

CONVEZIONE FORZATA IN CANALI CON DIVERSE SUPERFICI CORRUGATE

A. Curotti A. Muzzio A. Niro

Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano
piazza Leonardo da Vinci 32, 20133 Milano, Italia

SOMMARIO

In questo lavoro, si presentano i risultati sperimentali sulla visualizzazione di linee di corrente e campi termici, e sulla misura dei coefficienti convettivi, locali e medi, e delle cadute di pressione di un flusso di aria in convezione forzata, per numeri di Reynolds compresi tra 500 e 7000, all'interno di canali rettangolari con tre diverse superfici corrugate. Il primo canale ha rilievi trasversali, di forma triangolare, intervallati da tratti piani sulle superfici superiore e inferiore, disposti in modo sfalsato; gli altri due canali hanno cave trasversali a sezione rettangolare sulla superficie inferiore, con rapporti lunghezza-profondità, rispettivamente, di 2:1 e 1:1. I campi di velocità e di temperatura sono misurati, non intrusivamente, mediante velocimetria laser Doppler e interferometria olografica. Nel canale di primo tipo, l'incremento di scambio termico rispetto al canale piano è di circa il 20% in regime laminare, ma cresce rapidamente con il numero di Reynolds a fronte però di elevate perdite di carico. I due canali con cave hanno prestazioni termiche praticamente coincidenti in regime laminare, con un incremento fino al 30% rispetto al canale piano ma con pari perdite di carico; nel canale a cave quadrate però il regime di transizione si estende fino a $Re \approx 4000$.

1. INTRODUZIONE

La convezione forzata di aria all'interno di canali rettangolari è una situazione che si presenta in diversi dispositivi, come scambiatori compatti, convertitori catalitici e apparecchiature elettroniche che contengano pacchi di schede. Per effetto delle piccole sezioni di passaggio e della velocità dell'aria relativamente bassa, i flussi risultano laminari o debolmente turbolenti e pertanto caratterizzati da modesti coefficienti convettivi. Per incrementare le capacità di scambio termico vengono largamente utilizzate le superfici corrugate, perché sono una soluzione semplice ed economica. Le corrugazioni non variano apprezzabilmente l'area della superficie di scambio ma modificano notevolmente la fluidodinamica. Numerosi sono gli effetti che possono aumentare lo scambio termico, tuttavia quelli più usati sono la deflessione periodica delle linee di flusso, il risviluppo ciclico dello strato limite e la destabilizzazione del flusso. 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. Naturalmente, forma e dimensioni delle corrugazioni cambiano a seconda dell'effetto usato e questo spiega sia la grande varietà di geometrie proposte che l'elevato numero di studi a riguardo. Per esempio, Webb in [1] e Fiebig in [2] cita oltre 70 lavori. Tuttavia, la molteplicità e complessità dei fenomeni, specie di

quelli connessi alla destabilizzazione del flusso e allo sviluppo della turbolenza, sono tali da non permettere ancora una predizione corretta dei coefficienti convettivi e delle perdite di carico in tutte le situazioni.

In questo lavoro, si presentano i risultati sperimentali sulla visualizzazione di linee di corrente e campi termici, e sulla misura dei coefficienti convettivi e delle cadute di pressione di flussi di aria in convezione forzata, per numeri di Reynolds compresi tra 500 e 7000, all'interno di canali rettangolari con tre diversi tipi di superfici corrugate. Il primo canale ha rilievi trasversali di forma triangolare disposti in modo da creare un passaggio ondulato e quindi l'incremento dello scambio termico è principalmente affidato al primo effetto cioè alla deflessione ciclica delle linee di flusso. Gli altri due canali hanno cave trasversali a sezione rettangolare, con due diversi rapporti lunghezza-profondità; in questo caso si punta a sfruttare gli altri due meccanismi di incremento e cioè il risviluppo periodico dello strato limite e la destabilizzazione del flusso. Relativamente a quest'ultimo effetto, bisogna tenere presente che nella cava si ha una zona di ricircolazione e che, normalmente, la superficie di separazione è stabile; tuttavia, per particolari valori del numero di Reynolds, come discusso da Sarohia in [3], questa superficie comincia a oscillare con regolarità a causa di una instabilità di Kelvin-Helmholtz. Patera e Mikic [4] hanno trovato, mediante simulazione numerica diretta, che queste oscillazioni generano delle onde, simili a quelle di Tolmienn-Schlichting, che si propagano nel canale incrementando lo scambio termico. Questo lavoro ha suscitato molto interesse, ma a tutt'oggi manca una soddisfacente verifica sperimentale.

2. MISURE SPERIMENTALI E RISULTATI

I dati che qui si presentano sono relativi alla convezione forzata all'interno di canali a sezione rettangolare con tre diverse superfici corrugate, schematicamente mostrate in fig. 1; tutti i canali, le cui caratteristiche geometriche sono riportate in tab. 1, hanno rilievi e incavi disposti trasversalmente alla direzione del flusso. Le proporzioni del canale di tipo B, inoltre, sono identiche a quelle del canale studiato da Patera e Mikic in [4], e cioè $L/b=3$, $b/a=2$ e $h/a=1.8$. I dati interferometrici sono ottenuti mantenendo le superfici inferiore e superiore del canale a temperatura uniforme, mentre le visualizzazioni, le misure di velocità e di cadute di pressione sono effettuate con le pareti del canale in condizioni omoterme col flusso d'aria, dal momento che le caratteristiche fluidodinamiche del flusso non sono praticamente influenzate dal gradiente termico. In tutti i casi, la temperatura dell'aria all'imbocco è di circa 20 °C.

La valutazione degli interferogrammi è stata effettuata in parte col metodo dei massimi e dei minimi e in parte con un metodo basato sulla modulazione attiva della fase che permette una accuratezza molto migliore. 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, in 20-30 punti lungo un passo del rilievo/cava. Il numero di Nusselt medio sul canale è riferito all'area complessiva della superficie riscaldata ed è calcolato sulla differenza media logaritmica tra la temperatura di parete e quella dell'aria all'ingresso e all'uscita della sezione di prova. La misura di quest'ultima grandezza viene effettuata in alternativa alle misure interferometriche. Infine, le misure di velocità sono state effettuate, mediante velocimetria la-

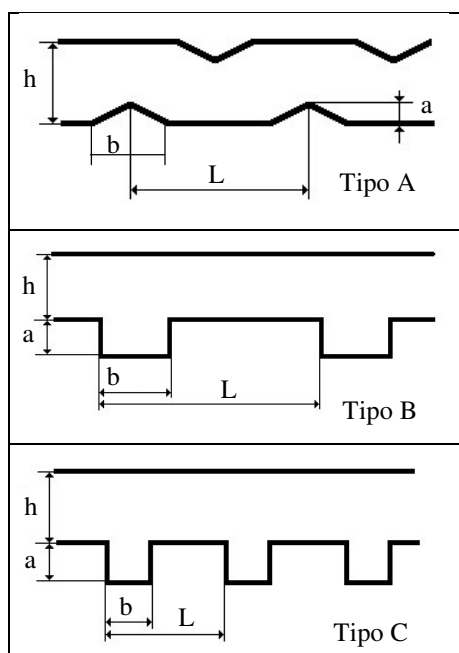


Figura 1. Tipi di canale

Tipo canale	A	B	C
Parametro			
h [mm]	15	18	15
a [mm]	3	10	10
b [mm]	20	20	10
L [mm]	30	60	30
Larghezza canale [mm]	200	200	200
Diametro idraulico [mm]	27.9	32.7	27.9
Altezza/larghezza canale	0.075	0.090	0.075
Numero rilievi/cave	25	13	26

Tabella 1. Caratteristiche geometriche dei canali

ser Doppler, su 5-7 traverse verticali di 13-20 punti ciascuna, distanti 5 o 10 mm l'una dall'altra in direzione longitudinale. Una descrizione dettagliata dell'apparato sperimentale e delle procedure sperimentali è riportata in [5].

3.1 Visualizzazione di linee di corrente e di campi termici

Nelle figure 2-4, sono mostrate le visualizzazioni delle linee di corrente accostate a quelle interferometriche, anche se non sono state riprese contemporaneamente, relative al canale di tipo A per numeri di Reynolds compresi tra 500 e 4000. In tutte le immagini il flusso va da destra a sinistra. Visualizzazioni e misure locali sono ottenute nella zona intorno al settimo rilievo della superficie inferiore, quindi a 215 mm dall'inizio della sezione di prova dove si è constatato che anche il regime termico è sviluppato. Gli interferogrammi sono relativi a una temperatura di parete di 50 °C; le frange di interferenza rappresentano approssimativamente delle linee isoterme, con una differenza di temperatura tra l'una e l'altra di circa 4 K. In fig. 2 sono riportate le immagini ottenute per numeri di Reynolds di 500, 750 e 1000. Come si vede dalle visualizzazioni, sul lato sottovento della corrugazione si forma una regione di ricircolo a cui corrisponde, negli interferogrammi, una zona dove le frange, e quindi le isoterme, tendono a distanziarsi. Le dimensioni della zona di ricircolo sembrano aumentare col crescere del numero di Reynolds.

Per $Re \geq 1250$, il flusso non è più rigorosamente stazionario, ma appare perturbato e pertanto per $Re=1750$ si sono mostrate in fig. 3 tre diverse coppie di immagini ritenute rappresentative del comportamento instazionario del flusso. Gli accostamenti delle visualizzazioni agli interferogrammi sono solo indicativi di situazioni simili, perché le immagini sono riprese in tempi differenti e il flusso è instazionario. Come si vede, i campi di velocità e di

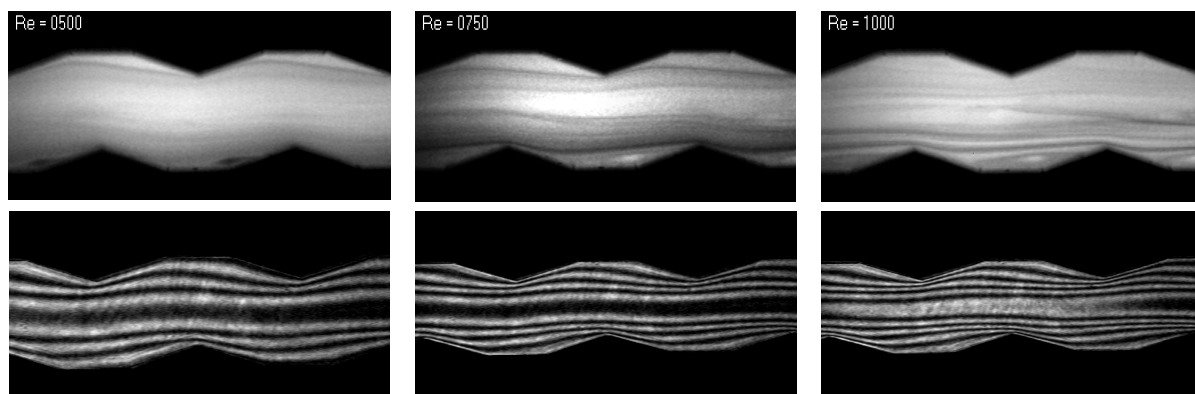


Figura 2. Visualizzazioni di linee di corrente e campi termici del flusso d'aria per $Re=500$, $Re=750$ e $Re=1000$ nel canale di tipo A. Il flusso va da destra a sinistra.

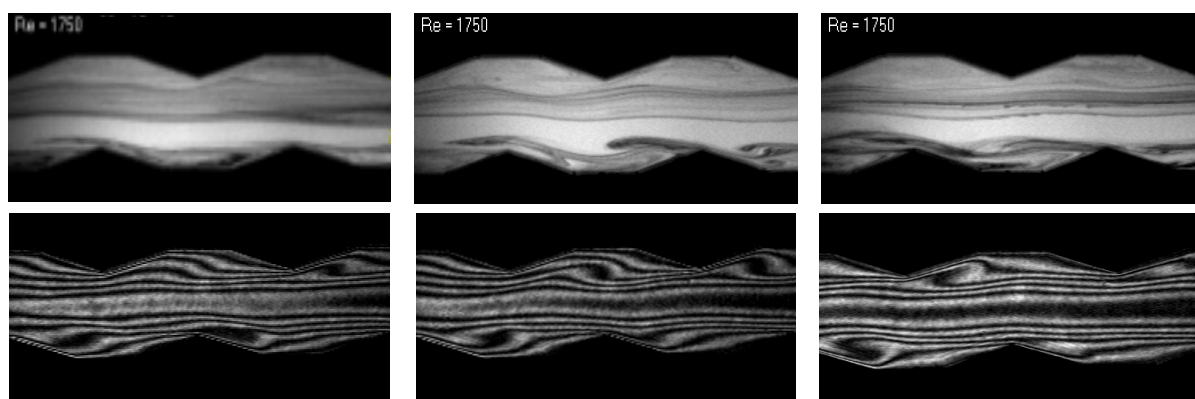


Figura 3. Visualizzazioni di linee di corrente e campi termici del flusso d'aria per $Re=1750$ nel canale di tipo A. Il flusso va da destra a sinistra.

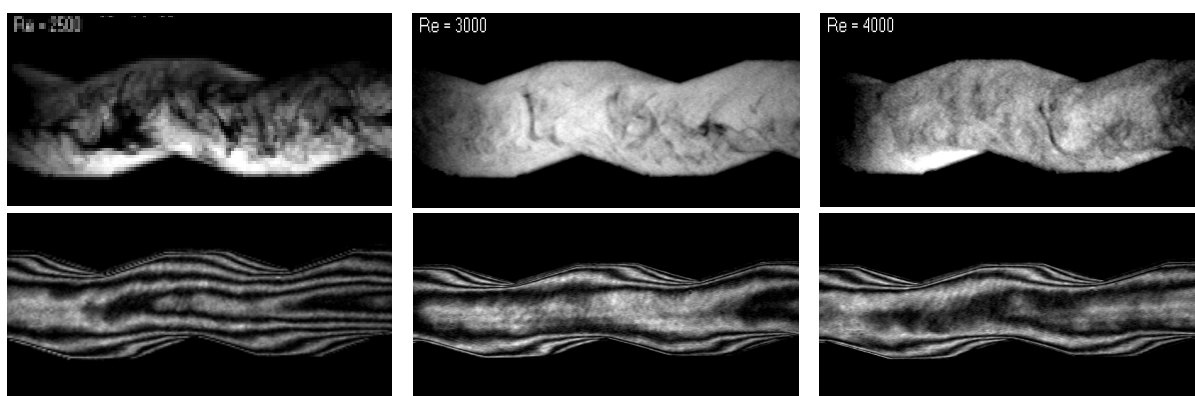


Figura 4. Visualizzazioni di linee di corrente e campi termici del flusso d'aria per $Re=2500$, $Re=3000$ e $Re=4000$ nel canale di tipo A. Il flusso va da destra a sinistra.

temperatura sono caratterizzati da strutture coerenti di rimescolamento, che molto probabilmente sono connesse alla formazione e distacco di vortici trasversali in corrispondenza delle regioni di scia delle corrugazioni. Quando non si ha distacco di questi vortici, i campi di velocità e di temperatura hanno un aspetto del tutto simile a quelli per $Re < 1250$, eccetto per la zona di ricircolo che tende a riempire la regione tra due corrugazioni. Da riprese cinematografiche veloci della visualizzazione del flusso, inoltre, sembrerebbe che parte del fluido ricircolante a ridosso del lato sopravento a volte venga strappata via dalla corrente; questo evento innescava la generazione di vortici trasversali secondari, che in parte vengono trasportati a valle; man mano però che la zona di ricircolo viene reintegrata, la formazione di vortici secondari si attenua fino a spegnersi. Queste strutture appaiono intermittentemente con frequenza casuale ma crescente col numero di Reynolds, come del resto anche le loro dimensioni, almeno fino a $Re \approx 2000$; in corrispondenza di tale valore, si manifestano ancora ma sono intercalate da un nuovo tipo di struttura di flusso. Infine, per $Re \approx 2000$ la zona di ricircolo è confinata in una piccola regione sul lato sottovento della corrugazione.

In fig. 4 sono riportate le immagini relative ai numeri di Reynolds di 2500, 3000 e 4000. Il flusso torna ad essere stazionario sul periodo di ripresa di un'immagine, per cui una sola coppia di immagini è sufficiente a rappresentarne il comportamento termofluidodinamico per ciascun numero di Reynolds. Le visualizzazioni mostrano come il flusso si avvia ad avere spiccate caratteristiche di turbolenza. Il tracciante risulta disperso attraverso tutto il canale, eccetto che nelle zone di ricircolo, che ora risultano confinate a valle delle corrugazioni con dimensioni decrescenti col numero di Reynolds. Le frange di interferenza indicano che la regione centrale del canale è pressoché isoterma, inoltre risultano tutte quasi stazionarie eccetto quella centrale che si muove serpeggiando leggermente.

La fig. 5 mostra, invece visualizzazioni e interferogrammi, ripresi non contemporaneamente, nel canale di Tipo B per numeri di Reynolds di 1500, 2500 e 4000. Le immagini sono ottenute nella zona intorno alla sesta cava dove, anche in questo caso, il regime termico è sviluppato; gli interferogrammi sono relativi a una temperatura di parete di $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ per $Re < 1500$ e di $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ per valori superiori; infine, la differenza di temperatura tra due frange è ancora circa

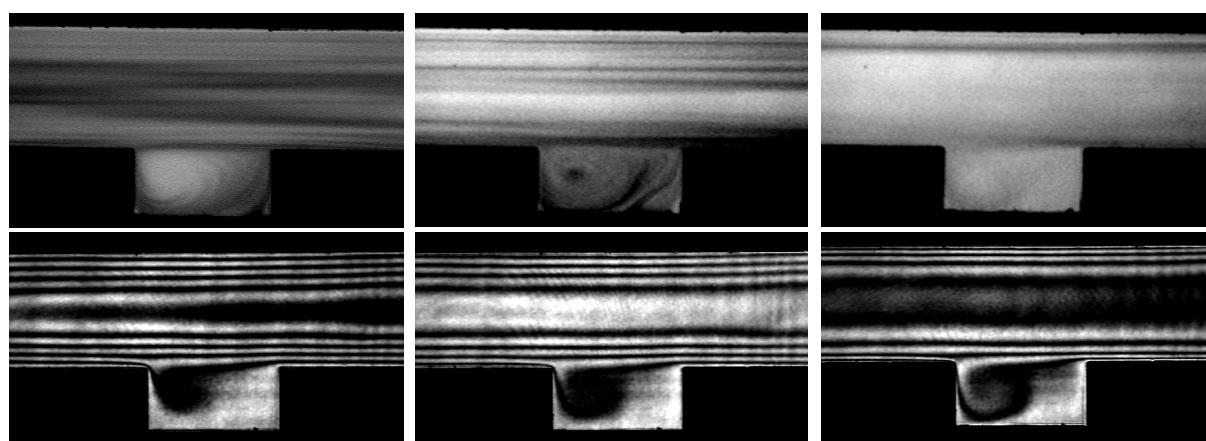


Figura 5. Visualizzazioni di linee di corrente e campi termici del flusso d'aria per $Re=1500$, $Re=2500$ e $Re=4000$ nel canale di tipo B. Il flusso va da destra a sinistra.

4 K. Per numeri di Reynolds fino a 1500 l'andamento delle linee di corrente rimane sostanzialmente stabile nel tempo; il flusso è separato e nella cava c'è una zona a lenta ricircolazione con il centro spostato verso l'angolo superiore sinistro della cava (nelle immagini, il flusso va sempre da destra a sinistra); infine, nell'angolo opposto, c'è una zona quasi di ristagno che tende a ingrandirsi al crescere del numero di Reynolds. Di conseguenza, la temperatura dell'aria nella cava è quasi uniforme e pari a quella delle pareti, come anche suggerito dall'andamento della frangia di interferenza.

La superficie di separazione sopra la cava appare molto stabile eccetto che in prossimità del bordo di sbocco dove avviene il riattacco dello strato limite. Questo punto, infatti, non è fisso ma si sposta casualmente tra la superficie a valle del bordo e la faccia verticale della cava stessa, determinando così una leggera fluttuazione della superficie di separazione. Peraltro, solo quando il riattacco avviene sulla superficie verticale della cava, si instaurano dei limitati scambi di massa tra flusso principale e zona di ricircolo per effetto della deviazione di una sua piccola parte verso l'interno della cava. La superficie di separazione ha mostrato un comportamento molto stabile anche in un intorno di $Re=1400$ che corrisponde al valore critico $Re^*=525$ trovato da Patera e Mikic in [4] (dove si usa una definizione del numero di Reynolds diversa da quella adottata qui, e cioè $Re^*=Uh/2v$ essendo U la velocità del flusso sull'asse di un canale piano a parità di portata in volume) per cui questa superficie in questo tipo di canale avrebbe dovuto, invece, oscillare con regolarità generando delle onde nelle linee di corrente. Anche le misure LDV non hanno evidenziato alcuna oscillazione periodica della velocità nel flusso principale all'interno del canale. Per $Re=2000$ (non mostrato) il flusso nel canale comincia ad avere caratteristiche di transizione verso la turbolenza. Per $Re=2500$ il miscelamento inizia ad essere tale da rendere difficile la visualizzazione delle linee di corrente; nella cava, inoltre, si forma un secondo vortice nella zona dove l'aria quasi ristagna. Aumentando ulteriormente il numero di Reynolds fino ad arrivare a 4000, la turbolenza nel canale si intensifica determinando una grande dispersione del tracciante; inoltre, crescono dimensioni e velocità del vortice secondario nella cava. Infine, la superficie di separazione sopra la cava appare perfettamente stabile anche per qualsiasi valore del numero di Reynolds tra 2000 e 4000. Un'ultima informazione qualitativa, che si deduce dal semplice conteggio delle frange, è che la temperatura di miscelamento adiabatico, che ha un andamento col numero di Reynolds simile a quello della temperatura sull'asse del canale, è funzione decrescente del numero di Reynolds fino a circa $Re=2500$, per poi divenire circa costante. Questo significa che il numero di Nusselt cresce in modo più che proporzionale col numero di Reynolds per $Re<2500$, mentre in modo lineare per valori maggiori. Infine, non si riportano visualizzazioni e interferogrammi per il canale di tipo C perché non evidenziano alcuna peculiarità fluidodinamica rispetto al canale di tipo B, eccetto che per il protrarsi del regime laminare fino a $Re\approx 4000$, aspetto che sarà preso in considerazione nella discussione delle caratteristiche di scambio termico medie.

3.2 Caratteristiche di scambio termico locali e medie

In fig. 6 sono riportati gli andamenti dei numeri di Nusselt locali in funzione della coordinata spaziale longitudinale nella zona intorno al settimo rilievo inferiore del canale di tipo A, per numeri di Reynolds di 500 e 1250. Nella figura sono mostrati i valori sia per la superficie in-

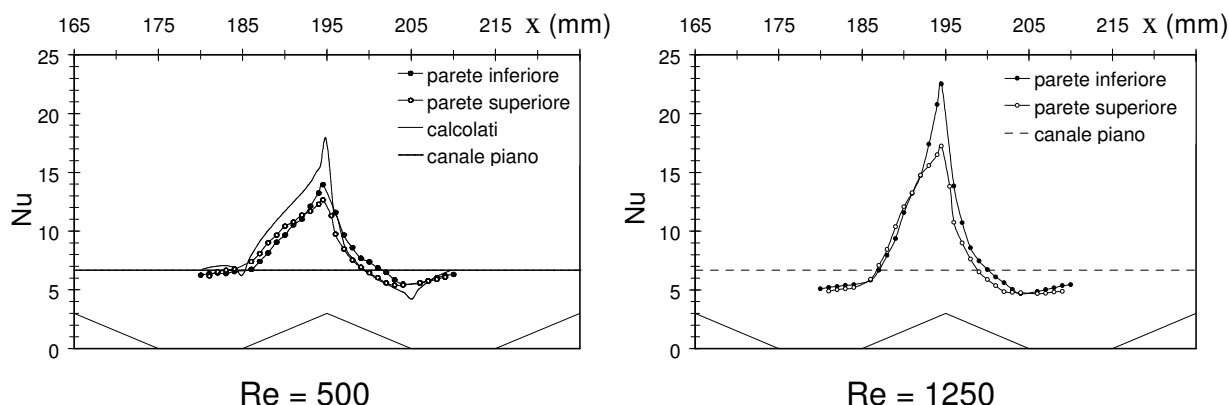


Figura 6. Andamenti in direzione longitudinale del numero di Nusselt locale nella zona intorno al settimo rilievo inferiore del canale di tipo A

feriore che per quella superiore, questi ultimi sono stati traslati di mezzo passo per agevolare il confronto tra punti omologhi; infine, si sono riportati anche l'andamento del numero di Nusselt calcolato numericamente mediante un codice commerciale agli elementi finiti e quello relativo al canale piano, che è costante e pari a 6.68, valore ottenuto interpolando i dati riportati in [6]. I risultati sperimentali mettono in evidenza un picco in corrispondenza dell'apice delle corrugazioni e una valle in corrispondenza delle cave. Più precisamente, i numeri di Nusselt cominciano a crescere pressappoco nel punto d'inizio della corrugazione a valle della cava, raggiungono il massimo all'apice, con valori fino a circa quattro volte più grandi di quelli nel canale piano, per poi crollare poco oltre. La differenza tra picco e valle aumenta con il numero di Reynolds ma il suo valore medio, come si vedrà, cresce poco rispetto al caso di canale piatto. La presenza di un'ampia porzione di ricircolo nelle cave rende conto del tratto a bassi numeri di Nusselt, inferiori addirittura a quelli del canale piano. Infine, è da notare come i valori sperimentali all'inizio e alla fine della porzione considerata, cioè a cavallo di un passo, si raccordino molto bene; ciò indica che il regime di scambio termico in questa regione è ormai sviluppato.

In fig. 7 sono riportati gli andamenti del numero di Nusselt lungo le superfici inferiore e superiore del canale di tipo B, nella zona intorno alla sesta cava, per numeri di Reynolds di 1000 e 2000. Come si vede, il numero di Nusselt per la superficie inferiore ha un picco in corrispondenza del bordo di sbocco della cava, dove lo strato limite ricomincia a svilupparsi, seguito da una rapida decrescita fino a raggiungere un valore pseudo-asintotico superiore però a quello che si avrebbe nel canale piano ($Nu=6.68$). Al crescere del numero di Reynolds aumenta il valore di picco e, seppure di molto poco, anche quello pseudo-asintotico. Non si sono riportati, invece, i valori del numero di Nusselt sul fondo della cava perché la disposizione delle frange usata nell'interferogramma, cioè all'infinito, ne rende molto incerta la determinazione. Dalla figura si vede anche che l'andamento del numero di Nusselt sulla superficie superiore praticamente non risente della presenza delle cave e, pertanto, risulta costante e circa pari a quello del canale piano. In figura si sono riportati anche gli andamenti dei valo-

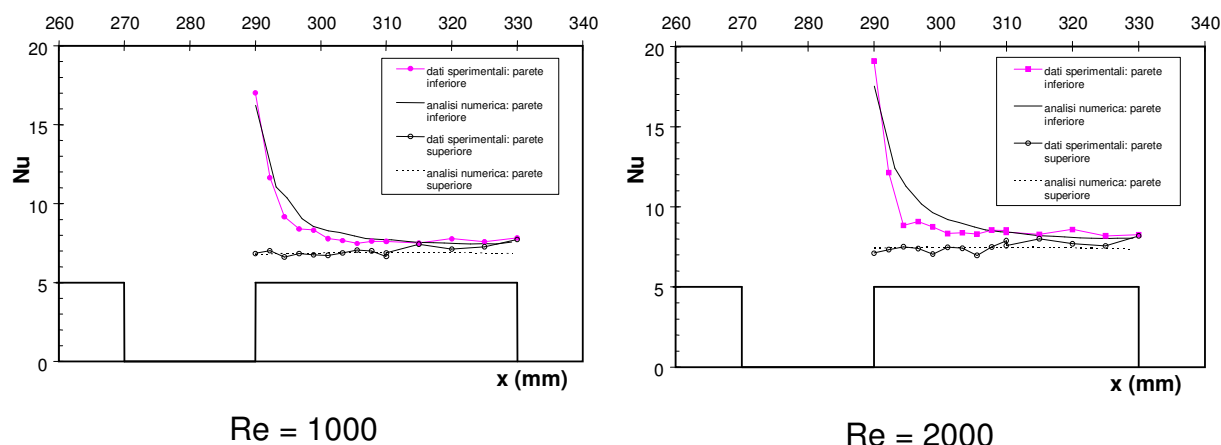


Figura 7. Andamenti in direzione longitudinale del numero di Nusselt locale lungo le superfici inferiore e superiore del canale di tipo B nella zona intorno alla sesta cava.

ri calcolati numericamente che, come si vede, sono in buon accordo con i risultati sperimentali. Infine, il valor medio del numero di Nusselt su questo tratto di canale è poco diverso da quello del canale piano: pesano sfavorevolmente la lunghezza sia della cava, che è una zona a scambio termico pressoché nullo, sia del tratto di superficie tra due cave dove il numero di Nusselt ha raggiunto il valore pseudo-asintotico. Proprio sulla base di queste ultime considerazioni, si è deciso di analizzare il canale di tipo C che è caratterizzato da un tratto piano tra una cava e l'altra di lunghezza dimezzata rispetto al canale di tipo B. Volendo mantenere inalterata la superficie complessiva dei tratti piani, si è dimezzata anche la lunghezza della cava per cui la sua sezione è divenuta quadrata, avendo lasciato inalterata la sua profondità. In fig. 8, sono mostrati gli andamenti del numero di Nusselt lungo le superfici inferiore e superiore di quest'ultimo tipo di canale, relativamente alla zona intorno alla tredicesima cava,

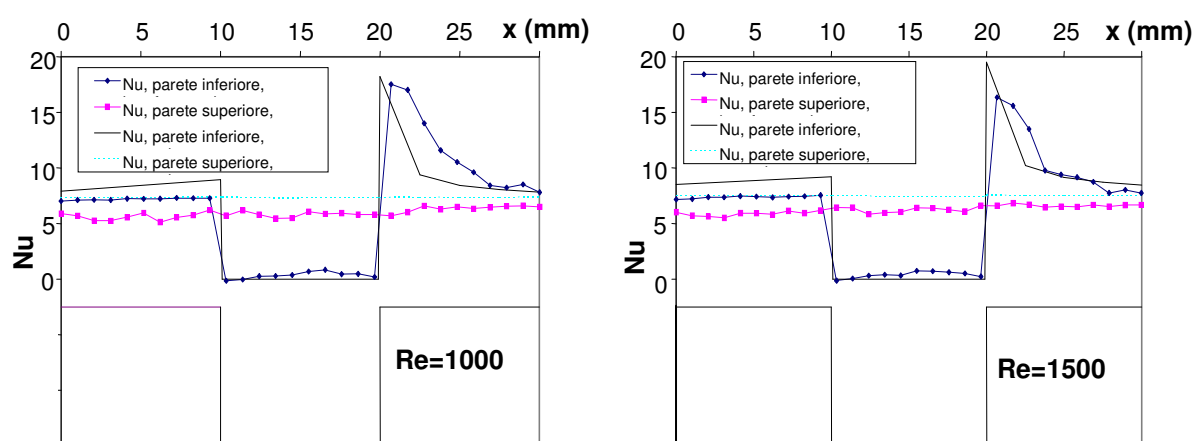


Figura 8. Andamenti in direzione longitudinale del numero di Nusselt locale lungo le superfici inferiore e superiore del canale di tipo C nella zona intorno alla tredicesima cava.

per per numeri di Reynolds di 1000 e 1500. Come si vede, questi andamenti sono simili a quelli ottenuti nel canale di tipo B. In particolare, il decremento del numero di Nusselt dal valore di picco a quello asintotico avviene su un tratto di lunghezza circa pari al caso precedente e, pertanto, diminuisce la lunghezza del tratto di superficie tra due cave a numero di Nusselt circa costante.

In fig. 9 sono riportati, invece, i valori sperimentali del numero di Nusselt medio sul canale in funzione del numero di Reynolds nelle tre configurazioni analizzate, mentre la fig. 10 mostra i corrispondenti andamenti del fattore di attrito. Per confronto, si sono riportati anche gli andamenti del numero di Nusselt calcolato (con le correlazioni di Shah e London per flusso laminare e di Hausen per $Re > 2300$ riportate in [6]) e del fattore di attrito misurato per un canale piano di 15 mm di altezza. Come si vede dalle figg. 9 e 10, i canali di tipo B e C hanno prestazioni simili tra loro, ma nettamente diverse da quelle del canale di tipo A. Relativamente a quest'ultimo canale, per $Re < 1250$ il numero di Nusselt medio si mantiene pressappoco con stante e maggiore di quello del canale piano di circa il 20%. Se ne deduce che le corrugazioni alterano sensibilmente la distribuzione locale del coefficiente di scambio termico ma non cambiano apprezzabilmente quello medio; infatti, la deflessione delle linee di flusso è modesta e non si innesca nessun meccanismo di destabilizzazione. Diversamente, per $Re > 1250$ il flusso diviene perturbato e il coefficiente di scambio termico medio comincia ad aumentare esponenzialmente col numero di Reynolds con un esponente di 1.4 circa fino a $Re \approx 3000$ e di 0.85 per valori maggiori; conseguentemente, il fattore di incremento di scambio termico rispetto al canale piano arriva quasi a 4 per $Re \approx 7000$. Questo notevole miglioramento delle prestazioni termiche è fortemente penalizzato dall'aumento delle perdite di ca-

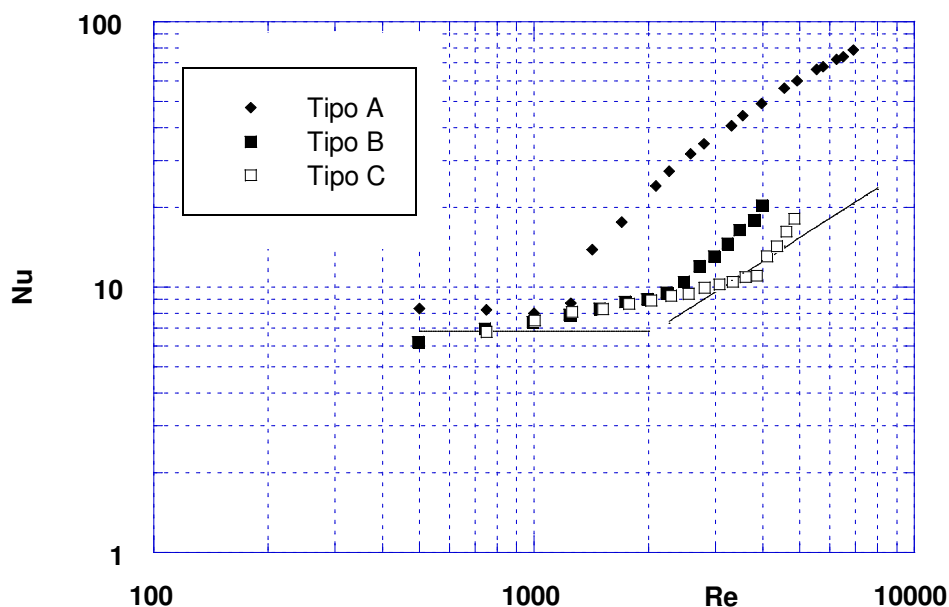


Figura 9. Andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds per i diversi tipi di canale e, per confronto, quelli calcolati

rico che arrivano fino a 10 volte quelle del canale piano; peraltro, questo aumento è sensibile (tra 1.5 e 3) anche per numeri di Reynolds tra 500 e 1250.

Per i canali di tipo B e C, gli andamenti del numero di Nusselt medio sono praticamente coincidenti per $Re < 2300$; pertanto, la riduzione del passo tra le cave, a parità di superficie complessiva compresa tra le cave, non sembra influenzare le caratteristiche di scambio termico globali nonostante la riduzione dei tratti a Nusselt locale costante. Inoltre, a differenza di quanto avviene nel canale piano, gli andamenti del numero di Nusselt sembrano mostrare una dipendenza esponenziale dal numero di Reynolds con un valore di esponente pari a circa 0.33. L'incremento del coefficiente di scambio termico rispetto al canale piano è nullo per $Re = 500$ ma sale fino a circa il 30% per $Re \approx 2300$. In corrispondenza di tale valore, l'andamento del numero di Nusselt per il canale di tipo B mostra un repentino cambio di pendenza con un notevole incremento dell'esponente del numero di Reynolds il cui valore passa a circa 1.33. Tale cambio di pendenza è connesso al passaggio dal regime laminare a quello turbolento e avviene per un valore del numero di Reynolds che è in accordo con i risultati delle visualizzazioni. Per il canale di tipo C, invece, il cambio di pendenza avviene per $Re \approx 4000$ confermando così l'estensione del regime laminare osservata nelle visualizzazioni. Dopo la transizione, il numero di Nusselt prende a crescere ancora in modo sostanzialmente analogo a quello nel canale B.

Infine, il fattore d'attrito per il canale di tipo B è pressoché uguale a quello del canale con superfici piane fino a $Re \approx 2500$ e poi inizia a crescere; per $Re = 5000$ l'incremento è maggiore del 40%. Anche per il canale di tipo C, il fattore d'attrito è circa uguale a quello del canale piano quando il flusso è laminare; ma poiché la transizione avviene per $Re \approx 4000$, per nu

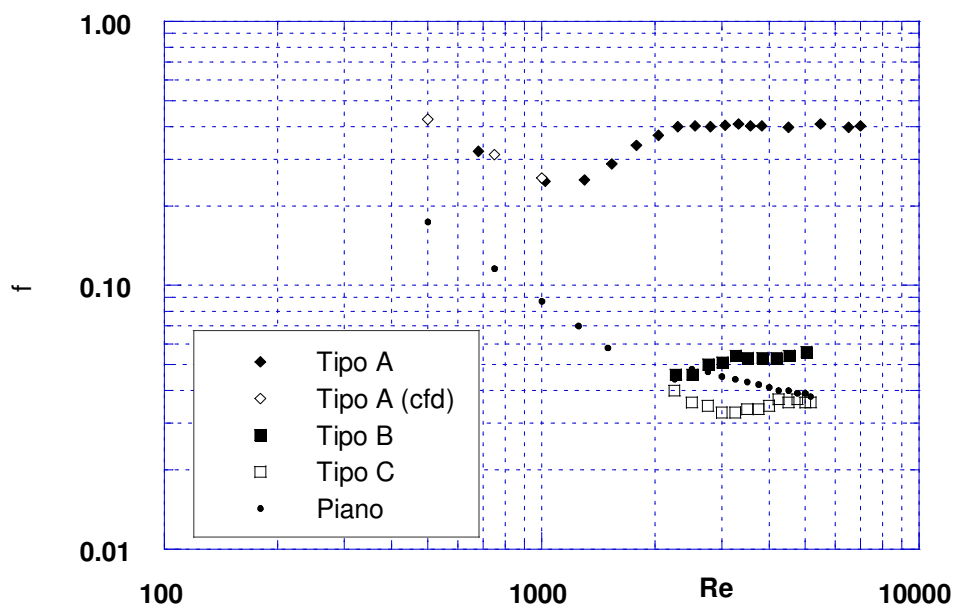


Figura 10. Andamento del fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds per i diversi tipi di canale e, per confronto, in un canale con superfici piane.

meri di Reynolds compresi tra 2000 e 5000 questo tipo di canale è caratterizzato da perdite di carico minori o al più uguali a quelle del canale piano.

3. CONCLUSIONI

Si è analizzato sperimentalmente la convezione forzata di flussi d'aria all'interno di canali a sezione rettangolare con tre diverse superfici corrugate: il canale di tipo A ha dei rilievi triangolari disposti in modo da creare un passaggio ondulato, per cui l'incremento dello scambio termico è connesso alla deflessione ciclica delle linee di flusso; gli altri due tipi hanno cave a sezione rettangolare o quadrata e si punta a sfruttare i meccanismi di incremento legati al sviluppo periodico dello strato limite e alla destabilizzazione del flusso.

Nel canale di tipo A, il flusso è laminare e perfettamente stazionario per $Re < 1250$; la presenza dei rilievi altera notevolmente la distribuzione locale dei coefficienti di scambio termico rispetto al canale piano, ma porta a un incremento modesto del coefficiente medio (il 20% circa) perché la geometria del canale non riesce a deflettere significativamente le linee di flusso. Per $Re > 1250$ il flusso comincia a destabilizzarsi e diviene pienamente turbolento per $Re > 3000$. La generazione di vortici trasversali, anche se in modo intermittente e casuale, determina una notevole crescita del fattore di incremento, che arriva circa a 4 per $Re = 7000$, ma a fronte di un forte aumento delle perdite di carico rispetto al canale piano (fino a circa 10 volte).

Nei canali di tipo B e C il flusso è normalmente separato con zone a lenta ricircolazione nelle cave. La superficie di separazione appare sempre molto stabile, anche nell'intorno di $Re = 1400$ che corrisponde al valore critico trovato da Patera e Mikic in [4], per un canale geometricamente uguale al canale B, per cui questa superficie avrebbe dovuto oscillare con regolarità generando delle onde nelle linee di flusso nel canale. I canali di tipo B e C hanno prestazioni termiche praticamente coincidenti tra loro per numeri di Reynolds compresi tra 500 e 2300, con un incremento dello scambio termico rispetto al canale piano che varia da 1 a 1.3. Per $Re \approx 2300$ nel canale di tipo B inizia il regime di transizione, mentre nel canale di tipo C la transizione si manifesta per $Re \approx 4000$. Di conseguenza, quest'ultimo tipo di canale, per numeri di Reynolds compresi tra 2000 e 5000, è caratterizzato da coefficienti di scambio convettivo e da perdite di carico minori di quelli del canale di tipo B ma sostanzialmente confrontabili con quelle del canale piano.

RINGRAZIAMENTI

Gli autori desiderano ringraziare il sig. Mario Corso del Politecnico di Milano per la sua insostituibile assistenza tecnica all'apparato sperimentale, e gli ingg. F. Donarini, M. Del Bianco e P. Presa per aver collaborato alle misure. Questo lavoro è stato svolto con fondi Cofinanziamento MURST al Politecnico di Milano.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Webb, R., *Principels of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons, cap. 9 pag. 228-284, 1994
- [2] Fiebig, M., “Vortices: tools to influence heat transfer. Recent developments”. *Proc. 2nd European Thermal Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference*, vol. 1 pagg. 41-56, Rome, June 1996.
- [3] Sarohia, V., “Experimental investigation of oscillations in flows over shallow cavities”. *AIAA Journal*, vol. 15, pag. 984-991 (1977).
- [4] Patera, A., Mikic, B., “Exploiting hydrodynamic instabilities. Resonant heat transfer”. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 29, pag. 1127-1138 (1986).
- [5] Curotti, A., Muzzio, A., Niro, A., “Risultati sperimentali sulla convezione forzata di aria in canali con cave trasversali”. *Atti del XVII Congresso Nazionale sulla Trasmissione del Calore*, Vol. I, pag. 217-228, Ferrara 30 giugno – 2 luglio 1999.
- [6] Shah, R. K., London, A.L., *Laminar flow forced convection in ducts*, Academic Press (1978).