

**POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in

Ingegneria Energetica



**Indagine sperimentale sulla convezione  
forzata all'interno di condotti rettangolari  
con superfici variamente strutturate**

Relatore: Prof. Alfonso NIRO

Co-relatore: Prof. Luigi P. M. COLOMBO

Tesi di Laurea di:

Matteo CUCCHI Matr. 765563

**Anno Accademico 2012 – 2013**



*Ai miei carissimi zii Sergio e Mery*



## *Ringraziamenti*

Un sincero e doveroso ringraziamento al Prof. Luigi Colombo, al prof. Alfonso Niro e al Dott. Ric. Andrea Lucchini, per la costante disponibilità, il prezioso tempo dedicatomi e per la loro guida nella realizzazione di questo lavoro.

Un ringraziamento di cuore ai ragazzi dell'aula dottorandi 1.19, anche se abusivi, Damiano, Lino, Luigi, Laura e Susanna, perché mi avete accolto in mezzo a voi con gioia, siete sempre stati disponibili e non solo per i problemi sul lavoro di tesi, per la simpatia, l'entusiasmo e altri mille motivi che richiederebbero le stesse pagine di una tesi per esser raccontati. Rimanete uniti perché insieme sapete affrontare qualsiasi situazione. Credo comunque che non riuscirete a strappare il titolo a Lino.

Grazie a Sean, perché qualcosa ci accomuna dal liceo, ci siamo ritrovati nelle stesse scelte e negli stessi percorsi. Grazie per l'allegria e la leggerezza, sono sicuro ci ritroveremo, anche se hai sempre una marcia in più

Grazie a Laura, perché la Sardegna ce l'hai nel cuore e la trasmetti con solarità a chi ti sta attorno. Grazie per essere diretta, decisa, ma sempre pronta ad ascoltare e a motivare.

Grazie a Paolo, perché mi hai insegnato tanto. Grazie perché prima di essere compagni siamo stati amici. Grazie per quel sabato mattina e quell'eterno venerdì sera passati sul progetto di efficienza energetica. Grazie per aver condiviso molti momenti, per la complicità.

Grazie a Giulio, perché ogni minimo dubbio per te era una sfida. Perché sei sempre stato pronto ad aiutarci, senza farlo mai pesare e forse troppe poche volte ti abbiamo ringraziato. Grazie anche per tutti i momenti divertenti trascorsi assieme e per aver fatto il dottorato.

Grazie a Samuel, perché hai una curiosità, una simpatia e un ingegno fuori dal comune. Ti perdono il fatto di essere Trentino.

Grazie a Gancio, per la spontaneità e la pazzia con cui affronti tutto, a Ste, Viola, Anto, Vince, Gemy, Mapi, Gius, Cap e a tutti gli altri compagni di questi cinque anni.

Grazie a Debe, Red, Vick, Fra, Teo, Ske, Atti, Eli, Cla, perché in cinque anni non siete mai cambiati e siete sempre uniti. Un particolare Grazie a Ste, perché lo stare insieme a 3500 metri instaura un legame profondo che è qualcosa di più dell'amicizia. Perché sono sicuro che tuo padre quel giorno due anni fa in Val Formazza, ti sedeva di fianco mentre scrivevi il suo nome e ti abbracciava col vento.

Un immenso Grazie, che non può limitarsi alle poche righe disponibili, ai miei genitori perché vi devo molto e siete sempre stati il mio sostegno e il mio incoraggiamento.

Un ringraziamento affettuoso ai miei cari zii e ai miei cugini Marco e Valentina, perché più che cugini siete fratelli per me.

Grazie a Sara, sei in fondo, ma solo perché per te è sempre stata un'attesa e perché come dici tu, io arrivo all'improvviso. Grazie perché non so se sarei arrivato fino in fondo senza di te



# Indice

Indice.....	I
Elenco delle figure .....	V
Elenco delle tabelle .....	IX
Sommario .....	1
Abstract .....	1
Introduzione .....	3
1 Incremento dello scambio termico .....	9
1.1 Scambiatori di calore .....	9
1.1.1 Criteri di classificazione.....	9
1.1.2 Coefficiente globale di scambio termico.....	11
1.1.3 Differenza di temperatura media logaritmica .....	12
1.2 Motivazioni per il miglioramento dello scambio termico .....	16
1.3 Tecniche per il miglioramento dello scambio termico.....	17
1.3.1 Promotori di turbolenza.....	19
2 Rugosità Superficiale .....	21
2.1 Introduzione.....	21
2.2 Profilo di velocità media in un flusso turbolento su superfici lisce .....	22
2.2.1 Substrato viscoso.....	24
2.2.2 Regione completamente turbolenta e legge logaritmica .....	24
2.2.3 Regione di Sovrapposizione.....	26
2.2.4 Flusso Esterno .....	28
2.3 Effetti della rugosità .....	28
2.3.1 Rugosità di “tipo-k” e di “tipo-d” .....	31
2.4 Superfici dotate di nervature .....	34
3 Stato dell’arte .....	39
3.1 Introduzione.....	39
3.2 Variazione del passo adimensionale.....	40
3.3 Variazione della dimensione caratteristica.....	42
3.4 Variazione dell’angolo di attacco .....	43

3.4.1	Nervature inclinate a 45° .....	44
3.5	Variazione della disposizione relativa delle nervature .....	45
3.6	Differente numero di pareti dotate di nervature.....	46
3.7	Sviluppi recenti .....	47
4	Apparato sperimentale e procedure di misura .....	53
4.1	Introduzione .....	53
4.2	Apparato sperimentale .....	53
4.2.1	Canale per misure medie .....	53
4.3	Procedure di misura e trattamento dei dati.....	57
4.3.1	Coefficiente di scambio termico convettivo medio .....	57
4.3.2	Fattore di attrito .....	61
4.4	Calibrazione dei sensori .....	62
4.4.1	Calibrazione delle termocoppie e delle termoresistenze .....	62
4.4.2	Verifica dell'accuratezza del micromanometro e dei rotametri ...	63
4.5	Stima dell'incertezza.....	64
5	Risultati.....	65
5.1	Introduzione .....	65
5.2	Configurazioni analizzate .....	66
5.3	Condotto con pareti lisce .....	67
5.4	Numero di Nusselt medio .....	69
5.4.1	Nervature oblique con angolo di attacco di 60° e disposizione sfalsata .....	69
5.4.2	Nervature oblique con angolo di attacco di 60° e disposizione allineata .....	70
5.4.3	Nervature oblique con angolo di attacco di 60° e disposizione incrociata.....	72
5.4.4	Nervature oblique con angolo di attacco di 45° e disposizione allineata .....	73
5.4.5	Nervature oblique con angolo di attacco di 45° e disposizione sfalsata .....	74
5.4.6	Nervature trasversali con disposizione allineata.....	74
5.4.7	Nervature trasversali disposte solo sulla parete inferiore .....	75
5.5	Fattore di attrito medio.....	76



5.5.1	Nervature oblique con angolo di attacco di 60° e disposizione sfalsata .....	77
5.5.2	Nervature oblique con angolo di attacco di 60° e disposizione allineata .....	78
5.5.3	Nervature oblique con angolo di attacco di 60° e disposizione incrociata .....	79
5.5.4	Nervature oblique con angolo di attacco di 45° e disposizione allineata e sfalsata .....	80
5.5.5	Nervature trasversali .....	81
5.6	Variazione della dimensione caratteristica .....	82
5.7	Variazione del passo adimensionale.....	85
5.8	Variazione dell'angolo di attacco del flusso .....	93
5.9	Variazione della disposizione relativa delle nervature sulle due superfici .....	96
5.10	Variazione del numero di pareti dotate di nervature .....	100
5.11	Correlazioni .....	102
5.12	Indagine locale attraverso la tecnica <i>Background Oriented Schlieren</i> (BOS) .....	105
5.12.1	Introduzione .....	105
5.12.2	Principio di funzionamento .....	107
5.12.3	Mutua correlazione.....	112
5.12.4	Valutazione del gradiente di temperatura .....	114
5.12.5	Linea sperimentale .....	116
5.12.6	Procedura di acquisizione e trattamento dei dati.....	120
5.12.7	Presentazione dei risultati .....	121
6	Criteri di Confronto.....	133
6.1	Introduzione.....	133
6.2	Criterio <b>C1</b> .....	136
6.3	Criterio <b>C2</b> .....	137
6.4	Criterio <b>C3</b> .....	141
6.5	Criterio <b>C4</b> .....	143
6.6	Grafici tridimensionali per nervature inclinate a 60° con disposizione sfalsata .....	144

7	Conclusioni e Sviluppi futuri.....	151
	Appendice A .....	A-1
	Appendice B .....	B-1
	Bibliografia.....	171

## Elenco delle figure

Figura 0.1: Schematizzazione del circuito di raffreddamento in una pala di turbina a gas [1].....	4
Figura 1.1: Scambiatore di calore compatto .....	10
Figura 1.2: Scambiatore di calore a tubi e mantello a singolo passaggio [11]....	11
Figura 2.1: Profilo di velocità media su superficie liscia [20] .....	27
Figura 2.2: Risultati sperimentali ottenuti da Nikuradse [15].....	29
Figura 2.3: Schematizzazione del flusso in presenza di nervature trasversali al variare del passo adimensionale [14] .....	34
Figura 4.1:Modello d'insieme dell'apparato sperimentale.....	54
Figura 4.2:Sezione di uscita .....	56
Figura 4.3:Modello della sezione di uscita .....	56
Figura 5.1: Confronto tra i valori sperimentali e l'andamento teorico del fattore di attrito medio per il condotto liscio .....	68
Figura 5.2:Confronto tra i valori sperimentali e l'andamento teorico del numero di Nusselt medio per il condotto liscio.....	69
Figura 5.3:Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a $60^\circ$ e disposizione sfalsata.....	70
Figura 5.4: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a $60^\circ$ e disposizione allineata .....	71
Figura 5.5: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a $60^\circ$ e disposizione incrociata .....	72
Figura 5.6:Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a $45^\circ$ e disposizione allineata .....	73
Figura 5.7: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco a $45^\circ$ e configurazione sfalsata.....	74
Figura 5.8: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature trasversali e configurazione allineata .....	75
Figura 5.9:Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature trasversali disposte unicamente sulla parete inferiore ....	76
Figura 5.10: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a $60^\circ$ e disposizione sfalsata.....	77

Figura 5.11: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a $60^\circ$ e disposizione allineata.....	78
Figura 5.12: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature con angolo di attacco pari a $60^\circ$ e disposizione incrociata.....	79
Figura 5.13: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature con angolo di attacco pari a $45^\circ$ e disposizione allineata e sfalsata.....	80
Figura 5.14: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature trasversali disposte su entrambe le pareti o sulla sola parete inferiore.....	81
Figura 5.15: Variazione della dimensione caratteristica per nervature con angolo di attacco pari a $60^\circ$ , disposizione sfalsata e passo adimensionale pari a 20 .....	83
Figura 5.16: Variazione della dimensione caratteristica per nervature con angolo di attacco pari a $60^\circ$ , disposizione sfalsata e passo adimensionale pari a 40 .....	84
Figura 5.17: Effetto della variazione del passo adimensionale sul numero di Nusselt medio per nervature inclinate a $60^\circ$ , disposizione sfalsata e dimensione caratteristica di 2mm.....	86
Figura 5.18: Effetto della variazione del passo adimensionale sul fattore di attrito medio per nervature inclinate a $60^\circ$ , disposizione sfalsata e dimensione caratteristica di 2mm.....	87
Figura 5.19: Effetto della variazione del passo adimensionale sul numero di Nusselt medio per nervature inclinate a $60^\circ$ , disposizione sfalsata e dimensione caratteristica di 4mm.....	89
Figura 5.20: Effetto della variazione del passo adimensionale sul fattore di attrito medio per nervature inclinate a $60^\circ$ , disposizione sfalsata e dimensione caratteristica di 4mm.....	91
Figura 5.21: Effetto della variazione dell'angolo di attacco del flusso sul numero di Nusselt medio .....	93
Figura 5.22: Variazione del numero di Nusselt medio in funzione dell'angolo di attacco del flusso per $Re=7500$ .....	95
Figura 5.23: Effetto della variazione dell'angolo di attacco del flusso sul fattore di attrito medio.....	95
Figura 5.24: Effetto della disposizione relativa sul numero di Nusselt medio; angolo di attacco pari a $60^\circ$ , $e=2\text{mm}$ e passo adimensionale pari a 40 .....	97
Figura 5.25: Effetto della disposizione relativa sul numero di Nusselt medio; angolo di attacco pari a $60^\circ$ , $e=2\text{mm}$ e passo adimensionale pari a 10 .....	98
Figura 5.26: Effetto della disposizione relativa sul fattore di attrito medio; angolo di attacco pari a $60^\circ$ , $e=2\text{mm}$ e passo adimensionale pari a 10 .....	99
Figura 5.27: Effetto della disposizione relativa sul numero di Nusselt medio; angolo di attacco pari a $45^\circ$ , $e=2\text{mm}$ e passo adimensionale pari a 10 .....	100

---

Figura 5.28: Effetto del numero di pareti dotate di nervature sul numero di Nusselt medio.....	101
Figura 5.29: Rapporto tra i valori del numero di Nusselt medio per nervature disposte su una o entrambe le pareti, in funzione del numero di Reynolds .....	101
Figura 5.30: Schema ottico della tecnica BOS.....	111
Figura 5.31: Dettaglio della deviazione di un raggio luminoso .....	111
Figura 5.32: Schema dell'apparato sperimentale per misure locali .....	116
Figura 5.33: Dettaglio del sistema ottico .....	118
Figura 5.34: Esempio di tracciato speckle .....	119
Figura 5.35: Campo di spostamento medio risultante dalla procedura di cross-correlazione con $Re=1350$ .....	122
Figura 5.36: Componente del campo di spostamento medio in direzione perpendicolare alla superficie ( $Re=1350$ ) .....	123
Figura 5.37: Componente del campo di spostamento medio in direzione perpendicolare alla superficie, in seguito all'operazione di filtraggio ( $Re=1350$ ) .....	125
Figura 5.38: Componente del campo di spostamento medio lungo la direzione del flusso ( $Re=7500$ ) .....	126
Figura 5.39: Componente del campo di spostamento medio in direzione perpendicolare alla superficie ( $Re=7500$ ) .....	126
Figura 5.40: Componente $\gamma$ normalizzata rispetto al valore massimo in presenza di una nervatura ( $Re=1350$ ) .....	127
Figura 5.41: Componente $\gamma$ normalizzata rispetto al valore massimo in presenza di una nervatura ( $Re=7500$ ) .....	128
Figura 5.42: Componente $\gamma$ normalizzata rispetto al valore massimo nella regione a valle della corrugazione ( $Re=1350$ ) .....	129
Figura 5.43: Componente $\gamma$ normalizzata rispetto al valore massimo nella regione a valle della corrugazione ( $Re=7500$ ) .....	130
Figura 5.44: Andamento del rapporto $\gamma/\gamma_{max}$ valutato in prossimità della parete, in funzione della coordinata $x$ .....	130
Figura 6.1: Andamento del criterio $C1$ in funzione del numero di Reynolds per le configurazioni studiate .....	136
Figura 6.2: Andamento del rapporto $f/f_0$ in funzione del numero di Reynolds. ....	138
Figura 6.3: Andamento del criterio $C2$ in funzione del numero di Reynolds per tutte le configurazioni studiate .....	139
Figura 6.4: Dettaglio sulle configurazioni con prestazioni simili a nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore del condotto.....	140
Figura 6.5: Dettaglio dell'andamento del criterio $C2$ in funzione del numero di Reynolds per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione sfalsata.....	140
Figura 6.6: Andamento del criterio $C3$ in funzione del numero di Reynolds per le configurazioni studiate .....	141

Figura 6.7: Dettaglio sulle configurazioni che consentono riduzioni di volume inferiori o confrontabili con nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore del condotto.....	142
Figura 6.8: Andamento del criterio $C4$ in funzione del numero di Reynolds, per tutte le configurazioni analizzate .....	143
Figura 6.9: Criterio $C1$ ; nervature inclinate a $60^\circ$ , disposizione sfalsata, $e=2\text{mm}$ .....	146
Figura 6.10: Curve di livello relative a $C1$ .....	146
Figura 6.11: Criterio $C2$ ; nervature inclinate a $60^\circ$ , disposizione sfalsata, $e=2\text{mm}$ .....	147
Figura 6.12: Curve di livello relative a $C2$ .....	147
Figura 6.13: Criterio $C3$ ; nervature inclinate a $60^\circ$ , disposizione sfalsata, $e=2\text{mm}$ .....	148
Figura 6.14: Curve di livello relative a $C3$ .....	148
Figura 6.15: Criterio $C4$ ; nervature inclinate a $60^\circ$ , disposizione sfalsata, $e=2\text{mm}$ .....	149
Figura 6.16: Curve di livello relative a $C4$ .....	149

## Elenco delle tabelle

Tabella 4.1: Grandezze misurate e relativa incertezza di misura.....	64
Tabella 5.1: Configurazioni geometriche analizzate.....	66
Tabella 5.2: Effetto della variazione caratteristica sul numero di Nusselt e sul fattore di attrito medio.....	85
Tabella 5.3: Effetto della variazione del passo adimensionale sul numero di Nusselt medio per nervature inclinate a 60° sfalsate, con $e=2\text{mm}$ .....	87
Tabella 5.4: Effetto della variazione del passo adimensionale sul fattore di attrito medio per nervature inclinate a 60° sfalsate, con $e$ pari a 2mm.....	88
Tabella 5.5: Effetto della variazione del passo adimensionale sul numero di Nusselt medio per nervature inclinate a 60° sfalsate, con $e$ pari a 4mm.....	90
Tabella 5.6: Effetto della variazione del passo adimensionale sul fattore di attrito medio per nervature inclinate a 60° sfalsate, con $e$ pari a 4mm.....	90
Tabella 5.7: Effetto della variazione dell'angolo di attacco rispetto al flusso sul numero di Nusselt medio.....	94
Tabella 5.8: Confronto tra i valori del numero di Nusselt medio con differente disposizione delle nervature.....	97
Tabella 5.9: Costanti ed esponenti della correlazione $Nu = A \cdot Re_b$ ottenuti dalla regressione lineare su tutti i dati.....	104
Tabella 5.10: Costanti ed esponenti della correlazione $Nu = A \cdot Re_b$ ottenuti dalla regressione lineare sui soli dati in regime turbolento.....	105
Tabella 5.11: Distanze tra i componenti del sistema.....	117
Tabella A. 1: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 60° con disposizione sfalsata.....	A-1
Tabella A. 2: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 60° con disposizione allineata.....	A-1
Tabella A. 3: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 60° con disposizione incrociata.....	A-2
Tabella A. 4: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 45° con disposizione allineata.....	A-2
Tabella A. 5: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 45° con disposizione sfalsata.....	A-3
Tabella A. 6: Numeri di Nusselt per nervature trasversali con disposizione allineata.....	A-3
Tabella A. 7: Numeri di Nusselt per nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore.....	A-4
Tabella A. 8: Fattori di attrito per nervature inclinate a 60° e disposizione sfalsata.....	A-4

Tabella A. 9: Fattori di attrito per nervature inclinate a $60^\circ$ e disposizione allineata.....	A-5
Tabella A. 10: Fattori di attrito per nervature inclinate a $60^\circ$ e disposizione incrociata.....	A-5
Tabella A. 11: Fattori di attrito per nervature inclinate a $45^\circ$ e disposizione allineata.....	A-6
Tabella A. 12: Fattori di attrito per nervature inclinate a $45^\circ$ e disposizione sfalsata .....	A-6
Tabella A. 13: Fattori di attrito per nervature trasversali e disposizione allineata .....	A-7
Tabella A. 14: Fattori di attrito per nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore.....	A-7

Tabella B. 1: Rapporto $Nu/Nu_0$ per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione sfalsata .....	B-1
Tabella B. 2: Rapporto $f/f_0$ per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione sfalsata .....	B-1
Tabella B. 3: Rapporto $Nu/Nu_0$ per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione allineata e incrociata .....	B-2
Tabella B. 4: Rapporto $f/f_0$ per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione allineata e incrociata .....	B-2
Tabella B. 5: Rapporto $Nu/Nu_0$ per nervature inclinate a $45^\circ$ con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore.....	B-3
Tabella B. 6: Rapporto $f/f_0$ per nervature inclinate a $45^\circ$ con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore.....	B-3
Tabella B. 7: Criterio $C2$ per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione sfalsata .....	B-4
Tabella B. 8: Criterio $C2$ per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione allineata e incrociata.....	B-4
Tabella B. 9: Criterio $C2$ per nervature inclinate a $45^\circ$ con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore.....	B-5
Tabella B. 10: Criterio $C3$ per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione sfalsata .....	B-5
Tabella B. 11: Criterio $C3$ per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione allineata e incrociata .....	B-6
Tabella B. 12: Criterio $C3$ per nervature inclinate a $45^\circ$ con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore.....	B-6



---

Tabella B. 13: Criterio <i>C4</i> per nervature inclinate a 60° con disposizione sfalsata .....	B-7
Tabella B. 14: Criterio <i>C4</i> per nervature inclinate a 60° con disposizione allineata e incrociata.....	B-7
Tabella B. 15: Criterio <i>C4</i> per nervature inclinate a 45° con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore .....	B-8



## Sommario

Nel presente lavoro di tesi si riportano i risultati ottenuti dall'indagine sperimentale sullo scambio termico e sul fattore di attrito nella convezione forzata di un flusso d'aria all'interno di condotti con superfici su cui sono applicate nervature a sezione quadrata. L'utilizzo di nervature rappresenta una delle soluzioni più efficienti e di semplice realizzazione tra le numerose tecniche di incremento dello scambio termico disponibili. Le applicazioni principali di queste superfici si ritrovano nei circuiti di raffreddamento delle palette di turbine a gas, nella realizzazione di scambiatori di calore compatti, nel raffreddamento di componenti elettronici o delle barre di combustibile nei reattori nucleari e, più recentemente, nella realizzazione dei *solar air heater*. Attraverso l'analisi bibliografica dei principali studi presenti in letteratura, sono stati individuati i parametri geometrici che maggiormente influenzano le prestazioni ed un campo di ricerca interessante in condotti ad elevato *aspect ratio* su un intervallo di numeri di Reynolds che coprisse anche il regime di transizione. L'indagine è volta a caratterizzare da un punto di vista globale, sia il coefficiente di scambio termico convettivo sia il fattore di attrito per differenti configurazioni geometriche. Si analizza, quindi, nel dettaglio l'influenza della dimensione caratteristica degli elementi utilizzati, della distanza tra due elementi successivi, dell'angolo di attacco delle nervature rispetto al flusso, del numero di pareti dotate di nervature e della disposizione relativa di queste quando sono applicate su due o più pareti, proponendo delle possibili correlazioni dei dati ottenuti. Successivamente, si introducono quattro possibili criteri di confronto tra le diverse configurazioni, al fine di identificare la soluzione ottimale per specifiche esigenze progettuali. A fianco della caratterizzazione globale, si riportano le misure locali ottenute utilizzando una tecnica *schlieren* quantitativa definita *Background Oriented Schlieren*, che consente di valutare il campo di spostamento indotto dalla deflessione luminosa presente a causa delle variazioni dell'indice di rifrazione in un mezzo trasparente, correlabile al gradiente di temperatura nel mezzo stesso. Il principale vantaggio della tecnica BOS risiede nella semplicità realizzativa, in quanto, richiede unicamente l'utilizzo di una videocamera, una lente, uno sfondo sufficientemente strutturato, una sorgente luminosa e algoritmi di mutua correlazione delle immagini acquisite in grado di fornire il campo di spostamento apparente dei dettagli presenti nello sfondo. Nel presente lavoro, la tecnica BOS è stata utilizzata per valutare il coefficiente locale di scambio termico convettivo su un tratto di superficie liscia e per la visualizzazione del campo di spostamento in presenza di un'unica nervatura.

**PAROLE CHIAVE:** Convezione forzata interna, coefficiente di scambio termico convettivo, fattore di attrito, nervature, BOS, indice di rifrazione



# Abstract

In this thesis work, the heat transfer characteristics and the friction factor of a forced convection air flow in a rectangular duct with two opposite rib-roughened surfaces, have been investigated. The use of ribs represents one of the most efficient and easy achievable solution, among the numerous heat transfer enhancement techniques. The rib turbulators are principally employ in the cooling of gas turbine blade, micro-electronic devices and fuel rods of nuclear power plants, in the design of compact heat exchanger and, more recently, in the fabrication of adsorber plate for solar air heater. Through the extensive literature review, it was possible to introduce the geometric parameters that most affect the performances and to find an interesting research field over high aspect ratio duct, on a range of Reynolds number which also extends in the transition regime. The main goal of the experimental investigation is to evaluate the mean heat transfer coefficient and friction factor for different geometric rib configuration. The single effect of rib characteristic dimension, rib spacing, flow angle of attack, number of ribbed-walls and rib arrangements were considered. Also data correlation were proposed. Afterwards, four different comparison criteria were applied in order to identify the optimal solution for a specific design requirement. Beside the global description, the behavior of the local heat transfer coefficient was investigated by the use of a quantitative schlieren visualization technique called *Background Oriented Schlieren* (BOS). This technique measures the light deflection induced by the spatial variations of the refractive index, correlated, in turn, to the temperature gradient in the schlieren. The main advantage of BOS technique is the simplicity of the experimental apparatus that, in simple applications, consists of a camera, a structured background pattern, a lens, a light source and appropriate images cross-correlation algorithms to evaluate the displacement of background details. In the present work, the BOS technique was used to evaluate the local heat transfer coefficient over a smooth surface and to visualize the displacement field in presence of a single rib.

**KEYWORDS:** Forced convection, heat transfer coefficient, friction factor, ribs, BOS, refractive index



# Introduzione

Il presente lavoro di tesi riguarda l'indagine sperimentale dell'incremento dello scambio termico e del fattore di attrito nella convezione forzata interna a condotti, ottenibile mediante l'uso di superfici corrugate. In particolare le corrugazioni sono costituite da nervature a sezione quadrata applicate, secondo differenti disposizioni geometriche, al di sopra di superfici lisce.

Il miglioramento dello scambio termico rappresenta un'importante sfida nel panorama energetico moderno, al fine di garantire una maggiore efficienza energetica nei processi produttivi, con conseguente risparmio sui consumi di energia primaria e sulle materie prime. Contestualmente a questi obiettivi (normati dalle recenti direttive emanate dall'Unione Europea per conseguire la riduzione dei consumi, delle emissioni di gas clima-alteranti e l'aumento della produzione energetica da fonti rinnovabili entro il 2020), si ravvisa anche la notevole esigenza industriale di poter disporre di soluzioni innovative con dimensioni compatte e ad elevato rendimento.

I primi utilizzi di superfici dotate di nervatura risalgono agli inizi degli anni '70, ma, nonostante siano state proposte da allora numerose strategie alternative, costituiscono, ancora oggi, una tra le possibili tecniche di incremento dello scambio termico caratterizzate dal miglior rapporto tra costi di realizzazione e benefici dell'intervento, oltre a rappresentare una soluzione facilmente attuabile con modifiche strutturali contenute. La presenza delle nervature altera notevolmente il campo di moto rispetto a quello in presenza di superfici lisce, intensificando il miscelamento del fluido in prossimità delle pareti e innalzando, di conseguenza, il coefficiente di scambio termico convettivo. Tuttavia, al miglioramento del processo di trasferimento del calore, è associato un maggior costo energetico che deriva dall'aumento delle perdite di carico all'interno del condotto e, quindi, del fattore di attrito. La complessità della fluidodinamica di flussi su superfici corrugate e la vastità di disposizioni geometriche delle nervature, rendono questo filone di ricerca ancora interessante soprattutto grazie al recente sviluppo di tecniche di misura locali innovative e con ridotto effetto di carico (termografia ad infrarosso, PIV,...) e alla moderna potenza di calcolo disponibile, che rende possibile la realizzazione di simulazioni fluidodinamiche LES (*large eddy simulation*) o DNS (*direct numerical simulation*), aprendo la strada ad una migliore comprensione dell'interazione tra il campo di moto e il trasferimento di energia. Le applicazioni di queste superfici sono molteplici. Nell'industria energetica il principale utilizzo si ritrova nella realizzazione dei circuiti di raffreddamento delle pale di turbine a gas (si vedano ad esempio [1], [2], [3] e [4]). L'efficienza termodinamica di questi sistemi di produzione migliora significativamente all'aumentare della temperatura totale dei gas

all'ingresso del primo ugello della turbina (solitamente indicata con l'acronimo TIT). Attualmente, nelle turbine ad alto rendimento, si raggiungono temperature superiori ai 1400°C. Per garantire l'integrità strutturale dei materiali a diretto contatto con i gas caldi, la parete esterna della pala deve essere mantenuta al di sotto della temperatura ammissibile che dipende, oltre che dal materiale stesso, dallo stato di sforzo a cui è soggetto e dalla vita utile prevista in fase di progettazione. La riduzione della temperatura di parete è conseguita utilizzando contemporaneamente più tecniche di raffreddamento nelle diverse parti della pala (quali ad esempio: impingement di getti, raffreddamento a *film cooling*, ecc.) [5]. Nella parte centrale il flusso di aria refrigerante, prelevato in opportuni punti dal compressore, attraversa dei condotti a serpentina connessi tra loro mediante curve a 180° e dotati di nervature interne per la promozione dello scambio termico, nonostante le ridotte dimensioni.

La Figura 0.1 riporta una schematizzazione dei sistemi di raffreddamento impiegati in una moderna pala di turbina a gas:

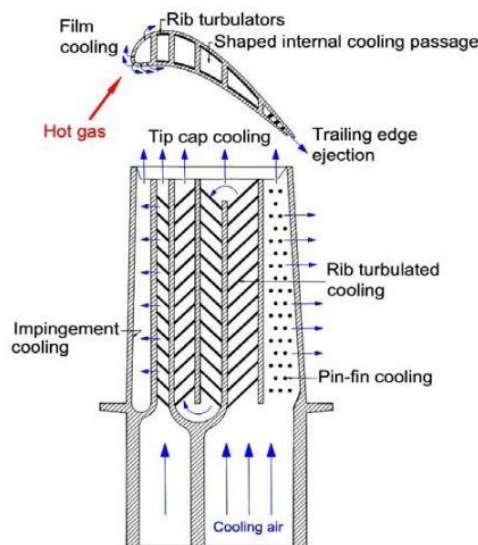


Figura 0.1: Schematizzazione del circuito di raffreddamento in una pala di turbina a gas [1]

Recentemente, anche l'industria del solare termico utilizza nervature per la realizzazione delle superfici riscaldanti dei così detti *solar air heater*. In questi sistemi, l'energia contenuta nella radiazione solare incidente è trasferita a un flusso di aria attraverso superfici con elevata capacità di assorbimento. Su



queste superfici, dal lato in cui scorre il fluido, vengono applicate le nervature che provocano la periodica rottura del substrato laminare viscoso e incrementano il miscelamento in prossimità della parete. Due importanti lavori di revisione ad opera di Patil et al. [6] e Hans et al. [7], sintetizzano le alternative attualmente disponibili per realizzare superfici assorbenti ad alta efficienza e descrivono nel dettaglio l'influenza dei principali parametri geometrici sulle prestazioni di questi sistemi.

Altre importanti applicazioni si ritrovano nei processi di raffreddamento per l'industria chimica, nel raffreddamento di componenti elettronici e di reattori nucleari ad alta temperatura [8].

Le geometrie utilizzate nelle pubblicazioni scientifiche e nelle applicazioni industriali sono molteplici, ma è possibile suddividerle in tre macro categorie, come suggerito da Webb [9]:

- Rugosità tridimensionali o uniforme
- Nervature bidimensionali o ripetute
- Scanalature bidimensionali

Per ciascuna categoria i principali parametri geometrici da cui dipendono le prestazioni sono: il rapporto tra la dimensione caratteristica (solitamente l'altezza) delle nervature e il diametro idraulico del condotto, indicato come  $e/D_h$ ; il rapporto tra la distanza di due elementi successivi (definita comunemente 'passo') e la dimensione caratteristica degli stessi, detto passo adimensionale ed indicato come  $p/e$ ; la profondità delle nervature in relazione ad  $e$ ; l'angolo di attacco del flusso rispetto agli elementi, indicato con  $\alpha$  e la forma della sezione degli elementi impiegati (quadrata, rettangolare, triangolare, trapezoidale,...).

Ciascuno di questi parametri, insieme alle proprietà termofisiche del materiale con cui sono realizzati i singoli elementi (principalmente la conduttività termica), contribuisce a definire l'influenza delle nervature sul moto del fluido e, di conseguenza, sul fattore di attrito e sul coefficiente di scambio termico convettivo.

Quando le corrugazioni sono disposte contemporaneamente su più pareti del condotto, la disposizione geometrica relativa degli elementi sulle diverse superfici rappresenta un ulteriore importante parametro d'influenza delle prestazioni. Nel presente lavoro, la maggior parte delle prove sperimentali è effettuata con due pareti opposte dotate di nervature, per cui è possibile definire tre differenti disposizioni geometriche:

- 
- Nervature parallele: quando gli elementi presentano lo stesso angolo d'inclinazione e sono allineate tra le due superfici.
  - Nervature sfalsate: quando gli elementi presentano lo stesso angolo d'inclinazione, ma sono distanziate (con distanza generalmente pari a metà del passo) tra le due superfici.
  - Nervature incrociate: quando gli elementi presentano un angolo d'inclinazione opposto sulle due superfici.

Infine, quando le superfici dotate di nervature sono utilizzate all'interno di condotti a sezione rettangolare, le prestazioni sono fortemente influenzate dal rapporto tra la profondità e l'altezza della sezione di passaggio (detto *aspect ratio*,  $AR$ ). Le indagini presenti in letteratura si riferiscono tipicamente a canali con sezione quadrata ( $AR=1$ ) o rettangolare, a ridotto  $AR$  (pari a  $1/2$  o  $2$ ). Nelle applicazioni industriali si ha l'esigenza di dover raffreddare elementi con dimensioni molto ridotte e questo ha spinto ad utilizzare - nella presente indagine - un condotto ad elevato  $AR$  (pari a dieci).

L'analisi sperimentale consiste nella determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo e del fattore di attrito medio sulla sezione di prova, rappresentata da un condotto a sezione rettangolare in cui la superficie superiore ed inferiore sono dotate di nervature mentre le due rimanenti sono considerabili come superfici adiabatiche, variando sia la portata di fluido alimentata sia la disposizione e le caratteristiche geometriche degli elementi utilizzati. L'intervallo di numeri di Reynolds indagati rientra nel regime tipico di transizione per condotti lisci (in realtà la presenza delle nervature provoca un'anticipazione della transizione da regime laminare a regime turbolento) e si estende tra 650 e 7500. L'ampia ricerca bibliografica sullo stato dell'arte, ha infatti messo in luce come relativamente pochi lavori si concentrino sulle prestazioni delle superfici dotate di nervature all'interno di questo regime di moto. Per quanto riguarda le differenti configurazioni analizzate, i principali obiettivi sono quelli di estendere i dati sperimentali disponibili dalla precedente indagine iniziata da Fustinoni in [10], evidenziando l'influenza dei singoli parametri geometrici (dimensione caratteristica, rapporto  $p/e$ , angolo di attacco, disposizione relativa e numero di pareti dotate di nervature) e ricercando le configurazioni migliori in base a quattro differenti criteri di confronto.

La seconda finalità del presente lavoro è quella di verificare l'applicabilità di una tecnica di visualizzazione quantitativa delle variazioni dell'indice di rifrazione in un mezzo trasparente, nota come *Background Oriented Schlieren* (BOS), per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo locale in indagini sulla convezione forzata interna. Questo rappresenta un utilizzo innovativo della tecnica BOS, in quanto, in letteratura si ritrovano pochi riferimenti realizzativi in merito ad applicazioni in convezione forzata. La

tecnica di misura presenta un notevole vantaggio nella semplicità dell'apparato sperimentale richiesto per la sua attuazione, in quanto necessita, nelle applicazioni più semplici, unicamente di: una videocamera; un'immagine sufficientemente strutturata, posta come sfondo dell'oggetto di interesse; una lente focalizzatrice; una sorgente luminosa e algoritmi di cross-correlazione delle immagini acquisite. Questi ultimi consentono di ottenere il campo di spostamento dei dettagli dello sfondo confrontando un'immagine acquisita in condizioni indisturbate e una seconda acquisita in presenza del flusso. Il gradiente di temperatura all'interno del flusso provoca una variazione locale della densità del fluido che, a sua volta, induce una variazione dell'indice di rifrazione e causa una distorsione apparente dei dettagli presenti nello sfondo. In seguito alla validazione, effettuata confrontando i valori sperimentali ottenuti con quelli teorici presenti in letteratura, la tecnica BOS è stata utilizzata per una visualizzazione qualitativa del campo di spostamento in presenza di una nervatura applicata unicamente sulla superficie inferiore del condotto, da cui è possibile trarre importanti informazioni sul comportamento locale del coefficiente di scambio termico convettivo.

L'esposizione del lavoro si articola in tre parti successive. Nella prima si riportano le basi teoriche utili alla comprensione dei fenomeni fisici. Nel dettaglio il Capitolo 1 richiama le teorie relative agli scambiatori di calore, introduce i vantaggi e le problematiche relativi al miglioramento dello scambio termico e illustra le possibili tecniche per conseguirlo. Il Capitolo 2 riporta brevemente la trattazione teorica sul profilo di velocità media di flussi al di sopra di superfici lisce e descrive, successivamente, le variazioni prodotte dalla rugosità superficiale sullo sviluppo dello strato limite turbolento. Successivamente, si descrive il differente comportamento delle superfici rugose distinguendo tra rugosità di "tipo-k", quando gli elementi sono sufficientemente distanziati per consentire l'interazione tra le strutture vorticosi generate in prossimità delle creste degli elementi con il flusso medio, e rugosità di "tipo-d", dove la minore spaziatura degli elementi isola il flusso nella cavità formata tra due nervature successive dal flusso esterno. Infine, si descrive con maggiore dettaglio l'effetto sia sulla fluidodinamica sia sullo scambio termico provocato dalla applicazione di nervature su superfici lisce. Nel Capitolo 3 si fornisce una descrizione sullo stato dell'arte concernente l'uso di superfici dotate di nervature, evidenziando le pubblicazioni utilizzate come riferimento e organizzando la trattazione in maniera funzionale alla successiva esposizione dei risultati. Nella parte finale del capitolo si riportano gli sviluppi più recenti sull'argomento.

Nella seconda parte del lavoro si descrivono l'apparato sperimentale, i sensori e le procedure di misura utilizzate e il trattamento dei dati acquisiti (Capitolo 4). Successivamente nell'ultima parte (Capitolo 5) vengono presentati i risultati

---

ottenuti a partire dai dati sperimentali per tutte le configurazioni geometriche analizzate, indagando l'effetto dei principali parametri geometrici sul numero di Nusselt e sul fattore di attrito medio. Vengono inoltre proposte delle correlazioni che leghino il numero di Nusselt al numero di Reynolds e al numero di Prandtl e, quando possibile, anche ai rapporti  $p/e$  ed  $e/D_h$ . Nello stesso capitolo, si riportano i valori del coefficiente di scambio termico convettivo locale, ottenuti utilizzando la tecnica BOS su un tratto di superficie liscia, in cui sia il profilo di temperatura sia il profilo di velocità, risultano completamente sviluppati. Successivamente, si analizzano le visualizzazioni qualitative del campo di spostamento ottenute applicando una singola corrugazione sulla superficie inferiore del condotto. Infine, nel Capitolo 6, si descrivono i principali criteri di confronto tra le diverse configurazioni proposti in letteratura, con l'intento di ricercare una configurazione ottimale in base a specifiche esigenze di progetto.

# 1 Incremento dello scambio termico

## 1.1 Scambiatori di calore

Uno scambiatore di calore è un dispositivo che permette di realizzare il trasferimento di energia termica tra due fluidi a differente temperatura. L'utilizzo degli scambiatori di calore trova numerosissime applicazioni tra cui il riscaldamento e il condizionamento dell'aria, l'utilizzo in impianti di potenza, processi di recupero termico, processi chimici e impiego nei sistemi propulsivi. Nel seguito viene ripercorsa la trattazione proposta in [11], per introdurre le relazioni che descrivono il funzionamento di uno scambiatore di calore e permettono di effettuare un dimensionamento di base.

### 1.1.1 Criteri di classificazione

Le molteplici soluzioni progettuali esistenti possono essere classificate in base a tre differenti criteri in relazione al processo di scambio termico, al rapporto tra superficie di scambio termico e volume dello scambiatore e alla configurazione del moto dei due fluidi.

Il primo criterio permette di distinguere tra scambiatori di calore a contatto diretto, in cui il trasferimento di energia si realizza mediante il contatto tra le due correnti fluide (un esempio è rappresentato dalle torri evaporative dove il raffreddamento di un flusso d'acqua avviene per contatto diretto con una corrente d'aria a minore temperatura) e scambiatori a contatto indiretto, in cui il trasferimento di energia termica è realizzato attraverso una superficie solida di scambio termico che separa le due correnti.

Il secondo criterio permette di individuare una particolare classe di scambiatori di calore, definiti scambiatori compatti, che presentano elevati rapporti tra la superficie di scambio e il volume dello scambiatore (superiori a  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$  per correnti liquide e  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  per correnti gassose). Questi dispositivi sono realizzati mediante fitte matrici di tubi alettati a sezione circolare o rettangolare. Tipicamente si ritrovano in applicazioni dove uno dei due fluidi che partecipano al processo è un gas caratterizzato da ridotti coefficienti di scambio termico convettivo. In Figura 1.1 si riporta un esempio di scambiatore di calore compatto.



Figura 1.1: Scambiatore di calore compatto

Infine secondo le configurazioni di moto delle due correnti, è possibile distinguere tra scambiatori di calore con disposizione equicorrente, quando i due fluidi scorrono lungo direzioni parallele con lo stesso verso di moto, controcorrente, quando le due correnti pur restando parallele scorrono in versi opposti o a flusso incrociato (*cross flow*), quando le due correnti scorrono lungo due direzioni perpendicolari tra loro. In molte applicazioni (ad esempio nei condensatori delle centrali a vapore) si utilizzano scambiatori a tubi e mantello (*shell-and-tubes*) in cui un fluido (solitamente l'acqua di raffreddamento) scorre all'interno di tubi, mentre il secondo (il vapore in uscita dalla turbina) segue un percorso in parte controcorrente e in parte in moto incrociato guidato dalla presenza di setti, che hanno anche una funzione strutturale di sostegno dei tubi. Questa configurazione permette di incrementare i coefficienti di scambio termico convettivo del fluido che scorre all'interno del mantello grazie alla maggiore intensità di turbolenza e alla presenza di componenti di velocità ortogonali al moto del secondo fluido. La seguente figura riporta uno schema dei flussi all'interno di uno scambiatore *shell-and-tubes* a singolo passaggio:

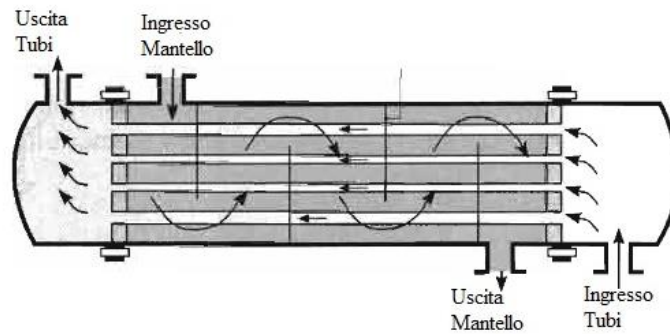


Figura 1.2: Scambiatore di calore a tubi e mantello a singolo passaggio [11]

### 1.1.2 Coefficiente globale di scambio termico

In generale, ad eccezione di alcune applicazioni (ad esempio nella progettazione di componenti dell'industria spaziale, collettori solari e scambiatori a contatto diretto), tutti gli scambiatori utilizzati sono a contatto indiretto e il trasferimento di energia avviene per mezzo di una superficie solida di scambio termico.

La caratterizzazione di uno scambiatore di calore di questo tipo avviene mediante l'introduzione di un coefficiente globale di scambio termico che rappresenta la potenza termica trasmessa per unità di superficie di scambio disponibile e per unità di differenza di temperatura tra le due correnti fluide. Esso è solitamente definito come l'inverso della resistenza termica totale al trasferimento di energia tra i due flussi, descritta dalla relazione:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_h \cdot \eta_h \cdot A_h} + R_{f,h} + R_w + R_{f,c} + \frac{1}{h_c \cdot \eta_c \cdot A_c} \quad (1.1)$$

in cui sono presenti i seguenti termini:

- $h_h$ , coefficiente di scambio termico convettivo del fluido caldo [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]
- $\eta_h$  efficienza globale dell'eventuale alettatura applicata sulla superficie riferita al lato dove scorre il fluido caldo
- $A_h$  superficie di scambio termico relativa al lato dove scorre il fluido caldo [ $\text{m}^2$ ]

- $R_{f,h}$  termine di resistenza aggiuntivo che considera lo sporcamento (fenomeno del *fouling*) delle superfici durante l'esercizio dello scambiatore, sempre riferito al lato dove scorre il fluido caldo [W/K].
- $R_w$  resistenza termica conduttiva dovuta alla parete solida di separazione delle due correnti [W/K]

I restanti termini sono analoghi a quelli appena descritti, ma riferiti al lato in cui scorre il fluido a minore temperatura.

Dalla conoscenza della resistenza termica totale si valuta il coefficiente globale di scambio termico mediante la definizione:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_h \cdot A_h} = \frac{1}{U_c \cdot A_c} = R_{tot} \quad (1.2)$$

### 1.1.3 Differenza di temperatura media logaritmica

Il progetto di uno scambiatore di calore richiede che la potenza termica scambiata sia correlabile con le temperature di ingresso e uscita dei due fluidi, con il coefficiente globale di scambio termico e con la superficie di scambio termico. Il legame con le temperature delle due correnti fluide è esprimibile applicando l'equazione di conservazione dell'energia per un sistema aperto in regime stazionario, nell'ipotesi di ritenere trascurabili l'energia termica dispersa verso l'ambiente esterno e le variazioni di energia cinetica e potenziale delle due correnti tra le sezioni di ingresso ed uscita (il pedice  $h$  indica il fluido a maggiore temperatura, mentre  $c$  quello più freddo):

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (1.3)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (1.4)$$

dove  $\dot{m}$  rappresenta la portata massica [kg/s],  $c_p$  il calore specifico isobaro assunto costante [J/kgK],  $T_{i,in}$  la temperatura media del fluido sulla sezione di



ingresso dello scambiatore [K] e  $T_{i,out}$  la temperatura media del fluido sulla sezione di uscita [K].

Il legame tra la potenza termica, il coefficiente globale di scambio termico e la superficie di scambio si ottiene applicando l'equazione di conservazione dell'energia su un tratto infinitesimo di scambiatore di lunghezza pari a  $dx$  e superficie di scambio pari a  $dA$ . Le ipotesi comunemente utilizzate in questa analisi sono:

- Dispersione di energia termica verso l'ambiente esterno trascurabile (lo scambio di calore avviene solo tra il fluido caldo e il fluido freddo)
- Conduzione termica in direzione assiale trascurabile
- Variazioni di energia cinetica e potenziale trascurabili
- Calore specifico isobaro dei due fluidi costante
- Coefficiente globale di scambio termico costante

Le ultime due ipotesi trovano scarso riscontro nella realtà in quanto sia il calore specifico che le proprietà termofisiche (da cui dipende il coefficiente globale di scambio termico) dei due fluidi sono influenzate dalle variazioni di temperatura e dalle condizioni locali del moto. Tuttavia, queste variazioni molto spesso non risultano significative ed è possibile utilizzare opportuni valori medi di  $c_{p,h}$ ,  $c_{p,c}$  ed  $U$  per l'intero scambiatore. Sotto queste ipotesi è possibile esprimere la potenza termica trasferita dalla corrente calda alla corrente fredda nel tratto infinitesimo di scambiatore:

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot dT_h = -C_h \cdot dT_h \quad (1.5)$$

$$d\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot dT_c = C_c \cdot dT_c \quad (1.6)$$

in cui  $C_h$  e  $C_c$  indicano la capacità termica rispettivamente del fluido caldo e del fluido freddo [W/K], mentre  $dT_h$  e  $dT_c$  la variazione infinitesima di temperatura dei due fluidi lungo il tratto  $dx$ , espressa in [K].

Utilizzando la definizione di coefficiente globale di scambio termico è possibile esprimere la potenza termica scambiata attraverso la relazione:

$$d\dot{Q} = U \cdot \Delta T \cdot dA \quad (1.7)$$

dove  $\Delta T$  indica la differenza di temperatura locale tra il fluido caldo e il fluido freddo:

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (1.8)$$

e in forma differenziale:

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c \quad (1.9)$$

Esplicitando  $dT_h$  dalla relazione (1.5) e  $dT_c$  dalla (1.6) e sostituendole nella precedente relazione si ottiene:

$$d(\Delta T) = -d\dot{Q} \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (1.10)$$

Esprimendo  $d\dot{Q}$  mediante la relazione (1.7), separando le variabili e integrando tra le sezioni di ingresso e uscita dello scambiatore si ottiene la seguente espressione:

$$\ln \left( \frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}} \right) = -U \cdot A \cdot \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (1.11)$$

dove  $\Delta T_{in}$  e  $\Delta T_{out}$  indicano la differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo in corrispondenza rispettivamente della sezione di ingresso e di uscita dello scambiatore. Nel caso di uno scambiatore di calore con disposizione dei flussi equicorrente risulta:

$$\Delta T_{out} = T_{h,out} - T_{c,out} \quad (1.12)$$

$$\Delta T_{in} = T_{h,in} - T_{c,in} \quad (1.13)$$

mentre, nel caso in cui i flussi siano disposti in controcorrente risulta:

$$\Delta T_{out} = T_{h,out} - T_{c,in} \quad (1.14)$$

$$\Delta T_{in} = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (1.15)$$

Ricavando  $C_h$  e  $C_c$  dalle relazioni (1.3) e (1.4) e sostituendo la loro espressione nella (1.11) si ottiene infine la relazione:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_{out} - \Delta T_{in}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}}\right)} \quad (1.16)$$

dove il rapporto:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{out} - \Delta T_{in}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}}\right)} \quad (1.17)$$

rappresenta la differenza di temperatura media logaritmica tra i due fluidi [K].

Utilizzando questa definizione, la potenza termica scambiata risulta:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (1.18)$$

Dalle precedenti relazioni, si osserva come uno scambiatore di calore con disposizione dei flussi in controcorrente presenti una differenza di temperatura media logaritmica superiore rispetto alla disposizione equicorrente. La superficie di scambio richiesta, a pari potenza termica scambiata, risulterà quindi inferiore nel primo caso.

## 1.2 Motivazioni per il miglioramento dello scambio termico

Nella pratica industriale si riscontrano numerose applicazioni nelle quali vengono adottate tecniche con lo scopo di migliorare lo scambio termico tra due fluidi. Per illustrare le motivazioni che spingono alla ricerca di soluzioni in grado di incrementare il trasferimento di energia termica, è utile riferirsi alla relazione (1.18) introdotta nel precedente paragrafo. Le prestazioni di uno scambiatore di calore, infatti, migliorano se si riesce a ridurre la resistenza totale allo scambio termico. Una tecnica di incremento dello scambio termico consente di innalzare il valore del prodotto  $h \cdot A$  rispetto al valore che si ottiene in presenza di una superficie di scambio liscia. Il parametro che descrive il miglioramento delle prestazioni è definito rapporto di incremento ed è, solitamente, espresso come:

$$E = \frac{h \cdot A}{(h \cdot A)_s} \quad (1.19)$$

in cui il denominatore è riferito alla superficie liscia.

La riduzione della resistenza termica totale può essere ottenuta con tre differenti modalità. Una prima possibilità è quella di incrementare il coefficiente di scambio termico convettivo tra il fluido e la superficie, senza incrementare significativamente l'estensione complessiva di quest'ultima. Una seconda via, consiste nell'estendere la superficie di scambio termico senza provocare alterazioni nella fluidodinamica e, quindi, senza variare apprezzabilmente il coefficiente di scambio termico convettivo. L'ultima modalità prevede contemporaneamente l'incremento del coefficiente di scambio termico convettivo e l'estensione della superficie di scambio.

L'adozione di tecniche di incremento dello scambio termico porta maggiori benefici quando è realizzata dal lato del fluido che contribuisce maggiormente ad innalzare la resistenza termica totale. Solitamente, è conveniente agire dal

lato in cui scorre il fluido caratterizzato da minori coefficienti di scambio termico convettivo. Questa situazione si verifica spesso in applicazioni dove si effettua il riscaldamento o il raffreddamento di un flusso d'aria.

Le motivazioni che spingono ad un miglioramento dello scambio termico sono sostanzialmente tre:

- Riduzione delle dimensioni
- Riduzione della differenza di temperatura media logaritmica
- Incremento della potenza termica scambiata

La prima necessità si presenta in numerose applicazioni dove si hanno limiti di ingombro e peso totale del sistema. Se la potenza termica trasmessa tra i due fluidi è un dato di progetto costante, una riduzione della resistenza termica totale consente di ridurre le dimensioni dei condotti e l'ingombro complessivo dello scambiatore.

La seconda necessità deriva da considerazioni termodinamiche per cui l'efficienza di un processo di scambio termico migliora se si riduce la differenza di temperatura media logaritmica tra i due fluidi. Riprendendo l'equazione (1.18), mantenendo costanti le dimensioni dello scambiatore e la potenza termica scambiata, l'aumento del prodotto  $U \cdot A$  permette di ridurre la  $\Delta T_{ml}$  migliorando l'efficienza del processo e consentendo un risparmio sui costi operativi.

Infine, mantenendo costante la differenza di temperatura media logaritmica, l'incremento del prodotto  $U \cdot A$  consente di aumentare la potenza termica scambiata tra i due fluidi.

### **1.3 Tecniche per il miglioramento dello scambio termico**

A partire dagli anni '60 il numero di studi inerenti la ricerca di tecniche innovative per il miglioramento dello scambio termico ha subito un forte aumento. Bergles e altri autori già nel 1999 menzionano circa 4345 pubblicazioni sull'argomento [12]. Il forte interesse dei gruppi di ricerca ha reso disponibili moltissime soluzioni, solitamente suddivise in due categorie definite tecniche "passive" e "attive". La maggior parte delle tecniche passive si basa su trattamenti superficiali (rivestimenti metallici, applicazione di alette, utilizzo di superfici corrugate,...) che consentono di incrementare la superficie di scambio termico e di disturbare lo sviluppo dello strato limite, in modo da aumentare il coefficiente di scambio termico convettivo. Una seconda classe di tecniche

passive si basa sulle transizioni di fase tra liquido e vapore. Nel caso dell'ebollizione lo strato di liquido surriscaldato al di sopra della superficie è continuamente perturbato o distrutto dalla nucleazione e dal successivo distacco di bolle dalla parete. L'utilizzo di superfici con numerosi centri di nucleazione e in grado di favorire un'elevata frequenza di distacco delle bolle consente di incrementare significativamente lo scambio termico. Per migliorare il trasferimento di energia in applicazioni dove si verifica la condensazione di un liquido, si utilizzano superfici con particolari geometrie che promuovono il drenaggio del film di liquido dalla superficie per effetto di forze indotte dalla tensione superficiale, riducendo in questo modo la resistenza termica alla condensazione direttamente proporzionale allo spessore del film di condensato [9]. Oltre alle modifiche superficiali, le tecniche passive si concentrano sulla modifica delle proprietà fisiche dei fluidi. In questo ambito si ritrovano numerosi studi relativi a flussi monofase o bifase, in cui si utilizzano specifici additivi con lo scopo di promuovere il miscelamento o la transizione di fase del fluido. Le tecniche attive si distinguono dalle precedenti in quanto richiedono energia fornita dall'esterno per poter essere applicate. L'energia può essere fornita attraverso un campo elettrico che genera forze elettrodinamiche in grado di alterare il moto del flusso di un fluido dielettrico (in flussi monofase il contributo principale è associato alla forza di Coulomb; contributi aggiuntivi derivano dai gradienti di conduttività elettrica associati a gradienti di temperatura e densità all'interno del fluido). In particolare, le forze elettrodinamiche incrementano la componente di velocità perpendicolare alle pareti perturbando lo sviluppo dello strato limite termico e incrementando il coefficiente di scambio termico convettivo. L'impingement di getti o spray su superfici riscaldate rappresenta un'altra tecnica attiva impiegata nel raffreddamento di superfici. Il getto rompe localmente lo strato limite e promuove il miscelamento del fluido circostante, incrementando lo scambio termico. Numerosi parametri tra cui il diametro dell'ugello, la distanza dell'ugello dalla superficie, il numero di Reynolds del getto, l'intensità di turbolenza e la geometria della superficie da raffreddare, influenzano le prestazioni. Utilizzando uno spray, l'incremento dello scambio termico è associato al miglioramento dei moti convettivi in prossimità della parete, all'evaporazione delle gocce di liquido che impattano sulla superficie e alla creazione di centri di nucleazione secondari grazie al discioglimento delle molecole di gas adsorbite dalle gocce che penetrano nel film di liquido. La seconda categoria di tecniche attive agisce indirettamente sul fluido sfruttando la deformazione delle pareti. La deformazione permette di incrementare significativamente lo scambio termico in prossimità delle superfici in quanto riduce localmente lo sviluppo dello strato limite e promuove il ricambio del fluido a contatto con le pareti. Un primo metodo si basa sull'utilizzo di onde acustiche, prodotte da oscillazioni ad alta frequenza di una membrana. La riduzione di pressione associata alla vibrazione può provocare la cavitazione

locale del flusso o promuovere la nucleazione di bolle. Una tecnica più recente si basa sull'utilizzo di getti "sintetici" in cui il fluido è alternativamente risucchiato ed espulso da una piccola cavità controllando il moto di un diaframma mediante attuatori piezoelettrici, in modo da simulare un getto che impatta sulla superficie. Infine, una soluzione particolarmente studiata consiste nell'utilizzo di pale flessibili per imporre, sempre attraverso attuatori piezoelettrici, il moto in zone di fluido stagnanti dove il flusso termico è fortemente ridotto. Per una descrizione dettagliata delle tecniche di incremento dello scambio termico si rimanda alla recente revisione ad opera di Léal et al. [13].

### 1.3.1 Promotori di turbolenza

All'interno delle tecniche passive uno dei metodi più efficienti ed economici è l'utilizzo di superfici su cui vengono applicati specifici inserti. Questi consentono di ottenere un notevole incremento dello scambio termico attraverso la combinazione di una o più delle seguenti condizioni:

- Interruzione nello sviluppo dello strato limite e incremento locale dell'intensità di turbolenza
- Incremento della superficie di scambio termico
- Generazione di *swirl* e flussi secondari

Un'importante classe di dispositivi (nervature, *winglet*, inserti metallici avvolti a spirale,...) ha l'ulteriore funzione di generare zone di ricircolazione, separazione e successivo riattacco in flussi assiali, incrementando il miscelamento del fluido e riducendo in maniera efficace lo spessore dello strato limite.





## 2 Rugosità Superficiale

### 2.1 Introduzione

Nel presente capitolo si vuole fornire una descrizione degli effetti della rugosità superficiale sulle caratteristiche del moto di un fluido, evidenziando le differenze rispetto al moto su superfici lisce. L'applicazione di nervature al di sopra di una superficie liscia, infatti, rappresenta un particolare caso di rugosità superficiale a cui sono associati fenomeni di distacco del flusso con formazione di zone di ricircolazione e successivo riattacco [14]. Le indagini sugli effetti della rugosità si concentrano in prevalenza su flussi completamente turbolenti e storicamente si basano sulla ricerca di leggi di similitudine, con l'intento di fornire una descrizione universale del profilo di velocità media in presenza di superfici rugose. Due superfici presentano una rugosità geometricamente simile quando tutte le caratteristiche superficiali rimangono inalterate, a meno di un fattore di scala. Questa tipologia di analisi è stata inizialmente condotta da Nikuradse [15] che, utilizzando i risultati sperimentali ottenuti in tubi resi rugosi mediante granelli di sabbia di dimensioni controllate, ha proposto una modifica alla legge di parete introdotta da Prandtl per flussi su superfici lisce. L'influenza della rugosità, in analogia con la viscosità, è confinata in una sottile regione di fluido in prossimità della superficie. Il profilo di velocità media e il fattore di attrito dipendono dalla dimensione caratteristica della rugosità  $k$ , da cui deriva la definizione di comportamento di "tipo- $k$ ". Tuttavia, studi più recenti a partire dall'indagine di Perry et al. [16], mostrano come non tutte le tipologie di rugosità seguano il comportamento descritto da Nikuradse. Per questa seconda classe di superfici non è possibile utilizzare la similitudine con la legge di parete, in quanto la dimensione caratteristica della rugosità sembra non influire sulla distribuzione di velocità media in prossimità della parete. Gli autori introducono la definizione di comportamento di "tipo- $d$ ", dove storicamente  $d$  indica il diametro del condotto, in quanto utilizzano una scala di lunghezza associata al flusso esterno per descrivere gli effetti della rugosità superficiale sul profilo di velocità media.

La rugosità superficiale, oltre ad influire sulla fluidodinamica del flusso, permette di incrementare significativamente il coefficiente di scambio termico convettivo. La presenza delle asperità superficiali, infatti, contribuisce ad innalzare l'intensità di turbolenza e il miscelamento in prossimità della superficie. Questo consente di ridurre localmente lo spessore del substrato viscoso che rappresenta la regione di flusso che contribuisce maggiormente ad innalzare la resistenza termica totale. Tuttavia, la maggiore intensità di

turbolenza provoca maggiori perdite di pressione e incrementa l'energia richiesta per la movimentazione del flusso. Si presenta quindi la necessità della ricerca di una soluzione ottimale che permetta di migliorare lo scambio termico senza penalizzare eccessivamente la spesa energetica.

La struttura del capitolo è suddivisa secondo il seguente schema: nella prima parte si considera il profilo di velocità media in un flusso turbolento su una superficie liscia, richiamando i concetti teorici utili alla comprensione degli effetti della rugosità superficiale, successivamente, si descrivono le principali distinzioni tra rugosità con comportamento di “tipo-k” e di “tipo-d” ed infine si analizza più in dettaglio l'effetto della presenza di nervature su una superficie liscia.

## **2.2 Profilo di velocità media in un flusso turbolento su superfici lisce**

In presenza di uno strato limite completamente turbolento, il flusso è caratterizzato da un moto fortemente tridimensionale e instazionario. Il miscelamento all'interno dello strato limite trasporta il fluido con elevata velocità dalla zona centrale verso la superficie e il fluido a bassa velocità nella regione esterna. La maggior parte del miscelamento è provocato dalla presenza di vortici lungo la direzione principale del flusso che si originano in modo intermittente in prossimità della superficie, dove crescono rapidamente e in seguito si dissipano. Le interazioni tra le strutture vorticosi e il flusso principale provocano l'instaurarsi di fluttuazioni ad elevata frequenza nella velocità, nella pressione e nella temperatura, in ogni punto della regione interna allo strato limite. In lontananza dalla parete, la velocità media del flusso risente dell'effetto di rallentamento provocato dalla parete stessa attraverso  $\tau_w$ , ma non risulta direttamente influenzata dalla viscosità del fluido. La scala di lunghezza caratteristica è rappresentata dallo spessore dello strato limite  $\delta$  che limita le dimensioni delle strutture vorticosi. Nella regione esterna la velocità media risulta descritta dalla funzione:

$$U = g(y, \delta, \rho, \tau_w) \quad (2.1)$$

Mediante l'analisi dimensionale si ottiene una descrizione universale del profilo di velocità media per il flusso esterno:

$$u^+ = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (2.2)$$

dove:

$$u^+ = \frac{U}{U_\tau} \quad (2.3)$$

e:

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.4)$$

rappresenta la velocità di attrito.

Questa relazione è solitamente espressa in una forma alternativa che considera la riduzione di velocità rispetto al valore massimo sulla sezione considerata, causata dalla presenza della parete (attraverso  $\tau_w$ ), e risulta tanto minore quanto più ci si avvicina allo spessore dello strato limite:

$$\frac{U_{max} - U}{U_\tau} = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (2.5)$$

La relazione (2.5) è definita legge di scia (o “*velocity defect law*”).

In prossimità della parete la velocità media del flusso risulta essere influenzata direttamente dalla viscosità molecolare del fluido,  $\mu$  e la scala di velocità caratteristica è rappresentata da  $U_\tau$ . Di conseguenza si può costruire una scala di lunghezza caratteristica attraverso il rapporto  $\nu/U_\tau$ , dove  $\nu$  rappresenta la viscosità cinematica. Impiegando questi due parametri per la descrizione del profilo di velocità media, mediante l’analisi dimensionale si ottiene la relazione:

$$u^+ = f(y^+) \quad (2.6)$$

con:

$$y^+ = \frac{y \cdot U_\tau}{\nu} \quad (2.7)$$

La relazione (2.6) è detta legge di parete e la sua caratterizzazione si diversifica a seconda del valore assunto da  $y^+$ . La regione di flusso in prossimità della superficie, infatti, è ulteriormente suddivisa in tre zone differenti: il substrato viscoso, la regione cuscinetto (*buffer layer*) e la regione completamente turbolenta. La distinzione è effettuata in base all'importanza relativa che rivestono gli effetti inerziali (associati alle strutture vorticosi e quindi alle componenti fluttuanti della velocità) rispetto agli effetti viscosi.

### 2.2.1 Substrato viscoso

A contatto con la parete il fluido deve rispettare la condizione di aderenza, che implica l'annullarsi sia delle componenti medie della velocità sia di quelle fluttuanti. In questa regione, definita substrato viscoso, il comportamento del fluido è determinato dalla viscosità molecolare. Questa condizione si mantiene fino a distanze dalla superficie tali per cui  $y^+$  risulta inferiore a 5. L'unico contributo allo sforzo tangenziale è, quindi, rappresentato dallo sforzo viscoso che si ritiene resti costante in tutto il substrato. Sulla base di questa ipotesi, il profilo di velocità media adimensionale in questa regione dipende linearmente dalla distanza adimensionale dalla parete secondo la legge:

$$u^+ = y^+ \quad (2.8)$$

### 2.2.2 Regione completamente turbolenta e legge logaritmica

Nella regione esterna al substrato viscoso compresa nell'intervallo  $30 \leq y^+ \leq 500$ , gli effetti viscosi risultano trascurabili rispetto al contributo turbolento. Lo sforzo tangenziale totale è quindi determinato principalmente dai così detti

sforzi di Reynolds, che descrivono l'effetto sul moto medio indotto dalla presenza delle componenti fluttuanti della velocità con cui è possibile descrivere un moto turbolento [17].

Nel caso particolare di strato limite bidimensionale e fluido incomprimibile, gli unici sforzi di Reynolds significativi risultano:

$$\tau'_{xy} = \tau'_{yx} = -\rho \cdot \overline{u' \cdot v'} \quad (2.9)$$

in cui  $\rho$  rappresenta la densità del fluido e  $\overline{u' \cdot v'}$  il valore medio temporale del prodotto delle componenti fluttuanti della velocità lungo la direzione del flusso e la direzione perpendicolare alla superficie.

Come proposto da Boussinesq nel 1877, gli sforzi di Reynolds possono essere correlati alle componenti del gradiente di velocità media introducendo una viscosità turbolenta (*eddy viscosity*), in analogia con le leggi che descrivono gli sforzi viscosi [18]:

$$\tau'_{ij} = \mu_t \cdot \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot \kappa_t \cdot \delta_{ij} \quad (2.10)$$

dove  $\mu_t$  rappresenta la viscosità turbolenta,  $U_i$  la componente della velocità media in direzione  $x_i$ ,  $\kappa_t$  l'energia cinetica turbolenta e  $\delta_{ij}$  il delta di Kronecker (pari a 1 se  $i=j$  e 0 se  $i \neq j$ ).

L'ipotesi di strato limite bidimensionale e fluido incomprimibile è molto spesso ben verificata, soprattutto nelle applicazioni di laboratorio, dove si ricercano queste condizioni per poter effettuare confronti con le soluzioni analitiche riportate in letteratura.

La viscosità turbolenta in flussi bidimensionali può essere descritta utilizzando il modello della lunghezza di miscelamento proposto da Prandtl. Il modello si basa sull'osservazione che la maggior parte dell'energia cinetica turbolenta è contenuta nei vortici di maggiori dimensioni ed è quindi possibile connettere la scala di velocità caratteristica di queste strutture con le proprietà del moto medio. In un flusso bidimensionale l'unica componente del gradiente di velocità

media significativa è  $\frac{\partial U}{\partial y}$  e di conseguenza la viscosità turbolenta risulta descritta dalla relazione:

$$v_t = l_m^2 \cdot \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (2.11)$$

in cui  $l_m$  rappresenta la lunghezza di miscelamento, interpretata da Prandtl come la distanza entro cui una particella non scambia quantità di moto.

In lontananza dalla parete la lunghezza di miscelamento risulta ben descritta dalla legge:

$$l_m = K \cdot y \quad (2.12)$$

in cui  $K$  rappresenta la costante di Von Karman circa pari a 0.41.

Assumendo che l'unica componente di sforzo tangenziale sia descritta dagli sforzi di Reynolds, il profilo di velocità media nella regione completamente turbolenta è descritto dalla legge logaritmica:

$$u^+ = \frac{1}{K} \cdot \ln(y^+) + B \quad (2.13)$$

dove  $B$  rappresenta una costante che per pareti lisce vale circa 5.5.

### 2.2.3 Regione di Sovrapposizione

Nella regione di sovrapposizione tra il substrato laminare e la regione completamente turbolenta, compresa nell'intervallo  $5 \leq y^+ \leq 30$ , il comportamento del flusso è influenzato sia dalla viscosità sia dalle dinamiche turbolente. La legge che descrive il profilo di velocità media in questa regione è

tale da garantire un raccordo continuo tra l'andamento lineare ottenuto per il substrato laminare e la legge logaritmica. Lo sforzo tangenziale è composto dalla somma dello sforzo viscoso e degli sforzi di Reynolds. Questi ultimi possono essere descritti mediante la lunghezza di miscelamento secondo il modello proposto da Van Driest [19]:

$$l_m = K \cdot y \cdot \left[ 1 - e^{(-y^+/26)} \right] \quad (2.14)$$

dove si può osservare che per  $y^+$  tendente a 0 si ottiene nuovamente la (2.12).

La Figura 2.1 riporta il profilo di velocità media per un flusso turbolento completamente sviluppato su superfici lisce nella regione di parete e mostra come le precedenti relazioni siano in ottimo accordo con i risultati sperimentali:

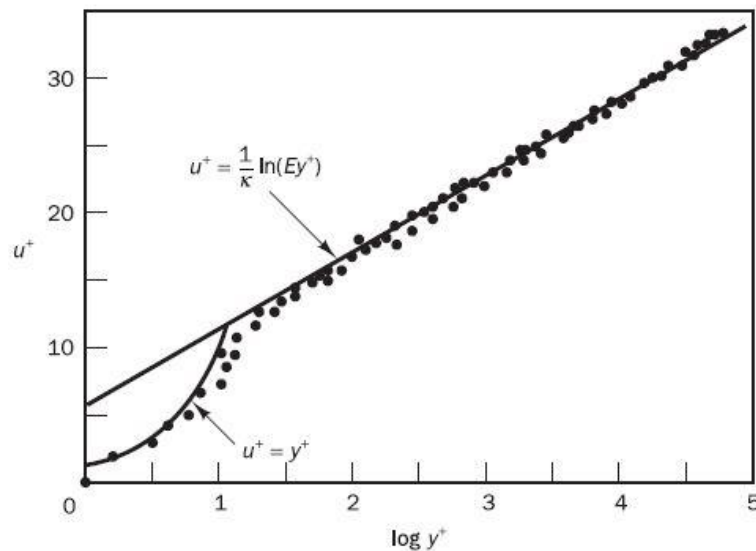


Figura 2.1: Profilo di velocità media su superficie liscia [20]

### 2.2.4 Flusso Esterno

Le indagini sperimentali mostrano come la legge logaritmica descriva con sufficiente precisione il profilo di velocità media fino a distanze dalla parete comprese nell'intervallo  $0.02 \leq \frac{y}{\delta} \leq 0.2$ . Per distanze superiori la forma funzionale corretta è rappresentata dalla legge di scia (2.5), che descrive le dinamiche presenti nel flusso esterno. Nella regione di sovrapposizione tra la regione completamente turbolenta e la regione di flusso esterna allo strato limite la legge logaritmica e la legge di scia devono eguagliarsi. In base a questa condizione Tennekes e Lumley in [21] propongono la relazione:

$$\frac{U_{max} - U}{U_{\tau}} = -\frac{1}{K} \cdot \ln\left(\frac{y}{\delta}\right) + A \quad (2.15)$$

in cui  $A$  è un valore costante.

### 2.3 Effetti della rugosità

I principali studi sugli effetti della rugosità furono condotti da Nikuradse che indagò il flusso all'interno di tubi resi rugosi mediante granelli di sabbia di dimensioni controllate [15]. Egli descrisse il comportamento del flusso introducendo il parametro adimensionale  $k^+$ , espresso dal rapporto:

$$k^+ = \frac{k \cdot U_{\tau}}{\nu} \quad (2.16)$$

che fornisce un'indicazione dell'estensione della rugosità rispetto alla dimensione caratteristica di influenza della viscosità;  $k$  rappresenta la dimensione caratteristica della rugosità superficiale.

Per valori di  $k^+$  inferiori a 5, il flusso mostra un comportamento analogo a quello in presenza di superfici lisce. In queste condizioni, la dimensione caratteristica della rugosità è interamente contenuta nel substrato laminare



( $y^+ \leq 5$ ) e non provoca ulteriori perdite di energia rispetto ad una superficie liscia. Anche il fattore di attrito segue la stessa dipendenza dal numero di Reynolds osservata in condotti lisci.

Quando il valore di  $k^+$  rientra nell'intervallo  $5 < k^+ < 70$ , si osservano maggiori perdite di energia rispetto ad un flusso su superfici lisce, in corrispondenza dello stesso valore del numero di Reynolds. In questo caso, la riduzione dello spessore del substrato laminare o l'utilizzo di una rugosità con maggiore dimensione caratteristica è tale da consentire alle asperità di maggiori dimensioni di estendersi all'esterno della regione dominata dalla viscosità, provocando la formazione di vortici che intensificano le perdite di energia. Il fattore di attrito risulta superiore al valore osservato in condotti lisci e dipende sia dalla dimensione caratteristica della rugosità sia dal numero di Reynolds. A causa di questa duplice dipendenza il regime di moto è definito di transizione.

Infine, per  $k^+ \geq 70$  il comportamento del flusso diviene indipendente dal numero di Reynolds e quindi dalla viscosità e risulta completamente dominato dalla rugosità superficiale. In queste condizioni l'ulteriore riduzione dello spessore del substrato laminare consente a tutte le asperità presenti di estendersi nella regione di flusso controllata dagli effetti inerziali. Le perdite di energia preponderanti diventano quelle associate ai vortici generati dalle asperità e si mantengono costanti. Il fattore di attrito aumenta ulteriormente e dipende unicamente dal valore di  $k$ . Il regime di moto è definito completamente rugoso (*fully rough*).

In Figura 2.2 si riportano gli andamenti sperimentali del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds, ottenuti da Nikuradse. In essa è possibile distinguere il differente comportamento del flusso nei tre regimi di moto:

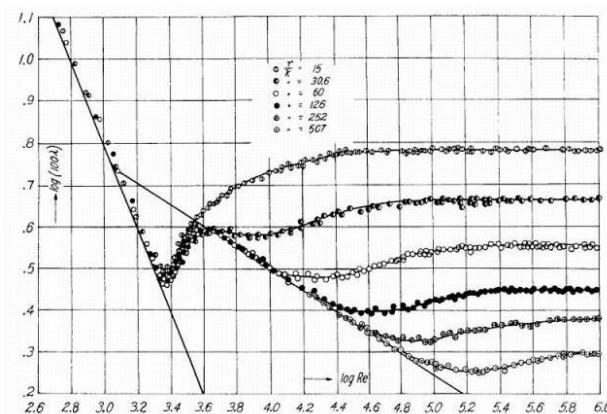


Figura 2.2: Risultati sperimentali ottenuti da Nikuradse [15]

Un secondo importante risultato ottenuto da Nikuradse, è stata la verifica di come la legge di scia (descritta dalla relazione (2.5)) non sia influenzata dalla dimensione caratteristica della rugosità,  $k$ . L'influenza della rugosità (come per la viscosità) è dunque confinata in un sottile strato di fluido in prossimità della parete. Il principale effetto è quello di modificare il profilo di velocità media nella regione di parete con la conseguente variazione del fattore di attrito. In particolare il profilo di velocità media che si sviluppa su una superficie rugosa nella regione di parete, mantiene l'andamento logaritmico caratteristico del profilo su superfici lisce ma risulta traslato rispetto ad esso. Nikuradse e Clauser rispettivamente in [15] e [22] propongono la seguente modifica alla legge di parete:

$$u^+ = \frac{1}{K} \cdot \ln(y^+) + B - \Delta u^+ \quad (2.17)$$

in cui si riconosce la legge logaritmica (2.13) a meno di un termine di spostamento rappresentato dal rapporto:

$$\Delta u^+ = \frac{\Delta u}{U_\tau} \quad (2.18)$$

definito comunemente funzione di rugosità.

La seconda peculiarità di uno strato limite turbolento che si sviluppa al di sopra di una superficie rugosa, risiede nella difficoltà ad individuare la coordinata in direzione normale alla parete dove collocare l'origine del profilo di velocità. Solitamente si introduce una grandezza definita errore nell'origine, indicata con  $\epsilon$ , che valuta lo scostamento tra l'effettiva origine e un piano di riferimento (tipicamente il piano delle creste degli elementi) [16]. Generalmente, il valore di  $\epsilon$  si ottiene in modo da garantire un accordo soddisfacente tra i dati sperimentali e la rappresentazione logaritmica della relazione (2.17).

Le due grandezze appena introdotte,  $\Delta u^+$  ed  $\epsilon$ , consentono di distinguere tra due differenti categorie di superfici con comportamento definito rispettivamente di "tipo-k" o "tipo-d".

### 2.3.1 Rugosità di “tipo-k” e di “tipo-d”

La distinzione tra i due differenti comportamenti delle superfici rugose fu introdotta da Perry et al. in [16], utilizzando una rugosità rappresentata da barre trasversali a sezione quadrata applicate su una superficie liscia. Per gli autori una superficie con comportamento di “tipo-k” si ottiene quando gli elementi sono sufficientemente spazati per permettere ai vortici che si distaccano dalle creste di penetrare nella regione di flusso sovrastante, fino a miscelarsi ad esso a sufficiente distanza dal piano delle creste. Il profilo di velocità media che si origina al di sopra di queste superfici segue la relazione (2.17). Inoltre  $\Delta u^+$  dipende dalla dimensione caratteristica della rugosità secondo la relazione:

$$\Delta u^+ = \frac{1}{K} \cdot \ln(k^+) + C \quad (2.19)$$

dove  $C$  è una costante che dipende dalla tipologia di rugosità utilizzata. In regime completamente rugoso  $\Delta u^+$  tende ad assumere un valore costante differente a seconda del tipo di rugosità. Per Nikuradse, ad esempio,  $\Delta u^+$  risultava pari a 8.5 per  $k^+ \geq 70$  [15].

Nonostante moltissime superfici presentino il comportamento ora descritto, le indagini sperimentali di Steeter e Chu su tre condotti con rugosità realizzata mediante scanalature a sezione quadrata [23] e quelle di Ambrose relative ad un condotto dotato di fori circolari [24], rappresentano due casi in cui la funzione di rugosità non risulta direttamente influenzata da  $k^+$ . Perry et al., suggerirono di descrivere  $\Delta u^+$  con una relazione analoga alla (2.19), utilizzando una scala di lunghezza caratteristica del flusso esterno, tipicamente il diametro  $d$  del condotto (da cui la definizione di comportamento di “tipo-d”):

$$\Delta u^+ = \frac{1}{K} \cdot \ln(d^+) + D \quad (2.20)$$

dove:

$$d^+ = \frac{d \cdot U_\tau}{\nu} \quad (2.21)$$

Il passaggio da un comportamento di “tipo-k” ad un comportamento di “tipo-d”, secondo gli autori, si verifica quando gli elementi rugosi risultano sufficientemente ravvicinati. Nelle cavità tra un elemento ed il successivo si generano delle strutture vorticosi stabili che non si distaccano al di sopra delle creste e, di conseguenza, non si diffondono nel flusso esterno [16]. Tuttavia, la dipendenza di  $\Delta u^+$  da  $d^+$  secondo la (2.20) non sembra aver ancora trovato un riscontro nelle indagini sperimentali. Inoltre, l’utilizzo di una scala di lunghezza associata al flusso esterno sembra costituire una contraddizione rispetto alla legge di parete proposta da Prandtl, secondo cui il comportamento del flusso in prossimità della superficie dipende fortemente dalle condizioni locali e non dalle proprietà della regione esterna. Infine, non sempre la distinzione basata sul distacco o meno dei vortici dalle creste degli elementi risulta verificata. Djenidi, Elavarasan ed Antonia in [25] osservano, per una superficie dotata di barre trasversali che generano cavità di estensione ( $w$ ) pari all’altezza degli elementi ( $k$ ), un distacco di vortici al di fuori delle cavità, nonostante per questa superficie la funzione di rugosità non dipenda da  $k^+$ . I risultati numerici di Leonardi et al. [26] confermano le osservazioni di Djenidi, anche se l’intensità e la frequenza di espulsione dei vortici risultano inferiori rispetto a superfici con rapporto  $w/k$  superiore, in ottimo accordo con la relazione (2.19). Sulla base di queste considerazioni Leonardi, Orlandi ed Antonia propongono un criterio differente di classificazione basato sulla dipendenza della funzione di rugosità dall’errore nell’origine  $\epsilon$  [27]. Perry et al. mostrano infatti come per entrambe le tipologie di superfici valga la relazione [16]:

$$\Delta u^+ = \frac{1}{K} \cdot \ln(\epsilon^+) + E \quad (2.22)$$

dove:

$$\epsilon^+ = \frac{\epsilon \cdot U_\tau}{\nu} \quad (2.23)$$

Solitamente, i valori di  $U_\tau$  ed  $\epsilon$  sono ottenuti con un fitting dei dati sperimentali mediante l’equazione (2.17), dopo aver assunto un valore costante per la costante di Von Karman (tipicamente 0.41). Secondo l’interpretazione fornita da Jackson,  $\epsilon$  può essere considerato il braccio di azione del momento complessivo prodotto dalle forze agenti sugli elementi rugosi [28]. Tali forze sono costituite dalla resistenza di attrito, definita come l’integrale lungo la parete di  $\tau_w$ , e dalla

resistenza di forma che rappresenta la somma degli integrali della distribuzione di pressione lungo le due pareti verticali di ciascun elemento. Per una superficie con comportamento di “tipo-k” il maggiore contributo al momento complessivo è dovuto alla resistenza di forma. In questa condizione  $\epsilon$  risulta proporzionale a  $k$ :

$$\epsilon = \alpha \cdot k \quad (2.24)$$

attraverso una costante di proporzionalità  $\alpha$ , che dipende dalla tipologia di superficie, ma non dal numero di Reynolds. L'origine si colloca quindi in una regione intermedia tra la cresta dell'elemento e la superficie del condotto. La sostituzione della relazione (2.24) nella (2.22) porta alla forma definita nella relazione (2.19).

Nel caso di una superficie con comportamento di “tipo-d”, il maggior contributo al momento totale è fornito dal prodotto della resistenza di attrito media per  $k$ . In questo caso il valore di  $\epsilon$  tende a 0 e l'origine si colloca in corrispondenza di  $k$  (ossia sul piano delle creste). Il valore  $\epsilon=0$  rappresenta un punto di discontinuità per la (2.22) in quanto il logaritmo diverge. Inoltre, la funzione di rugosità non dipende da  $k^+$ . Di conseguenza, non è più possibile utilizzare lo stesso approccio applicato per le superfici con comportamento di “tipo-k”.

Quando la resistenza di forma assume un'importanza pari o superiore alla resistenza di attrito si osserva una brusca variazione da comportamento di “tipo-d” a comportamento di “tipo-k”. Leonardi et al [27]. mostrano infatti come per una superficie con  $W/k$  pari a 1.5 in cui la resistenza di forma e la resistenza di attrito hanno circa lo stesso valore, la funzione di rugosità sia descritta dalla relazione:

$$\Delta u^+ = \frac{1}{0.41} \cdot \ln(k^+) - 5 \quad (2.25)$$

Un'ulteriore conferma dell'approccio proposto dagli autori è stato ottenuto variando la forma degli elementi utilizzati senza modificarne il numero totale e quindi la densità. Impiegando barre a sezione triangolare invece che quadrata, in una configurazione tale da mantenere  $W/k$  unitario, la resistenza di forma risulta

molto superiore rispetto alla resistenza di attrito; nuovamente la superficie mostra un comportamento di “tipo-k” con  $\epsilon = 0.2 \cdot k$ .

Per approfondimenti sulla distinzione tra le due tipologie di comportamento, si rimanda alla revisione realizzata da Jimenéz nel 2004 [29].

## 2.4 Superfici dotate di nervature

La presenza delle nervature modifica significativamente il campo di moto rispetto a quello su superfici lisce già in regime laminare, per la presenza di periodiche separazioni del flusso e di zone di ricircolazione. In particolare, a monte di un singolo elemento il flusso principale si separa, generando una prima zona di ricircolazione nell’angolo formato tra la nervatura e la parete e riattacca successivamente al di sopra della nervatura stessa. Una seconda separazione del flusso avviene in corrispondenza del bordo di uscita dell’elemento, provocando la formazione di un’ulteriore zona di ricircolazione e di un secondo punto di riattacco del flusso, sulla parete del condotto. In presenza di più nervature il moto mantiene queste caratteristiche, se il passo tra gli elementi è sufficientemente ampio rispetto alla loro altezza, e presenta un carattere periodico se il condotto è sufficientemente lungo [30]. Quando gli elementi sono molto ravvicinati, il flusso dopo la separazione riattacca sulla parete verticale della nervatura successiva. La Figura 2.3 riporta la schematizzazione del flusso a valle di nervature trasversali al variare del passo adimensionale:

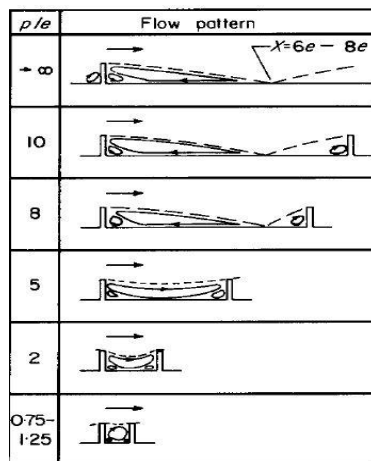


Figura 2.3: Schematizzazione del flusso in presenza di nervature trasversali al variare del passo adimensionale [14]

In tutti i casi presi in considerazione durante l'indagine, il rapporto tra la dimensione caratteristica delle nervature e l'estensione delle cavità tra due elementi successivi, rientra nell'intervallo di valori tipici che contraddistinguono superfici con comportamento di "tipo-k". Il profilo di velocità segue quindi le relazioni (2.17) e (2.19) introdotte nel paragrafo 2.3, in cui la dimensione caratteristica della rugosità è rappresentata dall'altezza degli elementi, indicata con  $e$ . La scala caratteristica di lunghezze (analoga al parametro  $k^+$  introdotto in precedenza), può essere quindi definita nelle due seguenti forme equivalenti:

$$e^+ = \frac{e \cdot U_\tau}{\nu} = \frac{e}{D_h} \cdot Re_{D_h} \cdot \sqrt{\frac{f}{2}} \quad (2.26)$$

dove  $D_h$  indica il diametro idraulico del condotto [m],  $Re_{D_h}$  il numero di Reynolds basato sul diametro idraulico ed  $f$  il fattore di attrito. Utilizzando la definizione di  $e^+$  si può riscrivere la distribuzione di velocità media per  $y \geq e$  nella seguente forma:

$$u^+ = \frac{1}{K} \cdot \ln\left(\frac{y}{e}\right) + R_M(e^+) \quad (2.27)$$

in cui  $R_M(e^+)$  rappresenta la velocità media adimensionale in  $y = e$ , e nasconde al suo interno la funzione di rugosità.

Webb in [14] mostra come la legge di parete ottenuta da Nikuradse, possa essere utilizzata per correlare i valori sperimentali del fattore di attrito relativi ad un flusso completamente turbolento all'interno di un tubo dotato di nervature trasversali continue sulla superficie.

Successivamente Han e Park in [3], Han et al. in [31] e Liou e Hwang in [32] e [33], estendono la legge di parete per l'utilizzo in condotti a sezione rettangolare e individuano un legame tra  $R_M(e^+)$  e l'*aspect ratio* del condotto. In particolare Han in [34] propone la relazione:

$$R_M(e^+) = \sqrt{\frac{2}{f_r}} + 2.5 \cdot \ln\left(\frac{2 \cdot D_h}{e}\right) + 2.5 \cdot \ln\left(\frac{2 \cdot b}{a + b}\right) + 2.5 \quad (2.28)$$

in cui  $f_r$  rappresenta il fattore di attrito quando tutte e quattro le pareti sono dotate di nervature,  $b$  indica l'altezza del condotto [m] ed  $a$  la sua profondità [m]. Il parametro  $R_M(e^+)$  non dipende dalle dimensioni macroscopiche (diametro di un tubo o diametro idraulico di un condotto), ma solo dalla tipologia della rugosità e dal passo adimensionale (quindi dalla densità di elementi utilizzati). Di conseguenza, i valori di  $R_M(e^+)$  ottenuti in tubi con nervature applicate su tutte le superfici possono essere utilizzati in un condotto con nervature applicate su tutte le pareti se si mantiene la stessa geometria degli elementi [34].

La precedente relazione richiede la conoscenza del fattore di attrito di un condotto con nervature disposte su tutte le pareti. Nella pratica industriale e in numerose indagini sperimentali si impiegano condotti in cui solo due superfici opposte (solitamente le superfici di dimensioni maggiori) sono dotate di nervature. In questi casi Han assume che il fattore di attrito medio possa essere ottenuto come media pesata del fattore di attrito di un condotto in cui tutte le pareti sono costituite da superfici lisce ( $f_s$ ) e del fattore di attrito di un condotto con quattro superfici dotate di nervature ( $f_r$ ), in cui i pesi sono rappresentati rispettivamente dal rapporto tra la lunghezza delle superfici lisce e il perimetro della sezione e dal rapporto tra la lunghezza delle superfici nervate e il perimetro della sezione [34]. In un condotto dove le nervature sono applicate lungo la profondità della sezione la relazione risulta:

$$f = \frac{a \cdot f_s + b \cdot f_r}{a + b} \quad (2.29)$$

in cui  $a$  indica l'altezza della sezione di passaggio [m] e  $b$  la sua profondità [m].

Dalla conoscenza dei valori di  $f$  si risale ad  $f_r$  invertendo la (2.29) e si può valutare  $R_M(e^+)$  utilizzando la (2.28). Chandra et al. in [35] estendono il metodo di analisi proposto da Han a condotti con rispettivamente 1,2,3 o 4 pareti dotate di nervature.

Le precedenti relazioni mostrano un buon accordo con i risultati sperimentali quando si considerano flussi completamente turbolenti ad elevato numero di



Reynolds. Ad oggi inoltre, non sono disponibili correlazioni universali in grado di descrivere la dipendenza di  $R_M(e^+)$  dal passo adimensionale, dall'angolo di attacco rispetto al flusso e dal fattore di bloccaggio. Il discorso si complica ulteriormente se si considerano le variazioni provocate dalla presenza delle nervature sul profilo di temperatura. Storicamente anche per la valutazione dei coefficienti di scambio termico sono stati proposti approcci basati sull'utilizzo di leggi di similitudine. In particolare Dipprey e Sabersky, basandosi sull'analogia tra il trasporto di energia e della quantità di moto, introducono una funzione analoga alla funzione di rugosità applicabile al profilo di temperatura media [36]. Tuttavia, l'introduzione di tecniche ottiche e la diffusione di codici di simulazione fluidodinamica, hanno spinto l'interesse della comunità scientifica verso indagini sulle proprietà locali e sulla ricerca delle migliori combinazioni dei parametri geometrici, per una determinata applicazione. Da questi studi non sono ancora emerse delle relazioni univoche in grado di descrivere le differenti famiglie di nervature. Inoltre, come anticipato, la maggior parte degli studi si concentra su flussi completamente turbolenti, lasciando quasi inesplorato il regime di transizione.



## 3 Stato dell'arte

### 3.1 Introduzione

La presente indagine sperimentale si inserisce in un campo di ricerca attivo sin dai primi anni '70, ma che ancora oggi suscita un notevole interesse sia dal punto di vista industriale (ne sono una testimonianza le recenti applicazioni nell'industria nucleare di nuova generazione e nella progettazione dei *solar air heater*) sia all'interno della comunità scientifica. La disponibilità di recenti metodi di indagine locale (PIV, LDV,...) e lo sviluppo di codici per simulazioni numeriche (seguito da una rapida evoluzione della potenza di calcolo disponibile, che apre la strada verso simulazioni con metodi LES o DNS in grado di cogliere la struttura del flusso con un elevato livello di dettaglio) ravvivano la speranza di poter comprendere in modo più approfondito le dinamiche comuni tra le differenti soluzioni disponibili. Gli studi presenti attualmente in letteratura considerano un numero molto vasto di possibili configurazioni, che si differenziano in base sia alle tipologie di elementi utilizzati, sia alle possibili disposizioni degli elementi, sia alle condizioni operative sia, infine, alla geometria del condotto. In particolare, riferendosi alla tipologia delle nervature, i differenti parametri di influenza risultano: la forma della sezione degli elementi utilizzati (esistono infatti molteplici geometrie: sezione quadrata, rettangolare, triangolare, trapezoidale, semicircolare, smussata,...); il materiale con cui vengono realizzati gli elementi (generalmente si realizzano nervature con materiali a ridotta conduttività termica come legno o plexiglas per poter trascurare il contributo conduttivo e ricondurre l'incremento di scambio termico ai soli effetti fluidodinamici; tuttavia altri studi utilizzano nervature ottenute direttamente dalla lavorazione superficiale e realizzate quindi in materiale metallico); la disposizione degli elementi rispetto alla direzione principale del flusso (angolo di attacco del flusso con possibilità di utilizzare nervature disposte a V o W, variando l'inclinazione degli elementi sui due tratti di superficie simmetrici rispetto alla linea media); le dimensioni caratteristiche degli elementi (in particolare l'altezza e la profondità espresse solitamente attraverso rapporti adimensionali in relazione al diametro idraulico del condotto); la distanza tra un elemento e il successivo (comunemente definita passo ed espressa come rapporto adimensionale rispetto all'altezza dell'elemento); la disposizione relativa degli elementi, quando questi sono applicati su più di una superficie (in particolare si possono realizzare tre differenti disposizioni: parallela mantenendo lo stesso angolo di inclinazione e facendo combaciare la posizione degli elementi sulle differenti superfici,

sfalsata mantenendo sempre lo stesso angolo di inclinazione ma posizionando gli elementi a diversa distanza sulle differenti superfici e incrociata disponendo gli elementi con inclinazione opposta sulle superfici); nel caso di nervature a V (o W) è possibile orientare l'apice verso monte (come se la V puntasse contro il flusso) o verso valle; infine, il numero di pareti dotate di nervature. Per quanto riguarda le condizioni operative le differenze si concentrano sull'intervallo di numeri di Reynolds analizzati (in particolare si ritrovano numerosi studi in regime completamente turbolento, mentre relativamente poche indagini si riferiscono al regime di transizione), sulle condizioni al contorno relative alle differenti superfici (flusso imposto o temperatura imposta, condizioni simmetriche o asimmetriche quando imposte su più superfici,...), sulla tecnica di misura utilizzata (tecniche locali o misure medie, tecniche ottiche, utilizzo di termocoppie o termoresistenze, misure fluidodinamiche o solamente termiche,...). Infine, relativamente alla realizzazione del condotto i parametri di influenza risultano le dimensioni della sezione (diametro idraulico, rapporto tra la profondità della sezione e la sua altezza, comunemente definito *aspect ratio*, rapporto tra l'altezza o la sezione frontale degli elementi e l'altezza o la sezione del condotto, definito effetto di bloccaggio) e la presenza di curvature o rotazione del condotto stesso.

L'ampio studio preliminare svolto da Fustinoni in [10], ha permesso di individuare un campo di ricerca interessante nell'indagine delle prestazioni sia fluidodinamiche che termiche, di flussi a relativamente bassi numeri di Reynolds, compresi nell'intervallo di valori tra 650 e 8000, in condotti con elevato *aspect ratio* (pari a 10 per il canale utilizzato; valore prossimo a quelli di condotti impiegati nel raffreddamento di componenti elettronici o delle palette di turbina). In particolare uno dei principali obiettivi del presente lavoro è quello di ampliare la raccolta di dati sperimentali, analizzando nuove configurazioni e approfondendo l'influenza dei singoli parametri geometrici (passo, dimensione caratteristica, angolo di attacco, disposizione relativa e numero di pareti dotate di nervature). Con questo intento si vuole riportare nel seguito i principali risultati presenti in letteratura, distinguendoli in base ai parametri geometrici investigati. Nella parte finale del capitolo si considerano gli sviluppi più recenti, a testimonianza dell'interesse ancora vivo sull'argomento.

### **3.2 Variazione del passo adimensionale**

I primi lavori relativi alla valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo e delle perdite di pressione in condotti con superfici dotate di nervature sono stati condotti da Webb et al. in [14] e da Han et al. in [2] e [34]. In particolare, gli autori osservano come esista un valore del passo

adimensionale, prossimo a 10, per cui si ottengono il massimo valore sia del coefficiente di scambio termico convettivo sia del fattore di attrito. Per valori inferiori del passo adimensionale il fattore di attrito tende a crescere piuttosto lentamente, mentre per distanze superiori il suo valore si riduce significativamente. L'esistenza del punto di massimo, è associata alla capacità del flusso di riattaccare nella regione di separazione tra due nervature successive. A valle del punto di riattacco ricomincia la formazione dello strato limite. Per questo motivo, quando gli elementi sono troppo ravvicinati non si sfrutta l'incremento associato al punto di riattacco, mentre con elementi troppo distanziati si riduce il numero totale di punti di riattacco e si consente uno sviluppo eccessivo dello strato limite.

I precedenti risultati sono stati confermati da numerose indagini successive. Ad esempio Islam et al. in [37], svolgono un'approfondita analisi sperimentale mediante tecnica PIV, sulle strutture turbolente che si originano in un flusso d'acqua all'interno di un condotto a sezione rettangolare con superfici dotate di micro-nervature. Il rapporto tra la dimensione caratteristica e il diametro idraulico è mantenuto fisso al valore di 0.1, mentre il passo adimensionale viene variato tra due valori rispettivamente pari a 10 e 20. Inoltre l'indagine si limita a due valori del numero di Reynolds pari a 7000 e 20000. Gli autori osservano come l'incremento del passo adimensionale provochi una maggiore penetrazione delle strutture turbolente, originate in prossimità di ciascun elemento, all'interno del flusso principale, con una produzione di energia cinetica turbolenta circa doppia quando il passo viene raddoppiato. Inoltre, per un numero di Reynolds superiore a 15000, si osserva l'indipendenza della lunghezza di riattacco (distanza a valle della nervatura dove si realizza il riattacco del flusso) sia dal passo adimensionale sia dal numero di Reynolds stesso. Gli autori ottengono una lunghezza di riattacco pari a circa quattro volte l'altezza delle nervature.

Studi più recenti, si concentrano sul comportamento di nervature con differente forma della sezione. Ryu et al. in [38] realizzano una simulazione numerica, utilizzando un modello di turbolenza  $k - \omega$ , su nervature con sezione quadrata, triangolare e semicircolare. Essi osservano nuovamente la presenza di un punto di massimo per un passo adimensionale pari a 10 e ottengono coefficienti di scambio termico più elevati per nervature quadrate. Wang e Sundén in [39] ottengono la distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo locale mediante la tecnica della termografia a cristalli liquidi, in un condotto a sezione quadrata con nervature trasversali disposte su un'unica superficie. L'indagine è svolta in un intervallo di numeri di Reynolds compresi tra 8000 e 20000, mantenendo costante il rapporto  $e/D_h$  al valore di 0.1 e variando il passo adimensionale tra un valore minimo di 8 e un valore massimo di 15. Gli autori ottengono il massimo incremento del coefficiente di scambio utilizzando

nervature con sezione trapezoidale per un numero di Reynolds pari a 20000, con un passo adimensionale pari a 12. Nella regione a valle delle nervature, il valore locale del coefficiente di scambio termico sembra dipendere in misura minore dalla distanza tra gli elementi. Anche la posizione in cui si verifica il punto di massimo dipende dalla separazione degli elementi e risulta pari a circa 2-3 volte la dimensione caratteristica, quando il passo adimensionale è pari a 8,10 e 12 mentre trasla a quattro volte la dimensione degli elementi per un passo adimensionale pari a 15. Gli autori suggeriscono che questo comportamento sia associato alla riduzione del gradiente di pressione che si verifica aumentando la distanza tra le nervature.

Infine, Tanda in [40] utilizza la tecnica della termografia a cristalli liquidi per analizzare l'effetto della variazione del passo adimensionale sul coefficiente di scambio termico e sul fattore di attrito, in un condotto a sezione rettangolare con nervature inclinate a  $45^\circ$  disposte su una o due superfici. L'indagine è stata svolta su un intervallo di numeri di Reynolds compresi tra 9000 e 35500, mantenendo costante il rapporto  $e/D_h$  al valore di 0.09 e variando il rapporto  $p/e$  tra quattro valori: 6.66, 10, 13.33 e 20. L'*aspect ratio* del condotto è pari a 5. L'inclinazione delle nervature genera dei moti secondari che incrementano il coefficiente di scambio nella regione appena a monte di ciascun elemento. Quando il rapporto  $p/e$  è pari a 6.66, la distribuzione locale del numero di Nusselt presenta un minimo nella zona appena a valle di ciascuna nervatura, dove si crea una regione di ricircolazione, seguito da una crescita graduale fino all'elemento successivo. Per rapporti  $p/e$  più elevati, il numero di Nusselt mostra un andamento crescente fino a un valore massimo in corrispondenza del punto di riattacco e una successiva riduzione causata dal successivo sviluppo dello strato limite. Questo comportamento si verifica sia che le nervature siano disposte su una sola o su entrambe le pareti. Inoltre, il valore massimo del numero di Nusselt medio sull'intera sezione di prova è stato ottenuto con un passo adimensionale pari a 13.33 per nervature disposte su un'unica superficie, mentre per nervature disposte sulle due pareti il valore ottimale del passo adimensionale è compreso tra 6.66 e 10. In tutte e due le situazioni il rapporto  $p/e$  pari a 20 fornisce le peggiori prestazioni.

### 3.3 Variazione della dimensione caratteristica

La maggior parte degli studi descritti in precedenza riporta anche risultati relativi alla variazione della dimensione caratteristica delle nervature utilizzate. In particolare Han et al. in [2], mostrano come, una volta fissato il rapporto  $p/e$  e il numero di Reynolds, l'aumento della dimensione caratteristica (e quindi l'aumento del rapporto  $e/D_h$ ) provochi un significativo incremento del fattore di

attrito, mentre il numero di Stanton aumenta in misura notevolmente minore. Uno studio più recente condotto da Chang e altri autori [41] riporta un'analisi dettagliata della variazione della dimensione caratteristica in cinque condotti con differente *aspect ratio* (variato da 2.5 a 10). La configurazione analizzata presenta nervature periodiche ortogonali al flusso disposte su due superfici opposte e sfalsate tra loro di una distanza pari a metà del passo. Su ciascuna parete applicano 10 nervature a sezione quadrata di lato pari a 1.5mm, distanziate con un passo di 10.8mm ( $p/e=7.2$ ). L'indagine si svolge in un intervallo di numeri di Reynolds compresi tra 3500 e 25000. I risultati mostrano un significativo incremento dello scambio termico all'aumentare sia dell'*aspect ratio* sia del rapporto  $e/D_h$ , se si mantiene costante la portata di refrigerante alimentata. Questo effetto è principalmente legato all'aumento di velocità locale indotto dalla progressiva riduzione della sezione di passaggio, che avviene quando si riduce l'altezza del condotto.

Nel 2010 Saha in [42], indaga le caratteristiche delle perdite di carico in un flusso turbolento di olio all'interno di condotti a sezione circolare, quadrata e rettangolare in cui sono applicate nervature trasversali sulle superfici. Egli considera quattro valori del rapporto  $e/D_h$  rispettivamente pari a 0.0441, 0.054, 0.0638, 0.0735. Indipendentemente dal valore dell'*aspect ratio* del condotto, osserva un significativo incremento del fattore di attrito all'aumentare della dimensione caratteristica. L'autore associa questo comportamento alla maggiore estensione della zona di ricircolazione e alla minore capacità del substrato laminare di contenere le cadute di pressione.

### 3.4 Variazione dell'angolo di attacco

L'inclinazione delle nervature ha consentito di migliorare significativamente il coefficiente di scambio termico convettivo in rapporto all'aumento del fattore di attrito. Questo è riconducibile alla presenza di moti secondari che generano due vortici contro rotanti in prossimità di ciascun elemento e che scorrono lungo di esso. L'interazione tra flusso principale e flussi secondari influenza la zona di ricircolo tra nervature successive, il riattacco del flusso e inibisce la crescita dello strato limite a valle. Tuttavia, la promozione dei moti secondari risulta differente a seconda del valore dell'angolo di attacco e dipende in modo significativo dall'*aspect ratio* del condotto. Han et al. in [2] studiano quattro differenti valori dell'angolo di attacco del flusso rispetto alle nervature ( $90^\circ$ ,  $75^\circ$ ,  $45^\circ$  e  $20^\circ$ ). Osservano una diminuzione sensibile del fattore di attrito al ridursi dell'inclinazione delle nervature mentre il numero di Stanton presenta una diminuzione molto più contenuta e pari al 5% quando  $\alpha$  passa da  $90^\circ$  a  $45^\circ$ . Individuano quindi una configurazione ottimale relativamente al rapporto tra l'

incremento del coefficiente di scambio e l'incremento delle perdite di carico, nelle nervature con inclinazione pari a  $45^\circ$ . Han, Park e Lei in [43] indagano la variazione del coefficiente di scambio termico e del fattore di attrito al variare dell'angolo di attacco, in un flusso d'aria completamente turbolento all'interno di un condotto a sezione quadrata con due superfici dotate di nervature. L'indagine è svolta su un intervallo di numeri di Reynolds compresi tra 7000 e 90000 e due valori del passo adimensionale (10 e 20), con un rapporto  $e/D_h$  fisso pari a 0.063. L'angolo di attacco è stato variato tra quattro valori rispettivamente pari a  $90^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $30^\circ$ . Gli autori ottengono il massimo incremento del coefficiente di scambio termico ( $h$ ) per  $\alpha$  pari a  $60^\circ$  a cui corrispondono, però, anche le maggiori perdite di carico. Le migliori prestazioni, a pari potenza di pompaggio (si veda il successivo Capitolo 6), sono state ottenute utilizzando nervature inclinate a  $45^\circ$ . In questo caso,  $h$  presenta un aumento del 10-20% rispetto a nervature trasversali, mentre la potenza di pompaggio si riduce di circa il 20-50%, al variare del numero di Reynolds. I precedenti risultati sono stati ritrovati anche da Han e Park in [3], relativamente a condotti che non consentono il completo sviluppo dei profili di velocità e temperatura (pur mantenendo le stesse condizioni geometriche della precedente indagine). Karwa in [44], confronta l'incremento dello scambio termico e del fattore di attrito di condotti dotati di nervature trasversali, inclinate e con disposizione a V continua o interrotta sulla parete riscaldata rispetto a condotti con superfici lisce. L'intervallo di numeri di Reynolds considerato si estende tra i valori di 2800 e 15000, il rapporto  $p/e$  è mantenuto fisso al valore di 10 mentre il rapporto  $e/D_h$  viene variato tra 0.0467 e 0.05. L'incremento del numero di Stanton rispetto al valore caratteristico di un condotto liscio risulta compreso tra il 65 e il 90% per nervature trasversali e tra l'87 e il 112% utilizzando nervature inclinate a  $60^\circ$ , al variare del numero di Reynolds. Inoltre, per  $\alpha=90^\circ$  il fattore di attrito cresce di circa 2.68-2.94 volte, mentre la riduzione dell'angolo di attacco a  $60^\circ$  provoca aumenti superiori compresi tra 3.02 e 3.42, al variare del numero di Reynolds. Infine, dal confronto delle prestazioni a pari potenza di pompaggio, l'autore ottiene un miglioramento compreso tra il 26 e il 48% con nervature inclinate e tra il 23 e il 40% con nervature trasversali.

### 3.4.1 Nervature inclinate a $45^\circ$

All'interno degli studi sulla variazione dell'angolo di attacco del flusso, le nervature inclinate a  $45^\circ$  costituiscono un filone molto importante, su cui si concentrano le indagini più recenti. La motivazione principale di questo interesse, come accennato in precedenza, è la possibilità di ottenere le migliori prestazioni in confronto a superfici lisce, mantenendo inalterata la potenza di



pompaggio. Astarita e Cardone in [30], ottengono la distribuzione dettagliata del numero di Nusselt locale utilizzando la termografia infrarossa, per un flusso d'aria in un condotto a sezione quadrata con nervature inclinate a  $45^\circ$  e  $30^\circ$  disposte su due superfici (con  $p/e=10;20$  e  $Re=16000; 30000$  e  $60000$ ). Considerano, inoltre, due differenti disposizioni delle nervature rispettivamente parallela e sfalsata (con un disallineamento pari a metà del passo tra le due superfici). Il valore più elevato del numero di Nusselt medio è stato osservato per  $\alpha=45^\circ$  e  $p/e=10$ . Nuovamente l'aumento del passo adimensionale provoca una riduzione del numero di Nusselt. Inoltre, per entrambi i valori dell'angolo di attacco, la disposizione parallela mostra coefficienti di scambio convettivo medi superiori rispetto alla disposizione sfalsata, anche se gli scostamenti sono paragonabili all'incertezza di misura combinata sulla stima dei due valori. Gli autori ipotizzano che il maggiore fattore di bloccaggio che si origina disponendo gli elementi in maniera allineata, abbia un'influenza positiva sia sulla generazione di flussi secondari sia sul riattacco del flusso a valle delle nervature. Il precedente effetto risulta più evidente per  $\alpha=30^\circ$ . Infine, dal confronto tra i risultati ottenuti in [30] e in [45], mostrano come l'incremento dell'angolo di attacco intensifichi i moti secondari fino a valori di  $\alpha$  pari a  $60^\circ$ . Won et al. in [46] eseguono una dettagliata indagine sperimentale in un condotto a sezione rettangolare (*aspect ratio* pari a 4) con nervature parallele inclinate a  $45^\circ$ , disposte su due superfici opposte ( $p/e=10$ ,  $e/D_h=0.078$ ,  $Re=9000\div 76000$  e rapporto tra la superficie frontale delle nervature e la sezione di passaggio pari al 25%). Gli autori ottengono risultati superiori a quelli riportati da Han et al. in [2], imputando gli scostamenti sia al differente valore dell'*aspect ratio* sia al maggior rapporto  $e/D_h$ . In particolare, ottengono un incremento del numero di Nusselt medio rispetto ad un condotto liscio compreso tra 3.53 e 1.79, nell'intero intervallo di numeri di Reynolds investigato. Ulteriori importanti risultati su nervature inclinate a  $45^\circ$  gradi sono stati riportati da Taslim in [47] e in numerosi lavori di Tanda (tra cui [48], [40] e la recente indagine di Satta, Simoni e Tanda [49], sulle proprietà locali del moto, utilizzando la tecnica LDV, e dello scambio termico, mediante termografia a cristalli liquidi, in un condotto a sezione rettangolare con *aspect ratio* pari a 5, nervature disposte su una o due pareti in maniera allineata,  $p/e=10$ ,  $e/D_h=0.09$  e  $Re=29000$ ).

### 3.5 Variazione della disposizione relativa delle nervature

Nonostante per le variazioni dei precedenti parametri geometrici siano disponibili numerose indagini di riferimento (pur non esaustive dell'intero campo di possibilità ritrovabile nella pratica industriale), esistono relativamente pochi studi che indagano gli effetti della differente disposizione relativa delle

nervature su due o più superfici. Il primo studio dettagliato è stato condotto da Han, Zhang e Lee nel 1991 [50], con riferimento a nervature parallele ( $\alpha=90^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $45^\circ$ ), incrociate ( $\alpha=60^\circ$  e  $45^\circ$ ) e a V (con  $\alpha=60^\circ$  e  $45^\circ$  e apice disposto sia verso monte che verso valle). I risultati mostrano come la disposizione a V con apice verso monte fornisca i coefficienti di scambio termico più elevati, mentre rivolgendo l'apice a valle si verificano le maggiori perdite di carico. Inoltre, le nervature incrociate forniscono il minor incremento di scambio termico, ma anche il minor fattore di attrito. La precedente indagine di Astarita e Cardone [30], citata all'interno degli studi su nervature inclinate a  $45^\circ$ , rappresenta uno dei pochi studi di confronto tra la disposizione parallela e sfalsata. Infine Won e Ligrani nel 2004 [51], indagano dettagliatamente la struttura locale e media nello spazio del flusso e il numero di Nusselt locale, in condotti a sezione rettangolare (con *aspect ratio* pari a 4), dotati di nervature inclinate a  $45^\circ$  con disposizione rispettivamente parallela o incrociata ( $p/e=10$ ;  $e/D_h=0.078$ ;  $Re=480\div 18300$ ). Entrambe le disposizioni mostrano valori del coefficiente locale di scambio termico simili in tutte le posizioni, ad eccezione della regione appena a monte delle nervature. Qui la disposizione parallela fornisce valori significativamente superiori, a causa del differente comportamento sia locale che globale dei moti secondari che si originano. In particolare, osservando il flusso nel piano che contiene la sezione di passaggio, il moto secondario globale è costituito da un'unica cella convettiva quando le nervature sono disposte in modo incrociato sulle due superfici, mentre per nervature parallele si generano due celle distinte rispettivamente nella metà superiore e nella metà inferiore del condotto.

### 3.6 Differente numero di pareti dotate di nervature

Un aspetto interessante, su cui si concentrano diversi studi (tra cui attualmente il filone relativo al riscaldamento di un flusso d'aria mediante collettori solari piani, come testimoniano i lavori di revisione di Hans et al [7] nel 2009 e la recente review di Patil, Saini e Kumar [6] del 2012), è la valutazione dell'effetto che la variazione del numero di pareti dotate di nervature provoca sia sull'incremento dello scambio termico sia sul fattore di attrito. Alcuni esempi, sviluppati tra la fine degli anni '90 e il primo decennio degli anni 2000, sono i lavori di Chandra et al. [52] e [35] relativi a nervature trasversali disposte in condotti con *aspect ratio* pari a 1/2, lo studio di Rau et al. [53] con riferimento a condotti a sezione quadrata e le indagini sperimentali e numeriche di Ahn et al. [54] e Kang et al. [55] in cui si utilizzano nervature inclinate a  $45^\circ$  disposte su una, due o quattro pareti, in un condotto con sezione di passaggio quadrata. Da questi studi emerge chiaramente come sia il coefficiente di scambio termico

convettivo sia il fattore di attrito crescano sensibilmente al crescere del numero di pareti dotate di nervature, nonostante l'aumento relativo di  $h$  sia inferiore rispetto a quello di  $f$ . In particolare nel 2003, Chandra et al. in [35] (*aspect ratio* pari a 1;  $p/e=8$ ;  $e/D_h=0.0625$ ;  $Re=10000\div 80000$ ) ottengono un incremento del numero di Nusselt medio rispetto al valore del condotto liscio compreso tra 2.43 e 1.78 (nell'intervallo di numeri di Reynolds considerati), quando le nervature sono disposte su una sola parete e tra 2.64 e 1.92 con nervature disposte su due pareti opposte. L'incremento medio del coefficiente di scambio termico convettivo nel caso di nervature su due pareti è, quindi, circa pari al 6% rispetto al caso di un'unica parete corrugata. Per quanto riguarda il fattore di attrito medio, gli autori ottengono un incremento rispetto al condotto liscio pari a 3.14 nel primo caso e 5.39 nel secondo caso, per un numero di Reynolds pari a 30000 (l'aumento tra le due differenti disposizioni risulta del 72%). Sei anni prima, sempre il gruppo di ricerca di Chandra in [52], ottenne risultati simili per condotti a sezione rettangolare con *aspect ratio* pari a 1/2 e 2, mantenendo la stessa configurazione geometrica. In aggiunta, però, il paragone tra i risultati relativi ai due condotti mostra come, anche con una sola parete nervata, il condotto con maggiore *aspect ratio* promuova un migliore scambio termico rispetto al secondo condotto, in cui due pareti (le due con minore superficie) sono dotate di nervature.

Le più recenti indagini di Tanda [40] e di Satta et al. [49], hanno messo in luce come anche il comportamento locale del flusso sia fortemente influenzato dal differente numero di pareti su cui si dispongono le nervature. In particolare, come accennato in precedenza, l'effetto principale è quello di modificare la distanza ottimale tra gli elementi che consente di ottenere il massimo valore del coefficiente locale di scambio termico convettivo.

### 3.7 Sviluppi recenti

Negli ultimi anni, le nuove politiche di incentivazione del risparmio energetico e la maggiore attenzione al contenimento dei consumi, hanno fortemente ravvivato l'interesse nei confronti del miglioramento dello scambio termico, con l'obiettivo di incrementare le prestazioni degli scambiatori di calore. Nonostante inizino ad emergere studi che si concentrano sul possibile impiego di tecniche "attive" (si veda il paragrafo 1.3), l'utilizzo di superfici dotate di nervature costituisce ancora uno dei metodi più efficaci e maggiormente indagati. Come testimonianza dell'attualità che queste ricerche continuano a rivestire, nel presente paragrafo si riportano gli sviluppi più recenti sull'argomento.

Relativamente all'utilizzo degli scambiatori di calore nei processi di accumulo dell'energia termica, necessari per smorzare l'intermittenza della generazione di energia che caratterizza le fonti rinnovabili, Desrues et al. in [56], presentano i risultati ottenuti da una simulazione numerica, con un metodo ai volumi finiti, di un flusso laminare stazionario e incomprimibile, all'interno di un condotto a sezione rettangolare (*aspect ratio* pari a 1/2) con nervature trasversali disposte in maniera sfalsata sulle due superfici di area minore. L'indagine considera un intervallo di numeri di Reynolds compresi tra 75 e 2000, con temperatura delle pareti costante pari a 313K. Per  $Re=75$ , nonostante la presenza delle nervature incrementi la superficie di scambio, il coefficiente di scambio termico convettivo risulta inferiore rispetto al valore relativo al condotto liscio. Questo, secondo gli autori, è dovuto alla presenza delle zone di ricircolazione dove il mancato rinnovamento del fluido riduce localmente il gradiente di temperatura. Quando il numero di Reynolds supera il valore di 200, intervengono differenti fenomeni che portano ad un innalzamento di  $h$ , fino al 420% per  $Re=1000$ . Le ipotesi che spiegherebbero il forte aumento dello scambio termico, risiedono nel comportamento oscillatorio del flusso e nel distacco di vortici dalle nervature (per cogliere questi aspetti è stato utilizzato un modello di turbolenza RNG- $(k, \epsilon)$ , che tuttavia presenta un certo grado di imprecisione quando applicato nel regime di transizione). Inoltre osservano come, mantenendo costante il numero di Reynolds, l'aumento del fattore di bloccaggio (cioè l'aumento dell'altezza degli elementi) e la riduzione del passo tra le nervature incrementino significativamente sia il coefficiente di scambio termico sia il fattore di attrito.

Liu e Chung in [57], realizzano una simulazione LES del flusso tra due nervature con l'obiettivo di determinare il coefficiente locale di scambio termico convettivo e individuare un legame con la fluidodinamica del flusso al variare della distanza tra i due elementi. Indagano due differenti valori del rapporto  $p/e$  rispettivamente pari a 4, in cui la superficie mostra un comportamento di "tipo-d", e 15, dove il comportamento risulta di "tipo-k". Nel primo caso, la distanza ridotta tra le nervature impedisce al flusso esterno di penetrare internamente alle cavità e non si osservano né il distacco del flusso né il successivo riattacco. Una zona di ricircolazione primaria rotante in senso orario occupa l'intera estensione della cavità, per cui uno strato di aria ad elevata temperatura si accumula al suo interno. Il coefficiente di scambio termico è, quindi, direttamente influenzato dalle strutture vorticosi presenti nel flusso esterno e cresce in modo monotono tra il primo ed il secondo elemento. Quando la distanza tra le nervature aumenta, il flusso esterno può penetrare all'interno della cavità e agire alla stregua di un getto nel punto di riattacco, che racchiude la prima zona di ricircolazione a valle del primo elemento. La distanza di riattacco risulta pari a circa cinque volte la dimensione caratteristica delle nervature. Il massimo valore del coefficiente di scambio termico si registra in prossimità del punto di riattacco. L'analisi fluidodinamica mostra il differente meccanismo di trasferimento del calore nei

due casi. Nel comportamento di “tipo-k”, si originano due vortici intermittenti in corrispondenza della prima nervatura che trasportano l'aria calda dalla zona di ricircolazione verso la regione di flusso esterno. Un flusso di aria fredda proveniente dalla zona superiore è quindi richiamato all'interno della regione di ricircolazione e impatta sulla parete, generando il massimo gradiente termico. Nel secondo caso, la zona di ricircolazione isola completamente il flusso all'interno della cavità dalla regione di flusso esterna e la rimozione dell'energia termica è esclusivamente dominata dalla generazione delle due strutture vorticose in corrispondenza del primo elemento senza possibilità di far penetrare aria fredda fino alla parete.

Mikielewicz et al. in [58], affiancano alle misure del coefficiente locale di scambio termico, realizzate mediante termografia a cristalli liquidi, la valutazione dettagliata del campo di moto, ottenuta con tecnica PIV. L'oggetto dell'indagine è un flusso d'aria all'interno di una galleria del vento, con sezione di passaggio rettangolare (*aspect ratio* pari a 6.37), in cui sono disposte nervature trasversali o inclinate a  $45^\circ$  ( $p/e=11$ ,  $Re=9000\div 35500$ ). Nel caso di nervature disposte sulla sola parete inferiore quando il numero di Reynolds è prossimo a 9000, il valore massimo della velocità risulta circa 3m/s e si presenta nella parte superiore del canale. Il flusso risulta turbolento con intensità pari a circa il 38% in prossimità delle nervature e 10% nella regione centrale del condotto. All'aumentare del numero di Reynolds, il moto mantiene le stesse caratteristiche, ma il valore massimo della velocità cresce a 8m/s (la conseguente intensità di turbolenza aumenta al 40% in prossimità delle nervature e al 14% nella regione centrale). La disposizione degli elementi su due pareti del condotto incrementa significativamente il livello di turbolenza (il valore massimo di intensità raggiunge il 60% nelle regioni in prossimità delle nervature e si mantiene costante al crescere del  $Re$ , anche se si estende la regione interessata dalle fluttuazioni). I risultati mostrano, inoltre, come sia il fattore di attrito sia il numero di Nusselt siano favoriti dall'aumento del numero di pareti su cui si dispongono le nervature, con il massimo incremento di entrambi i parametri per nervature trasversali. Le nervature inclinate a  $45^\circ$  forniscono le minori perdite di carico.

Xinyi e Dongsheng in [59], indagano dal punto di vista sia sperimentale che numerico, le caratteristiche del moto e dello scambio termico di un flusso d'acqua turbolento, all'interno di un condotto a sezione rettangolare dotato di nervature interrotte con disposizione incrociata e cavità ( $Re=5000\div 16000$ ). Il rapporto tra il numero di Nusselt e il corrispondente valore per un condotto liscio, risulta pari a circa 2.3-2.9 (nell'intervallo di numeri di Reynolds considerati), in presenza solamente delle nervature, mentre cresce tra 2.8 e 3.5 quando sono contemporaneamente presenti anche le cavità (durante l'indagine sperimentale l'angolo di attacco è mantenuto fisso al valore di  $30^\circ$ ). La presenza

di queste ultime, infatti, altera le linee di flusso e favorisce sia la separazione del flusso sia la presenza di strutture vorticosi al suo interno. D'altra parte, in questo secondo caso, il fattore di attrito cresce di circa quattro volte rispetto a un condotto liscio e mostra incrementi superiori rispetto al condotto dotato solamente di nervature. Di conseguenza, le prestazioni termofluidodinamiche aumentano di circa il 10%-13.6%, se sulle superfici del condotto sono presenti anche le cavità. L'analisi numerica è stata utilizzata per valutare le variazioni del coefficiente di scambio termico convettivo e del fattore di attrito al variare dell'inclinazione delle nervature (tra  $0^\circ$  e  $60^\circ$ ) e del rapporto p/e (tra tre valori: 13;15 e 17). Le migliori prestazioni sono state osservate per un angolo di attacco pari a  $45^\circ$ , con aumenti compresi tra il 18% e il 36% rispetto a nervature trasversali. Mantenendo costante l'angolo di inclinazione, le prestazioni più elevate sono state ottenute con un rapporto p/e pari a 13, con un incremento del 7.3% rispetto al passo più ampio. Un ulteriore aspetto interessante, messo in luce dagli autori, è legato al fatto che l'utilizzo combinato di nervature e cavità possa fornire prestazioni globali significativamente superiori rispetto a nervature a V, considerate una delle soluzioni più efficienti.

Slabaugh et al. in [60], studiano sperimentalmente e numericamente l'effetto di una variazione delle condizioni di ingresso del flusso in condotti dotati di nervature trasversali ( $e/D_h=0.055$ ), con elevato *aspect ratio* (compreso tra 15 e 30) e rapporto p/e (considerano due valori: 18.8 e 37.3). Il rapporto tra il passo e la profondità delle nervature è mantenuto costante al valore di 2 in tutti i casi analizzati, mentre l'intervallo di numeri di Reynolds considerati si estende tra 3000 e 27000. La condizione di ingresso di riferimento consiste in una sezione iniziale sufficientemente lunga per poter assumere il completo sviluppo del profilo di velocità all'imbocco della sezione di prova. La seconda condizione presenta invece un flusso aggiuntivo alimentato in direzione perpendicolare rispetto all'asse del condotto (*cross-flow*). In questo caso, la portata massica del flusso trasversale viene variata per comprendere l'effetto di un differente flusso di quantità di moto sia sul coefficiente di scambio termico convettivo sia sulle perdite di carico. Nella realizzazione della geometria sono stati inseriti anche due condotti fittizi a fianco della sezione di prova per simulare la separazione delle linee di flusso indotta dalla presenza di canali adiacenti, alimentati anch'essi dall'unico condotto trasversale. L'indagine sperimentale è stata affiancata da una simulazione numerica per migliorare la comprensione degli effetti fluidodinamici causati dalle due differenti condizioni. I risultati mostrano come il comportamento del campo di moto sia significativamente influenzato dal rapporto tra le portate di flusso alimentate rispettivamente nel condotto trasversale e nella sezione di prova. L'influenza di questi due valori è ben rappresentata dal rapporto tra il flusso di quantità di moto dei due condotti

( $MFR = \frac{\rho V_{channel}^2}{\rho V_{cross-flow}^2}$ ). Per MFR inferiori a 0.01, il campo di moto non

subisce variazioni indipendentemente dal valore della portata di *cross-flow*. In questo caso, si osserva la presenza di un'ampia zona di ricircolazione in prossimità del bordo di ingresso della sezione di prova collegato al condotto trasversale. Al crescere del numero di Reynolds fino a valori tali da mantenere il MFR inferiore a 0.01, le caratteristiche locali del flusso non mostrano significative differenze. Incrementando ulteriormente il numero di Reynolds, l'estensione della regione di ricircolazione si riduce fortemente e il raddrizzamento delle linee di flusso si verifica già all'interno del condotto trasversale. Nonostante il differente comportamento del campo di moto, gli effetti sulla variazione del coefficiente di scambio termico convettivo locale e globale risultano molto meno significativi. Il principale vantaggio si osserva a bassi numeri di Reynolds (circa 3300), dove la presenza di un flusso trasversale promuove il passaggio dal regime di moto di transizione (ancora presente a causa dell'elevato *aspect ratio*) al regime completamente turbolento, innalzando il coefficiente di scambio. Al crescere del numero di Reynolds le differenze tra le due condizioni di ingresso tendono a svanire.

Infine Smulsky et al. in [61], presentano i risultati sperimentali ottenuti da un'indagine sulla distorsione delle linee di flusso provocate dalla disposizione di una nervatura su una superficie piana, al variare dell'angolo di attacco (tra 50° e 90°). Gli autori osservano come al ridursi dell'angolo di attacco la coordinata del punto di riattacco e, di conseguenza, il punto di massimo sia del coefficiente di scambio termico convettivo sia della pressione, si avvicinino al bordo di uscita della nervatura. Il valore massimo del coefficiente locale di scambio termico è stato ottenuto per  $\alpha=50^\circ$  e risulta superiore di circa il 40% rispetto al caso della nervatura trasversale. Infine, considerano l'effetto della variazione della dimensione caratteristica dell'ostacolo, notando nuovamente un avvicinamento del punto di massimo al bordo di uscita al crescere della dimensione.





## **4 Apparato sperimentale e procedure di misura**

### **4.1 Introduzione**

All'interno del presente capitolo si descrive l' apparato sperimentale utilizzato durante l'indagine, le procedure di misura impiegate e il trattamento dei dati acquisiti.

La campagna di misure ha come obiettivo la determinazione del fattore di attrito e del coefficiente di scambio termico globale sulla sezione di prova. Nella prima parte del capitolo, si descrive il canale a sezione rettangolare utilizzato durante l'indagine. Nella seconda parte, si fornisce una breve descrizione delle procedure di misura adottate e del trattamento dei dati acquisiti. Infine, si approfondiscono le procedure di calibrazione dei sensori e il metodo di stima dell'incertezza combinata.

### **4.2 Apparato sperimentale**

#### **4.2.1 Canale per misure medie**

L'apparato sperimentale è analogo a quello impiegato da Fustinoni in [32]. La Figura 4.1 rappresenta un modello d'insieme dell'intero apparato e la posizione dei principali componenti che lo costituiscono (I numeri riportati indicano rispettivamente: 1.rete metallica; 2.convergente; 3.sezione di sviluppo; 4.sezione di prova; 5.sezione di uscita; 6.rotametri; 7.valvole di apertura; 8.valvola di regolazione; 9.valvola di by-pass; 10.ventilatore; 11.bagno termostatico; 12.circuito acqua).

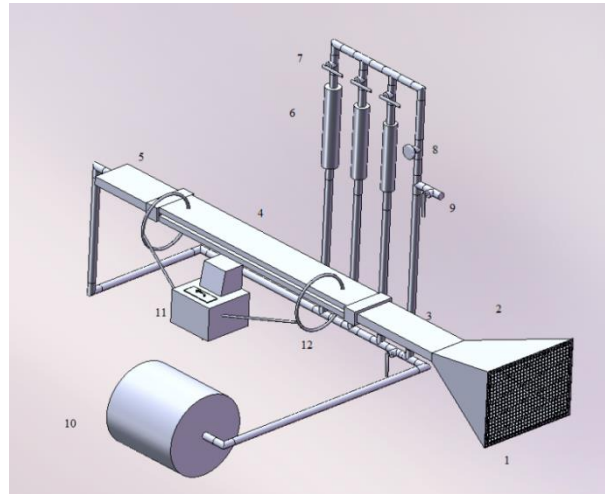


Figura 4.1:Modello d'insieme dell'apparato sperimentale.

L'impianto è suddiviso in quattro sezioni: la sezione di ingresso, la sezione di sviluppo, la sezione di prova e la sezione di uscita.

A valle della sezione di uscita è posizionato un ventilatore assiale avente una potenza nominale di 5,5kW. L'aria aspirata transita attraverso le quattro sezioni del canale e viene successivamente espulsa in atmosfera.

La sezione di ingresso è costituita da una rete metallica a maglie fitte che ha la duplice funzione di ordinare il flusso e filtrare l'aria entrante. Segue un tratto convergente con un rapporto di strizione pari a 65 che accelera il flusso fino all'ingresso della sezione di sviluppo. All'interno del convergente, ad una distanza di 150mm dall'ingresso, è posta una termoresistenza a quattro fili per la misura della temperatura dell'aria. Questa verrà utilizzata come temperatura di ingresso del fluido nel bilancio entalpico tra le sezioni di ingresso e uscita del condotto.

A valle del tratto convergente, il flusso d'aria attraversa la sezione di sviluppo composta da una matrice di raddrizzatori di flusso, piccoli tubi in plastica aventi un diametro di 4mm e una lunghezza di 40mm e da un tratto di condotto non riscaldato a sezione rettangolare di 140x30mm, lungo 800mm, realizzato con pareti in plexiglas di spessore pari a 10mm. Lo scopo di questa sezione è quello di consentire il completo sviluppo dello strato limite fluidodinamico per un flusso turbolento. La lunghezza del tratto di sviluppo risulta essere circa quaranta volte superiore al diametro idraulico del condotto e rientra nell'intervallo indicato dalla relazione (si veda [11]):

$$10 \lesssim \frac{x}{D_h} \lesssim 60 \quad (4.1)$$

Due prese di pressione statiche sono posizionate ad una distanza di circa 775mm dall'ingresso della sezione di sviluppo, rispettivamente sulla parete superiore e su quella inferiore del condotto. Esse forniscono un valore medio della pressione in prossimità dell'ingresso della sezione di prova.

Al termine della sezione di sviluppo, è posta la sezione di prova rappresentata da un condotto a sezione rettangolare di altezza 12mm e larghezza 120mm (*aspect ratio* pari a 10), lungo 880mm. La parete superiore e quella inferiore sono realizzate in alluminio. Al loro interno sono stati ricavati due circuiti che consentono il passaggio dell'acqua di riscaldamento, per mantenere una temperatura di parete costante a 40°C durante le prove relative alla misura del coefficiente di scambio termico convettivo. L'acqua viene riscaldata e alimentata ai circuiti tramite un bagno termostatico HAAKE Phoenix II P2-B12 della Thermo Scientific, dotato di serbatoio da 12dm<sup>3</sup>, riscaldatore a resistenza elettrica da 3kW di potenza e sistema di controllo interno tale da mantenere il volume di liquido alla temperatura impostata con una tolleranza di 0.01K. Nei condotti di adduzione dell'acqua di riscaldamento sono state inserite due termocoppie, preventivamente tarate, per il controllo della temperatura di ingresso. Le restanti termocoppie disposte all'interno delle pareti sono state disattivate per ridurre il tempo di acquisizione, in quanto in tutte le indagini svolte in [10], la temperatura si è rivelata costante lungo tutto lo sviluppo delle pareti riscaldate.

Le pareti laterali, che chiudono il canale, sono realizzate con due lastre di vetro float di spessore pari a 4mm e sono fissate alle pareti superiore ed inferiore in modo da limitare al minimo le eventuali infiltrazioni di aria esterna. All'interno della sezione di prova vengono disposte le nervature, ottenute tagliando dei listelli in legno di Tiglio a sezione quadrata con due possibili altezze rispettivamente pari a 2mm o 4mm. L'utilizzo di legno a ridotta conducibilità termica consente di trascurare l'incremento di scambio termico associato alla maggiore superficie resa disponibile dalle nervature. L'aumento del coefficiente limite rispetto a un condotto liscio, è quindi dovuto alle sole variazioni nella fluidodinamica interna, indotte dalla presenza delle nervature stesse.

A valle della sezione di prova, l'aria attraversa la sezione di uscita. Questa è costituita da una serie di turbolenziatori e da un tratto convergente con lo scopo di accelerare e miscelare il flusso, per ottenere una misura di temperatura indicativa della temperatura di miscelamento adiabatico in uscita. In Figura 4.2 è riportato un particolare della sezione di uscita:

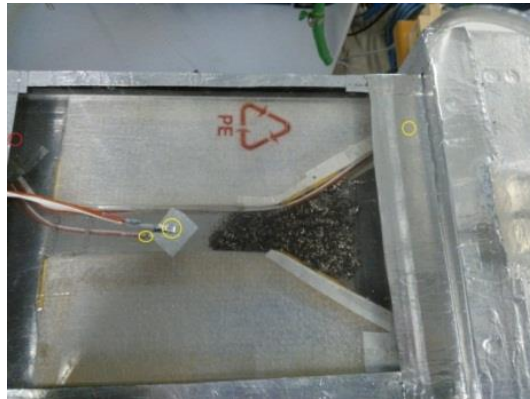


Figura 4.2: Sezione di uscita

In essa vengono indicate le posizioni delle termoresistenze a quattro fili (cerchi gialli) e della termocoppia di tipo T (cerchio rosso). La Figura 4.3 rappresenta un modello dettagliato della sezione:

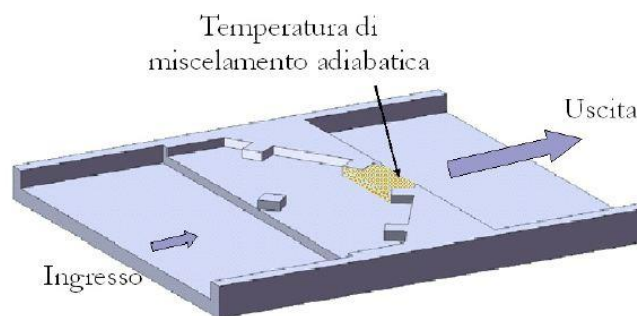


Figura 4.3:Modello della sezione di uscita

A valle della sezione di uscita sono posizionati tre rotametri per la misura della portata di aria, aventi rispettivamente un fondo scala di 6, 23.5 e 40m<sup>3</sup>/h. Appena a monte dei rotametri è posizionata una termocoppia di tipo T per la misura della temperatura utilizzata nel calcolo della densità dell'aria e, quindi, della portata massica. La regolazione della portata interna al canale avviene agendo sul sistema di valvole di regolazione visibile in Figura 4.1.

### 4.3 Procedure di misura e trattamento dei dati

Per rendere le misure effettuate il più possibile ripetibili e replicabili, sono state definite delle rigorose procedure in cui si indicano le operazioni da svolgere e le tempistiche necessarie.

La misura del coefficiente di scambio termico convettivo richiede che il sistema si trovi in condizioni di regime termico. Queste si ritengono raggiunte quando la deviazione standard delle misure acquisite dai sensori di temperatura durante gli ultimi 30 minuti risulta inferiore a 0.05K (valore prossimo all'incertezza strumentale).

Nel seguito per ciascuno dei parametri oggetto dell'indagine sperimentale vengono descritte le procedure di misura, le grandezze misurate e il processo di trattamento dei dati acquisiti.

#### 4.3.1 Coefficiente di scambio termico convettivo medio

La potenza termica trasmessa al flusso d'aria è ottenuta utilizzando la relazione:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) \quad (4.2)$$

in cui  $c_p$  è il calore specifico isobaro ritenuto costante pari a 1005 [J/kgK], mentre  $T_o$  e  $T_i$  indicano le temperature medie rispettivamente sulla sezione di ingresso ed uscita, espresse in [°C].

Durante tutte le prove le pareti del condotto vengono mantenute alla temperatura costante di 40°C. La differenza di temperatura media logaritmica, nel caso di temperatura di parete imposta, risulta:

$$\Delta T_o = T_s - T_o \quad (4.3)$$

$$\Delta T_i = T_s - T_i \quad (4.4)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)} \quad (4.5)$$

dove  $T_s$  è la temperatura della parete [°C].

Esprimendo la potenza termica trasmessa dalla superficie al flusso d'aria mediante la relazione (1.18) in cui  $U = \bar{h}$ , dove  $\bar{h}$  [W/m<sup>2</sup>K] indica il coefficiente di scambio termico convettivo medio sulla sezione, si ottiene la relazione:

$$\bar{h} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_o - T_i)}{A \cdot \Delta T_{ml}} \quad (4.6)$$

in cui  $A$  indica la superficie di scambio termico [m<sup>2</sup>].

Dalla conoscenza del coefficiente di scambio termico convettivo medio si valuta il numero di Nusselt medio utilizzando la definizione:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot D_h}{k_f} \quad (4.7)$$

dove  $k_f$  è la conduttività termica dell'aria assunta pari a 0.0262 [W/mK].

Infine sostituendo l'espressione (4.6) nella (4.7), si ottiene la relazione:

$$\overline{Nu} = \frac{4 \cdot \dot{m} \cdot c_p}{k_f \cdot p} \cdot \ln\left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}\right) \quad (4.8)$$

In cui  $p$  indica il perimetro del condotto [m].

Operativamente è necessario attendere che il sistema raggiunga la condizione di regime termico come descritto all'inizio del paragrafo. Inizialmente si attende che le pareti raggiungano la temperatura imposta di 40°C, condizione che si verifica dopo circa 30 minuti dall'accensione dei circolatori del bagno termostatico. Successivamente viene acceso il ventilatore e regolato il sistema di valvole in modo che transiti la portata voluta. Dopo un'ulteriore attesa di circa 30 minuti, la deviazione standard delle letture fornite dai sensori di temperatura rientra nell'intervallo di tolleranza considerato accettabile e il sistema raggiunge le condizioni di regime termico. A questo punto si avvia l'acquisizione delle misure, realizzata utilizzando un multimetro Agilent 34970A data logger. La procedura di acquisizione consiste in 150 scansioni dei 12 canali attivi e ha una durata complessiva di circa 25 minuti (impostando un tempo di integrazione di 20ms e un ritardo sul singolo canale di 0,05s per eguagliare i tempi tra i diversi canali). Al termine dell'acquisizione si interviene sul sistema di valvole di regolazione per modificare la portata al successivo valore di interesse. In questo caso, è sufficiente attendere circa 15 minuti perché il sistema si riporti in condizioni di regime e poter effettuare una nuova acquisizione. Per ogni configurazione vengono analizzati otto valori di portata, a cui corrispondono otto valori del numero di Reynolds, sui quali viene valutato il numero di Nusselt. Le grandezze misurate durante ogni acquisizione sono:

- Temperatura dell'aria in prossimità dei rotametri,  $T_{rot}$  in [°C]
- Temperatura dell'aria all'ingresso nel tratto convergente,  $T_i$  in [°C]
- Temperatura di miscelamento adiabatico in uscita,  $T_o$  in [°C]
- Temperatura dell'acqua nel bagno termostatico
- Temperatura dell'acqua all'ingresso dei circuiti nella parete
- Portata volumetrica di aria aspirata,  $\dot{V}$  in [l/h]

Al termine dell'acquisizione il software fornisce in output un foglio elettronico contenente le misure. I dati vengono riportati in un foglio di calcolo per la valutazione del valor medio di ciascuna grandezza misurata sulle 150 scansioni e la relativa deviazione standard. Il foglio di calcolo contiene anche le relazioni descritte nel seguito per la valutazione automatizzata del numero di Nusselt medio.

Il valore medio della temperatura in prossimità dei rotametri consente di valutare la densità dell'aria utilizzando l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$\rho_{rot} = \frac{p_{atm}}{\left(\frac{R}{M_m}\right) \cdot (T_{rot} + 273.15)} \quad (4.9)$$

in cui  $p_{atm}$  è la pressione atmosferica standard pari a 101325 [Pa], mentre  $\left(\frac{R}{M_m}\right)$  è la costante specifica dell'aria assunta pari a 287 [J/kgK].

Dalla misura della portata volumetrica e dal calcolo della densità è possibile risalire alla portata massica aspirata, espressa dalla relazione:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V} \cdot f_{corr} \cdot \rho_{rot}}{3600 \cdot 1000} \quad (4.10)$$

in cui  $f_{corr}$  è un fattore correttivo che tiene conto dello scostamento tra la temperatura dell'aria ai rotometri e la temperatura di riferimento di 20°C ed è definito come:

$$f_{corr} = \sqrt{\frac{T_{rot} + 273.15}{20 + 273.15}} \quad (4.11)$$

La temperatura di parete è ottenuta calcolando la media dei valori medi, sulle 150 scansioni, della temperatura dell'acqua in ingresso rispettivamente nella parete superiore e in quella inferiore.

La superficie di scambio termico è ottenuta sottraendo la superficie occupata dalle nervature dalla superficie complessiva delle pareti superiore e inferiore del canale. Le nervature sono realizzate in legno a ridotta conduttività termica e possono essere ritenute con buona approssimazione delle superfici adiabatiche che riducono la superficie totale di scambio termico. In questo modo è possibile ricondurre l'incremento di scambio termico solamente alle variazioni nella fluidodinamica del flusso. La superficie delle nervature si ottiene considerando le dimensioni di ciascun elemento e la sua inclinazione.

Noti questi parametri utilizzando la (4.8) si risale al numero di Nusselt medio associato agli otto valori di portata esaminati.



### 4.3.2 Fattore di attrito

Il fattore di attrito sulla sezione di prova è ottenuto utilizzando la relazione di Darcy-Weisebach:

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_m^2} \cdot \frac{D_h}{L} \quad (4.12)$$

in cui  $\Delta p$  rappresenta la caduta di pressione lungo la sezione di prova espressa in [Pa],  $u_m$  la velocità media del fluido espressa in [m/s],  $D_h$  il diametro idraulico del condotto espresso in [m] e  $L$  la lunghezza della sezione di prova espressa in [m].

Per valutare il fattore di attrito si misurano, quindi, la caduta di pressione lungo la sezione di prova, la temperatura dell'aria in ingresso, la temperatura dell'aria in prossimità dei rotametri e la portata volumetrica aspirata.

La procedura di misura prevede che le pareti del canale siano mantenute a temperatura ambiente senza attivare i circolatori del bagno termostatico.

La caduta di pressione viene misurata utilizzando un micromanometro differenziale ad acqua Gilmont, a cui sono connesse le tre prese di pressione descritte in precedenza.

Dal punto di vista operativo, all'inizio della prova si registra la temperatura dell'aria indicata dalla termocoppia posta in prossimità dei rotametri, utilizzata nel calcolo della densità. In seguito, si valuta la posizione iniziale del pelo libero del fluido manometrico e si attiva il ventilatore, regolando la portata al valore di interesse. Dopo un'attesa di pochi minuti, per garantire la stabilità fluidodinamica del flusso, si effettua la misura dello spostamento del pelo libero rispetto al valore iniziale. Una volta registrata la misura della caduta di pressione si procede incrementando la portata e ripetendo l'acquisizione. L'indagine si svolge su 13 valori di portata compresi nell'intervallo tra 2500l/h e 30000l/h. Il procedimento viene ripetuto per sei volte in modo da avere una quantità di misure statisticamente significativa per il calcolo del valore medio e della deviazione standard del fattore di attrito associato a ciascun valore di portata.

Il valore medio della temperatura dell'aria in prossimità dei rotametri sulle sei acquisizioni, è utilizzato nella relazione (4.9) per il calcolo della densità. Poiché la temperatura iniziale è molto prossima al valore di riferimento di 20°C, la

portata massica si ottiene dalla relazione (4.10) considerando un fattore correttivo unitario. Nota la portata si ottiene la velocità media attraverso l'equazione:

$$u_m = \frac{\dot{m}}{H \cdot W \cdot \rho_{rot}} \quad (4.13)$$

in cui  $H$  indica l'altezza del canale [m] e  $W$  la profondità [m].

A questo punto è possibile valutare il fattore di attrito medio per ciascuna acquisizione. Infine, si effettua la media sulle sei acquisizioni per ciascun valore di portata esaminato.

## 4.4 Calibrazione dei sensori

### 4.4.1 Calibrazione delle termocoppie e delle termoresistenze

La calibrazione dei sensori di temperatura avviene utilizzando il bagno termostatico, poiché il controllo interno della temperatura garantisce una accuratezza superiore rispetto ai sensori utilizzati. La curva di taratura di ogni sonda è realizzata impostando il valore della temperatura del bagno su cinque livelli corrispondenti a 20, 30, 40, 50 e 60°C. Dopo un'attesa di 30 minuti necessaria a garantire che il sensore sia in condizioni di regime termico vengono acquisite 160 letture, una ogni 15s, la cui media costituisce un punto di calibrazione. Si procede, quindi, a rappresentare la curva di taratura di ogni sonda riportando il valore di temperatura impostato in funzione del valore medio letto e si ricava la curva di taratura mediante una regressione lineare con il metodo dei minimi quadrati. Tutte le sonde utilizzate presentano un comportamento lineare con coefficienti di determinazione delle rette di taratura,  $R^2$ , prossimi all'unità.

La deviazione standard per le termocoppie risulta inferiore a 0.02°C mentre le termoresistenze risultano più accurate e presentano una deviazione standard inferiore a 0.005°C.

#### 4.4.2 Verifica dell'accuratezza del micromanometro e dei rotametri

Per il micromanometro e per i rotametri non è possibile effettuare una calibrazione in laboratorio. L'accuratezza di questi strumenti è stata verificata attraverso la misura sperimentale del coefficiente di attrito in condizioni tali da poter essere facilmente confrontata con i risultati teorici disponibili per un tubo liscio. Si è quindi utilizzato un tubo liscio con diametro interno di 16mm e lunghezza di 2.5m. La descrizione della posizione delle prese di pressione è riportata in [10]. L'indagine è stata svolta per numeri di Reynolds compresi tra 1000 e 16000. I risultati sperimentali sono stati confrontati con l'andamento lineare in regime laminare, per  $Re < 2300$ , espresso dalla relazione:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.14)$$

Per il regime turbolento il confronto è stato effettuato utilizzando due correlazioni: quella di Churchill, valida per tubi lisci e rugosi in cui  $Re > 4000$  definita dalla relazione:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \cdot \log \left[ 0.27 \cdot \frac{\varepsilon}{D} + \left( \frac{7}{Re} \right)^{0.9} \right] \quad (4.15)$$

e quella di Blasius, valida per un tubo liscio nell'intervallo  $2100 < Re < 10^5$ :

$$f = \frac{0.0791}{Re^{\frac{1}{4}}} \quad (4.16)$$

In regime laminare, lo scostamento percentuale medio dei dati sperimentali rispetto all'andamento teorico, è di circa il 2.2% mentre in regime turbolento lo scarto medio è del 5.1% rispetto ai valori forniti dalla correlazione di Churchill e del 7.6% rispetto a quelli forniti dalla correlazione di Blasius.

## 4.5 Stima dell'incertezza

La stima dell'incertezza di misura relativa al numero di Nusselt medio e al fattore di attrito medio è effettuata utilizzando la legge di propagazione degli errori proposta da Moffat in [62]:

$$e_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot e_{x_i} \right)^2} \quad (4.17)$$

in cui  $y$  rappresenta la variabile di interesse,  $x_i$  rappresenta l' $i$ -esima variabile misurata,  $e_{x_i}$  rappresenta l'incertezza tipo per l' $i$ -esima variabile misurata,  $\frac{\partial y}{\partial x_i}$  rappresenta il peso dell' $i$ -esima variabile sull'incertezza combinata ed  $e_y$  l'incertezza combinata per la variabile di interesse.

La tabella seguente riassume le grandezze misurate, i sensori utilizzati per la misura e l'incertezza strumentale:

Tabella 4.1: Grandezze misurate e relativa incertezza di misura

<i>Variabile Misurata</i>	<i>Sensore</i>	<i>Incertezza Strumentale</i>
$T_i$	Termoresistenza	0.005°C
$T_o$	Termoresistenza	0.005°C
$T_{rot}$	Termocoppia T-type	0.02°C
$T_s$	Termocoppia T-type	0.02°C
$\dot{V}$	Rotametri	1% fondo scala
$\Delta p$	Micromanometro	0.250Pa

L'incertezza delle termoresistenze e termocoppie deriva dalla procedura di taratura descritta nel sottoparagrafo 4.4.1. I rotametri hanno una incertezza dichiarata dal costruttore pari al 2% del fondo scala, tuttavia la procedura di verifica riportata nel sottoparagrafo 4.4.2 consente di ridurne il valore all'1% [10]. Sulla base della relazione (4.17) e delle incertezze relative ai singoli sensori, si ottengono valori di incertezza combinata media sul fattore di attrito di circa il 10% mentre sul numero di Nusselt di circa il 5%.

# 5 Risultati

## 5.1 Introduzione

Nel presente capitolo vengono presentati i risultati ottenuti a partire dalle misure sperimentali, relativi al numero di Nusselt ed al fattore di attrito. Dopo un riassunto delle configurazioni geometriche analizzate, si riporta il confronto tra i risultati sperimentali relativi al canale con superfici lisce e gli andamenti teorici presenti in letteratura. In seguito, per tutte le configurazioni indagate, si presentano gli andamenti del numero di Nusselt e del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds e si indagano gli effetti della variazione della dimensione caratteristica delle nervature e del passo adimensionale. Successivamente, si considerano gli effetti della variazione di tre variabili di interesse:

- Numero di pareti dotate di nervature
- Angolo di attacco del flusso rispetto alle nervature
- Disposizione relativa delle nervature sulle due superfici opposte (confronto tra disposizione parallela, sfalsata ed incrociata)

In seguito, si utilizzano i dati sperimentali per fornire delle proposte di correlazione che leghino il numero di Nusselt al numero di Reynolds e ai principali parametri geometrici.

Nella parte finale del capitolo, si introduce la tecnica *Background Oriented Schlieren* (BOS) utilizzata per le misure locali e per la visualizzazione qualitativa del comportamento del flusso in presenza di una singola nervatura. Vengono brevemente descritti il principio di funzionamento e le modifiche apportate all'apparato sperimentale, impiegato per le misure globali, e si riportano i valori del coefficiente di scambio termico convettivo ottenuti su un tratto di superficie liscia confrontandoli con i valori teorici di riferimento. Infine, vengono analizzate le immagini che descrivono il campo di spostamento apparente dei dettagli nell'immagine, causato dalle variazioni dell'indice di rifrazione nella sezione di prova e correlabile al gradiente di temperatura, in presenza di una singola nervatura applicata sulla superficie inferiore del condotto, al fine di trarre informazioni sul comportamento del coefficiente di scambio termico convettivo locale.

## 5.2 Configurazioni analizzate

Nella tabella seguente sono riportate le configurazioni geometriche analizzate durante l'indagine sperimentale:

Tabella 5.1: Configurazioni geometriche analizzate

Configurazioni Analizzate			
<i>Angolo di attacco</i>	<i>p/e</i>	<i>e/D<sub>h</sub></i>	<i>Disposizione</i>
90°	10	0.0917	Parallela
90°	10	0.0917	Solo parete inferiore
45°	10	0.0917	Parallela
45°	10	0.0917	Sfalsata
60°	10	0.0917	Parallela
60°	40	0.0917	Parallela
60°	40	0.0917	Incrociata
60°	10	0.0917	Sfalsata
60°	20	0.0917	Sfalsata
60°	40	0.0917	Sfalsata
60°	20	0.1833	Sfalsata
60°	40	0.1833	Sfalsata

La maggior parte delle prove si sono concentrate su nervature inclinate con un angolo di attacco di 60° rispetto al flusso e disposizione sfalsata tra la parete superiore ed inferiore del condotto. Questo ha permesso di concludere l'analisi iniziata in [10] e di disporre di tutti i dati relativi alle nervature con questo angolo di attacco, in tutte le possibili configurazioni. L'effetto del numero di pareti dotate di nervature, è stato indagato per nervature perpendicolari alla direzione del flusso con una dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 10. Le prove a differente angolo di attacco sono state effettuate con una disposizione parallela tra le due pareti, dimensione caratteristica delle nervature di 2mm e passo adimensionale pari a 10. L'indagine sull'effetto del passo adimensionale è stata condotta sui dati ottenuti per nervature con angolo di attacco pari a 60°, disposizione sfalsata e dimensione caratteristica di 2mm. Infine, l'effetto della dimensione caratteristica è stato investigato per due valori del passo adimensionale (20 e 40), su nervature inclinate a 60° con disposizione sfalsata.

### 5.3 Condotto con pareti lisce

In questa sezione, si riportano i valori del numero di Nusselt e del fattore di attrito medio, ricavati dall'indagine sperimentale preliminare sul condotto con pareti lisce, svolta da Fustinoni in [10]. Il numero di Nusselt medio è stato valutato mantenendo la temperatura di parete costante al valore di 40°C per otto valori del numero di Reynolds compresi nell'intervallo tra 650 e 8000. Il fattore di attrito medio è valutato su tredici valori del numero di Reynolds nello stesso intervallo, senza riscaldamento delle pareti. Inoltre, la Figura 5.1 riporta il confronto con l'andamento del fattore di attrito medio calcolato utilizzando le correlazioni proposte da Shah e London, riportate in [63], in regime laminare (Equazione (5.1)) e turbolento (Equazione (5.2)); il pedice "0" è riferito alla presenza di superfici lisce:

$$f_0 = \frac{96}{Re_0} \cdot a_{SL} \quad (5.1)$$

$$f_0 = 0.1464 \cdot Re_0^{-0.1818} \quad (5.2)$$

dove:

$$a_{SL} = 1 - 1.3553 \cdot \alpha + 1.9467 \cdot \alpha^2 - 1.7012 \cdot \alpha^3 + 0.9564 \cdot \alpha^4 - 0.2537 \cdot \alpha^5 \quad (5.3)$$

Con  $\alpha$  pari a 0.1 (inverso dell'*aspect ratio*).

Il numero di Nusselt medio è confrontato con la relazione (5.4) estrapolata dalle tabelle riportate sempre da Shah e London in [63], in campo laminare e con la correlazione di Gnielinski (Equazione (5.5)) in campo turbolento [64]:

$$Nu_0 = 0.00066 \cdot Re_0 + 7.30851 \quad (5.4)$$

$$Nu_0 = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (5.5)$$

con  $f = (1.82 \cdot \log_{10} Re - 1.64)^{-2}$ .

I risultati ottenuti mostrano un ottimo accordo con gli andamenti teorici proposti.

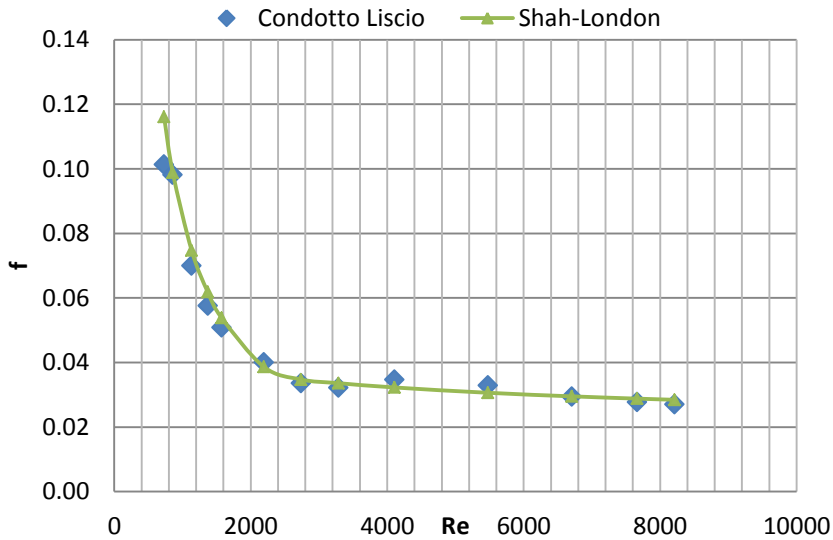


Figura 5.1: Confronto tra i valori sperimentali e l'andamento teorico del fattore di attrito medio per il condotto liscio



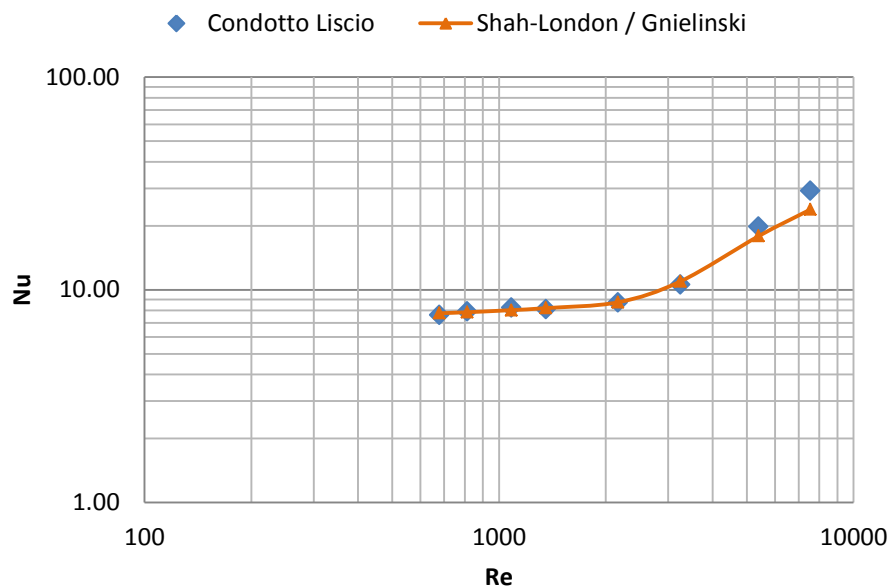


Figura 5.2: Confronto tra i valori sperimentali e l'andamento teorico del numero di Nusselt medio per il condotto liscio

## 5.4 Numero di Nusselt medio

Per ciascuna configurazione applicando la procedura descritta nel sottoparagrafo 4.3.1, si ricavano i valori del numero di Nusselt medio sulla sezione di prova per otto valori del numero di Reynolds compresi nell'intervallo tra 650 e 8000. La condizione al contorno a cui si riferiscono tutte le prove è quella di temperatura delle pareti imposta pari a 40°C. I risultati vengono presentati riportando l'andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds, per ogni famiglia geometrica.

### 5.4.1 Nervature oblique con angolo di attacco di 60° e disposizione sfalsata

Come riportato nella Tabella 5.1, per questa famiglia sono state analizzate 5 configurazioni con differenti valori del rapporto  $p/e$  ed  $e/D_h$ . La Figura 5.3 mostra l'andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds per le configurazioni geometriche analizzate:

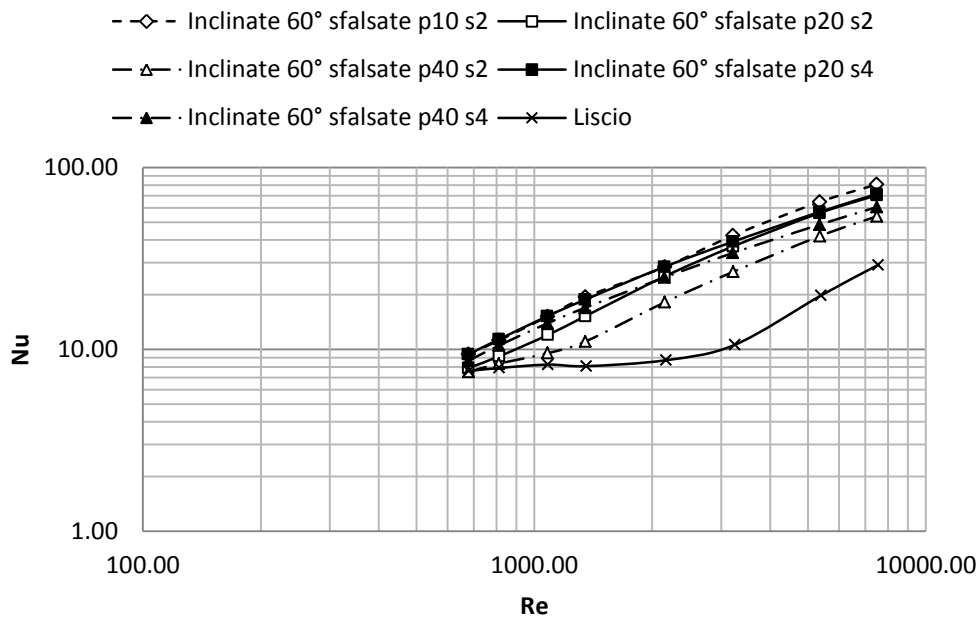


Figura 5.3: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a  $60^\circ$  e disposizione sfalsata

Per tutte le configurazioni il numero di Nusselt medio cresce al crescere del numero di Reynolds e presenta uno scostamento massimo dai valori sperimentali ottenuti per il condotto liscio per un valore del numero di Reynolds prossimo al valore di transizione (e circa pari a 3250). Il valore massimo del numero di Nusselt, pari a 80.79, è stato osservato per nervature con dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 10, ad un numero di Reynolds pari a circa 7500.

#### 5.4.2 Nervature oblique con angolo di attacco di $60^\circ$ e disposizione allineata

Per questa famiglia sono state indagate due configurazioni, entrambe con dimensione caratteristica delle nervature pari a 2mm e passo adimensionale rispettivamente pari a 10 e 40. La Figura 5.4 riporta l'andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds:

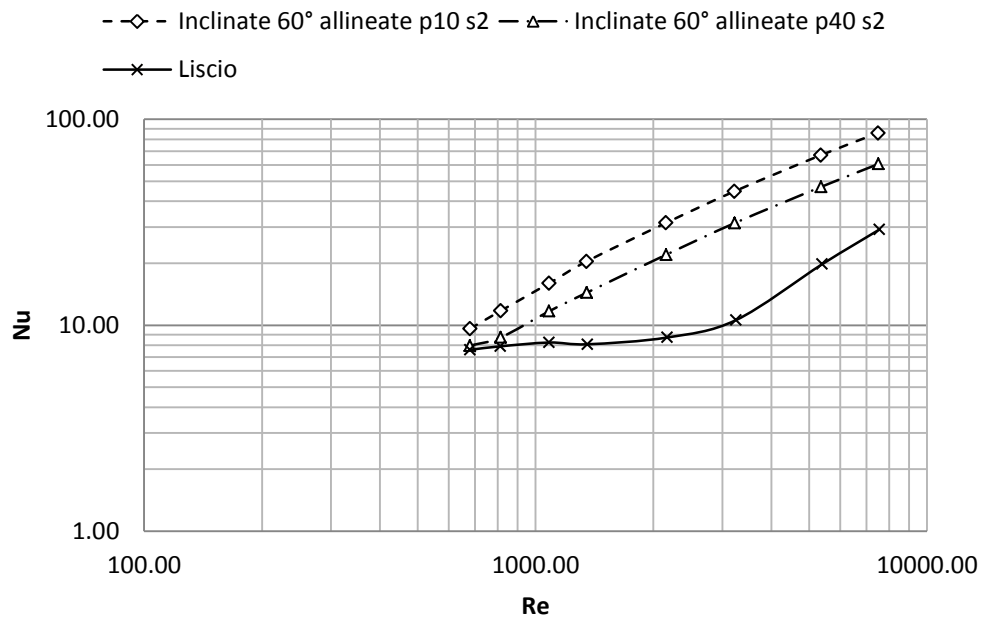


Figura 5.4: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a  $60^\circ$  e disposizione allineata

La configurazione con  $p/e$  pari a 10 mostra uno scostamento significativo dalla configurazione con pareti lisce già a basso numero di Reynolds. Una maggiore spaziatura delle nervature provoca un ritardo nel manifestarsi del comportamento rugoso (che si osserva a partire da  $Re$  pari a circa 1050), presente indipendentemente dalla disposizione geometrica relativa delle nervature sulle due superfici (può essere infatti osservata, anche se meno chiaramente, in Figura 5.3 per nervature sfalsate e in Figura 5.5 per nervature incrociate). Come osservato per nervature sfalsate, il massimo valore del numero di Nusselt, pari a 85.85, si ottiene con passo adimensionale pari a 10 e numero di Reynolds prossimo a 7500.

### 5.4.3 Nervature oblique con angolo di attacco di $60^\circ$ e disposizione incrociata

Per questa famiglia è stata indagata un'unica configurazione, con dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 40. La Figura 5.5 riporta l'andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds:

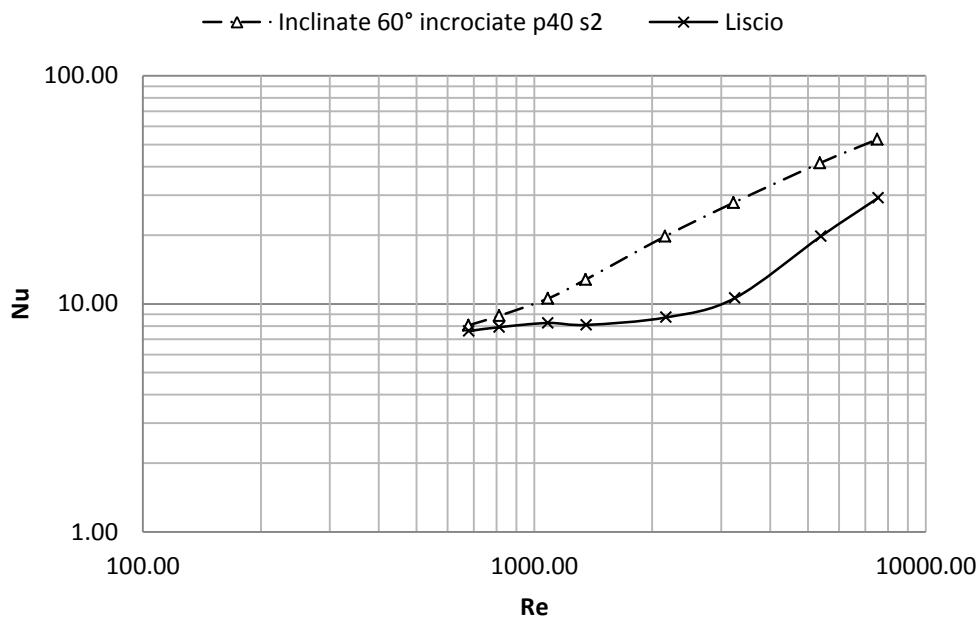


Figura 5.5: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a  $60^\circ$  e disposizione incrociata

Questa configurazione completa l'indagine iniziata in [10] sulle nervature con angolo di attacco pari a  $60^\circ$ . Nuovamente, è possibile osservare come a bassi numeri di Reynolds gli scostamenti tra un condotto dotato di superfici lisce o corrugate tendano a svanire.

#### 5.4.4 Nervature oblique con angolo di attacco di $45^\circ$ e disposizione allineata

Per questa famiglia geometrica è stata indagata un'unica configurazione con dimensione caratteristica delle nervature di 2mm e passo adimensionale pari a 10. La Figura 5.6 riporta l'andamento del numero di Nusselt medio rispetto al numero di Reynolds:

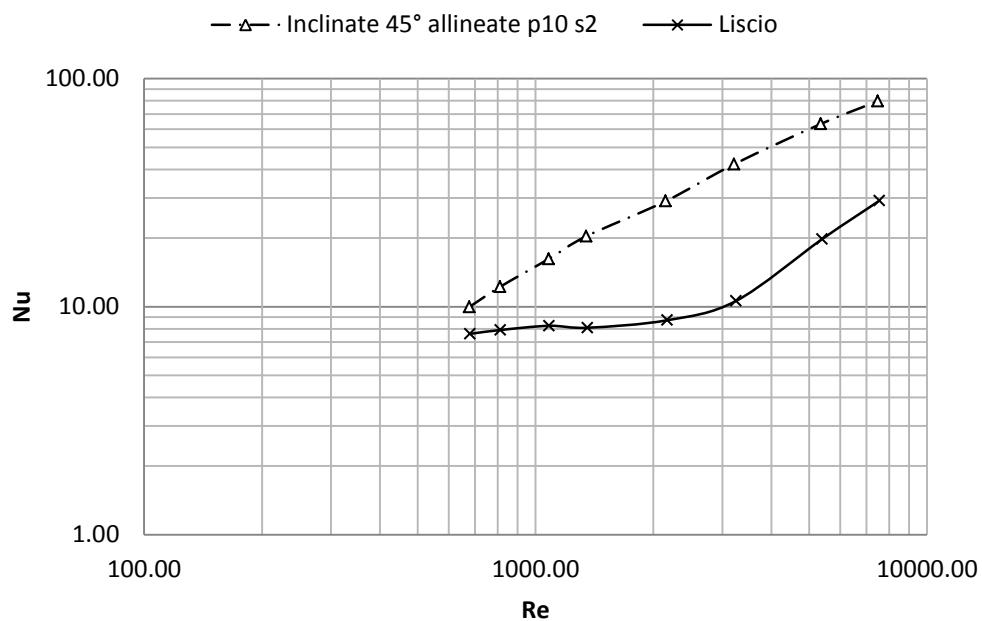


Figura 5.6: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a  $45^\circ$  e disposizione allineata

Lo studio di questa configurazione geometrica è interessante sia per valutare l'effetto della variazione dell'angolo di attacco del flusso sullo scambio termico, sia poiché le nervature inclinate a  $45^\circ$  costituiscono attualmente la configurazione più indagata (come evidenziato da Mickielewicz in [58]), in quanto consentono di ottenere le migliori prestazioni in termini di incremento dello scambio termico rispetto all'aumento delle perdite di carico. I risultati ottenuti nella presente indagine, confermano questo comportamento.

### 5.4.5 Nervature oblique con angolo di attacco di 45° e disposizione sfalsata

All'interno di questa famiglia geometrica è stata analizzata un'unica configurazione con nervature di dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 10. La Figura 5.7 riporta l'andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds:

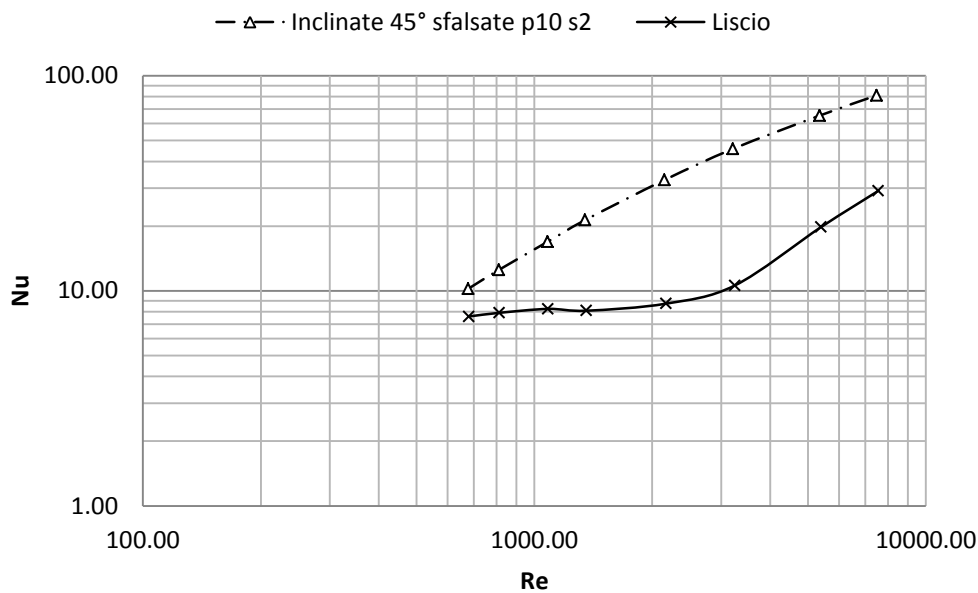


Figura 5.7: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco a 45° e configurazione sfalsata

Questa configurazione, insieme alla precedente, permette di valutare l'influenza sulle prestazioni della disposizione geometrica relativa delle nervature sulle due superfici.

### 5.4.6 Nervature trasversali con disposizione allineata

Per questa famiglia geometrica è stata analizzata una sola configurazione in cui le nervature presentano una dimensione caratteristica di 2mm e sono distanziate

con passo adimensionale pari a 10. I risultati ottenuti sono stati utilizzati sia per indagare l'influenza dell'angolo di attacco del flusso rispetto alle nervature sia per valutare l'effetto della variazione del numero di pareti dotate di nervature. La Figura 5.8 riporta l'andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds per la configurazione analizzata:

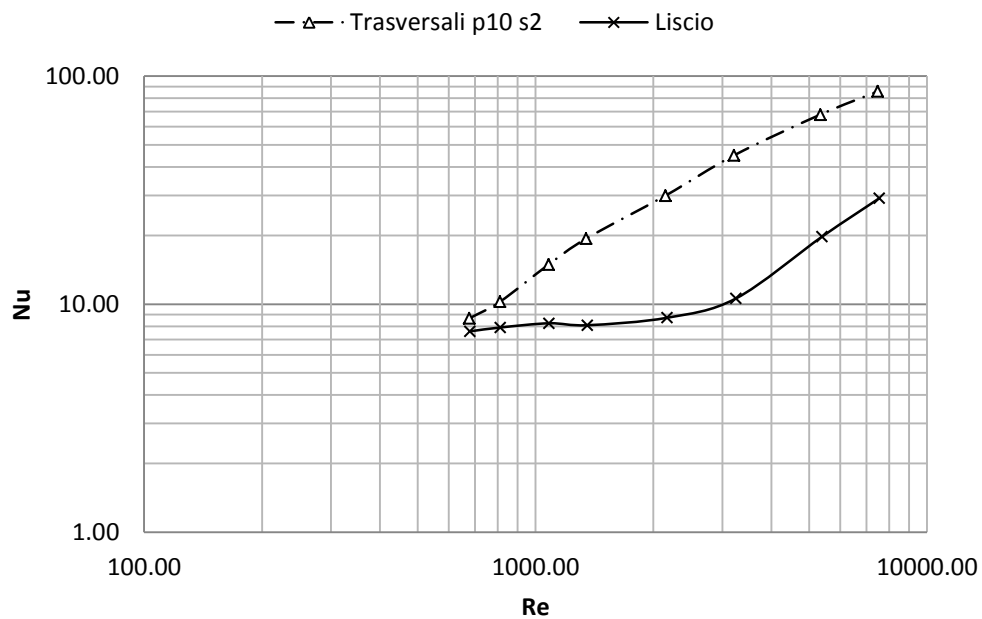


Figura 5.8: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature trasversali e configurazione allineata

#### 5.4.7 Nervature trasversali disposte solo sulla parete inferiore

Un aspetto spesso trascurato nelle indagini sperimentali è l'influenza del numero di pareti dotate di nervature, sul miglioramento dello scambio termico. In letteratura sono disponibili pochi riferimenti e quelli presenti (in particolare [35]) si riferiscono a canali con sezione di passaggio quadrata (*aspect ratio* pari a 1) e flussi ad elevato numero di Reynolds (superiore a  $10^4$ ). Si ritiene quindi utile indagare una configurazione geometrica in cui le nervature siano disposte solo su una delle due pareti riscaldate.

La configurazione analizzata presenta nervature con dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 10. La Figura 5.9 riporta l'andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds:

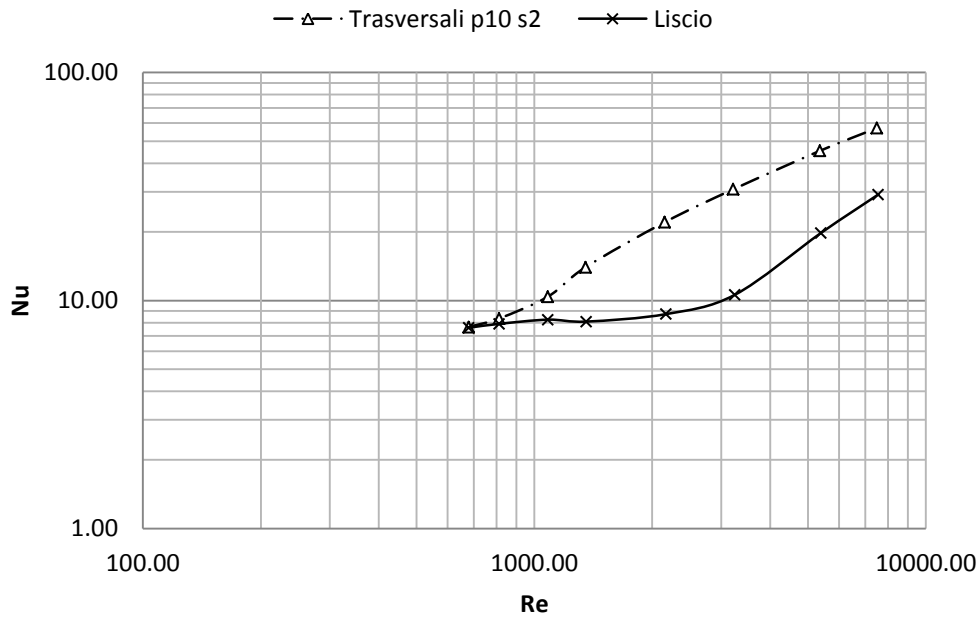


Figura 5.9: Andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds per nervature trasversali disposte unicamente sulla parete inferiore

Come verrà descritto meglio nel seguito, al ridursi del numero di pareti dotate di nervature si osserva una riduzione delle prestazioni di scambio termico, tanto più significativa quanto maggiore è il numero di Reynolds.

## 5.5 Fattore di attrito medio

Come nella sezione precedente, si riportano nel seguito i valori del fattore di attrito medio per tutte le famiglie indagate, ottenuti mediante la procedura di misura descritta nel sottoparagrafo 4.3.2. Il fattore di attrito medio è stato valutato senza riscaldamento delle pareti, per tredici valori del numero di Reynolds compresi nell'intervallo tra 650 e 7500 (lo stesso in cui si valuta il



numero di Nusselt medio). Trascurando le prime acquisizioni ( $650 < Re < 1600$ ), fortemente affette dall'incertezza strumentale, il fattore di attrito medio tende ad assumere un andamento costante indipendente dal numero di Reynolds. Questo indica come la presenza delle nervature anticipi la transizione dal regime laminare al regime turbolento a valori del numero di Reynolds inferiori al valore critico caratteristico di un condotto liscio.

### 5.5.1 Nervature oblique con angolo di attacco di $60^\circ$ e disposizione sfalsata

Nella Figura 5.10 sono riportati gli andamenti del fattore di attrito medio in funzione del numero di Reynolds per tutte le configurazioni della famiglia studiate:

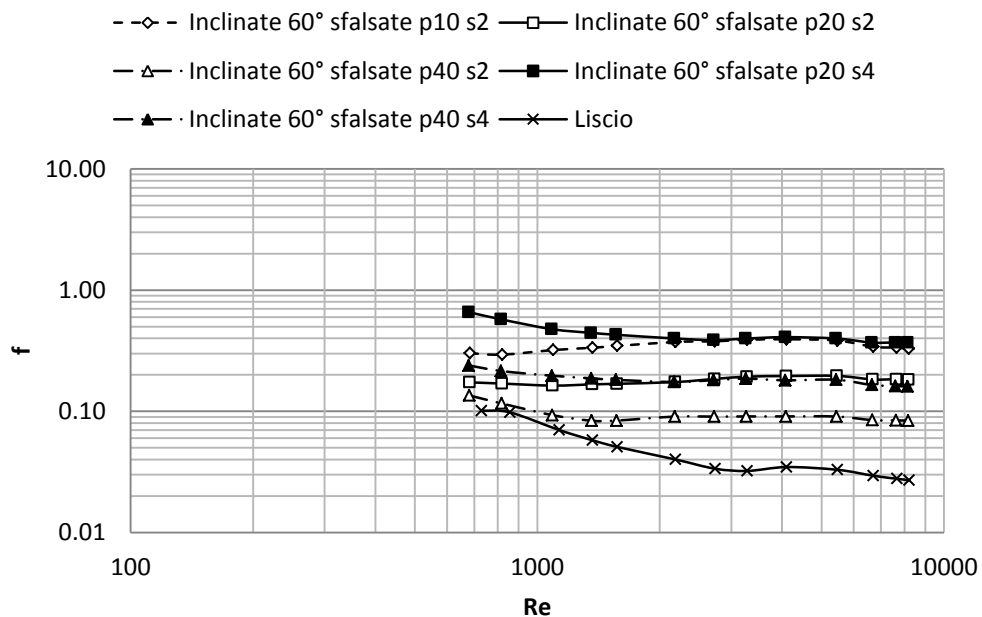


Figura 5.10: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a  $60^\circ$  e disposizione sfalsata

Dalla figura, è possibile osservare come il fattore di attrito sia fortemente influenzato sia dal passo adimensionale sia dalla dimensione caratteristica delle

nervature. Un'analisi più approfondita dell'influenza di questi parametri è proposta nel seguito. Come per l'andamento del numero di Nusselt, anche in questo caso nervature con passo adimensionale maggiore ( $p/e=40$ ) e dimensione caratteristica inferiore ( $e=2\text{mm}$ ), mostrano un comportamento simile al condotto liscio, per numeri di Reynolds compresi tra 650 e 1500. Il valore massimo del fattore di attrito è stato ottenuto per nervature con dimensione caratteristica pari a 4mm e passo adimensionale pari a 20. Inoltre, in Figura 5.10 è possibile osservare come il fattore di attrito di nervature da 2mm e passo adimensionale pari a 10 e 20 assuma valori simili al fattore di attrito di nervature con dimensione caratteristica doppia e passo adimensionale rispettivamente pari a 20 e 40. Tuttavia, questa condizione non è stata osservata per le altre disposizioni.

### 5.5.2 Nervature oblique con angolo di attacco di $60^\circ$ e disposizione allineata

La Figura 5.11 riporta l'andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per le due configurazioni della famiglia studiate:

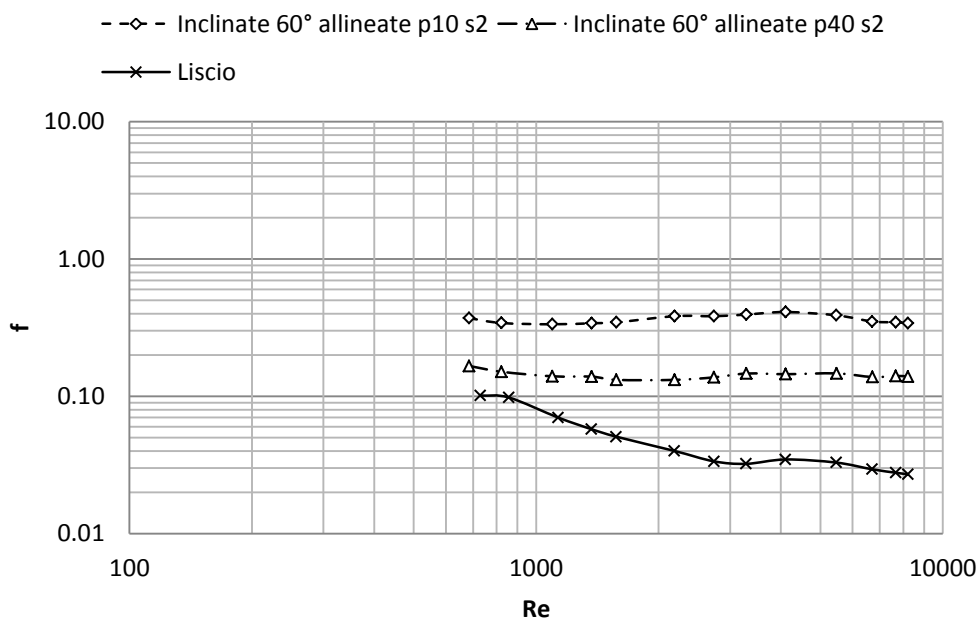


Figura 5.11: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature oblique con angolo di attacco pari a  $60^\circ$  e disposizione allineata

A differenza della disposizione sfalsata, le nervature allineate con passo adimensionale pari a 40 e dimensione caratteristica di 2mm presentano uno scostamento significativo dai valori del condotto liscio già a bassi numeri di Reynolds. Nuovamente, è possibile osservare il significativo effetto della variazione del passo adimensionale sul fattore di attrito.

### 5.5.3 Nervature oblique con angolo di attacco di 60° e disposizione incrociata

La Figura 5.12 riporta l'andamento del fattore di attrito medio in funzione del numero di Reynolds per l'unica configurazione indagata:

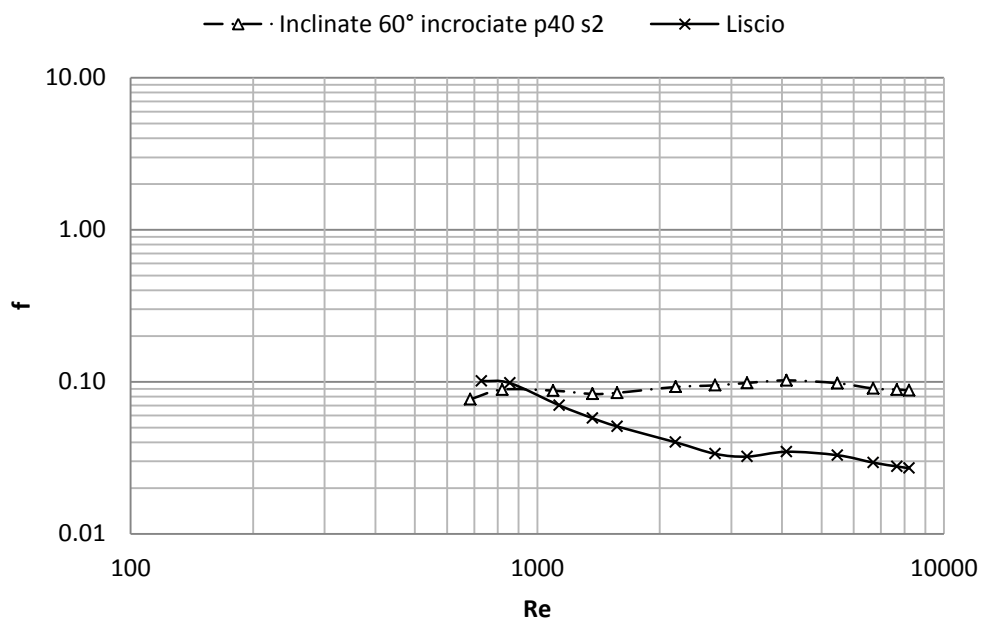


Figura 5.12: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature con angolo di attacco pari a 60° e disposizione incrociata

Le prime due acquisizioni, corrispondenti ad un numero di Reynolds rispettivamente pari a 684 e 821, risultano inferiori ai valori relativi al condotto

liscio. Questo è dovuto alla presenza di errori strumentali che penalizzano fortemente la qualità della misura quando la caduta di pressione è molto prossima alla posizione iniziale del liquido manometrico. Perciò, i valori reali vengono considerati pari a quelli relativi al condotto liscio. Da un confronto tra la Figura 5.10 e la Figura 5.12 si può osservare come, trascurando le prime acquisizioni, gli andamenti del fattore di attrito per la disposizione sfalsata ed incrociata risultino simili, per un passo adimensionale pari a 40.

#### 5.5.4 Nervature oblique con angolo di attacco di 45° e disposizione allineata e sfalsata

La Figura 5.13 riassume in unico grafico l'andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per le due configurazioni:

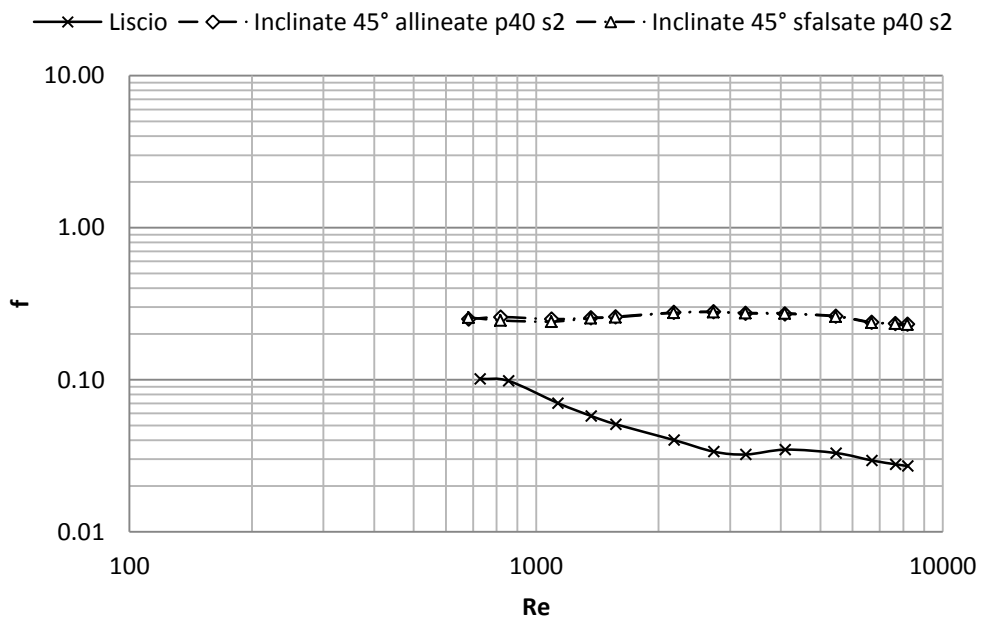


Figura 5.13: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature con angolo di attacco pari a 45° e disposizione allineata e sfalsata

Dal confronto è possibile osservare come, dal punto di vista delle perdite di carico, le due configurazioni mostrino praticamente lo stesso comportamento e il fattore di attrito medio assuma gli stessi valori. A differenza di nervature con angolo di attacco pari a  $60^\circ$ , in questo caso la disposizione relativa delle nervature sulle due pareti sembra, quindi, non influenzare il fattore di attrito.

### 5.5.5 Nervature trasversali

La Figura 5.14 riassume gli andamenti del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds relativi a nervature trasversali con dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 10, disposte sulla sola parete inferiore o su entrambe la pareti del condotto:

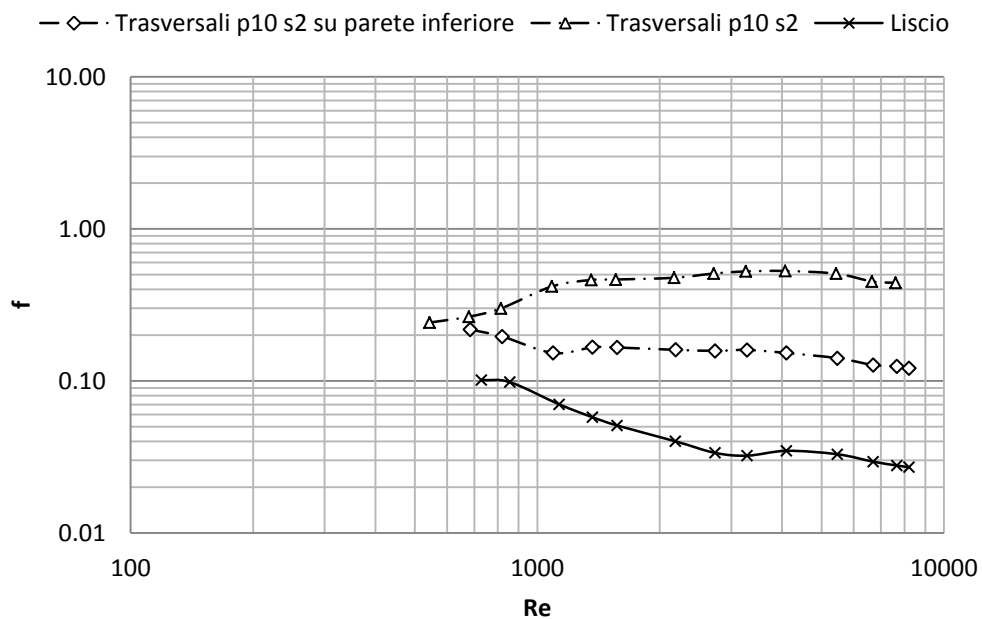
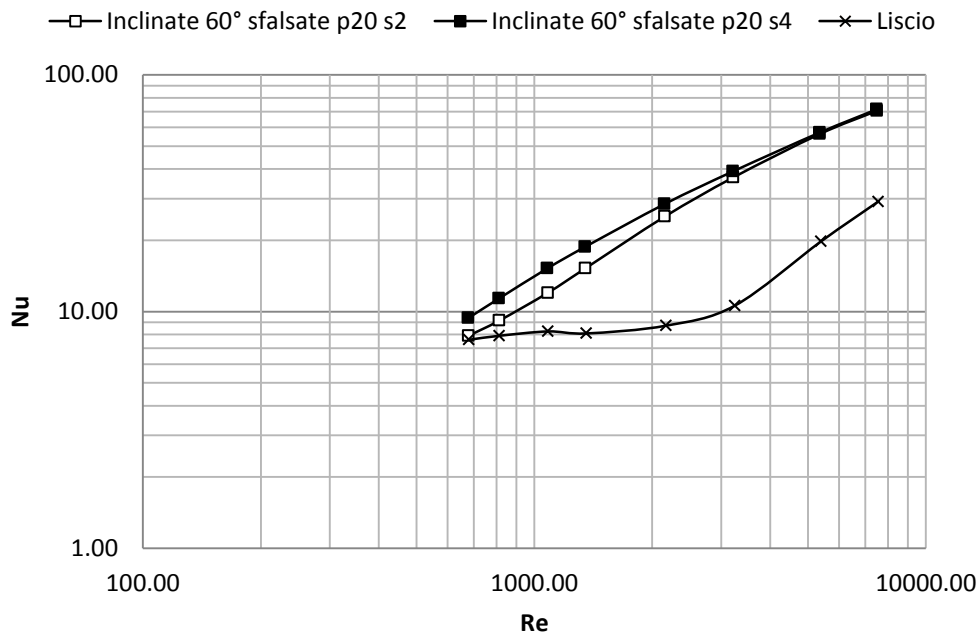


Figura 5.14: Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per nervature trasversali disposte su entrambe le pareti o sulla sola parete inferiore

Come osservato in precedenza relativamente al numero di Nusselt, anche il fattore di attrito medio diminuisce al ridursi del numero di pareti dotate di nervature, in misura tanto maggiore quanto più elevato è il numero di Reynolds.

## 5.6 Variazione della dimensione caratteristica

L'influenza della variazione della dimensione caratteristica è stata indagata su nervature con angolo di attacco del flusso pari a  $60^\circ$  e disposizione sfalsata, per due valori del passo adimensionale rispettivamente pari a 20 e 40. La dimensione caratteristica viene variata da 2mm a 4mm, ottenendo due valori per il rapporto  $e/D_h$ , rispettivamente di 0.092 e 0.183. La Figura 5.15 e la Figura 5.16 riportano il confronto tra le due dimensioni caratteristiche sia sul numero di Nusselt medio che sul fattore di attrito medio, per entrambi i valori del rapporto  $p/e$ :



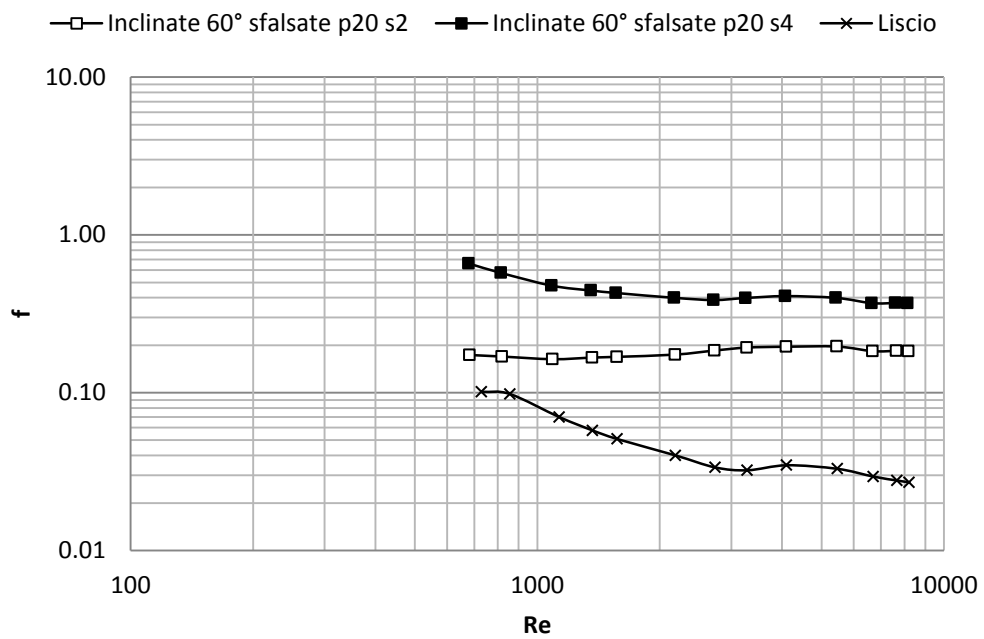
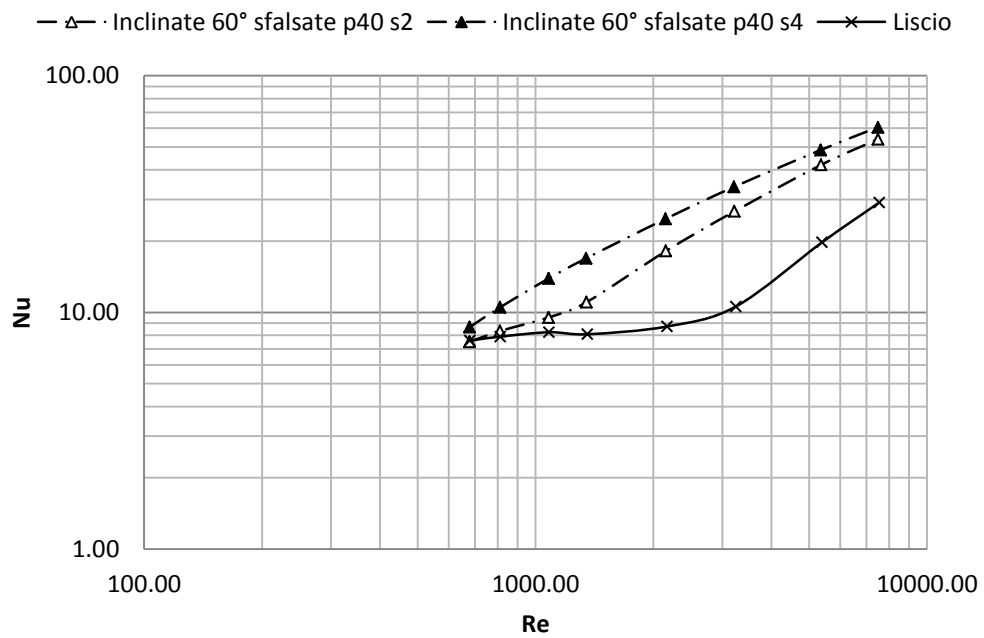


Figura 5.15: Variazione della dimensione caratteristica per nervature con angolo di attacco pari a 60°, disposizione sfalsata e passo adimensionale pari a 20



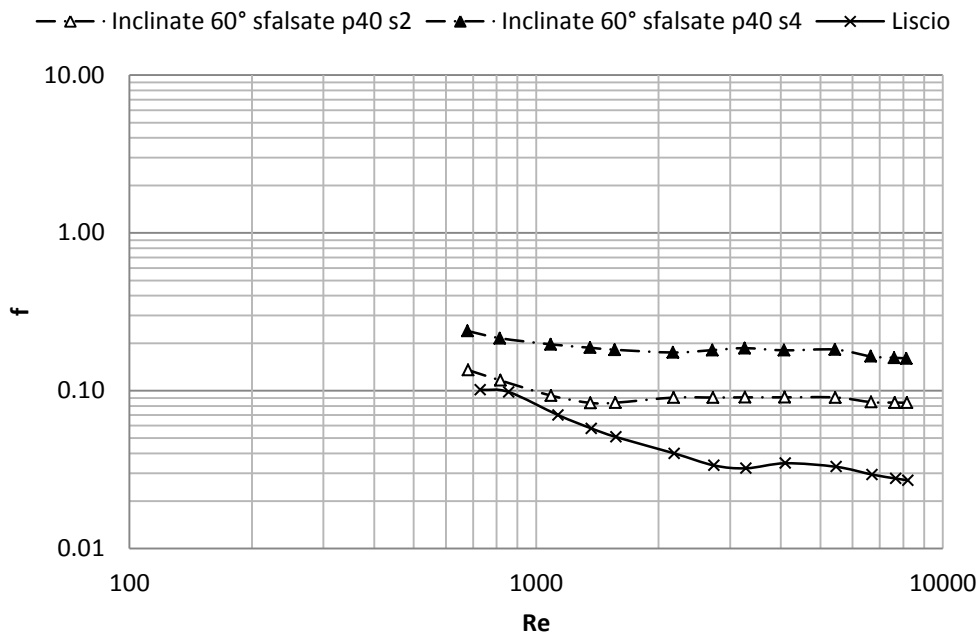


Figura 5.16: Variazione della dimensione caratteristica per nervature con angolo di attacco pari a  $60^\circ$ , disposizione sfalsata e passo adimensionale pari a 40

La Tabella 5.2 riporta lo scostamento percentuale e il rapporto tra il valore del numero di Nusselt (o del fattore di attrito) medio di nervature da 4mm e il valore relativo a nervature da 2mm, al variare del numero di Reynolds per i due valori del passo adimensionale (il pedice “e2” si riferisce a nervature con dimensione caratteristica di 2mm, mentre il pedice “e4” a nervature con dimensione caratteristica di 4mm). A basso numero di Reynolds, l’aumento della dimensione caratteristica incrementa significativamente sia il numero di Nusselt medio (lo scostamento massimo si verifica ad un numero di Reynolds pari a 1081 e 1349 per un passo adimensionale rispettivamente di 20 e 40) sia il fattore di attrito medio (trascurando le prime acquisizioni, lo scostamento massimo si mantiene circa costante e il fattore di attrito medio raddoppia quando si raddoppia la dimensione caratteristica). Al crescere del numero di Reynolds, il numero di Nusselt medio tende ad assumere un valore costante indipendente dalla dimensione caratteristica delle nervature. In particolare, questa condizione sembra verificarsi più rapidamente quando il passo adimensionale è inferiore. Tuttavia, l’aumento delle perdite di carico risulta più significativo rispetto all’incremento dello scambio termico.



Tabella 5.2: Effetto della variazione caratteristica sul numero di Nusselt e sul fattore di attrito medio

Variazione della dimensione caratteristica					
Numero di Nusselt					
passo 20			passo 40		
Re	$(Nu_{e2}-Nu_{e4})/Nu_{e2}$	$Nu_{e4}/Nu_{e2}$	Re	$(Nu_{e2}-Nu_{e4})/Nu_{e2}$	$Nu_{e4}/Nu_{e2}$
678	18.87%	1.19	678	15.17%	1.15
812	24.03%	1.24	812	25.96%	1.26
1081	26.87%	1.27	1081	45.97%	1.46
1349	23.12%	1.23	1349	53.19%	1.53
2150	12.90%	1.13	2152	36.74%	1.37
3218	6.09%	1.06	3221	26.97%	1.27
5355	1.37%	1.01	5360	15.63%	1.16
7493	1.44%	1.01	7501	12.22%	1.12
Fattore di attrito					
passo 20			passo 40		
Re	$(f_{e2}-f_{e4})/f_{e2}$	$f_{e4}/f_{e2}$	Re	$(f_{e2}-f_{e4})/f_{e2}$	$f_{e4}/f_{e2}$
680	279.92%	3.80	680	76.7%	1.77
816	238.74%	3.39	816	85.2%	1.85
1089	192.39%	2.92	1088	111.5%	2.11
1361	165.89%	2.66	1360	123.8%	2.24
1565	153.98%	2.54	1564	116.6%	2.17
2177	129.01%	2.29	2175	93.0%	1.93
2721	108.97%	2.09	2719	99.7%	2.00
3266	106.24%	2.06	3263	105.0%	2.05
4082	109.38%	2.09	4079	98.5%	1.98
5443	103.48%	2.03	5439	101.2%	2.01
6668	101.51%	2.02	6662	94.9%	1.95
7620	101.18%	2.01	7614	92.3%	1.92
8164	102.33%	2.02	8158	91.1%	1.91

## 5.7 Variazione del passo adimensionale

Gli effetti della variazione del passo adimensionale sono stati investigati su sette configurazioni, in cui si mantiene costante l'angolo di attacco del flusso (pari a  $60^\circ$ ), per due differenti disposizioni delle nervature sulle superfici (parallela e sfalsata). Nel caso di nervature sfalsate con dimensione caratteristica di 2mm, sono stati considerati tre valori differenti del passo adimensionale rispettivamente di 10, 20 e 40. La Figura 5.17 e la Figura 5.18 riportano

l'andamento del numero di Nusselt e del fattore di attrito medio per le tre configurazioni:

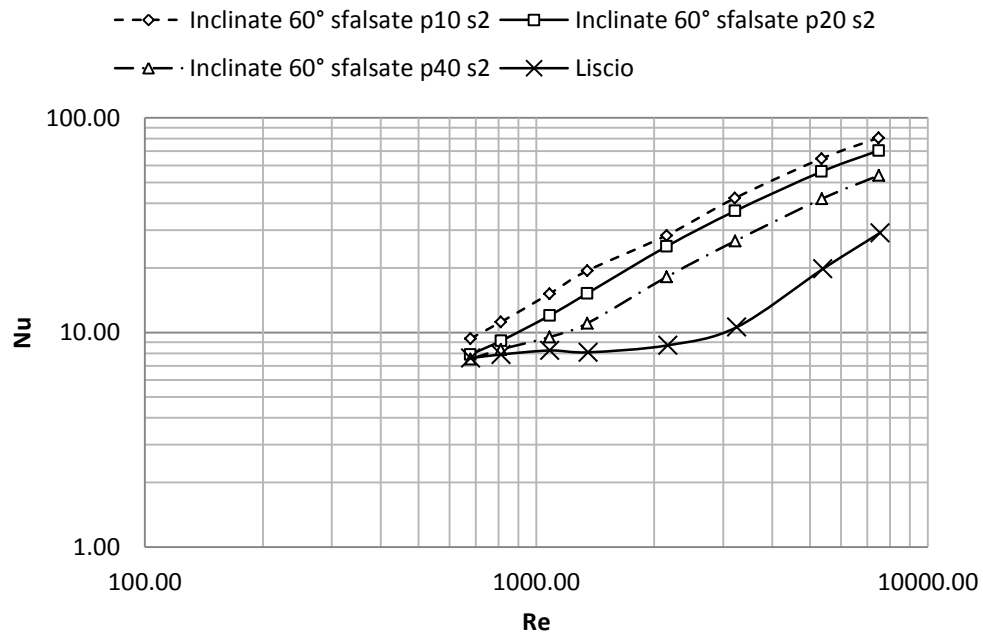


Figura 5.17: Effetto della variazione del passo adimensionale sul numero di Nusselt medio per nervature inclinate a 60°, disposizione sfalsata e dimensione caratteristica di 2mm

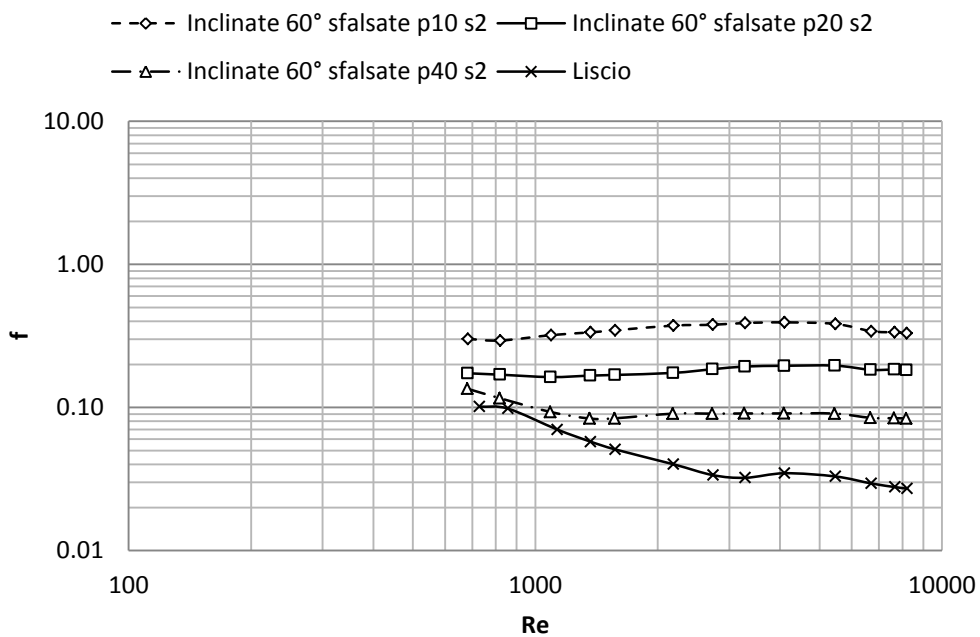


Figura 5.18: Effetto della variazione del passo adimensionale sul fattore di attrito medio per nervature inclinate a 60°, disposizione sfalsata e dimensione caratteristica di 2mm

La Tabella 5.3 riporta lo scostamento percentuale e il rapporto tra i valori del numero di Nusselt medio a differente passo adimensionale (valore indicato nel pedice), in funzione del numero di Reynolds:

Tabella 5.3: Effetto della variazione del passo adimensionale sul numero di Nusselt medio per nervature inclinate a 60° sfalsate, con  $e=2\text{mm}$

Variazione del passo adimensionale per nervature con $e=2\text{mm}$								
Numero di Nusselt								
Re	$\Delta\%Nu_{10-20}$	$Nu_{10}/Nu_{20}$	Re	$\Delta\%Nu_{20-40}$	$Nu_{20}/Nu_{40}$	Re	$\Delta\%Nu_{10-40}$	$Nu_{10}/Nu_{40}$
678	18.63%	1.19	678	5.12%	1.05	678	24.71%	1.25
813	22.41%	1.22	812	9.71%	1.10	812	34.30%	1.34
1081	26.39%	1.26	1082	25.97%	1.26	1081	59.21%	1.59
1350	27.40%	1.27	1350	37.81%	1.38	1350	75.57%	1.76
2152	12.63%	1.13	2153	38.67%	1.39	2153	56.19%	1.56
3219	14.79%	1.15	3222	37.95%	1.38	3220	58.36%	1.58
5356	14.98%	1.15	5361	33.91%	1.34	5358	53.97%	1.54
7494	14.58%	1.15	7503	30.56%	1.31	7498	49.60%	1.50

La riduzione del passo adimensionale incrementa in modo significativo il coefficiente di scambio termico. Il valore massimo si ottiene per un passo adimensionale pari a 10, in quanto il maggior numero di elementi incrementa il numero totale di punti di riattacco del flusso, dove il coefficiente assume il valore più elevato. Al crescere del passo adimensionale, si riducono i punti di riattacco e si consente un maggiore sviluppo dello strato limite tra due nervature successive. La riduzione del passo adimensionale a valori inferiori a 10 non consente di ottenere ulteriori benefici in quanto il flusso che si distacca a valle di una nervatura non ha spazio sufficiente per riattaccare sulla parete del condotto, ma raggiunge la parete verticale dell'elemento successivo (come è possibile osservare in Figura 2.3 e dai risultati di Han in [2]). Dai valori riportati in Tabella 5.3, si osserva come la variazione del passo adimensionale dal valore di 20 a 40, non vari significativamente il valore del numero di Nusselt medio ai bassi numeri di Reynolds (678 e 812); in questo intervallo, infatti, le due configurazioni mostrano un comportamento analogo al condotto liscio e non risultano influenzate dalla geometria della superficie. Al crescere del numero di Reynolds, le curve riportate in Figura 5.17 tendono a diventare parallele e il rapporto tra i valori del numero di Nusselt medio assume un valore costante, superiore quando si confrontano i valori ottenuti per un passo adimensionale pari a 20 e 40. In Tabella 5.4 sono riportati gli scostamenti percentuali e i rapporti tra i valori del fattore di attrito medio a differente passo per le stesse configurazioni:

Tabella 5.4: Effetto della variazione del passo adimensionale sul fattore di attrito medio per nervature inclinate a 60° sfalsate, con  $e$  pari a 2mm

Variazione del passo adimensionale per nervature con $e=2\text{mm}$								
Fattore di attrito								
Re	$\Delta\%f_{10-20}$	$f_{10}/f_{20}$	Re	$\Delta\%f_{20-40}$	$f_{20}/f_{40}$	Re	$\Delta\%f_{10-40}$	$f_{10}/f_{40}$
683	73.68%	1.74	682	28.31%	1.28	682	122.85%	2.23
820	73.29%	1.73	818	45.86%	1.46	819	152.76%	2.53
1093	96.48%	1.96	1091	75.32%	1.75	1092	244.46%	3.44
1366	100.51%	2.01	1363	99.59%	2.00	1365	300.20%	4.00
1571	105.29%	2.05	1568	101.04%	2.01	1569	312.71%	4.13
2186	114.26%	2.14	2181	92.66%	1.93	2184	312.80%	4.13
2732	104.52%	2.05	2726	104.47%	2.04	2729	318.20%	4.18
3279	101.56%	2.02	3272	112.80%	2.13	3275	328.92%	4.29
4098	101.09%	2.01	4090	115.31%	2.15	4094	332.97%	4.33
5464	95.72%	1.96	5453	116.43%	2.16	5459	323.59%	4.24
6694	86.01%	1.86	6680	116.66%	2.17	6687	303.01%	4.03
7650	82.03%	1.82	7634	118.70%	2.19	7643	298.10%	3.98
8197	80.51%	1.81	8179	117.88%	2.18	8188	293.30%	3.93

A differenza del numero di Nusselt, il fattore di attrito medio sembra presentare un legame lineare con la variazione del passo adimensionale. Includendo l'incertezza complessiva sui valori (e trascurando di nuovo le prime acquisizioni), quando si dimezza il passo adimensionale il fattore di attrito risulta circa raddoppiato. Con i dati disponibili per nervature inclinate a  $60^\circ$ , è possibile valutare se le precedenti osservazioni si ritrovano quando si utilizzano nervature sfalsate con  $e=4\text{mm}$  o nervature allineate (mantenendo  $e=2\text{mm}$ ).

La Figura 5.19 riporta il confronto tra gli andamenti del numero di Nusselt medio per nervature inclinate a  $60^\circ$  sfalsate, con dimensione caratteristica di  $4\text{mm}$  e passo adimensionale rispettivamente di 20 e 40:

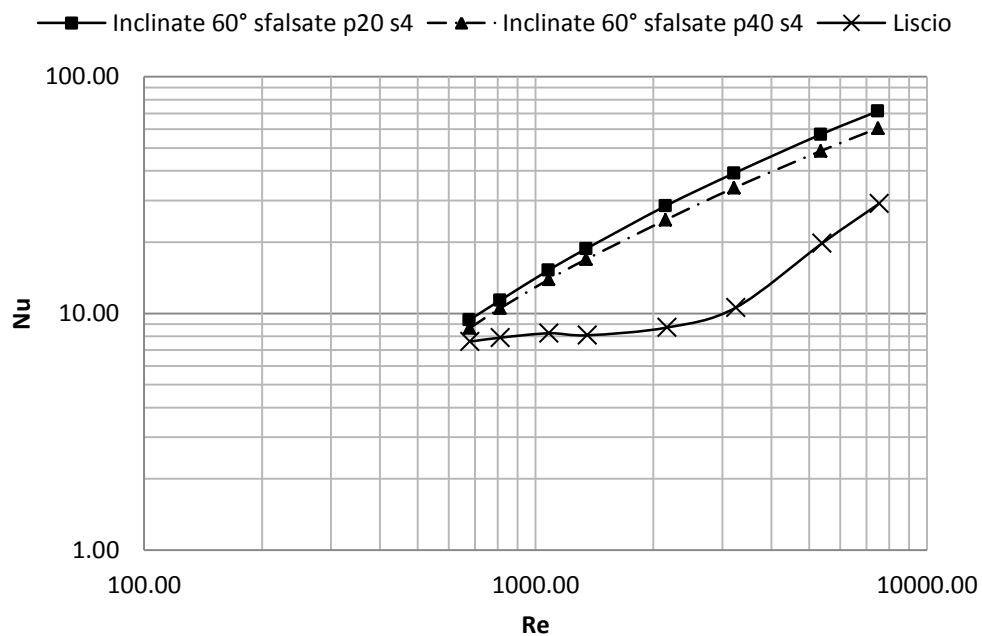


Figura 5.19: Effetto della variazione del passo adimensionale sul numero di Nusselt medio per nervature inclinate a  $60^\circ$ , disposizione sfalsata e dimensione caratteristica di  $4\text{mm}$

In questo caso i valori si discostano dai risultati relativi al condotto liscio già a basso numero di Reynolds.

Le due tabelle seguenti riportano gli scostamenti percentuali e i rapporti tra il numero di Nusselt o il fattore di attrito medio a differente passo adimensionale, in funzione del numero di Reynolds:

Tabella 5.5: Effetto della variazione del passo adimensionale sul numero di Nusselt medio per nervature inclinate a 60° sfalsate, con  $e$  pari a 4mm

<b>Variatione del passo adimensionale per nervature con <math>e=4\text{mm}</math></b>		
<i>Numero di Nusselt</i>		
Re	$\Delta\%Nu_{20-40}$	$Nu_{20}/Nu_{40}$
678	8.50%	1.08
812	8.03%	1.08
1080	9.48%	1.09
1347	10.76%	1.11
2149	14.49%	1.14
3217	15.27%	1.15
5353	17.39%	1.17
7492	18.02%	1.18

Tabella 5.6: Effetto della variazione del passo adimensionale sul fattore di attrito medio per nervature inclinate a 60° sfalsate, con  $e$  pari a 4mm

<b>Variatione del passo adimensionale per nervature con <math>e=4\text{mm}</math></b>		
<i>Fattore di attrito</i>		
Re	$\Delta\%f_{20-40}$	$f_{20}/f_{40}$
679	175.80%	2.76
814	166.78%	2.67
1086	142.39%	2.42
1357	137.15%	2.37
1561	135.70%	2.36
2172	128.64%	2.29
2714	113.92%	2.14
3257	114.13%	2.14
4072	127.16%	2.27
5429	118.90%	2.19
6650	123.99%	2.24
7600	128.86%	2.29
8143	130.73%	2.31

Il rapporto tra i valori del numero di Nusselt sembra presentare un andamento crescente all'aumentare del numero di Reynolds e risulta inferiore rispetto a quello relativo a nervature da 2mm. Al contrario, il fattore di attrito tende nuovamente a raddoppiare il suo valore quando il passo adimensionale viene dimezzato, con un rapporto tra i valori leggermente superiore a quello ottenuto per nervature da 2mm. Quando si utilizzano nervature di dimensione maggiore sembra quindi che la riduzione del passo adimensionale non permetta di ottenere lo stesso miglioramento delle prestazioni osservato in precedenza. La Figura 5.20 riporta gli andamenti del fattore di attrito medio di nervature sfalsate con dimensione caratteristica di 4mm, per i due valori del passo adimensionale:

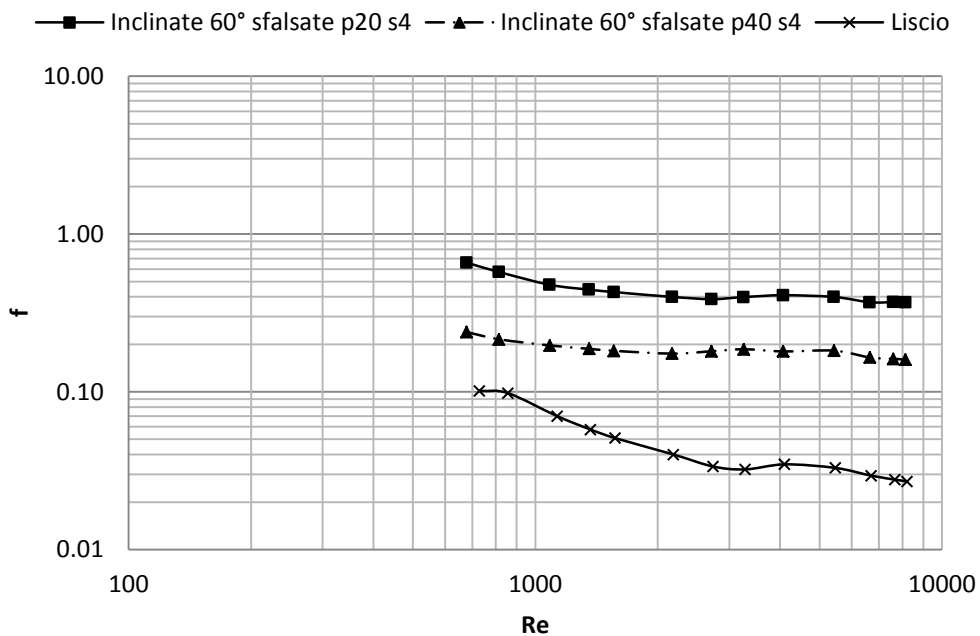


Figura 5.20: Effetto della variazione del passo adimensionale sul fattore di attrito medio per nervature inclinate a 60°, disposizione sfalsata e dimensione caratteristica di 4mm

Le osservazioni precedenti non si ritrovano quando varia la disposizione relativa delle nervature sulle due superfici. Dalle indagini effettuate è possibile infatti confrontare i risultati ottenuti per nervature inclinate a 60° con disposizione allineata e dimensione caratteristica di 2mm (gli andamenti del numero di Nusselt e del fattore di attrito medio sono riportati rispettivamente in Figura 5.4

e in Figura 5.11). Per questa disposizione sono disponibili i risultati relativi a due valori del passo adimensionale rispettivamente di 10 e 40. Il rapporto tra il numero di Nusselt medio tende ad assumere un valore costante pari a 1.4 (inferiore rispetto alla disposizione sfalsata), mentre il rapporto tra i due valori del fattore di attrito varia da un valore minimo di 2.23, per un numero di Reynolds pari a 685, ad un valore massimo di 2.91 per un numero di Reynolds di 2192. Al ridursi del passo adimensionale, il fattore di attrito tende a crescere in misura minore rispetto alla disposizione sfalsata, mentre il numero di Nusselt presenta variazioni simili tra le due disposizioni. La riduzione del passo adimensionale sembra quindi consentire un miglioramento delle prestazioni quando le nervature sono disposte parallelamente tra le due superfici del condotto.



## 5.8 Variazione dell'angolo di attacco del flusso

Durante l'indagine sono stati considerati tre differenti valori dell'angolo di attacco rispettivamente pari a  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  e  $90^\circ$  (nervature trasversali). Il confronto delle prestazioni è effettuato su nervature con dimensione caratteristica di 2mm, disposizione parallela tra le due superfici e passo adimensionale costante pari a 10. La Figura 5.21 riporta gli andamenti del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds per le tre configurazioni:

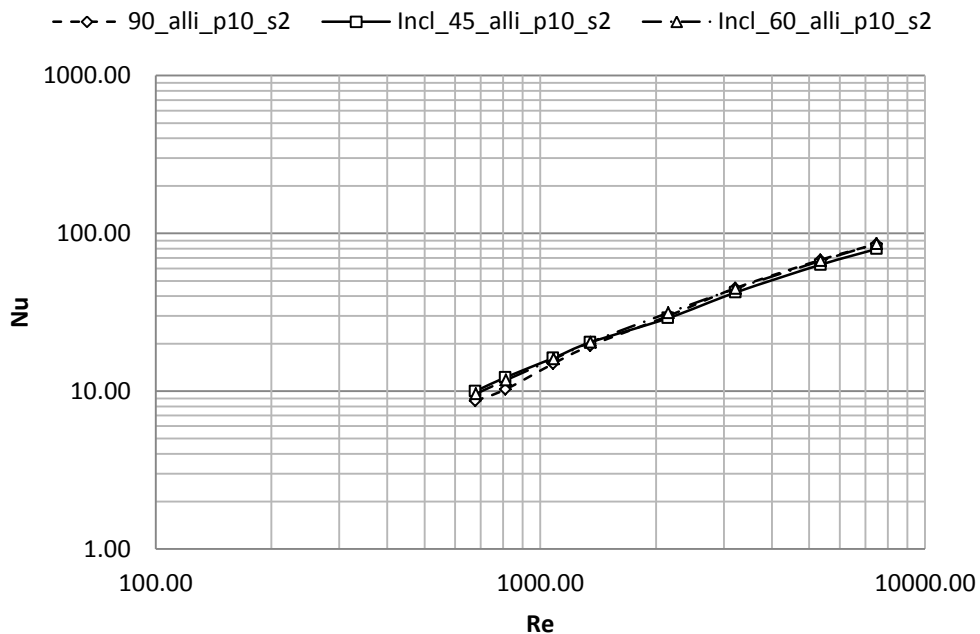


Figura 5.21: Effetto della variazione dell'angolo di attacco del flusso sul numero di Nusselt medio

La variazione dell'angolo di attacco non sembra influenzare significativamente il coefficiente di scambio termico convettivo e questo può essere dovuto all'elevato valore dell'*aspect ratio* del condotto utilizzato. Generalmente, infatti, l'inclinazione delle nervature rispetto al flusso genera moti secondari che incrementano il miscelamento del fluido e migliorano lo scambio termico. Tuttavia, l'intensità dei moti secondari si riduce all'aumentare dell'*aspect ratio* del condotto, come mostrano Han e Park in [3]. Inoltre, i risultati ottenuti sono

confrontabili con quelli presentati da Han et al. in [2] (gli autori osservano una riduzione del numero di Nusselt del 5% quando l'angolo di attacco del flusso varia da 90° a 45°, per un valore del numero di Reynolds di 10<sup>4</sup>). Le variazioni percentuali e il rapporto tra i valori del numero di Nusselt medio a differente angolo di attacco (indicato dal pedice) sono riportati in Tabella 5.7:

Tabella 5.7: Effetto della variazione dell'angolo di attacco rispetto al flusso sul numero di Nusselt medio

Variazione dell'angolo di attacco						
Numero di Nusselt						
Re	$\Delta\%Nu_{90-45}$	$\Delta\%Nu_{90-60}$	$\Delta\%Nu_{60-45}$	$Nu_{90}/Nu_{45}$	$Nu_{90}/Nu_{60}$	$Nu_{60}/Nu_{45}$
679	-13.2%	-10.02%	-3.55%	0.87	0.90	0.96
813	-16.1%	-12.71%	-3.90%	0.84	0.87	0.96
1081	-7.9%	-6.68%	-1.28%	0.92	0.93	0.99
1349	-4.8%	-5.08%	0.33%	0.95	0.95	1.00
2150	3.2%	-4.63%	8.19%	1.03	0.95	1.08
3218	6.6%	0.57%	5.98%	1.07	1.01	1.06
5354	7.3%	1.30%	5.90%	1.07	1.01	1.06
7492	7.5%	-0.16%	7.70%	1.08	1.00	1.08

A basso numero di Reynolds, le nervature inclinate permettono di ottenere un coefficiente di scambio termico leggermente superiore rispetto alle nervature trasversali. Al crescere del numero di Reynolds, il numero di Nusselt medio si riduce di circa il 7% quando l'angolo di attacco varia da 90° a 45°, mentre il rapporto tra il numero di Nusselt di nervature trasversali e inclinate a 60° si attesta su un valore unitario. La Figura 5.22 riporta l'andamento del numero di Nusselt medio in funzione dell'angolo di attacco, per un numero di Reynolds pari a circa 7500.

La Figura 5.23 mostra come, invece, il fattore di attrito medio decresca significativamente al ridursi dell'angolo di attacco. In particolare, il rapporto tra il fattore di attrito medio di nervature trasversali e inclinate a 45° risulta circa pari a 2, quando il numero di Reynolds rientra nell'intervallo di valori compresi tra 3000 e 8000; il rapporto rispetto a nervature inclinate a 60° risulta inferiore e pari a circa 1.3 nello stesso intervallo di numeri di Reynolds.

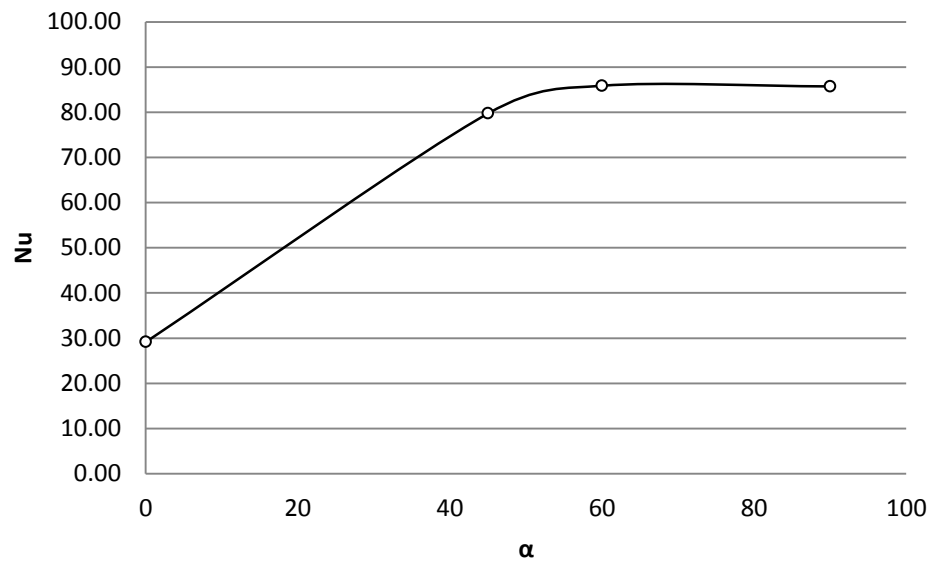


Figura 5.22: Variazione del numero di Nusselt medio in funzione dell'angolo di attacco del flusso per  $Re=7500$

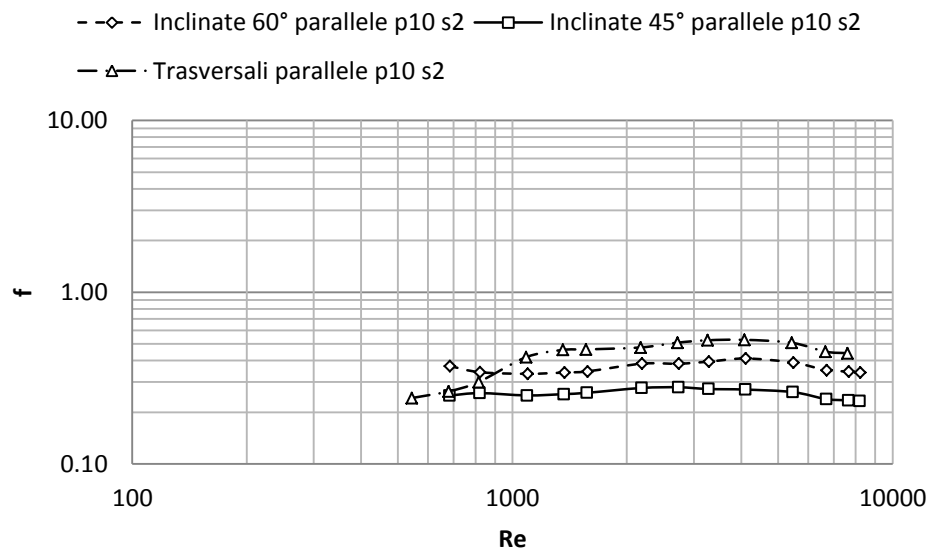


Figura 5.23: Effetto della variazione dell'angolo di attacco del flusso sul fattore di attrito medio

I risultati descritti, mostrano come nervature con angolo di attacco rispetto al flusso pari a  $45^\circ$  consentano di ottenere le migliori prestazioni termo-fluidodinamiche. La riduzione dell'inclinazione permette di ridurre la resistenza di forma senza penalizzare eccessivamente l'incremento di scambio termico. L'utilizzo di nervature con angolo di attacco inferiore a  $45^\circ$  non consente di ottenere ulteriori benefici, in quanto sia il fattore di attrito sia il coefficiente di scambio termico decrescono rapidamente e tendono ai valori caratteristici di un condotto liscio.

Le precedenti considerazioni si riferiscono a nervature con disposizione parallela sulle due superfici del condotto. Utilizzando i dati disponibili per nervature sfalsate è possibile verificare se si ottengono le stesse tendenze con una differente disposizione. In questo caso, l'angolo di attacco è stato variato tra due valori, rispettivamente di  $45^\circ$  e  $60^\circ$ , mentre la dimensione caratteristica delle nervature e il passo adimensionale sono stati mantenuti costanti ( $e=2\text{mm}$ ,  $p/e=10$ ). Nuovamente, la dipendenza del coefficiente di scambio termico convettivo dall'angolo di attacco risulta molto debole e tende a svanire per numeri di Reynolds superiori a 5000 (il rapporto tra il numero di Nusselt medio a differente angolo di attacco diventa unitario). Per il fattore di attrito si osserva un comportamento analogo alla disposizione parallela, con il rapporto tra i due valori che risulta pari a 1.43 per un numero di Reynolds di 7500 (nel caso di nervature parallele si ottiene un rapporto di 1.47 per lo stesso numero di Reynolds, con uno scostamento percentuale tra le due disposizioni inferiore al 2%).

## **5.9 Variazione della disposizione relativa delle nervature sulle due superfici**

L'influenza della disposizione relativa è stata investigata per nervature con dimensione caratteristica di 2mm, passo adimensionale pari a 40 e angolo di attacco del flusso di  $60^\circ$ . La Tabella 5.8 riporta il rapporto tra i valori del numero di Nusselt medio ottenuti con differente disposizione delle nervature (il pedice "all" indica la disposizione parallela, "sfals" la disposizione sfalsata ed "incr" la disposizione incrociata). A bassi numeri di Reynolds, il numero di Nusselt medio tende a coincidere con il valore ottenuto per il condotto liscio indipendentemente dalla disposizione relativa. Per numeri di Reynolds superiori a 2000, le differenze sul coefficiente di scambio termico convettivo tra la disposizione sfalsata ed incrociata si riducono e il rapporto tra i due valori del numero di Nusselt risulta circa unitario. Le nervature con disposizione parallela consentono di ottenere coefficienti di scambio termico maggiori, con un

incremento sul numero di Nusselt del 12% rispetto alla disposizione sfalsata e del 15% rispetto alla disposizione incrociata, per un valore del numero di Reynolds di circa 7500. In Figura 5.24 si confrontano gli andamenti del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds per le tre disposizioni.

Tabella 5.8: Confronto tra i valori del numero di Nusselt medio con differente disposizione delle nervature

Variazione della disposizione relativa			
Numero di Nusselt			
Re	$Nu_{all}/Nu_{sfals}$	$Nu_{all}/Nu_{incr}$	$Nu_{sfals}/Nu_{incr}$
679	1.06	0.99	0.93
813	1.05	0.98	0.94
1082	1.23	1.11	0.90
1352	1.30	1.13	0.87
2155	1.21	1.11	0.92
3225	1.17	1.13	0.96
5366	1.12	1.13	1.01
7510	1.12	1.15	1.03

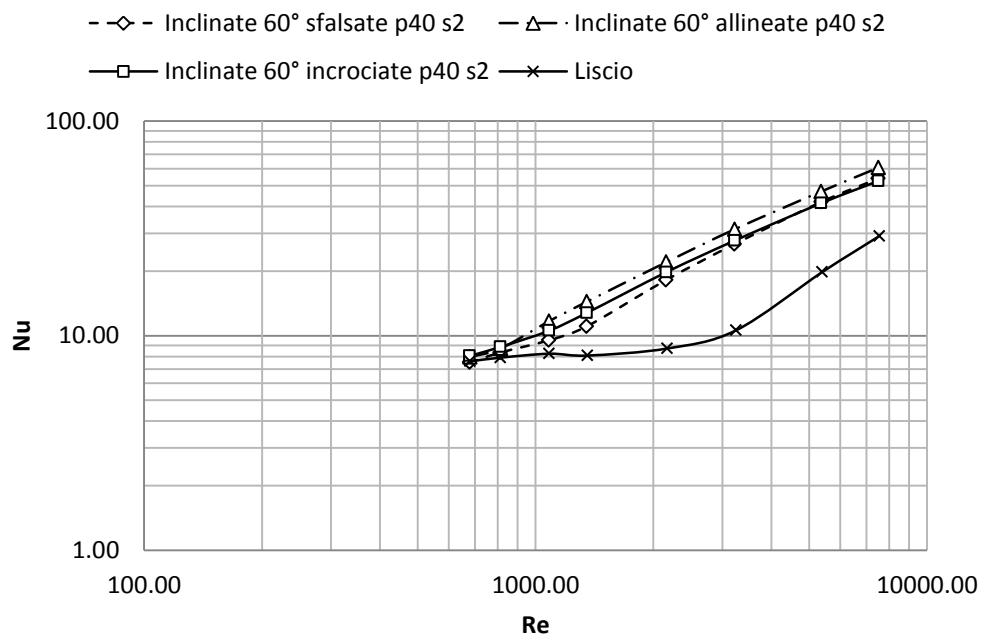


Figura 5.24: Effetto della disposizione relativa sul numero di Nusselt medio; angolo di attacco pari a 60°,  $e=2\text{mm}$  e passo adimensionale pari a 40

Il fattore di attrito medio segue una tendenza analoga a quella osservata per il numero di Nusselt. In particolare, nervature con disposizione sfalsata ed incrociata presentano praticamente lo stesso valore del fattore di attrito, mentre nervature con disposizione parallela generano perdite di carico superiori di circa il 60%.

Con i dati disponibili è possibile valutare se le precedenti osservazioni si ritrovano anche a differente passo adimensionale (utilizzando i dati relativi a nervature con angolo di attacco di  $60^\circ$ , dimensione caratteristica di 2mm, ma passo adimensionale inferiore e pari a 10) e a differente angolo di attacco (utilizzando i risultati relativi a nervature inclinate a  $45^\circ$ ), confrontando nervature con disposizione allineata e sfalsata. Riducendo il passo adimensionale, il coefficiente di scambio termico assume lo stesso valore sia per nervature disposte parallelamente tra le due superfici sia per nervature sfalsate (la variazione del numero di Nusselt è in media del 5% e oscilla da un valore minimo del 3% per un numero di Reynolds pari a circa 680 ad un valore massimo dell'11% per un Reynolds di circa 2150). La Figura 5.25 riporta il confronto tra gli andamenti del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds per le due disposizioni:

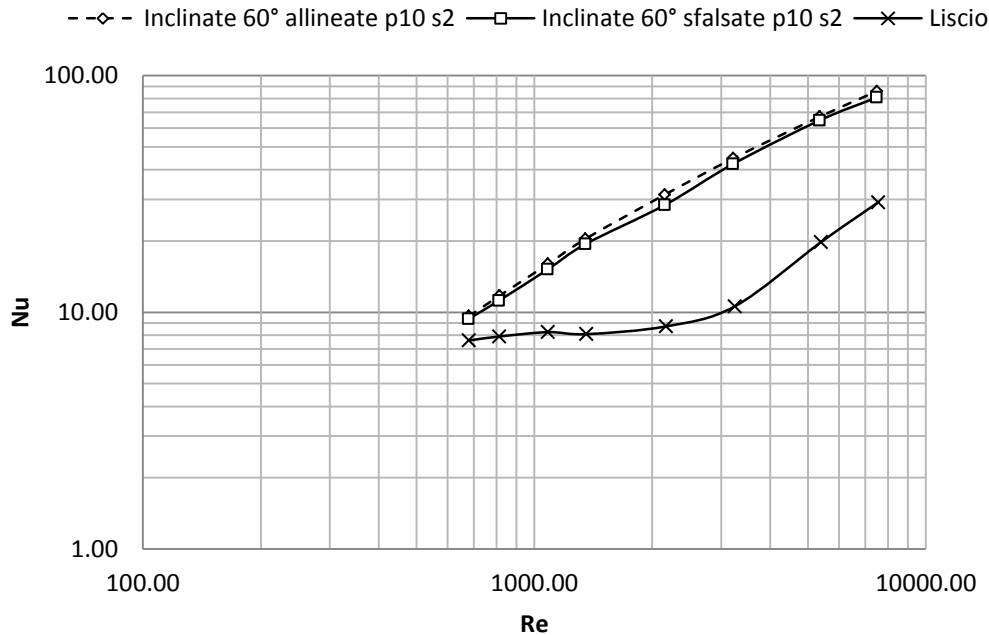


Figura 5.25: Effetto della disposizione relativa sul numero di Nusselt medio; angolo di attacco pari a  $60^\circ$ ,  $e=2\text{mm}$  e passo adimensionale pari a 10

Anche il fattore di attrito tende ad assumere gli stessi valori indipendentemente dalla disposizione, con differenze percentuali inferiori al 5%. La Figura 5.26 riporta il confronto tra gli andamenti del fattore di attrito medio in funzione del numero di Reynolds:

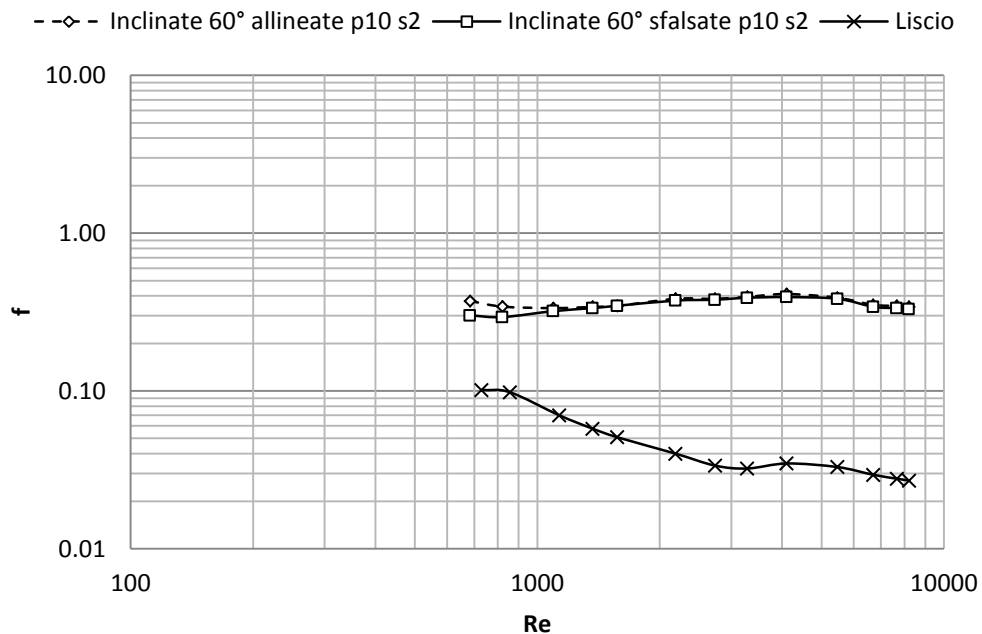


Figura 5.26: Effetto della disposizione relativa sul fattore di attrito medio; angolo di attacco pari a  $60^\circ$ ,  $e=2\text{mm}$  e passo adimensionale pari a 10

Anche quando si riduce l'angolo di attacco da  $60^\circ$  a  $45^\circ$  (mantenendo il passo adimensionale pari a 10 e la dimensione caratteristica di 2mm), le prestazioni sono debolmente influenzate dalla disposizione relativa. In questo caso, il coefficiente di scambio termico maggiore si ottiene per nervature con disposizione sfalsata, ma le variazioni percentuali del numero di Nusselt oscillano nuovamente tra il 3% e l'11% (il valore massimo e minimo si ottengono per gli stessi numeri di Reynolds indicati per un angolo di attacco di  $60^\circ$ ). Il fattore di attrito medio risulta praticamente indipendente dalla disposizione e presenta variazioni inferiori al 5%. Il confronto tra gli andamenti del numero di Nusselt e del fattore di attrito medio in funzione del numero di Reynolds sono riportati rispettivamente in Figura 5.27 e in Figura 5.13.

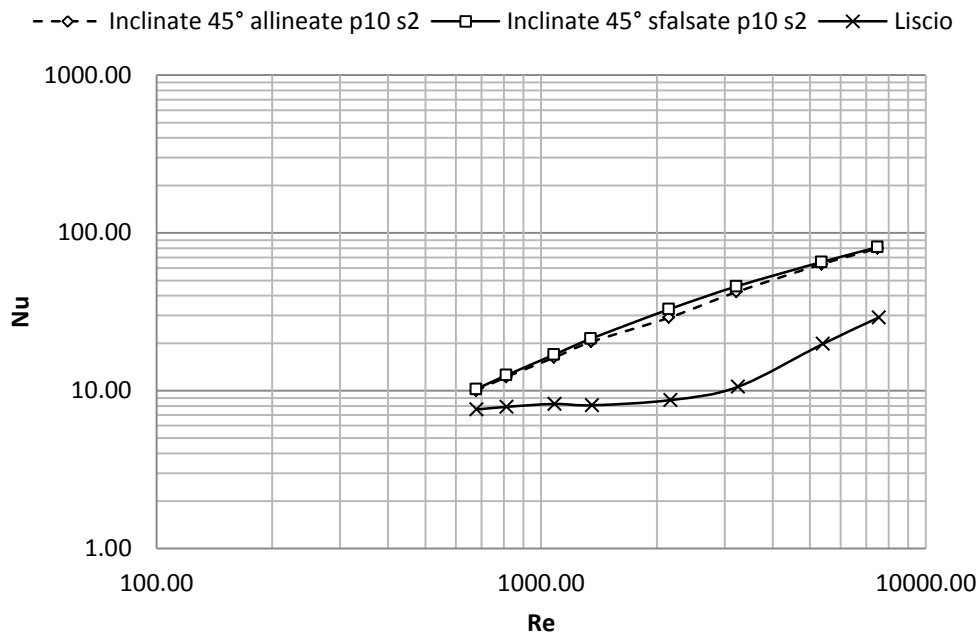


Figura 5.27: Effetto della disposizione relativa sul numero di Nusselt medio; angolo di attacco pari a  $45^\circ$ ,  $e=2\text{mm}$  e passo adimensionale pari a 10

### 5.10 Variazione del numero di pareti dotate di nervature

Come introdotto nel sottoparagrafo 5.4.7, durante l'indagine è stato considerato l'effetto sulle prestazioni della variazione del numero di pareti dotate di nervature. Per questo scopo, sono state utilizzate nervature trasversali (angolo di attacco pari a  $90^\circ$ ) con dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 10, disposte rispettivamente sulla sola parete inferiore o su entrambe le pareti del condotto. Il coefficiente di scambio termico convettivo aumenta significativamente quando si dispongono le nervature su entrambe le superfici. Il numero di Nusselt medio aumenta di circa il 13% per un valore del numero di Reynolds di 680 e di circa il 50% per valori del numero di Reynolds superiori a 3000. Oltre al forte incremento dello scambio termico si osserva un notevole innalzamento del fattore di attrito, con una variazione superiore al 250% per numeri di Reynolds superiori a 3000. Di conseguenza, il rapporto tra l'incremento del numero di Nusselt e l'incremento del fattore di attrito si riduce all'aumentare del numero di pareti dotate di nervature, come osservato anche da Chandra et al. in [35] (una valutazione quantitativa è fornita nel seguente capitolo dedicato ai criteri di confronto). La Figura 5.28 e la Figura 5.14



riportano il confronto tra gli andamenti del numero di Nusselt e del fattore di attrito medio in funzione del numero di Reynolds, delle due configurazioni:

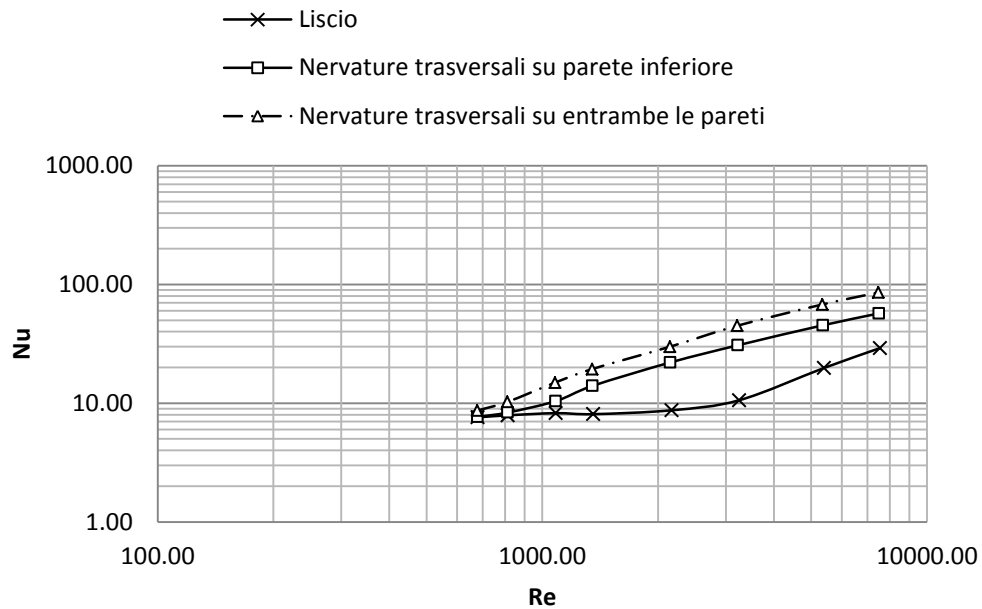


Figura 5.28: Effetto del numero di pareti dotate di nervature sul numero di Nusselt medio

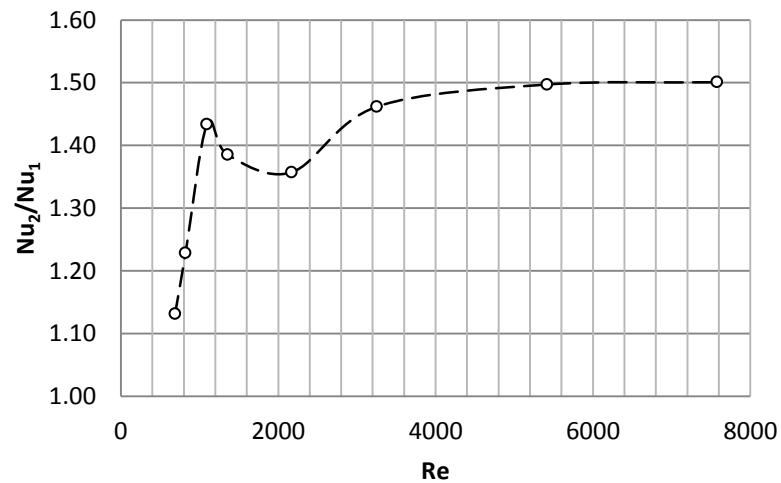


Figura 5.29: Rapporto tra i valori del numero di Nusselt medio per nervature disposte su una o entrambe le pareti, in funzione del numero di Reynolds

In Figura 5.29 si riporta il rapporto tra il numero di Nusselt medio ottenuto con nervature disposte su entrambe le pareti ( $Nu_2$ ) e il numero di Nusselt medio ottenuto con nervature disposte sulla sola parete inferiore del condotto ( $Nu_1$ ), in funzione del numero di Reynolds.

## 5.11 Correlazioni

Uno degli obiettivi della presente indagine è quello di fornire delle correlazioni dei dati sperimentali che consentano di comprendere la dipendenza del numero di Nusselt dal numero di Reynolds e dai principali parametri geometrici (passo adimensionale, dimensione caratteristica e angolo di attacco). Per ciascuna delle configurazioni geometriche presentate in precedenza, si ricerca una correlazione del tipo:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^{0.4} \quad (5.6)$$

che presenta una struttura analoga alle correlazioni utilizzate per flussi turbolenti interni ai condotti lisci (ad esempio la correlazione di Dittus-Boelter). Nell'ipotesi (solitamente ben verificata) di ritenere costante il valore del numero di Prandtl dell'aria, assunto pari a 0.71, la relazione (5.6) può essere riscritta nella forma:

$$Nu = A \cdot Re^b \quad (5.7)$$

Inoltre, applicando il logaritmo ad entrambi i membri dell'equazione (5.7) si ottiene il legame lineare:

$$\ln(Nu) = b \cdot \ln(Re) + \ln(A) \quad (5.8)$$

La stima della costante  $A$  e dell'esponente  $b$  si ottengono mediante una regressione lineare sui risultati sperimentali. In Tabella 5.9 si riportano i valori

ottenuti dalla regressione su tutti gli otto valori del numero di Nusselt per ciascuna configurazione esaminata, mentre la Tabella 5.10 riporta i risultati della regressione solamente sui tre valori con  $Re > 2300$ , per poter confrontare gli esponenti con il valore caratteristico di flussi turbolenti in condotti lisci (solitamente pari a 0.8). Si riporta, inoltre, il valore del coefficiente di determinazione  $R^2$ . Quando si effettua la regressione su tutti i dati sperimentali, si ottengono esponenti superiori al valore in condotti lisci per tutte le configurazioni (ad eccezione di nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata, dimensione caratteristica di 4mm e passo adimensionale pari a 40 e nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione incrociata, dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 40). L'esponente maggiore, pari a 0.966, è stato ottenuto per nervature trasversali con disposizione parallela, dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 10. Se ci si limita ai soli dati con  $Re > 2300$ , si ottengono esponenti inferiori e prossimi al valore di 0.8. In questo caso l'esponente più elevato, pari a 0.836, è stato ottenuto per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata, dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 40. L'incremento del valore dell'esponente quando si considerano i dati sull'intero intervallo di numeri di Reynolds, potrebbe essere dovuto a comportamenti fluidodinamici di transizione ancora presenti soprattutto a bassi  $Re$ , oltre che a possibili errori di misura e ad una maggiore consistenza del campione analizzato.

Per nervature sfalsate, si dispone di dati sufficienti per proporre una correlazione che leghi il numero di Nusselt medio al passo adimensionale e al rapporto  $e/D_h$ , oltre che al numero di Reynolds. A tal fine si utilizza la relazione:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot \left(\frac{e}{D_h}\right)^c \cdot \left(\frac{p}{e}\right)^d \cdot Pr^{0.4} \quad (5.9)$$

Seguendo la stessa procedura descritta in precedenza, si ottiene un legame lineare tra i logaritmi dei vari termini:

$$\ln(Nu) = \ln(A) + b \cdot \ln(Re) + c \cdot \ln\left(\frac{e}{D_h}\right) + d \cdot \ln\left(\frac{p}{e}\right) \quad (5.10)$$

La stima delle costanti è effettuata mediante una regressione multipla sui dati. Effettuando la regressione su tutti i 48 valori del numero di Nusselt, si ottiene la seguente correlazione:

$$Nu = 0.1219 \cdot Re^{0.8824} \cdot \left(\frac{e}{D_h}\right)^{0.2862} \cdot \left(\frac{p}{e}\right)^{-0.2836} \quad (5.11)$$

L'errore standard risulta circa del 7.3%, con un coefficiente di correlazione corretto pari a 0.99.

Considerando solamente le 18 acquisizioni a  $Re > 2300$ , si ottiene la correlazione:

$$Nu = 0.3314 \cdot Re^{0.7663} \cdot \left(\frac{e}{D_h}\right)^{0.2110} \cdot \left(\frac{p}{e}\right)^{-0.3387} \quad (5.12)$$

il valore dell'errore standard in questo scende a circa il 5,6% con un coefficiente di correlazione corretto pari a 0.97.

Tabella 5.9: Costanti ed esponenti della correlazione  $Nu = A \cdot Re^b$  ottenuti dalla regressione lineare su tutti i dati

Regressione su tutti i dati						
Configurazione				Parametri della Regressione		
Angolo di attacco	p/e	e/D <sub>h</sub>	Disposizione	A	b	R <sup>2</sup>
60°	10	0.092	Sfalsata	0.0269	0.9052	0.9968
60°	20	0.092	Sfalsata	0.0174	0.9399	0.9965
60°	40	0.092	Sfalsata	0.0255	0.858	0.9925
60°	20	0.183	Sfalsata	0.041	0.8442	0.9952
60°	40	0.183	Sfalsata	0.0492	0.8043	0.9952
60°	10	0.092	Parallela	0.027	0.9117	0.9955
60°	40	0.092	Parallela	0.0275	0.8667	0.9984
60°	40	0.092	Incrociata	0.0389	0.8099	0.9974
90°	10	0.092	Parete Inferiore	0.0252	0.8727	0.9947
90°	10	0.092	Parallela	0.017	0.9662	0.9933
45°	10	0.092	Parallela	0.0389	0.8606	0.9969
45°	10	0.092	Sfalsata	0.0399	0.8636	0.9922

Tabella 5.10: Costanti ed esponenti della correlazione  $Nu = A \cdot Re^b$  ottenuti dalla regressione lineare sui soli dati in regime turbolento

<i>Regressione su dati con <math>Re &gt; 2300</math></i>						
<i>Configurazione</i>				<i>Parametri della Regressione</i>		
<i>Angolo di attacco</i>	<i>p/e</i>	<i>e/D<sub>h</sub></i>	<i>Disposizione</i>	<i>A</i>	<i>b</i>	<i>R<sup>2</sup></i>
60°	10	0.092	Sfalsata	0.0845	0.7707	0.9964
60°	20	0.092	Sfalsata	0.0726	0.7723	0.9969
60°	40	0.092	Sfalsata	0.0313	0.8365	0.9979
60°	20	0.183	Sfalsata	0.1209	0.716	0.9994
60°	40	0.183	Sfalsata	0.1322	0.6872	0.9997
60°	10	0.092	Parallela	0.0861	0.7745	0.9996
60°	40	0.092	Parallela	0.0563	0.7827	0.9998
60°	40	0.092	Incrociata	0.0604	0.7594	0.9992
90°	10	0.092	Parete Inferiore	0.0818	0.7346	0.9992
90°	10	0.092	Parallela	0.0921	0.7674	0.9983
45°	10	0.092	Parallela	0.0946	0.7561	0.9984
45°	10	0.092	Sfalsata	0.191	0.6788	0.9995

## 5.12 Indagine locale attraverso la tecnica *Background Oriented Schlieren* (BOS)

### 5.12.1 Introduzione

La tecnica nota come *Background Oriented Schlieren* (nel seguito BOS), rientra nella più ampia categoria delle tecniche di visualizzazione del moto dei fluidi che si basano sulla variazione dell'indice di rifrazione in un mezzo trasparente e comprimibile, a sua volta legata al gradiente di densità presente nel mezzo stesso. L'idea originaria, che portò alla nascita della fotografia *Schlieren* (termine tedesco per indicare un mezzo trasparente in cui sono presenti disomogeneità ottiche locali), risale alle indagini condotte da August Toepler nel 1864 [65] e successivamente è stata ripresa nelle pubblicazioni di Schardin del 1934 [66] e di Merzkirch del 1987 [67]. Inizialmente, gli apparati sperimentali utilizzati richiedevano un complesso sistema ottico composto da particolari sorgenti luminose, come lampade a scarica o laser, lenti collimatrici, specchi, lame e filtri, per poter visualizzare la deflessione dei raggi luminosi, indotta dal mezzo *Schlieren*. Il sistema di base è costituito da una sorgente luminosa collimata, una lente focalizzatrice ed una lama, posizionata nel fuoco, così da bloccare circa metà della luce. In un flusso con variazioni di densità, il raggio luminoso viene deflesso e focalizzato in maniera imperfetta; la componente

proveniente dalla sorgente luminosa che è focalizzata nell'area coperta dalla lama, viene bloccata. Il risultato è una serie di zone più chiare o più scure in corrispondenza delle regioni di fluido rispettivamente a densità più elevata o ridotta. Poiché nella visualizzazione finale si trasmettono anche tutti gli errori causati dal sistema ottico, è necessario disporre di componenti di elevata qualità realizzativa, a cui sono associati costi ingenti. Per semplificare parzialmente l'apparato sperimentale furono sviluppati, a partire dagli anni '70, nuovi metodi di visualizzazione basati su tecniche *speckle*, in cui si analizzano gli spostamenti, provocati dall'oggetto *Schlieren*, di un tracciato realizzato con tecniche laser e contenente dettagli con dimensioni opportune (molto simili a puntini o piccole macchie). L'introduzione della tecnica BOS, ad opera di Meier nel 1999 [68], ha consentito un'ulteriore semplificazione del sistema ottico, in quanto sfrutta l'elaborazione digitale delle immagini con algoritmi di correlazione computerizzati. La tecnica si basa, infatti, sullo spostamento apparente dei dettagli di un'immagine in cui è riprodotto un determinato sfondo, dovuta alla deflessione luminosa causata dai gradienti di densità nel mezzo analizzato. La semplificazione del sistema ottico risiede nella possibilità di utilizzare una sorgente luminosa non coerente. Inoltre, il tracciato *speckle*, realizzato usualmente mediante un raggio laser espanso e un vetro smerigliato, viene sostituito con un tracciato con caratteristiche simili (descritte nel seguito), ma di più semplice realizzazione, riprodotto su una superficie e posizionato come sfondo del mezzo di interesse. L'immagine di sfondo deve essere sufficientemente ricca di dettagli con differenti scale spaziali e deve poter essere illuminata con sufficiente contrasto. Solitamente è ottenuta utilizzando piccoli puntini neri distribuiti in modo casuale sopra una superficie.

A partire dagli anni 2000, la tecnica BOS è stata validata presso l'istituto DLR (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.) in Germania, attraverso la valutazione del campo di densità di getti supersonici uscenti da un ugello [69], del flusso nella regione intorno alle pale di un elicottero in volo stazionario [70], della concentrazione di Elio in un getto libero fuoriuscente da un ugello a sezione rettangolare [71] e della scia a valle di un cilindro posizionato in galleria del vento.

Le tecniche *Schlieren*, inoltre, sono state storicamente impiegate con successo nelle analisi balistiche e nello studio di armi da fuoco. In questo ambito, Winstein nel 1998 introdusse l'utilizzo della tecnica BOS per indagare l'onda sonora provocata da un colpo di pistola [72].

Successivamente nel 2004, Venkatakrishnan e Meier si concentrano sullo studio del campo di densità in un flusso supersonico attorno ad un cilindro con numero di Mach pari a 2.0 [73]. Studi più recenti, infine, si concentrano sulla possibilità di utilizzare elementi naturali (fili d'erba, trame nel legno o nelle cortecce, ecc..)

come sfondo [74], a patto di garantire una sufficientemente elevata presenza di piccoli dettagli (in particolare in analisi su oggetti di grandi dimensioni, come lo studio dei rotori di elicotteri [75]), o sul miglioramento della risoluzione spaziale e l'accuratezza della tecnica BOS mediante l'impiego di sfondi colorati [76].

Nel presente lavoro, la tecnica BOS è stata utilizzata per indagare la distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo locale in prossimità di una singola nervatura, disposta sulla parete inferiore dello stesso condotto su cui sono state svolte le misure globali. L'obiettivo principale di questa parte dell'indagine, è stato quello di ricercare una configurazione dell'apparato sperimentale, in particolare uno sfondo sufficientemente dettagliato e riproducibile, che fornisse risultati qualitativamente e quantitativamente coerenti con le caratteristiche del moto in presenza di una nervatura, oltre al tentativo di validare la tecnica di misura in applicazioni di scambio termico in convezione forzata. Infatti, l'utilizzo della tecnica BOS su flussi in convezione forzata interna rappresenta un'applicazione innovativa, in quanto esistono relativamente pochi studi sull'argomento. Un possibile sviluppo futuro potrebbe essere legato all'indagine del flusso tra due nervature o in presenza di nervature ripetute, al fine di comprendere meglio l'andamento locale del coefficiente di scambio termico al variare sia del numero di Reynolds sia dei principali parametri geometrici di interesse (in particolare il passo adimensionale e la dimensione caratteristica degli elementi).

### 5.12.2 Principio di funzionamento

Nella sua realizzazione più semplice, la tecnica BOS necessita di una fotocamera per l'acquisizione delle immagini, una lente per la messa a fuoco, un'immagine di sfondo sufficientemente strutturata e una sorgente luminosa, tipicamente costituita da una lampada a incandescenza in luce bianca. Lo sfondo viene posizionato dietro l'oggetto di studio (in questo caso la sezione di prova del condotto), che provocherà la distorsione dei raggi luminosi, e viene retroilluminato dalla sorgente luminosa. La fotocamera e la lente sono posizionate dalla parte opposta del mezzo rispetto allo sfondo e allineate su un unico asse ottico. Per realizzare una misurazione è sufficiente acquisire due immagini: la prima in condizioni indisturbate, cioè isotermiche senza deflessione luminosa e la seconda in presenza dell'oggetto *Schlieren* di interesse. Le due acquisizioni presenteranno delle differenze tra loro, esprimibili come spostamenti nei dettagli dello sfondo e proporzionali alla deflessione dei raggi, causata dai gradienti di densità. Il legame tra l'indice di rifrazione del

mezzo,  $n$ , e la massa volumica,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>], è espresso dall'equazione di Gladstone-Dale [67]:

$$\frac{n - 1}{\rho} = G(\lambda) \quad (5.13)$$

In cui  $G(\lambda)$  è la costante di Gladstone-Dale, che dipende dalle caratteristiche del mezzo e dalla frequenza della luce utilizzata.

Da un punto di vista più generale, l'immagine  $I$  di un oggetto è rappresentata dalla convoluzione tra la funzione descrittiva dell'immagine di sfondo,  $B$  e la funzione di trasferimento ottica,  $T$ , rappresentata dal mezzo di interesse [68]:

$$I = B * T \quad (5.14)$$

Per ottenere informazioni sulla funzione di trasferimento è necessario realizzare la deconvoluzione della precedente relazione, che fornisce una mappa bidimensionale della deflessione luminosa provocata dal flusso. Per questo fine, sono, infatti, ormai disponibili algoritmi di deconvoluzione sufficientemente accurati e rapidi.

La Figura 5.30 riporta lo schema ottico tipico nell'applicazione della tecnica BOS e indica le distanze e le dimensioni di interesse.

La deflessione di un singolo raggio contiene informazioni sul gradiente spaziale dell'indice di rifrazione integrato lungo il cammino ottico. Quando la lunghezza d'onda della luce è molto piccola, come accade per la radiazione visibile, le leggi della propagazione possono essere approssimate al caso limite  $\lambda_0 \rightarrow 0$ , essendo  $\lambda_0$  la lunghezza d'onda della radiazione nel vuoto [m]. Questa formulazione prende il nome di ottica geometrica. In questa approssimazione, è possibile mostrare che vale la seguente relazione:

$$\frac{d}{ds} \left( n \cdot \frac{d\vec{r}}{ds} \right) = \vec{\nabla} n \quad (5.15)$$



in cui con  $\vec{r}$  si indica il vettore posizione di un generico punto P appartenente ad un raggio luminoso, con  $s$  si indica l'ascissa curvilinea sul raggio e con  $\vec{\nabla}n$  il gradiente spaziale dell'indice di rifrazione nel mezzo.

La precedente relazione (5.15) prende il nome di equazione vettoriale dei raggi.

Partendo dalla precedente equazione, è anche possibile mostrare che il vettore di curvatura di un raggio,  $\vec{\Omega}$ , è esprimibile attraverso la relazione:

$$|\vec{\Omega}| = \frac{|\vec{\nabla}n|}{n} \cdot \sin \alpha \quad (5.16)$$

dove  $\alpha$  indica l'angolo compreso tra  $\vec{\nabla}n$  e il versore ortogonale ai fronti d'onda geometrici.

La relazione (5.16) è una equazione differenziale che stabilisce il legame fra la curvatura dei raggi ed il gradiente dell'indice di rifrazione. Poiché  $|\vec{\Omega}|$  è sempre positivo, essa mostra che i raggi piegano nella direzione lungo la quale si ha una crescita di  $n$ .

La Figura 5.31, riporta una schematizzazione della traiettoria di due raggi luminosi,  $r_1$  ed  $r_2$ , di cui il primo rappresentativo della propagazione in assenza di un gradiente dell'indice di rifrazione, mentre il secondo indica la deflessione provocata dalla variazione spaziale di  $n$ . L'ipotesi alla base della trattazione successiva, è quella di ritenere che la distribuzione dell'indice di rifrazione dipenda unicamente dalla variabile  $y$ , ovvero  $n = n(y)$ . In particolare, ipotizzando, come è consuetudine in queste applicazioni, una distribuzione lineare dell'indice di rifrazione si determina che la traiettoria dei raggi che attraversano il sistema è parabolica:

$$\eta(z) = \frac{z^2}{2 \cdot n} \cdot \frac{\partial n}{\partial y} + \eta_0 \quad (5.17)$$

dove  $\eta(z)$  indica la componente in direzione  $y$ , della traiettoria descritta dai raggi luminosi che attraversano la sezione di prova, espressa in [m] e  $\eta_0$  il suo valore in corrispondenza della posizione in cui il raggio entra nel mezzo.

In tali condizioni i raggi deflessi “sembrano” provenire con traiettoria rettilinea dal piano mediano della sezione di prova (come mostrato in Figura 5.31). Per approfondimenti sulla teoria della ricostruzione del percorso di un raggio luminoso all’interno di mezzi in cui è presente un gradiente dell’indice di rifrazione, si rimanda alle pubblicazioni di Sharma et al. [77] e Doric [78], rispettivamente del 1982 e del 1990. Inoltre, in un sistema monodimensionale in cui  $n = n(y)$ , è possibile mostrare [79] che l’angolo di deflessione,  $\varepsilon$  di un raggio entrante nella sezione di prova in  $z = z_0$ , risulta:

$$\varepsilon \simeq \frac{L}{n_0} \cdot \left. \frac{\partial n[T(y)]}{\partial y} \right|_{y_0} \quad (5.18)$$

in cui:  $y_0$  indica la posizione lungo la direzione  $y$  in cui il raggio luminoso entra nella sezione di prova [m];  $n_0$  il valore dell’indice di rifrazione in corrispondenza di  $y_0$  e  $\left. \frac{\partial n[T(y)]}{\partial y} \right|_{y_0}$  la componente del gradiente dell’indice di rifrazione (a sua volta funzione della distribuzione di temperatura nel mezzo) in direzione  $y$ , valutata in corrispondenza di  $y_0$ .

Assumendo di trovarsi nel campo di validità dell’approssimazione parassiale (quando tutti i raggi luminosi che entrano o escono da un sistema ottico centrato si propagano dal piano oggetto al piano immagine ad angoli piccoli rispetto all’asse del sistema, rimanendo quindi confinati in una regione prossima all’asse ottico) e che, quindi, gli angoli di deflessione siano sufficientemente piccoli, è possibile individuare una relazione tra lo spostamento dei dettagli presenti nello sfondo sul piano immagine,  $s_i$  e l’angolo di deflessione del raggio luminoso. Basandosi sulla Figura 5.30, si può ricavare la relazione trigonometrica tra la tangente di  $\varepsilon$  e lo spostamento dei dettagli dello sfondo sul piano oggetto,  $s_o$  [m]:

$$\tan(\varepsilon) \simeq \varepsilon = \frac{s_o}{\Delta + \frac{L}{2}} \quad (5.19)$$

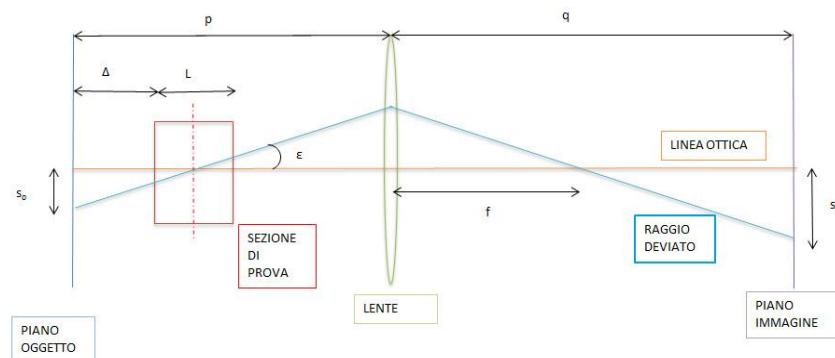


Figura 5.30: Schema ottico della tecnica BOS

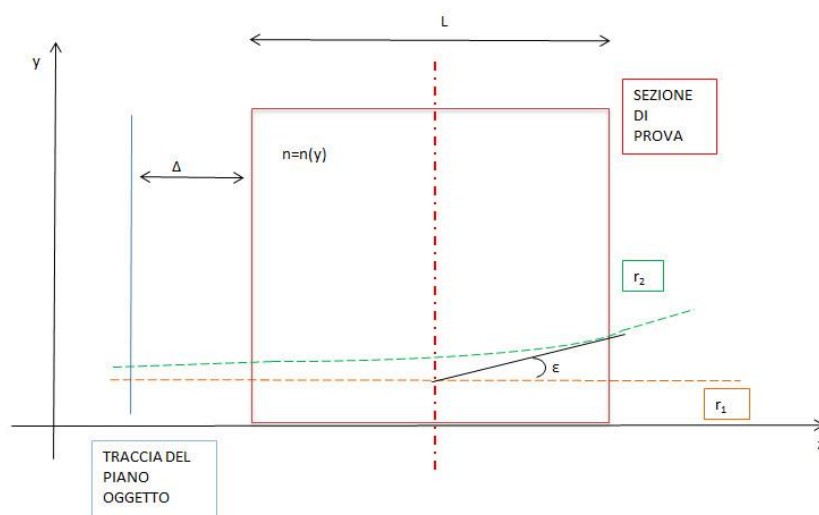


Figura 5.31: Dettaglio della deviazione di un raggio luminoso

Introducendo il rapporto di ingrandimento,  $M$ , definito come:

$$M = \frac{s_i}{s_o} = \frac{q}{p} \quad (5.20)$$

in cui  $p$  indica la distanza tra la lente e il piano oggetto [m] e  $q$  la distanza tra la lente e il piano immagine [m], si ricava la relazione:

$$\varepsilon = \frac{s_i}{M \cdot \left( \Delta + \frac{L}{2} \right)} \quad (5.21)$$

Inoltre, poiché lo sfondo deve essere messo a fuoco, esiste il seguente legame tra la distanza focale,  $f$  [m] e le distanze  $p$  e  $q$ :

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{q} + \frac{1}{p} \quad (5.22)$$

Dalle precedenti relazioni si può quindi ricavare la dipendenza tra il gradiente dell'indice di rifrazione e la misura dello spostamento dei dettagli sul piano immagine. Per un dato campo di deflessione, lo spostamento e quindi la sensibilità, aumentano al crescere della distanza tra l'oggetto *Schlieren* e lo sfondo,  $\Delta$  [m]. Tuttavia, all'aumentare di  $\Delta$  aumenta anche la sfocatura dell'oggetto di interesse. Si rende necessario quindi trovare un compromesso tra l'aumento della sensibilità e la possibilità di visualizzare con sufficiente definizione il mezzo *Schlieren*.

### 5.12.3 Mutua correlazione

Una volta ottenute le due immagini, il campo di spostamento si ottiene utilizzando un algoritmo di mutua correlazione discreta, basato sulla trasformata di Fourier veloce o FFT (*Fast Fourier Transform*), che viene applicato su aree di interrogazione. Queste rappresentano dei sottocampionamenti con forme rettangolari delle immagini di partenza. In origine gli algoritmi attualmente utilizzati furono sviluppati e ottimizzati per indagini mediante tecnica PIV (*Particle Image Velocimetry*) o con fotografia *speckle*, ma possono essere facilmente adattati anche per la tecnica BOS. Considerando due immagini  $I_1$  e  $I_2$ , ciascuna composta da  $t \times w$  pixel, dopo averle suddivise in finestre di interrogazione, indicate con  $I_1^{i,j}$  e  $I_2^{i,j}$  (dove  $i$  indica l' $i$ -esima riga di pixel e  $j$  la

j-esima colonna, delle matrici riferite rispettivamente alla prima e alla seconda immagine), la funzione di mutua correlazione discreta tra le due finestre risulta:

$$R(\varphi, \gamma) = \sum_{t=0}^{T-1} \sum_{w=0}^{W-1} I_1^{i,j}(t, w) \cdot I_2^{i,j}(t - \varphi, w - \gamma) \quad (5.23)$$

in cui:  $\varphi$  indica la componente dello spostamento tra le due finestre lungo la direzione del flusso (indicata con  $x$ ), espressa in [pixel];  $\gamma$  la componente lungo la direzione  $y$ , espressa in [pixel];  $T$  il numero totale di pixel in una riga della matrice;  $W$  il numero massimo di pixel in una colonna e  $I_1^{i,j}(t, w)$  rappresenta la funzione che descrive l'intensità luminosa registrata dal sensore della fotocamera all'interno della generica area di interrogazione.

La precedente relazione è preferibile rispetto ad altre possibilità (ad esempio la distanza euleriana tra le finestre di interrogazione o la correlazione normalizzata) in quanto può essere valutata utilizzando la FFT con ridotti tempi di calcolo. Nella presente indagine, per la valutazione del campo di spostamento, è stato utilizzato l'algoritmo *open source* **MatPIV** v 1.6.1 sviluppato da J. Kristian Sveen nel 2004 [80].

L'operazione di mutua correlazione all'interno delle aree di interrogazione porta alla generazione di un valore massimo (picco di correlazione) le cui coordinate corrispondono allo spostamento reale dei dettagli. Poiché il sensore CCD permette di acquisire l'intensità luminosa con una risoluzione spaziale discreta, è necessario utilizzare procedure di interpolazione per ottenere un campo di spostamento continuo. Il software utilizzato, ricerca i quattro massimi relativi più elevati, ovvero quei punti per cui il valore della funzione di correlazione è maggiore (o uguale) a ciascuno degli otto pixel adiacenti. A questo punto, assumendo che il picco sia approssimabile attraverso una parabola costruita sul punto di valore massimo e sui due punti adiacenti, il programma ricava per interpolazione l'altezza, la larghezza e la coordinata del massimo di ciascun picco. Il valore e la posizione dei due picchi maggiori vengono poi salvate. La posizione del picco di maggiore intensità sarà assunta come rappresentativa dello spostamento medio dei dettagli dell'immagine, mentre il restante picco sarà considerato derivante da rumore.

#### 5.12.4 Valutazione del gradiente di temperatura

Partendo dalla relazione (5.18), è possibile utilizzare il teorema di derivazione delle funzioni composte ottenendo:

$$\varepsilon \cong \frac{L}{n_0} \cdot \frac{\partial n}{\partial T} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y_0} \quad (5.24)$$

Il legame tra l'indice di rifrazione e la distribuzione di temperatura si ottiene dalla relazione (5.13), in cui si esprime  $\rho$  attraverso la legge di stato dei gas ideali:

$$\rho = \frac{p}{R^* \cdot T} \quad (5.25)$$

dove  $p$  indica la pressione [Pa] e  $R^*$  la costante specifica del gas considerato [J/kgK].

Nell'ipotesi di ritenere trascurabili le variazioni di pressione rispetto alle variazioni di temperatura, è possibile includere sia  $p$  sia  $R^*$  all'interno della costante  $G$ , ottenendo in definitiva:

$$n = 1 + \frac{G'}{T} \quad (5.26)$$

in cui:

$$G' = \frac{p \cdot G}{R^*} \quad (5.27)$$

Si avrà quindi:

$$\frac{\partial n}{\partial T} = -\frac{G'}{T^2} \quad (5.28)$$

Sostituendo la relazione (5.28) nella (5.24), ed eguagliando quest'ultima con la relazione (5.21), si giunge alla relazione che lega lo spostamento dei dettagli sul piano immagine e la componente del gradiente di temperatura in direzione  $y$ :

$$s_i = -\frac{G'}{T^2} \cdot \frac{L}{n_0} \cdot M \cdot \left(\Delta + \frac{L}{2}\right) \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \quad (5.29)$$

Dalla conoscenza del campo di spostamento attraverso la cross-correlazione, invertendo la precedente relazione si ottiene il gradiente di temperatura, che verrà utilizzato per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo locale.

### 5.12.5 Linea sperimentale

Nel presente paragrafo si fornisce una breve descrizione delle modifiche apportate all'apparato sperimentale utilizzato per le misure globali, necessarie per poter realizzare le misurazioni locali. In particolare le maggiori criticità si presentano nella realizzazione dell'allineamento tra il sistema ottico e la sezione di prova e nella ricerca di uno sfondo adeguato per l'applicazione in convezione forzata interna. In Figura 5.32 è riportata una schematizzazione dell'apparato sperimentale per misure locali.

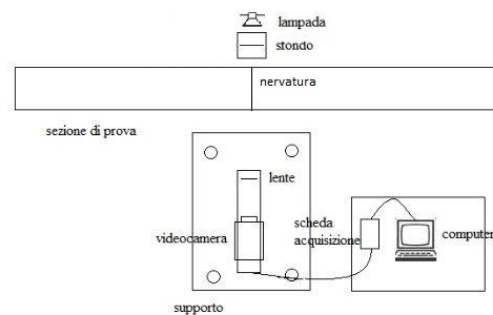


Figura 5.32: Schema dell'apparato sperimentale per misure locali

### Sezione di prova

La sezione di prova inquadrata dal sensore della videocamera, è costituita da una regione rettangolare larga circa 7 mm (lungo la direzione del flusso) e alta circa 5 mm (lungo la direzione  $y$ ), con l'origine della coordinata  $y$  circa un millimetro al di sotto del bordo della parete inferiore del condotto. Al fine di validare la tecnica di misura sono state considerate tre differenti regioni di interesse: una regione, con origine della coordinata  $x$  posta a circa 62 cm dall'ingresso della sezione riscaldata del condotto, in cui sia il profilo di velocità sia il profilo di temperatura risultano completamente sviluppati e la parete del condotto è priva di corrugazioni; una seconda regione con origine della coordinata  $x$  a circa 67.7 cm dall'ingresso della sezione riscaldata, in cui è posizionata una nervatura con sezione quadrata di lato pari a 2 mm nella parte centrale dell'area inquadrata (applicata sulla parete inferiore del condotto); un'ultima regione, in cui la precedente nervatura è collocata nell'angolo in basso a destra dell'area inquadrata, e rientra al suo interno per circa 1mm sia in direzione  $x$  sia in



direzione  $y$ . La nervatura utilizzata è stata realizzata con lo stesso materiale degli elementi impiegati durante le misure globali.

La seguente tabella riporta le distanze di interesse, in riferimento alla Figura 5.30.

Tabella 5.11: Distanze tra i componenti del sistema

$p$	430	mm
$q$	230	mm
$M$	0.53	-
$\Delta$	10	mm

## Videocamera

L'acquisizione delle immagini è realizzata utilizzando un fotocamera Sony XC-8500CE con sensore CCD monocromatico di diagonale pari a  $\frac{1}{2}$ " e risoluzione pari a  $767 \times 565$  pixel (ogni singolo pixel ha una dimensione di  $8.3 \mu\text{m}$ ). Il range dinamico è pari a 8bit, mentre la massima frequenza di acquisizione è di 25 frames per second. La videocamera è connessa ad un computer utilizzando una scheda di acquisizione National Instrument G 1408 PCI, controllata mediante software LabView<sup>®</sup> built-in.

Un doppietto acromatico con distanza focale pari a 150mm e apertura pari a 25.4mm, montato sullo stesso asse ed allineato alla videocamera, è utilizzato per la messa a fuoco del piano oggetto. La distanza tra il sensore e la lente è regolabile per poter ottenere il rapporto di ingrandimento necessario (nel presente caso inferiore all'unità), al fine di ottenere una sufficiente sensibilità.

In Figura 5.33 si riporta il dettaglio del sistema ottico composto da videocamera, lente focalizzatrice e sistema di posizionamento.



Figura 5.33: Dettaglio del sistema ottico

## Caratteristiche statistiche e scelta dello sfondo

Gli sfondi utilizzati per la tecnica BOS, devono presentare alcune caratteristiche statistiche richieste nella generazione di tracciati *speckle*. Con la terminologia “tracciato *speckle*”, si indica la distribuzione di intensità luminosa prodotta a partire da una sorgente, con adeguate caratteristiche di coerenza, e da un mezzo in grado di produrre una distribuzione spaziale di cammini ottici del tutto casuale.

L’analisi delle caratteristiche statistiche dei tracciati *speckle* può essere complessa, ma si semplifica facendo alcune assunzioni:

- Sorgente luminosa perfettamente coerente
- Il mezzo introduce una modulazione di cammino ottico superiore ad una lunghezza d’onda, introducendo uno sfasamento caratterizzabile da una funzione densità di probabilità uniforme tra 0 e  $2\pi$
- Il mezzo non altera le caratteristiche di polarizzazione della radiazione
- Un numero elevato di emettitori contribuisce alla distribuzione di campo in un punto dell’immagine

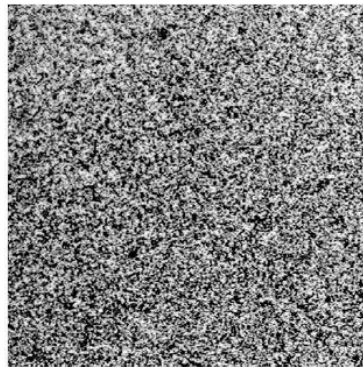


Figura 5.34: Esempio di tracciato speckle

Sotto queste ipotesi, si può dimostrare che l'intensità luminosa in un punto del piano immagine ha una densità di probabilità con andamento esponenziale negativo e il rapporto tra la deviazione standard e il valore medio dell'intensità risulta unitario. Anche le caratteristiche statistiche del secondo ordine, attinenti alla struttura spaziale del tracciato, sono di rilevante importanza (in particolare l'isotropia dell'autocorrelazione del tracciato, in condizioni stazionarie e la sua rapidità di decorrelazione spaziale, che può essere messa in relazione con la dimensione media delle macchie presenti nel tracciato).

Nella presente indagine non è stato utilizzato direttamente un tracciato *speckle* artificiale, ma dopo l'analisi di differenti soluzioni, si è optato per l'impiego di un sottile strato di nastro adesivo con polvere di grafite disposta su di esso. L'uso diretto di sfondi generati con algoritmi computerizzati e stampati direttamente su carta normale in formato A4 (che si ritrova molto spesso negli studi presenti in letteratura), non fornisce risultati ottimali, in quanto il notevole ingrandimento della regione inquadrata rende visibile all'interno del tracciato la retinatura regolare della stampa stessa e non consente di effettuare correttamente la mutua correlazione delle immagini. Dopo numerosi tentativi effettuati utilizzando tracciati stampati su diversi supporti (ad esempio lastra fotografica o microfiche), fogli di carta vetrata a grana fine, fogli di polietilene espanso e spugne con trame interne sottili, la polvere di grafite, sebbene generi strutture casuali di dimensioni non facilmente controllabili e a volte superiori a quelle desiderate, si è rivelata un buon compromesso tra semplicità realizzativa e accuratezza dei risultati. L'utilizzo del nastro adesivo consente un miglior controllo dell'illuminazione dello sfondo e garantisce un'ottima individuazione del contorno sia della nervatura sia del bordo della parete inferiore del condotto, condizione necessaria per poter valutare il gradiente di temperatura in prossimità della superficie. Per evitare possibili spostamenti del tracciato indotti dalle

vibrazioni del ventilatore, dilatazioni termiche o correnti d'aria, lo sfondo è stato inserito tra due lastre di vetro sottile, a loro volta vincolate ad un apposito supporto realizzato in legno (per contenere le dilatazioni termiche). Il supporto è stato successivamente fissato al banco di prova per impedirne la traslazione a causa delle vibrazioni. L'illuminazione è stata realizzata utilizzando una lampada con una potenza di 70 W.

### **5.12.6 Procedura di acquisizione e trattamento dei dati**

Il coefficiente di scambio termico convettivo locale è stato valutato mantenendo la temperatura delle pareti del condotto costante al valore di 40°C. Il numero di Reynolds è stato variato tra due differenti valori rispettivamente pari a 1350 (caratteristico del regime laminare) e 7500 (regime turbolento). Al fine di garantire il raggiungimento della condizione di regime termico per le pareti del condotto ed evitare che la dilatazione delle stesse provochi uno spostamento uniforme dei dettagli dello sfondo (in particolare tutti i vettori spostamento presentano lo stesso modulo e risultano paralleli tra loro, con un' inclinazione di circa 45°), è necessario lasciare in funzionamento i circolatori del bagno termostatico a ventilatore spento per un intervallo di tempo di circa tre ore. Successivamente è possibile proseguire con la procedura di misura, che consiste nell'acquisizione dello scatto di riferimento (sempre mantenendo il ventilatore spento), nell'accensione del ventilatore avendo cura di regolare preventivamente il sistema di valvole in modo che transiti la portata di interesse e nell'acquisizione delle immagini in presenza del flusso. Quest'ultima fase prevede l'acquisizione di tre scatti all'accensione del ventilatore e ogni minuto successivo fino al quinto, dove si osserva il raggiungimento di una distribuzione stabile del campo di spostamento. Quindi, si acquisiscono dieci immagini al fine di disporre di un campione di dati statisticamente significativo per il calcolo del valor medio e della deviazione standard.

Una volta acquisite le immagini in presenza del flusso, queste vengono confrontate con lo scatto di riferimento, utilizzando l'algoritmo di cross-correlazione presentato nel sottoparagrafo 5.12.3, per estrarre il campo di spostamento dei dettagli dello sfondo in direzione perpendicolare alla superficie del condotto. Invertendo la relazione (5.29) si risale quindi alla componente del gradiente di temperatura in direzione  $y$  con cui è possibile, infine, valutare il coefficiente di scambio termico convettivo locale attraverso la relazione (5.30):

$$h = - \frac{k \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{T_p - T_m} \quad (5.30)$$

in cui  $k$  indica la conduttività termica del fluido [W/mK] (pari a circa 0.026 W/mK per l'aria),  $T_p$  la temperatura della parete del condotto [K],  $T_m$  la temperatura di miscelamento adiabatico sulla sezione considerata [K] e  $\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$  la componente del gradiente di temperatura in direzione  $y$ , valutata sulla parete del condotto [K/m].

Dalla conoscenza del coefficiente di scambio termico convettivo è possibile risalire al numero di Nusselt locale utilizzando la relazione (4.7), in cui si sostituiscono i valori locali ai rispettivi valori medi.

### 5.12.7 Presentazione dei risultati

#### Superficie liscia

La validazione della tecnica di misura locale è stata effettuata valutando il coefficiente di scambio termico convettivo su un tratto di condotto liscio, in cui sia il profilo di velocità sia il profilo di temperatura risultano completamente sviluppati. I risultati ottenuti vengono confrontati con i valori teorici ricavati da Shah e London per un canale con pareti lisce a sezione rettangolare [63]. L'analisi è condotta su due differenti valori del numero di Reynolds rispettivamente pari a 1350 (caratteristico del regime laminare) e 7500 (massimo valore raggiungibile con il ventilatore), mantenendo costante la temperatura della parete superiore ed inferiore del condotto a 40 °C. La regione di interesse è posizionata a circa 62 cm lungo la direzione  $x$ , dall'ingresso del tratto riscaldato del condotto. Per il calcolo di  $h$  è necessario conoscere la temperatura di miscelamento adiabatico relativa alla sezione di interesse, che, in assenza di una misura diretta, può essere ottenuta dalla relazione (5.31), valida con condizione al contorno di prima specie [11]:

$$\frac{T_p - T_m(x)}{T_p - T_{in}} = e^{-\left(\frac{p \cdot x \cdot \bar{h}}{\dot{m} \cdot c_p}\right)} \quad (5.31)$$

in cui  $T_p$  indica la temperatura della parete del condotto [K];  $T_{in}$  indica la temperatura media dell'aria all'ingresso del tratto riscaldato [K];  $T_m(x)$  indica la temperatura di miscelamento adiabatico in corrispondenza della coordinata  $x$  di interesse, in [K];  $p$  rappresenta il perimetro della sezione di passaggio [m];  $\bar{h}$  rappresenta il coefficiente di scambio termico convettivo medio sulla sezione di prova [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ];  $\dot{m}$  indica la portata massica di aria aspirata [kg/s];  $c_p$  rappresenta il calore specifico isobaro [J/kgK].

Il valore di  $\bar{h}$  utilizzato nella precedente relazione, è stato ricavato dai valori medi del numero di Nusselt proposti da Shah e London in [63] e risulta rispettivamente pari a  $9.85 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$  e  $35 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ . I corrispondenti valori di temperatura di miscelamento adiabatico risultano rispettivamente  $33.5 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $32.5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

La Figura 5.35 riporta un esempio del campo vettoriale di spostamento medio sulle dieci acquisizioni, risultante dalla procedura di mutua correlazione con finestre di interrogazione di dimensione  $32 \times 32$  pixel e sovrapposizione delle finestre pari al 50%, per  $Re=1350$ .

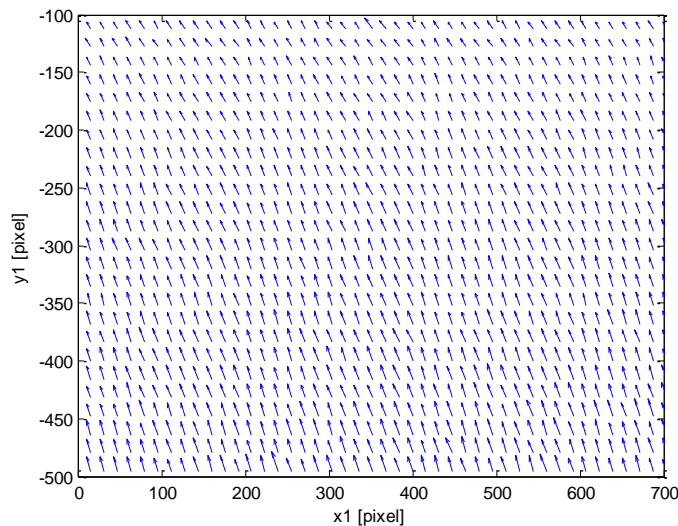


Figura 5.35: Campo di spostamento medio risultante dalla procedura di cross-correlazione con  $Re=1350$

L'algoritmo di mutua correlazione utilizza un sistema di riferimento in cui l'asse  $x_1$  ha la stessa direzione del flusso ma verso opposto, mentre l'asse  $y_1$  risulta diretto dalla regione centrale del flusso verso la parete, con la sua origine collocata nella zona superiore della regione inquadrata. Le relazioni introdotte in precedenza erano riferite ad un asse  $y$ , la cui origine è collocata sulla superficie inferiore del condotto.

La componente lungo la direzione  $y$  (indicata con  $\gamma$ ) è proporzionale alla componente del gradiente di temperatura perpendicolare alla superficie, mentre la componente lungo la direzione  $x$  (indicata con  $\varphi$ ), è proporzionale alla componente del gradiente di temperatura lungo la direzione del flusso. In particolare, il suo valore fornisce un'indicazione del flusso termico conduttivo in direzione assiale ed è praticamente nullo, come si verifica in flussi ad elevato numero di Péclet (nel presente caso pari a circa 959).

In Figura 5.36, si riporta il valore di  $\gamma$  in funzione della posizione all'interno della regione di interesse:

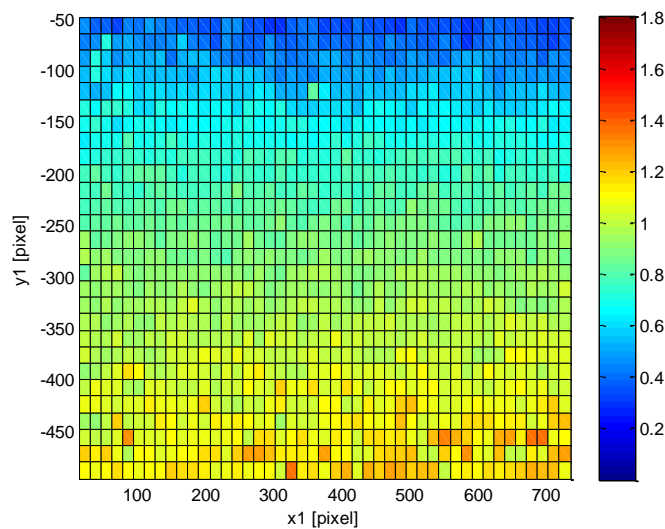


Figura 5.36: Componente del campo di spostamento medio in direzione perpendicolare alla superficie ( $Re=1350$ )

Si può osservare come i valori più elevati si presentino in prossimità della parete, mentre si riducono tendendo a zero avvicinandosi all'asse del condotto. Inoltre, fissando il valore della coordinata  $y$ , la distribuzione di  $\gamma$  risulta

piuttosto omogenea lungo la direzione  $x$ , in accordo con il completo sviluppo del profilo di temperatura.

Ai fini della valutazione del numero di Nusselt locale è necessario conoscere la componente del gradiente di temperatura in direzione  $y$ , valutata in corrispondenza della parete. Questa è stata ricavata attraverso le relazioni descritte nel sottoparagrafo 5.12.4, in cui  $s_i$  corrisponde al valore medio di  $\gamma$  sulle ultime due righe della matrice di spostamento rappresentata in Figura 5.36, rispettivamente poste ad  $y_1=-480$  pixel ed  $y_1=-496$  pixel. Il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo locale effettuato utilizzando direttamente il campo di spostamento medio, ottenuto dalla procedura di mutua correlazione, porta ad una sovrastima eccessiva del  $Nu$  rispetto al valore teorico di riferimento (il valore ottenuto è pari a 9.4, mentre il valore teorico di riferimento è pari a 8.2). Tuttavia, le immagini acquisite sono affette da un significativo livello di rumore e necessitano di un opportuno filtraggio. Il filtraggio dei dati di partenza è realizzato sostituendo i valori di spostamento che localmente si discostano in modo significativo dal valore medio delle finestre di interrogazione adiacenti, con quest'ultimo (secondo una procedura definita di *smoothing* dell'immagine). Al termine della procedura si ottiene un  $Nu$  pari a 7.9, inferiore del 3.7% rispetto al valore teorico. Se invece, si considera come riferimento il valore ottenuto dalle misure globali, lo scostamento si riduce ulteriormente e risulta pari al 2.4%. Le differenze tra i due valori sono imputabili sia all'inevitabile presenza di errori di misura, fenomeni di aberrazione o possibili variazioni dell'indice di rifrazione anche lungo la direzione dell'asse ottico sia ad effetti di bordo non considerati nell'analisi teorica di riferimento. L'incertezza sul valore del coefficiente di scambio termico convettivo dipende quasi esclusivamente dall'incertezza sulla valutazione dello spostamento medio e porta ad un errore percentuale sulla stima del  $Nu$  di circa il 9%.



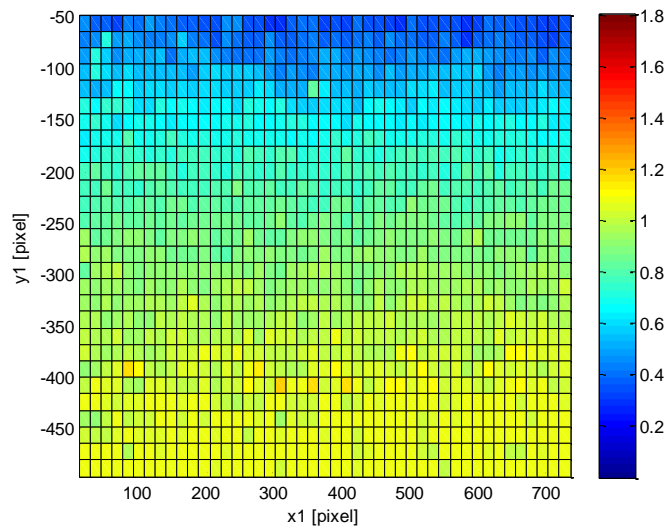


Figura 5.37: Componente del campo di spostamento medio in direzione perpendicolare alla superficie, in seguito all'operazione di filtraggio ( $Re=1350$ )

In Figura 5.38 e in Figura 5.39, si riportano la componente  $\varphi$  del campo vettoriale di spostamento medio sulle dieci acquisizioni e la relativa componente  $\gamma$ , ottenuti mantenendo la dimensione delle finestre di interrogazione pari a  $32 \times 32$  pixel e un grado di sovrapposizione delle finestre del 50%, per  $Re=7500$ :

Si può osservare come il valore della componente  $\varphi$  sia praticamente nullo in tutta la regione di interesse (il numero di Péclet risulta pari a 5325) e come il valore della componente  $\gamma$  in prossimità della parete risulti significativamente superiore rispetto al precedente caso con  $Re=1350$ . Inoltre, anche la distribuzione della componente  $\gamma$  risulta significativamente differente, in quanto presenta una rapida riduzione del suo valore nella regione in vicinanza della parete e un tratto successivo caratterizzato da una decrescita più lenta, fino al raggiungimento del valore minimo in corrispondenza di  $y_1=0$ .

In questo caso, il valore del numero di Nusselt locale ottenuto risulta pari a 21.78, in ottimo accordo con il valore teorico (il valore teorico di riferimento è pari a 23.84 con uno scostamento percentuale tra i due valori dell' 8.6%). Inoltre, l'errore percentuale sulla stima del  $Nu$  si riduce al 6.1%.

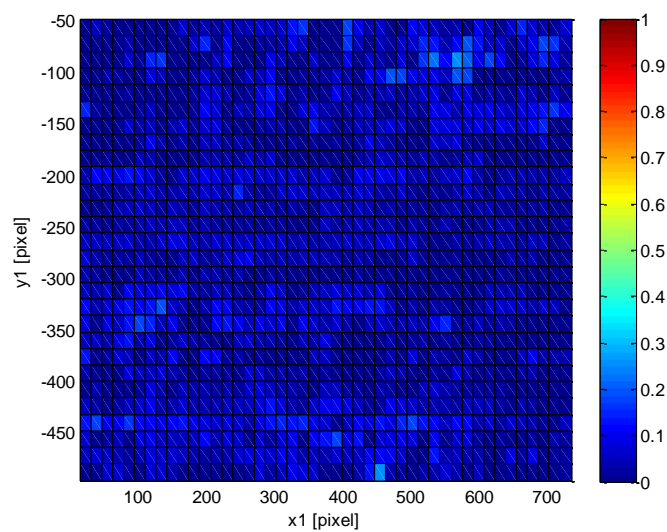


Figura 5.38: Componente del campo di spostamento medio lungo la direzione del flusso ( $Re=7500$ )

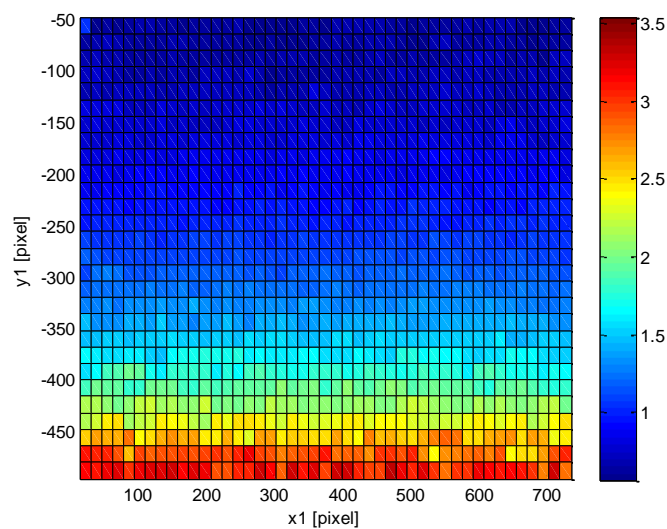


Figura 5.39: Componente del campo di spostamento medio in direzione perpendicolare alla superficie ( $Re=7500$ )

### Nervatura in posizione centrale

A seguito della validazione della tecnica di misura, essa è stata utilizzata per la visualizzazione del campo di spostamento in presenza di una nervatura posta al centro della regione inquadrata. In questo caso, non è possibile fornire una valutazione quantitativa del coefficiente di scambio termico locale, in quanto non si dispone né di informazioni sufficienti sul campo di velocità e di temperatura locale per stimare la temperatura di miscelamento adiabatico né della misura della temperatura della superficie superiore della nervatura. Tuttavia, la sola visualizzazione del comportamento del flusso costituisce un'innovazione nell'applicazione della tecnica BOS per l'indagine della convezione forzata interna.

La Figura 5.40 riporta la componente  $\gamma$  (normalizzata rispetto al valore massimo) all'interno della regione di interesse per  $Re=1350$ , risultante dalla procedura di mutua correlazione con finestre di interrogazione di dimensione  $32 \times 32$  pixel e sovrapposizione delle finestre pari al 50% (in seguito ad opportune operazioni di filtraggio). Il filtraggio dei dati di partenza è realizzato sostituendo i valori di spostamento che localmente si discostano in modo significativo dal valore medio delle finestre di interrogazione adiacenti, con quest'ultimo (secondo una procedura definita di *smoothing* dell'immagine).

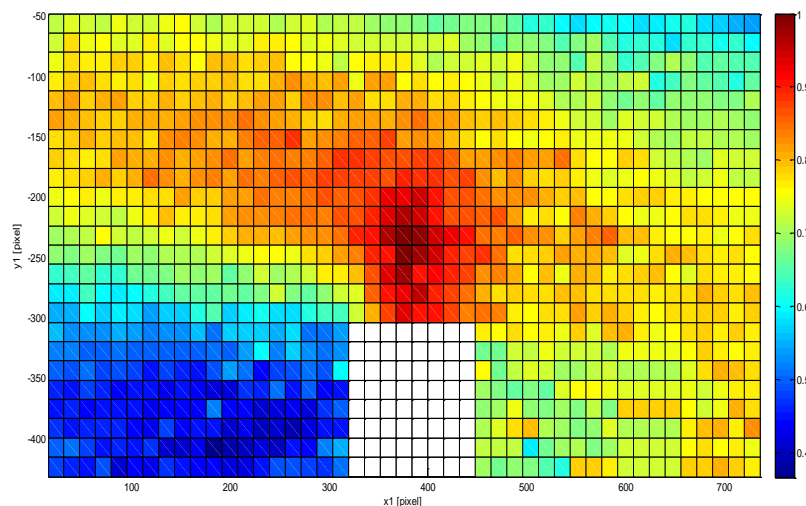


Figura 5.40: Componente  $\gamma$  normalizzata rispetto al valore massimo in presenza di una nervatura ( $Re=1350$ )

Analizzando la precedente immagine, si può osservare chiaramente la separazione del flusso causata dalla nervatura e la formazione di una regione, retrostante all'elemento, in cui la componente  $\gamma$  raggiunge il valore minimo. In questa zona, si verifica una brusca riduzione del coefficiente di scambio termico convettivo, indicativa della bassa velocità del flusso. La componente  $\gamma$  sembra ridursi anche nella regione appena a monte dell'elemento, in prossimità dell'angolo formato tra quest'ultimo e la parete del condotto (dove numerose analisi fluidodinamiche mostrano l'esistenza di una regione di ricircolazione). Appena al di sopra della nervatura, si osservano i valori di spostamento più elevati. Questo è dovuto principalmente alla riduzione della sezione di passaggio, che provoca l'accelerazione del flusso e il conseguente incremento del valore locale di  $h$ . Inoltre, si può osservare come la superficie superiore dell'elemento, in realtà, non mostri un comportamento perfettamente adiabatico, ma si riscaldi durante l'intervallo di tempo necessario al raggiungimento della condizione di regime termico e contribuisca al trasferimento di energia dalla parete al fluido. Infine, è interessante osservare come l'innalzamento della componente  $\gamma$ , causato dalla presenza della nervatura, si estenda fino al limite superiore della regione inquadrata e interessi anche la porzione del flusso in prossimità dell'asse del condotto.

I risultati ottenuti per  $Re=7500$ , presentano caratteristiche analoghe a quelle appena descritte. Il valore normalizzato della componente  $\gamma$  del campo di spostamento medio (ottenuto con gli stessi parametri di correlazione del caso precedente) è riportato in Figura 5.41:

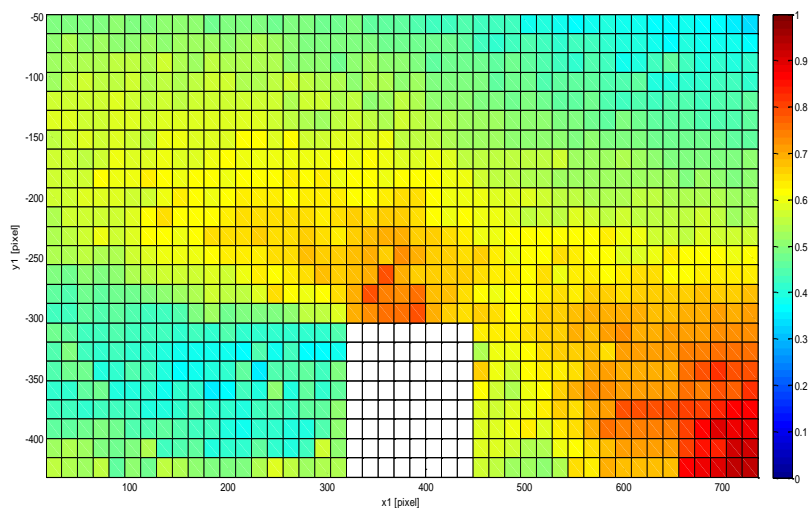


Figura 5.41: Componente  $\gamma$  normalizzata rispetto al valore massimo in presenza di una nervatura ( $Re=7500$ )

Rispetto al caso laminare, i valori più elevati della componente  $\gamma$  sembrano stabilirsi sul tratto di superficie liscia a monte dell'elemento e non più sulla superficie superiore della nervatura. Inoltre, nella regione a valle dell'elemento si osserva un leggero aumento del valore di  $\gamma$  in prossimità della parete, probabilmente dovuto alla presenza di strutture vorticoshe.

### Regione a valle della nervatura

L'ultima regione considerata, permette di rappresentare maggiormente nel dettaglio il campo di spostamento e, quindi, il comportamento del gradiente di temperatura a valle della corrugazione. In particolare, le due figure seguenti riportano la componente  $\gamma$  del campo di spostamento medio, normalizzata rispetto al valore massimo, ottenuta dalla procedura di mutua correlazione (con gli stessi parametri utilizzati nei casi precedenti) rispettivamente per  $Re=1350$  e  $7500$ :

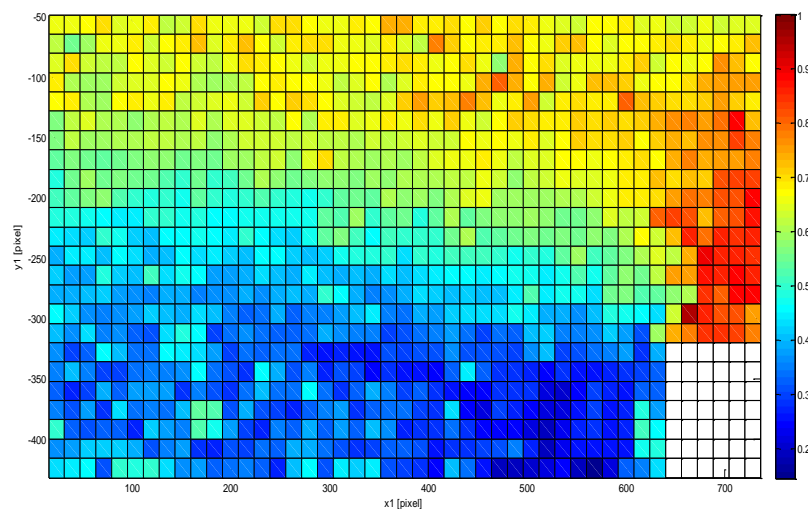


Figura 5.42: Componente  $\gamma$  normalizzata rispetto al valore massimo nella regione a valle della corrugazione ( $Re=1350$ )

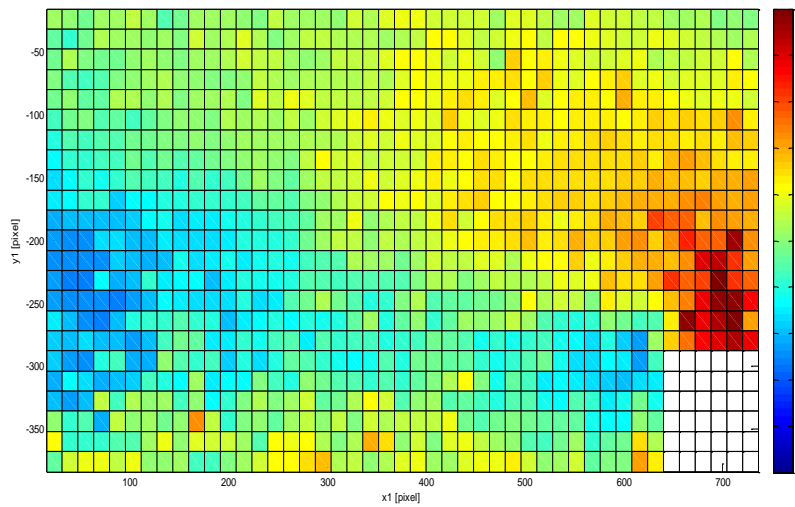


Figura 5.43: Componente  $\gamma$  normalizzata rispetto al valore massimo nella regione a valle della corrugazione ( $Re=7500$ )

La seguente Figura 5.44 riporta il rapporto tra il valore della componente  $\gamma$  e il suo valore massimo, in prossimità della parete:

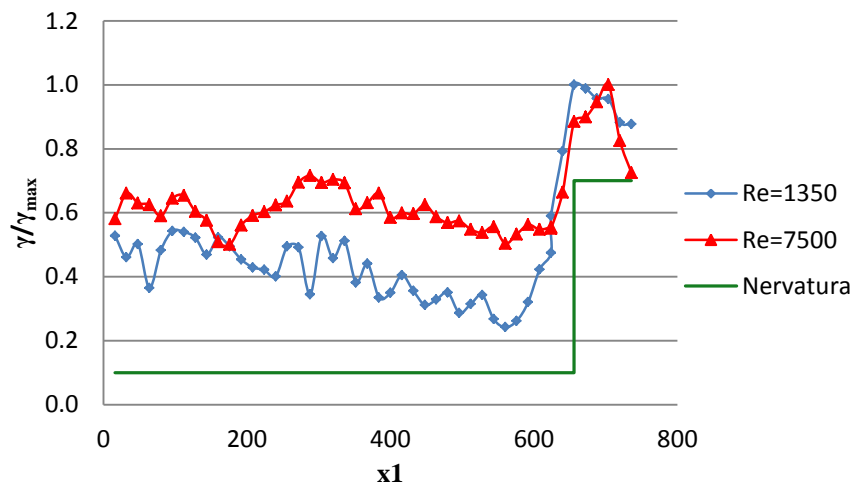


Figura 5.44: Andamento del rapporto  $\gamma/\gamma_{max}$  valutato in prossimità della parete, in funzione della coordinata  $x$

In essa è ben evidente, in entrambi i casi, la significativa riduzione del valore di  $v$  subito dopo la corrugazione. Inoltre, tale riduzione è superiore nel caso con  $Re=1350$ .





## 6 Criteri di Confronto

### 6.1 Introduzione

Nel capitolo precedente sono stati presentati i risultati ottenuti dalle indagini sperimentali, indicando le variazioni associate ai principali parametri geometrici. Inoltre si è osservato come famiglie di nervature differenti mostrino tendenze significativamente diverse tra loro. Si necessita quindi di criteri che consentano un confronto delle prestazioni tra le varie configurazioni studiate. Il criterio più intuitivo considera l'incremento dello scambio termico rispetto alla condizione di riferimento, rappresentata dal condotto con pareti lisce. Per ogni configurazione è possibile valutare il rapporto tra il numero di Nusselt e il valore relativo al condotto liscio ( $Nu_0$ ), per lo stesso valore del numero di Reynolds:

$$C_1 = \frac{Nu}{Nu_0} \quad (6.1)$$

Il criterio  $C_1$ , tuttavia, considera solamente il miglioramento delle prestazioni termiche quando si alimenta la stessa portata massica di fluido, trascurando l'aumento della spesa energetica richiesta per innalzare il coefficiente di scambio termico convettivo. Il maggior consumo energetico è quantificato dal rapporto tra il fattore di attrito della configurazione ( $f$ ) in esame e il fattore di attrito del condotto liscio ( $f_0$ ), a pari numero di Reynolds. Il secondo criterio, proposto da Han e Park in [3], introduce anche questo contributo, mantenendo il confronto sulla stessa portata massica di fluido:

$$C_2 = \frac{Nu}{Nu_0} \cdot \left(\frac{f_0}{f}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (6.2)$$

Il terzo criterio esprime il rapporto tra il volume di uno scambiatore con pareti dotate di nervature (con i parametri geometrici della configurazione in esame) e il volume di uno scambiatore con superfici lisce:

$$C_3 = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)^{\frac{1}{4}}}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{0.4}} \quad (6.3)$$

Il rapporto  $C_3$  risulta quindi tanto minore dell'unità, quanto più la configurazione utilizzata è efficiente, consentendo di contenere le dimensioni dello scambiatore.

L'ultimo criterio è analogo al rapporto  $C_1$ , ma il numero di Nusselt di riferimento ( $Nu'_0$ ) è valutato per un condotto liscio a pari potenza di pompaggio ( $W$ ). Quest'ultima è definita dal prodotto tra la portata volumetrica ( $\dot{V}$ ) e la differenza di pressione lungo la sezione di prova ( $\Delta p$ ). Esprimendo  $\dot{V}$  in funzione del numero di Reynolds e  $\Delta p$  in funzione del fattore di attrito si ottiene:

$$\dot{V} = u \cdot A = \frac{Re \cdot \nu}{D_h} \cdot A \quad (6.4)$$

$$\Delta p = f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \frac{L}{D_h} = f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \frac{Re^2 \cdot \nu^2}{D_h^2} \cdot \frac{L}{D_h} \quad (6.5)$$

$$W = \dot{V} \cdot \Delta p = Re^3 \cdot f \cdot \frac{A \cdot \nu^3 \cdot L \cdot \rho}{2 \cdot D_h^4} \quad (6.6)$$

La relazione che esprime l'uguaglianza della potenza di pompaggio si ricava considerando costante, nel confronto con la configurazione di riferimento (flusso all'interno di un condotto liscio), l'ultimo termine della relazione (6.6). Si avrà quindi:

$$Re^3 \cdot f = Re'_0{}^3 \cdot f'_0 \quad (6.7)$$

dove  $Re'_0$  ed  $f'_0$  indicano il numero di Reynolds e il fattore di attrito che dovrebbe avere il flusso all'interno di un condotto liscio per fornire lo stesso valore di  $W$ , che caratterizza la configurazione in esame. L'impiego della relazione (6.7) avviene secondo il seguente procedimento:

- Dalla conoscenza dei valori sperimentali di  $Re$  ed  $f$ , si ricava il valore di  $W$
- Si confronta il valore di  $W$  con il valore limite della potenza di pompaggio per un flusso laminare in condotto liscio, considerando un numero di Reynolds critico pari a 2300 e utilizzando per il calcolo del fattore di attrito la relazione (5.1). Il valore limite risulta circa  $4.742 \cdot 10^8$ .
- Nel caso in cui risulti  $W \leq W_{lim}$  si ricava  $Re'_0$  esplicitandolo dall'uguaglianza (6.7), dopo aver espresso  $f'_0$  con la relazione (5.1):

$$Re'_0 = \sqrt{\frac{W}{96 \cdot a_{SL}}} \quad (6.8)$$

Il valore di  $Nu'_0$  si ottiene dalla relazione (5.4)

- Al contrario, se risulta  $W > W_{lim}$ , si esplicita  $Re'_0$  dopo aver espresso  $f'_0$  mediante la relazione (5.2):

$$Re'_0 = \left( \frac{W}{0.1464} \right)^{\frac{1}{2.1818}} \quad (6.9)$$

In questo caso il valore di  $Nu'_0$  si ottiene dalla correlazione di Gnielinski (relazione (5.5)).

Una volta noto il valore di  $Nu'_0$ , si calcola il rapporto:

$$C_4 = \frac{Nu}{Nu'_0} \quad (6.10)$$

Questo criterio è stato utilizzato spesso da Tanda nelle sue indagini sperimentali (si veda ad esempio [48] o [81]).

La scelta del criterio più rappresentativo dipende, in definitiva, dalla finalità progettuale, in quanto ognuno di essi assegna maggiore importanza ad aspetti differenti (massimizzazione del solo coefficiente di scambio termico, ottimizzazione della spesa energetica, minimizzazione dei volumi,...). Nel seguito si riportano i valori e gli andamenti dei quattro criteri di confronto per le configurazioni studiate, in funzione del numero di Reynolds, indicando le

variazioni associate alle variabili geometriche di interesse. Per nervature con angolo di attacco pari a  $60^\circ$ , dimensione caratteristica di 2mm e disposizione sfalsata, sono, inoltre, disponibili sufficienti dati sperimentali per la generazione di grafici tridimensionali in cui si rappresenta il valore di ciascuno dei quattro criteri in funzione sia del numero di Reynolds sia del passo adimensionale.

## 6.2 Criterio $C_1$

In Figura 6.1 si riporta l'andamento del rapporto tra il numero di Nusselt e il valore relativo al condotto liscio ( $Nu_0$ ) in funzione del numero di Reynolds, per tutte le configurazioni analizzate:

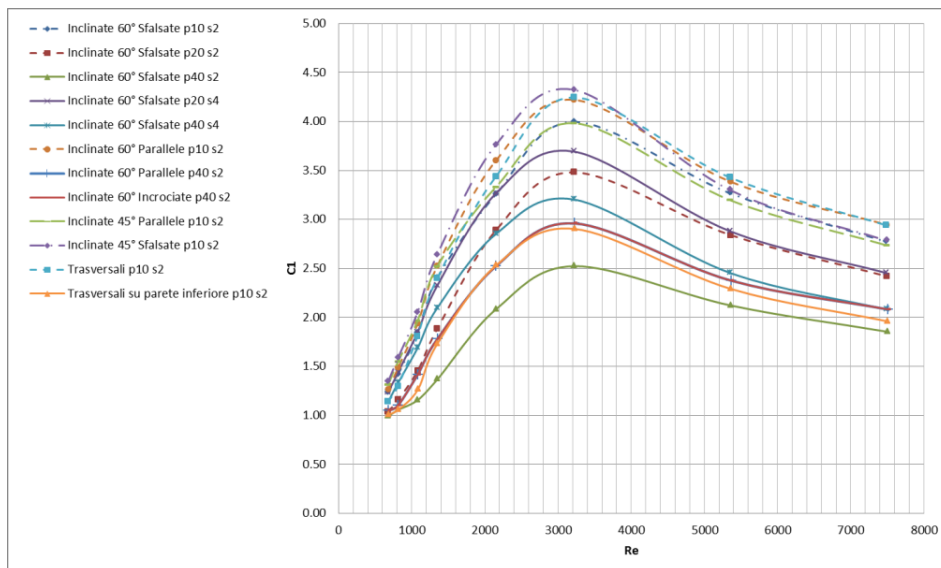


Figura 6.1: Andamento del criterio  $C_1$  in funzione del numero di Reynolds per le configurazioni studiate

Si può osservare come tutte le curve presentino il massimo scostamento dal condotto liscio in corrispondenza dello stesso valore del numero di Reynolds, pari a circa 3200. Da questo punto in poi, infatti, il numero di Nusselt medio ottenuto per il condotto liscio cresce con una pendenza superiore rispetto all'intervallo di numeri di Reynolds precedenti, per il sopraggiungere della transizione al regime turbolento. Per valori superiori del numero di Reynolds, il

rapporto si riduce come verificato in numerose indagini sperimentali (si confrontino ad esempio [35], [2], [3], [81], [40]). Una seconda importante conclusione, che si può trarre dall'analisi della precedente figura, è come non esista una configurazione ottima (limitatamente all'incremento del coefficiente di scambio) sull'intero intervallo di numeri di Reynolds considerato. In particolare, nel tratto antecedente il punto di massimo, i valori più elevati si ottengono per nervature con angolo di attacco pari a  $45^\circ$ , dimensione caratteristica di 2mm, passo adimensionale pari a 10 e disposizione sfalsata. Il valore massimo registrato è pari a circa 4.32 per un numero di Reynolds di 3218. Oltre il punto di massimo, le prestazioni migliori sono state osservate per nervature trasversali e per nervature con angolo di attacco pari a  $60^\circ$  e disposizione parallela, in entrambi i casi con dimensione caratteristica pari a 2mm e passo adimensionale pari a 10 (le curve tendono a sovrapporsi per numeri di Reynolds superiori a 6000). In generale, infatti, la pendenza delle curve cresce significativamente al ridursi della distanza tra gli elementi. In questo caso, il valore massimo (praticamente coincidente per le due configurazioni) risulta pari a circa 2.95, quando il numero di Reynolds è prossimo a 7500. Infine, risulta interessante considerare l'andamento ottenuto per nervature trasversali disposte unicamente sulla parete inferiore del condotto. Queste, infatti, pur garantendo una maggiore semplicità costruttiva, consentono di incrementare il coefficiente di scambio termico convettivo in misura significativamente superiore rispetto a nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata, dimensione caratteristica di 2mm e passo adimensionale pari a 20 e offrono prestazioni confrontabili, su un ampio intervallo di numeri di Reynolds, a nervature sempre inclinate a  $60^\circ$  e con dimensione caratteristica di 2mm, ma con disposizione incrociata e passo adimensionale pari a 40.

### 6.3 Criterio $C_2$

Nel secondo criterio si introduce anche il contributo delle perdite di carico, che provocano un aumento della spesa energetica richiesta per mantenere costante la portata massica di fluido aspirata. L'incremento è descritto dal rapporto tra il fattore di attrito della configurazione considerata ( $f$ ) e il fattore di attrito ottenuto per il condotto liscio ( $f_0$ ), a pari numero di Reynolds. La Figura 6.2 riporta l'andamento di questo rapporto in funzione del numero di Reynolds, per le configurazioni studiate. In tutti i casi analizzati, il rapporto tra i due valori tende a divenire costante al crescere del numero di Reynolds. L'aumento minore si verifica utilizzando nervature con angolo di attacco pari a  $60^\circ$ , dimensione caratteristica pari a 2mm, passo adimensionale pari a 40 con disposizione sfalsata o incrociata. Il valore ottenuto è rispettivamente pari a 3.10 e 3.26 per

un numero di Reynolds prossimo a 8000. Il rapporto più elevato è stato, invece, osservato per nervature trasversali con dimensione caratteristica di 2mm, disposte parallelamente sulle due superfici del condotto. In particolare, è stato ottenuto un rapporto tra i due valori pari a circa 15.9, per un numero di Reynolds di 7600.

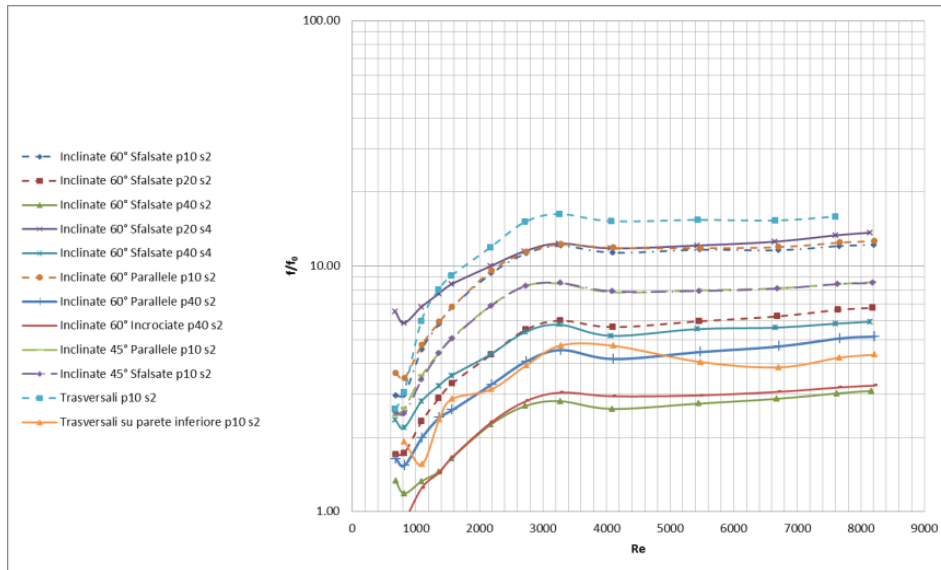


Figura 6.2: Andamento del rapporto  $f/f_0$  in funzione del numero di Reynolds

Si può, inoltre, osservare come nervature con angolo di attacco pari a  $45^\circ$  si collochino nella regione intermedia del grafico e diano origine allo stesso rapporto tra i due valori indipendentemente dalla disposizione relativa sulle due superfici. In questo caso, il valore del rapporto ottenuto è pari a circa 8.59, per un numero di Reynolds prossimo a 8000. Per poter confrontare le differenti configurazioni sulla base della relazione (6.3), sono stati utilizzati solamente i valori sperimentali del fattore di attrito medio in corrispondenza dei numeri di Reynolds su cui si è valutato il numero di Nusselt. Gli andamenti del criterio  $C_2$  in funzione del numero di Reynolds sono riportati in Figura 6.3, per tutte le configurazioni analizzate:

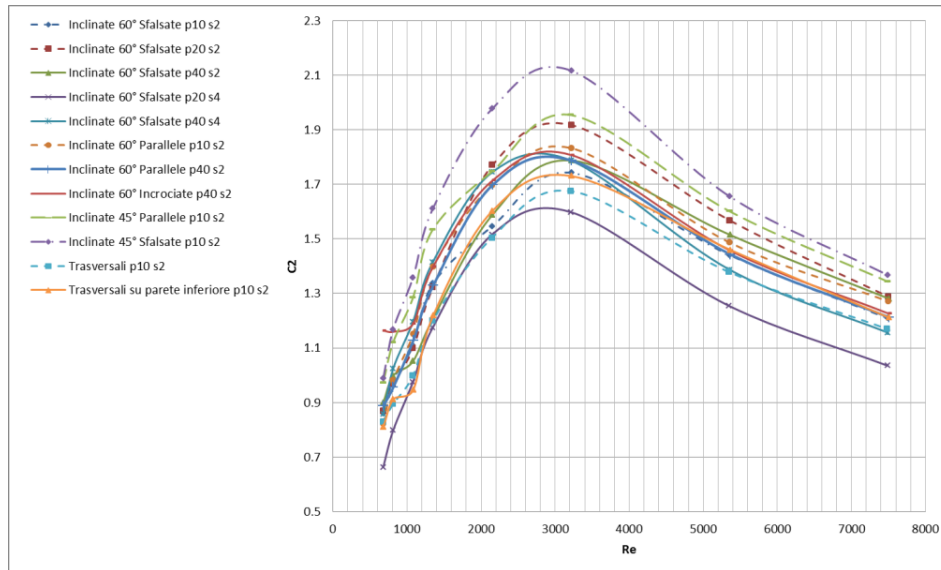


Figura 6.3: Andamento del criterio  $C_2$  in funzione del numero di Reynolds per tutte le configurazioni studiate

Come anticipato in precedenza, le migliori prestazioni in termini di incremento del coefficiente di scambio termico convettivo rispetto all'incremento di spesa energetica, si ottengono utilizzando nervature con angolo di attacco rispetto al flusso pari a  $45^\circ$ . Inoltre, la disposizione sfalsata risulta più vantaggiosa, soprattutto nell'intervallo di numeri di Reynolds compresi tra 650 e 5500; per valori superiori le due configurazioni sembrano assumere un andamento simile e forniscono risultati analoghi. Il massimo rapporto osservato è pari a 2.11 per nervature sfalsate e 1.95 per nervature parallele, quando il numero di Reynolds è prossimo a 3200. Al crescere del numero di Reynolds, il valore del rapporto  $C_2$  si riduce fino a 1.34 per la disposizione parallela e 1.37 per quella sfalsata, quando il numero di Reynolds risulta prossimo a 7500. Le peggiori prestazioni sono state osservate per nervature con angolo di attacco pari a  $60^\circ$ , dimensione caratteristica di 4mm, passo adimensionale pari a 20 e disposizione sfalsata. In questo caso, il rapporto  $C_2$  tende a ridursi al di sotto dell'unità al crescere del numero di Reynolds (è stato ottenuto un valore pari a 1.03 per un Reynolds prossimo a 7500). Anche l'utilizzo di nervature trasversali, sebbene consenta di ottenere i più elevati coefficienti di scambio termico, è fortemente penalizzato dall'incremento della spesa energetica. Il valore del rapporto  $C_2$  per un numero di Reynolds prossimo a 7500, risulta pari a circa 1.17 ed è addirittura inferiore al valore osservato per nervature con le stesse caratteristiche geometriche, disposte unicamente sulla parete inferiore (pari a circa 1.21). Relativamente all'influenza del numero di pareti dotate di nervature, si ritiene interessante riportare in Figura 6.4 tutte le configurazioni che offrono prestazioni inferiori o confrontabili con nervature disposte sulla sola parete inferiore:

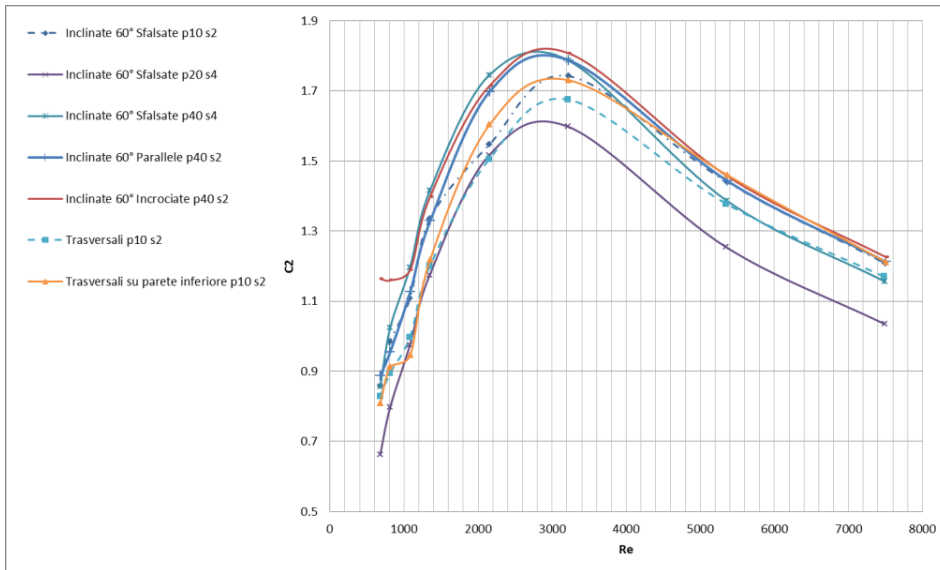


Figura 6.4: Dettaglio sulle configurazioni con prestazioni simili a nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore del condotto

Infine, in Figura 6.5 si riporta il dettaglio degli andamenti ottenuti per nervature con angolo di attacco rispetto al flusso pari a  $60^\circ$  e disposizione sfalsata, in quanto permettono di valutare più chiaramente l'influenza sulle prestazioni provocata dalla variazione della dimensione caratteristica o del passo adimensionale.

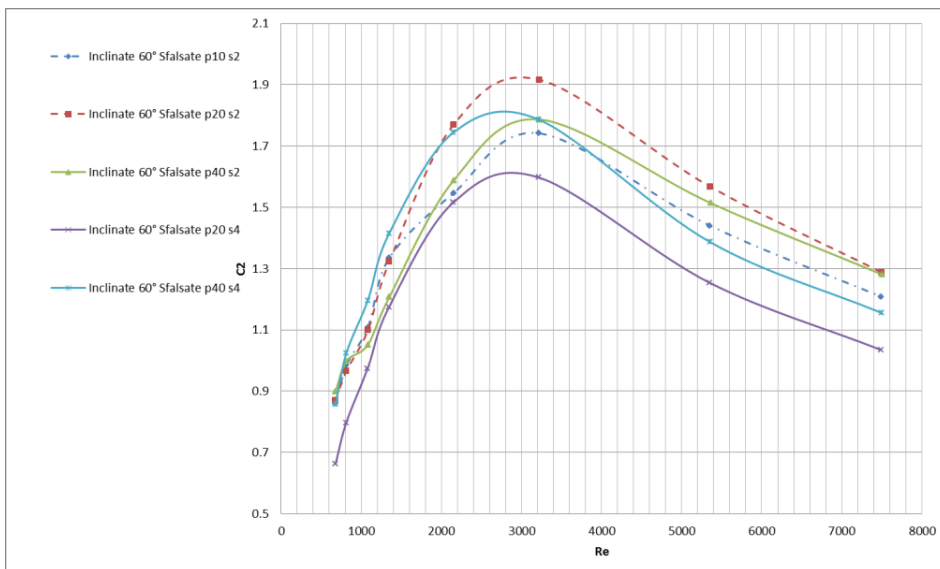


Figura 6.5: Dettaglio dell'andamento del criterio  $C_2$  in funzione del numero di Reynolds per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata



Nel caso di nervature con dimensione caratteristica di 2mm, la disposizione ottimale si ottiene utilizzando un passo adimensionale pari a 20. L'ulteriore spaziatura degli elementi riduce il valore del rapporto nell'intervallo di numeri di Reynolds compresi tra 650 e 6000. Mantenendo inalterata la spaziatura (e quindi la densità totale di elementi presenti), ad elevato numero di Reynolds l'aumento della dimensione caratteristica sembra penalizzare sensibilmente le prestazioni. Se ci si limita ad un rapporto p/e rispettivamente pari a 20 o 40, la tendenza risulta praticamente opposta, nell'intervallo di numeri di Reynolds che precede il punto di massimo. In particolare per p/e=40, aumentando la dimensione caratteristica si ottiene un vantaggio che non si osserva con spaziatura inferiore. I risultati disponibili per nervature con disposizione parallela, mostrano un' influenza del passo adimensionale molto meno significativa.

### 6.4 Criterio $C_3$

Il criterio  $C_3$  fornisce un'indicazione sulla riduzione di volume che ciascuna configurazione consente di ottenere, se paragonata ad uno scambiatore con superfici di scambio lisce. Questo parametro assume una rilevanza particolare in applicazioni dove sono presenti vincoli sul peso e sugli ingombri complessivi del sistema. In Figura 6.6 si riportano gli andamenti ottenuti in funzione del numero di Reynolds, per tutte le configurazioni analizzate:

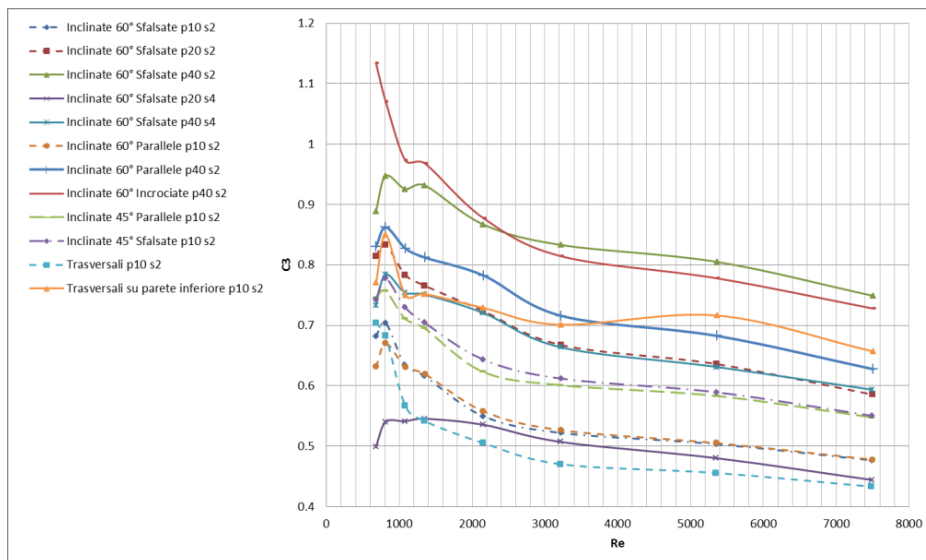


Figura 6.6: Andamento del criterio  $C_3$  in funzione del numero di Reynolds per le configurazioni studiate

Una configurazione risulta tanto più efficiente, quanto minore risulta il rapporto espresso nella relazione (6.3). Si può quindi osservare come sia la riduzione del passo adimensionale sia l'aumento della dimensione caratteristica, consentano di contenere significativamente le dimensioni e gli ingombri. La riduzione di volume maggiore, pari a circa il 43%, si ottiene utilizzando nervature trasversali su entrambe le pareti, per un numero di Reynolds prossimo a 7500. Riduzioni leggermente inferiori si ottengono utilizzando nervature con angolo di attacco del flusso pari a  $60^\circ$ , disposizione sfalsata, dimensione caratteristica pari a 4mm e passo adimensionale pari a 20. Considerando nervature che presentano la minima spaziatura (passo adimensionale pari a 10), si osservano due tendenze particolari legate alla variazione dell'angolo d'attacco e della disposizione relativa sulle due superfici. Nel primo caso, all'aumentare dell'inclinazione delle nervature si ottiene un miglioramento significativo delle prestazioni, in opposizione a quanto osservato per i due criteri precedenti (in particolare per un numero di Reynolds prossimo a 7500 sono stati ottenuti i seguenti rapporti: 0.55 per  $\alpha=45^\circ$ , 0.48 per  $\alpha=60^\circ$  e 0.43 per  $\alpha=90^\circ$ ). Nel secondo caso, sia per nervature inclinate a  $45^\circ$  sia per nervature inclinate a  $60^\circ$ , l'influenza della disposizione relativa sembra essere trascurabile (in entrambi i casi lo scostamento percentuale dei rapporti a differente disposizione risulta inferiore allo 0.5%). Infine, analogamente a quanto fatto in precedenza, si ritiene interessante riportare in Figura 6.7 il dettaglio delle configurazioni che presentano prestazioni inferiori o confrontabili con nervature trasversali disposte unicamente sulla parete inferiore del condotto.

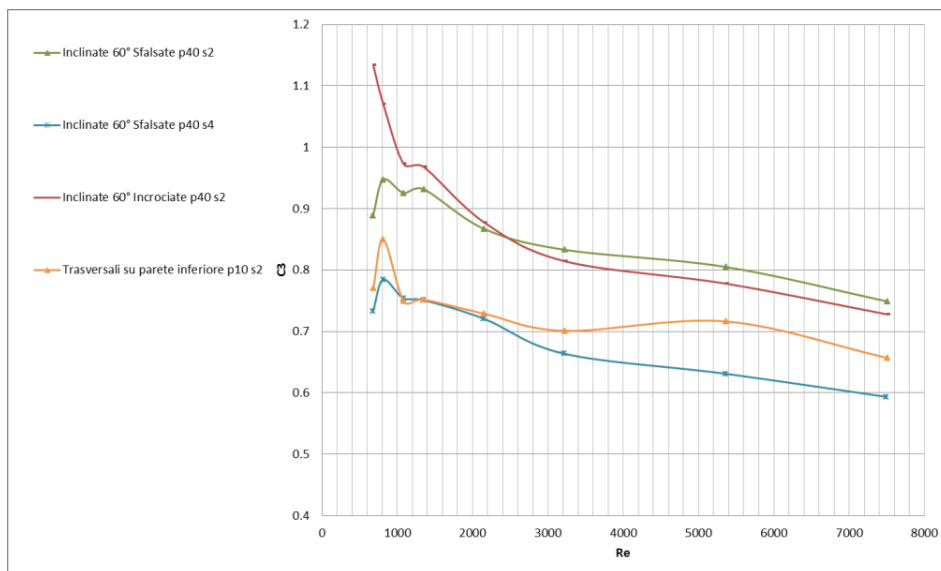


Figura 6.7: Dettaglio sulle configurazioni che consentono riduzioni di volume inferiori o confrontabili con nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore del condotto

## 6.5 Criterio $C_4$

L'ultimo criterio considerato, fornisce una valutazione del miglioramento del coefficiente di scambio termico convettivo rispetto a quello che si otterrebbe in un condotto liscio, a pari potenza di pompaggio. In Figura 6.8 si riportano i rapporti ottenuti applicando la procedura descritta nel paragrafo 6.1, in funzione del numero di Reynolds, per tutte le configurazioni indagate. In tutti i casi, al crescere del numero di Reynolds, il valore tende a mantenersi costante. Inoltre, tutte le configurazioni presentano un punto di massimo (come osservato anche nella Figura 6.1) che tuttavia, si verifica a differenti valori del numero di Reynolds. Nuovamente, le migliori prestazioni si ottengono utilizzando nervature con angolo di attacco rispetto al flusso pari a  $45^\circ$ , in particolare, quando si utilizza una disposizione sfalsata tra le due superfici. Per questa inclinazione, si ottiene un valore del rapporto  $C_3$  pari a circa 1.86 con nervature sfalsate e 1.82 con nervature parallele, quando  $Re=7500$ .

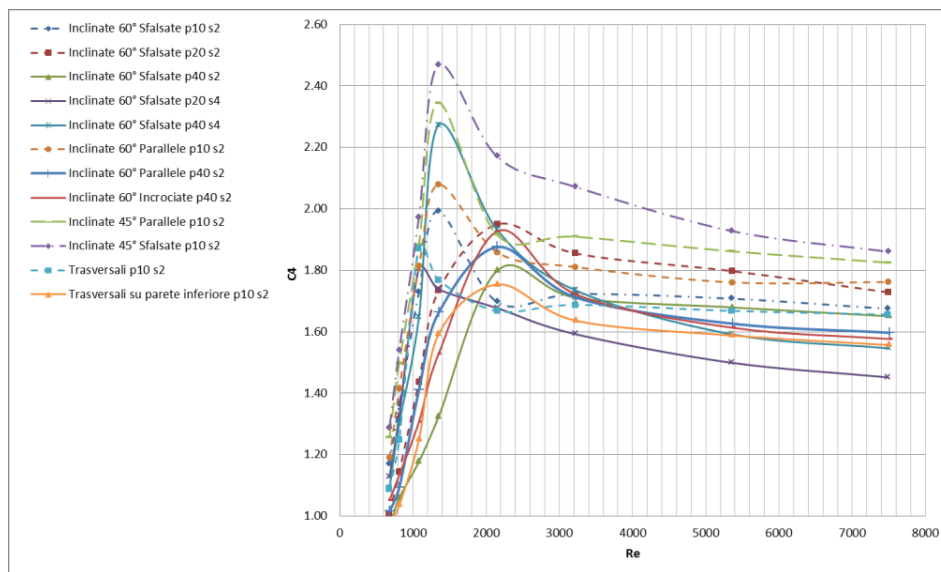


Figura 6.8: Andamento del criterio  $C_4$  in funzione del numero di Reynolds, per tutte le configurazioni analizzate

Per valori del numero di Reynolds superiori al punto di massimo, le prestazioni peggiori sono state osservate per nervature inclinate a  $60^\circ$ , con dimensione caratteristica pari a 4mm, disposizione sfalsata e passo adimensionale pari a 20 (inferiori anche ai valori osservati per nervature trasversali disposte solamente

sulla parete inferiore). Limitando l'analisi a nervature con passo adimensionale pari a 10, si verifica una significativa riduzione delle prestazioni al crescere dell'angolo di attacco. In particolare, per un numero di Reynolds prossimo a 7500, si ottiene un valore del criterio  $C_3$  pari a circa 1.82 per  $\alpha=45^\circ$ , 1.76 per  $\alpha=60^\circ$  e 1.66 per  $\alpha=90^\circ$ . Per quanto riguarda l'influenza del passo adimensionale e della dimensione caratteristica, non è possibile individuare delle tendenze comuni al variare del numero di Reynolds. Per nervature inclinate a  $60^\circ$  con dimensione caratteristica di 2mm e disposizione sfalsata, infatti, il valore massimo (pari a circa 2) si ottiene quando il passo adimensionale risulta pari a 10 e il numero di Reynolds è prossimo a 1300. Per valori superiori del numero di Reynolds, la configurazione ottimale si ottiene utilizzando un passo adimensionale pari a 20. Nervature con dimensione caratteristica maggiore consentono di ottenere migliori prestazioni per numeri di Reynolds inferiori a circa 1000; al crescere del numero di Reynolds l'aumento della dimensione caratteristica provoca una penalizzazione sul valore di  $C_3$ . Inoltre, utilizzando elementi da 4mm, i rapporti più elevati si ottengono per un passo adimensionale pari a 40.

## **6.6 Grafici tridimensionali per nervature inclinate a $60^\circ$ con disposizione sfalsata**

In questo paragrafo si riportano i grafici tridimensionali e le relative curve di livello, che rappresentano l'andamento del valore di ciascuno dei quattro precedenti criteri in funzione sia del numero di Reynolds sia del passo adimensionale, per nervature inclinate a  $60^\circ$  con dimensione caratteristica pari a 2mm e disposizione sfalsata (in quanto si dispone dei dati sperimentali relativi a tutte e tre i valori di interesse del rapporto p/e, rispettivamente pari a 10, 20 e 40). Le curve di livello, valutate per nervature trasversali, nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione allineata, nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione incrociata e nervature a V diretta sia verso monte che verso valle, possono essere ritrovate in [10]. L'utilizzo di grafici tridimensionali permette di sintetizzare e semplificare lo studio della dipendenza di ciascun criterio dalle principali variabili geometriche. Inoltre, il confronto tra due soli grafici, relativi alle due differenti dimensioni caratteristiche degli elementi, esaurisce lo studio di una famiglia geometrica. Una seconda utilità della rappresentazione tridimensionale, potrebbe essere la ricerca di andamenti coerenti delle superfici tra le differenti famiglie geometriche. La visualizzazione attraverso grafici 3D consente di evidenziare in modo chiaro l'andamento qualitativo delle superfici all'interno del campo di variazione dei parametri sperimentali. Tuttavia, per una valutazione quantitativa risulta più comodo riferirsi alle curve di livello che

riportano l'indicazione dei valori sperimentali (piccoli cerchi vuoti) connessi da isolinee, rappresentative dell'andamento lungo le due variabili indagate. Dal confronto tra i differenti grafici, appare subito evidente come non esista una configurazione ottimale secondo tutti i quattro criteri e come la variazione delle due variabili abbia un effetto differente a seconda del criterio considerato. Nel grafico riportato in Figura 6.9, relativo al criterio  $C_1$  (per una migliore rappresentazione i valori del numero di Reynolds decrescono da sinistra verso destra), si può osservare la presenza del punto di massimo per numeri di Reynolds prossimi a 3200, presente per tutti i valori del passo adimensionale e si può verificare, con un confronto diretto, il miglioramento ottenuto riducendo il rapporto  $p/e$ . Al ridursi del numero di Reynolds, la dipendenza dal rapporto  $p/e$  risulta meno significativa. L'analisi del grafico in Figura 6.11, relativo al criterio  $C_2$ , permette di verificare come la configurazione ottimale si ottenga per un passo adimensionale pari a 20 e numeri di Reynolds prossimi a 3200; una variazione dei due precedenti parametri provoca una riduzione delle prestazioni. Inoltre, sull'intero intervallo di numeri di Reynolds, si presenta una debole dipendenza dal passo adimensionale. La successiva Figura 6.13, riporta il grafico relativo al criterio  $C_3$ . In essa si osserva chiaramente la significativa penalizzazione delle prestazioni al crescere del passo adimensionale (si ricordi che  $C_3$  migliora quanto più è inferiore dell'unità), lungo tutto l'intervallo di numeri di Reynolds. La configurazione ottimale si ottiene per un numero di Reynolds prossimo a 7500, con un rapporto  $p/e$  pari a 10. Infine, la Figura 6.15, riporta la superficie relativa al criterio  $C_4$ . Si può osservare la presenza di due massimi relativi che si verificano per differenti valori del numero di Reynolds, al variare del passo adimensionale (rispettivamente ad un Reynolds prossimo a 1300 per il passo adimensionale pari a 10 e 2200 per i due restanti valori del passo). Al crescere del numero di Reynolds la superficie tende ad appiattirsi e il rapporto si assesta su un valore costante.

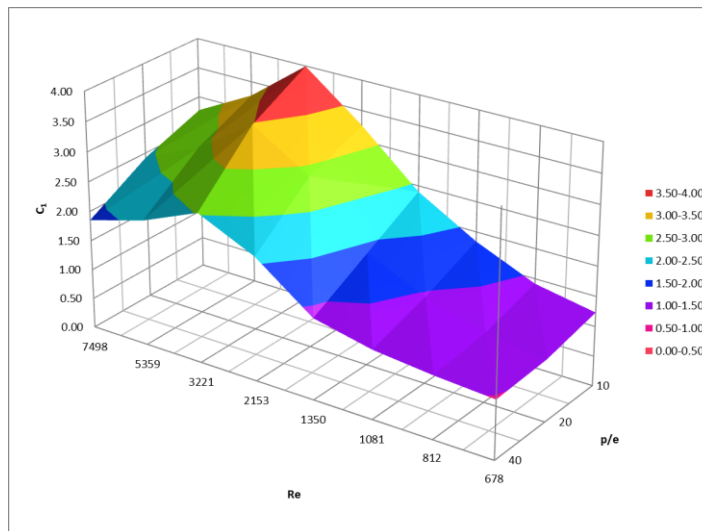


Figura 6.9: Criterio  $C_1$ ; nervature inclinate a  $60^\circ$ , disposizione sfalsata,  $e=2\text{mm}$

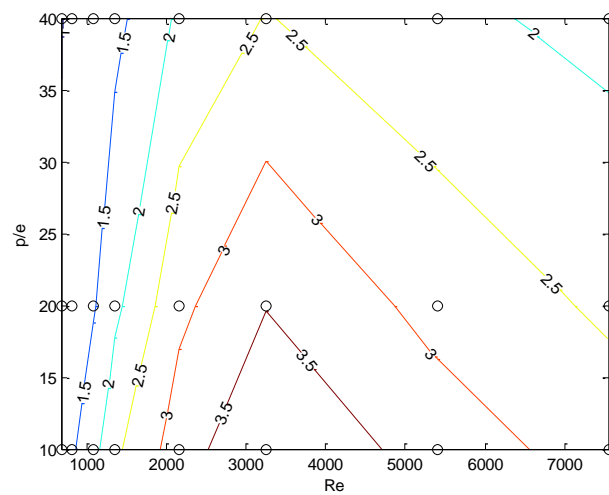


Figura 6.10: Curve di livello relative a  $C_1$

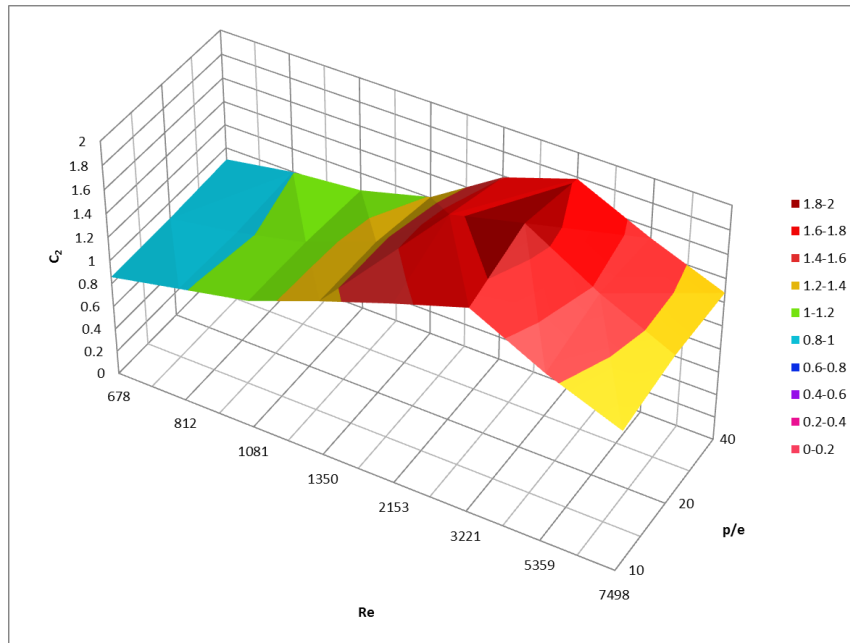


Figura 6.11: Criterio  $C_2$ ; nervature inclinate a  $60^\circ$ , disposizione sfalsata,  $e=2\text{mm}$

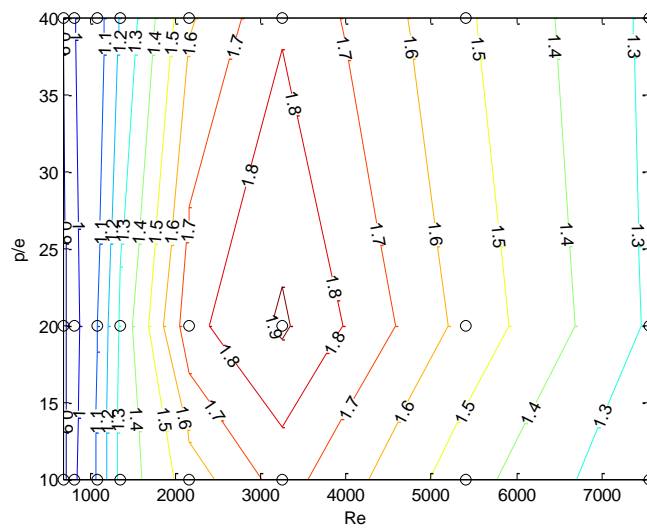


Figura 6.12: Curve di livello relative a  $C_2$

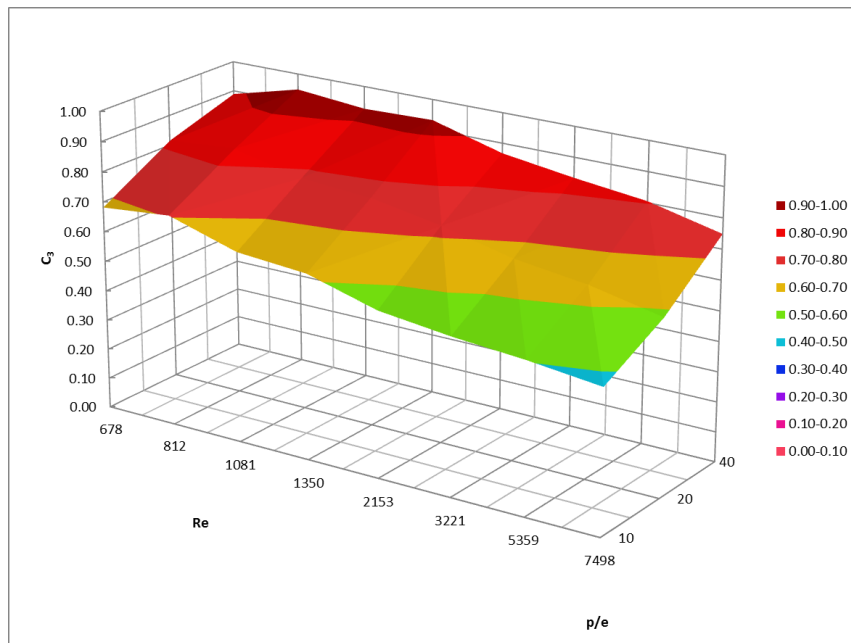


Figura 6.13: Criterio  $C_3$ ; nervature inclinate a  $60^\circ$ , disposizione sfalsata,  $e=2\text{mm}$

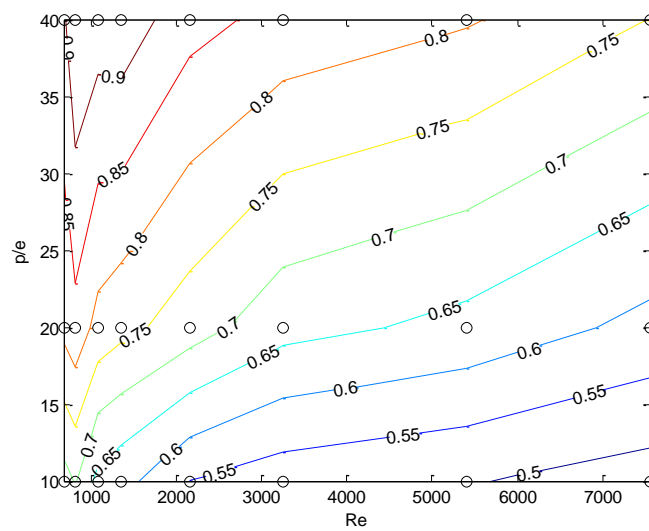


Figura 6.14: Curve di livello relative a  $C_3$



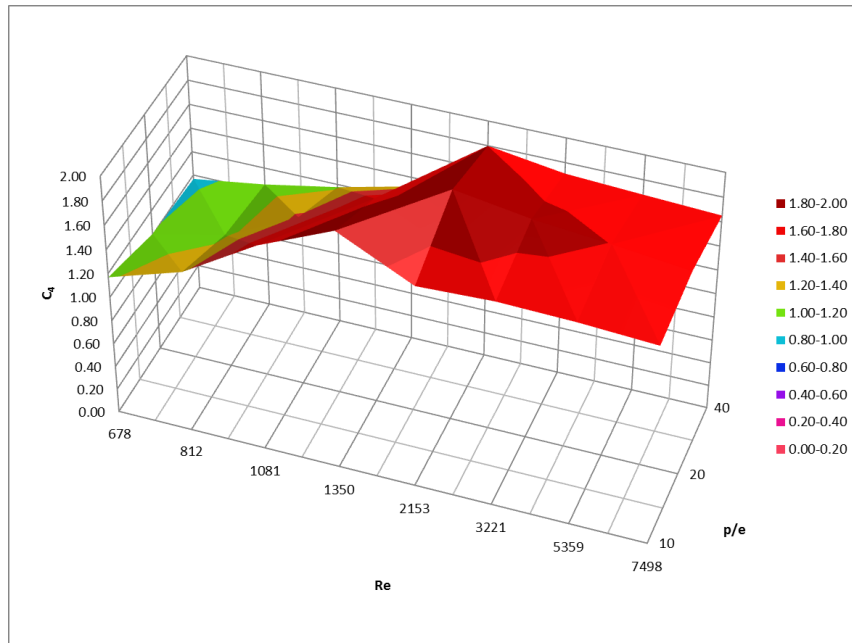


Figura 6.15: Criterio  $C_4$ ; nervature inclinate a  $60^\circ$ , disposizione sfalsata,  $e=2\text{mm}$

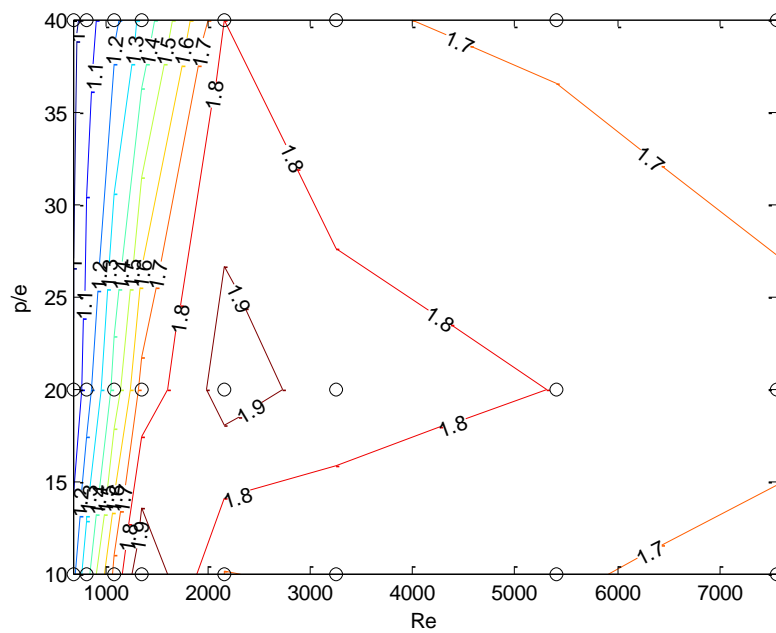


Figura 6.16: Curve di livello relative a  $C_4$



## 7 Conclusioni e Sviluppi futuri

In questo lavoro di tesi sono stati presentati i risultati ottenuti dall'indagine sperimentale, svolta presso il ThermALab (Thermal Analysis Laboratory), sulla convezione forzata interna in presenza di superfici corrugate, attraverso l'impiego di nervature.

Dopo aver introdotto le motivazioni e le problematiche associate al miglioramento dello scambio termico, sono state brevemente analizzate le numerose tecniche di incremento ad oggi disponibili e si è individuato, nell'applicazione di nervature su superfici lisce, un ottimo compromesso tra efficienza e semplicità realizzativa.

La presenza di nervature può essere considerata a tutti gli effetti un particolare caso di rugosità superficiale, a cui sono associati fenomeni di separazione del flusso in prossimità di ogni elemento e successivo riattacco, in grado di alterare le caratteristiche del moto di un fluido nella regione interna allo strato limite. Tipicamente, l'interesse sull'uso di superfici rugose è limitato a regimi di moto completamente turbolenti, in quanto uno dei principali effetti della rugosità è quello di anticipare la transizione dal regime laminare al regime turbolento e la descrizione fluidodinamica in questo regime di moto (per la maggior parte delle superfici), è unicamente legata alla dimensione caratteristica della rugosità stessa. D'altra parte, il comportamento del flusso all'interno del regime di transizione è difficilmente prevedibile e la sua caratterizzazione è fortemente influenzata dalla tipologia di rugosità. Nel Capitolo 2 sono state, quindi, riportate le leggi universali che delineano il profilo di velocità media in regime turbolento di un fluido che scorre al di sopra di superfici lisce e, successivamente, sono stati considerati gli effetti della rugosità superficiale sulla base dei principali risultati presenti in letteratura. Per la maggior parte delle superfici, la rugosità influenza le caratteristiche del moto all'interno di un sottile strato di fluido in prossimità della superficie ed è descrivibile modificando il termine costante della legge logaritmica in funzione della dimensione caratteristica delle asperità. Tuttavia, esiste una classe di superfici per cui l'uso di una scala caratteristica basata sulla dimensione della rugosità non consente di ottenere profili teorici in accordo con i dati sperimentali. Storicamente, sono state introdotte due differenti denominazioni per definire il comportamento delle superfici, indicati rispettivamente come comportamento di "tipo- $k$ " nel primo caso e di "tipo- $d$ " nel secondo, dove  $k$  è riferito alla dimensione delle asperità e  $d$  al diametro del condotto (a sua volta indicativo di una scala di lunghezze legata alla regione di flusso esterna allo strato limite). Per superfici dotate di nervature, numerose indagini sperimentali e fluidodinamiche, hanno mostrato

come il differente comportamento sia correlabile alla distanza tra un elemento e il successivo.

L'estesa analisi della letteratura tecnica sull'argomento, riportata nel Capitolo 3, ha permesso di definire i principali parametri geometrici che maggiormente influenzano le prestazioni delle superfici dotate di nervature (in particolare la dimensione caratteristica delle nervature, il rapporto  $p/e$ , il numero di superfici su cui si applicano le nervature e l'angolo di attacco dell'elemento rispetto al flusso) e di individuare un campo di ricerca interessante per condotti ad elevato *aspect ratio*, su un intervallo di numeri di Reynolds che coprisse anche il regime di transizione. Uno dei principali obiettivi del lavoro, è stato quello di caratterizzare il comportamento globale delle differenti configurazioni geometriche analizzate, valutando sia il numero di Nusselt sia il fattore di attrito medi sulla sezione di prova. Questo ha permesso di ampliare i dati sperimentali disponibili e di indagare gli effetti dei singoli parametri geometrici sulle prestazioni. Inoltre, è stato possibile proporre delle correlazioni generali con il duplice scopo sia di poter descrivere maggiormente nel dettaglio la dipendenza del numero di Nusselt dal numero di Reynolds e, nel caso di nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata anche dai rapporti  $p/e$  ed  $e/D_h$ , sia di fornire delle relazioni utili per la stima del coefficiente di scambio termico convettivo medio.

Per poter confrontare le differenti configurazioni e individuare la miglior soluzione in relazione all'applicazione di interesse, sono stati ricercati e proposti quattro differenti criteri di confronto basati su quattro differenti esigenze progettuali: incremento del coefficiente di scambio rispetto ad uno scambiatore con superfici lisce; rapporto tra il miglioramento dello scambio termico e l'incremento di spesa energetica causato dall'aumento del fattore di attrito, sempre rispetto ad uno scambiatore con superfici lisce; riduzione del volume e degli ingombri dello scambiatore conseguente dall'utilizzo di superfici dotate di nervature; incremento del coefficiente di scambio termico rispetto ad un condotto liscio a pari potenza di pompaggio.

Infine, è stata proposta una valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo locale in presenza di una singola nervatura sulla superficie inferiore del condotto, attraverso l'utilizzo della tecnica Background-Oriented Schlieren (BOS). Questa tecnica consente di ricostruire il gradiente di temperatura dalla conoscenza del campo di spostamento dei dettagli contenuti in un'opportuna immagine posta come sfondo dell'oggetto schlieren di interesse, causato dalla variazione dell'indice di rifrazione nell'oggetto stesso. Il principale vantaggio della tecnica BOS consiste nella semplicità dei componenti richiesti per la sua realizzazione che, nelle applicazioni più semplici si limitano ad una telecamera, una lente focalizzatrice, un'immagine di sfondo sufficientemente dettagliata e una sorgente luminosa.

Dopo una breve descrizione del principio di funzionamento e delle modifiche introdotte all'apparato sperimentale, sono stati presentati i risultati ottenuti dall'applicazione della tecnica su tre regioni di interesse. In particolare, l'analisi condotta su un tratto di superficie liscia in cui i profili di velocità e temperatura risultassero completamente sviluppati, ha consentito di validare la tecnica di misura e verificare l'accuratezza del particolare sfondo utilizzato, grazie al confronto con i risultati teorici presenti in letteratura. Successivamente, la tecnica è stata applicata per una visualizzazione qualitativa del comportamento del gradiente di temperatura in presenza di una nervatura. Dai risultati è possibile osservare chiaramente la separazione del flusso in prossimità della corrugazione e la presenza di un'ampia zona a ridotta velocità appena a valle di quest'ultima. Inoltre, l'influenza della nervatura sembra estendersi fino alla regione del flusso in prossimità dell'asse del condotto.

Possibili sviluppi futuri del presente lavoro potrebbero essere legati alla valutazione delle prestazioni globali in presenza di una sola parete dotata di nervatura, al variare dell'angolo di attacco rispetto al flusso. Inoltre, si potrebbero utilizzare i risultati ottenuti come ausilio per simulazioni fluidodinamiche che consentirebbero analisi parametriche rapidamente estendibili a numerose geometrie. Inoltre, sarebbe interessante indagare il campo di moto attraverso tecniche di misura ottiche (quali PIV o LDV), per comprendere maggiormente l'interazione fluidodinamica tra il flusso e le nervature al variare dei principali parametri geometrici. Queste misure consentirebbero di verificare se il flusso possa essere descritto dalle leggi di similitudine proposte da Han e altri autori, anche in condotti ad elevato *aspect ratio*.

Per quanto riguarda le analisi locali si potrebbe ottenere (grazie anche alla conoscenza del campo di velocità) una stima della temperatura di miscelamento adiabatico, per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo in presenza di una singola corrugazione. Successivamente, sarebbe possibile estendere l'indagine considerando la presenza contemporanea di due elementi posti a differenti distanze tra loro oppure, considerare il posizionamento di un'ulteriore nervatura sulla superficie superiore del condotto valutando le possibili interazioni tra le due superfici. Inoltre, si potrebbe utilizzare congiuntamente la tecnica BOS insieme alla termografia infrarossa, per caratterizzare l'andamento locale del coefficiente di scambio convettivo sia nel piano  $xy$  che nel piano  $xz$ . Tuttavia, per poter considerare configurazioni geometriche che inducono la presenza di moti secondari sarebbe necessario ricorrere a procedure di ricostruzione tomografica per poter valutare la variazione dell'indice di rifrazione anche lungo la direzione dell'asse ottico. Relativamente al miglioramento dell'apparato sperimentale si potrebbe applicare un opportuno obiettivo alla fotocamera in sostituzione dell'attuale lente utilizzata e sostituire

l'immagine di sfondo, che non consente un sufficiente controllo della dimensione caratteristica dei dettagli presenti, con un tracciato speckle realizzato mediante l'utilizzo di un fascio laser, seguendo la recente proposta di Meier e Roesgen [82]. Questo consentirebbe di incrementare la sensibilità di misura, in quanto permette di modificare la dimensione caratteristica delle speckle indipendentemente dalla disposizione geometrica del piano oggetto, agendo unicamente sulla lunghezza d'onda della sorgente laser e sull'apertura della lente. Risultati ancora migliori si otterrebbero se il raggio laser attraversasse l'oggetto schlieren e risultasse quindi coassiale con l'asse ottico della videocamera.

## Appendice A

### Valori del numero di Nusselt e del fattore di attrito delle configurazioni analizzate

Tabella A. 1: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 60° con disposizione sfalsata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 60° e configurazione sfalsata</i>									
<i>e=2mm e p/e=10</i>		<i>e=2mm e p/e=20</i>		<i>e=2mm e p/e=40</i>		<i>e=4mm e p/e=20</i>		<i>e=4mm e p/e=40</i>	
Re	Nu	Re	Nu	Re	Nu	Re	Nu	Re	Nu
678	9.37	678	7.90	678	7.52	678	9.39	678	8.66
812	11.21	813	9.15	812	8.34	812	11.35	812	10.51
1081	15.17	1082	12.00	1081	9.53	1079	15.23	1080	13.91
1350	19.41	1350	15.24	1351	11.06	1347	18.76	1348	16.94
2151	28.38	2153	25.20	2154	18.17	2148	28.45	2149	24.85
3218	42.32	3221	36.87	3223	26.73	3216	39.11	3218	33.93
5353	64.67	5359	56.25	5364	42.01	5351	57.02	5356	48.57
7489	80.79	7498	70.50	7507	54.00	7488	71.52	7496	60.60

Tabella A. 2: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 60° con disposizione allineata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 60° e configurazione allineata</i>			
<i>e=2mm e p/e=10</i>		<i>e=2mm e p/e=40</i>	
Re	Nu	Re	Nu
681	9.63	680	7.96
814	11.75	814	8.72
1083	15.99	1083	11.70
1351	20.43	1353	14.41
2153	31.40	2156	22.02
3221	44.71	3226	31.35
5358	67.02	5367	47.03
7497	85.85	7511	60.68

Tabella A. 3: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 60° con disposizione incrociata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 60° e configurazione incrociata</i>	
<i>e=2mm e p/e=40</i>	
Re	Nu
679	8.06
814	8.87
1083	10.56
1351	12.77
2155	19.76
3225	27.75
5367	41.46
7512	52.63

Tabella A. 4: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 45° con disposizione allineata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 45° e configurazione allineata</i>	
<i>e=2mm e p/e=10</i>	
Re	Nu
678	9.98
812	12.23
1080	16.20
1348	20.36
2149	29.03
3217	42.18
5354	63.29
7494	79.71



Tabella A. 5: Numeri di Nusselt per nervature inclinate a 45° con disposizione sfalsata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 45° e configurazione sfalsata</i>	
<i>e=2mm e p/e=10</i>	
Re	Nu
678	10.23
812	12.53
1080	16.90
1347	21.34
2149	32.78
3218	45.78
5353	65.33
7491	81.13

Tabella A. 6: Numeri di Nusselt per nervature trasversali con disposizione allineata

<i>Nervature trasversali e configurazione allineata</i>	
<i>e=2mm e p/e=10</i>	
Re	Nu
677	8.66
811	10.26
1080	14.92
1347	19.39
2149	29.95
3215	44.96
5349	67.89
7484	85.72

Tabella A. 7: Numeri di Nusselt per nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore

<i>Nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore</i>	
<i>e=2mm e p/e=10</i>	
Re	Nu
680	7.66
814	8.35
1083	10.41
1351	14.00
2154	22.07
3224	30.76
5365	45.35
7507	57.12

Tabella A. 8: Fattori di attrito per nervature inclinate a 60° e disposizione sfalsata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 60° e configurazione sfalsata</i>									
<i>e=2mm e p/e=10</i>		<i>e=2mm e p/e=20</i>		<i>e=2mm e p/e=40</i>		<i>e=4mm e p/e=20</i>		<i>e=4mm e p/e=40</i>	
Re	f	Re	f	Re	f	Re	f	Re	f
684	0.3012	682	0.1734	681	0.1351	678	0.6588	679	0.2389
821	0.2937	819	0.1695	817	0.1162	814	0.5741	814	0.2152
1094	0.3204	1092	0.1631	1089	0.0930	1086	0.4768	1086	0.1967
1368	0.3348	1365	0.1670	1362	0.0837	1357	0.4440	1357	0.1872
1573	0.3464	1569	0.1688	1566	0.0839	1560	0.4286	1561	0.1818
2188	0.3736	2183	0.1744	2179	0.0905	2171	0.3993	2172	0.1746
2735	0.3785	2729	0.1850	2724	0.0905	2714	0.3867	2715	0.1808
3282	0.3894	3275	0.1932	3268	0.0908	3257	0.3984	3258	0.1861
4103	0.3932	4094	0.1955	4085	0.0908	4071	0.4094	4072	0.1802
5471	0.3838	5458	0.1961	5447	0.0906	5428	0.3990	5430	0.1823
6702	0.3411	6686	0.1834	6673	0.0846	6649	0.3695	6652	0.1650
7659	0.3350	7642	0.1840	7626	0.0841	7599	0.3702	7602	0.1618
8206	0.3299	8187	0.1828	8171	0.0839	8141	0.3698	8145	0.1603

Tabella A. 9: Fattori di attrito per nervature inclinate a 60° e disposizione allineata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 60° e configurazione allineata</i>			
<i>e=2mm e p/e=10</i>		<i>e=2mm e p/e=40</i>	
Re	f	Re	f
685	0.3711	685	0.1663
822	0.3422	822	0.1510
1096	0.3349	1096	0.1399
1370	0.3407	1370	0.1391
1575	0.3459	1575	0.1318
2191	0.3837	2192	0.1318
2739	0.3835	2740	0.1375
3287	0.3944	3288	0.1466
4109	0.4113	4110	0.1450
5478	0.3892	5480	0.1469
6711	0.3511	6713	0.1383
7670	0.3460	7672	0.1409
8218	0.3412	8220	0.1395

Tabella A. 10: Fattori di attrito per nervature inclinate a 60° e disposizione incrociata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 60° e configurazione incrociata</i>	
<i>e=2mm e p/e=40</i>	
Re	f
684	0.0768
821	0.0889
1095	0.0875
1369	0.0832
1574	0.0847
2190	0.0925
2738	0.0948
3285	0.0984
4107	0.1023
5475	0.0979
6707	0.0904
7665	0.0890
8213	0.0881

Tabella A. 11: Fattori di attrito per nervature inclinate a 45° e disposizione allineata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 45° e configurazione allineata</i>	
<i>e=2mm e p/e=10</i>	
Re	f
683	0.2502
819	0.2584
1093	0.2506
1366	0.2551
1571	0.2596
2185	0.2770
2732	0.2795
3278	0.2732
4097	0.2711
5463	0.2621
6692	0.2387
7649	0.2347
8195	0.2324

Tabella A. 12: Fattori di attrito per nervature inclinate a 45° e disposizione sfalsata

<i>Nervature oblique con angolo di attacco pari a 45° e configurazione sfalsata</i>	
<i>e=2mm e p/e=10</i>	
Re	f
682	0.2571
818	0.2455
1091	0.2410
1364	0.2539
1568	0.2576
2182	0.2755
2727	0.2788
3273	0.2748
4091	0.2737
5454	0.2605
6681	0.2378
7636	0.2345
8181	0.2304

Tabella A. 13: Fattori di attrito per nervature trasversali e disposizione allineata

<i>Nervature trasversali e configurazione allineata</i>	
<i>e=2mm e p/e=10</i>	
Re	f
543	0.2419
679	0.2645
815	0.3002
1087	0.4183
1358	0.4613
1562	0.4647
2173	0.4769
2717	0.5085
3260	0.5250
4075	0.5283
5434	0.5075
6656	0.4509
7607	0.4416

Tabella A. 14: Fattori di attrito per nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore

<i>Nervature trasversali disposte sulla sola parete inferiore</i>	
<i>e=2mm e p/e=10</i>	
Re	f
684	0.2177
821	0.1956
1095	0.1526
1369	0.1665
1574	0.1658
2190	0.1601
2738	0.1577
3285	0.1598
4107	0.1526
5475	0.1411
6707	0.1273
7665	0.1245
8213	0.1209



## Appendice B

### Valori dei criteri di confronto

#### Rapporti $Nu/Nu_0$ e $f/f_0$

Tabella B. 1: Rapporto  $Nu/Nu_0$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata	
Re	$Nu/Nu_0$	Re	$Nu/Nu_0$	Re	$Nu/Nu_0$	Re	$Nu/Nu_0$	Re	$Nu/Nu_0$
678	1.23	678	1.04	678	0.99	678	1.24	678	1.14
812	1.42	813	1.16	812	1.06	812	1.44	812	1.33
1081	1.84	1082	1.46	1081	1.16	1079	1.85	1080	1.69
1350	2.40	1350	1.88	1351	1.37	1347	2.32	1348	2.09
2151	3.26	2153	2.89	2154	2.08	2148	3.26	2149	2.85
3218	4.00	3221	3.48	3223	2.52	3216	3.69	3218	3.20
5353	3.27	5359	2.84	5364	2.12	5351	2.88	5356	2.45
7489	2.77	7498	2.42	7507	1.85	7488	2.45	7496	2.08

Tabella B. 2: Rapporto  $f/f_0$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata	
Re	$f/f_0$	Re	$f/f_0$	Re	$f/f_0$	Re	$f/f_0$	Re	$f/f_0$
684	2.97	682	1.71	681	1.33	678	6.50	679	2.36
821	2.99	819	1.73	817	1.18	814	5.85	814	2.19
1094	4.58	1092	2.33	1089	1.33	1086	6.81	1086	2.81
1368	5.81	1365	2.90	1362	1.45	1357	7.70	1357	3.25
1573	6.81	1569	3.32	1566	1.65	1560	8.43	1561	3.58
2188	9.33	2183	4.36	2179	2.26	2171	9.98	2172	4.36
2735	11.26	2729	5.50	2724	2.69	2714	11.50	2715	5.38
3282	12.08	3275	5.99	3268	2.82	3257	12.36	3258	5.77
4103	11.34	4094	5.64	4085	2.62	4071	11.80	4072	5.20
5471	11.66	5458	5.96	5447	2.75	5428	12.12	5430	5.54
6702	11.60	6686	6.24	6673	2.88	6649	12.57	6652	5.61
7659	12.06	7642	6.63	7626	3.03	7599	13.33	7602	5.82
8206	12.20	8187	6.76	8171	3.10	8141	13.68	8145	5.93

Tabella B. 3: Rapporto  $Nu/Nu_0$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione allineata e incrociata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; incrociata	
Re	Nu/Nu <sub>0</sub>	Re	Nu/Nu <sub>0</sub>	Re	Nu/Nu <sub>0</sub>
681	1.27	680	1.05	679	1.06
814	1.49	814	1.10	814	1.12
1083	1.94	1083	1.42	1083	1.28
1351	2.53	1353	1.78	1351	1.58
2153	3.60	2156	2.53	2155	2.27
3221	4.22	3226	2.96	3225	2.62
5358	3.38	5367	2.38	5367	2.09
7497	2.95	7511	2.08	7512	1.81

Tabella B. 4: Rapporto  $f/f_0$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione allineata e incrociata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; incrociata	
Re	f/f <sub>0</sub>	Re	f/f <sub>0</sub>	Re	f/f <sub>0</sub>
685	3.66	685	1.64	684	0.76
822	3.49	822	1.54	821	0.91
1096	4.78	1096	2.00	1095	1.25
1370	5.91	1370	2.41	1369	1.44
1575	6.80	1575	2.59	1574	1.67
2191	9.59	2192	3.29	2190	2.31
2739	11.41	2740	4.09	2738	2.82
3287	12.23	3288	4.55	3285	3.05
4109	11.86	4110	4.18	4107	2.95
5478	11.82	5480	4.46	5475	2.98
6711	11.94	6713	4.70	6707	3.07
7670	12.46	7672	5.07	7665	3.20
8218	12.62	8220	5.16	8213	3.26



Tabella B. 5: Rapporto  $Nu/Nu_0$  per nervature inclinate a  $45^\circ$  con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore

e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; parete inferiore	
Re	Nu/Nu <sub>0</sub>	Re	Nu/Nu <sub>0</sub>	Re	Nu/Nu <sub>0</sub>	Re	Nu/Nu <sub>0</sub>
678	1.31	678	1.35	677	1.14	680	1.01
812	1.55	812	1.58	811	1.30	814	1.06
1080	1.96	1080	2.05	1080	1.81	1083	1.26
1348	2.52	1347	2.64	1347	2.40	1351	1.73
2149	3.33	2149	3.76	2149	3.44	2154	2.53
3217	3.98	3218	4.32	3215	4.24	3224	2.90
5354	3.20	5353	3.30	5349	3.43	5365	2.29
7494	2.73	7491	2.78	7484	2.94	7507	1.96

Tabella B. 6: Rapporto  $f/f_0$  per nervature inclinate a  $45^\circ$  con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore

e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; parete inferiore	
Re	f/f <sub>0</sub>	Re	f/f <sub>0</sub>	Re	f/f <sub>0</sub>	Re	f/f <sub>0</sub>
683	2.47	682	2.54	679	2.61	821	1.93
819	2.63	818	2.50	815	3.06	1095	1.55
1093	3.58	1091	3.44	1087	5.97	1369	2.38
1366	4.43	1364	4.40	1358	8.00	1574	2.88
1571	5.11	1568	5.07	1562	9.14	2190	3.15
2185	6.92	2182	6.88	2173	11.92	2738	3.94
2732	8.31	2727	8.29	2717	15.12	3285	4.75
3278	8.47	3273	8.52	3260	16.28	4107	4.73
4097	7.82	4091	7.89	4075	15.23	5475	4.07
5463	7.96	5454	7.91	5434	15.41	6707	3.87
6692	8.12	6681	8.09	6656	15.33	7665	4.24
7649	8.45	7636	8.44	7607	15.90	8213	4.35
8195	8.59	8181	8.52				

## Criterion $C_2$

Tabella B. 7: Criterion  $C_2$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata	
Re	C2	Re	C2	Re	C2	Re	C2	Re	C2
678	0.86	678	0.87	678	0.90	678	0.66	678	0.86
812	0.98	813	0.97	812	1.00	812	0.80	812	1.02
1081	1.11	1082	1.10	1081	1.05	1079	0.97	1080	1.20
1350	1.34	1350	1.32	1351	1.21	1347	1.17	1348	1.41
2151	1.55	2153	1.77	2154	1.59	2148	1.52	2149	1.74
3218	1.74	3221	1.92	3223	1.79	3216	1.60	3218	1.79
5353	1.44	5359	1.57	5364	1.51	5351	1.25	5356	1.39
7489	1.21	7498	1.29	7507	1.28	7488	1.03	7496	1.16

Tabella B. 8: Criterion  $C_2$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione allineata e incrociata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; incrociata	
Re	C2	Re	C2	Re	C2
681	0.82	680	0.89	679	1.16
814	0.98	814	0.96	814	1.16
1083	1.15	1083	1.13	1083	1.19
1351	1.40	1353	1.33	1351	1.40
2153	1.70	2156	1.70	2155	1.71
3221	1.83	3226	1.79	3225	1.81
5358	1.49	5367	1.44	5367	1.46
7497	1.27	7511	1.21	7512	1.22

Tabella B. 9: Criterio  $C_2$  per nervature inclinate a  $45^\circ$  con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore

e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; parete inferiore	
Re	C2	Re	C2	Re	C2	Re	C2
678	0.97	678	0.99	677	0.83	680	0.81
812	1.12	812	1.17	811	0.89	814	0.91
1080	1.28	1080	1.36	1080	1.00	1083	0.95
1348	1.53	1347	1.61	1347	1.20	1351	1.22
2149	1.75	2149	1.98	2149	1.50	2154	1.60
3217	1.95	3218	2.12	3215	1.67	3224	1.73
5354	1.60	5353	1.66	5349	1.38	5365	1.46
7494	1.34	7491	1.37	7484	1.17	7507	1.21

### Criterio $C_3$

Tabella B. 10: Criterio  $C_3$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata	
Re	C3	Re	C3	Re	C3	Re	C3	Re	C3
678	0.68	678	0.81	678	0.89	678	0.50	678	0.73
812	0.70	813	0.83	812	0.95	812	0.54	812	0.78
1081	0.63	1082	0.78	1081	0.93	1079	0.54	1080	0.75
1350	0.62	1350	0.77	1351	0.93	1347	0.55	1348	0.75
2151	0.55	2153	0.72	2154	0.87	2148	0.54	2149	0.72
3218	0.52	3221	0.67	3223	0.83	3216	0.51	3218	0.66
5353	0.50	5359	0.64	5364	0.80	5351	0.48	5356	0.63
7489	0.48	7498	0.59	7507	0.75	7488	0.44	7496	0.59

Tabella B. 11: Criterio  $C_3$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione allineata e incrociata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; incrociata	
Re	C3	Re	C3	Re	C3
681	0.63	680	0.83	679	1.13
814	0.67	814	0.86	814	1.07
1083	0.63	1083	0.83	1083	0.97
1351	0.62	1353	0.81	1351	0.97
2153	0.56	2156	0.78	2155	0.88
3221	0.53	3226	0.72	3225	0.81
5358	0.50	5367	0.68	5367	0.78
7497	0.48	7511	0.63	7512	0.73

Tabella B. 12: Criterio  $C_3$  per nervature inclinate a  $45^\circ$  con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore

e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; parete inferiore	
Re	C3	Re	C3	Re	C3	Re	C3
678	0.75	678	0.74	677	0.70	680	0.77
812	0.76	812	0.78	811	0.68	814	0.85
1080	0.71	1080	0.73	1080	0.57	1083	0.75
1348	0.69	1347	0.70	1347	0.54	1351	0.75
2149	0.62	2149	0.64	2149	0.51	2154	0.73
3217	0.60	3218	0.61	3215	0.47	3224	0.70
5354	0.58	5353	0.59	5349	0.46	5365	0.72
7494	0.55	7491	0.55	7484	0.43	7507	0.66

## Criterio $C_4$

Tabella B. 13: Criterio  $C_4$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione sfalsata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=20; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata		e=4mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; sfalsata	
Re	C4	Re	C4	Re	C4	Re	C4	Re	C4
678	1.17	678	1.01	678	0.97	678	1.13	678	1.09
812	1.36	813	1.14	812	1.06	812	1.32	812	1.30
1081	1.73	1082	1.44	1081	1.18	1079	1.80	1080	1.65
1350	1.99	1350	1.73	1351	1.32	1347	1.74	1348	2.27
2151	1.70	2153	1.95	2154	1.80	2148	1.68	2149	1.93
3218	1.72	3221	1.85	3223	1.71	3216	1.59	3218	1.74
5353	1.71	5359	1.80	5364	1.68	5351	1.50	5356	1.59
7489	1.67	7498	1.73	7507	1.65	7488	1.45	7496	1.55

Tabella B. 14: Criterio  $C_4$  per nervature inclinate a  $60^\circ$  con disposizione allineata e incrociata

e=2mm; p/e=10; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=40; $\alpha=60^\circ$ ; incrociata	
Re	C4	Re	C4	Re	C4
681	1.19	680	1.02	679	1.05
814	1.42	814	1.09	814	1.13
1083	1.81	1083	1.41	1083	1.31
1351	2.08	1353	1.66	1351	1.53
2153	1.86	2156	1.88	2155	1.93
3221	1.81	3226	1.71	3225	1.72
5358	1.76	5367	1.63	5367	1.61
7497	1.76	7511	1.60	7512	1.58

Tabella B. 15: Criterio  $C_4$  per nervature inclinate a  $45^\circ$  con disposizione allineata e sfalsata e nervature trasversali con disposizione allineata o sulla sola parete inferiore

e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=45^\circ$ ; sfalsata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; allineata		e=2mm; p/e=10; $\alpha=90^\circ$ ; parete inferiore	
Re	C4	Re	C4	Re	C4	Re	C4
678	1.26	678	1.29	677	1.09	680	0.97
812	1.50	812	1.54	811	1.25	814	1.04
1080	1.88	1080	1.97	1080	1.87	1083	1.25
1348	2.35	1347	2.47	1347	1.77	1351	1.59
2149	1.92	2149	2.17	2149	1.67	2154	1.75
3217	1.91	3218	2.07	3215	1.69	3224	1.64
5354	1.86	5353	1.93	5349	1.67	5365	1.59
7494	1.83	7491	1.86	7484	1.66	7507	1.56

## Bibliografia

- [1] J. C. Han, S. Dutta, and S. V. Ekkad, *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*. New York: Taylor & Francis, 2000.
- [2] J. C. Han, L. R. Glicksman, and W. M. Rohsenow, "An investigation of Heat Transfer and Friction for Rib-Roughened Surfaces", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 21, pp. 1143-1156, 1978.
- [3] J. C. Han and J. S. Park, "Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 31, no. 1, pp. 183-195, 1988.
- [4] R. Kiml, S. Mochizuki, and A. Murata, "Effects of Rib Arrangements on Heat Transfer and Flow Behavior in a Rectangular Rib-roughened Passage: Application to Cooling of Gas Turbine Blade Trailing Edge", *Journal of Heat Transfer*, vol. 123, pp. 675-681, 2001.
- [5] S. Gupta, A. Chaube, and P. Verma, "Review on Heat Transfer Augmentation Techniques: Application in Gas Turbine Blade Internal Cooling", *Journal of Engineering Science and Technology Review*, no. 5, pp. 57-62, 2012.
- [6] A.K. Patil, J.S. Saini, and K. Kumar, "A comprehensive review of roughness geometries and investigation techniques used in artificially roughened solar air heaters", *International Journal of Renewable Energy Research*, vol. 2, no. 1, 2012.
- [7] V. S. Hans, R. P. Saini, and J. S. Saini, "Performance of artificially roughened solar air heaters-A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, pp. 1854-1869, 2009.
- [8] A. Rashkovan, J. Aharon, M. Katz, and G. Ziskind, "Optimization of Rib-Roughened Annular Gas-Coolant Channels", *Nuclear Engineering and Design*, vol. 240, no. 2, pp. 344-351, Febbraio 2010.
- [9] R. L. Webb, *Principles of enhanced heat transfer*.: John Wiley & Sons, 1994.
- [10] D. Fustinoni, "Analisi della convezione forzata su superfici variamente strutturate", Politecnico di Milano, Tesi di dottorato 2008.

- [11] Incropera, DeWitt, Lavine, and Bergman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, VI ed.: John Wiley, 2007.
- [12] A. E. Bergles, V. Nirmalan, G. H. Junkhan, and R. L. Webb, "Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer II", Iowa State University, Heat Transfer Laboratory Report HTL-31 ISU-ERI-Ames-84221, 1983.
- [13] L. Léal et al., "An overview of heat transfer enhancement methods and new perspectives: Focus on active methods using electroactive materials", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 61, pp. 505-524, 2012.
- [14] R. L. Webb, E. R. G. Eckert, and R. J. Goldstein, "Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 14, no. 4, pp. 601-617, 1971.
- [15] J. Nikuradse, "Strömungsgesteze in Rauhen Rohren", *VDI Forsch.*, no. 361, 1933.
- [16] A.E. Perry, W. H. Schofield, and P. N. Joubert, "Rough Wall Turbulent Boundary Layers", *J. Fluid Mech.*, vol. 37, pp. 383-413, 1969.
- [17] G. Guglielmini and A. Pisoni, *Elementi di trasmissione del calore*, II ed.: Masson, 1998.
- [18] J. Boussinesq, "Essai sur la théorie des eaux courantes", *Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences*, vol. 23, 1877.
- [19] E. R. VanDriest, "On Turbulent Flow near a Wall", *J. Aero. Sci.*, vol. 23, pp. 1007 - 1011, 1956.
- [20] H. Schlichting, *Boundary-Layer Theory*. New York: McGraw-Hill, 1968.
- [21] H. Tennekes and J.L. Lumley, "A first course in turbulence", MIT Press, Cambridge, MA, 1972.
- [22] F. H. Clauser, "Turbulent Boundary Layers in Adverse Pressure Gradients", *J. Aero. Sci.*, vol. 21, no. 91, 1954.
- [23] V.L. Steeter and H. Chu, "Final Rep. Project 4918", Armour Res. Foundation, Illinois, 1949.



- 
- [24] H.H. Ambrose, Proc. ASCE vol.80, SEP No 491 1954.
- [25] L. Djenidi, R. Elavarasan, and R.A. Antonia, "The turbulent boundary over transverse square cavities", *J. Fluid Mech.*, vol. 395, no. 271, 1999.
- [26] S. Leonardi, R.J. Orlandi, L. Djenidi, and R.A. Antonia, "Structure of turbulent channel flow with square bars on one wall", *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 25, no. 384, 2004.
- [27] S. Leonardi, P. Orlandi, and R. A. Antonia, "Properties of d- and k-type roughness in a turbulent channel flow", *Physics of Fluids*, vol. 19, 2007.
- [28] P.S. Jackson, "On the displacement height in the logarithmic profile", *J. Fluid Mech.*, vol. 111, no. 15, 1981.
- [29] J. Jiménez, "Turbulent Flows over Rough Walls", *Annu. Rev. Fluid Mech.*, vol. 36, pp. 173-196, 2004.
- [30] T. Astarita and G. Cardone, "Convective heat transfer in a square channel with angled ribs on two opposite walls", *Experiments in Fluids*, pp. 625-634, 2003.
- [31] J.C. Han, J.S. Park, and C.K. Lei, "Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratio with rib turbulators", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 32, pp. 1619-1630, 1989.
- [32] T. M. Liou and J.J. Hwang, "Turbulent heat transfer augmentation and friction in periodic fully developed channel flow", *Journal of Heat Transfer*, no. 114, pp. 56-63, 1992.
- [33] T. M. Liou and J.J. Hwang, "Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 36, pp. 931-940, 1993.
- [34] J.C. Han, "Heat Transfer and Friction in Channels With Two Opposite Rib-Roughened Walls", *Journal of Heat Transfer*, vol. 106, pp. 774-781, 1984.
- [35] P. R. Chandra, C. R. Alexander, and J. C. Han, "Heat transfer and friction behaviors in rectangular channels with varying number of ribbed walls", *Internal Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 46, pp. 481-495, 2003.
- [36] D. F. Dipprey and R. H. Sabersky, "Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers", *International Journal of Heat*

- and Mass Transfer*, vol. VI, no. 5, pp. 329-332, 1963.
- [37] M. S. Islam, K. Haga, M. Kaminaga, R. Hino, and M. Monde, "Experimental analysis of turbulent flow structure in a fully developed rib-roughened rectangular channel with PIV", *Experiments in Fluids*, no. 33, pp. 296-306, 2002.
- [38] D.N. Ryu, D.H. Choi, and V.C. Patel, "Analysis of turbulent flow in channels roughened by two-dimensional ribs and three-dimensional blocks. Part II: Heat transfer", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, no. 28, pp. 1112-1124, 2007.
- [39] L. Wang and B. Sundén, "Experimental investigation of local heat transfer in a square duct with various-shaped ribs", *Heat Mass Transfer*, no. 43, pp. 759-766, 2007.
- [40] G. Tanda, "Effect of rib spacing on heat transfer and friction in rectangular channel with 45° angled rib turbulators on one/two walls", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 1081-1090, 2011.
- [41] S. W. Chang, T. Liou, and W. Juan, "Influence of channel height on heat transfer augmentation in rectangular channels with two opposite rib-roughened walls", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 2806-2813, 2005.
- [42] S. Saha, "Thermal and friction characteristics of turbulent flow through rectangular and square ducts with transverse ribs and wire-coil inserts", *Experimental Thermal and Fluid Science*, no. 34, pp. 575-589, 2010.
- [43] J. C. Han, J.S. Park, and C.K. Lei, "Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters", *Journal of engineering for gas turbines and power*, vol. 107, no. 3, pp. 628-635, 1985.
- [44] R. Karwa, "Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on the heated wall in transverse, inclined, V-continuous and V-discrete pattern", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 30, no. 2, pp. 241-250, 2003.
- [45] T. Astarita, G. Cardone, and G.M. Carlomagno, "Convective heat transfer in ribbed channels with a 180° turn", *Experiments in Fluid*, no. 33, pp. 90-100, 2002.

- 
- [46] S.Y. Won, N.K. Burgess, S. Peddicord, and P.M. Ligrani, "Spatially resolved surface heat transfer for parallel rib turbulators with 45 deg orientation including test surface conduction analysis", *Journal of Heat Transfer*, vol. 126, pp. 193-201, 2004.
- [47] M. E. Taslim, "A combined numerical and experimental study of heat transfer in a roughened square channel with 45° ribs", *International Journal of Rotating Machinery*, pp. 60-66, 2005.
- [48] G. Tanda and R. Abram, "Forced convection heat transfer in channels with rib turbulators inclined at 45 deg", *Journal of Turbomachinery*, vol. 131, 2009.
- [49] F. Satta, D. Simoni, and G. Tanda, "Experimental investigation of flow and heat transfer in a rectangular channel with 45° angled ribs one one/two walls".
- [50] J.C. Han, Y.M. Zhang, and C.P. Lee, "Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs", *Journal of Heat Transfer*, vol. 113, pp. 590-596, Aug. 1991.
- [51] S. Y. Won and P. M. Ligrani, "Comparison of flow structure and local Nusselt numbers in channels with parallel- and crossed-rib turbulators", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 47, pp. 1573-1586, 2004.
- [52] P.R. Chandra, M.E. Nilan, and J.C. Han, "Turbulent flow heat transfer and friction in rectangular channel with varying number of ribbed walls", *Journal of Turbomachinery*, vol. 119, pp. 374-380, 1997.
- [53] G. Rau, M. Çakan, D. Moeller, and T. Arts, "The effect of periodic ribs on the local aerodynamic and heat transfer performance of a straight cooling channel", *Journal of Turbomachinery*, vol. 120, pp. 368-375, April 1998.
- [54] S.W. Ahn, H.K. Kang, A.B.K. Putra, and D.H. Lee, "An experimental investigation of heat transfer and friction in a ribbed square channel", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, vol. 221, no. 4, pp. 219-223, 2007.
- [55] H.K. Kang, S.W. Ahn, S.T. Bae, and D.H. Lee, "Analysis of the heat transfer and friction in a ribbed square channel using numerical and experimental methods", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, vol. 221,

- no. 4, pp. 151-159, 2007.
- [56] T. Desrues, P. Marty, and J.F. Fourmigué, "Numerical prediction of heat transfer and pressure drop in three-dimensional channels with alternated opposed ribs", *Applied Thermal Engineering*, no. 45, pp. 52-63, 2012.
- [57] C. Liu and T.N.H. Chung, "Forced convective heat transfer over ribs at various separation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 55, pp. 5111-5119, 2012.
- [58] D. Mikielewicz, A. Stasiek, M. Jewartowski, and J. Stasiek, "Measurements of heat transfer enhanced by the use of transverse vortex generators", *Applied Thermal Engineering*, no. 49, pp. 61-72, 2012.
- [59] T. Xinyi and Z. Dongsheng, "Experimental and numerical study on heat transfer enhancement of a rectangular channel with discontinuous crossed ribs and grooves", *Chinese Journal of Chemical Engineering*, vol. 20, no. 2, pp. 220-230, April 2012.
- [60] C.D. Slabaugh, L.V. Tran, and J.S. B.A. Warren Kapat, "Heat transfer and friction augmentation in high aspect ratio, ribbed channels with dissimilar inlet conditions", *Journal of Turbomachinery*, vol. 134, pp. 1-11, November 2012.
- [61] Y.I. Smulsky, V.I. Terekhov, and N.I. Yarygina, "Heat transfer in turbulent separated flow behind a rib on the surface of square channel at different orientation angles relative to flow direction", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 55, pp. 726-733, 2012.
- [62] R. J. Moffat, "Describing the uncertainties in experimental results", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 1, no. 1, pp. 3-17, 1988.
- [63] S. Kakaç, R.S. Shah, and W. Aung, *Handbook of single-phase convective heat transfer*. New York: Wiley Interscience Publication, 1987.
- [64] V. Gnielinski, *International Chemical Engineering*, no. 16, pp. 359-368, 1976.
- [65] A. Toepler, *Beobachtungen nach einer neuen optischen Methode*. Cohen, Bonn, 1864.
- [66] H. Schardin, "Das Toeplersche Schlierenverfahren: Grundlagen für seine Anwendung und quantitative Auswertung", *VDI-Forschungsheft*, vol. 5, no.

- 
- 367, pp. 1 - 32, 1934.
- [67] W. Merzkirch, *Flow Visualization*, 2nd ed. New York: Academic Press, 1987.
- [68] G.E.A. Meier, "Hintergrund-Schlierenverfahren", Deutsche Patentanmeldung, DE 199 42 856 A1, 1999.
- [69] H. Richard, M. Raffel, M. Rein, J. Kompenhans, and G.E.A. Meier, "Demonstration of the applicability of a Background Oriented Schlieren (BOS) method.", DLR Electronic Library, Germany, 2002.
- [70] M. Raffel, H. Richard, and G. E. A. Meier, "On the applicability of background oriented optical tomography for large scale aerodynamic investigations", *Experiments in Fluids*, vol. 28, pp. 477 - 481, 2000.
- [71] F. Klinge, "Investigation of background oriented schlieren (BOS) towards a quantitative density measurement technique", Brussels, Belgium, Project report VKI 2001.
- [72] L. Weinstein, "Large field schlieren visualization-from wind tunnels to flight", in *Proceedings of VSJ-SPIE98*, Yokohama, Japan, 1998.
- [73] L. Venkatakrishnan and G.E.A. Meier, "Density measurements using the Background Oriented Schlieren technique", *Experiments in Fluids*, vol. 37, pp. 237 - 247, 2004.
- [74] M.J. Hargather and G.S. Settles, "Natural-background-oriented schlieren imaging", *Experiments in Fluids*, no. 48, pp. 59 - 68, 2010.
- [75] K. Kindler, E. Goldhahn, and F. Leopold, "Recent developments in background oriented Schlieren methods for rotor blade tip vortex measurements", *Experiments in Fluids*, vol. 43, pp. 233 - 240, 2007.
- [76] F. Sourgen, F. Leopold, and D. Klatt, "Reconstruction of the density field using the Colored Background Oriented Schlieren Technique (CBOS)", *Optics and Lasers in Engineering*, vol. 50, pp. 29 - 38, 2012.
- [77] A. Sharma, D.V. Kumar, and A.K. Ghatak, "Tracing rays through graded-index media: a new method", *Appl. Opt.*, no. 21, pp. 984 - 987, 1982.
- [78] S. Doric, "Ray tracing through gradient-index media: recent

- improvements", *Appl. Opt.*, no. 29, pp. 4026 - 4029, 1990.
- [79] G. S. Spagnolo, D. Paoletti, and D. Ambrosini, "Buoyancy-induced flows monitoring by digital speckle photography and Fourier transform analysis", *Optics Communications*, no. 169, pp. 51 - 57, 1999.
- [80] J. K. Sveen, *An introduction to MatPIV v. 1.6.1*. University of Oslo: Dept. of Math., 2004.
- [81] G. Tanda and D. Cavallero, "Heat transfer coefficients measurements in ribbed channels using liquid crystal thermography", in *The 10th International Symposium on Flow Visualization*, Kyoto, 2002.
- [82] A.H. Meier and T. Roesgen, "Improved background oriented schlieren imaging using laser speckle illumination", *Experiments in Fluids*, no. 54, 2013.
- [83] O. Reynolds, "An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels", *Phil. Trans. R. Soc. Lond.*, vol. 174, no. 935, 1883.
- [84] H.L. Langhaar, "Steady Flow in the Transition Length of a Straight Tube", *J. Appl. Mech.*, vol. 9, pp. 55-58, 1942.
- [85] P. A. Krogstadt and R. A. Antonia, "Surface roughness effects in turbulent boundary layers", *Experiments in Fluids*, vol. 27, no. 5, pp. 450-460, 1999.
- [86] Bejan A.D. and Kraus A., *Heat Transfer Handbook*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.
- [87] H. Richard and M. Raffel, "Principle and applications of the background oriented schlieren (BOS) method", *Measurement Science and Technology*, no. 12, pp. 1576 - 1585, 2001.