



CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA  
RISCALDAMENTO  
REFRIGERAZIONE

# Effetto della distribuzione dell'aria sugli scambi termici con l'involucro ed il corpo umano

L. Agnoletto, P. C. Romagnoni, O. Saro

## 1. INTRODUZIONE

Il campo termico e fluidodinamico che si stabilisce all'interno di spazi chiusi delimitati da un involucro edilizio e sottoposto a condizioni al contorno disuniformi, origina degli scambi termici tra il fluido e i corpi a contatto che sono generalmente variabili da punto a punto.

La variabilità degli scambi termici è essenzialmente dovuta alla non uniformità della:

- temperatura dell'aria;
- temperatura delle superfici delle pareti;
- velocità dell'aria.

Numerose ricerche sono state condotte al fine di determinare la distribuzione della temperatura e della velocità dell'aria all'interno degli spazi chiusi. Tali ricerche sono state condotte sia per via sperimentale che per via numerica.

Generalmente però pochi studi hanno analizzato l'influenza della variabilità delle grandezze termo-fluidodinamiche sulla entità degli scambi termici con le pareti dell'involucro e sulla distribuzione degli indici di comfort.

In questo lavoro, utilizzando il codice di calcolo FIDAP [1], sono stati determinati, per alcune semplici applicazioni, i valori della temperatura e della velocità dell'aria all'interno di spazi chiusi in presenza di sorgenti termiche e di massa.

Attraverso la conoscenza di tali parametri è stato possibile, da un lato determinare i valori dei flussi termici scambiati per convezione in corrispondenza delle superfici interne, e dall'altro, conoscendo il valore della intensità di turbolenza, determinare la distribuzione della percentuale di possibili persone insoddisfatte utilizzando le correlazioni proposte da Fanger [2].

Data la complessità del problema non viene, al momento, considerata l'incidenza degli scambi termici radianti.

## 2. FORMULAZIONE MATEMATICA E METODO DI SOLUZIONE

La determinazione analitica dei parametri che definiscono il campo termo-fluidodinamico all'interno degli ambienti richiede la soluzione, per ciascun elemento nel quale si può suddividere lo spazio oggetto dello studio, delle tre equazioni fondamentali:

- conservazione della massa;
- conservazione del momento;
- conservazione dell'energia.

Prof. Lorenzo Agnoletto, ric. Onorio Saro, Istituto di Fisica  
Tecnica e di Tecnologie Industriali, Università di Udine;  
Ric. PierCarlo Romagnoni, Istituto Fisica Tecnica, Università  
di Padova

Nelle equazioni sopra citate i parametri temperatura e velocità dell'aria dipendono dalle coordinate dell'elemento rispetto ad un sistema di assi cartesiani di riferimento ( $x_1, x_2, x_3$ ).

Si può semplificare la forma delle equazioni se si considera come ipotesi semplificativa che i parametri non dipendono da una delle coordinate (per esempio  $x_3$ ). Questa assunzione consente di considerare i fenomeni come bidimensionali.

Una delle maggiori difficoltà, che si incontra nella soluzione delle equazioni sopra evidenziate, deriva dal fatto che il moto che si sviluppa è generalmente di tipo turbolento. La velocità e la temperatura in un dato punto fluttuano nel tempo ad elevata frequenza. Tra tutti i modelli numerici sviluppati in questi anni, per tener conto di questo effetto, quello che ormai sembra dare i migliori risultati è il  $\kappa$ - $\epsilon$  proposto da [3]. In questo modello, in aggiunta a quelle sopra evidenziate, vengono introdotte due ulteriori equazioni. Le nuove equazioni sono quelle dell'energia cinetica turbolenta  $\kappa$  e della dissipazione dell'energia turbolenta  $\epsilon$ .

Così le equazioni che descrivono il fenomeno sono:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} ((v_t + \nu_i) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) + \beta (T_0 - T) g_i \quad (2)$$

$$u_j \frac{\partial H}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \frac{\nu_t}{\sigma_H} + \frac{\lambda}{\rho C_p} \right) \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

$$u_j \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa} + \nu_i \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + \nu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \times \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \epsilon + \beta \frac{\nu_t}{\sigma_H} \frac{\partial (T - T_0)}{\partial x_i} g_i \quad (4)$$

$$u_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} + \nu_i \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \nu_t \frac{\epsilon}{\kappa} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \times \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_2 \frac{\epsilon^2}{\kappa} + C_3 \frac{\epsilon}{\kappa} \beta \frac{\nu_t}{\sigma_H} \frac{\partial (T - T_0)}{\partial x_i} g_i \quad (5)$$

dove la viscosità turbolenta è data da:

$$\nu_t = C_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (6)$$

dove le costanti empiriche assumono i seguenti valori:

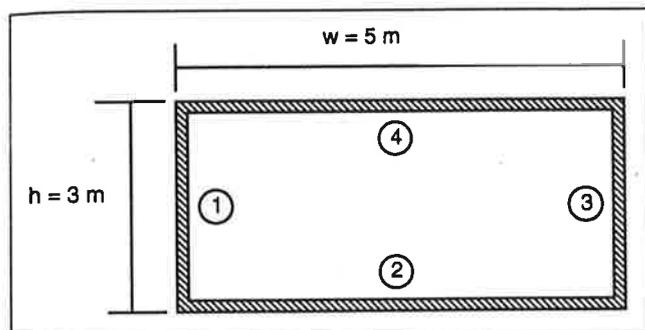
$$\sigma_\kappa = 1; \quad \sigma_\epsilon = 1,3; \quad \sigma_H = 0,9; \\ C_1 = 1,44; \quad C_2 = 1,92; \quad C_3 = 1,44; \quad C_\mu = 0,09$$

### SIMBOLOGIA

A	area	m <sup>2</sup>
c <sub>n</sub>	calore specifico	J/(kgK)
C <sub>1</sub> , C <sub>2</sub> , C <sub>3</sub> , C <sub>μ</sub>	costanti empiriche modello κ-ε	-
g	accelerazione di gravità	m/(s <sup>2</sup> )
h <sub>c</sub>	coefficiente di scambio convettivo	W/(m <sup>2</sup> K)
H	entalpia	J/kg
I	intensità di turbolenza	%
K	coefficiente di trasmissione globale	W/(m <sup>2</sup> K)
k	energia cinetica turbolenta	J/kg
p	pressione dell'aria	Pa
PD	percentuale di persone insoddisfatte	(%)
q <sub>s</sub>	flusso termico generato	W
T	temperatura	K
T <sub>0</sub>	temperatura di riferimento	K
u <sub>i</sub> , u <sub>j</sub>	componenti di velocità	m/s
v	velocità media dell'aria	m/s
x <sub>i</sub> , x <sub>j</sub>	coordinate cartesiane	m
β	coefficiente di espansione termica	1/K
ε	flusso energetico di dissipazione turbolenta	J/kg
λ	conduttività termica dell'aria	W/(mK)
ν <sub>i</sub>	viscosità laminare	m <sup>2</sup> /s
ν <sub>t</sub>	viscosità turbolenta del flusso d'aria	m <sup>2</sup> /s
ρ	densità	kg/(m <sup>3</sup> )
σ <sub>h</sub>	numero di Prandtl turbolento	-
σ <sub>κ</sub>	numero di Schmidt turbolento di κ	-
σ <sub>ε</sub>	numero di Schmidt turbolento di ε	-

Con il modello  $\kappa$ - $\epsilon$  devono essere introdotte delle condizioni al contorno speciali per tener conto degli effetti del fattore di attrito e del flusso termico scambiato con la parete. La metodologia adottata dal FIDAP utilizza una fila di elementi a ridosso delle pareti solide che per mezzo di opportune funzioni di forma, basate sul modello della lunghezza di mescolamento di Van Driest, possono modellare le brusche variazioni di condizioni di moto nel passaggio dalla parete al fluido. Le equazioni differenziali sopra definite, nel programma FIDAP, sono discretizzate seguendo la metodologia degli elementi finiti.

Questa procedura si basa sulla suddivisione del dominio di interesse in sottodomini di forma semplice (elementi). Poiché si adotta la descrizione euleriana del



**FIGURA 1**  
Rappresentazione schematica del vano studiato con l'indicazione del numero di riferimento delle pareti

moto del fluido, tali elementi sono considerati fissi nello spazio. All'interno di ciascun elemento, le variabili dipendenti  $u$ ,  $p$  e  $T$  sono interpolate mediante funzioni, di grado adeguato, dei valori assunti in punti detti nodi.

### 3. MODELLO MATEMATICO PER LO STUDIO DEL COMFORT TERMICO ALL'INTERNO DEGLI AMBIENTI DOVUTO A DISUNIFORMITÀ DI TEMPERATURA E DI VELOCITÀ DELL'ARIA

In letteratura si possono trovare una serie di parametri che esprimono un legame tra comfort abitativo e condizioni ambientali. I più importanti sono:

- ASHRAE Standard Effective Temperature (ET\*) Index;
- Fanger's Predicted Mean Vote (PMV).

L'indice ET\* è definito come la temperatura a bulbo secco equivalente di un ambiente isoterma avente 50% di umidità relativa nel quale una persona, con vestito di caratteristiche standard, dovrebbe avere la stessa sensazione dell'ambiente reale.

L'indice PMV è legato al calore richiesto da una persona per ripristinare lo stato di comfort ed è determinato attraverso l'equazione di comfort di Fanger. Un valore positivo di PMV significa una cessione di calore da parte del corpo per ritornare alle condizioni di comfort. Un valore negativo di PMV significa un assorbimento di calore da parte del corpo per tornare alle condizioni di comfort. L'indice PMV è usato soprattutto in Europa. L'indice PMV è un'espressione del grado di discomfort di un gruppo di

persone nel suo totale. L'interpretazione di questo indice è tuttavia difficoltosa. È più facile prevedere la percentuale di persone che possono risultare insoddisfatte in certe condizioni. Per questa ragione Fanger ha introdotto un altro indice PPD (Predict Percentage of Dissatisfied) che è direttamente correlato al PMV.

Gli indici ET\* e PMV danno informazioni globali sulle caratteristiche di comfort di una persona. Condizioni di non comfort possono anche essere causate da scambi termici non uniformi in corrispondenza alle varie parti del corpo. Questi possono essere dovuti a:

- gradienti di temperatura dell'aria ambiente;
- velocità dell'aria ambiente non uniforme;
- dissimmetria degli scambi radianti.

Fanger e al [2] hanno sviluppato un modello matematico in grado di quantificare il livello puntuale di comfort in un ambiente, in presenza di disuniformità di temperatura e di velocità dell'aria, attraverso la determinazione della percentuale di persone insoddisfatte (PD).

Il valore di PD (%) si determina come:

$$PD = (34 - T_a) (v - 0,05)^{0,62} (3,14 + 0,37vI) \quad (7)$$

dove:

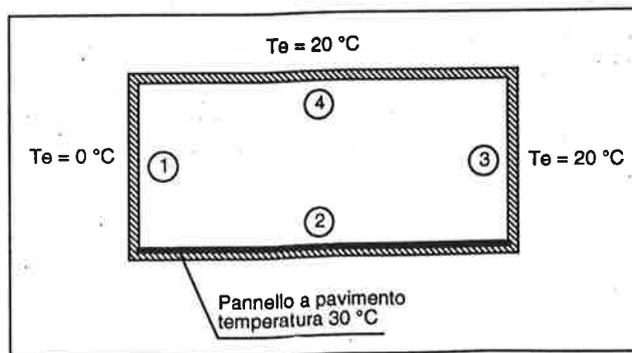
- $T_a$  temperatura puntuale dell'aria;
- $v$  velocità media puntuale dell'aria;
- $I$  intensità di turbolenza (%).

L'intensità di turbolenza è definita come:

$$I = 100 \frac{\sqrt{2k}}{v} \quad (8)$$

dove:

$k$  energia cinetica turbolenta.



**FIGURA 2**  
Ambiente con pannello a pavimento

I valori di  $T_a$ ,  $v$  e  $\kappa$  si ottengono dalla soluzione del modello agli elementi finiti.

Normalmente la temperatura aumenta con la quota rispetto al pavimento.

Se il gradiente termico è sufficientemente alto, un discomfort locale può comparire passando dai piedi alla testa dell'individuo anche se il corpo può trovarsi nella sua totalità allo stato neutro.

È stato trovato [4] che le persone sono molto più sensibili alle differenze di temperatura positive (caldo sopra, freddo sotto) che al contrario.

Inoltre, è stato trovato [5] che quando la differenza di temperatura tra la testa e i piedi è maggiore di 3°C la percentuale di insoddisfatti cresce notevolmente.

Nella Normativa internazionale [6] è raccomandato di limitare a 3°C tale differenza di temperatura.

#### 4. SCAMBI TERMICI TRA L'AMBIENTE E LE PARETI

L'incidenza della distribuzione della temperatura dell'aria e delle superfici interne sul valore dei flussi termici scambiati per convezione può essere determinata confrontando tra loro i risultati ottenuti dall'applicazione dell'equazione di Fourier una volta determinato il campo di temperatura utilizzando la procedura riportata al par. 4.1 e quelli che si ottengono considerando la temperatura dell'aria uniforme e coefficienti di scambio derivati dalle usuali relazioni empiriche riportate in letteratura (par. 4.2).

##### 4.1. Flusso termico in condizioni di temperatura non uniforme

Il flusso termico globale scambiato in corrispondenza a ciascuna superficie interna della parete si determina integrando numericamente i valori del flusso termico specifico normale al lato dell'elemento di contorno interessato allo scambio termico.

Il flusso termico specifico normale, calcolato nei punti di integrazione di Gauss relativi al lato in oggetto, si determina come:

$$q = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) n_j \quad (9)$$

dove:

$\lambda$  conduttività termica dell'aria;

$n_j$  versore della normale uscente al lato dell'elemento.

##### 4.2. Flusso termico in condizioni di temperatura uniforme

Il flusso termico globale scambiato per convezione tra una parete e il fluido che la lambisce si determina come:

$$q = h_c A (T_p - T_f) \quad (10)$$

dove:

$h_c$  coefficiente di scambio per convezione;

$T_p$  temperatura della parete;

$T_f$  temperatura del fluido indisturbato.

L'equazione (10) può essere ancora adottata nell'ipotesi di scambio termico tra le pareti che costituiscono l'involucro edilizio e l'area racchiusa. In questo caso  $T_p$  coincide con la temperatura superficiale interna della parete e  $T_f$  con la temperatura media dell'aria.

Nell'ipotesi di temperatura media dell'aria non nota il suo valore può essere determinato attraverso l'equazione che rappresenta l'equilibrio dei flussi termici scambiati. Nell'ipotesi di ambiente con temperature superficiali esterne note e in presenza di una sorgente di calore il valore della temperatura media dell'aria si determina come:

$$T_a = \frac{\sum_1^n (AK'T_0) + q_s}{\sum_1^n (AK')} \quad (11)$$

dove:

$n$  numero delle pareti che formano l'involucro;

$A$  area della parete;

$K'$  coefficiente di trasmissione termica tra l'aria interna e la superficie della parete con temperatura fissata;

$T_0$  temperatura superficiale nota;

$q_s$  flusso termico generato all'interno dell'ambiente.

Il flusso termico scambiato dall'aria ambiente con ciascuna parete si determina come:

$$q = K'A(T_a - T_0) \quad (12)$$

#### 5. CASI STUDIATI

Il programma di calcolo FIDAP è stato impiegato per determinare il campo termico e fluidodinamico in una stanza, schematizzata in figura 1, all'interno della quale sono presenti le seguenti sorgenti termiche:

a) pannello a temperatura fissata, posto a pavimento;

**tabella I - flussi termici globali (W) scambiati da ciascuna parete per il caso di un pannello posto a pavimento**

	Parete			
	1	2	3	4
temp. uniforme	-57,54	91,90	-12,10	-21,40
temp. non uniforme	-88,00	125,00	-14,40	-22,10

- b) pannello a temperatura fissata, posto a soffitto;
- c) radiatore a temperatura fissata, posto a parete;
- d) ventilconvettore con portata e temperatura dell'aria uscente nota.

Per ciascun caso vengono evidenziati i seguenti parametri:

- flussi termici scambiati in corrispondenza a ciascuna parete che delimita lo spazio;
- andamento puntuale della temperatura dell'aria;
- andamento puntuale della velocità dell'aria;
- valori puntuali di PMV (determinato usando l'eq. 7);
- flussi termici specifici scambiati in corrispondenza a ciascuna parete che delimita lo spazio, ottenuti ipotizzando una distribuzione uniforme della temperatura dell'aria e i coefficienti di scambio termico interno costanti eq. (10).

Per la determinazione di  $K'$  usato nell'eq. (12) si adot-

tano i seguenti valori del coefficiente di scambio termico convettivo:

pareti verticali:  $h_c = 3,08 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;

pareti orizzontali (flusso termico ascendente):  $h_c = 4,40 \text{ W/m}^2\text{K}$ ;

pareti orizzontali (flusso termico discendente):  $h_c = 0,95 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

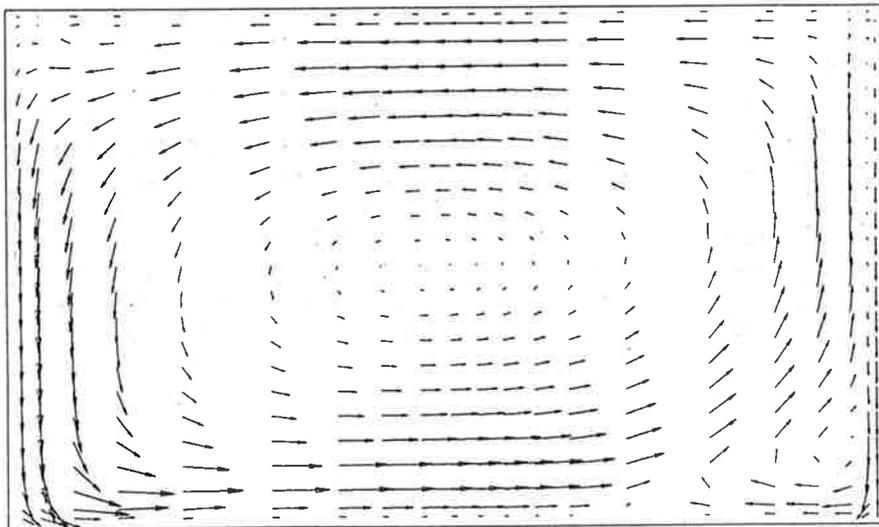
### 5.1. Pannello a temperatura fissata posto a pavimento

Questo caso (fig. 2) considera l'ambiente di figura 1 con pannello a temperatura fissata posto a pavimento. La dimensione del pannello è tale da coprire tutta la superficie del pavimento stesso. Il pannello si suppone a ridosso della superficie interna del pavimento e mantenuto ad una temperatura di  $30^\circ\text{C}$ . Le altre pareti dell'ambiente sono caratterizzate da una conduttanza specifica pari  $1 \text{ W/m}^2\text{K}$  e da una temperatura, in corrispondenza alla superficie esterna, rispettivamente pari a  $0^\circ\text{C}$ ,  $20^\circ\text{C}$  e  $20^\circ\text{C}$  (fig. 2). Nella tabella I sono riportati i flussi termici globali scambiati da ciascuna parete verso l'interno nelle due situazioni di campo termico uniforme e non uniforme rispettivamente.

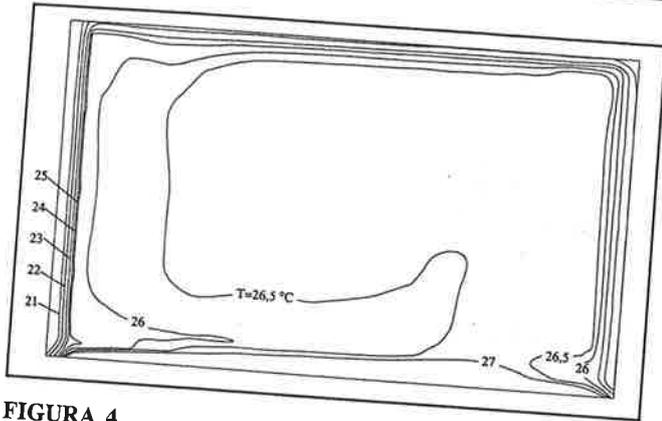
Come si può vedere i flussi termici scambiati per convezione in corrispondenza al pannello e alla parete più fredda risultano sensibilmente più alti di quelli calcolati ipotizzando la temperatura uniforme. Questo vuol dire che, a parità di temperatura superficiale del pannello, la potenza termica scambiata per convezione dallo stesso, risulta essere superiore a quella comunemente calcolata.

In figura 3 è riportato il campo di velocità che si stabilisce all'interno dell'ambiente per effetto delle differenze di temperatura.

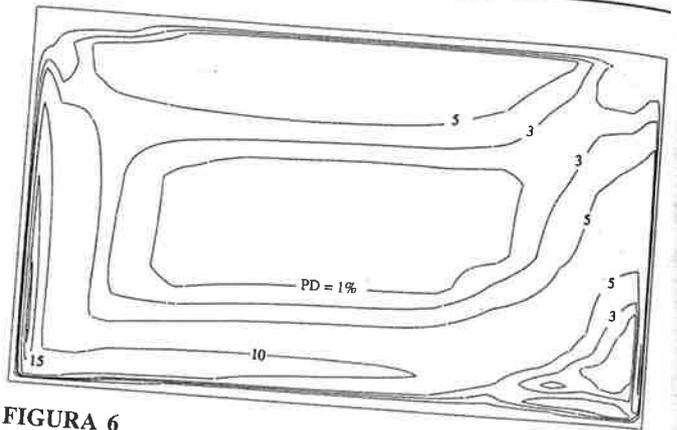
Come si può notare il valore massimo della velocità si realizza in corrispondenza alle zone di bordo in prossimità degli spigoli. Nella zona di occupazione la velocità si mantiene a valori estremamente bassi. In figura 4 è riportato il campo termico all'interno dell'ambiente. Come si può notare la distribuzione della temperatura dell'aria è molto uniforme. In figura 5 sono invece riportate le curve iso-velocità all'interno dell'ambiente. Queste curve ci permettono di analizzare meglio le curve a PD costante pre-



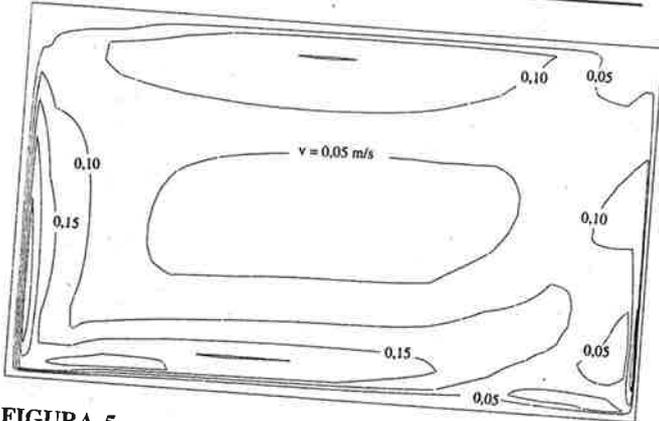
**FIGURA 3**  
Pannello a pavimento: campo di velocità  $v_{max} = 0,287 \text{ m/s}$



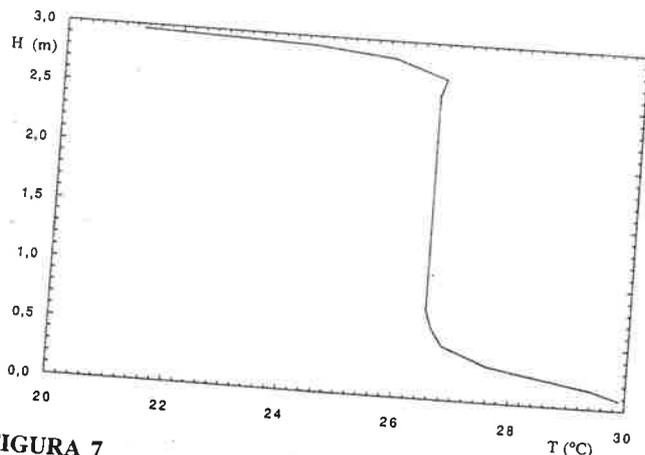
**FIGURA 4**  
Pannello a pavimento: campo di temperatura



**FIGURA 6**  
Pannello a pavimento: curve iso-PD (% percentuale persone insoddisfatte)



**FIGURA 5**  
Pannello a pavimento: curve iso-velocità



**FIGURA 7**  
Andamento della temperatura dell'aria lungo la verticale, a centro stanza, in presenza di un pannello a pavimento

senti in figura 6. Come si può notare il valore di persone insoddisfatte si mantiene sempre al di sotto del 10%. Questa soluzione impiantistica risulta quindi molto favorevole dal punto di vista della distribuzione della temperatura dell'aria e delle condizioni puntuali di comfort.

Questo fatto si può vedere anche nella figura 7 che riporta, in corrispondenza del centro del pavimento, l'andamento della temperatura dell'aria lungo la verticale. Come si può notare, la variazione in altezza, della temperatura dell'aria nella zona di occupazione, risulta essere praticamente non apprezzabile.

## 5.2. Pannello a temperatura fissata posto a soffitto

Questo caso (fig. 8) considera l'ambiente di figura 1 con pannello a temperatura fissata posto a soffitto. La

dimensione del pannello è tale da coprire tutta la superficie del soffitto stesso. Il pannello si suppone a ri-dosso della superficie interna del soffitto e mantenuto ad una temperatura di 30°C. Le altre pareti dell'ambiente sono caratterizzate da una conduttanza specifica pari a 1 W/m<sup>2</sup>K e da una temperatura, in corrispondenza alla superficie esterna, rispettivamente pari a 0°C, 20°C e 20°C (fig. 8).

Questo tipo di soluzione impiantistica, pur non essendo generalmente utilizzata, almeno per ambienti di altezza modesta, come in questo caso, viene qui riportata per poter realizzare confronti con la soluzione precedente e quantificare i gradienti di temperatura che essa induce. Nella tabella II sono riportati i flussi termici globali scambiati da ciascuna parete verso l'in-

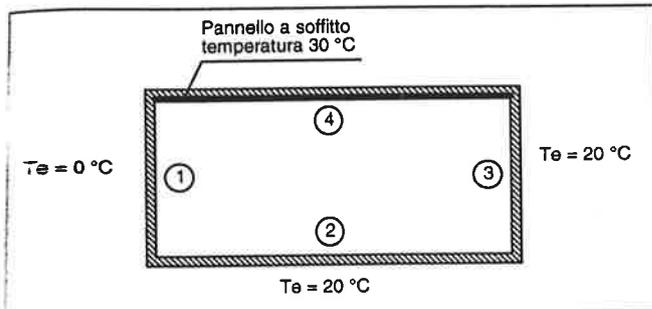


FIGURA 8  
Ambiente con pannello posto a soffitto

tabella II - flussi termici globali (W) scambiati da ciascuna parete per il caso di un pannello posto a soffitto

	Parete			
	1	2	3	4
temp. uniforme	-45	0	0	45
temp. non uniforme	-51,1	24,4	5,6	21,1

(17°C) in tutta la zona di occupazione dell'ambiente. Naturalmente questa situazione si riscontra in assenza di scambio termico radiante che risulta, in questo caso, la componente di flusso termico più importante.

In figura 11 sono riportate le curve iso-velocità all'interno dell'ambiente. Dall'analisi di questi dati si può notare la notevole stratificazione che subisce la temperatura dell'aria mentre i movimenti della stessa sono alquanto ridotti. Le curve a PD costante presenti in figura 12 evidenziano il grado di comfort che si ha all'interno dell'ambiente. Come si può notare il valore di persone insoddisfatte si mantiene sempre molto basso. Questo dipende dal fatto che il valore della velocità dell'aria risulta essere inferiore a 0,05 m/s. In conseguenza di ciò, la variazione degli scambi convettivi risulta molto modesta anche in presenza di elevati squilibri termici. Quindi un sistema di impianto di questo tipo non presenta problemi al discomfort puntuale. Al fine di evidenziare il gradiente termico presente, in figura 13, sono riportati i valori della temperatura dell'aria al centro della stanza in funzione della quota dal pavimento.

### 5.3. Radiatore posto a ridosso della parete verticale esterna

Questo caso (fig. 14) considera l'ambiente di figura 1 nel quale è presente un radiatore costituito da un elemento chiuso mantenuto a 70°C. Le pareti dell'ambiente sono caratterizzate da una conduttanza specifica pari a 1 W/m<sup>2</sup>K e da una temperatura in corrispondenza alla superficie esterna rispettivamente pari a 0°C, 20°C, 20°C e 20°C (fig. 14).

Nella tabella III sono riportati i flussi termici globali scambiati da ciascuna parete verso l'interno nelle

temo nelle due situazioni rispettivamente di campo termico uniforme e non uniforme.

Come si può vedere i flussi termici scambiati in corrispondenza alle diverse superfici risultano generalmente diversi da quelli calcolati ipotizzando campo termico uniforme.

Come si può notare, confrontando i dati di tabella II lo scambio termico convettivo tra il pannello e l'aria (superficie 4) risulta molto più piccolo. Questo comporta temperature interne inferiori rispetto a quelle calcolate ipotizzando temperatura uniforme. In figura 9 è riportato il campo di velocità che si stabilisce all'interno dell'ambiente per effetto delle differenze di temperatura. In figura 10 è riportato il campo termico all'interno dell'ambiente. Come si può notare la temperatura dell'aria si mantiene a temperatura relativamente bassa

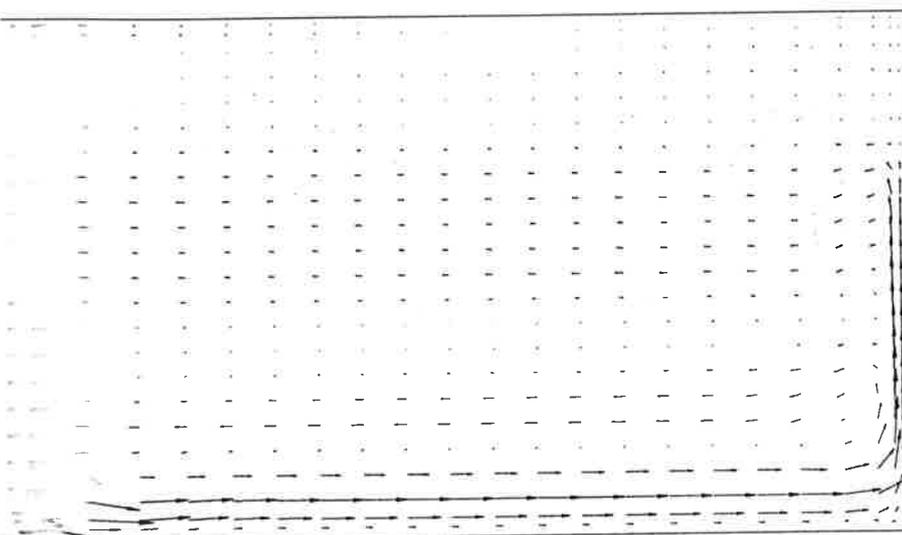
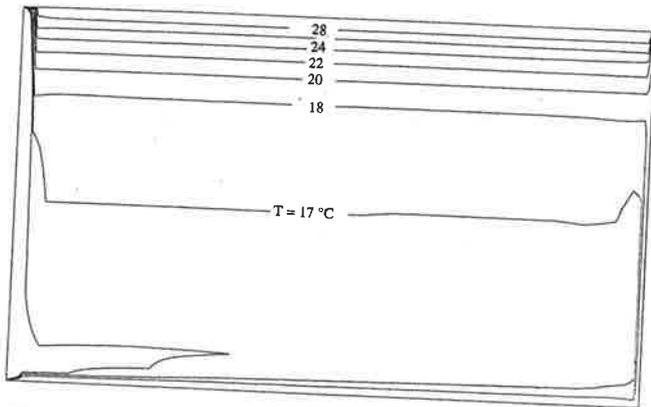
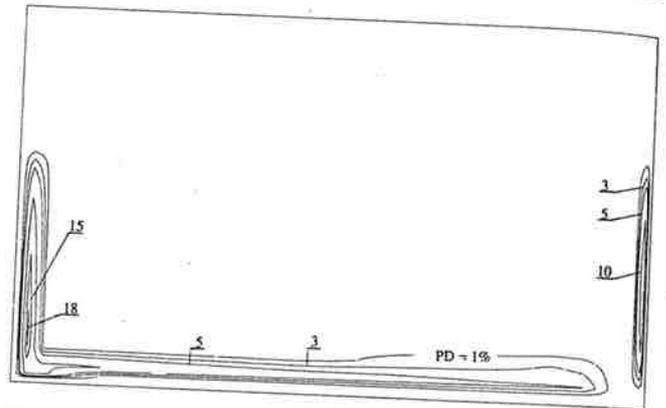


FIGURA 9  
Pannello a soffitto: campo di velocità  $v_{max} = 0,136$  m/s

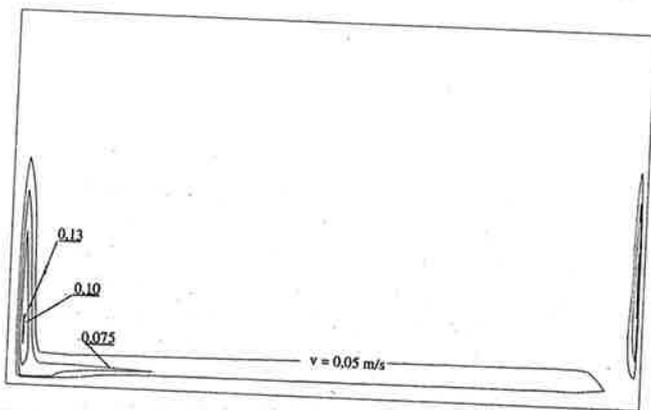
Effetto della distribuzione dell'aria sugli scambi termici con l'involucro ed il corpo umano



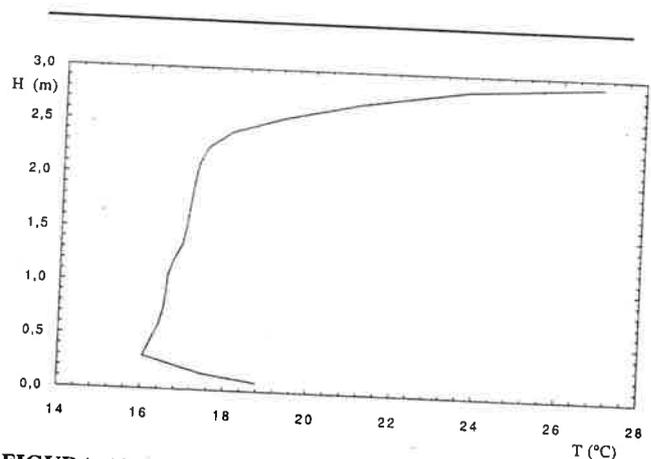
**FIGURA 10**  
Pannello a soffitto: campo di temperatura



**FIGURA 12**  
Pannello a soffitto: curve iso-PD (% percentuale persone insoddisfatte)



**FIGURA 11**  
Pannello a soffitto: curve iso-velocità



**FIGURA 13**  
Andamento della temperatura dell'aria lungo la verticale, a centro stanza, in presenza di un pannello a soffitto

due situazioni di campo termico uniforme e non uniforme rispettivamente.

Dall'analisi dei risultati si può notare che, anche se i flussi scambiati da ciascuna parete sono generalmente diversi, il valore globale risulta praticamente coincidente. Infatti nel caso di distribuzione uniforme esso assume un valore pari a  $-114,1$  W; nel caso di temperatura non uniforme esso assume un valore pari a  $-115,2$  W.

Nelle figure 15, 16, 17, 18 sono riportati rispettivamente il campo di velocità, di temperatura, le curve iso-velocità e quelle a iso-PD. Dall'analisi di questi dati si può notare l'elevata stratificazione che subisce la temperatura dell'aria mentre i movimenti della stessa sono alquanto ridotti.

Le curve a PD costante presenti in figura 18 evidenziano il grado di comfort che si ha all'interno dell'ambiente. Come si può notare il valore di persone insod-

disfatte, all'interno della zona di occupazione, si mantiene sempre al disotto del 5%. Quindi un sistema di impianto di questo tipo non presenta problemi al discomfort puntuale. I valori della variazione della temperatura dell'aria in corrispondenza al centro della stanza sono riportati in figura 19. La variazione in altezza della temperatura dell'aria, nella zona di occupazione, risulta essere inferiore a  $3^{\circ}\text{C}$ .

#### 5.4. Ventilconvettore posto a ridosso della parete verticale esterna

Questo caso (fig. 20) considera l'ambiente di figura 1 nel quale è presente un ventilconvettore rappresentato da un sistema aperto nel quale una portata d'aria pari a  $0,08$   $\text{m}^3/\text{s}$  viene scaldata fino a  $30^{\circ}\text{C}$ . Le pareti dell'ambiente sono caratterizzate da una conduttanza specifi-

**tabella III - flussi termici globali (W) scambiati da ciascuna parete per il caso di un radiatore a ridosso della parete esterna**

	Parete			
	1	2	3	4
temp. uniforme	-59,2	-15,4	-14,2	-25,3
temp. non uniforme	-70,2	-11,1	-11,8	-22,1

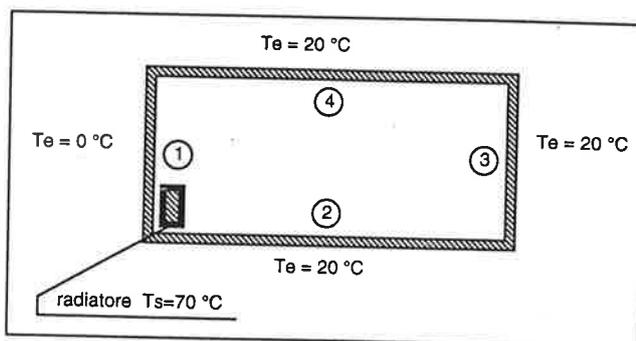
**tabella IV - flussi termici globali (W) scambiati da ciascuna parete per il caso di un pannello posto a soffitto**

	Parete			
	1	2	3	4
temp. uniforme	-112	-34,1	-39,7	-174
temp. non uniforme	-105	-3	-38,4	-216

ca pari  $2W/m^2K$  e da una temperatura in corrispondenza alla superficie esterna rispettivamente pari a  $-5^{\circ}C$ ,  $15^{\circ}C$ ,  $15^{\circ}C$  e  $15^{\circ}C$  (fig. 20). Nella tabella IV sono riportati i flussi termici globali scambiati da ciascuna parete verso l'interno nelle due situazioni di campo termico uniforme e non uniforme rispettivamente.

Come si può vedere i flussi termici scambiati per convezione in corrispondenza alle diverse superfici risultano molto simili a quelli calcolati ipotizzando campo termico uniforme. Questo implica che la potenza termica convettiva richiesta al corpo scaldante risulta praticamente coincidente nei due casi. Nelle figure 21, 22, 23, 24 sono riportati rispettivamente il campo di velocità, di temperatura, le curve iso-velocità e quelle a iso-PD. Dall'analisi di questi dati si può notare la notevole stratificazione che subisce la temperatura dell'aria mentre i movimenti della stessa sono alquanto modesti all'interno della zona di occupazione.

Le curve a PD costante presenti in figura 24 evidenziano che il grado di comfort che si ha all'interno dell'ambiente risulta estremamente scarso. Come si può notare il valore

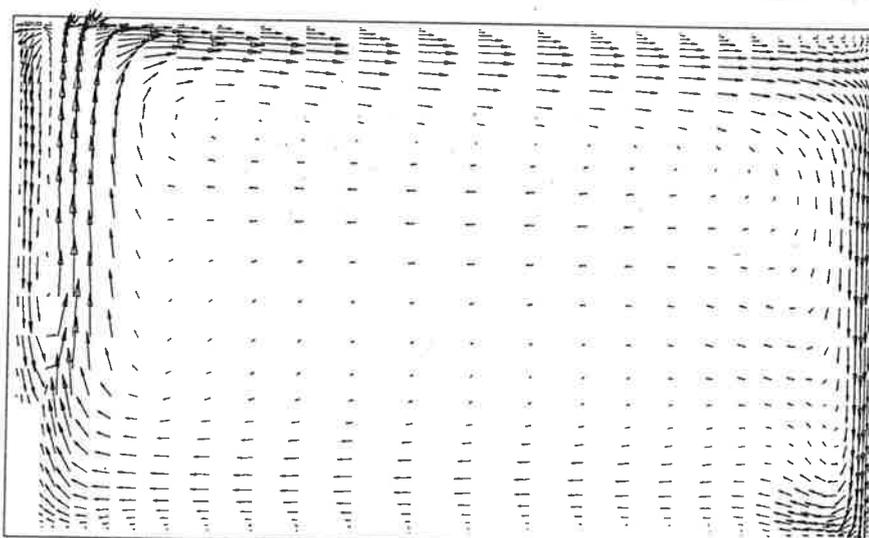


**FIGURA 14**  
Ambiente con radiatore posto a ridosso della parete fredda

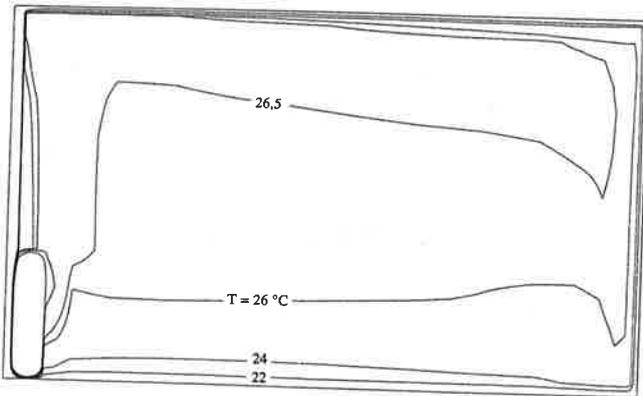
di persone insoddisfatte raggiunge anche valori del 20%. Questo è dovuto essenzialmente alla notevole differenza di temperatura che presenta l'aria passando dal pavimento (al contatto con i piedi) alla zona centrale dell'ambiente. Come si può notare dal grafico successivo (fig. 25) il gradiente termico in corrispondenza al centro della stanza risulta estremamente alto. Si nota una differenza di temperatura superiore ai  $3^{\circ}C$  in corrispondenza alla zona di occupazione.

## 6. CONSIDERAZIONI SUI RISULTATI PRESENTATI

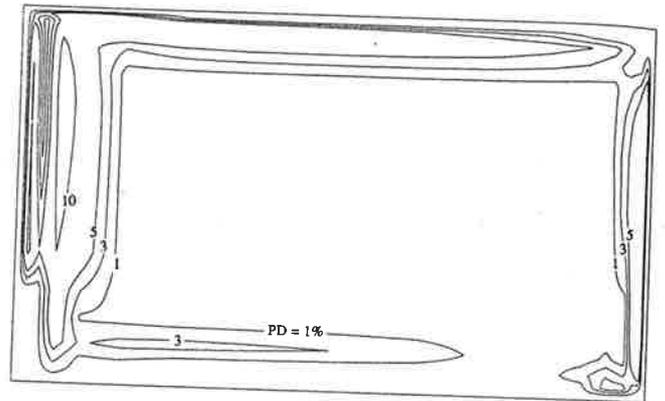
I valori del flusso termico scambiato, tenendo conto dell'effettiva distribuzione di temperatura e di velocità



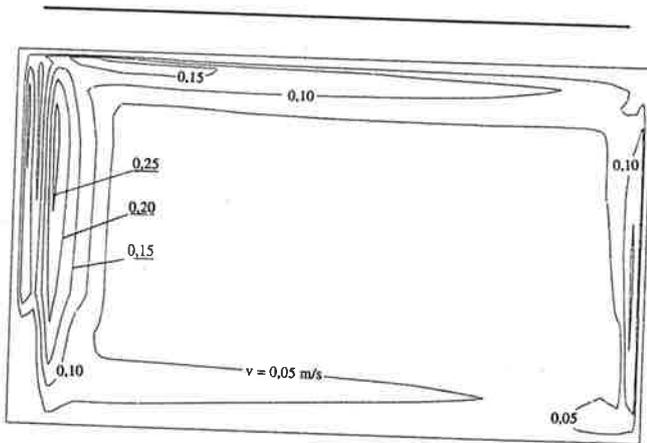
**FIGURA 15**  
Radiatore a parete: campo di velocità  $v_{max} = 0,268 \text{ m/s}$



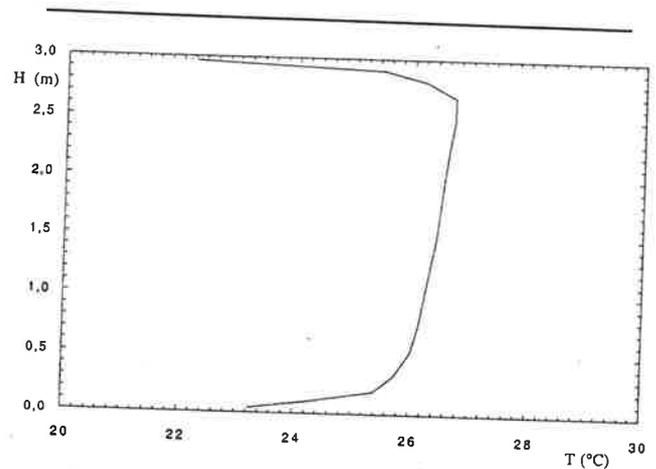
**FIGURA 16**  
Radiatore a parete: campo di temperatura



**FIGURA 18**  
Radiatore a parete: curve iso-PD (% percentuale persone insoddisfatte)



**FIGURA 17**  
Radiatore a parete: curve iso-velocità

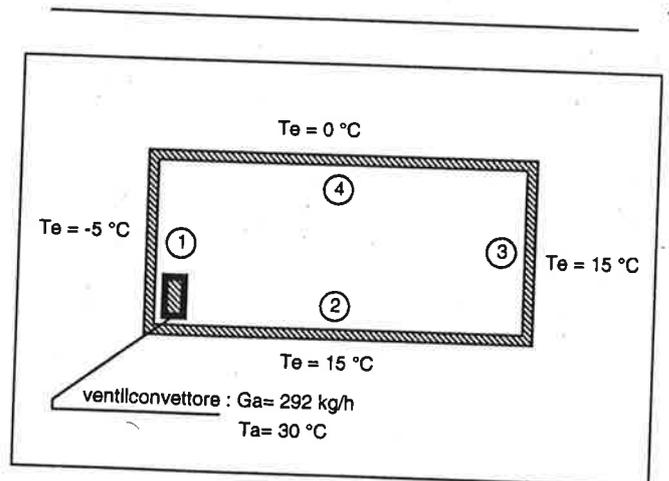


**FIGURA 19**  
Andamento della temperatura dell'aria lungo la verticale, a centro stanza, in presenza di un radiatore a parete

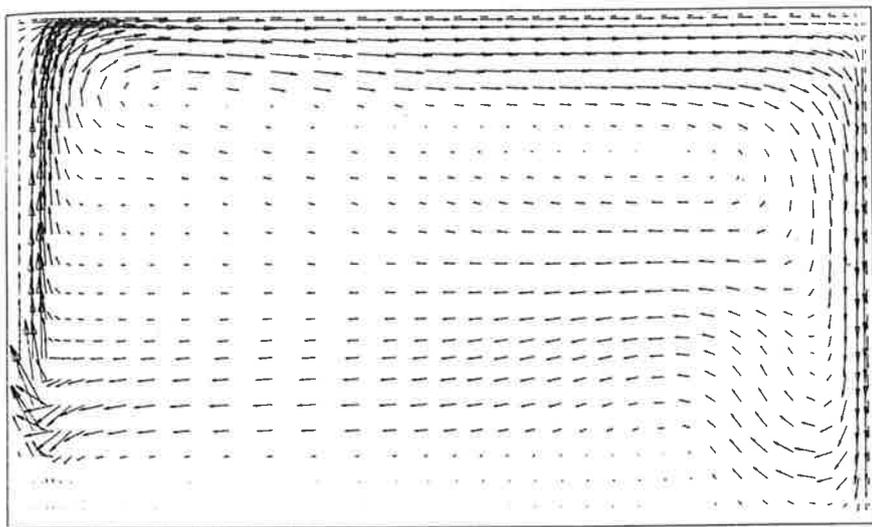
dell'aria, risultano generalmente diversi da quelli calcolati in maniera tradizionale facendo riferimento ad una distribuzione uniforme dell'aria interna e a coefficienti di convezione standard. È necessario indagare ulteriormente per individuare i motivi che causano questa differenza. Dal punto di vista qualitativo si può dire che i parametri che maggiormente influenzano lo scambio termico convettivo tra la parete e l'aria ambiente sono:

- geometria della costruzione;
- direzione del moto dell'aria;
- posizione della parete rispetto alla sorgente termica;
- andamento delle temperature dell'aria e delle superfici.

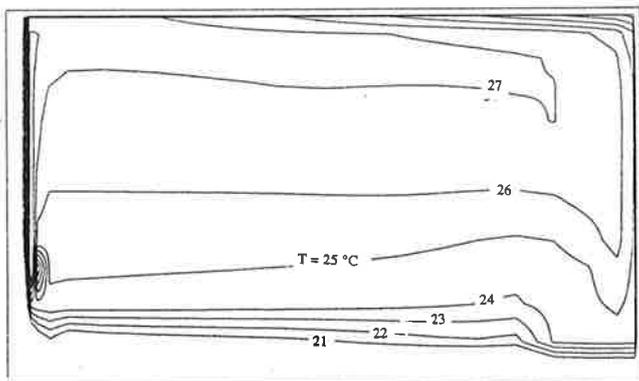
La geometria della costruzione influenza in maniera notevole il campo di moto vicino alla parete in quanto, quando il fluido incontra la parete, il suo moto non è



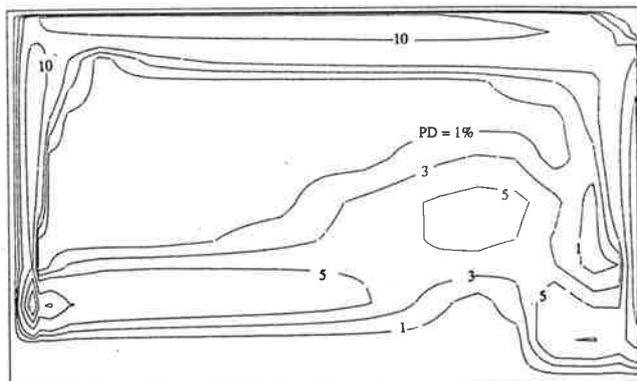
**FIGURA 20**  
Ambiente con ventilconvettore posto a ridosso della parete fredda



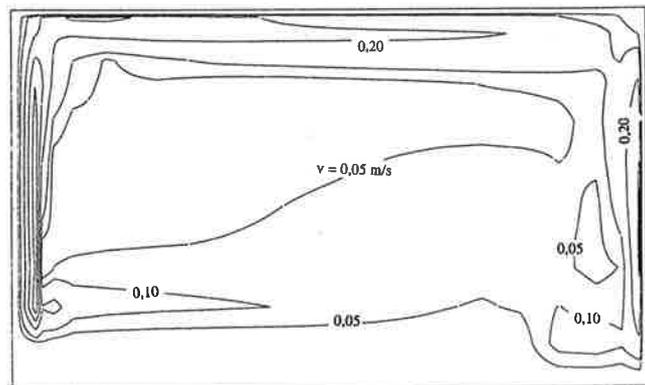
**FIGURA 21**  
Ventilconvettore a parete: campo di velocità  $v_{max} = 0,476 \text{ m/s}$



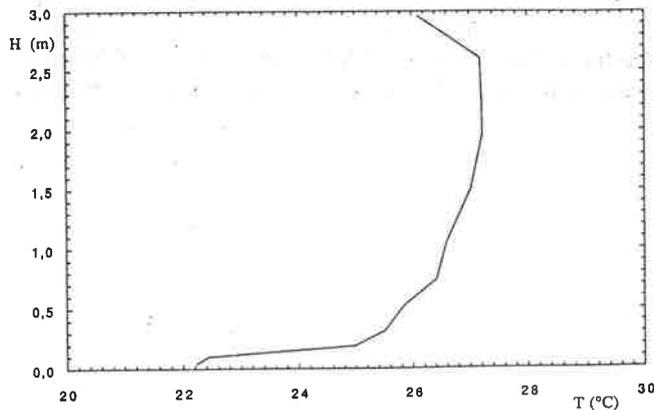
**FIGURA 22**  
Ventilconvettore a parete: campo di temperatura



**FIGURA 24**  
Ventilconvettore a parete: curve iso-PD (% percentuale persone insoddisfate)



**FIGURA 23**  
Ventilconvettore a parete: curve iso-velocità



**FIGURA 25**  
Andamento della temperatura dell'aria lungo la verticale, a centro stanza, in presenza di ventilconvettore a parete.

indisturbato ma risente dell'effetto di quella che la precede. Di questo effetto nei calcoli tradizionali non se ne tiene conto. Inoltre per effetto delle vorticità che si originano in prossimità degli spigoli, lo scambio termico, in queste zone, risulta essere meno sensibile rispetto a quello che si ha in corrispondenza del centro della parete dove il moto acquista una certa regolarità. Questo comporta una variazione di temperatura superficiale della parete molto diversa da quella che si ottiene se si assume moto indisturbato all'inizio della parete. La posizione della parete rispetto alla sorgente termica risulta anch'essa fondamentale in quanto se essa è incontrata immediatamente dal fluido nel suo moto, risultando esso più caldo rispetto al valore medio ambientale, si realizza uno scambio termico molto elevato. Viceversa se la parete è incontrata dal fluido nella parte finale della circolazione, lo scambio termico risulta molto più ridotto. Per quanto riguarda il comfort puntuale, si può vedere che l'effetto della disuniformità di temperatura, di velocità risulta sempre alquanto modesto e quindi salvo zone molto limitate all'interno dello spazio, tali soluzioni non provocano situazioni dannose. Queste considerazioni riguardano esclusivamente gli scambi convettivi. In realtà, in uno spazio chiuso sono sempre presenti anche scambi di tipo radiativo. Questi, andandosi a sommare a quelli convettivi, fanno sì che quest'ultimi incidano in maniera minore sul flusso termico globale. Questo fatto verrà indagato e analizzato in successivi lavori.

## 7. CONCLUSIONI

In questo lavoro sono stati presentati i primi risultati di una ricerca che ormai da alcuni anni coinvolge gli autori. Le indicazioni che emergono dai risultati riportati in questo lavoro sono alquanto limitate dato il modesto numero di casi presentati. D'altro canto l'importanza del problema e soprattutto la necessità di evidenziare le difficoltà che si incontrano nel cercare di inter-

pretare i dati che emergono dal calcolo, ci hanno indotto a pubblicare questi primi risultati. Riteniamo che essi possano essere usati come prima base di discussione tra coloro i quali stanno lavorando in questo difficile settore. Ci prefiggiamo, nel seguito, innanzitutto di estendere la casistica ad altre situazioni, successivamente di quantificare l'incidenza sul flusso termico globale dei diversi parametri di funzionamento sopra evidenziati, compresi gli scambi termici radiativi, in modo da definire nuove correlazioni per il calcolo dei flussi termici scambiati per convezione ed infine di introdurre queste nuove correlazioni in modelli di calcolo per lo studio del comportamento termico degli edifici in condizioni reali di funzionamento.

### Ringraziamenti

*Gli autori ringraziano il prof. Vecile del Dipartimento di Energetica dell'Università di Trieste per la preziosa collaborazione fornita durante l'utilizzazione del Codice di calcolo FIDAP.*

*Il presente lavoro è stato sviluppato nell'ambito della ricerca «Determinazione analitico-sperimentale del campo termico e fluidodinamico all'interno di ambienti confinati». Contratto di Ricerca 92.02850.CT07-CNR.*

### Bibliografia

- [1] FIDAP, Computer Program developed by Fluid Dynamic International, Inc. Evanston Illinois (USA)
- [2] P.O. Fanger and N. Christensen, Perception of draught in ventilated spaces, *Ergonomics* 29 (2) (1986) 2215-235
- [3] B.E. Launder and D.B. Spalding, The numerical computation of turbulent flow, *Comp. Methods. Applied Mech. Eng.* 3 (1974) 269-289
- [4] Physiological principles, comfort and health, *Ashrae Handbook* 1989 - Fundamentals Ch. 8
- [5] B.W. Olesen, M. Scholer and P.O. Fanger, Vertical air temperature differences and comfort, *Indoor climate*, Danish Building Research Institute Copenhagen 1979
- [6] International Standard ISO 7730 Moderate Thermal environments. Determination of the PMV and PPD indices and specifications of the conditions for thermal comfort. Ref. n. 7730 - 1984