

MISURA DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO CONVETTIVO MEDIANTE TERMOGRAFIA INFRAROSSA: I RISULTATI NEL CASO PROVA DELLA LASTRA PIANA.

C. La Briola, L. Colombo, A. Niro

Politecnico di Milano – Dipartimento di Energetica
P.za Leonardo da Vinci 32, 20133 Milano
Email: alfonso.niro@polimi.it

ABSTRACT

In questo lavoro, si presentano i risultati sperimentali sulla misura del coefficiente di scambio termico mediante termografia infrarossa in regime stazionario in un caso prova: la convezione forzata su una lastra piana non sottile riscaldata elettricamente. Poiché la diffusione termica nel piano della lastra non è trascurabile, per determinare la distribuzione del coefficiente convettivo, si deve ricostruire anche il campo di flusso termico; a causa del rumore presente nelle misure termografiche, questa ricostruzione può essere effettuata solo dopo operazioni di filtraggio. Nel presente lavoro vengono presentate e discusse le tecniche di analisi adottate. I dati presentati sono ottenuti per velocità dell'aria compresa tra 2 e 12 m/s, cioè per numeri di Reynolds relativi alla lunghezza della lastra compresi tra 31000 e 155000, e per flussi termici tra 600 e 800 W/m², mentre la temperatura media della lastra varia tra 30 e 60 °C ma con un'escursione massima tra 2 e 3 K. Le distribuzioni misurate del coefficiente convettivo sono state infine confrontate con quelle teoriche. Si è trovato che gli andamenti sono in buon accordo per Re=31000, mentre i valori a Re più alti risultano più elevati rispetto al caso laminare e prossimi a quelli turbolenti, probabilmente a causa di perturbazioni indesiderate del flusso.

INTRODUZIONE

La misura delle caratteristiche locali di scambio termico di flussi in convezione forzata su superfici di geometria complessa, come quelle che vengono usate negli scambiatori compatti a superfici estese o che si trovano nel raffreddamento di componenti elettronici, è di grande interesse ingegneristico sia per caratterizzare le prestazioni termiche di queste superfici, sia per ottimizzarne la loro configurazione geometrica.

Le tecniche termografiche, in particolare quella infrarossa, consentono di ricostruire l'intero campo di temperatura su di una superficie con buona precisione e risoluzione e quindi, se è nota la distribuzione di flusso termico, è possibile determinare il coefficiente di scambio termico in ogni suo punto. Tuttavia a volte, come nel caso del raffreddamento di componenti elettronici, la distribuzione del flusso termico non è nota esattamente sulla superficie interessata dalla convezione ma a una certa distanza da questa, per cui la diffusione termica all'interno della parete può non essere trascurabile. Ne consegue che in queste situazioni, per avere misure precise delle caratteristiche di scambio termico, si deve ricostruire non solo la distribuzione del coefficiente convettivo ma anche quella del flusso termico sulla base del campo di temperatura.

Negli ultimi dieci anni, il problema della determinazione delle caratteristiche di scambio termico in convezione sulla base di misure termografiche è stato oggetto di molti lavori [1-4] e numerose sono le tecniche di analisi proposte, ma non esiste ancora una procedura davvero consolidata. In questo lavoro, si presentano i risultati sperimentali, con le relative tecniche di analisi, della misura del coefficiente di scambio termico mediante termografia infrarossa in regime stazionario in un caso prova: la convezione forzata su una lastra piana non sottile riscaldata elettricamente.

ANALISI DEL PROBLEMA TERMICO

Si consideri una lastra piana e si supponga che su di una faccia vi sia scambio di calore per convezione e per irraggiamento, siano q_c e q_r i rispettivi flussi termici, mentre sull'altra vi sia un flusso termico q_0 . Riferendo la faccia della lastra al piano x - y , da un bilancio di energia su di un volume con le basi di area infinitesima $dxdy$ poste sulle facce della lastra, e di altezza finita e pari allo spessore s della lastra, per il caso stazionario si ha

$$q_0 dxdy = (q_c + q_r) + \int_{z=0}^{z=s} \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dy dz + \int_{z=0}^{z=s} \left(\frac{\partial q_y}{\partial y} dy \right) dx dz \quad (1)$$

Se il materiale della lastra è omogeneo e isotropo, e se le variazioni della sua conduttività termica k_s con la temperatura sono trascurabili, l'Eq. (1) diviene

$$q_c = q_0 - q_{rad} + k_s \int_{z=0}^{z=s} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) dz \quad (2)$$

Inoltre, se le variazioni di temperatura lungo z sono trascurabili cioè se $T(x,y,z) \approx T(x,y)$, anche le componenti del Laplaciano della temperatura non dipendono praticamente da z e l'Eq. (2) si semplifica ulteriormente

$$q_c = q_0 - q_r + k_s s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Essendo $q_c = h(T_s - T_a)$, dove h è il coefficiente di scambio termico convettivo, T_s la temperatura della superficie della lastra per cui, per le ipotesi fatte, è $T_s = T(x, y, z=s) \approx T(x, y)$, e T_a la temperatura di corrente indisturbata dell'aria, sostituendo questa relazione nell'Eq. (3) e risolvendo rispetto a h infine si ottiene

$$h = \left[q_0 - q_r + k_s s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \right] (T - T_a)^{-1} \quad (4)$$

Poiché anche il flusso radiativo q_r dipende dalla temperatura della lastra esposta alla corrente oltre che, naturalmente, dalle temperature delle pareti circostanti, l'Eq. (4) mostra come il coefficiente convettivo possa essere determinato dalla conoscenza del flusso termico q_0 e del campo di temperatura T sulla lastra supponendo note tutte le altre quantità.

Ai fini della determinazione sperimentale di h , a volte può essere conveniente cercare di minimizzare il termine radiativo e ancor più quello di conduzione in direzione x - y , ma naturalmente questo non sempre è compatibile con le condizioni di misura o di prova prescelte. Nel caso presente, il termine radiativo è piccolo ma non trascurabile, e la conduzione in direzione x - y gioca un ruolo importante, dal momento che la lastra è stata scelta di spessore non piccolo; di conseguenza è necessario calcolare il laplaciano del campo misurato di temperatura. Questa operazione non è semplice a causa del rumore presente nelle misure termografiche: da punto a punto la temperatura subisce rapide, anche se non grandi, fluttuazioni che di fatto impediscono di valutare il laplaciano a meno di non adottare delle adeguate procedure di filtraggio. Un modo diverso di procedere, che in realtà è solo un altro modo di effettuare il filtraggio, è di approssimare il coefficiente h con una forma funzionale $\tilde{h}(x, y; a_1, \dots, a_n)$ nota, come per esempio una legge di potenza o un polinomio, ma di cui non si conoscano le costanti ($a_1, \dots, a_n$). In questo modo la funzione incognita nell'Eq. (4), che conviene riscrivere nella forma

$$k_s s \nabla^2 T - \tilde{h}(x, y; a_1, \dots, a_n) (T - T_a) - \tilde{q}_r(T, T_a) + q_0 = 0 \quad (4')$$

non è più il coefficiente convettivo ma la distribuzione di temperatura che però, a sua volta, dipenderà dai valori delle costanti ($a_1, \dots, a_n$). Questi valori, tuttavia, possono essere facilmente determinati facendo convergere, per esempio nel senso dei minimi quadrati, la distribuzione di temperatura calcolata a quella sperimentale. Una volta note le costanti, resta completamente determinato anche l'andamento del coefficiente convettivo. Nel presente lavoro si è determinato il coefficiente h con entrambi i metodi.

APPARATO SPERIMENTALE E MISURE

La lastra è realizzata in alluminio, è lunga 200 mm, larga 150 mm e spessa 3 mm. Sulla faccia investita dalla corrente è stato applicato uno strato sottile e omogeneo di vernice opaca nera, mentre sulla faccia opposta è incollato un riscaldatore elettrico a foglio, con supporto in gomma siliconica, delle stesse dimensioni della lastra e con uno spessore di 0.7 mm circa. Il riscaldatore è alimentato in corrente continua a bassa tensione (massimo 12 V) tramite un alimentatore HP E3640A, ed è in grado di erogare una potenza massima di 30 W a cui corrisponde un flusso termico di 1000 W/m². Per minimizzare la potenza termica dissipata dalla faccia del riscaldatore non a contatto con la lastra di alluminio, il retro del riscaldatore è

ricoperto da uno strato di sughero spesso 18 mm. Sul sughero, infine, è montata una lastra di 1 mm di alluminio che garantisce rigidità meccanica alla struttura: le due lastre di alluminio, infatti, sono serrate tra loro da quattro viti in teflon poste negli angoli. Per minimizzare le dispersioni radiative dalla lastra posteriore di alluminio, questa non è stata verniciata ed è quindi semilucida. Tra riscaldatore e sughero, e tra questo e la lastra posteriore di alluminio sono collocate, in cave ricavate nel sughero stesso, due microtermocoppie corazzate di tipo K da 0.25 mm di diametro con la punta posizionata in corrispondenza rispettivamente del centro della lastra per la faccia posteriore, e sulla mezzeria a un centimetro dal bordo di uscita per quella anteriore.

La sezione di prova è posta in una galleria del vento, allineata alla sua mezzeria e col lato lungo in direzione della corrente. Poiché lo spessore complessivo della la sezione di prova è di circa 23 mm, sia per regolarizzare il flusso d'aria sia per minimizzare le dispersioni termiche dai suoi bordi, questa è stata contornata da una cornice in masonite larga 120 mm sul bordo anteriore e 75 mm sugli altri; la cornice ha un bordo arrotondato, raggio di curvatura di circa 1 mm, e si raccorda con la faccia posteriore della sezione di prova con un angolo di 20° circa. Infine, si è posta molta cura nell'allineare la cornice alla faccia della lastra in misura, e nel rendere la superficie la più regolare possibile sigillando tutti i giunti.

La galleria del vento è di tipo chiuso con rapporto di contrazione 6:1; la corrente è caratterizzata da intensità di turbolenza minore dell'1%, e la sua velocità può essere variata tra 1 e 20 m/s in modo fine (risoluzione di 4 cm/s) grazie al controllo del ventilatore tramite *inverter*. La camera di prova ha sezione quadrata di 30 cm per 30 cm, è lunga 80 cm e ha pareti in plexiglass (quella di fronte alla superficie riscaldata è provvista di un'apertura, di dimensioni circa pari a quella della lastra stessa, per l'accesso ottico dal momento che il plexiglass non è trasparente all'infrarosso). Durante le riprese termografiche, la camera di prova e il percorso ottico tra finestra e termocamera sono completamente schermate.

Per le riprese termografiche viene usata la termocamera Raytheon Radiance HS con sensore in *InSb* del tipo *Focal Plane Array* (FPA); permette l'acquisizione di 140 immagini al secondo alla piena risoluzione di 256 x 256 *pixel*, e la sua sensibilità è di 25 mK. La termocamera viene calibrata mediante un corpo nero puntuale con precisione di 0.1 K. La potenza elettrica dissipata dal riscaldatore viene ricavata misurando la tensione ai capi del riscaldatore stesso e di una resistenza calibrata di 2 mΩ, mediante un multimetro Agilent 34970A a 6.5 digit, con una precisione di circa 0.1 W. La misura di velocità della corrente d'aria viene effettuata con un anemometro a filo caldo della Dantec, calibrato in un apposito tunnel disponibile presso il Dipartimento di Energetica; la precisione relativa di misura è del 3% circa. La temperatura della corrente d'aria viene misurata con una termocoppia posta a monte della sezione di prova nella parte di corrente che presumibilmente fluirà sulla faccia posteriore della sezione di prova. Tutte, le termocoppie sono state tarate insieme alla catena di misura; la precisione è di circa 0.15 K.

ELABORAZIONE DEI DATI

Preliminarmente alle misure, si sono effettuate delle prove a galleria spenta per verificare l'uniformità del campo di temperatura della lastra a diversi valori di potenza, e si è trovato che sistematicamente alcune zone apparivano più calde di altre con differenze di temperatura comprese tra 0.4 e 1.4 K a seconda della potenza dissipata. Si sono allora ripetute le

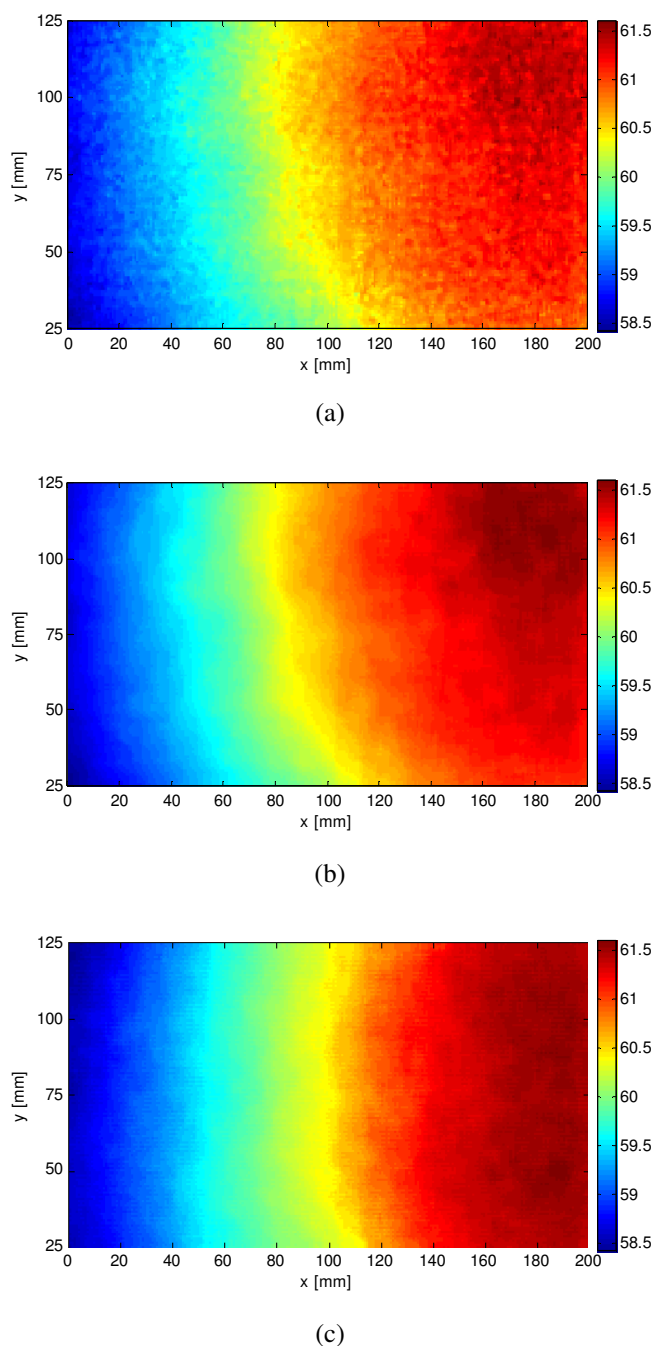


Figura 1. Immagini termografiche: sequenza di elaborazione.

prove dopo avere ruotato la sezione di 180° intorno all'asse per il centro della superficie riscaldata, e si è visto che le distribuzioni di temperatura si riproducevano sostanzialmente ruotate dello stesso angolo; pertanto, si è ritenuto che queste disuniformità fossero dovute a disomogeneità del flusso termico, e forse anche dell'emissività, piuttosto che a effetti di convezione naturale. Poiché questi scarti di temperatura hanno natura sistematica e sono comunque abbastanza piccoli, si è messo a punto una procedura di correzione, descritta più avanti, basata sull'acquisizione a galleria spenta di alcune distribuzioni di temperatura della superficie riscaldata caratterizzate da diversi valori di temperatura media.

Nonostante le diverse precauzioni prese per minimizzare le dispersioni termiche dalla sezione di prova, si è proceduto alla misura della potenza dissipata utilizzando, al termine delle prove, la seguente procedura. Sulla faccia anteriore della sezione di prova è stata montato uno strato di isolante termico,

spesso 30 mm, in grado di ricoprire interamente sia la lastra di alluminio che l'intera cornice, ponendo sempre molta cura nel sigillare ogni fessura; quindi, agli stessi valori di velocità già provati, si è proceduto a misurare i valori di potenza che portavano ad avere all'incirca gli stessi valori di temperatura, rilevati dalle termocoppie, sia della faccia posteriore che di quella anteriore. La potenza dissipata decresce all'aumentare della velocità dell'aria, perché diminuisce la temperatura della faccia riscaldata, e passa da circa 9.3 a 4.1 W per velocità dell'aria che vanno da 2.3 a 11.6 m/s; questi valori sono affetti da un errore ovviamente maggiore di quello con cui si misura la potenza elettrica, quantificabile nel 10% circa del valore rilevato. E' utile ricordare che, effettuando le misure a potenza costante del riscaldatore, queste differenze nelle dispersioni termiche portano a valori di flusso termico medio diversi per i vari casi.

La superficie riscaldata viene ripresa dalla termocamera in modo che l'immagine raccolta dal sensore sia la più ampia possibile; tuttavia, poiché il sensore è di forma quadrata mentre la lastra è rettangolare, e tenendo presente che si deve inquadrare un campo leggermente più ampio della lastra in modo da essere certi di non tagliarne i bordi, l'immagine della lastra è formata da una matrice di 240 per 180 *pixel*. Di fatto, la parte di immagine usata per le elaborazioni è più piccola, cioè di 240 per 120 *pixel*, perché si taglia sia dalla parte superiore che da quella inferiore una fascia di 30 *pixel* di altezza, corrispondenti a 25 mm, per eliminare i disturbi creati dai bordi della lastra e dalle viti di assemblaggio.

Le termografie sono affette da una serie di disturbi, indicati genericamente col termine di rumore, per cui non è possibile ricavarne informazioni quantitative ragionevolmente precise se non si applicano preliminarmente delle procedure di filtraggio [5]. Naturalmente, queste operazioni richiedono grande cautela perché oltre al rumore si attenua, e distorce, anche il segnale. Le tecniche di filtraggio dipendono dal tipo di rumore che, come noto, può essere additivo o non additivo.

Del primo tipo sono tutti quei disturbi che non dipendono dal segnale, cioè dalla grandezza rilevata, ma dal rilevatore e pertanto vanno ad aggiungersi al segnale stesso. Di questo tipo è il cosiddetto rumore *pepper-and-salt* dovuto ai *crazy-pixel*, cioè ai *pixel* che forniscono valori fortemente e ingiustificatamente diversi da quelli vicini. Pure additivo è il rumore termico, o rumore bianco, legato all'elettronica dei dispositivi ad accoppiamento di carica (CCD), anche se è notevolmente ridotto nei dispositivi di ultima generazione, specie se raffreddati a bassa temperatura come nel caso della termocamera qui utilizzata. Di tipo non additivo invece sono i disturbi intrinseci alla grandezza rilevata, come quelli dovuti alla disuniformità del riscaldatore o dell'emissività della superficie riscaldata precedentemente visti. Per la determinazione del campo di temperatura si è allora messo a punto, dopo una lunga serie di prove, una procedura di filtraggio delle termografie che consiste nella seguente serie di operazioni.

Raggiunto lo stato stazionario, si acquisisce una sequenza di 30 immagini e se ne fa la media *pixel a pixel*. Il numero di immagini da acquisire è stato scelto riprendendo sequenze molto lunghe (500 immagini) della lastra in condizione di equilibrio con l'ambiente, e andando a osservare l'andamento della temperatura media e della sua deviazione standard al crescere del numero N di immagini considerate. Si è trovato che la temperatura media rimane costante entro una banda di 0.02 K, mentre la deviazione standard scende dal valore iniziale di 0.04 K fino a un minimo di 0.01 K per N=300 per poi riprendere leggermente a crescere, dal che se ne deduce che il rumore non è puramente additivo. Sulla base di questi risultati, si è deciso di prendere N=30, valore per cui la deviazione

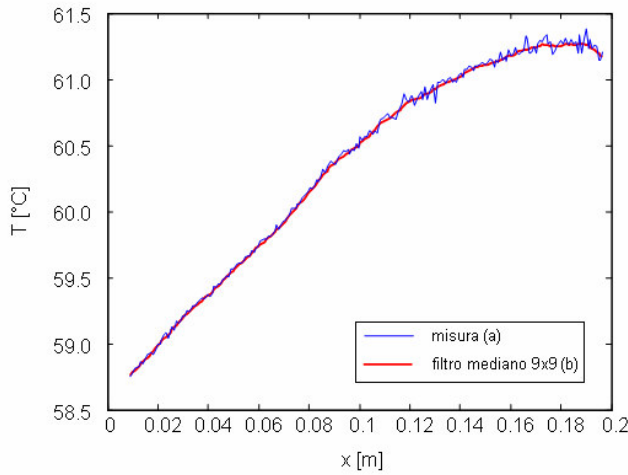


Figura 2. Esempio di filtraggio del profilo di temperatura.

standard diviene pari a 0.02 K cioè alla banda di oscillazione della temperatura media.

La seconda operazione consiste nell'applicare un filtro mediano 9x9, per cui si considerano i valori dei *pixel* in un intorno, appunto 9x9, del *pixel* in esame e se ne sostituisce il valore di questo con il valore mediano. Questo filtro risulta molto efficiente nell'eliminazione dei *crazy-pixel* poiché elimina i valori che si discostano fortemente dagli altri, senza peraltro correre il rischio di creare valori irrealistici, come invece può accadere col filtro medio, visto che si sceglie il valore più rappresentativo. Per contro, possono essere persi i dettagli più fini dell'immagine provocando un certo grado di sfocamento. Nelle Figure 1a e 1b sono riportate le immagini termografiche, per il caso di flusso termico medio di 959 W/m² e velocità dell'aria di 2.5 m/s, rispettivamente prima e dopo l'applicazione del filtro mediano; come si vede, nell'immagine di Figura 1b scompare l'effetto sgranatura tipico del rumore *pepper-and-salt*.

Dalla Figura 1 appare evidente anche l'effetto di disuniformità del riscaldatore: le isoterme tendono a incurvarsi verso i bordi, perché questi non sono davvero adiabatici, ma in modo asimmetrico rispetto alla mezzera orizzontale della lastra e crescente nella direzione del flusso (visto che queste asimmetrie ruotano solidalmente con la lastra, non sembrano spiegabili se non in termini di disuniformità del riscaldatore). Indicando con δq le variazioni locali del flusso termico rispetto alla suo valore medio sulla lastra $\bar{q}$, e con δT la conseguente perturbazione di temperatura, si assume che sia $\delta q / \bar{q} \approx \delta T / (\bar{T} - T_a) \approx \text{cost}$ da cui si ricava

$$\delta T = \delta T_0 (\bar{T} - T_a) / (\bar{T} - T_a)_0 \quad (5)$$

dove l'indice zero si riferisce alla condizione di riferimento, cioè con galleria spenta e con una temperatura media della lastra prossima a quella del caso in correzione ($\bar{T}_0 \approx \bar{T}$). La Figura 1c mostra la termografia di Figura 1b dopo la compensazione delle disuniformità del riscaldatore: come si vede l'effetto è davvero buono.

Infine, in Figura 2 sono riportati gli andamenti rappresentativi della temperatura sulla mezzera della lastra, ottenuti dalla media dei profili sulle trenta righe centrali dell'immagine, relativi alle termografie della Figura 1a, tracciato (a), e della Figura 1b, tracciato (b). Non si è riportato, invece, l'andamento ottenuto dalla termografia di Figura 1c perché è praticamente indistinguibile dal tracciato (b). E' an-

che importante notare che l'andamento (b) di temperatura, a dispetto dell'apparenza abbastanza regolare, di fatto non permette di valutare la derivata seconda e pertanto è necessario procedere con un'ulteriore operazione di filtraggio sia della distribuzione di temperatura che della sua derivata prima come indicato in [2].

Poiché il rumore è ad alta frequenza, come si vede anche dalla Figura 2, si sono effettuate diverse analisi con più tipi di filtri passa-basso, tra cui il filtro di Wiener consigliato in [2], e si è trovato che il filtro gaussiano dà i risultati migliori con i dati presenti. Come noto, questo filtro sostituisce al valore del *pixel* in esame una media pesata su di una distribuzione, appunto, gaussiana dei valori dei *pixel* in un suo dato intorno.

In teoria, la dimensione di questo intorno dovrebbe essere infinita perché una gaussiana non si annulla mai; in realtà, poiché la gaussiana si riduce di un fattore 1000 per valori dell'argomento pari a circa 2.5 volte la deviazione standard, di questo ordine di grandezza devono essere le dimensioni dell'intorno da considerare affinché la gaussiana sia rappresentata correttamente. Al crescere della deviazione standard, aumenta l'effetto di smussamento del filtro per cui la sua scelta dipende dal livello del rumore. Nel caso presente il rumore è piuttosto basso per il campo di temperatura, perché ha subito già un primo processo di filtraggio, mentre rimane elevato per quello della sua derivata. In pratica, si è scelto di usare come deviazione standard la media di tutte le deviazioni standard locali calcolate su intorni delle stesse dimensioni usate dal filtro che, dipendendo dai valori della deviazione standard stessa, non sono noti *a priori*. Dalle analisi fatte, si è trovato che dimensioni accettabili del filtro sono 5x5 per il campo di temperatura e 25x25 per quello della sua derivata. Infine, non è superfluo precisare che ai bordi dell'immagine si è scelto di fermarsi con le operazioni di filtraggio a una distanza di $(n-1)/2$ *pixel* piuttosto che contornare l'immagine.

Per quanto riguarda, invece, la determinazione del coefficiente convettivo basata sull'Eq. (4'), si è seguita la seguente procedura. Si è trasformata l'Eq. (4') in un sistema di due equazioni differenziali ordinarie del primo ordine che sono state integrate numericamente per un insieme di valori del vettore delle costanti ($a_1, \dots, a_n$); per l'integrazione si è usato un metodo Runge-Kutta esplicito a un passo basato sullo schema Dormand-Prince. Infine da un confronto, sempre per via numerica, degli andamenti calcolati di temperatura con quello sperimentale, ottenuto dalla media dei profili sulle trenta righe centrali dell'immagine, si è determinato il valore del vettore delle costanti che dà la migliore approssimazione nel senso dei minimi quadrati.

RISULTATI

I dati che qui si presentano sono relativi alla convezione forzata di aria, a temperatura ambiente con velocità compresa tra 2.3 e 11.6 m/s, su di una lastra piana non sottile con flusso termico imposto, sulla faccia profonda, circa uniforme e compreso tra 650 e 820 W/m² (la variabilità del flusso termico è conseguenza della variabilità delle dispersioni termiche dal momento che si è operato a potenza costante del riscaldatore). La Figura 3 mostra la distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo lungo la lastra ricavata mediante l'Eq. (4), con le procedure di filtraggio precedentemente descritte, per velocità dell'aria di 2.33 m/s (numero di Reynolds sulla lunghezza riscaldata $Re=31000$) e flusso termico di 650.3 W/m². In figura è riportato anche l'andamento del coefficiente convettivo ricavato dalla correlazione

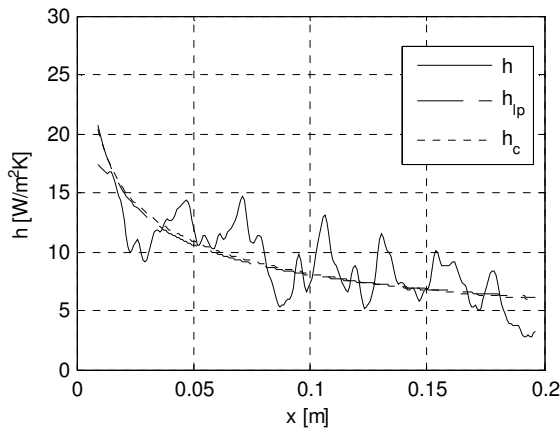


Figura 3. Andamento del coefficiente di scambio termico convettivo locale per $Re=31000$, $q=650.3 \text{ W/m}^2$.

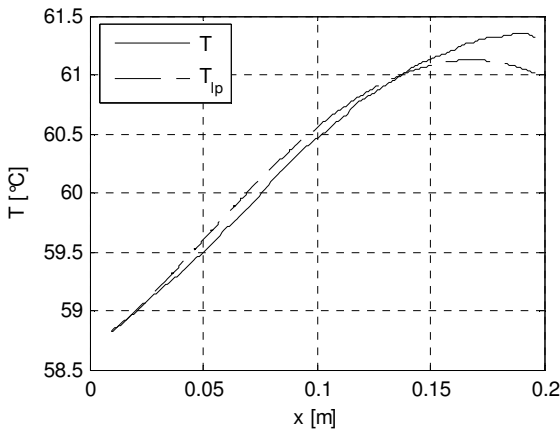


Figura 4. Confronto fra i profili di temperatura misurata e ricostruita con la funzione h_{ip} per $Re=31000$.

$$h_c(x') = Ck \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{U_\infty}{\nu} \right)^m \frac{x'^{m-1}}{\left[1 - (\xi/x')^p \right]^q} \quad (6)$$

valida per convezione forzata su lastra piana con tratto iniziale di lunghezza ξ adiabatico, e dove x' è la distanza dal bordo di attacco. In regime laminare, gli esponenti p e q valgono $3/4$ e $1/3$ rispettivamente; infine, le costanti C e m sono state determinate da un'interpolazione ai minimi quadrati dei dati sperimentali con l'Eq. (6). Poiché è

$$h_c(x') \approx a(x' - \xi)^b = h_{ip}(x) \quad (7)$$

dove è $x=(x'-\xi)$, in Figura 3 è riportato anche questo andamento; le costanti a e b sono state determinate interpolando i valori sperimentali ai minimi quadrati con l'Eq. (7). Come si vede dalla figura, i valori sperimentali seguono bene l'andamento teorico ma presentano delle fluttuazioni abbastanza ampie che sono dovute essenzialmente al laplaciano, nonostante i vari filtraggi eseguiti. I dati sperimentali presentano una dispersione relativa (in modulo) del 23% rispetto alla distribuzione data dall'Eq. (6) con una deviazione standard pari a 2.22, contro un valore di h che varia da 31 a 15 $\text{W/m}^2\text{K}$. Dispersione relativa e deviazione standard rimangono praticamente uguali anche nel caso dell'interpolazione con la legge di potenza, Eq. (7), infatti sono $\varepsilon=24\%$ e $\sigma=2.24$.

Nonostante questa dispersione dei dati, le funzioni h_c e h_{ip} rappresentano due buone interpolazioni. In Figura 4, infatti,

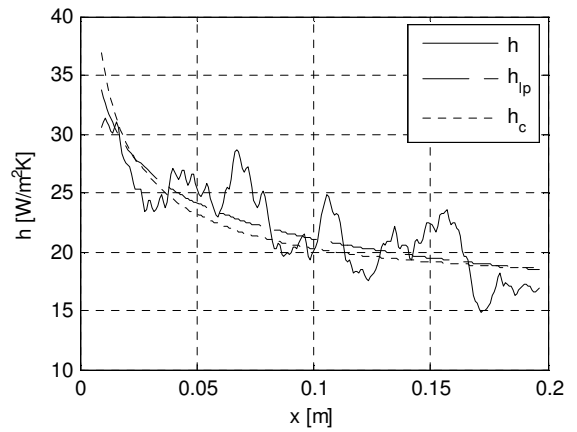


Figura 5. Andamento del coefficiente di scambio termico convettivo locale per $Re=55500$, $q=682.9 \text{ W/m}^2$.

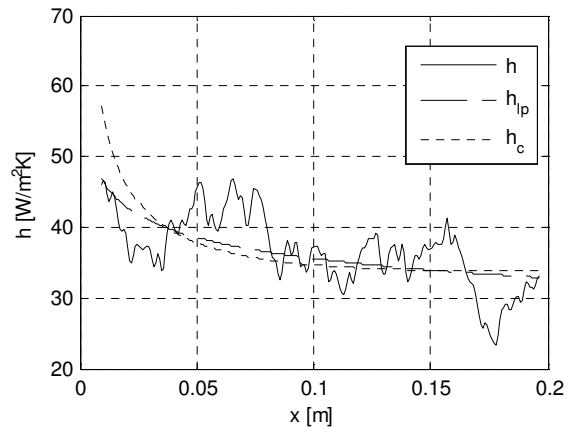


Figura 6. Andamento del coefficiente di scambio termico convettivo locale per $Re=105000$, $q=818.0 \text{ W/m}^2$.

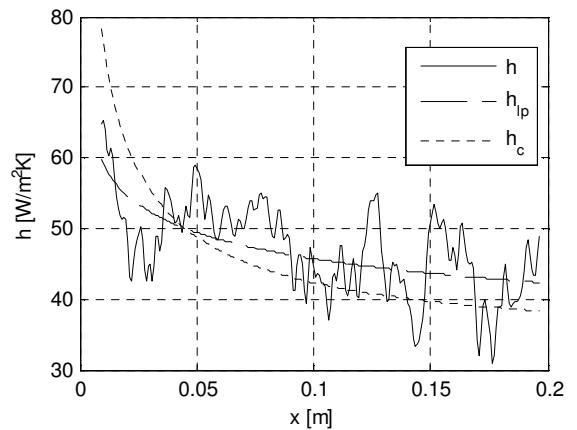


Figura 7. Andamento del coefficiente di scambio termico convettivo locale per $Re=155000$, $q=821.0 \text{ W/m}^2$.

sono riportati l'andamento misurato di temperatura e quello ricostruito mediante l'Eq. (4') con la funzione h_{ip} . Risultati sostanzialmente analoghi si hanno se si usa la funzione h_c . Come si vede, l'accordo è buono e anche se lo scostamento cresce procedendo lungo la lastra, esso è al più pari a 0.3 K. D'altra parte, questa differenza verrebbe praticamente annullata se il valore della costante C o della costante a , dell'Eq. (6) e dell'Eq. (7) rispettivamente, fosse incrementato solo di uno o due punti percentuali. Infine, sempre dalla Figura 4, si può osservare come la variazione di temperatura lungo la lastra sia solo di 2.7 K. Nelle Figure 5, 6 e 7 sono riportati gli andamenti del coefficiente convettivo misurato e delle funzioni interpolanti h_c e h_{ip} per altri tre valori di velocità dell'aria (4.19, 7.91 e 11.63 m/s). Qualitativamente si confer-

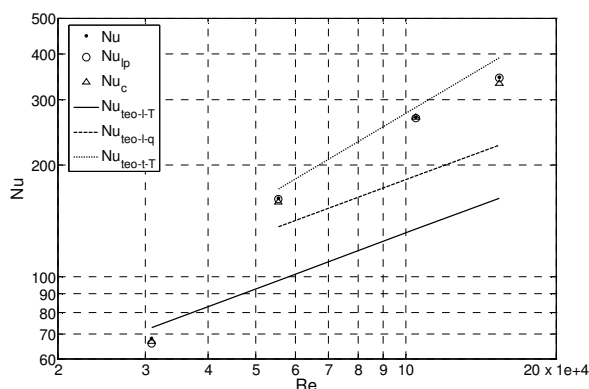


Figura 8. Andamento del numero di Nusselt medio in funzione del numero di Reynolds.

mano le osservazioni già fatte per il caso con $U_\infty=2.33$ m/s, ma cresce l'ampiezza delle fluttuazioni. Quantitativamente, quindi, aumenta la deviazione standard, che nel caso a velocità maggiore arriva a 5.10 W/m²K rispetto alla curva h_c (7.07 rispetto a h_{lp}), ma diminuisce l'errore relativo in modulo che si attesta al 9% (12% nel caso di h_{lp}). Anche per questi casi si sono confrontati gli andamenti misurati di temperatura con quelli ricostruiti mediante le funzioni interpolanti determinate; i risultati confermano quanto già osservato per il caso precedente e cioè che le variazioni di temperatura lungo la lastra sono piccole, anzi tendono ulteriormente a ridursi arrivando a 1.8 K per $U_\infty=11.63$ m/s, che gli andamenti ricostruiti sono in buon accordo con quelli sperimentali con gli scostamenti maggiori alla fine della zona riscaldata, come già osservato in precedenza.

Infine, si sono calcolati i valori del numero di Nusselt medio sulla lastra riscaldata per i dati sperimentali e per le due funzioni interpolanti h_c e h_{lp} , nelle varie condizioni di prova. La Figura 8 riporta questi valori in un grafico in funzione del numero di Reynolds valutato sulla lunghezza riscaldata. Per confronto, nel grafico è mostrato anche l'andamento teorico per moto laminare e temperatura uniforme della lastra; questa non è esattamente la condizione sperimentale del presente lavoro ma sembra la più prossima, dal momento che le differenze massime di temperatura lungo la lastra, come rilevato, variano da 1.8 a 2.7 K mentre il flusso termico presenta variazioni sempre superiori al 10% rispetto al suo valore medio. Come si vede, solo per $Re=31000$ il valore sperimentale del numero di Nusselt medio è in buon accordo con quello teorico con uno scarto del 9% circa che è del tutto compatibile con gli errori di misura. All'aumentare della velocità dell'aria, invece, i valori sperimentali del numero di Nusselt medio risultano, in modo crescendo, più elevati di quelli teorici con differenze fino al 50%. Per questa ragione, in figura si sono anche riportati gli andamenti teorici del numero di Nusselt medio sia per moto laminare e flusso termico imposto, sia per moto turbolento e temperatura imposta [6]. Come si può vedere, i valori misurati risultano maggiori anche delle previsioni per moto laminare con flusso termico imposto, eccetto ovviamente per il dato a $Re=31000$, ma sempre minori, anche se non di molto, di quelle per moto turbolento. Sulla base di questi risultati, sembrerebbe che lo scostamento sia dovuto non tanto alla diversità di condizioni al contorno, cui si riferiscono valori misurati e previsioni, quanto invece alla possibile differenza di struttura di flusso. Sembrerebbe, infatti, di assistere a una transizione anticipata fra moto laminare e moto turbolento, ossia a una riduzione della cosiddetta distanza critica dal bordo d'attacco. In effetti, considerando l'assetto sperimentale,

tale, tale fenomeno potrebbe essere dovuto a perturbazioni del flusso d'aria generate dalla sezione di prova stessa, nonostante le precauzioni prese, e soprattutto dall'apertura nella parete della galleria per l'accesso ottico alla termocamera.

CONCLUSIONI

In questo lavoro, si sono presentati i risultati sperimentali, con le relative tecniche di analisi, sulla misura del coefficiente di scambio termico mediante termografia infrarossa in regime stazionario in convezione forzata su una lastra piana non sottile riscaldata elettricamente.

Nonostante le diverse operazioni di filtraggio, le distribuzioni misurate del coefficiente convettivo lungo la lastra risultano affette ancora sensibilmente da rumore; pur tuttavia, gli andamenti che si ottengono per interpolazione da questi dati sembrano permettere una ricostruzione accurata dei campi rilevati di temperatura, e quindi sembrano essere delle stime corrette dei valori reali.

I valori misurati del coefficiente convettivo medio, eccetto quello per $Re=31000$, risultano tuttavia più elevati dei valori calcolati con correlazioni per moto laminare per condizioni al contorno sia di temperatura che di flusso termico imposti, mentre risultano inferiori ai valori calcolati per moto turbolento. Poiché questo effetto potrebbe essere dovuto a perturbazioni del flusso d'aria create dall'assetto sperimentale, si ritiene molto importante un supplemento di indagine per accertare se questa sia effettivamente la causa. Considerato infatti che le procedure sperimentali qui presentate sono finalizzate alla misura delle caratteristiche di scambio termico di superfici strutturate che spesso usano proprio la destabilizzazione del flusso, è molto importante che il flusso d'aria sia il più regolare possibile.

RINGRAZIAMENTI

Gli autori desiderano ringraziare gli ingg. Luciano Polselli e Damiano Fustinoni per avere collaborato alla messa a punto dell'apparato e delle procedure sperimentali. Questo lavoro è stato svolto con fondi del cofinanziamento 2005 del MIUR.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] Inagaki T., Okamoto Y., "Measurement of turbulent heat transfer using infrared thermography near ambient conditions and its quantitative error estimation", *Heat Transfer-Asian Research*, 28(6), 1999.
- [2] Ranieri S., Pagliarini G., "Data filtering applied to infrared thermographic measurements intended for the estimation of local heat transfer coefficient", *Experimental thermal and fluid science*, Vol. 26, pp. 109-114, 2002.
- [3] Stroppiana A., Experimental investigation of velocity field and heat transfer in separated forced convection past a square cylinder in cross-flow, Tesi di laurea, Politecnico di Milano, 2001.
- [4] Tanda G., Cavallero D., "Heat transfer coefficient measurements in ribbed channels using liquid crystal thermography", *The 10th International Symposium on Flow Visualization*, Kyoto, Japan, August 26-29, 2002.
- [5] Gonzalez R.C., Woods R.E., *Digital Image Processing*, Upper Saddle River, Prentice Hall, 2002.
- [6] Kakaç S., Saha R. S., Aung W., *Handbook of single-phase convective heat transfer*, New York, Wiley Interscience Publication, 1987.