

RISULTATI SPERIMENTALI SULLA CONVEZIONE FORZATA DI ARIA IN UN CANALE ONDULATO

Luigi Colombo, Adriano Muzzio, Alfonso Niro

*Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano, I-20133 Milano, Italy
alfonso.niro@polimi.it*

SOMMARIO

In questo lavoro, si presentano i risultati sperimentali relativi alla misura dei coefficienti di scambio termico, locali e medi, e delle cadute di pressione di un flusso di aria all'interno di un canale ondulato per numeri di Reynolds compresi tra 500 e 6300. Il canale ha sezione rettangolare, larga 200 mm e alta 10 mm, ed è ottenuto affacciando due superfici corrugate: i rilievi hanno sezione triangolare di 20 mm di base e 2.68 mm di altezza, sono disposti trasversalmente al flusso e sfalsati tra la superficie inferiore e quella superiore in modo che all'apice su di una superficie corrisponda la valle sull'altra. I campi di velocità e di temperatura sono misurati non intrusivamente in regime laminare, rispettivamente, mediante velocimetria laser Doppler e interferometria olografica in tempo reale con una tecnica di modulazione attiva di fase. I risultati locali indicano che le ondulazioni modificano notevolmente la distribuzione assiale del numero di Nusselt, con valori fino a 2.5 volte maggiori rispetto al canale piano, anche se l'incremento medio è minore. Per $Re \geq 1370$ si ha regime di transizione e il fattore di incremento inizia a crescere rapidamente col numero di Reynolds; per $Re=6300$ è pari a 4; questo notevole miglioramento dello scambio termico è però fortemente penalizzato dall'aumento delle perdite di carico che arriva a 7 volte quelle nel canale piano.

INTRODUZIONE

Le superfici corrugate sono una soluzione semplice ed economica per incrementare lo scambio termico di flussi d'aria in convezione forzata a bassi numeri di Reynolds all'interno di canali, come quelli che si hanno in scambiatori compatti a superfici estese. Infatti, le piccole sezioni di passaggio dei canali di questi scambiatori e le velocità dell'aria relativamente basse portano a flussi laminari o debolmente turbolenti. Le corrugazioni non variano apprezzabilmente la superficie di scambio termico ma modificano sensibilmente la fluidodinamica. Diversi sono gli effetti che portano a un aumento del coefficiente convettivo; quelli più usati tuttavia sono la deflessione periodica delle linee di flusso, il risviluppo ciclico dello strato limite e la destabilizzazione del flusso. In ogni caso, inoltre, le corrugazioni favoriscono lo sviluppo della turbolenza dal momento che hanno dimensioni paragonabili a quelle delle strutture da eccitare la cui grandezza, come noto, cresce al decrescere del numero di Reynolds.

A seconda dell'effetto usato, naturalmente, cambiano forma e dimensioni delle corrugazioni e questo spiega sia la grande varietà di geometrie proposte (alette a nastro e a persiana, superfici ondulate o perforate, nervature e cave) sia l'elevato numero di studi a riguardo; per esempio, nelle rassegne di Fiebig [1] e di Webb [2] sono citati oltre 70 lavori. In particolare, per le superfici con alette a nastro sfalsate sono disponibili le correlazioni per i coefficienti di scambio termico e d'attrito proposte da Kays [3], Joshi e Webb [4]), e Wieting [5]; correlazioni simili sono state sviluppate da Davenport [6] per le superfici con

alette a persiana; per le superfici ondulate, invece, vi sono alcuni studi interessanti (Goldstein e Sparrow [7], Ali e Ramadhyani [8]) ma mancano correlazioni sufficientemente generali, essenzialmente per la relativa scarsità di dati sperimentali.

In questo lavoro, si presentano i risultati sperimentali sulle caratteristiche di scambio termico e sulle perdite di carico in convezione forzata all'interno di un canale a sezione rettangolare con superfici ondulate. L'ondulazione è ottenuta mediante rilievi a sezione triangolare accostati gli uni agli altri e disposti sfalsati di mezzo passo tra la superficie superiore e quella inferiore. In questo tipo di canale, l'incremento dello scambio termico è principalmente affidato alla deflessione ciclica delle linee di flusso.

APPARATO SPERIMENTALE E MISURE

L'apparato sperimentale, schematicamente rappresentato in Figura 1, è costituito principalmente dal circuito dell'aria contenente il canale e dal circuito dell'acqua di riscaldamento. Il canale ha sezione rettangolare, larga 200 mm e alta 10 mm, è posizionato orizzontalmente ed è suddiviso in tre sezioni: ingresso, prova e uscita. Attraverso un imbocco con le superfici arrotondate, l'aria ambiente entra nella sezione di ingresso costituita da un canale non riscaldato a superfici piane lungo 1000 mm. Al termine di questa sezione, l'aria raggiunge condizioni di flusso pienamente sviluppato ed entra nella sezione di prova. Questa è lunga 800 mm con le pareti laterali in vetro per permettere l'accesso ottico al suo interno; le pa-

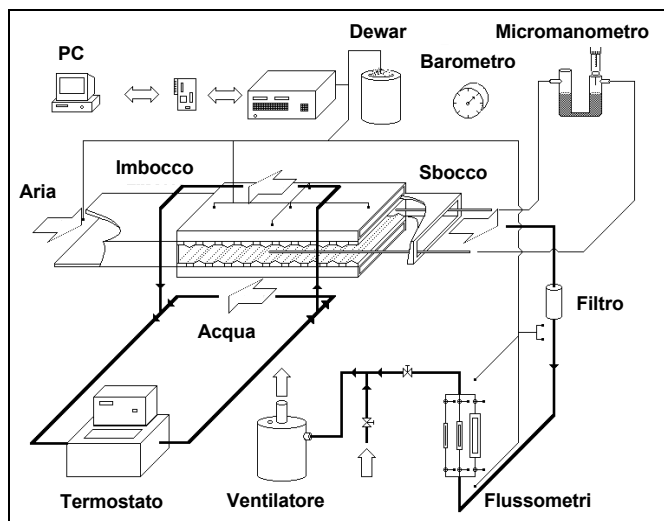


Figura 1. Schema apparato sperimentale.

reti inferiore e superiore sono costituite da elementi modulari in lega di alluminio affiancati gli uni agli altri e serrati strettamente tra loro e ai canali in cui scorre l'acqua di riscaldamento. I moduli sono dei prismi lunghi 200 mm, la cui sezione è data dalla sovrapposizione di un quadrato di 20 mm di lato e di un triangolo isoscele con base di 20 mm e angolo al vertice di 150° (altezza di 2.68 mm). Per potere verificare l'uniformità della temperatura delle superfici, si sono posizionate sei termocoppie nella parete inferiore e due in quella superiore, con l'estremità posta a una distanza di 0.5 mm dalla superficie. A valle della sezione di prova è montata una sezione di uscita, simile a quella di ingresso, ma lunga 500 mm. Un ventilatore aspira l'aria e la scarica al di fuori del laboratorio in modo da limitare l'escursione termica dell'ambiente. Il circuito di riscaldamento è costituito da un termostato Haake che fornisce un'elevata portata in massa di acqua a temperatura costante entro 0.1 K e dai canali montati sulle pareti superiore e inferiore della sezione di prova. Questi canali hanno sezione rettangolare, larga 180 mm e alta 5 mm; la parete in contatto con la sezione di prova è realizzata con una lastra in lega di alluminio spessa 12 mm; l'acqua scorre in direzione opposta al flusso d'aria. Le differenze di temperatura nelle pareti della sezione di prova sono circa di 0.8 K nella direzione del flusso e scendono a 0.1 K in direzione trasversale.

La temperatura dell'aria viene misurata all'imbocco del canale, all'uscita dal filtro e a monte e a valle dei misuratori di portata attraverso termocoppie immerse nel flus-

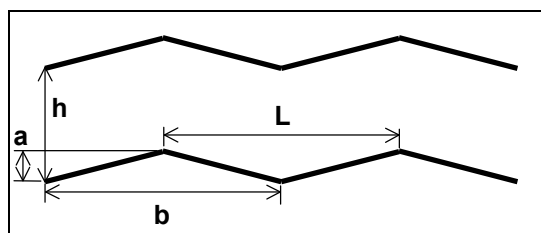


Figura 2. Particolare della sezione del canale.

so d'aria. Per la misura della temperatura di miscelamento adiabatico dell'aria allo sbocco della sezione di prova, che viene effettuata in alternativa alle misure termiche locali, il flusso d'aria viene fatto prima passare attraverso una doppia schiera di turbolizzatori e poi convogliato verso un tratto di condotto di soli 10 mm di larghezza riempito con lana metallica, al cui interno sono posizionate due termocoppie. Ogni valore di questa temperatura è dato dalla media di 5 misure ciascuna delle quali, a sua volta, è data dalla media di 10 letture. Tutte le termocoppie usate sono di tipo T, con fili di 0.25 mm di diametro isolati in fibra di vetro e giunto freddo a ghiaccio fondente in vaso Dewar. Le tensioni sono lette da un'acquisitore HP-3852A. La precisione delle misure di temperatura è stimata attorno a 0.2 K. La misura della portata in volume dell'aria è effettuata mediante tre flussometri in parallelo, del tipo ad area variabile con precisione nominale del 2% sul fondo scala.

La misura di velocità dell'aria (componente assiale) viene effettuata su traverse verticali di 20 punti ciascuna, mediante velocimetria laser Doppler utilizzando una sonda a fibre ottiche e l'analizzatore di segnale IFA-750 entrambi della TSI. Il flusso d'aria viene inseminato con goccioline d'acqua, con dimensioni medie di alcuni micrometri, prodotte da un nebulizzatore a ultrasuoni. Ogni misura di velocità è il valore medio su 4096 segnali validati dall'analizzatore.

La misura dei campi termici viene effettuata mediante interferometria olografica in tempo reale (Vest [9]), per cui le variazioni delle figure di interferenza possono essere osservate mentre avvengono. Gli interferogrammi sono ripresi con una videocamera a scansione progressiva con risoluzione di 782x582 pixel, digitalizzati a 1024 livelli di grigio e memorizzati su computer. La valutazione degli interferogrammi avviene *off-line* e consiste nel ricostruire la distribuzione spaziale della differenza di fase dalla distribuzione della intensità luminosa. In questo lavoro, la ricostruzione è effettuata con metodi basati sulla modulazione attiva della fase che, pertanto, richiedono l'acquisizione di più immagini interferometriche uniformemente sfasate tra loro (Hariharan [10]) di una data situazione. Questi metodi sono caratterizzati da un'alta sensibilità spaziale -si possono risolvere differenze di fase, espresse in termini di variazioni di cammino ottico, inferiori a un centesimo della lunghezza d'onda del fascio- ma permettono una risoluzione temporale minore

h	[mm]	10.00
a	[mm]	2.68
b	[mm]	20.00
L	[mm]	20.00
Angolo al vertice		150°
Larghezza canale	[mm]	200.00
Diametro idraulico	[mm]	18.18
Altezza/larghezza canale		0.05
Numero ondulazioni		30

Tabella 1. Caratteristiche geometriche del canale.

proprio per il fatto di dover acquisire più immagini; inoltre, richiedono l'uso di un modulatore di fase e di tecniche numeriche di elaborazione più complesse. La frequenza di acquisizione della videocamera usata (25 fps) limita questo tipo di misure a regimi essenzialmente stazionari.

Indipendentemente dal metodo di ricostruzione usato, una volta nota la distribuzione di fase, si determina il campo di temperatura e si trovano i valori della derivata della temperatura in direzione normale alla parete. I dati presentati qui sono stati elaborati col metodo di Carré e con un metodo sviluppato da uno degli autori. Il calcolo numerico della derivata normale usa un passo pari a 10 pixel.

Il numero di Nusselt locale è calcolato come

$$Nu = (-\partial T / \partial n)_p D_h / \Delta T \quad (1)$$

dove $(\partial T / \partial n)_p$ è la derivata della temperatura lungo la normale alla parete valutata sulla parete stessa, D_h il diametro idraulico, ΔT è la differenza tra la temperatura di parete e quella di miscelamento adiabatico dell'aria. Il numero di Nusselt medio sul canale invece è calcolato come

$$Nu_m = \frac{\rho V c_p (T_o - T_{in}) D_h}{k A_s \Delta T_m} \quad (2)$$

dove V è la portata in volume dell'aria, ρ la sua densità valutata alla pressione e temperatura dove avviene la misura di portata, T_o e T_{in} sono le temperature dell'aria rispettivamente all'ingresso e di miscelamento adiabatico all'uscita del canale, A_s è l'area totale della superficie riscaldata, k la conduttività termica dell'aria e ΔT_m la differenza media logaritmica tra la temperatura di parete e quella di miscelamento adiabatico dell'aria. Infine, le cadute di pressione lungo il canale sono rilevate attraverso due sonde, realizzate con tubo in acciaio di 6 mm di diametro esterno e fornite di prese statiche, che vengono inserite nel canale attraverso lo sbocco e posizionate liberamente al suo interno, coprendo però sempre un numero intero di rilievi. Le due sonde sono collegate ad un manometro differenziale ad acqua con fondo scala di circa 500 Pa; lo spostamento del pelo libero è misurato mediante un ago a posizionamento micrometrico con una risoluzione corrispondente a circa 0.125 Pa.

RISULTATI

I dati che qui si presentano sono relativi a flussi d'aria in convezione forzata all'interno di un canale ondulato schematicamente mostrato in Figura 2, le cui caratteristiche geometriche sono riportate in Tabella 1. I dati interferometrici sono ottenuti mantenendo le pareti inferiore e superiore del canale a temperatura uniforme di 70 °C, mentre le misure di velocità e di caduta di pressione sono effettuate con le pareti in condizioni omoterme col flusso d'aria, dal momento che le caratteristiche fluidodinamiche sono praticamente indipendenti dal campo termico. In tutti i casi, la temperatura dell'aria all'imbocco del ca-

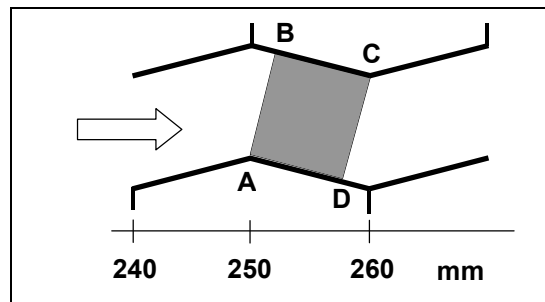


Figura 3. Regione di misura dei campi termici.

nale è di circa 20 °C. Le misure locali di temperatura sono relative alla zona intorno al tredicesimo rilievo della superficie inferiore, dove si sono raggiunte condizioni fluidodinamiche sviluppate, nel senso che i profili di velocità si ripetono periodicamente uguali sulla lunghezza di un rilievo.

In Figura 3 è mostrata la regione di misura: è di forma rettangolare, il vertice A cade sul picco del tredicesimo rilievo inferiore a 250 mm dall'inizio del canale ondulato, il lato corto è parallelo alla faccia del rilievo, il vertice C cade sul picco del tredicesimo rilievo superiore a 260 mm dall'origine. Poiché il flusso d'aria è da sinistra a destra, il lato inferiore AD della regione di misura è sottovento e quello superiore BC è sopravvento.

In Figura 4 sono riportati, a titolo d'esempio, 5 profili di temperatura ottenuti per $Re=1082$ lungo altrettante traverse parallele al lato lungo AB della regione di misura, equispaziate di 50 pixel; l'ascissa è espressa in pixel, con lo zero sul vertice B. E' possibile fare alcune osservazioni qualitative sui profili: man mano che si procede in direzione del flusso il minimo cresce per effetto del riscaldamento, il gradiente sulla parete inferiore decresce perché ci si sposta dall'apice del rilievo verso la gola lungo il lato sottovento, mentre il gradiente sulla parete superiore aumenta per il motivo contrario. Dalla figura si nota anche come i profili di temperatura presentino fluttuazioni più ampie in vicinanza delle pareti; queste fluttuazioni

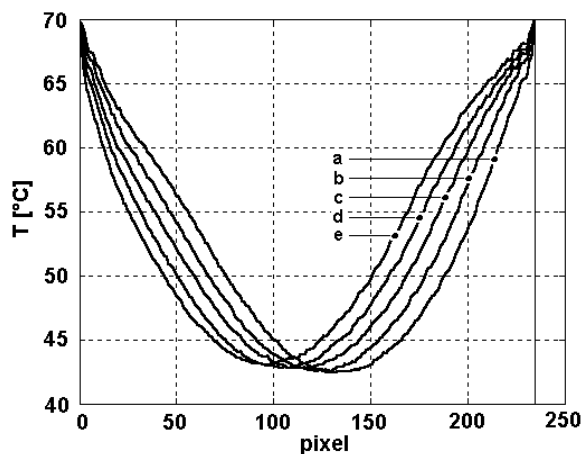


Figura 4. Profili di temperatura su cinque traverse parallele al lato AB, equispaziate di 50 pixel con la traversa (a) a 50 pixel dal vertice A.

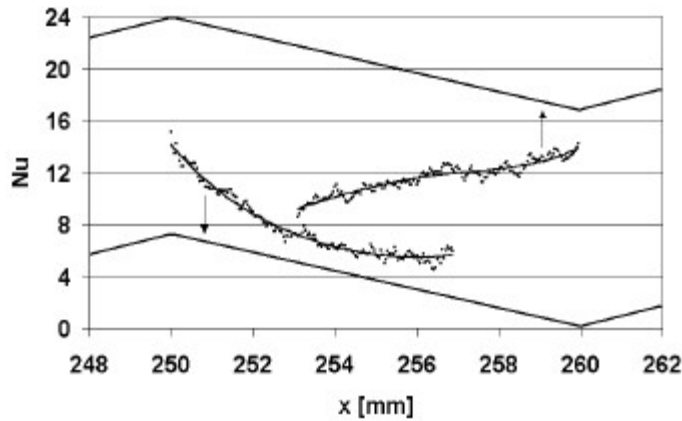


Figura 5. Andamenti in direzione assiale del numero di Nusselt locale nella regione di misura per $Re=487$.

sono essenzialmente dovute alle frange di diffrazione create dalle pareti, e comportano una incertezza maggiore nella valutazione del gradiente termico alla parete e quindi del numero di Nusselt.

In Figura 5 si sono riportati gli andamenti del numero di Nusselt locale Nu in funzione della coordinata assiale sui lati superiore e inferiore della regione di misura, per numero di Reynolds $Re=487$. Come prevedibile, i valori presentano una certa dispersione; per migliorare la leggibilità dei risultati, si sono riportate anche due curve che interpolano i dati, ottenute mediante regressione ai minimi quadrati con funzioni polinomiali. Sempre per agevolare la lettura dei dati lungo un intero rilievo, la Figura 6 mostra gli andamenti interpolati del numero di Nusselt in funzione della coordinata assiale, riportando i dati relativi al lato in basso AD di seguito a quelli sul lato in alto BC, come se questi ultimi fossero stati ottenuti sulla faccia sopravvento del tredicesimo rilievo inferiore. Questa presentazione è lecita se il regime termofluidodinamico è pienamente sviluppato e gli effetti gravitazionali sono trascurabili; nel presente caso, si hanno forti indizi che entrambe le ipotesi siano soddisfatte. Gli andamenti riportati in figura sono relativi a tre diversi numeri di Reynolds e, come si vede, sono assai poco diversi tra loro: il numero di Nusselt presenta valori crescenti sulla faccia sopravvento, raggiunge il massimo in corrispondenza dell'apice del rilievo, con valori fino a 2.5 volte quello del canale piano ($Nu=6.68$), quindi comincia a decrescere prima molto rapidamente e poi sempre più dolcemente man mano che ci si avvicina a fondo ondulazione. In tutti e tre i casi, comunque, il valore medio su un modulo è di circa 9.7 di poco inferiore a 1.5 volte quello del canale piano. Infine per $Re=487$ il numero di Nusselt presenta sulla faccia sopravvento un andamento peculiare, caratterizzato da un flesso, che è stato ritrovato nelle simulazioni numeriche effettuate con un codice di calcolo commerciale ai volumi finiti.

In Figura 7 si sono riportati i valori sperimentali del numero di Nusselt medio Nu_m sull'intero canale in funzione del numero di Reynolds e, per confronto, i valori calcolati con le correlazioni di Shah e London per flusso

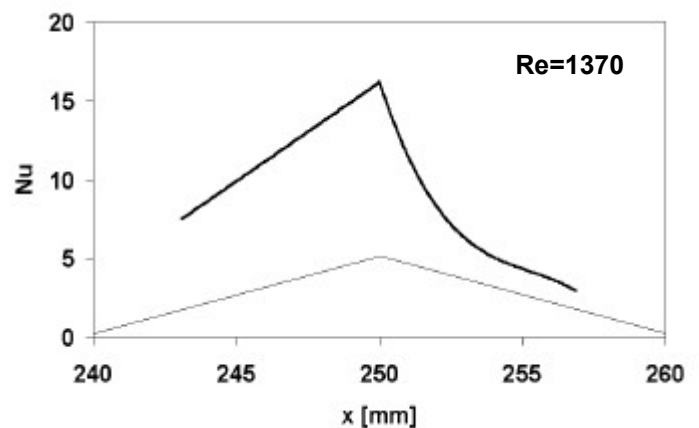
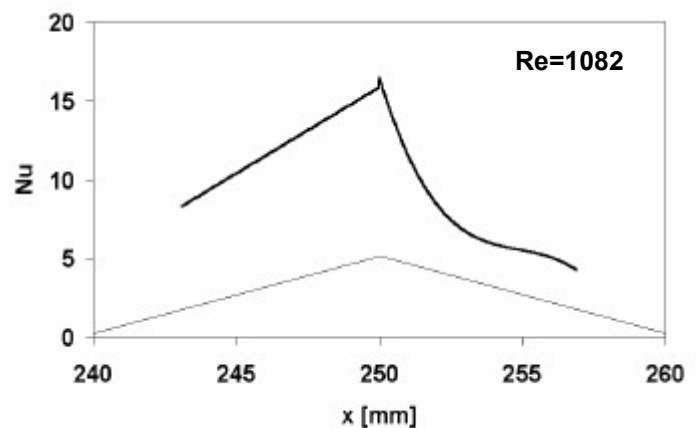
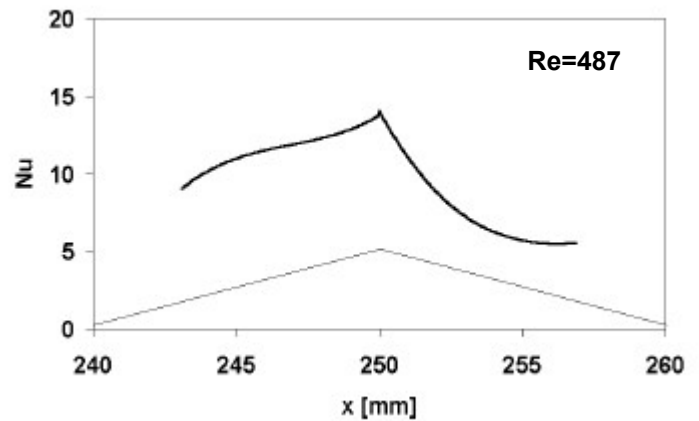


Figura 6. Andamenti in direzione assiale del numero di Nusselt, per tre diversi numeri di Reynolds.

laminare e di Gnielinski per $Re>2300$ riportate in [11]. Come si vede, per $Re\leq 1370$ il flusso è laminare e il numero di Nusselt medio rimane praticamente costante e pari a 11.16, maggiore quindi del 67% circa di quello del canale piano. E' da notare che il Nusselt medio sul canale è maggiore di quello sul modulo (9.7) perché risente positivamente della zona di sviluppo dei profili termici. Se ne conclude che le ondulazioni alterano sensibilmente la distribuzione del coefficiente di scambio termico locale anche se l'aumento del coefficiente medio sul canale è più contenuto. Diversamente per $Re>1370$ il numero di

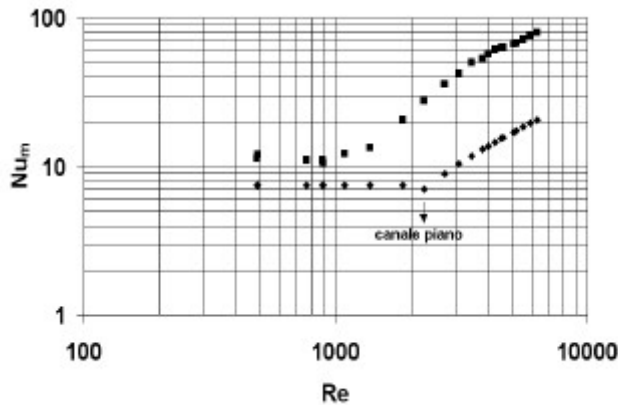


Figura 7. Andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds nel canale ondulado e, per confronto, quello calcolato nel canale piano.

Nusselt medio inizia a crescere esponenzialmente col numero di Reynolds con un esponente di 1.43 circa fino a $Re \approx 3100$; questa regione corrisponde al regime di transizione dove si ha sviluppo di turbolenza. Infine per $Re > 3100$, si ha regime pienamente turbolento e l'esponente del numero di Reynolds si riduce a 0.80. Per $Re = 6300$, che è il limite superiore dell'intervallo indagato, il Nusselt medio è pari a circa 80 con un incremento di oltre 4 volte rispetto al canale piano. Una conferma che il regime di transizione si estende proprio per numeri di Reynolds compresi tra 1370 e 3100 viene dall'andamento della temperatura adimensionale dell'aria T^* definita come

$$T^* = \frac{T_0 - T_{in}}{T_p - T_{in}} \quad (3)$$

e valutata nella sezione di uscita, in funzione del numero di Reynolds riportato in Figura 8, che in corrispondenza di quei valori di Reynolds presenta rispettivamente un minimo e un massimo.

Infine, in Figura 9 sono riportati i valori del coefficiente di perdita di carico in funzione del numero di

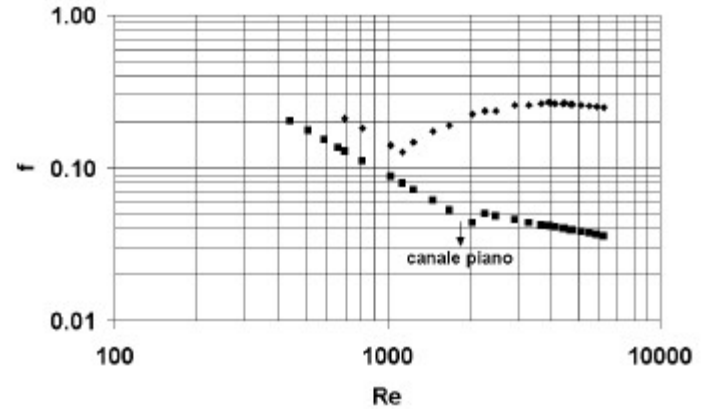


Figura 9. Andamento del coefficiente di perdita di carico in funzione del numero di Reynolds nel canale ondulado e, per confronto, in quello piano.

Reynolds misurati nel canale ondulado indagato e, per confronto, quelli precedentemente ottenuti in un canale piano a sezione rettangolare di pari larghezza ma di 15 mm di altezza. In regime laminare, questo coefficiente risulta maggiore del 60% circa di quello del canale piano. L'inizio del regime di transizione sembrerebbe avvenire per un valore del numero di Reynolds leggermente minore di quello indicato dalle misure termiche sull'intero canale. In regime di transizione il coefficiente di perdita di carico aumenta notevolmente; in regime turbolento, questa crescita si arresta e il coefficiente sembra raggiungere un valore asintotico di 0.25 che corrisponde a un incremento del 700% rispetto al canale piano per $Re = 6300$.

CONCLUSIONI

Si è analizzata sperimentalmente la convenzione forzata di un flusso d'aria all'interno di un canale ondulado a sezione rettangolare, dove l'incremento dello scambio termico è principalmente connesso alla deflessione periodica delle linee di flusso. Dalle misure di scambio termico sull'intero canale si è trovato che il flusso è laminare per $Re < 1370$. In questo regime il numero di Nusselt medio sul canale risulta indipendente dal numero di Reynolds come avviene nel canale piano, ma rispetto a questo presenta un valore più alto del 67% circa. Anche se l'incremento medio è contenuto, le misure termiche locali hanno mostrato tuttavia un'alterazione notevole della distribuzione del coefficiente di scambio termico rispetto al canale piano. A fronte di questo miglioramento delle caratteristiche di scambio termico, si ha però un peggioramento del 60% circa del coefficiente di caduta di pressione.

Per $Re = 1370$ inizia il regime di transizione in anticipo, quindi, rispetto al canale piano. Questo evento è ben segnalato da un minimo nell'andamento della temperatura adimensionale in funzione del numero di Reynolds, e da un brusco cambiamento nella dipendenza del Nusselt medio da Reynolds (assumendo una dipendenza esponenziale, l'esponente passa da zero a 1.43). L'andamento del coefficiente perdita di carico in funzione del numero

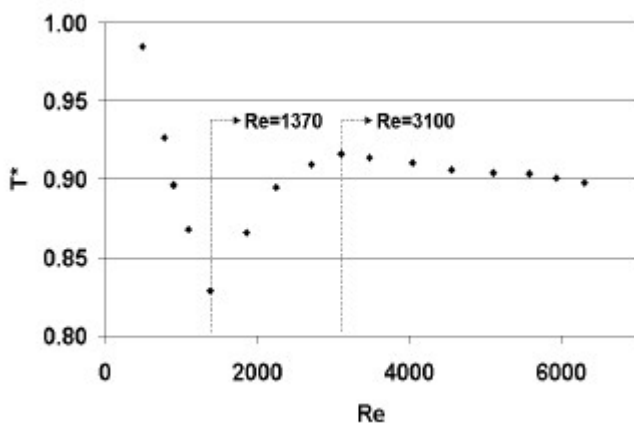


Figura 8. Andamento della temperatura adimensionale in funzione del numero di Reynolds.

di Reynolds, invece, sembrerebbe indicare un valore di Reynolds un po' inferiore per l'inizio del regime di transizione. In questo regime si ha un forte incremento dei coefficienti di scambio termico medio e di perdita di carico rispetto al canale piano. Infine per $Re \geq 3100$, il regime di flusso diviene pienamente turbolento: la crescita del Nusselt medio con Reynolds si attenua e l'esponente si porta al valore caratteristico del canale piano, mentre il coefficiente di perdita di carico sembra tendere al valore asintotico di 0.250. Questo significa che, all'estremo superiore dell'intervallo indagato del numero di Reynolds ($Re=6300$), il canale ondulato presenta un fattore d'incremento pari a 4 e un fattore di penalizzazione di 7.

RINGRAZIAMENTI

Gli autori desiderano ringraziare l'ing. Andrea Lucchini per aver collaborato alla complessa messa a punto dell'apparato sperimentale. Questo lavoro è stato svolto con fondi del cofinanziamento 2002 del MIUR.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

1. Fiebig, M., "Vortices: tools to influence heat transfer. Recent developments", Proc. 2nd European Thermal Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference, vol. 1 pp. 41-56, Rome, June 1996.
2. Webb, R.L., *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons, cap. 9, pp. 228-284, 1994.
3. Kays, W.M., *Compact Heat Exchangers*, AGARD Lecture Ser. No. 57 on Heat Exchangers, ed. Ginoux, AGARD-LS-57-72, Jan. 1972.
4. Joshi, H.M., Webb, R.L., Prediction of heat transfer and friction in the offset strip fin array, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, No. 1, pp. 69-84, 1987.
5. Wieting, A.R., Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset fin heat exchangers, *J. Heat Transfer*, Vol. 97, pp. 488-490, 1975.
6. Davenport, C.J., Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin, *Heat transfer-Seattle 1983*, AIChE Symp. Ser., No. 225, Vol. 79, pp. 19-27, 1984.
7. Goldstein, L.J., Sparrow, E.M., Heat/mass transfer characteristics for flow in a corrugated wall channel, *J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 187-195, 1977.
8. Ali, M.M., Ramadhyani, S., Experiments on convective heat transfer in corrugated channels, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 175-193, 1992.
9. Vest, C.M., *Holographic interferometry*, John Wiley & Sons, 1979.
10. Hariharan, P., *Optical Holography: principles, techniques, and application*, Cambridge University Press, 1995.
11. Shah, R. K., London, A.L., *Laminar flow forced convection in ducts*, Academic Press (1978).