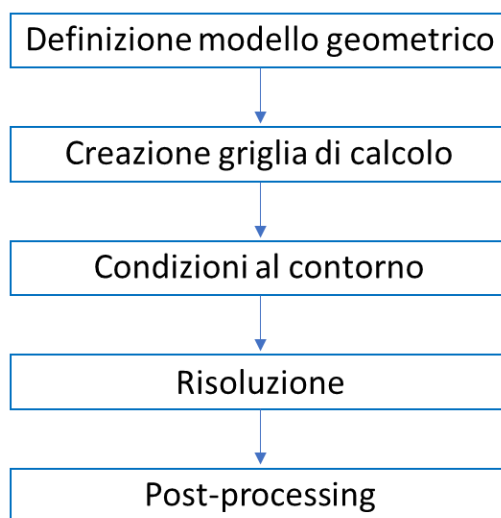


Figura 3.2 – Fasi per la realizzazione di un modello numerico.

Tra i software commerciali CFD più utilizzati si può trovare *Ansys Fluent*. Attualmente è uno dei software più diffusi in quanto può essere usato per modellizzare fenomeni di ogni tipo. Inoltre possiede la maggior parte dei modelli di turbolenza esistenti. Per il lavoro qui presentato è stato utilizzato *Ansys Fluent 18.1*.

Ansys è dotato di un foglio di lavoro denominato *workbench* nel quale si può creare lo schema del proprio modello numerico. Come mostrato in figura 3.3 l'elenco presentato dal software rappresenta tutte le fasi di cui ha bisogno una simulazione CFD.

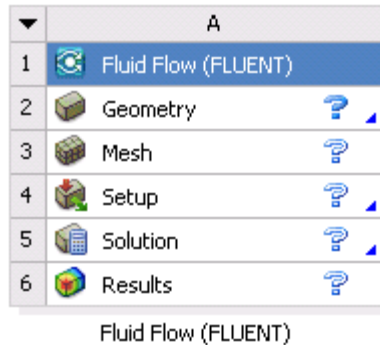


Figura 3.3 – Schema di progetto di una simulazione numerica in Ansys Fluent.

Ad ogni fase è legato un sottoprogramma in cui si può accedere per impostare il modello geometrico, la mesh ecc...

3.3.1 Modello geometrico

Il modello geometrico non è altro che un disegno in 3D, ed è la base di partenza per qualsiasi analisi CFD.

Nonostante *Fluent* possieda al suo interno un CAD per la modellazione in 3D, nel caso in analisi è stato utilizzato il software commerciale *Solidworks 2017* per la creazione dei vari modelli geometrici. Infatti questo programma sin dal 1995 è uno dei software di disegno tecnico più utilizzati e strutturati al mondo. Inoltre i file in uscita dal CAD sono perfettamente compatibili con *Ansys*.

3.3.2 Discretizzazione modello: Meshing

Il così detto meshing o discretizzazione in ambito CFD implica la sostituzione delle equazioni differenziali o integrali con equazioni di natura algebrica derivanti dalla discretizzazione del volume di controllo analizzato. Esistono tre metodi di meshing:

- Alle differenze finite: consiste nel sostituire le derivate con il loro rapporto incrementale così che i termini differenziali diventino dei termini algebrici. Fu il primo metodo adottato ed è il più semplice.
- FEM: ovvero agli elementi finiti, utilizzato nell'analisi strutturale e nella fluidodinamica per numeri di Reynolds maggiori alle decine di migliaia. Si suddivide il dominio in un numero elevato di elementi finiti, di cui poi ognuno rappresenta un campo di integrazione numerica, in cui la soluzione si approssima con una combinazione lineare di funzioni.
- Ai volumi finiti: è la più diffusa in ambito CFD ed è quella che viene adottata nel presente lavoro di tesi. Questo metodo è fondato sull'integrazione delle equazioni differenziali alle derivate parziali che compongono il problema analizzato in un volume, denominato volume di controllo, sul quale sulle superfici esterne vengono imposte inizialmente delle condizioni al contorno. Il volume interno viene suddiviso in volumetti elementari, collegati l'uno con l'altro tramite quelle relazioni dettate dalle equazioni integrali che caratterizzano il problema. I volumetti sono di dimensioni finite e non infinitesime quindi si commette un certo errore.

Una volta discretizzato il dominio apparirà una griglia di calcolo. Questa per fornire dei risultati attendibili dovrà il più possibile adattarsi alla geometria del solido, ad esempio infittendosi nei punti più salienti dal punto di vista del problema. D'altra parte

più le celle sono fitte e tanto più saranno necessarie risorse computazionali. In figura 3.4 è mostrato un esempio di griglia di calcolo. Dal punto di vista della morfologia delle griglie di calcolo, si possono distinguere griglie strutturate (celle prismatiche o esaedriche o regolari), griglie non strutturate (cioè celle tetraedriche o piramidali) e griglie ibride.

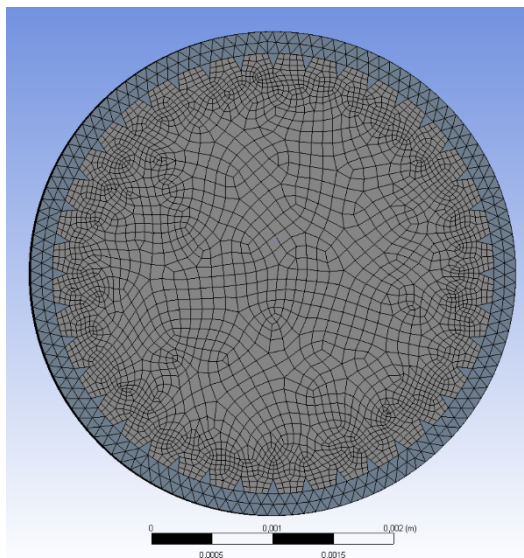


Figura 3.4 – Esempio griglia di calcolo

3.3.3 Condizioni al contorno Setup

Nel setup di *Fluent* oltre ad impostare tutte le proprietà dei liquidi e dei solidi si impostano le condizioni al contorno che permettono così di definire il problema. Le principali condizioni al contorno utilizzate nello studio fatto sono:

- Velocity inlet: usata per definire la superficie di ingresso del fluido nel dominio di calcolo; prevede la determinazione di una velocità del fluido specificato all'interno

del dominio; è necessario imporre la direzione della velocità, il modulo della velocità, i valori di k e di ϵ relativi alla superficie alla quale è applicata.

- Pressure outlet: usata per quelle superfici dalle quali si vuole far fuoriuscire un fluido dal dominio di calcolo; è necessario indicare il valore della pressione in uscita, di k e di ϵ di backflow.
- Wall: usata per le superfici che non possono essere oltrepassate da alcun tipo di fluido e che nella geometria reale sono costituite da superfici solide. Le principali condizioni possibili da imporre sono le seguenti: rugosità, spessore, materiale, temperatura, flusso termico, irraggiamento ecc...

3.3.4 Risoluzione

3.3.4.1 Algoritmo SIMPLE

Questo è un algoritmo molto diffuso per il calcolo della soluzione, avendo inserito la coppia velocità-pressione nelle condizioni al contorno. Nel caso in cui il flusso sia incomprimibile (ad esempio un liquido), la densità rimane perciò costante e l'equazione di continuità (3.4) assume una forma di questo tipo:

$$\nabla v = 0 \tag{3.31}$$

In questa equazione non compare esplicitamente la pressione e sebbene la velocità sia funzione della pressione, la sua risoluzione diretta porta a instabilità. Per questo si adotta una tecnica: partendo da un valore di primo tentativo sulla velocità, questo si inserisce all'interno dell'equazione dei momenti e si calcola il valore di pressione corrispondente. A questo punto si calcola attraverso la (3.31) il valore di velocità che

soddisfa l'equazione per quel valore di pressione e si ripete il procedimento fino a convergenza.

3.3.4.2 Convergenza

Nel settore della CFD la definizione di convergenza prevede la contemporanea verifica di tre condizioni di pari importanza:

- la soluzione non deve più cambiare se si continua a iterare;
- i bilanci materiali globali e specifici devono chiudersi, cioè complessivamente non deve essere né creata né distrutta materia all'interno del dominio;
- tutte le equazioni di trasporto, in forma discretizzata, devono sottostare a specifiche tolleranze definite dai residui.

Capitolo 4

Ricerca modello numerico

Nel presente capitolo si presenterà la strada percorsa per ottenere un modello numerico valido ed utilizzabile per la ottimizzazione geometrica del tubo *microfin*, affrontata nel capitolo successivo. La validazione del modello numerico viene fornita dal confronto dei risultati delle simulazioni con delle prove sperimentali descritte in due articoli scientifici che prendono in esame la convezione forzata di liquido in tubi microaletti con due diversi diametri esterni. Una volta trovato il modello più adeguato si dovrà ponderare l'errore presente tra i risultati sperimentali e quelli computazionali.

Per quantificare la distanza tra i risultati numerici e i risultati sperimentali; si possono definire i seguenti indici di deviazione statistica: la deviazione relativa σ_r , assoluta σ_a , e standard σ_{std} definite come segue:

$$\sigma_r = \left[\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{x_{i,numerico} - x_{i,sperimentale}}{x_{i,sperimentale}} \right] \cdot 100 \quad (4.1)$$

$$\sigma_a = \left[\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{|x_{i,numerico} - x_{i,sperimentale}|}{x_{i,sperimentale}} \right] \cdot 100 \quad (4.2)$$

$$\sigma_{std} = \left[\sqrt{\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_{i,numerico} - x_{i,sperimentale}}{x_{i,sperimentale}} \right)^2 \right)} \right] \cdot 100 \quad (4.3)$$

4.1 Prove sperimentali di Diani et al. [13][14]

Le prove sono state precedentemente svolte presso il laboratorio di Trasmissione del calore in microgeometrie del dipartimento di Ingegneria Industriale dell'università di Padova. Entrambi i test sono stati condotti facendo scorrere il fluido R1234yf attraverso tubi *microfin* per lo studio dello scambio termico monofase e in condensazione.

La parte sperimentale di scambio termico in monofase è stata svolta per controllare i bilanci termici e confrontare i risultati con relazioni empiriche trovate in letteratura. I dati ricavati dalla parte preliminare dei test sono stati utilizzati per verificare i risultati delle simulazioni numeriche come si vedrà nei paragrafi successivi.

Il circuito di prova è mostrato in figura 4.1.

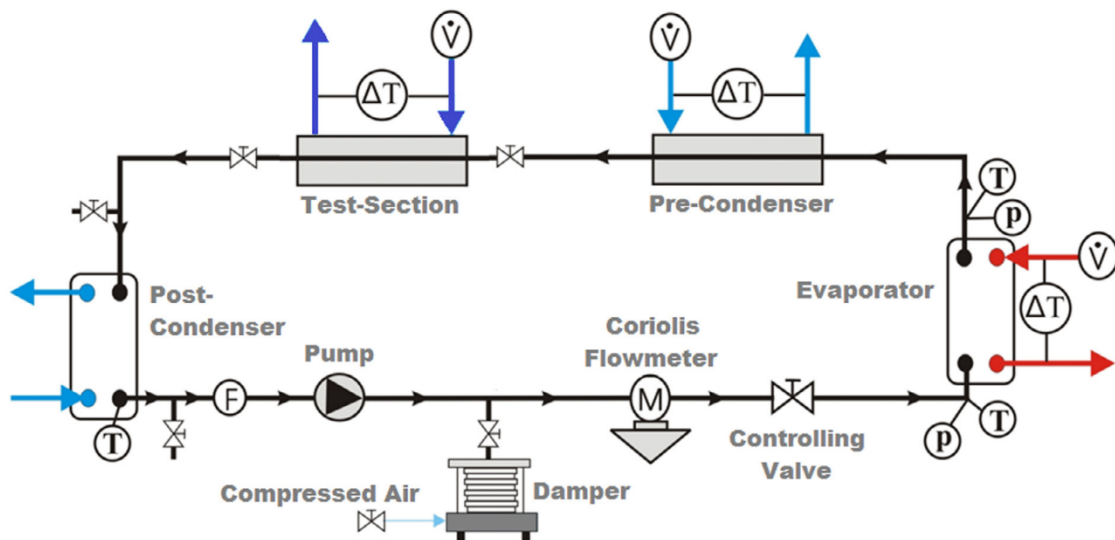


Figura 4.1: Schema del circuito di prova dei test [13][14].

Il ciclo del refrigerante, che è indicato in figura attraverso la linea nera, viene mosso da una pompa a trascinamento magnetico, al fine di non utilizzare olio lubrificante, che complicherebbe l'analisi dei risultati. La pompa è accoppiata ad un inverter che permette di variarne la velocità. La portata in massa di refrigerante viene misurata con un misuratore di portata ad effetto di Coriolis. Dopodiché il fluido refrigerante evapora e si surriscalda attraverso un evaporatore che utilizza acqua calda in controcorrente; il circuito caldo dell'acqua ha la possibilità di trasferire calore in maniera modulata con l'ausilio di tre resistenze in un boiler. Infine l'R1234yf incontra la parte fredda del ciclo composta dai seguenti scambiatori alimentati con acqua fredda:

- 1) un precondensatore a tubo in tubo che grazie ad una valvola sul circuito dell'acqua fredda controlla il grado di condensazione, nello scambio termico monofase grazie ad essa si può controllare il sottoraffreddamento del liquido;
- 2) dalla sezione di prova vera e propria dove avviene l'analisi del tubo *microfin*, in questo caso è in equicorrente come mostrato in figura 4.2;
- 3) un ulteriore condensatore per concludere la condensazione nel caso dello studio della condensazione.

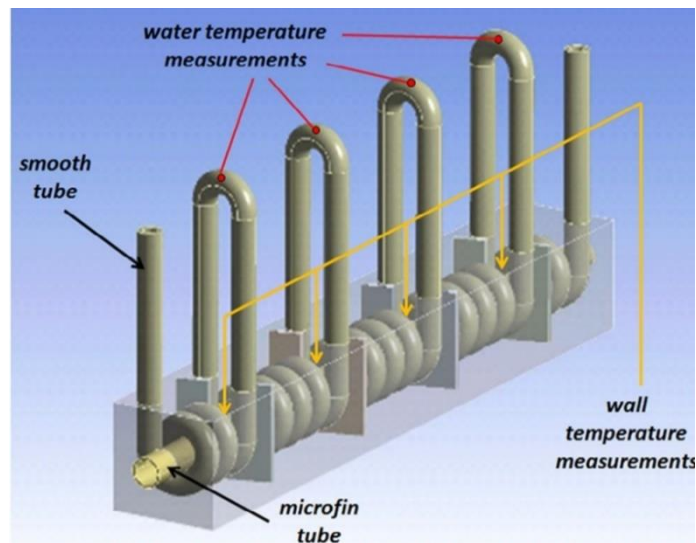


Figura 4.2: Schema della sezione di prova. [13]

Per la precisione degli strumenti di misura ed ulteriori dettagli delle due prove si rimanda agli articoli completi [13] e [14].

In generale dalle misure si possono ricavare la potenza scambiata attraverso il tubo micro alettato, q_{TS} , tramite il bilancio termico lato acqua:

$$q_{TS} = \dot{m}_{water,TS} \cdot c_{p,water} \cdot (t_{water,TS,out} - t_{water,TS,in}) \quad (4.4)$$

dove $\dot{m}_{water,TS}$ è la portata di acqua che scorre in equicorrente all'esterno del tubo di prova, $c_{p,w}$ il calore specifico a pressione costante e la $t_{water,TS,out}$ e $t_{water,TS,in}$ sono rispettivamente la temperatura di uscita ed ingresso lato acqua.

Le prestazioni della sezione di prova in termini di coefficiente di scambio termico HTC riferito all'area, A_D , di un equivalente tubo liscio con diametro interno uguale al diametro all'apice dell'aletta:

$$HTC = \frac{q_{TS}}{A_D \cdot (\bar{t}_{ref} - \bar{t}_{wall})} \quad (4.5)$$

dove la temperatura \bar{t}_{ref} è la temperatura media del fluido; mentre la \bar{t}_{wall} è la temperatura media della parete del tubo *microfin*.

4.1.1 Prova sperimentale *microfin* $D_A=3.4$ mm di Diani et al [13]

Le prime prove sono state condotte su di un tubo microalettato con le seguenti caratteristiche geometriche.

Parametro	simbolo	Valore	U.M.
Diametro apice aletta	D_A	3.4	mm
Angolo apice aletta	γ	43	°
Angolo spirale	β	18	°
Altezza Aletta	h	0.12	mm

Tabella 4.1- Parametri geometrici tubo *microfin* con $D_A=3.4$ mm.

La prova è stata condotta utilizzando l'R1234yf proveniente dal condensatore con un sottoraffreddamento in ingresso alla sezione di prova di 13 K, questo garantisce che non ci siano bolle nel liquido. All'interno della sezione di prova il refrigerante ha una temperatura media di 25,3°C e una pressione pari a 10,2 bar. I test sono stati svolti facendo variare la portata specifica di massa, G , da 400 a 1000 kg m⁻² s⁻¹ ad intervalli di 100 kg m⁻² s⁻¹. Questa portata è riferita ad un tubo liscio equivalente di diametro interno uguale al diametro all'apice dell'aletta, ed è calcolata tramite la seguente:

$$G = \frac{4 \cdot \dot{m}_{ref}}{\pi \cdot D_i^2} \quad (4.6)$$

dove appunto in questo caso $D_i = D_A$, e la \dot{m}_{ref} è la portata di refrigerante.

Il numero di Reynolds, calcolato tramite la (4.7), è riferito anch'esso ad un tubo liscio equivalente di diametro interno uguale al diametro all'apice dell'aletta.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_A}{\mu} \quad (4.7)$$

Il risultato dell'equazione valutata nel range di portate prese in considerazione varia da 8788 a 21921. Quindi il moto del fluido è sicuramente turbolento.

Il grafico in figura 4.3 riporta i vari HTC calcolati secondo la (4.2) alle varie portate.

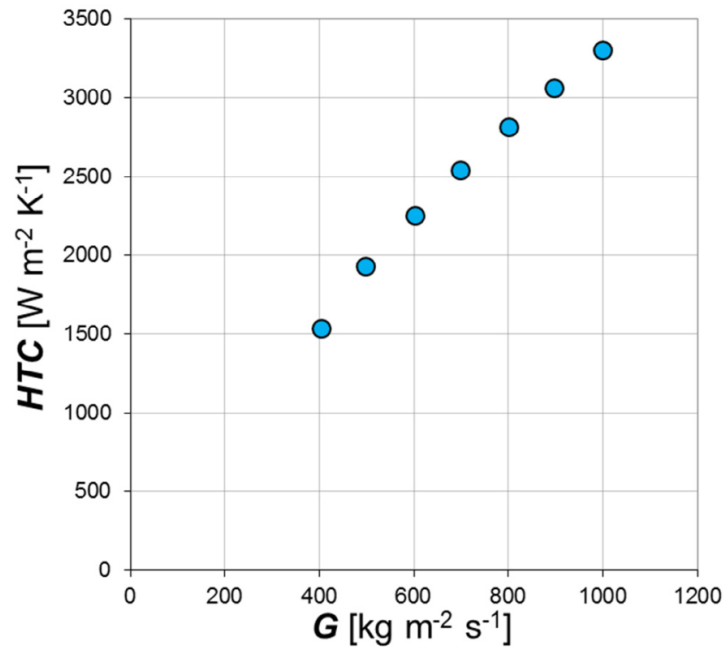


Figura 4.3 – Grafico HTC – G sperimentale di un tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. [13]

Come si può notare il coefficiente di scambio termico cresce con l'aumentare della velocità, quasi raddoppiando il suo valore al raddoppiare della portata.

È stato calcolato, inoltre, l'HTC secondo la relazione di Ravigururajan e Bergles (1986)[16];

$$\begin{aligned}
 \frac{Nu_{microfin}}{Nu_{liscio}} &= \frac{\frac{\alpha_{microfin} \cdot D_A}{\lambda}}{\frac{\alpha_{liscio} \cdot D_i}{\lambda}} \\
 &= \frac{\alpha_{microfin}}{\alpha_{liscio}} \\
 &= \left\{ 1 + \left[2.64 \cdot Re^{0.036} \left(\frac{h}{D_B} \right)^{0.212} \left(\frac{p}{D_B} \right)^{-0.21} \left(\frac{\beta}{90} \right)^{0.29} Pr^{0.024} \right]^7 \right\}^{\frac{1}{7}}
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

ricordando che p è il passo assiale, h è l'altezza delle alette e D_B è il diametro alla base delle alette.

Il coefficiente α_{liscio} viene calcolato con la relazione di Gnielinski [17] definita come segue:

$$\alpha_{Gnielinski} = \frac{\lambda}{D_i} \cdot \frac{(\xi/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \sqrt{(\xi/8)} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{2/3} \right] \cdot K \tag{4.9}$$

La conducibilità del fluido, λ , è assunta alla temperatura media, mentre il fattore di attrito, ξ , ed il coefficiente K sono calcolati tramite:

$$\xi = (1.8 \cdot \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \tag{4.10}$$

$$K = \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11} \tag{4.11}$$

con il numero di Prandtl, Pr_w , preso alla temperatura della parete. Il grafico in figura 4.4 mostra i risultati dal confronto dell' HTC sperimentale con quello teorico. La retta bisettrice tra i due assi cartesiani indica il luogo dei punti in cui il coefficiente di scambio

termico sperimentale coincide con quello teorico. Come si può notare questo modello approssima bene i dati sperimentali, infatti presenta una deviazione relativa e standard pari a 2.1% e 1.8%.

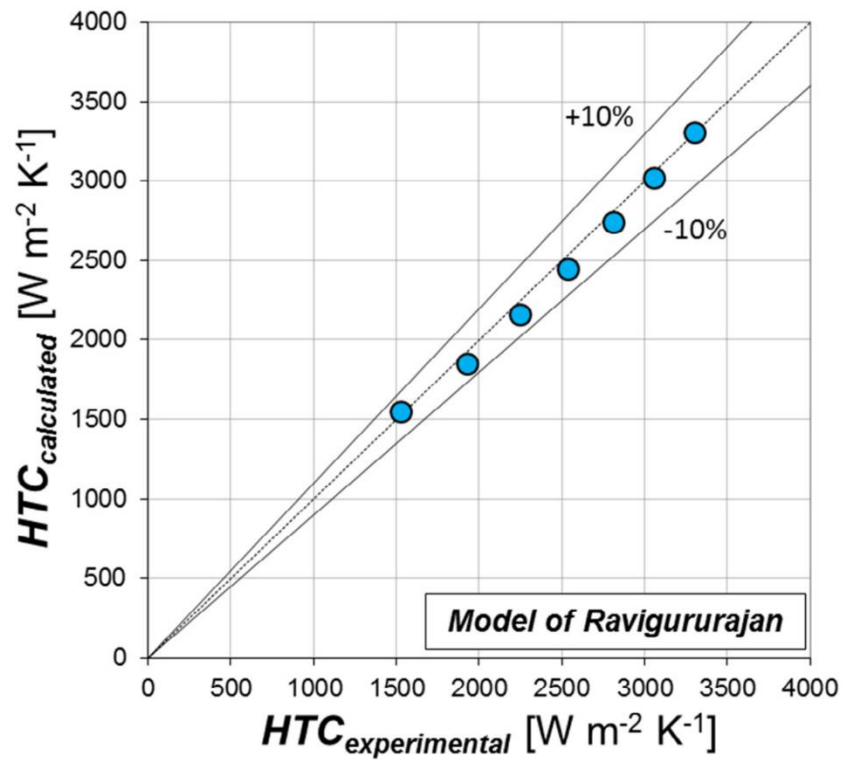


Figura 4.4 – $HTC_{\text{calcolato}} - HTC_{\text{teorico}}$ tubo microfin con $D_A = 3.4$ mm. [13]

4.1.2 Prova sperimentale *microfin* $D_i=2.4$ mm di Diani et al [14]

Le successive prove sperimentali sono state condotte su di un tubo microaletato con le seguenti caratteristiche geometriche.

Parametro	simbolo	Valore	U.M.
Diametro apice aletta	D_A	2.4	mm
Angolo apice aletta	γ	43	°
Angolo spirale	β	7	°
Altezza Aletta	h	0.12	mm

Tabella 4.2 - Parametri geometrici tubo *microfin* con $D_A=2.4$ mm.

In questo caso le prove sono state effettuate utilizzando l'R1234yf proveniente dal condensatore con un sottoraffreddamento in ingresso alla sezione sperimentale di 15 K. All'interno della sezione di prova il refrigerante ha una temperatura media di 23°C e una pressione pari a 10.2 bar. Analogamente a prima i test sono stati svolti facendo variare la portata specifica di massa, G , da 400 a 1000 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ad intervalli di 100 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. Come prima il moto è turbolento, con numeri di Reynolds che vanno da 5034 a 12569. In queste condizioni il flusso termico scambiato attraverso la parete varia dagli 11 W ai 20 W, e la differenza tra i bilanci termici dei due lati, lato fluido e lato acqua si mantiene sempre sotto l'1.5 W. Valgono le stesse considerazioni fatte per il paragrafo precedente. Il grafico in figura 4.5 seguente riporta i risultati.

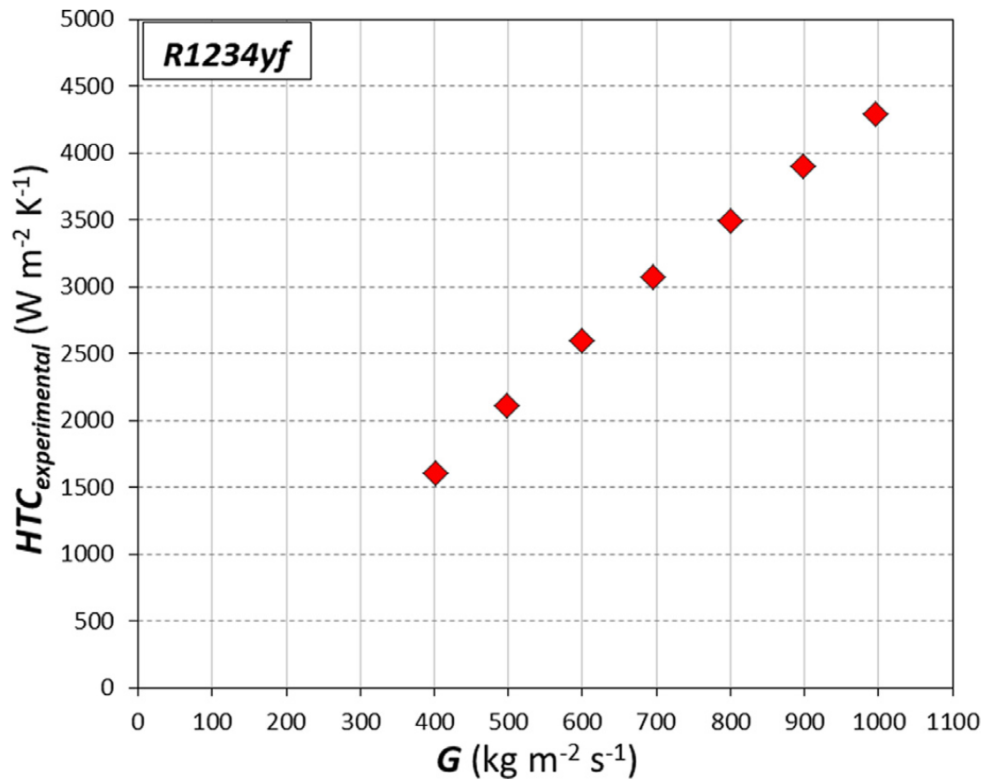


Figura 4.5 - Grafico HTC – G sperimentale di un tubo microfin con $D_A=2.4$ mm. [14]

Come nella prova precedente, il coefficiente di scambio termico aumenta all'aumentare della portata specifica. Confrontando il grafico in figura 4.3 e quello figura 4.5, si può già constatare che diminuendo il diametro del tubo il coefficiente HTC cresce.

In questo caso i risultati ottenuti sono comparati alla relazione di Gnielinski modificata; definita già con le equazioni (4.9), (4.10) e (4.11). Il coefficiente di scambio termico del tubo *microfin* è uguale a quello di Gnielinski moltiplicato per un fattore R_x , definito come fattore di incremento superficiale. Infatti si definiscono le seguenti equazioni:

$$\alpha_{microfin} = \alpha_{Gnielinski} \cdot R_x \quad (4.12)$$

$$Rx = \left\{ \frac{2 \cdot h \cdot n \cdot [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi \cdot D_A \cdot \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \cdot \frac{1}{\cos\beta} \quad (4.13)$$

Di seguito in figura 4.6 è riportato il confronto tra i valori sperimentali e quelli calcolati.

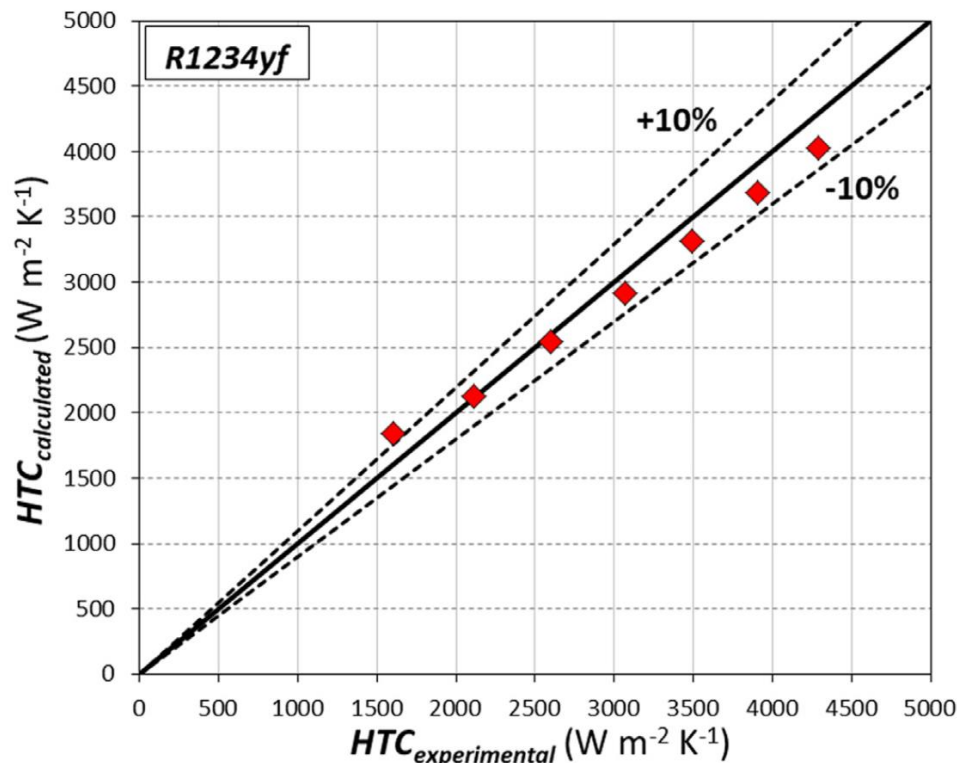


Figura 4.6 – $HTC_{calcolato} - HTC_{trorico}$ tubo microfin con $D_A=2.4$ mm. [14]

La correlazione calcolata prevede con una buona accuratezza i risultati sperimentali, anche se la distanza dei punti dalla bisettrice è più marcata rispetto al precedente test. Infatti la deviazione relativa, assoluta e standard valgono rispettivamente -1.3%, 5.7% e 6.9%.

4.2 Ricerca modello numerico

Al fine validare i risultati numerici con quelli sperimentali, si è deciso di procedere al confronto del modello numerico creato su di un singolo punto sperimentale. Una volta trovata una deviazione accettabile tra i due punti si procede con le simulazioni rimanenti. Pertanto il punto sperimentale scelto come partenza, sulla quale si baserà il primo confronto con i risultati numerici, è il seguente:

$$HTC_{sperimentale} = 1533 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

relativo alla portata specifica $G=400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ del tubo *microfin* con $D_A=3.4 \text{ mm}$. (Vedi Diani et al [13])

4.2.1 Modello geometrico

Questo primo step è stato realizzato tramite il software commerciale *Solidworks*, come già accennato nel precedente capitolo.

I parametri geometrici in input per la realizzazione di tale modello sono quelli riportati nella tabella 4.1.

Oltre a questi dati sono state fatte le seguenti due ipotesi sulla geometria del tubo:

Ipotesi 1) la sezione delle alette, rispetto al piano frontale del tubo, è stata approssimata ad un triangolo isoscele, anziché ad una forma trapezoidale come sarebbe nella realtà.

Ipotesi 2) la lunghezza della sezione di prova è stata ipotizzata di 100 mm, diversamente da quella reale dell'esperienza. Le dimensioni del tubo, infatti, devono garantire il raggiungimento del moto pienamente sviluppato. Quest'ultimo garantisce valori di *HTC* costanti ed indipendenti dalla lunghezza stessa del tubo. Inoltre, la richiesta computazionale aumenta all'aumentare del

numero di celle del modello, che ovviamente incrementano in modo proporzionale alla lunghezza del tubo; per cui si è cercato di limitare al massimo questo parametro geometrico.

Entrambe le ipotesi saranno verificate in seguito.

In figura 4.7 è mostrato il disegno in 3D del modello geometrico.

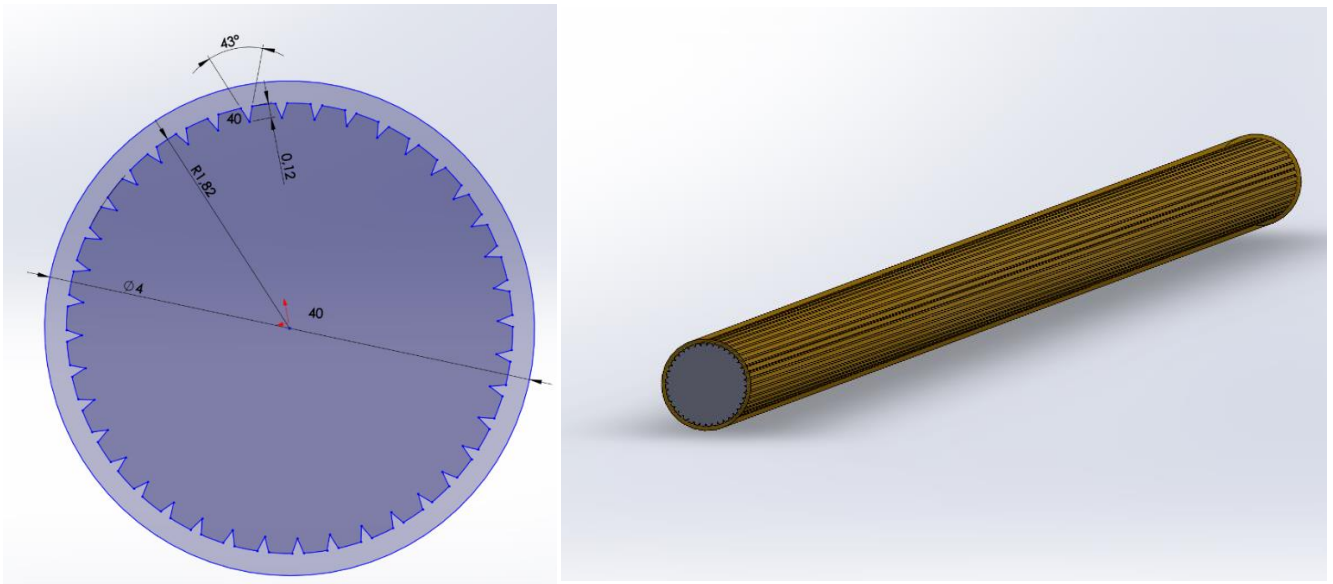


Figura 4.7 – Modello geometrico del tubo microfin con $D_A=3.4$ mm (figura di sinistra) e particolare della sezione trasversale del condotto (figura di destra). Immagine estratta da Solidworks.

La sezione A e il perimetro interno della sezione p_b sono stati misurati direttamente da Solidworks, così da poter calcolare il diametro idraulico come segue:

$$D_h = \frac{4A}{p_b} \quad (4.14)$$

4.2.2 Mesh

Per la creazione della griglia di calcolo in prima analisi ci si basa su modelli proposti in letteratura per problemi che hanno affrontato geometrie simili.

La prima operazione da fare è quella di definire le facce del solido che ci interesseranno cioè noi le definiremo come segue:

- Ingresso fluido = *inlet*
- Uscita fluido = *outlet*
- Parete esterna tubo = *wall*

Questa nomenclatura è suggerita perché viene riconosciuta automaticamente da *Fluent*. Dopodiché si procede a definire le due “*sizing mesh*”, una per il fluido (denominata *fluid*) e l'altra per il tubo (denominata *pipe*), visto che il software li gestisce come due entità che formano un assieme. Così facendo si potranno assegnare dimensioni e funzioni ed angoli di griglia differenti per le due parti. Le impostazioni da modificare rispetto a quelle di default, per creare la griglia di calcolo trovate in letteratura e suggerita dalla stessa guida di *Ansys*, sono riportate in figura 4.8.

Details of "Mesh"	
⊕ Display	
⊕ Defaults	
⊖ Sizing	
Size Function	Curvature
Relevance Center	Fine
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	10,0 °
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (1,4898e-005 m)
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (1,4898e-003 m)
<input type="checkbox"/> Max Tet Size	Default (2,9797e-003 m)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,20)
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (7,4492e-006 m)
Minimum Edge Length	4,023e-008 m
⊖ Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	High
Mesh Metric	None
⊖ Inflation	
Use Automatic Inflation	Program Controlled
Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,272
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
⊖ Assembly Meshing	
Method	None
⊖ Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part ...	Program Controlled
Straight Sided Elements	
Number of Retries	0
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Topology Checking	No
Pinch Tolerance	Default (1,3408e-005 m)
Generate Pinch on Refresh	No
⊕ Statistics	

Figura 4.8 – impostazioni della mesh del modello numerico del tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.

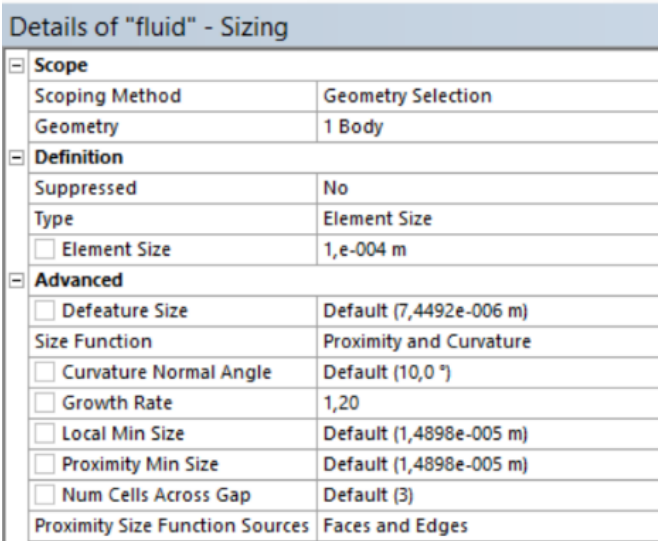
Quindi i parametri non di default da programma della mesh generale sono i seguenti:

- Relevance center: *Fine*
- Curvature normal angle: 10°
- Smoothing: *High*
- Use automatic inflation: *Program Controlled*

Per quanto riguarda le dimensioni, *sizing*, della mesh delle due parti, i relativi parametri sono stati variati di volta in volta fino a raggiungere le impostazioni ottimali per la simulazione in esame. I parametri sono i seguenti:

- Element size: questo parametro definisce la grandezza delle celle della parte e quindi il numero di celle finali. Più il numero è piccolo più la simulazione diventa accurata ma la convergenza richiede tempi più lunghi
- Size Function: questa impostazione permette di implementare delle griglie che possono essere distribuite in base al contorno dell'oggetto, oppure che si infittiscano all'avvicinarsi del perimetro ecc...

In figura 4.9 viene riportato un esempio di impostazione "*sizing*" relative al fluido.



Details of "fluid" - Sizing	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	1,e-004 m
Advanced	
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (7,4492e-006 m)
Size Function	Proximity and Curvature
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (10,0 °)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,20
<input type="checkbox"/> Local Min Size	Default (1,4898e-005 m)
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	Default (1,4898e-005 m)
<input type="checkbox"/> Num Cells Across Gap	Default (3)
Proximity Size Function Sources	Faces and Edges

Figura 4.9 – impostazioni di *sizing* della griglia di calcolo relative al fluido del modello numerico del tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.

4.2.3 Condizioni al contorno

In questa terza sezione che descrive la struttura del modello numerico, trova spazio il software di setup di *Fluent* ovvero si impostano le condizioni al contorno del problema.

In prima battuta si devono definire le equazioni da applicare ovvero i modelli fisici da risolvere. Per un problema di scambio termico di un fluido monofase che scorre attraverso uno scambiatore di calore i modelli da selezionare sono:

- *Energy*: ovvero lo scambio termico;
- *Viscous*: come ampiamente descritto nel capitolo precedente è questa l'impostazione che permette la scelta del modello di turbolenza più adatto tra quelli proposti in *Fluent*. Quest'ultimo quindi sarà un'incognita; infatti si farà variare modello di turbolenza fino al raggiungimento del risultato più vicino all'*HTC* sperimentale.

Dopodiché si procede col definire le proprietà dei materiali, in questo caso il tubo sarà di rame e quindi si utilizzeranno i dati presenti all'interno dei database di *Ansys* e riportati nella tabella 4.3.

Proprietà	Valore	U.M.
Densità	8978	Kg m ⁻³
Calore specifico	381	J kg ⁻¹ K ⁻¹
Conduktività termica	387.6	W m ⁻¹ K ⁻¹

Tabella 4.3 – Proprietà fisiche del tubo di rame microfin con $D_A=3.4$ mm. Dati estratti dal database di *Fluent*.

Per quanto riguarda il fluido R1234yf, non essendo presente in *Fluent*, è stato utilizzato il software *Refprop* per estrapolare le caratteristiche fisiche alla temperatura e

pressione della prova sperimentale. Nella figura 4.10 si riporta il punto medio di lavoro nel diagramma entalpico dell'R1234yf ed in tabella 4.4 le proprietà termodinamiche in tale punto.

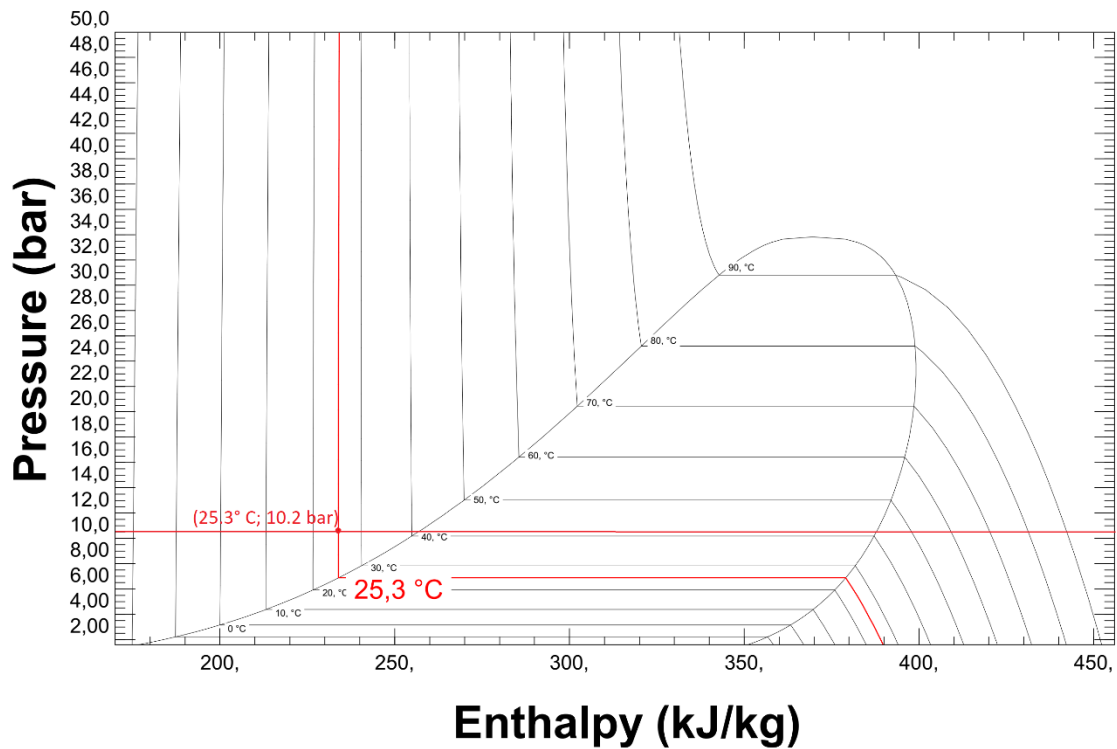


Figura 4.10 – Diagramma P-H dell'R1234yf condizioni termodinamiche del punto medio di lavoro della prova sperimentale [13] con tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Refprop.

Proprietà	Valore	U.M.
Densità	1093.3	kg m ⁻³
Calore specifico	1388.5	J kg ⁻¹ K ⁻¹
Conducibilità termica	0.063725	W m ⁻¹ K ⁻¹
Viscosità	0.000155497	kg m ⁻¹ s ⁻¹

Tabella 4.4 – Proprietà termodinamiche dell'R1234yf a 25.3 °C e 10.2 bar. Dati estratti Refprop.

Arrivati a questo punto si procede ad inserire le condizioni al contorno vere e proprie. Essendo un problema di uno scambio termico in condizione forzata la strada migliore per arrivare a soluzione è quella di impostare la condizione velocità in ingresso (*velocity inlet*) sulla sezione di ingresso, pressione in uscita nella sezione di uscita (*pressure outlet*) ed il flusso termico specifico attraverso la parete esterna del tubo (*wall*). Di seguito sono espresse nel dettaglio:

- Velocity inlet: Il valore della velocità in ingresso da inserire si ottiene tramite la conoscenza della portata specifica e le condizioni di ingresso del fluido cioè: alla pressione di 10.2 bar, cioè 40.06 °C di temperatura di saturazione; 13 K di sottoraffreddamento. Possiamo ottenere nel modo seguente la T_{in} :

$$T_{in} = 40.06 \text{ °C} - 13 \text{ °C} = 27.06 \text{ °C}$$

quindi utilizzando nuovamente *Refprop*, si ottiene la densità del fluido alla T_{in} e utilizzando l'equazione (4.15) si può calcolare la velocità v .

$$v = \frac{G}{\rho} \quad (4.15)$$

A questo punto non resta che inserire i dati relativi alla turbolenza secondo il metodo dell'intensità della turbolenza, lasciata di default al 5%, ed il diametro idraulico calcolato D_h secondo la (4.14).

- Pressure Outlet: è stato definito il diametro idraulico, la percentuale della turbolenza e la pressione d'uscita imposta uguale a quella di ingresso. In questo caso i valori rispecchiano le dimensioni di ingresso. La pressione relativa all'uscita
-

viene lasciata a zero; mentre la temperatura può essere impostata qualsiasi valore, poiché questo dato è utilizzato come punto iniziale delle varie iterazioni.

- Wall: la condizione è quella di flusso termico specifico attraverso la parete. Dato che il parametro HTC , come dimostreremo in seguito (*ipotesi 3*), non dipende dal flusso termico imposto alla parete; perché aumentando la potenza scambiata tra il fluido ed il tubo si avrà una crescita del delta di temperatura in maniera uguale a meno di una costante, appunto il coefficiente di scambio termico HTC . Pertanto si è deciso di utilizzare il valore di 20 W scambiati lato acqua. Questo valore rientra nel range di potenze scambiate nei due test. *Fluent*, però, gestisce flussi termici per unità di superficie, per cui è stata utilizzata la superficie esterna del tubo come riferimento. dalla (4.16):

$$q_w = \frac{q_{TS}}{A} \quad (4.16)$$

Quindi si trova trovato il valore di:

$$= \frac{20 \text{ W}}{0.004 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0.100 \text{ m}} = 15915 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Per via del sistema di coordinate costruito in *Fluent* questo flusso termico è stato impostato negativo poiché l'R1234yf è in raffreddamento.

Tutte le *boundary condition* sono riassunte nella tabella (4.5) e rispecchiano quanto descritto dalla prova sperimentale [13] per il tubo *microfin* di $D_A=3.4$ mm.

Proprietà	Valore	U.M.
Velocity inlet		
Velocity	0.368	m s ⁻¹
Pressure	1020000	Pa
Turbulent intensity	5	%
Hydraulic diameter	0.002266	m
Temperature inlet	300.21	K
Pressure outlet		
Turbulent intensity	5	%
Hydraulic diameter	0.002266	m
Wall		
Heat flux	-15915	W m ⁻²

Tabella 4.5 – Boundary conditions applicate nel setup del modello numerico del tubo tubo microfin con $D_A=3.4$ mm.

Infine non resta che impostare il metodo di risoluzione. In questi casi, come già accennato nel precedente capitolo, la strada migliore per risolvere questo tipo di problema è lo schema SIMPLE. Il gradiente viene risolto secondo il “Green-Gauss node based”, cioè significa che il gradiente in una cella $\bar{\varphi}_m$ è calcolato come valore medio delle due celle adiacenti:

$$\bar{\varphi}_m = \frac{\varphi_{c0} + \varphi_{c1}}{2} \quad (4.17)$$

dove φ_{c0} e φ_{c1} sono i valori nel centro delle celle adiacenti. Mentre il resto delle variabili è calcolato tramite equazioni del secondo ordine.

Una volta inizializzata, al fine di ottenere dei valori iniziali che portino il più possibile il risultato a convergenza, la simulazione viene lanciata ed il calcolo terminerà fin tanto che le iterazioni non danno uno scarto inferiore al 10^{-6} . In figura 4.11 viene riportato il grafico risolutivo di una simulazione.

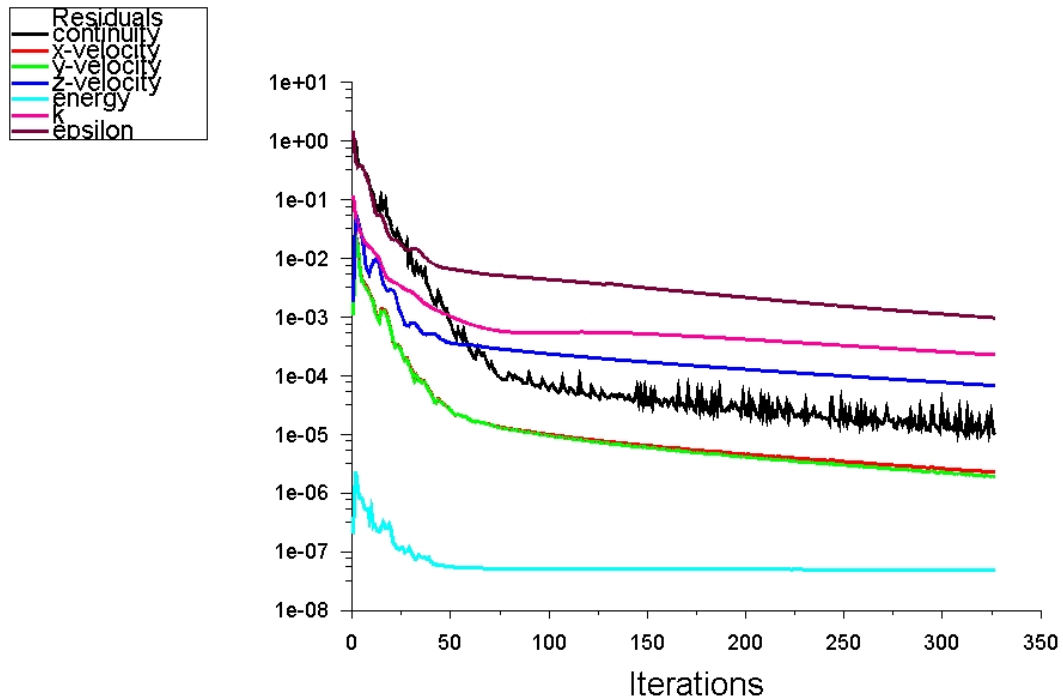


Figura 4.11 – Grafico degli scarti residui per iterazione relativo alla soluzione numerica del modello di tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.

4.2.4 Post-processing

Raggiunta la convergenza si procede con l'analisi dei risultati. Tramite la parte di *post-processing* di *Fluent* è possibile in primo luogo visualizzare dei grafici di distribuzione dei parametri come ad esempio velocità o temperatura. La figura 4.12 riporta un esempio di distribuzione della velocità lungo la sezione del *microfin*.

Oltre a questo tipo di risultati si possono avere dei grafici cartesiani di una variabile lungo una direzione fissata. In questo lavoro di tesi la soluzione viene estrapolata tramite delle funzioni integrali applicate alla superficie o al volume del modello. In particolare per applicare l'equazione 4.5 per il calcolo dell'HTC numerico è necessaria la conoscenza di due temperature:

- T_{wall} : viene misurata con un integrale di superficie, in particolare *Area-Weighted Average*, lungo la parete del tubo;
- T_{fluido} : viene misurata applicando un integrale di volume, *Volume-Weighted Average*, sul fluido all'interno del tubo;

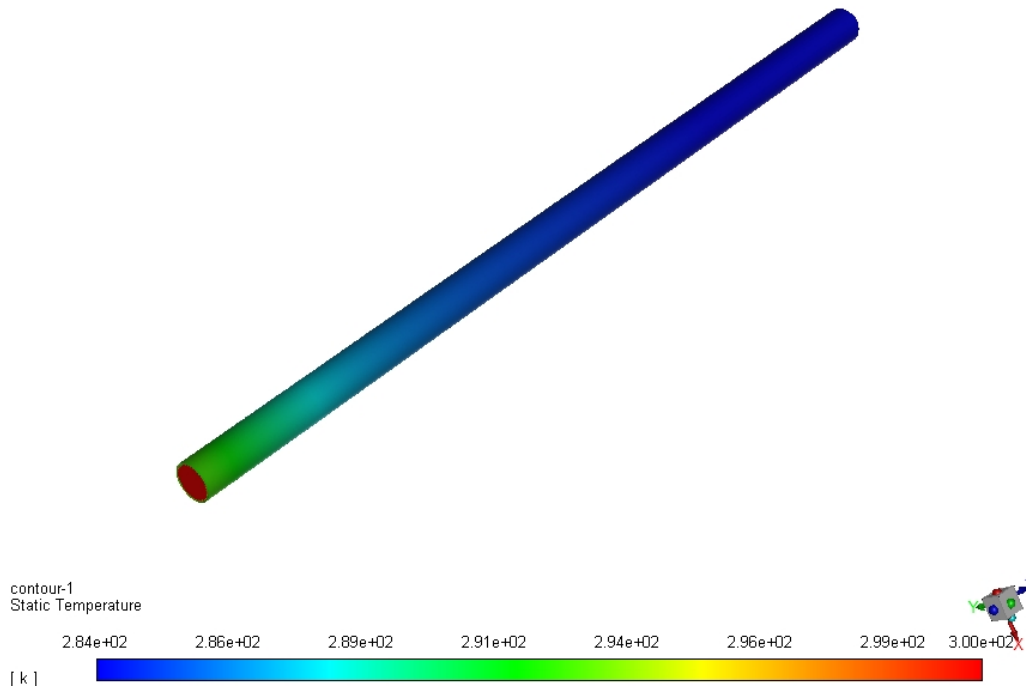


Figura 4.12 – Campo di temperatura della soluzione numerica del modello di tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.

4.2.5 Risultati

Applicando la procedura descritta nei precedenti paragrafi per le varie combinazioni di possibili impostazioni delle variabili individuate in precedenza, cioè:

- Funzione di meshing;
- Sizing della mesh;
- Modello di viscosità;

si ottiene la tabella 4.6 riassuntiva di tutte le simulazioni lanciate per trovare il modello numerico di partenza. Come si può notare dalla prima simulazione, impostando la funzione di meshing uniforme per la parte del fluido il risultato ottenuto è il doppio di quello dell'esperienza.

Nella seconda serie di prove è stata utilizzata una funzione che seguisse le curvature sia del tubo che del fluido ed il risultato si è avvicinato notevolmente all' $HTC_{sperimentale}$, anche perché si è potuto ridefinire la grandezza delle celle rimpicciolendole di un ordine di grandezza. Nella terza simulazione si è voluto verificare l'effetto della lunghezza del tubo *microfin* sui risultati. Come si può vedere il risultato migliora di poco, ma al costo di uno sforzo computazionale superiore. Il numero di celle, infatti, passa da 12 a 22 milioni. Infine nella quarta prova la dimensione delle celle del fluido è stata ulteriormente ridotta dimezzandola rispetto a prima, ma il risultato è peggiorato. Anche nella quinta prova il risultato rimane invariato, utilizzando una griglia superficiale tra l'area di intersezione fluido solido.

Dopodiché si è provato ad inserire una funzione di griglia diversa per il fluido, cioè, oltre a seguire la curvatura, la mesh man mano che si avvicina al perimetro diventa sempre più fitta, ovvero *curvature and proximity function*. Con questa funzione si raggiungono i risultati migliori, in particolare nella simulazione n° 7 che ha sia per il tubo che per il fluido la stessa dimensione di cella: 10^{-4} m. Questo valore di sizing sembrerebbe quello ottimale, visto che andando a ridurre ulteriormente le dimensioni non si producono effetti positivi (sim. n°8).

Nella nona simulazione, visti gli effetti positivi di una funzione di meshing che tenesse conto della prossimità al contorno della geometria, la funzione *curvature and proximity* è stata estesa anche al tubo. Il risultato non è stato raggiunto poiché con questa configurazione il numero di celle è diventato elevatissimo, 30 milioni, insostenibile dal server utilizzato.

L'ultima serie di simulazione è stata svolta variando il modello di turbolenza e come si può notare forniscono dei risultati peggiori rispetto al modello $k-\varepsilon$ standard. Quest'ultimo infatti è quello più comune ed indicato in letteratura per problemi analoghi.

In conclusione la simulazione n°7 ci fornisce le impostazioni migliori da utilizzare per il nostro modello numerico che a fronte di un $HTC_{sperimentale} = 1533 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ci fornisce un valore pari a $HTC_{numerico} = 1633 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Per poter confrontare i due valori è stata definita la seguente equazione (4.18):

$$deviazione \% = \frac{HTC_{numerico} - HTC_{sperimentale}}{HTC_{sperimentale}} \cdot 100 \quad (4.18)$$

che quindi risulta essere uguale al 6.7%. La deviazione tra i due coefficienti di scambio termico risulta essere molto buona.

<i>n°</i>	<i>funzione meshing tubo</i>	<i>Funzione meshing fluido</i>	<i>Sizing celle tubo [m]</i>	<i>Sizing celle fluido [m]</i>	<i>Modello Turbolenza</i>	<i>Tw [K]</i>	<i>Tf [K]</i>	<i>HTC [W m⁻² K⁻¹]</i>	<i>Note</i>
1	Curvature	Uniform	10 ⁻³	10 ⁻³	<i>k-ε std</i>	292.81	298.77	3147	
2	Curvature	Curvature	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	<i>k-ε std</i>	290.54	298.70	2293	
3	Curvature	Curvature	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	<i>k-ε std</i>	287.01	295.35	2243	30 cm
4	Curvature	Curvature	10 ⁻⁴	0.5 10 ⁻⁴	<i>k-ε std</i>	291.18	298.60	2524	
5	Curvature	Curvature	10 ⁻⁴	0.5 10 ⁻⁴	<i>k-ε std</i>	291.19	298.61	2525	5*10 ⁻⁵
6	Curvature	Proximity & Curvature	10 ⁻³	10 ⁻³	<i>k-ε std</i>	291.30	298.55	2581	
7	Curvature	Proximity & Curvature	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	<i>k-ε std</i>	286.35	297.82	1633	
8	Curvature	Proximity & Curvature	10 ⁻⁴	0.5 10 ⁻⁴	<i>k-ε std</i>	291.26	298.62	2544	
9	Proximity & Curvature	Proximity & Curvature	10 ⁻⁴	10 ⁻³	<i>k-ε std</i>	-	-	-	30 mln celle
10	Curvature	Proximity & Curvature	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	<i>k-ω std</i>	291.56	298.65	2644	
11	Curvature	Proximity & Curvature	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	<i>k-ε realizable</i>	287.58	298.36	1737	
12	Curvature	Proximity & Curvature	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	<i>k-ε rng</i>	289.09	298.47	1997	
13	Curvature	Proximity & Curvature	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	SST	289.79	298.49	2154	
14	Curvature	Proximity & Curvature	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	LES	288.16	298.97	1733	

Tabella 4.6 – Risultati numerici della ricerca del modello numerico relativo al tubo tubo microfin con $D_A=3.4$ mm.

Ora si può procedere con la verifica delle ipotesi fatte nei precedenti paragrafi:

Ipotesi 1) Per poter dimostrare che l'approssimazione ad un triangolo isoscele della sezione di una micro aletta è stato creato un modello geometrico con alette di forma trapezoidale, più simile alla realtà. La geometria, poi, è stata eseguita in una simulazione con i parametri descritti dalla tabella 4.6 (simulazione n°7). Purtroppo già dopo la fase di *meshing* si è notato che il numero di celle è più che raddoppiato rendendo difficile la convergenza della simulazione. Pertanto questa ipotesi rimane tale, e per poter dimostrare l'influenza di questa scelta sul risultato finale si dovrà utilizzare un server con risorse più elevate.

Ipotesi 2) Il fatto di aver utilizzato una sezione di prova di lunghezza di 10 cm non ha effetto sui risultati. Infatti, visualizzando la soluzione della velocità in forma cartesiana, della simulazione n°7 della tabella 4.6, si ottiene il grafico in figura 4.13. Come si può vedere la velocità lungo l'asse del tubo cresce nei primi 2 cm di tratto per poi decrescere nuovamente fino ad assestarsi ad un valore medio a circa metà della lunghezza totale del *microfin*. Inoltre questa ipotesi è supportata dai risultati ottenuti confrontando le simulazioni n°2 e 4, come precedentemente analizzato.

Ipotesi 3) Per dimostrare che il flusso termico attraverso la parete del tubo non influenza il valore dell'*HTC*, è stata modificata la condizione al contorno *wall* della simulazione n°7 della tabella 4.6, portando il flusso termico q_w da $-15915 \frac{W}{m^2}$ a $-7958 \frac{W}{m^2}$, cioè dimezzandolo. Nella tabella (4.7) vengono riportati i risultati della simulazione. Come si può notare il risultato è praticamente lo stesso.

q_w [$W m^{-2}$]	T_{parete} [K]	T_f [K]	HTC [$W m^{-2} K^{-1}$]
-7958	293.30	299.01	1639
-15915	286.35	297.82	1633

Tabella 4.7 – Confronto tra i risultati numerici degli *HTC* di due diverse simulazioni aventi diversi flussi termici specifici alle pareti.

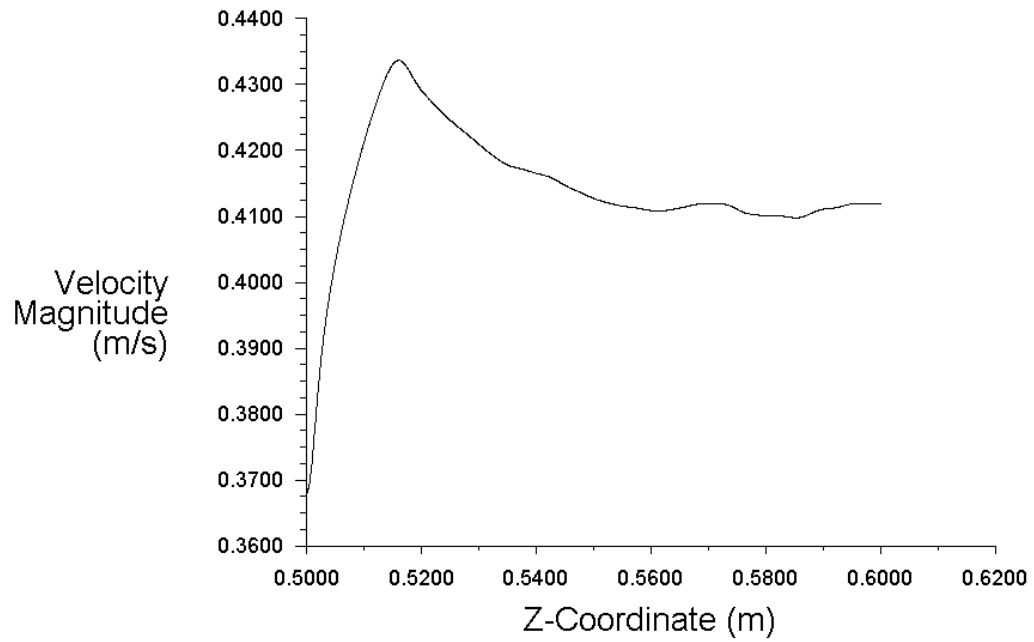


Figura 4.13 – Grafico v – lunghezza tubo. Valore di velocità del fluido lungo l'asse longitudinale del tubo microfin con $D_A=3.4$ mm. Immagine estratta da Fluent.

4.3 Risultati numerici

Per la validazione del modello numerico è opportuno creare delle rette da confrontare con le rette ricavate dalle due prove sperimentali. Il confronto viene valutato in termini di deviazione percentuale come riportato nell'equazione (4.18), così da ponderare l'errore. Il modello trovato nei paragrafi precedenti è riassunto nella tabella 4.8.

Modello Geometrico	Meshing	Setup e Boundary Condition
Geometria: costruita in <i>Solidworks</i> sulla base dei dati geometrici del tubo <i>microfin</i>	Dimensione celle: 10^{-4} m sia per il tubo che per il fluido	Proprietà fluido: proprietà termodinamiche medie descritte nell'esperimento
Lunghezza tubo: 10 cm	Impostazioni: <ul style="list-style-type: none"> - Curvature normal angle: 10° - Relevance center: Fine - Smoothing: High - Use automatic inflation: Program Controlled 	Energy model: On Viscous model: $k-\epsilon$ std
Sezione alette: triangolo isoscele		Velocity inlet: T , P e v dalle condizioni in ingresso descritte nell'esperimento; Turbolence: turbolence intensity 5% e D_h
	Funzione meshing: <ul style="list-style-type: none"> - Fluido: Proximity and curvature - Tubo: curvature 	Pressure outlet: Turbolence: turbolence intensity 5% e D_h
		Wall: flusso termico alla parete 20 W attraverso la superficie esterna di un Metodo di risoluzione: SIMPLE, <i>Green node based</i> , equazioni di secondo grado

Tabella 4.8 – Impostazioni del modello numerico ottimale.

Per qui applicandolo di volta in volta alle condizioni sperimentale descritte in precedenza si otterranno le seguenti rette.

4.3.1 Risultati numerici per il tubo *microfin* con $D_A=3.4$ mm

In questo caso le simulazioni fatte sono identiche a quelle precedentemente descritte variando solamente la velocità in ingresso contenuta nella condizione al contorno *velocity inlet*. La velocità in ingresso v viene calcolata con l'equazione (4.15) a partire dall'intervallo di portate specifiche G descritte nell'esperimento.

I risultati delle simulazioni sono riportati nella tabella 4.9 e nel grafico in figura 4.13.

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	v_{in} [m s^{-1}]	T_{parete} [K]	T_{fluido} [K]	HTC [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
400	0.368	286.35	297.82	1633
500	0.460	289.17	298.37	2036
600	0.552	291.06	298.73	2441
700	0.644	292.38	298.97	2839
800	0.736	293.38	299.15	3247
900	0.828	294.18	299.28	3667
1000	0.920	294.80	299.39	4085

Tabella 4.9 – Risultati numerici per il tubo *microfin* con $D_A=3.4$ mm.

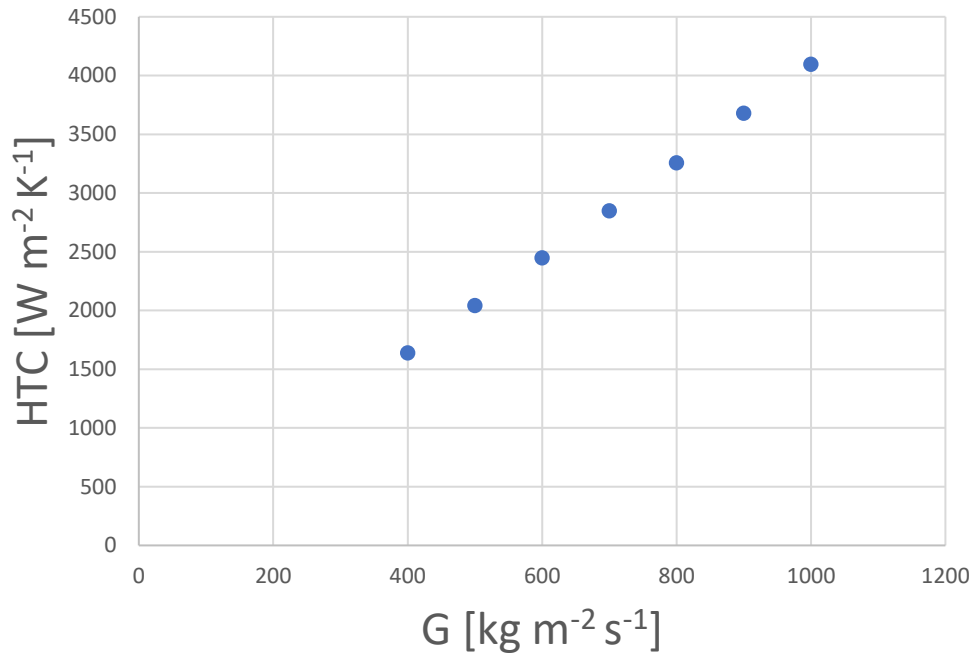


Figura 4.14 – Grafico $HTC - G$ dei risultati numerici per un tubo microaletato con $D_A=3.4$ mm

Come si può notare i risultati ottenuti in prima analisi rispecchiano l'andamento sperimentale, cioè l' HTC cresce al crescere della velocità.

Per una corretta valutazione di quanto queste simulazioni differiscono dai risultati sperimentali si è deciso di mettere in relazione gli $HTC_{numerici}$ dagli $HTC_{sperimentali}$, utilizzando la relazione (4.18) della deviazione percentuale. I risultati sono presentati in tabella 4.10.

Inoltre è stato creato il grafico di figura 4.15 dove l'asse delle ascisse rappresenta il coefficiente sperimentale mentre l'asse delle ordinate i valori della simulazione. Tanto più i punti sono lontani dalla bisettrice, tanto più la simulazione ha una deviazione dal test sperimentale.

Si può notare che la simulazione prevede bene il risultato sperimentale, con una deviazione sotto il 10%, fino a portate specifiche $G=700$ kg m⁻² s⁻¹, oltre inizia a crescere fino ad arrivare al 23.61% di scarto per portate specifiche alte.

Nel complesso i risultati sono accettabili; infatti applicando le relazioni (4.1) e (4.2) si trova una deviazione relativa pari al 13.12% e una deviazione standard di 14.55%.

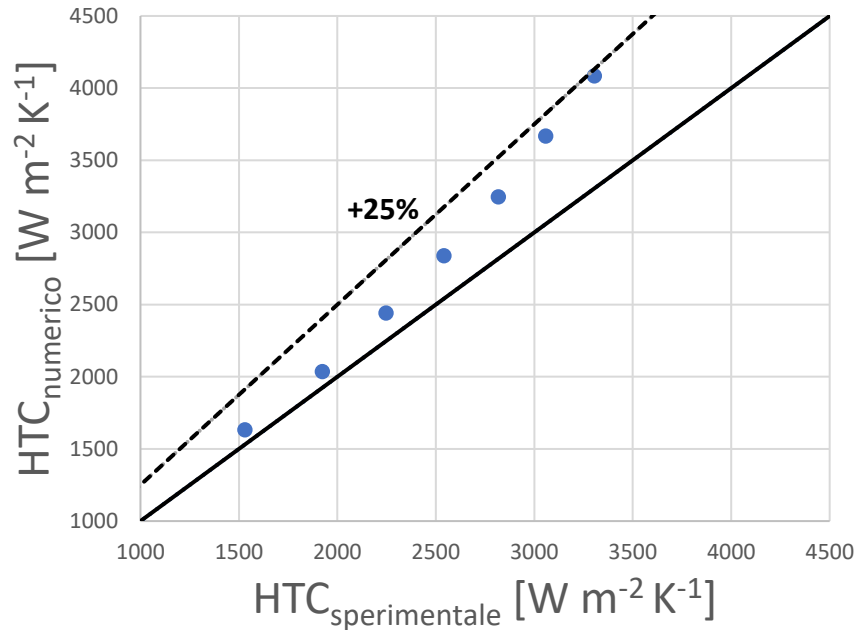


Figura 4.15 – Grafico $HTC_{sperimentale} - HTC_{numerico}$ per un tubo microalettato con $D_A=3.4$ mm .

G [$kg\ m^{-2}\ s^{-1}$]	HTC [$W\ m^{-2}\ K^{-1}$]	$HTC_{sperimentale}$ [$W\ m^{-2}\ K^{-1}$]	Deviazione %
400	1633	1530	6.76%
500	2036	1923	5.87%
600	2441	2247	8.65%
700	2839	2541	11.74%
800	3247	2817	15.28%
900	3667	3058	19.93%
1000	4085	3305	23.61%

Tabella 4.10 – Confronto tra i risultati numerici e sperimentali per il tubo microfin con $D_A=3.4$ mm.

4.3.2 Risultati numerici per il tubo *microfin* con $D_A=2.4$ mm

Quanto visto finora viene ripetuto in modo analogo per il secondo tubo *microfin* testato da Diani et al.[14], nel quale si è testato un tubo di diametro $D_A=2.4$ mm.

Si parte col ridefinire il modello geometrico in Solidworks, utilizzando i dati della tabella 4.2. In figura 4.16 viene si riporta il disegno 3D del modello geometrico. Come prima estrapolando direttamente dal software di disegno il perimetro bagnato e l'area della sezione del tubo *microfin*, tramite l'equazione (4.14) si calcola il diametro idraulico. La lunghezza rimane 10 cm ed il profilo delle alette è approssimato ad un triangolo isoscele.

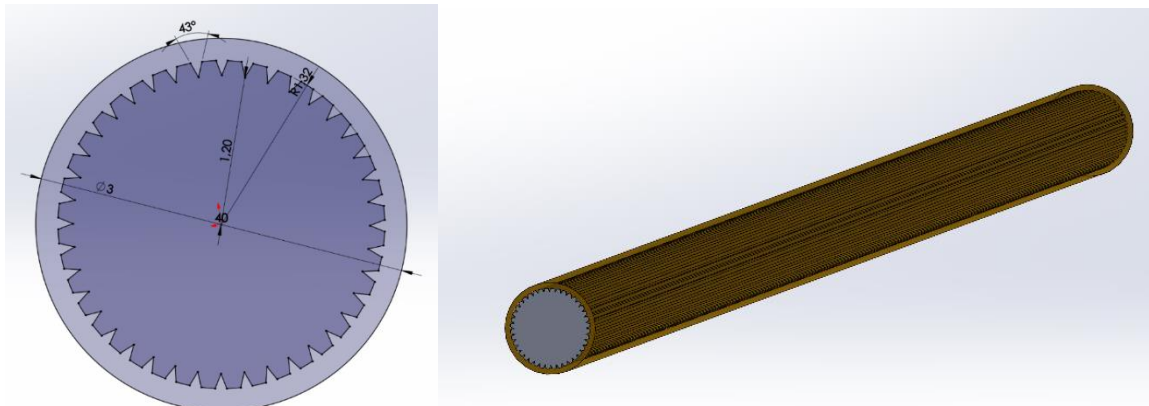


Figura 4.16 – Modello geometrico del tubo *microfin* con $D_A=2.4$ mm (figura di sinistra) e particolare della sezione trasversale del condotto (figura di destra). Immagine estratta da Solidworks.

Si continua col creare la griglia di calcolo, anche in questo caso rimane tutto invariato rispetto a prima. Il numero di celle risultanti è di 7 milioni, circa un terzo rispetto a prima, questo comporta un risparmio di risorse computazionali e minor tempo di calcolo.

Ora non resta che impostare le proprietà termodinamiche secondo i dati del test sperimentale. L'R1234yf in questo caso è stato preso nel punto del diagramma T-P in

figura 4.17 alla temperatura media di 23°C e sempre a 10.2 bar. Infine con *Refprop* si sono calcolate tutte le proprietà termodinamiche in tale punto e riportate nella tabella 4.11.

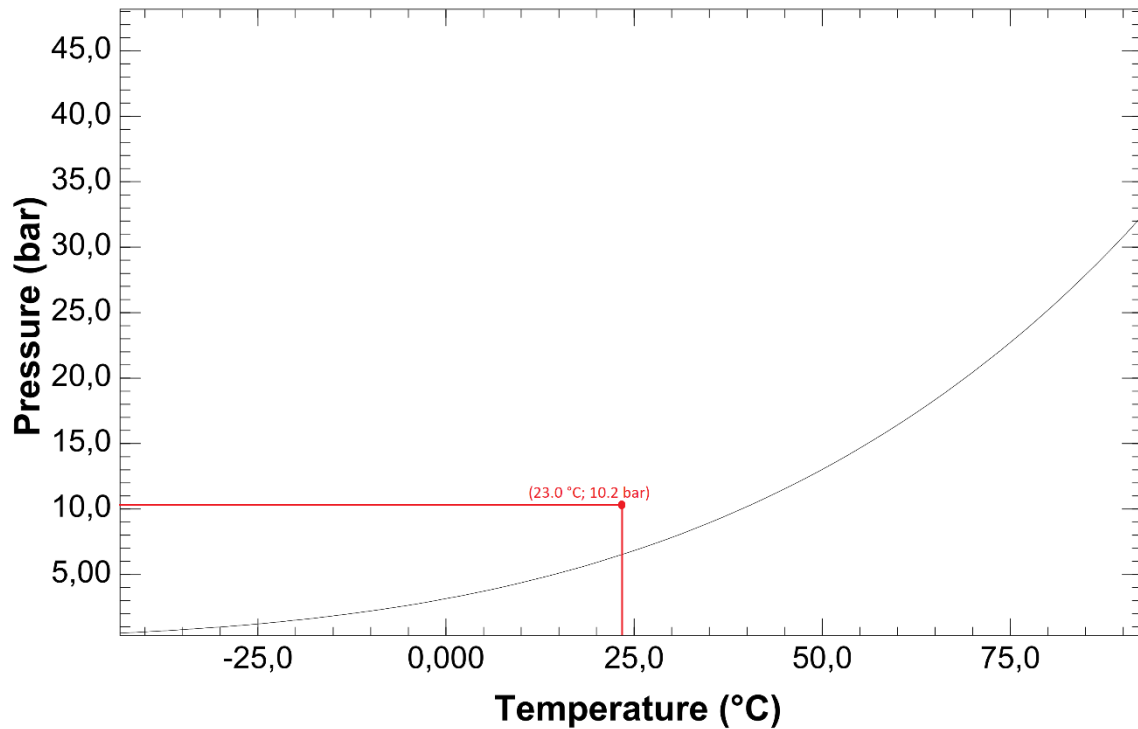


Figura 4.17 – Diagramma T-P dell'R1234yf condizioni termodinamiche del punto medio di lavoro della prova sperimentale [14] con tubo microfin con $D_A=2.4$ mm. Immagine estratta da Refprop.

Proprietà	Valore	U.M.
Densità	1101.8	kg m ⁻³
Calore specifico	1377.5	J kg ⁻¹ K ⁻¹
Conduktività termica	0.064459	W m ⁻¹ K ⁻¹
Viscosità	0.00015940	kg m ⁻¹ s ⁻¹

Tabella 4.11 – Proprietà termodinamiche dell'R1234yf a 23.0 °C e 10.2 bar. Dati estratti Refprop.

Le ultime impostazioni da variare sono le condizioni al contorno che risultano essere:

- velocity inlet: tramite la conoscenza della portata specifica e le condizioni di ingresso del fluido cioè: alla pressione di 10.2 bar, cioè 40.06 °C di temperatura di saturazione; 15 K di sottoraffreddamento. Possiamo ottenere nel modo seguente la T_{in} :

$$T_{in} = 40.06 \text{ °C} - 15 \text{ °C} = 25.06 \text{ °C}$$

quindi utilizzando nuovamente *Refprop*, si ottiene la densità del fluido alla T_{in} e utilizzando l'equazione (4.15) si può calcolare la velocità v .

- Pressure outlet: bisogna aggiornare solamente aggiornare il D_h , rimane tutto invariato a prima.
- Wall: la condizione è quella di flusso termico specifico attraverso la parete. Essendo già dimostrata l'*ipotesi 3*, e quindi la indipendenza dell'*HTC* rispetto a questo valore, si è deciso di utilizzare il valore di 20 W scambiati lato acqua, stesso valore di prima. Per cui il flusso termico, q_w , calcolato secondo l'equazione 4.16, vale:

$$q_w = 21221 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Risulta essere più elevato della precedente simulazione poiché l'area esterna del tubo è inferiore a parità di potenza scambiata.

Una volta lanciate le simulazioni, per i vari valori di portata specifica G , si ottiene la tabella 4.12 dei risultati ed in figura 4.18 il grafico cartesiano dell' HTC rispetto alla portata:

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	v_{in} [m s^{-1}]	T_{parete} [K]	T_{fluido} [K]	HTC [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
400	0.366	278.77	293.46	1806
500	0.457	283.26	294.63	2332
600	0.548	286.07	295.34	2861
700	0.640	287.92	295.81	3361
800	0.731	289.25	296.16	3841
900	0.823	290.28	296.42	4323
1000	0.914	291.08	296.61	4797

Tabella 4.12 – Risultati numerici per il tubo microfin con $D_A=2.4$ mm.

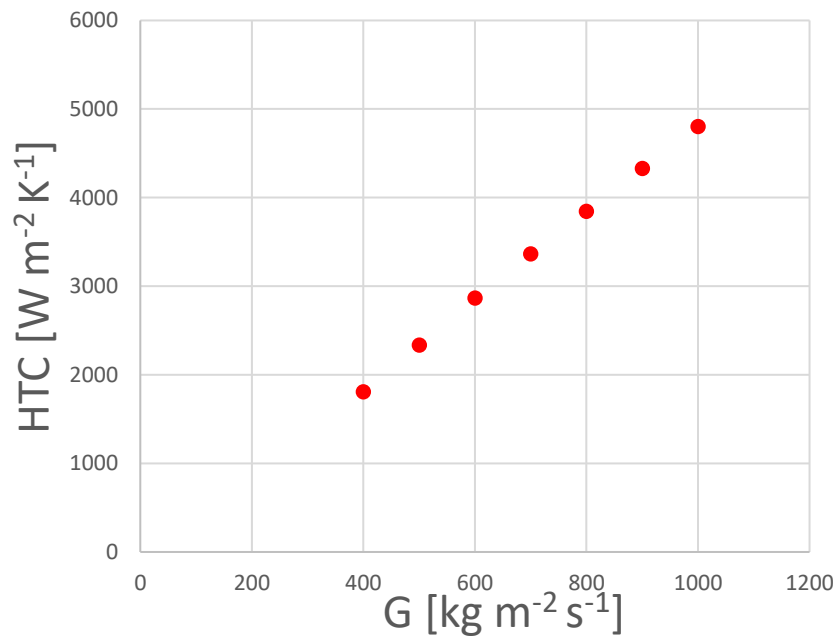


Figura 4.18 – Grafico $HTC - G$ dei risultati numerici per un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm.

Come si può notare, anche in questo caso, i risultati ottenuti in prima analisi rispecchiano l'andamento sperimentale, cioè l'HTC cresce al crescere della velocità; ma con valori decisamente più elevati. Per finire confrontiamo gli $HTC_{numerici}$ agli $HTC_{sperimentali}$, utilizzando la relazione (4.18) della deviazione percentuale. I risultati sono presentati in tabella 4.13 e visualizzati nel grafico in figura 4.19.

In questo caso la simulazione raggiunge risultati migliori, infatti la deviazione percentuale rimane sempre sotto il 13% ed è costante per tutte le portate. Rispetto a prima il punto più lontano dai risultati sperimentali è il primo. Nel complesso i risultati sono buoni. Applicando le relazioni (4.1) e (4.3) si trova una deviazione relativa pari al 10.55% e una deviazione standard di 10.60%.

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	HTC [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]	$HTC_{sperimentale}$ [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]	Deviazione %
400	1806.08	1609	12.25%
500	2332.06	2117	10.16%
600	2861.07	2602	9.96%
700	3360.51	3078	9.18%
800	3841.19	3492	10.00%
900	4322.72	3898	10.90%
1000	4797.06	4305	11.43%

Tabella 4.13 – Confronto tra i risultati numerici e sperimentali per il tubo microfin con $D_A=2.4$ mm.

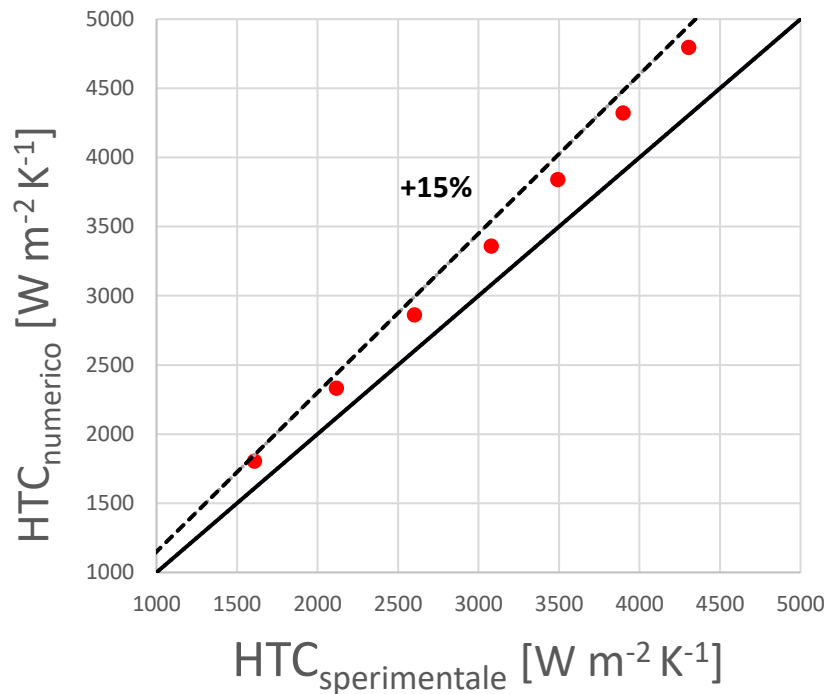


Figura 4.19 – Grafico $HTC_{sperimentale} - HTC_{numerico}$ per un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm.

4.3.3 Risultati numerici delle perdite di carico

Parallelamente ai risultati dei coefficienti di scambio termico, durante il *post-processing*, si è potuto valutare anche le perdite di pressione dei tubi *microfin*. Gli articoli di Diani et al[13][14] non mostrano i risultati della perdita di pressione durante lo scambio termico monofase, poiché non era l'obiettivo dell'articolo. Pertanto l'analisi sulla perdita di pressione non può essere confrontata con nessun dato sperimentale.

La valutazione delle perdite di pressione è stata fatta estrapolando da *Fluent* l'integrale di superficie (*Area-Weighted Average*), relativo alla pressione totale sulla sezione di uscita e sottraendolo all'analogo valore in ingresso, ottenendo perciò un ΔP .

Quest'ultimo è relativo all'intera lunghezza del tubo, quindi 0.1 m, per cui il valore è stato diviso per la lunghezza, espressa in metri, per riferirlo al metro lineare di tubazione.

Nella tabella 4.14 sono riportati i risultati di quest'ultima analisi per il tubo con $D_A=3.4$ mm e nella figura 4.20 è rappresentato l'andamento dei gradienti di pressione al variare della portata specifica.

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	ΔP [Pa]	$\Delta P/L$ [Pa m^{-1}]	HTC [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]	η
400	122	1220	1633	1.34
500	178	1776	2036	1.15
600	244	2441	2441	1.00
700	322	3224	2839	0.88
800	411	4114	3247	0.79
900	505	5055	3667	0.73
1000	606	6059	4085	0.67

Tabella 4.14 – Risultati numerici delle perdite di carico per un tubo microalettato con $D_A=3.4$ mm.

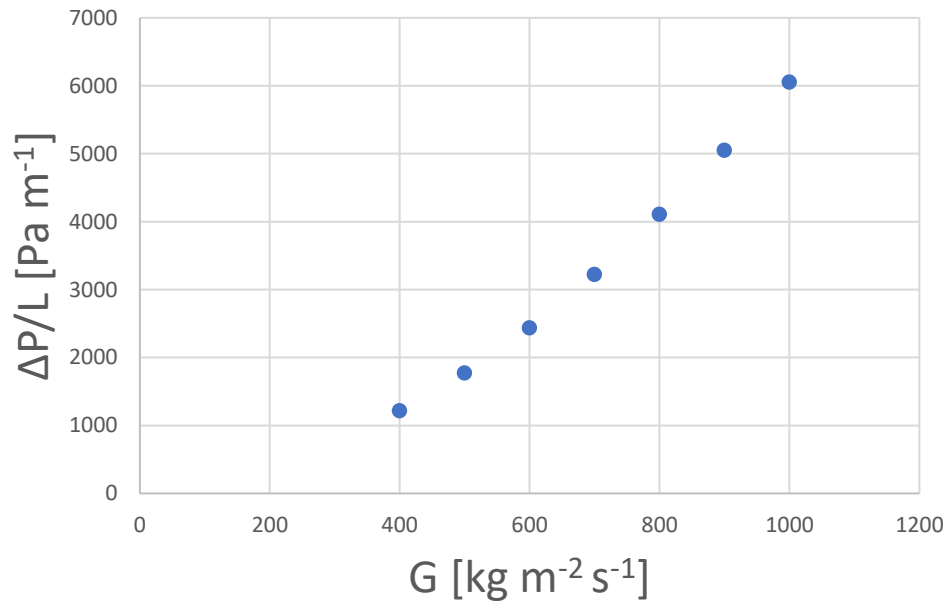


Figura 4.20 – Grafico $\Delta P/L - G$ dei risultati numerici per un tubo microalettato con $D_A=3.4$ mm.

In tabella 4.15 e nel grafico di figura 4.21 sono, invece, riportati i risultati delle simulazioni per il tubo con $D_A=2.4\text{mm}$.

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	ΔP [Pa]	$\Delta P/L$ [Pa m^{-1}]	HTC [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]	η
400	198	1984	1806	0.91
500	314	3139	2332	0.74
600	444	4441	2861	0.64
700	588	5875	3360	0.57
800	753	7528	3841	0.51
900	935	9350	4323	0.46
1000	1130	11300	4797	0.42

Tabella 4.15 – Risultati numerici delle perdite di carico per un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm.

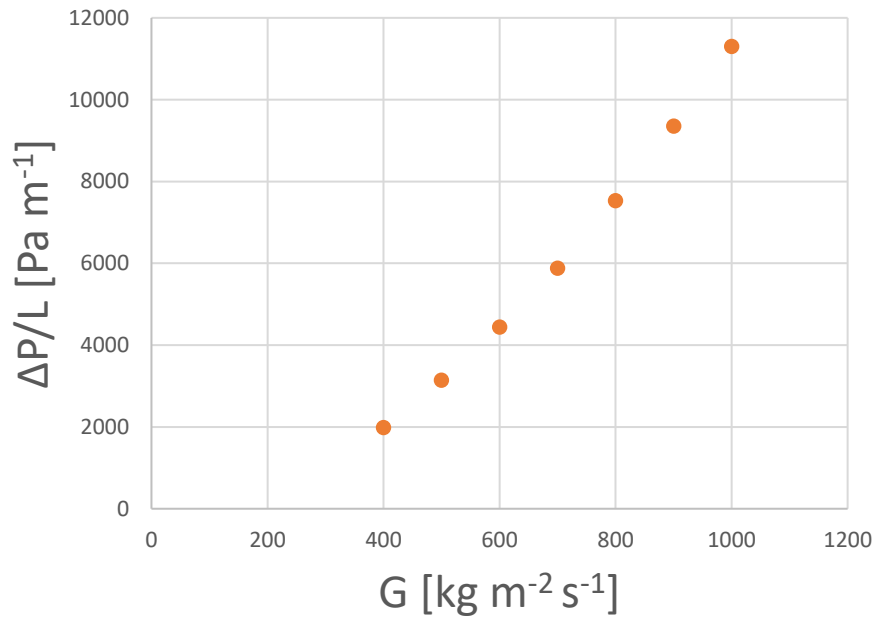


Figura 4.21 – Grafico $\Delta P/L - G$ dei risultati numerici per un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm.

Esaminando entrambi i risultati si nota che le perdite di pressione nel tubo con diametro inferiore sono quasi doppie rispetto al tubo *microfin* con diametro 3.4 mm. Questo risultato era facilmente prevedibile, anche se per ponderare qual è il prezzo da pagare in termini di caduta di pressione, per avere un aumento del coefficiente di scambio termico, si deve introdurre un indice η definito come quanto riportato nell'articolo di Webb et al[18]:

$$\eta = \frac{HTC}{\left(\frac{\Delta P}{L}\right)} \quad (4.19)$$

η ha come unità di misura:

$$\left[\frac{W}{m^2 K} \cdot \frac{m}{Pa}\right] = \left[\frac{N m}{s m^2 K} \cdot \frac{m^3}{N}\right] = \left[\frac{m^2}{s K}\right]$$

Il tubo *microfin* con diametro più piccolo ha degli HTC più elevati ma al costo di elevate perdite di carico, per cui l'indice η presenta risultati peggiori rispetto al tubo di diametro maggiore. Il grafico seguente ne mostra gli andamenti per i due tubi di diverso diametro.

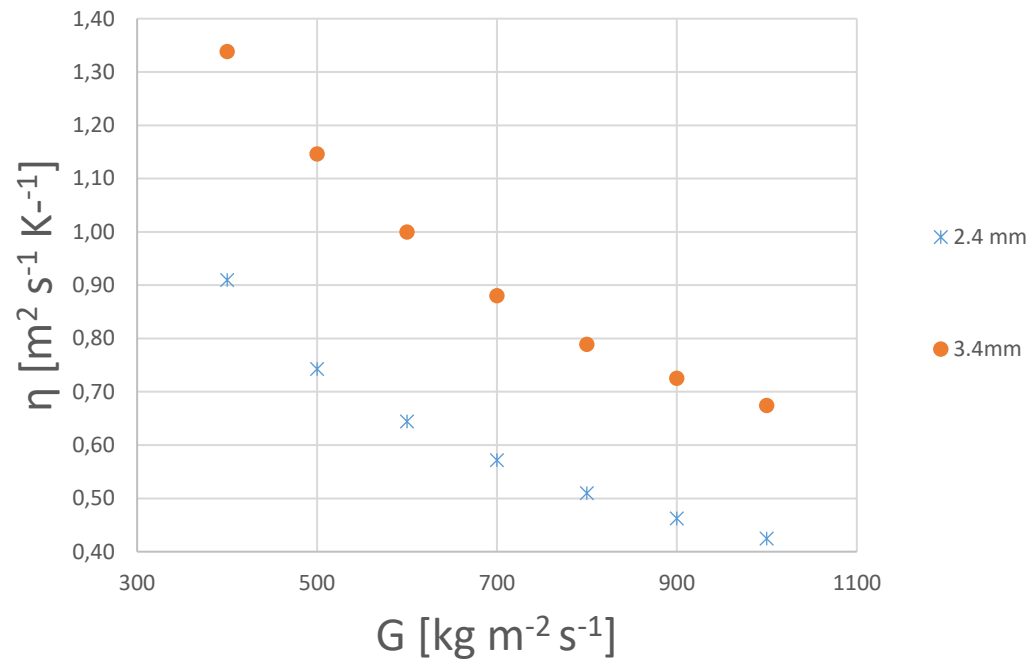


Figura 4.22 – Grafico $\eta - G$ confronto due tubi microaletti con $D_A = 2.4$ mm e $D_A = 3.4$ mm.

Capitolo 5

Ottimizzazione geometria tubo *microfin*

In questo capitolo, in seguito alla validazione del modello numerico proposto nel capitolo precedente, si affronterà l'ottimizzazione dei parametri geometrici che descrivono il tubo *microfin*.

I parametri sui quali si è agito sono i seguenti:

- Numero di alette: n
- Angolo dell'elica: β
- Altezza dell'aletta: h

Per ogni fattore geometrico, quindi, se ne sono analizzati gli effetti sia sull' HTC che sulle perdite di carico.

Si è proceduto con la modifica di un solo parametro alla volta scegliendo un valore superiore ed uno inferiore al valore di partenza. Questo per avere il più possibile degli andamenti completi dei valori del coefficiente di scambio termico rispetto alla velocità

per le varie configurazioni geometriche. Infatti i grafici di $HTC-G$ e $\Delta P/L-G$ per le diverse portate specifiche, sono del tutto analoghi a quelli costruiti nel precedente capitolo.

Le simulazioni vengono implementate partendo da un nuovo modello geometrico, mentre il resto del modello numerico rimane identico a quanto fatto finora.

Infine si metterà alla luce anche il tubo microaletto cch ottiene l'indice η più elevato, in modo tale da definire non solo qual è la geometria con l' HTC migliore, ma anche qual è il tubo microalettato che scambia più calore a parità di perdite di carico.

5.1 Variazione numero alette

Il numero di alette è un parametro geometrico che scaturisce molto interesse dal punto di vista dell'ottimizzazione del layout del tubo. L'ampio range di configurazioni possibili comporta elevati margini di ottimizzazione. Infatti, questo è l'unico fattore geometrico studiato per entrambi i diametri dei tubi analizzati.

Sul tubo con diametro $D_A=3.4$ mm le simulazioni sono state fatte, come anticipato in precedenza, con una configurazione con un numero di alette inferiore ed una con un numero di alette superiore al tubo di partenza studiato nel capitolo 4, in modo tale da estrarre dei risultati che indichino di quanto varia il coefficiente di scambio termico, le cadute di pressione e l'indice η .

Il *microfin* con diametro $D_A=2.4$ mm partendo già con un elevato numero di alette è stato possibile configurarlo solo con un set di alette inferiore. Quindi ci si aspetta di vedere delle perdite di carico inferiori rispetto alla sezione di partenza.

Di seguito vengono riportate le due analisi di ottimizzazione.

5.1.1 Tubo *microfin* con $D_A = 3.4$ mm

Le variazioni del numero di alette effettuate rispetto al valore di base $n = 40$, sono le seguenti:

- Valore inferiore: $n = 32$;
- Valore superiore: $n = 48$;

Si parte definendo tramite Solidwork i due nuovi modelli geometrici. In figura 5.1 si riportano le sezioni delle varie configurazioni da testare.

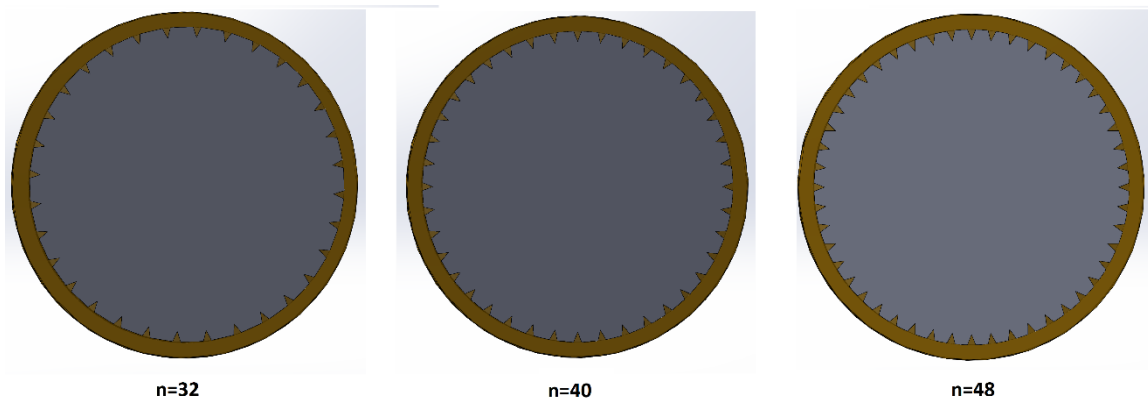


Figura 5.1 – Modelli geometrici per un tubo microalettato di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n= 32$, $n = 40$, $n = 48$. Immagini estratte da Solidworks.

Ovviamente cambiando il perimetro della sezione varia anche il diametro idraulico, per cui, sempre dal software di disegno, si estrapolano i valori dell'area della sezione, A , e del perimetro bagnato p_b . Ora tramite l'equazione (4.14) è possibile calcolare il D_h . I risultati sono riportati di seguito:

- $n = 32 : D_h = 2.46$ mm;

- $n = 48 : D_h = 2.10 \text{ mm};$

La creazione del modello numerico e il resto dei valori rimangono invariati rispetto alle simulazioni eseguite sul tubo *microfin* di base.

In tabella 5.1 vengono presentati i risultati finali delle tre simulazioni. L'*HTC* come era facilmente prevedibile aumenta con l'aumentare del numero di alette. Nel grafico di figura 5.2 sono illustrati gli andamenti per le tre configurazioni. Si nota che il coefficiente di scambio termico inizia ad incrementare in maniera consistente per portate specifiche maggiori di $700 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

<i>n</i>	32			40			48		
	<i>G</i> [kg m ⁻² s ⁻¹]	<i>HTC</i> [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]	η [m ² s ⁻¹ K ⁻¹]	<i>HTC</i> [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]	η [m ² s ⁻¹ K ⁻¹]	<i>HTC</i> [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]
400	1638	1242	1.32	1633	1220	1.34	1615	1212	1.33
500	2025	1786	1.13	2036	1776	1.15	2032	1782	1.14
600	2406	2426	0.99	2441	2441	1.00	2458	2474	0.99
700	2780	3183	0.87	2839	3224	0.88	2892	3294	0.88
800	3159	4031	0.78	3247	4114	0.79	3337	4213	0.79
900	3547	4939	0.72	3667	5055	0.73	3791	5197	0.73
1000	3936	5906	0.67	4085	6059	0.67	4235	6249	0.68

Tabella 5.1 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microalettato di $D_A=3.4 \text{ mm}$ con differenti numeri di alette: $n= 32$, $n = 40$, $n = 48$.

In figura 5.3 sono riportati gli andamenti di temperatura lungo la sezione longitudinale del tubo. Questi sono stati presi per $G = 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, cioè nella condizione di maggiore differenza delle tre simulazioni. Si può notare come la temperatura del fluido sostanzialmente rimane uguale, mentre la temperatura della parete subisce un maggiore raffreddamento per i condotti con minore numero di alette.

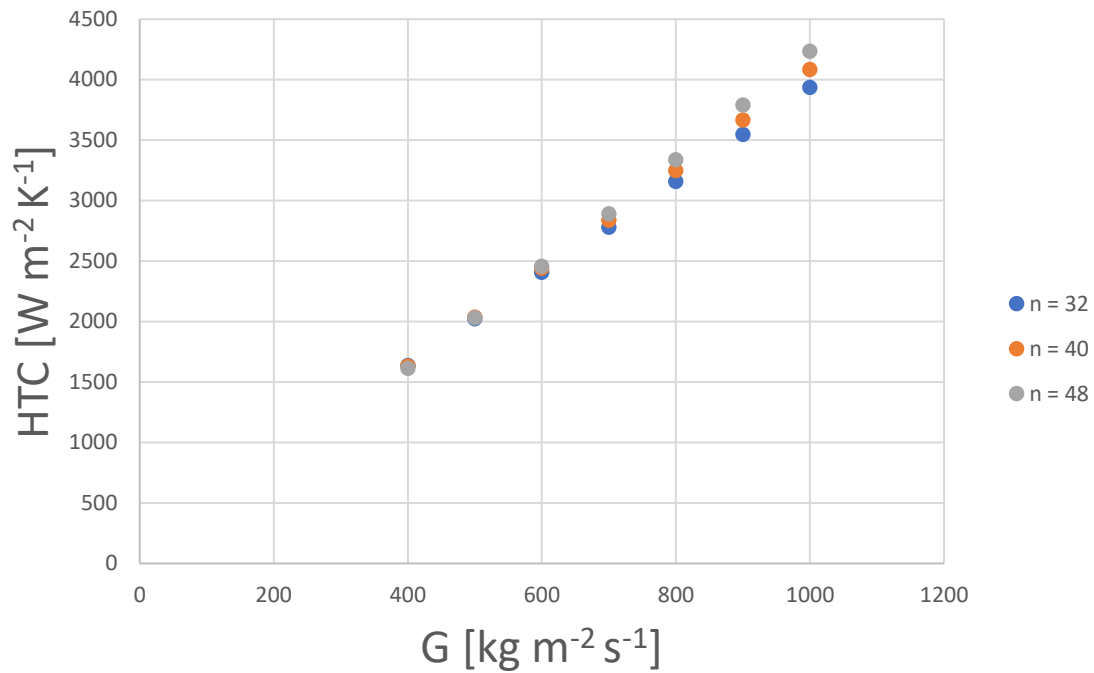


Figura 5.2 – Grafico $HTC - G$ per un tubo microalettato di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=32$, $n=40$, $n=48$.

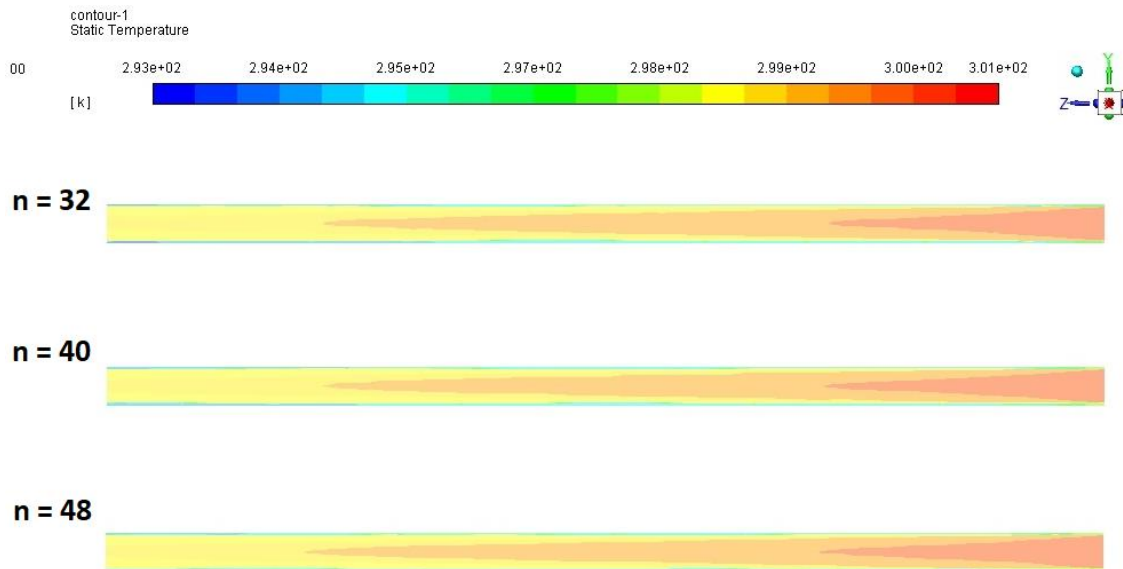


Figura 5.3 – Diagrammi isotermici per un tubo microalettato di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=32$, $n=40$, $n=48$. Estrapolati dal post-processing di Fluent.

In merito alla caduta di pressione le variazioni riscontrate sono abbastanza piccole e come mostrato nel grafico di figura 5.4, in cui è riportata la variazione di caduta di pressione lineare al variare della portata specifica, gli incrementi di perdite di carico, in prima battuta, si allineano all'analisi fatta per l'*HTC*.

In figura 5.5 sono riportati gli andamenti di velocità lungo la sezione trasversale media del tubo. Questi sono stati presi come prima per $G = 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. Si può notare che aumentando il numero di alette il profilo del moto assume una configurazione con velocità maggiori al centro rispetto che ai bordi, ovvero, con un gradiente più marcato tra la parete e il centro del condotto.

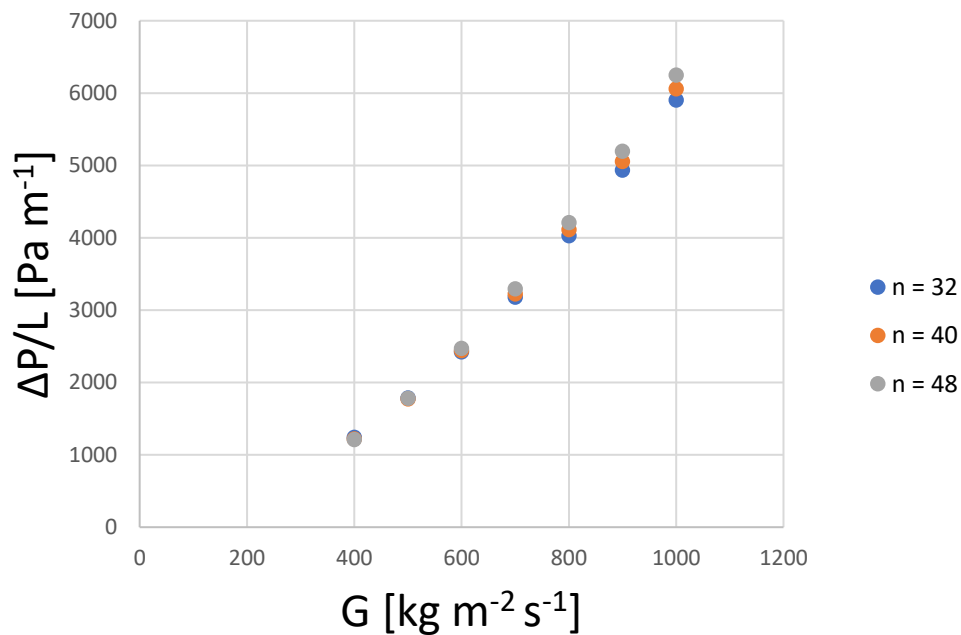


Figura 5.4 – Grafico $\Delta P/L - G$ per un tubo microalettato di $D_A=3.4 \text{ mm}$ con differenti numeri di alette: $n=32$, $n=40$, $n=48$.

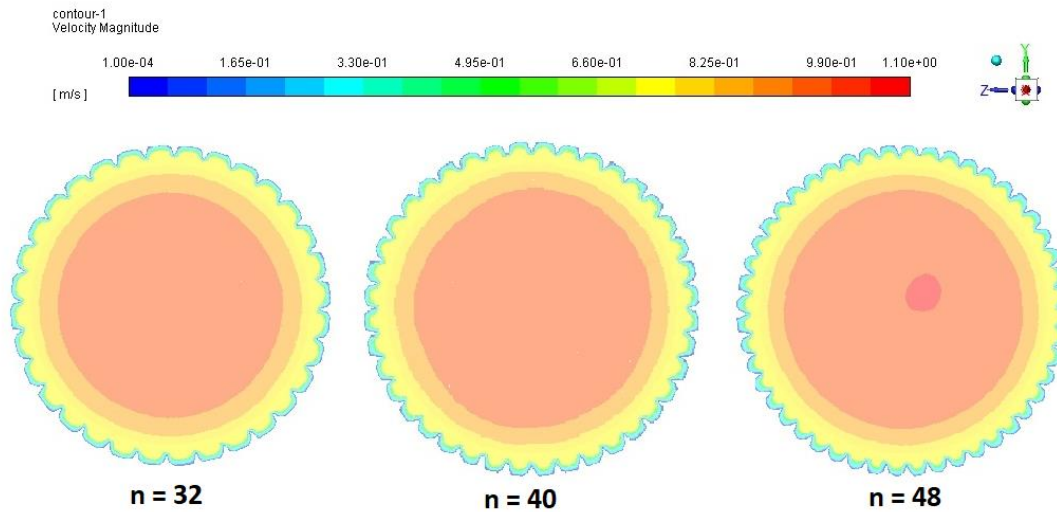


Figura 5.5 – Campo di velocità per un tubo microaletto di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n = 32$, $n = 40$, $n = 48$. Estrapolati dal post-processing di Fluent.

Per concludere l'analisi dai risultati di η riportati in tabella 5.1 si riscontra quanto notato dei due grafici precedenti, HTC e $\Delta P/L$, cioè che l'aumento del coefficiente di scambio termico segue di pari passo l'aumento del gradiente di pressione nel condotto. Questo risultato si può riassumere col grafico di figura 5.6, dove viene riportato il valore di η al variare della portata specifica G . le tre curve praticamente sono coincidenti.

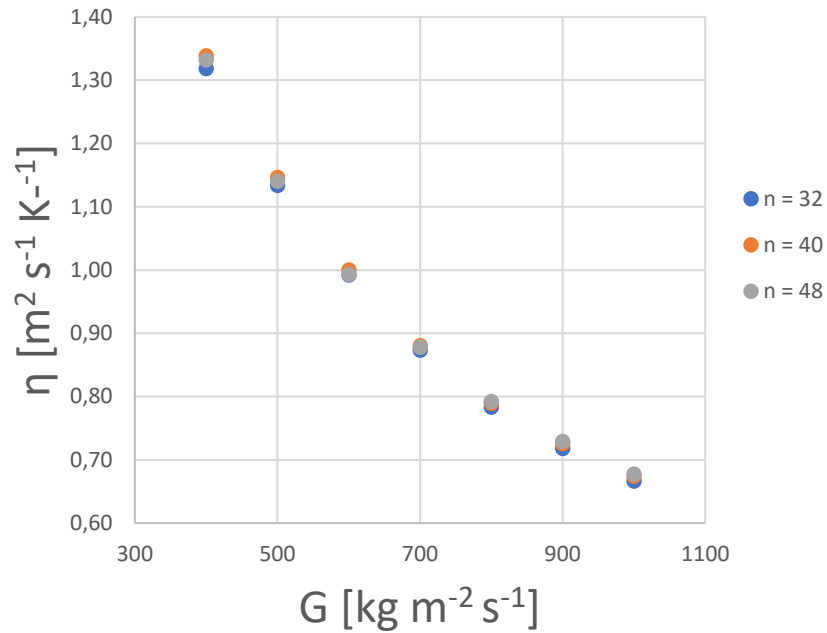


Figura 5.6 – Grafico $\eta - G$ per un tubo microalettato di $D_A=3.4$ mm con differenti numeri di alette: $n = 32$, $n = 40$, $n = 48$.

5.1.2 Tubo *microfin* con $D_A = 2.4$ mm

Il numero di alette considerato per le simulazioni è sempre inferiore rispetto al valore di base $n = 40$, e vale:

- $n = 10$;
- $n = 20$;
- $n = 30$;

Si parte definendo tramite *Solidworks* i nuovi modelli geometrici. In figura 5.7 si riportano le sezioni delle varie configurazioni da testare.

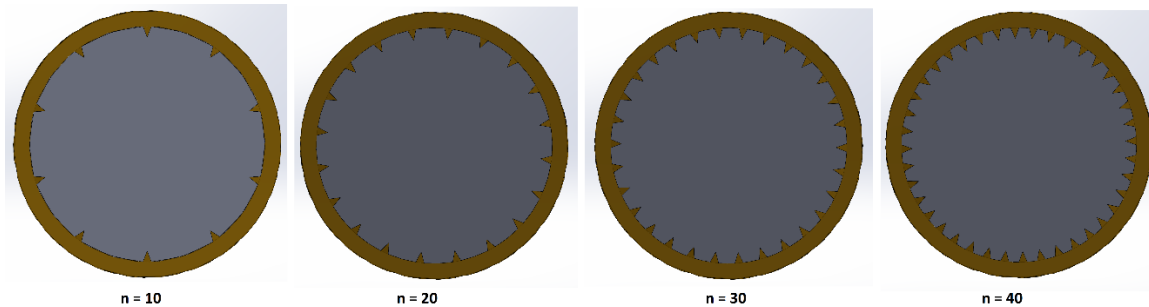


Figura 5.7 – Modello geometrico di un tubo microaletato di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10$, $n=20$, $n=30$, $n=40$. Immagini estratte da *Solidworks*.

Analogamente a prima si estrapolano i valori dell'area della sezione, A , e del perimetro bagnato p_b . Ora tramite l'equazione 4.10 è possibile calcolare i seguenti D_h :

- $n=10$: $D_h = 2.19$ mm;
- $n=20$: $D_h = 1.86$ mm;
- $n=30$: $D_h = 1.61$ mm;

La creazione del modello numerico e il resto dei valori rimangono invariati a prima.

In tabella 5.2 vengono presentati i risultati finali delle simulazioni. L' HTC diminuisce col diminuire del numero di alette, di fatto valgono le considerazioni fatte per il tubo *microfin* con diametro più grande. Nel grafico di figura 5.8 sono illustrati gli andamenti per le quattro configurazioni. Si nota che il coefficiente di scambio termico ha una caduta più marcata tra le configurazioni inferiori alle 30 alette; cioè la differenza di

HTC tra il tubo con 40 alette e quello di 30 alette è inferiore che tra quello di 30 rispetto al condotto con 20 alette.

<i>n</i>	10		20		30		40	
	<i>G</i> [kg m ⁻² s ⁻¹]	HTC [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]	HTC [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]	HTC [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]	HTC [W m ⁻² K ⁻¹]
400	1756	1861	1781	1780	1813	1783	1806	1984
500	2089	2580	2182	2606	2270	2655	2332	3139
600	2397	3425	2581	3577	2730	3697	2861	4441
700	2711	4365	2984	4670	3185	4970	3361	5875
800	3027	5224	3378	5898	3648	6202	3841	7528
900	3364	6373	3776	7238	4107	7664	4323	9350
1000	3713	7899	4172	8763	4569	9451	4797	11300

Tabella 5.2 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10$, $n = 20$, $n = 30$, $n = 40$.

In figura 5.8 sono riportati gli andamenti di temperatura lungo la sezione longitudinale del tubo presi per $G = 1000$ kg m⁻²s⁻¹. Analogamente a quanto riscontrato per il tubo *microfin* con diametro maggiore, si può notare come la temperatura del fluido non varia molto per le diverse configurazioni, mentre la temperatura della parete subisce un maggiore raffreddamento nei condotti con minore numero di alette.

In merito alla caduta di pressione per unità di lunghezza le variazioni riscontrate sono consistenti come mostrato nel grafico di figura 5.10, in cui è riportato il gradiente di pressione al variare della portata specifica. Gli incrementi di perdite di carico sono più marcati dal passaggio dalle 30 alle 40 alette in controtendenza rispetto al grafico 5.8.

In figura 5.11 sono riportati gli andamenti di velocità lungo la sezione trasversale media del tubo, anch'essi valutati per $G = 1000$ kg m⁻²s⁻¹. Si può notare come il profilo di velocità risulti essere sempre più allungato, ovvero velocità maggiori al centro del condotto con l'aumentare del numero delle alette che aumentando il numero di alette.

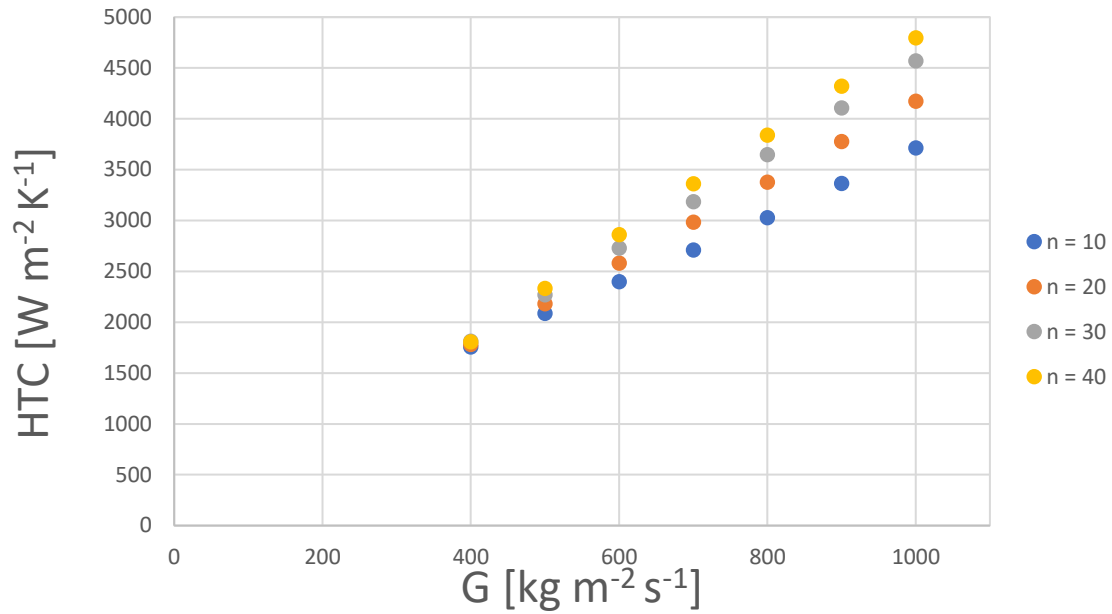


Figura 5.8 – Grafico $HTC - G$ per un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n = 10$, $n = 20$, $n = 30$, $n = 40$.

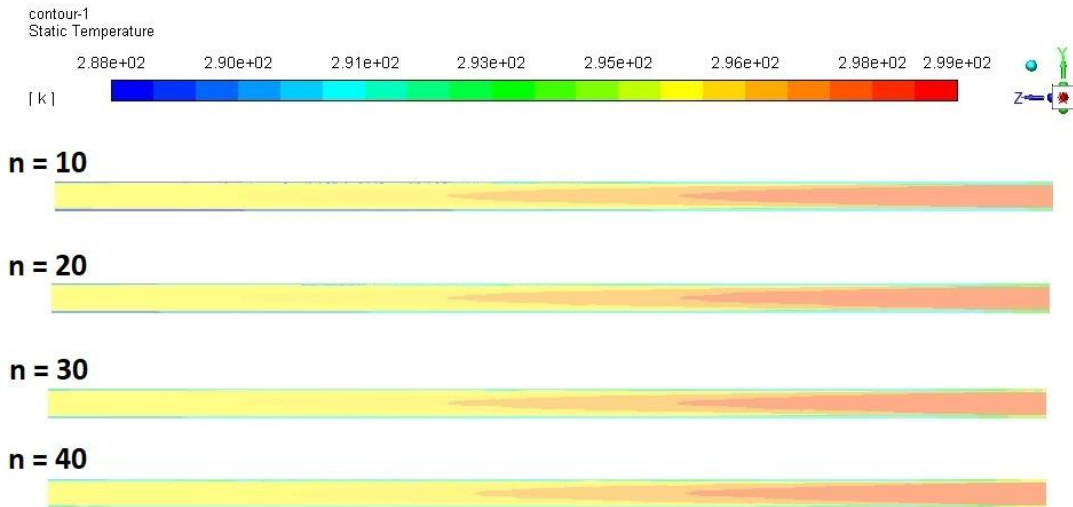


Figura 5.9 – Diagrammi termici per un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n=10$, $n = 20$, $n = 30$, $n = 40$. Estrapolati dal post-processing di Fluent.

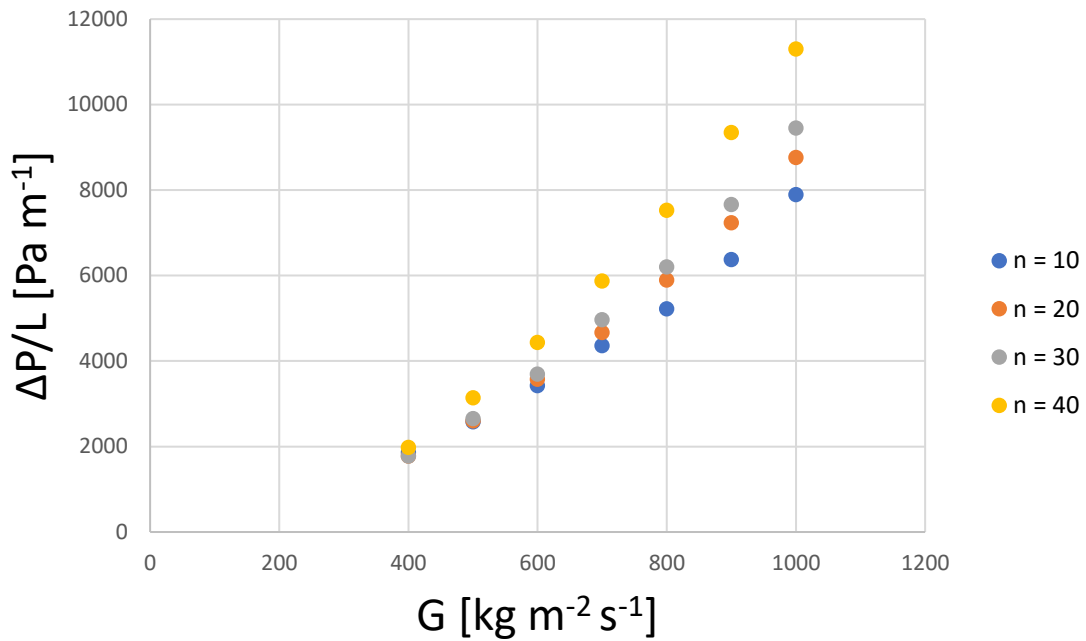


Figura 5.10 – Grafico $\Delta P/L - G$ per un tubo microaletato di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n = 10$, $n = 20$, $n = 30$, $n = 40$.

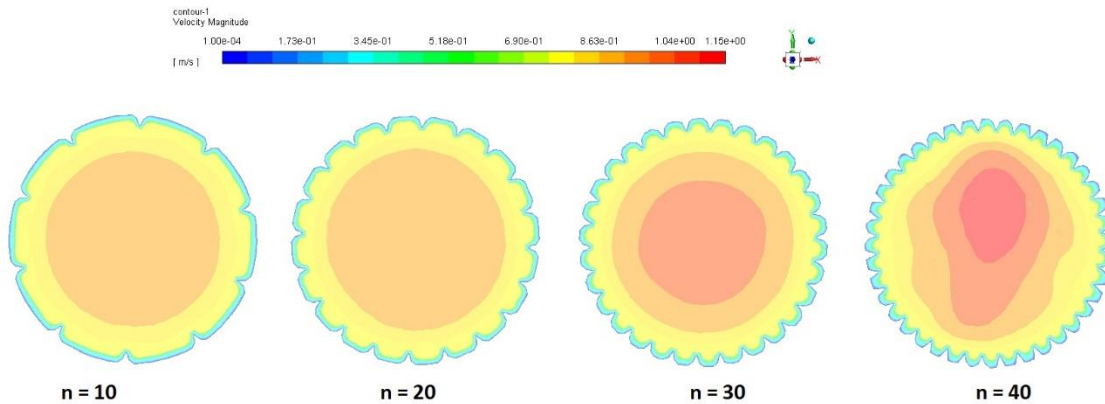


Figura 5.11 – Campo di velocità per un tubo microaletato di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n = 10$, $n = 20$, $n = 30$, $n = 40$. Estrapolati dal post-processing di Fluent.

Per concludere, l'analisi dai risultati di η è riportata in tabella 5.3. Dai dati si riscontra quanto notato dei due grafici precedenti, HTC e $\Delta P/L$; cioè una discordanza per la configurazione base con 40 alette, rispetto alle altre. Infatti la configurazione con 30 alette sembra essere la migliore dal punto di vista del rapporto tra coefficiente di scambio termico e cadute di pressione. Questo può essere riassunto col grafico di figura 5.12, dove viene riportato il valore di η al variare della portata specifica G . La spiegazione dei valori di η così piccoli per il condotto con 40 alette sta nel fatto che il diametro 2.4 mm inizia ad essere saturo di scanalature che spostano il moto verso un regime meno turbolento.

n	10	20	30	40
G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	η [$\text{m}^2 \text{s}^{-1} \text{K}^{-1}$]			
400	0.94	1.00	1.02	0.91
500	0.81	0.84	0.86	0.74
600	0.70	0.72	0.74	0.64
700	0.62	0.64	0.64	0.57
800	0.58	0.57	0.59	0.51
900	0.53	0.52	0.54	0.46
1000	0.47	0.48	0.48	0.42

Tabella 5.3 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microaletato di $D_A=2.4\text{mm}$ con differenti numeri di alette: $n = 10$, $n = 20$, $n = 30$, $n = 40$.

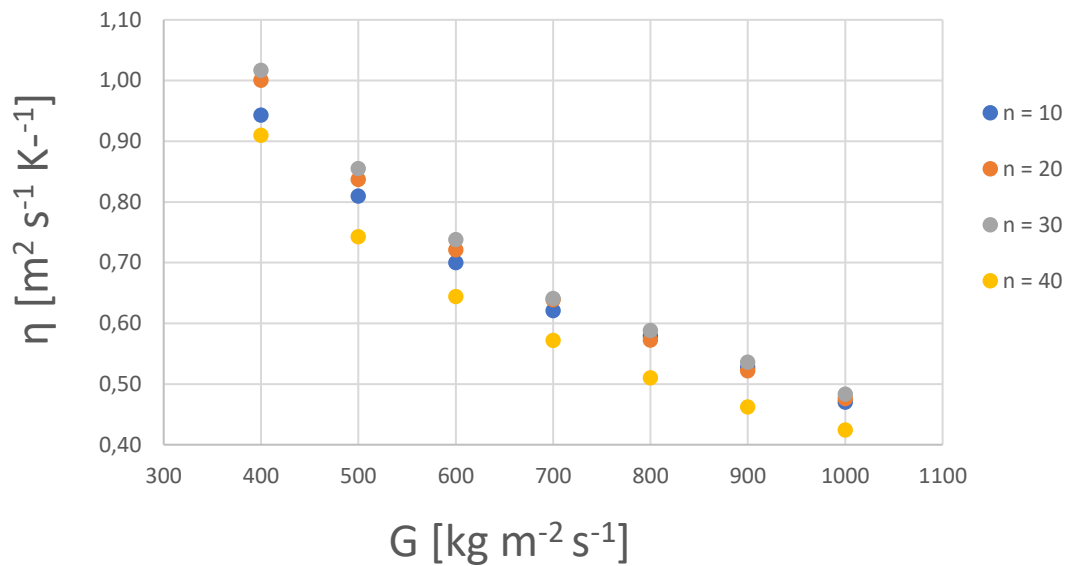


Figura 5.12 – Grafico $\eta - G$ per un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con differenti numeri di alette: $n = 10$, $n = 20$, $n = 30$, $n = 40$.

5.2 Variazione altezza alette

La variazione dell'altezza dell'aletta è stata effettuata solo sul tubo di $D_A=3.4$ mm, poiché si ha un margine più elevato di valori da scegliere rispetto alla sezione più piccola. Infatti entrambe hanno alette di altezza pari 0.12 mm, per cui non si sarebbe potuto scegliere h superiori al valore del modello di base. Le altezze scelte sono le seguenti:

- Valore inferiore: $h = 0.09$ mm;
- Valore superiore: $h = 0.15$ mm;

Si parte definendo tramite il software di disegno i due nuovi modelli geometrici. In figura 5.13 si riportano le sezioni delle varie configurazioni da testare.

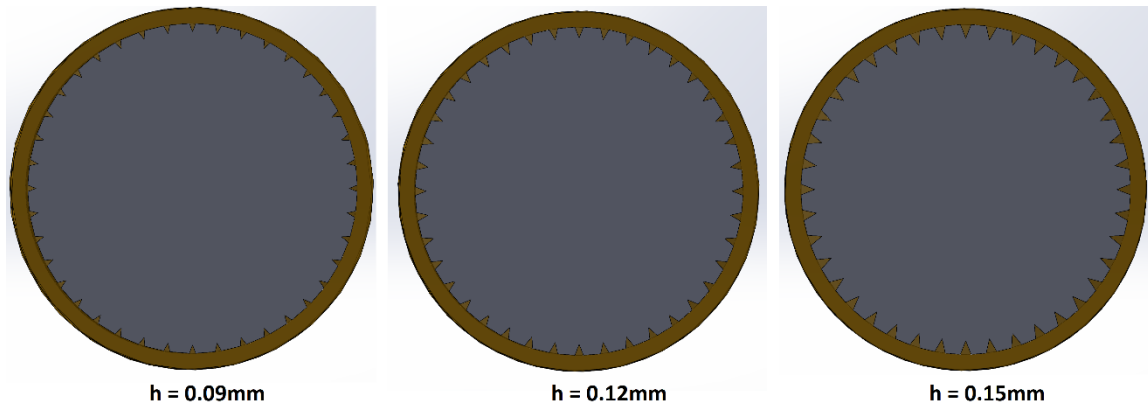


Figura 5.13 – Modello geometrico di un tubo microalettato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm. Immagini estratte da Solidworks.

Si estrapolano dal software CAD i valori dell'area della sezione, A , e del perimetro bagnato p_b . Ora tramite l'equazione 4.10 è possibile calcolare i seguenti D_h :

- $h = 0.09$ mm: $D_h = 2.52$ mm;
- $h = 0.15$ mm: $D_h = 2.05$ mm;

La creazione del modello numerico e il resto dei valori rimangono invariati rispetto a prima.

In tabella 5.4 vengono presentati i risultati finali delle simulazioni. L' HTC diminuisce col diminuire dell'altezza delle alette, come era facile aspettarsi. Nel grafico di figura 5.14 sono illustrati gli andamenti per le tre configurazioni.

In figura 5.15 sono riportati gli andamenti di temperatura lungo la sezione longitudinale dei condotti. Questi sono stati presi per $G = 1000$ kg m⁻² s⁻¹. Si nota che il gradiente di temperatura del fluido è pressoché uguale lungo il condotto, mentre la temperatura di parete per altezza dell'aletta basse incrementa maggiormente che per altezze più grandi.

<i>h</i>	<i>0.09 mm</i>			<i>0.12 mm</i>			<i>0.15 mm</i>		
	<i>G</i> [kg m ⁻² s ⁻¹]	<i>HTC</i> [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]	η [m ² s ⁻¹ K ⁻¹]	<i>HTC</i> [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]	η [m ² s ⁻¹ K ⁻¹]	<i>HTC</i> [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]
400	1576	1291	1.22	1633	1220	1.34	1752	1259	1.39
500	1917	1814	1.06	2036	1776	1.15	2191	1878	1.17
600	2272	2466	0.92	2441	2441	1.00	2642	2635	1.00
700	2654	3191	0.83	2839	3224	0.88	3292	3826	0.86
800	3026	3971	0.76	3247	4114	0.79	3588	4415	0.81
900	3392	4864	0.70	3667	5055	0.73	4046	5409	0.75
1000	3747	5847	0.64	4085	6059	0.67	4476	6470	0.69

Tabella 5.4 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microalettato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm.

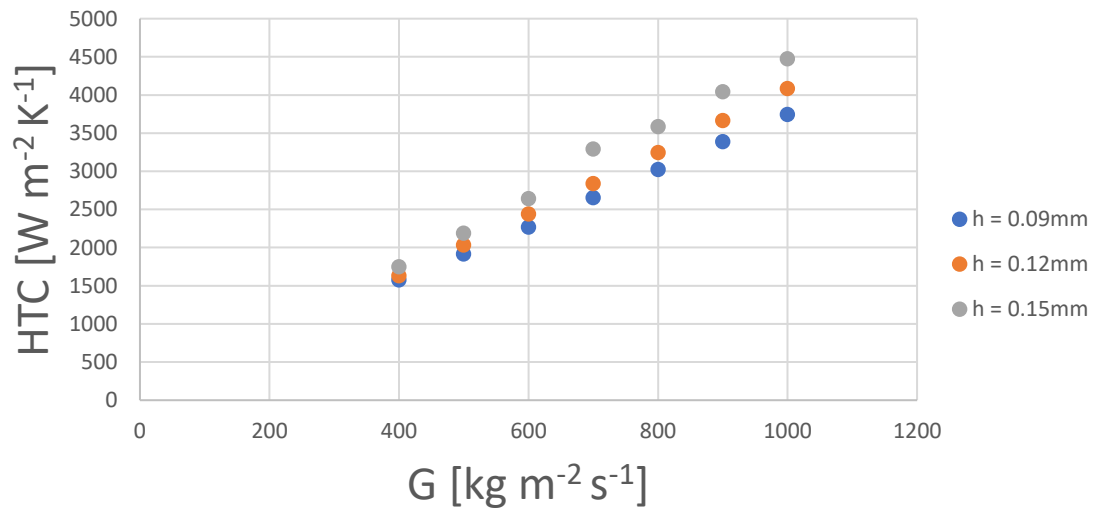


Figura 5.14 – Grafico *HTC* – *G* per un tubo microalettato di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm.

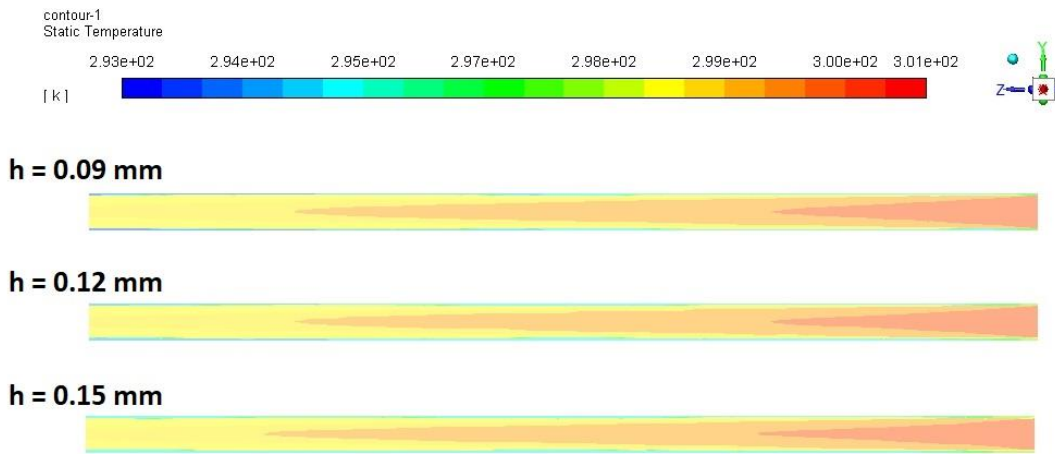


Figura 5.15 – Diagrammi termici per un tubo microaletto di $D_A=3.4$ mm con alette di altezza differente: $h = 0.09$ mm, $h = 0.12$ mm, $h = 0.15$ mm. Estrapolati dal post-processing di Fluent.

In merito alla caduta di pressione le variazioni riscontrate sono abbastanza piccole come mostrato nel grafico di figura 5.16, in cui è riportato il gradiente di pressione al variare della portata specifica. Notiamo che per l'aletta da 0.09 mm la caduta di pressione è molto vicina a quella prodotta dalla 0.12 mm.

In figura 5.17 sono riportati gli andamenti di velocità lungo la sezione trasversale media del tubo, questi sono presi per $G = 1000$ kg m⁻² s⁻¹. Si può notare che aumentando l'altezza dell'aletta si ha un gradiente di velocità più marcato tra la parete e il centro del condotto.

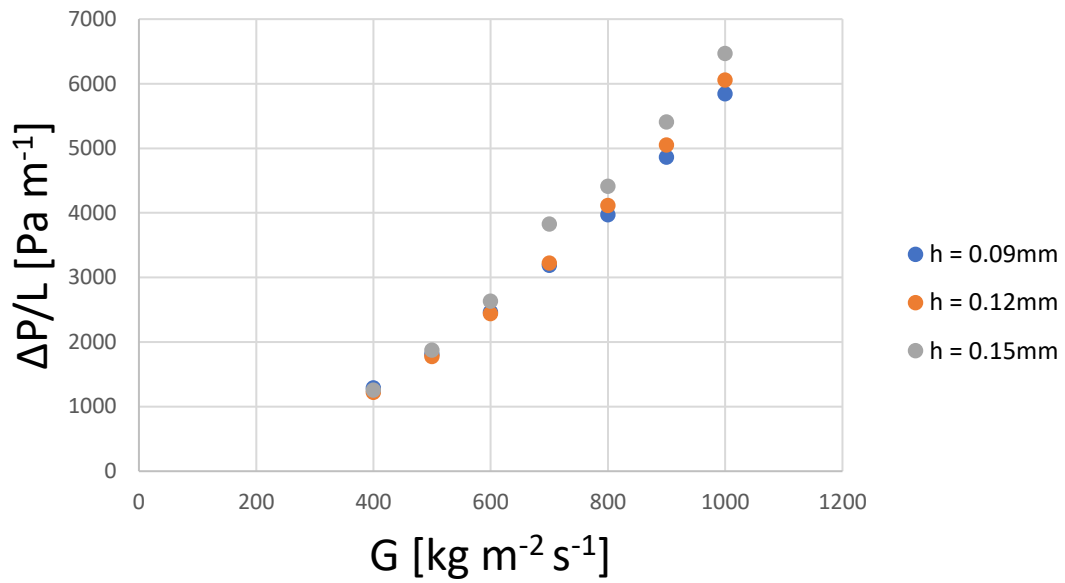


Figura 5.16 – Grafico $\Delta P/L - G$ per un tubo microalettato di $D_A=3.4 \text{ mm}$ con alette di altezza differente: $h = 0.09 \text{ mm}$, $h = 0.12 \text{ mm}$, $h = 0.15 \text{ mm}$.

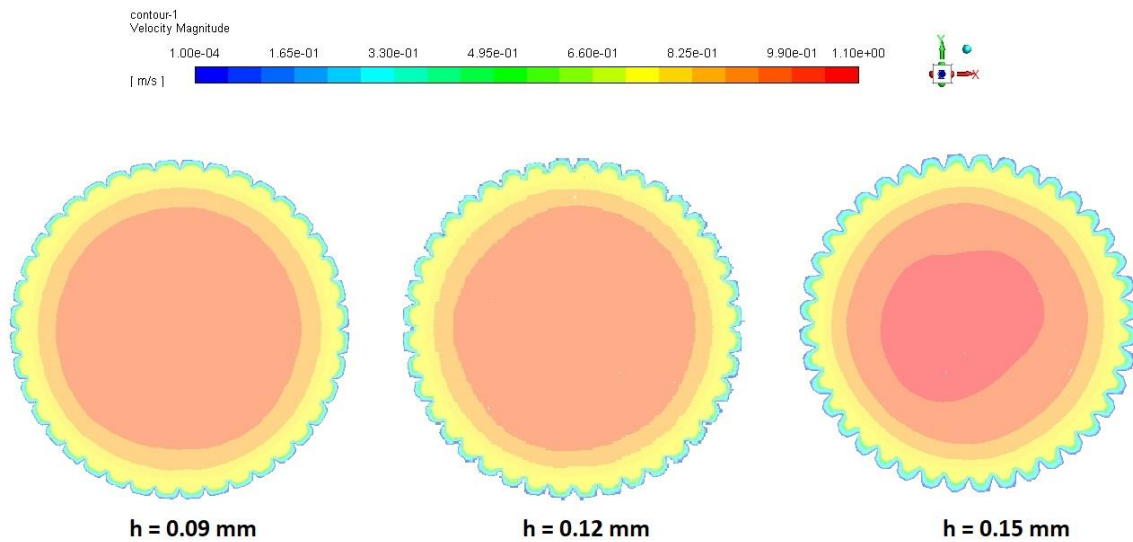


Figura 5.17 – Gradienti di velocità per un tubo microalettato di $D_A=3.4 \text{ mm}$ con alette di altezza differente: $h = 0.09 \text{ mm}$, $h = 0.12 \text{ mm}$, $h = 0.15 \text{ mm}$. Estrapolati dal post-processing di Fluent.

Per concludere, l'analisi dai risultati di η è riportata con il grafico di figura 5.18. Dai dati si riscontra quanto notato dai due grafici precedenti di HTC e $\Delta P/L$. Cioè la diminuzione dell'altezza dell'aletta comporta una diminuzione dell' HTC percentualmente più marcata rispetto alla diminuzione del gradiente di pressione. Per il resto le alette più grande è leggermente più efficace per portate più basse rispetto all'aletta del condotto di base.

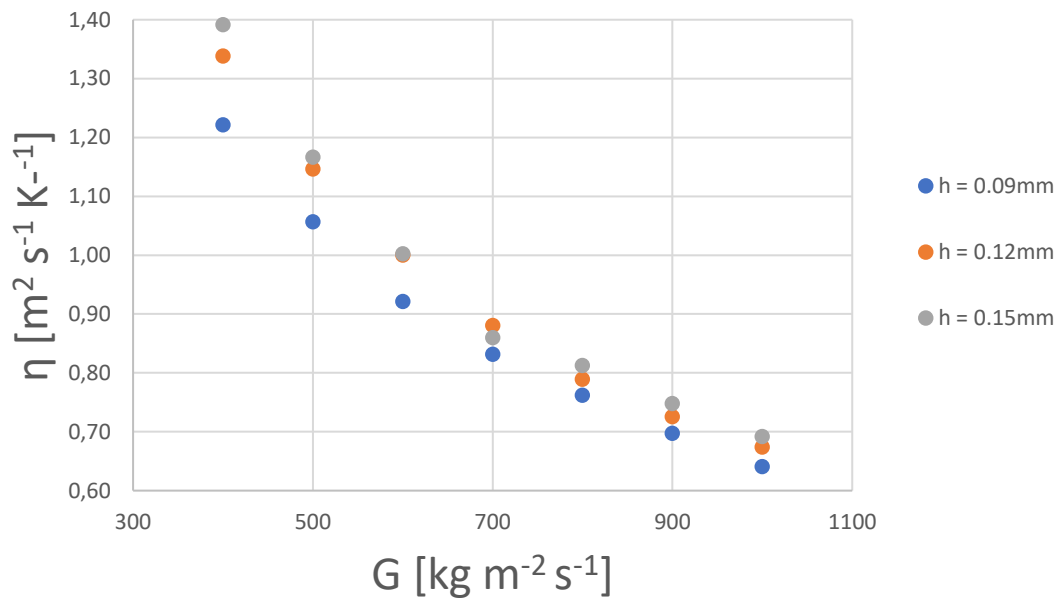


Figura 5.18 – Grafico $\eta - G$ per un tubo microalettato di $D_A=3.4 \text{ mm}$ con alette di altezza differente: $h = 0.09 \text{ mm}$, $h = 0.12 \text{ mm}$, $h = 0.15 \text{ mm}$.

5.3 Variazione angolo elica

La variazione dell'angolo d'elica è stata effettuata solo sul tubo di $D_A=2.4$ mm, poiché ha un $\beta = 7^\circ$, che rispetto al valore della sezione più grande, $D_A=3.4$ mm, ha un angolo d'elica di molto inferiore, per cui non si sarebbe potuto scegliere valori superiori al valore del modello di base. Gli angoli scelti sono i seguenti:

- Valore inferiore: $\beta = 0^\circ$;
- Valore superiore: $\beta = 18^\circ$;

Si parte definendo tramite il software di disegno i due nuovi modelli geometrici. In figura 5.19 si riportano le sezioni in senso longitudinale delle varie configurazioni da testare.

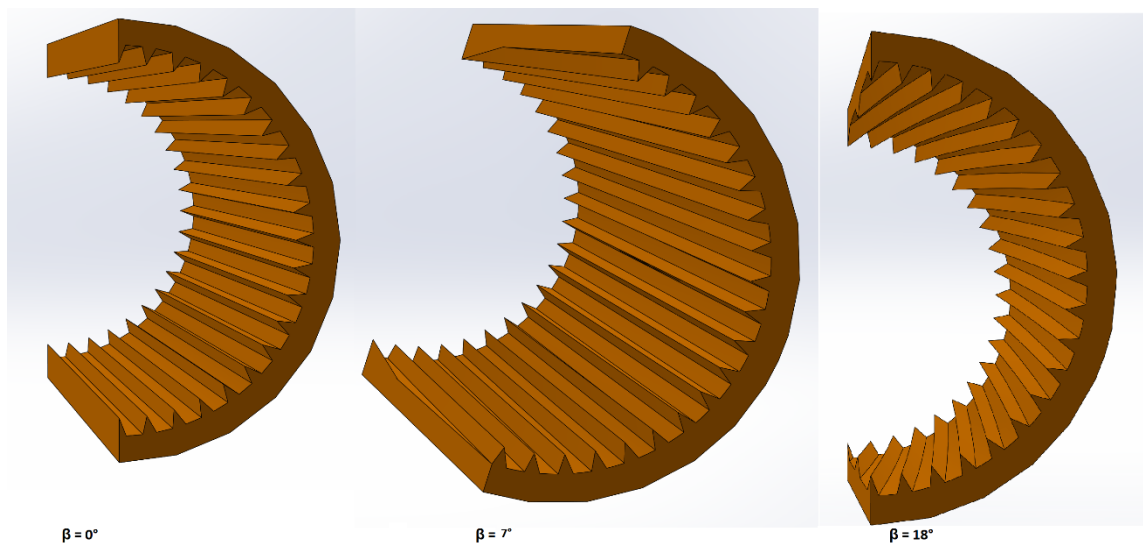


Figura 5.19 – Modello geometrico di un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con angolo d'elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$. Immagini estratte da Solidworks.

In questo caso il D_h , pari a 1.42 mm, è uguale per i tre condotti; perché la sezione trasversale del condotto rimane identica per tutte e tre le configurazioni.

La creazione del modello numerico e il resto dei valori rimangono invariati a prima. In tabella 5.5 vengono presentati i risultati finali delle simulazioni. Come si può notare nonostante gli angoli varino relativamente di molto tra di loro, il coefficiente di scambio termico non varia in maniera consistente. Questo aspetto viene messo ben in evidenza nel grafico di figura 5.20, dove sono illustrati gli andamenti per le tre configurazioni.

β	0°			7°			18°		
	G [kg m ⁻² s ⁻¹]	HTC [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]	η [m ² s ⁻¹ K ⁻¹]	HTC [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]	η [m ² s ⁻¹ K ⁻¹]	HTC [W m ⁻² K ⁻¹]	$\Delta P/L$ [Pa m ⁻¹]
400	1782	1826	0.98	1806	1984	0.91	1734	1787	0.97
500	2279	2836	0.80	2332	3139	0.74	2217	2769	0.80
600	2792	3997	0.70	2861	4441	0.64	2721	3855	0.71
700	3294	5315	0.62	3361	5875	0.57	3216	5080	0.63
800	3784	6809	0.56	3841	7528	0.51	3698	6542	0.57
900	4270	8419	0.51	4323	9350	0.46	4172	8153	0.51
1000	4744	10061	0.47	4797	11300	0.42	4648	9861	0.47

Tabella 5.5 – Risultati numerici ricavati da Fluent per un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con angolo d’elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$. Immagini estratte da Solidworks.

L’aspetto che risalta da questi primi dati sul coefficiente di scambio termico è che non solo non c’è molta differenza tra $\beta = 18^\circ$ e $\beta = 0^\circ$. Nella figura 5.21 viene confermato quanto detto cioè il condotto con l’angolo all’apice presenta un gradiente termico, mostrato a $G = 1000$ kg m⁻² s⁻¹, di poco superiore rispetto alle altre due configurazioni.

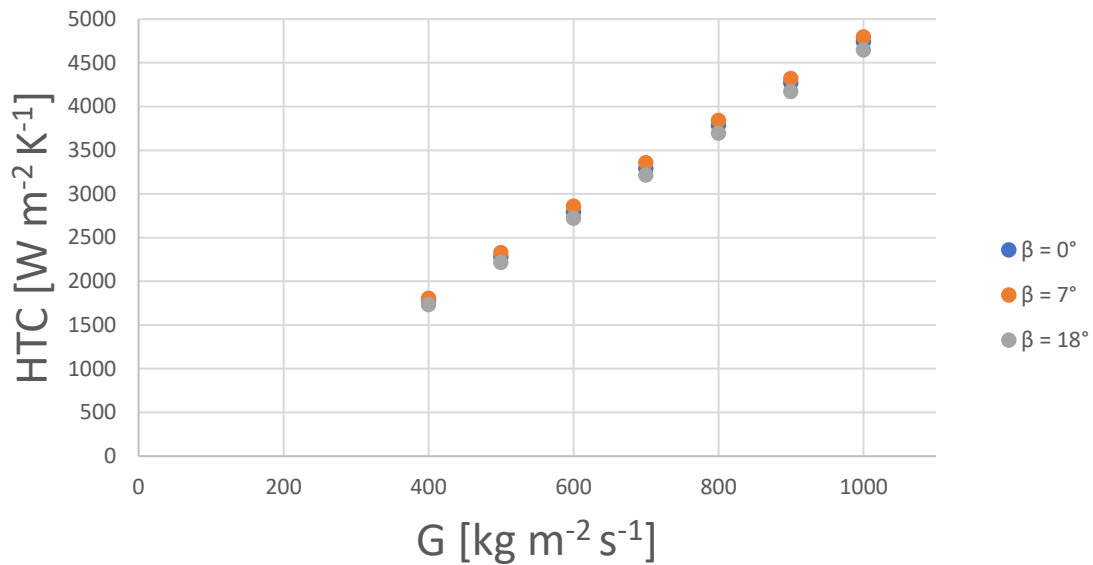


Figura 5.20 – Grafico $HTC - G$ per un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con angolo d'elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$.



Figura 5.21 – Diagrammi termici della sezione longitudinale di un tubo microalettato con $D_A=2.4\text{mm}$ e angolo d'elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$. Immagini estrapolate dal post-processing di Fluent.

Per quanto riguarda il gradiente di pressione, come si può vedere dal grafico in figura 5.22 le divergenze tra le due curve sono amplificate. In particolare c'è da notare una maggiore caduta di pressione del condotto con angolo d'elica di valore medio. Inoltre, inaspettatamente, le minori perdite di carico sono presenti nel tubo con un angolo d'elica maggiore.

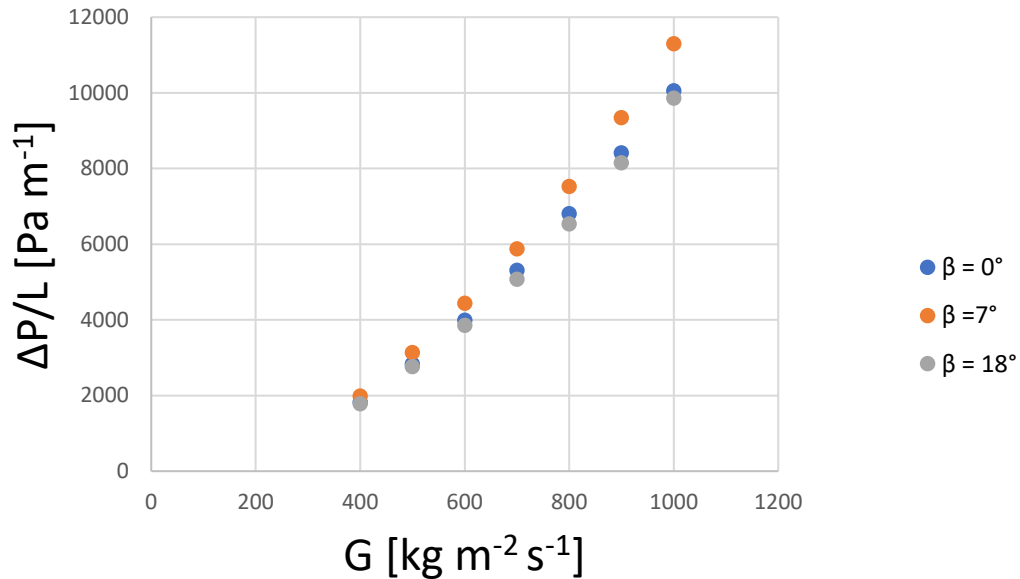


Figura 5.22 – Grafico $\Delta P/L - G$ per un tubo microaletato di $D_A=2.4$ mm con angolo d'elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$.

Ovviamente dati i grafici di figura 5.22 e 5.20, il loro rapporto risulta essere rappresentato dal grafico in figura 5.23. Il tubo con minore scambio termico a parità di perdite di carico è quello con β pari a 7° , le altre due configurazioni praticamente sono identiche.

Per concludere bisogna capire perché variando l'angolo di spirale del tubo si sono ottenuti dei risultati così in controtendenza rispetto alle precedenti ottimizzazioni. In prima analisi si può consultare la figura 5.24, dove sono riportati gli andamenti di velocità lungo la sezione trasversale media del tubo. Questi sono stati presi come prima per $G = 1000$ kg m⁻² s⁻¹.

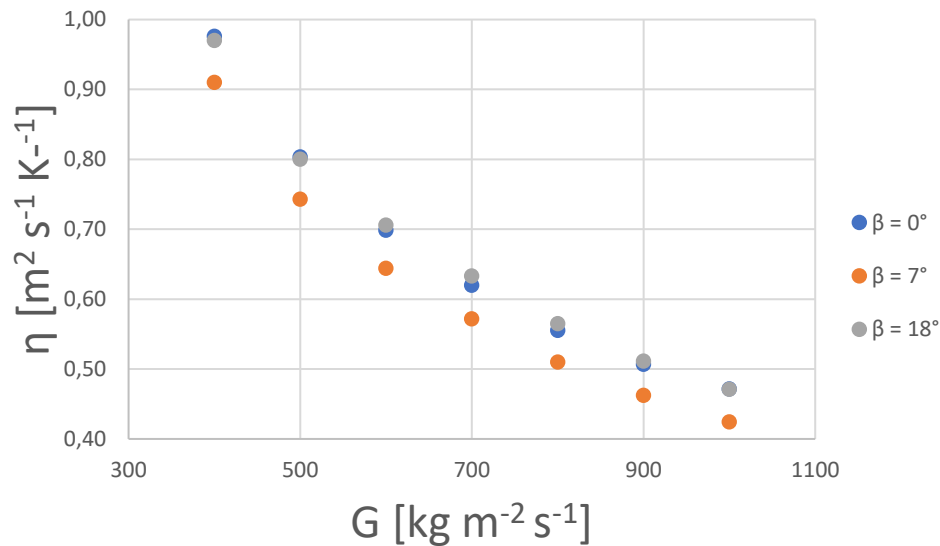


Figura 5.23 – Grafico $\eta - G$ per un tubo microalettato di $D_A=2.4$ mm con angolo d'elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$.

Si può notare che il condotto con un beta intermedio ha una maggiore velocità al centro del condotto; mentre il tubo con angolo d'elica di 18° ha un profilo di velocità più distribuito. Lo stesso vale per il tubo senza spirale interna, anche se presenta dei valori di velocità più bassi ma questi sono più distribuiti. A conferma di questo la figura 5.25 mostra il profilo di velocità lungo l'asse trasversale medio del tubo e facendo l'integrale di superficie nella sezione trasversale si ottengono le seguenti velocità:

- $\beta = 18^\circ$: $v = 0.678$ m/s
- $\beta = 0^\circ$: $v = 0.679$ m/s

Le velocità sono identiche ma la distribuzione è differente il condotto privo di spirale ha un profilo di velocità distribuito verso i bordi, mentre il condotto con $\beta = 18^\circ$ ha velocità leggermente maggiori nel centro.

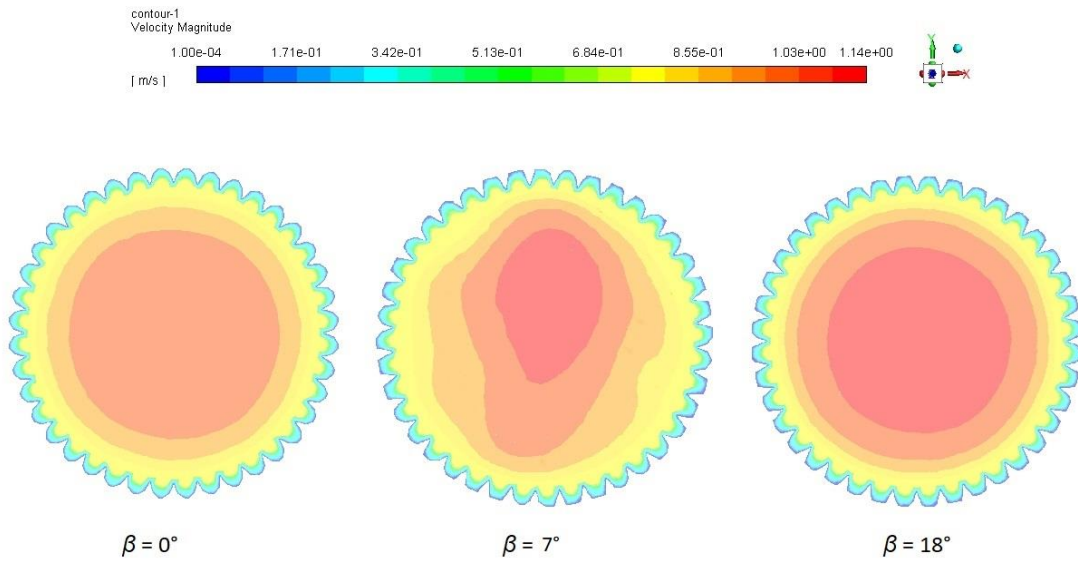


Figura 5.24 – Campo di velocità della sezione longitudinale di un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm e angolo d’elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$. Immagini estrapolate dal post-processing di Fluent.

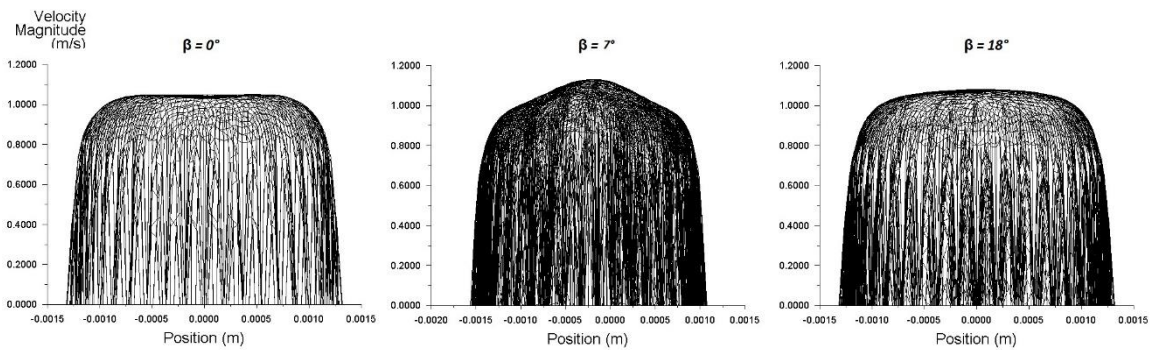


Figura 5.25 – Profili di velocità della sezione longitudinale di un tubo microalettato con $D_A=2.4$ mm e angolo d’elica differente: $\beta = 0^\circ$, $\beta = 7^\circ$, $\beta = 18^\circ$. Immagini estrapolate dal post-processing di Fluent.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi aveva lo scopo, oltre che di illustrare i metodi della fluidodinamica computazionale con *Ansys Fluent*, quello di creare un modello numerico di un tubo microalettato ed ottimizzarne le caratteristiche geometriche.

Prima di arrivare a questo risultato, il modello numerico è stato convalidato dai risultati sperimentali dei due studi condotti da Diani et al. Nel primo caso in esame, cioè con il tubo microalettato di diametro 3.4mm, i risultati numerici presentano una deviazione standard del 14.55% rispetto ai risultati sperimentali, inoltre le due serie di dati divergono, per portate specifiche superiori a $700 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, fino ad avere una deviazione percentuale del 23.6% per $G=1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Lo stesso modello numerico è stato applicato alla configurazione con diametro all'apice dell'aletta di 2.4 mm ed in questo caso il confronto tra i risultati numerici e quelli sperimentali ha prodotto risultati migliori rispetto al precedente, con una deviazione standard del 10.6 %. In particolare i risultati numerici e sperimentali hanno mantenuto lo stesso scostamento percentuale.

Passando al capitolo dell'ottimizzazione si può constatare che la variazione prodotta dall'aumento dell'altezza delle alette e del numero di alette nel condotto con diametro all'apice dell'aletta di 3.4 mm, sui valori di HTC e di $\Delta P/L$, ha rispettato le aspettative. Cioè all'aumentare dei valori sono aumentati sia gli HTC che di pari passo i gradienti di pressione. Discorso leggermente diverso per la variazione del numero di alette per diametro il tubo con diametro 2.4 mm dove la configurazione con più alette ha aumentato molto di più la perdita di carico rispetto all' HTC col risultato di avere la configurazione con 30 alette che presenta l'indice n più elevato.

Infine la variazione dell'angolo d'elica ha prodotto risultati interessanti. Infatti è risultato essere la soluzione con un angolo di 7° il migliore in termini di coefficiente di scambio termico anche se con maggiori perdite di carico. Più sorprendente è il fatto che la configurazione con angolo nullo e quella con $\beta = 18^\circ$ hanno avuto gli stessi risultati, e il tubo con le alette longitudinali ha avuto risultati leggermente migliori.

Nomenclatura

Simboli latini	Descrizione	U.M.
<i>A</i>	sezione condotto	m ²
<i>c</i>	calore specifico a pressione costante	J kg ⁻¹ K ⁻¹
<i>D</i>	diametro	mm
<i>F</i>	forza	N
<i>g</i>	accelerazione di gravità	m s ⁻²
<i>G</i>	portata specifica di massa	kg m ⁻² s ⁻¹
	generazione di energia	J
<i>h</i>	altezza dell'aletta	mm
	entalpia	J kg ⁻¹
<i>HTC</i>	coefficiente di scambio termico riferito all'area A _D	W m ⁻² K ⁻¹
<i>L</i>	lunghezza del tubo	m
<i>LFL</i>	limite di infiammabilità inferiore	kg m ⁻³
<i>m</i>	portata di acqua	kg s ⁻¹
<i>n</i>	numero di alette	-
	numero punti sperimentali	-
<i>Nu</i>	numero di Nusselt	-
<i>p</i>	passo assiale	mm
	perimetro	mm
<i>Pr</i>	numero di Prandtl	-
<i>q</i>	potenza	W
	flussi termici per unità di superficie	W m ⁻²
<i>Re</i>	numero di Reynolds	-
<i>Rx</i>	fattore di incremento superficiale	-
<i>S</i>	superficie chiusa	m ²
	termine sorgente	-
<i>t</i>	tempo	s
	temperatura	K
<i>T</i>	temperatura	K

	tempo definito	s
<i>UFL</i>	limite di infiammabilità superiore	kg m ⁻³
<i>v</i>	velocità	m s ⁻¹
<i>V</i>	volume	m ³

Simboli greci	Descrizione	U.M.
α	coefficiente di scambio termico	W m ⁻² K ⁻¹
β	Angolo d'elica	°
γ	angolo all'apice	°
ΔP	perdite di carico	Pa
ε	velocità di dissipazione	m ² s ⁻³
η	indice di prestazione microfin	m ² s ⁻¹ K ⁻¹
k	energia cinetica turbolenta	m ² s ⁻²
λ	conducibilità del fluido	W m ⁻¹ K ⁻¹
μ	viscosità	kg m ⁻¹ s ⁻¹
ξ	fattore di attrito	-
ρ	densità	kg m ⁻³
σ	deviazione	-
τ	tensore degli sforzi viscosi	Pa
φ	grandezza scalare per unità di volume	- m ³
φ	termine generico	-
x	posizione	-
ω	velocità di dissipazione specifica	s ⁻¹

Pedici	Descrizione
<i>A</i>	apice
<i>a</i>	assoluta
<i>B</i>	base
<i>b</i>	bagnato
<i>b</i>	galleggiamento
<i>c</i>	cella
<i>C</i>	convettivo
<i>D</i>	diametro equivalente liscio
<i>D</i>	diffusivo
<i>e</i>	esterne
ε	riferito alla velocità di dissipazione
<i>h</i>	idraulico
<i>i</i>	interno
<i>i</i>	termine i-esimo
<i>in</i>	ingresso
<i>j</i>	termine j-esimo
<i>k</i>	riferito all'energia cinetica di turbolenza
<i>m</i>	medio
<i>out</i>	uscita
<i>p</i>	a pressione costante
<i>r</i>	relativa
<i>ref</i>	refrigerante
<i>s</i>	stanza
<i>S</i>	superficie
<i>std</i>	standard
<i>t</i>	turbolenta
<i>TS</i>	sezione sperimentale
<i>V</i>	volume
<i>wall, w</i>	parete
<i>water</i>	acqua

Bibliografia

[1] K. Fujie, N. Itoh, T. Innami, H. Kimura, N. Nakayama and T. Yanugidi, Heat transfer pipe. U.S. Patent 4 044 797, assigned to Hitachi Ltd (1977).

[2] Experimental determination of single-phase pressure drop and heat transfer in a horizontal internal helically-finned tube Yong-Hui Wang, Ji-Li Zhang, Zhi-Xian Ma Faculty of Infrastructure Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, PR China 2016.

[3] *Cavallini A., Del Col D., Mancin S., Rossetto L., Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure.*

[4] ASHRAE Handbook, Refrigeration, 2006.

[5] Wikipedia/R1234yf.

[6] REGOLAMENTO (UE) N. 517/2014 DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO del 16 aprile 2014.

[7] DIRETTIVA 2006/40/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO del 17 maggio 2006 relativa alle emissioni degli impianti di condizionamento d'aria dei veicoli a motore

[8] ISO 13043:2011.

[9] EN 378:1 – 2016.

- [10] Meccanica dei fluidi Yunus A. Çengel, John M. Cimbala. Curatore: G. Cozzo, C. Santoro. Editore: McGraw-Hill Education. 2011.
- [11] ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide. 2009.
- [12] Tutorial for laboratory project #2. Using ANSYS Workbench For Double Pipe Heat Exchanger.
- [13] R1234yf condensation inside a 3.4 mm ID horizontal microfin tube Andrea Diani, Alberto Cavallini, Luisa Rossetto.
- [14] Low GWP refrigerants condensation inside a 2.4 mm ID microfin tube Andrea Diani, Manuela Campanale, Alberto Cavallini, Luisa Rossetto
- [15] Andrea Diani, Manuela Campanale, Alberto Cavallini, Luisa Rossetto
- [16] Tiruvadi Srinivasa Ravigururajan. *Iowa State University Ravigururajan (1986). General correlations for pressure drop and heat transfer for single-phase turbulent flows in ribbed tubes.*
- [17] V. Gnielinski. On heat transfer in tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013.
- [18] Webb RL. Principles of enhanced heat transfer, 2nd ed. New York: Wiley-Interscience; 1994. p. 556.

