

GIANNI CESINI
GIOVANNI LATINI
FABIO POLONARA

Fisica tecnica

seconda edizione



EDIZIONE DIGITALE SU
PANDORA
CAMPUS



CittaStudi
EDIZIONI

APPROFONDIMENTI

Capitolo 17

a cura di:
Gianni Cesini
Giovanni Latini
Fabio Polonara

BENESSERE TERMOIGROMETRICO. LE TRASFORMAZIONI DELL'ARIA UMIDA

17.2

BENESSERE TERMOIGROMETRICO

Il “benessere termoigrometrico” è difficile da definire ma da un punto di vista qualitativo si può considerare che con tale termine ci si riferisce a uno stato personale in cui singoli individui dichiarano di non percepire in un determinato ambiente sensazioni di caldo o di freddo, o, secondo la definizione utilizzata nella norma tecnica UNI EN ISO 7730 una “condizione mentale di soddisfazione nei confronti dell’ambiente termico”.

Una tale condizione è molto importante sia negli ambienti di vita che in quelli di lavoro, non solo per rendere piacevole il soggiorno ma anche per garantire condizioni di salubrità. Negli ambienti di lavoro, inoltre, la situazione di comfort termoigrometrico migliora anche la produttività e la sicurezza.

Per arrivare a una determinazione quantitativa delle condizioni di comfort termoigrometrico si può studiare il problema utilizzando le leggi della Termodinamica per effettuare un bilancio energetico del corpo umano dal punto di vista della sua interazione con l’ambiente che lo circonda.

17.2.1

TERMODINAMICA E SISTEMI BIOLOGICI

La Termodinamica si applica ai sistemi biologici in quanto soggetti a processi di trasformazione e scambio di energia. Va però considerato che la difficoltà maggiore nell’analisi termodinamica di esseri viventi è costituita dal fatto che tali sistemi non sono in equilibrio termodinamico. A questo proposito ricordiamo che un sistema si trova in equilibrio termodinamico (trascurando effetti relativistici) se è in equilibrio termico, meccanico e chimico. Poiché in ogni cellula di un organismo vivente, per ogni secondo, accadono migliaia di reazioni chimiche (decomposizione di alcune molecole, rilascio di energia, formazione di nuove molecole ecc.) è evidente che l’ipotesi di equilibrio chimico non è mai verificata, per cui risulterebbe difficile definire le grandezze di stato proprie del sistema.

Si ovvia a tale problema utilizzando un modello semplificato, formulato nel 1936 da A.P. Gagge del Pierce Laboratory of Hygiene di New Haven, Connecticut, USA, detto **“Two node model”** in quanto considera il corpo umano costituito da:

- un **“core”** interno (in cui sono presenti gli organi vitali come il cuore, i polmoni, il fegato, il cervello eccetera) che si trova a temperatura uniforme ben definita

(T_b), il che consente anche di definire altre grandezze di stato che da essa dipendono come, in particolare, l'energia interna;

- e “**the skin**” (la pelle) ovvero la superficie esterna del corpo che viene invece considerata a una temperatura media (T_{sk}), anche se, come si vedrà più avanti, essa può assumere valori molto diversi in differenti punti della superficie del corpo.

Una ulteriore importante ipotesi semplificativa è quella di considerare che l'effetto globale delle reazioni chimiche di conversione delle sostanze che costituiscono i cibi sia essenzialmente di natura termica e sia descrivibile come una generazione interna di calore, o “**generazione metabolica**”. Tale effetto viene ritenuto dipendente unicamente dall’**attività svolta** dall’individuo e non dal tipo e dalla quantità di cibo introdotto.

Infine un’ultima importante approssimazione riguarda il sistema termodinamico. È evidente infatti che il corpo umano è un sistema aperto che scambia con l’ambiente sia energia (termica e meccanica) sia flussi di massa di tipo diverso (aria inspirata, prodotti della respirazione espirati, vapore acqueo, sudore eccetera). Poiché però quantificare in modo rigoroso tali scambi di massa risulta estremamente complicato, soprattutto per quanto riguarda la determinazione dei lavori di pulsione, nel modello semplificato si può descrivere il corpo umano come un sistema termodinamico chiuso considerando però gli scambi di energia termica connessi con i flussi di massa.

Il 1° principio della Termodinamica applicato a un sistema chiuso, per il quale si possano ritenere nulle o comunque trascurabili le variazioni di energia cinetica e di energia potenziale, si può scrivere come:

$$\Delta U = Q - L \quad (17.1)$$

dove:

- (Q) è la somma del calore generato (Q_g) all’interno del corpo e il calore netto (Q_{netto}) scambiato tra sistema e ambiente;
- (L) è il lavoro meccanico scambiato tra sistema e ambiente;
- (ΔU) è la variazione di energia interna.

Il 1° principio della Termodinamica può anche essere espresso in termini di potenze come:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{L} \quad (17.2)$$

17.2.2

IL BILANCIO ENERGETICO DEL CORPO UMANO

L’equazione (17.2) verrà utilizzata per effettuare il bilancio energetico del corpo umano. A tal fine, ovviamente, dovranno essere esplicitati i termini di generazione interna di calore e di scambio termico tra corpo umano e ambiente circostante contenuti nella potenza termica totale (\dot{Q}).

In primo luogo si può però riscrivere la relazione (17.2) in termini di grandezze unitarie ovvero come grandezze per unità di superficie del corpo umano:

$$\frac{dU_u}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{L}_u \quad (17.3)$$

dove tutte le grandezze si misurano in $[W \cdot m^{-2}]$.

La superficie del corpo umano (A_b) dipende essenzialmente dalla massa corporea (m_b) e dall'altezza (H_b).

In prima approssimazione può essere calcolata mediante la relazione empirica:

$$A_b = 0,2 \cdot m_b^{0,425} \cdot H_b^{0,725} \quad (17.4)$$

dove esprimendo la massa corporea in chilogrammi e l'altezza in metri, si ottiene l'area in metri quadri.

A titolo di esempio, per un individuo avente massa corporea 70 kg e altezza 1,70 m si ottiene un valore della superficie corporea ($A_b \sim 1,80 \text{ m}^2$).

A questo punto si può esprimere l'equazione di bilancio termico del corpo umano esplicitando tutti i termini di generazione interna e di scambio di calore, utilizzando il modello descritto nell'esempio 12.7 del Capitolo 12, tenendo conto anche delle interazioni termiche tra individuo e ambiente dovute a funzioni fisiologiche quali la diffusione di vapore acqueo, la sudorazione e la respirazione (cfr. Figura 17.1):

$$\frac{dU_u}{dt} = \dot{G}_u - \dot{L}_u - \dot{Q}_{u,irr} - \dot{Q}_{u,conv} - \dot{Q}_{u,kond} - \dot{Q}_{u,diff} - \dot{Q}_{u,sud} - \dot{Q}_{u,resp} \quad (17.5)$$

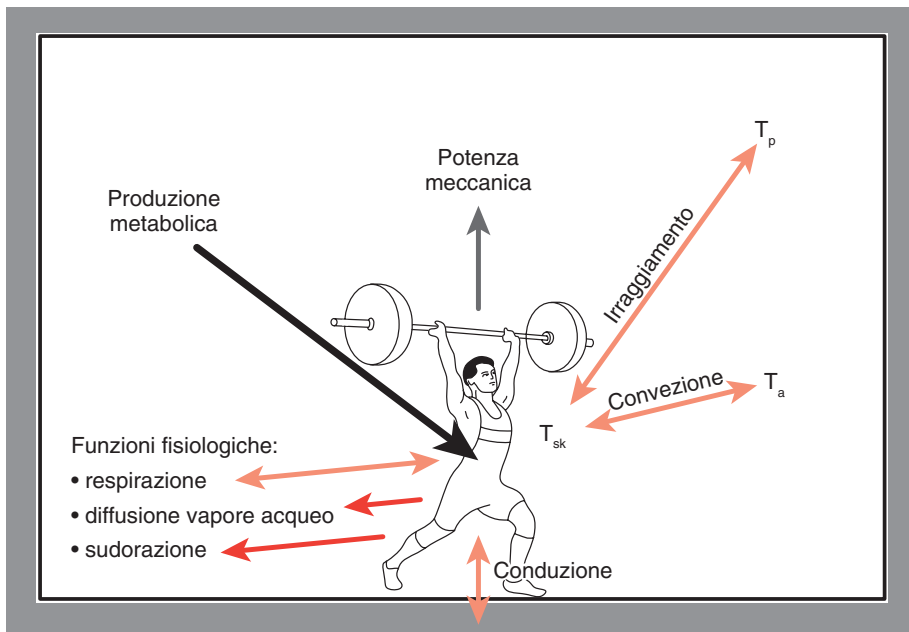


Figura 17.1

Modello schematico degli scambi di energia tra un individuo e un ambiente

dove:

- $\left(\frac{dU_u}{dt}\right)$ è la variazione nel tempo dell'energia interna (per unità di superficie corporea) del "core" del corpo umano;
- (\dot{G}_u) è la potenza termica (per unità di superficie corporea) generata all'interno del corpo dal metabolismo;
- (\dot{L}_u) è la potenza meccanica (per unità di superficie corporea) scambiata dal corpo con l'ambiente;

- $(\dot{Q}_{u,irr})$, $(\dot{Q}_{u,conv})$, $(\dot{Q}_{u,kond})$, sono le potenze termiche (per unità di superficie corporea) scambiate dal corpo con l'ambiente, rispettivamente, per irraggiamento termico, convezione termica e conduzione termica;
- $(\dot{Q}_{u,diff})$, $(\dot{Q}_{u,sud})$, $(\dot{Q}_{u,resp})$, sono le potenze termiche (per unità di superficie corporea) scambiate dall'individuo con l'ambiente per effetto di funzioni fisiologiche quali, rispettivamente, la traspirazione di vapore acqueo attraverso i pori della pelle, l'evaporazione del sudore prodotto dalle ghiandole sudoripare e la respirazione.

Tutti questi termini verranno esplicitati più avanti in funzione di grandezze misurabili.

17.2.2.1

L'EQUAZIONE DI FANGER DI BILANCIO TERMICO DEL CORPO UMANO

La relazione (17.5) è il punto di partenza fondamentale da cui è partito P.O. Fanger, un ricercatore del Laboratory of Heating and Air Conditioning della Technical University of Denmark, per elaborare una teoria del comfort termoigrometrico basata sull'equazione del comfort e su indici razionali quantitativi per esprimere il grado di benessere percepito.

Conviene allora esprimere l'equazione (17.5) mediante notazioni simili a quelle utilizzate da Fanger:

$$S = M - W - C_r - C_c - C_k - E_d - E_{sw} - E_{ve} - C_{ve} \quad (17.6)$$

dove $(S = \frac{dU_u}{dt})$, $M = \dot{G}_u$, $W = \dot{L}_u$) e gli altri termini rappresentano gli scambi di potenza termica unitaria tra corpo umano e ambiente mediante **calore sensibile**, ovvero dovuti a una differenza di temperatura, indicati con la lettera (C), e mediante **calore latente**, ovvero mediante scambio di vapore acqueo, indicati con la lettera (E).

In particolare, (C_r) , (C_c) e (C_k) sono le potenze unitarie scambiate per irraggiamento, convezione e conduzione e la loro somma è detta "potenza termica secca". (E_d) e (E_{sw}) sono le potenze unitarie scambiate per diffusione di vapore e per sudorazione. Infine, (E_{ve}) e (C_{ve}) sono le potenze unitarie scambiate per respirazione: il primo termine per effetto della variazione di umidità e il secondo per effetto della variazione di temperatura tra aria inspirata ed espirata.

17.2.2.2

LA VARIAZIONE DI ENERGIA INTERNA DEL CORPO UMANO E LA OMEOTERMIA

La variazione di energia interna del "core" del corpo umano" per unità di superficie corporea (A_b) può essere espressa in termini della temperatura corporea (T_b) mediante la seguente relazione:

$$S = \frac{dU_u}{dt} = \frac{c_b m_b}{A_b} \frac{dT_b}{dt} \quad (17.7)$$

dove (c_b) è il calore specifico del corpo umano, che, in prima approssimazione, può essere calcolato mediante il modello semplificato di Chen per i sistemi biologici, secondo il quale non è necessario conoscere la composizione dettagliata del materiale ma solo la frazione massica di solido (x_s), ovvero il complemento a 1 della frazione massica di acqua:

$$c_b \approx 4,19 - 2,30x_s - 0,628x_s^3 \quad (17.8)$$

Essendo il corpo umano costituito mediamente per il 72% di acqua, si ha ($x_s=0,28$) e dalla relazione di Chen si ricava ($c_b \approx 3,53 \frac{kJ}{kg K}$).

L'ipotesi fondamentale alla base della teoria di Fanger è che **condizione necessaria per avere condizioni di comfort termico** è che la variazione nel tempo dell'energia interna del corpo umano sia uguale a zero, ovvero

$$S = \frac{dU_u}{dt} = \frac{c_b m_b}{A_b} \frac{dT_b}{dt} = 0$$

Perché tale condizione sia verificata la derivata rispetto al tempo della temperatura corporea (T_b) deve essere uguale a zero, il che implica che sia ($T_b = \text{costante}$): questa è la **condizione di omeotermia** o di equilibrio termico.

Se è verificata la condizione di omeotermia l'equazione fondamentale del bilancio energetico del corpo umano può essere espressa come:

$$M - W = C_r + C_c + C_k + E_d + E_{sw} + E_{ve} + C_{ve} \quad (17.9)$$

Di seguito verranno esplicitati tutti i termini che compaiono nella (17.9) al fine di determinare quali sono le grandezze che influenzano il comfort termoigrometrico di un individuo che si trova in un ambiente termicamente moderato.

Gli ambienti di vita o di lavoro possono essere distinti in ambienti termicamente moderati e ambienti termicamente severi.

Un **ambiente termicamente severo** è un ambiente lavorativo in cui specifiche e ineludibili esigenze produttive (ad es. fonderie, altiforni, celle frigorifere o, comunque, ambienti legati al ciclo alimentare del freddo, eccetera) determinano condizioni termoigrometriche (ad esempio temperatura, umidità, velocità dell'aria) particolarmente critiche che possono mettere a forte rischio la salute dei lavoratori. In questi ambienti quindi l'obiettivo principale del datore di lavoro e del progettista deve essere la riduzione del rischio per la salute sulla base di stringenti prescrizioni legislative. Risulterebbe invece velleitario, date le condizioni microclimatiche particolarmente gravose perseguire l'obiettivo del comfort termoigrometrico.

Le problematiche relative agli ambienti termicamente severi non saranno trattate in questo testo, per cui si rimanda alla letteratura tecnica specialistica in materia di sicurezza sul lavoro.

Gli **ambienti termicamente moderati**, che sono l'oggetto della trattazione seguente, sono, invece, ambienti di vita (ad es. abitazioni, scuole, ambienti destinati allo svago eccetera) o di lavoro (ad es. scuole, uffici, negozi, industrie diverse da quelle viste sopra, eccetera) in cui non esistono le specifiche e particolarmente critiche situazioni tipiche degli ambienti termicamente severi. Pertanto in un ambiente termicamente moderato è possibile, anzi, doveroso, perseguire l'obiettivo di garantire agli utenti condizioni di benessere termoigrometrico.

17.2.2.3

LA TEMPERATURA DEL CORPO UMANO E I MECCANISMI DI TERMOREGOLAZIONE

Come si è già detto il "Two node model" considera il corpo umano suddiviso in due zone principali, una esterna, comprendente la pelle e i tessuti sottocutanei a

temperatura (T_{sk}), e una interna, il “core” comprendente gli organi vitali, a temperatura (T_b).

La temperatura (T_{sk}) è molto variabile tra un massimo di 45 °C e un minimo che dipende dalla zona del corpo (ad es. per le dita 4 °C, per la fronte 17 °C).

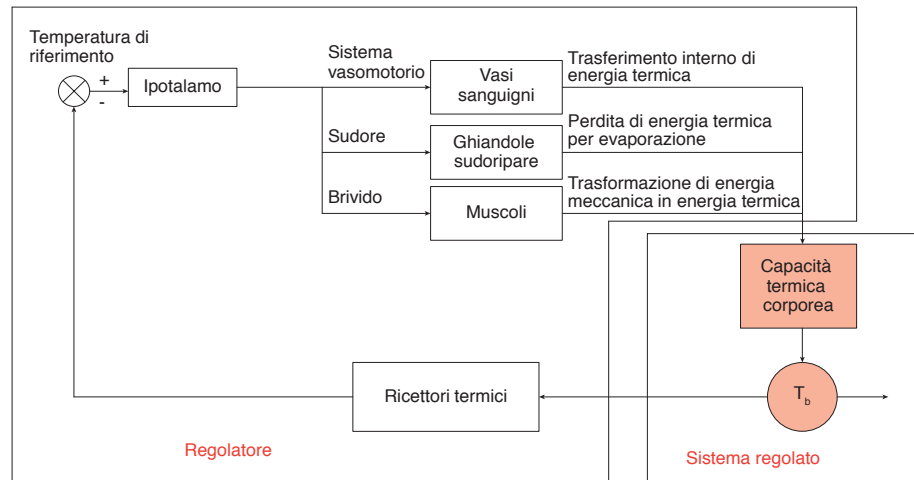
La temperatura (T_b) è invece molto meno variabile di quella superficiale: essa può essere considerata, in un soggetto sano e in condizioni di equilibrio termico, uguale a circa 37 °C.

In prima approssimazione può essere ritenuta uguale alle temperature esofagea, rettale, orale, timpanica, auricolare o delle urine. In realtà, queste temperature possono essere anche sensibilmente diverse fra loro: per la loro definizione e misura si rimanda alla norma tecnica internazionale ISO 9886.

In realtà la temperatura interna (T_b) può variare nel tempo in considerazione di fenomeni di riscaldamento o di raffreddamento. Il corpo umano è dotato di ricettori in grado di percepire tali variazioni di temperatura e di trasmettere segnali che il cervello interpreta con una sensazione di caldo, se (T_b) tende ad aumentare, o di freddo, se (T_b) tende a diminuire. Come risposta il corpo umano è in grado di attivare meccanismi detti di termoregolazione che tendono a garantire che la temperatura interna non vari rispetto al valore di circa 37 °C. Va infatti tenuto conto del fatto che una variazione in più o in meno di solo pochi gradi può avere effetti anche gravi e addirittura letali per il funzionamento degli organi vitali.

Uno schema di tipo ingegneristico del funzionamento del sistema di termoregolazione del corpo umano basato sul modello regolatore-sistema regolato è riportato in Figura 17.2.

Figura 17.2
Schema del
funzionamento
del sistema di
termoregolazione
del corpo umano



Il regolatore è costituito dall'insieme dei ricettori termici che inviano segnali all'ipotalamo, una struttura anatomica posta alla base del cranio che controlla molte funzioni vitali. In particolare, in esso sono presenti neuroni capaci di percepire variazioni di temperatura rispetto a quella di riferimento, che come si è già detto è di circa 37 °C, e di reagire con l'attivazione di meccanismi di dissipazione o di produzione di energia termica.

I primi a entrare in funzione sono i **meccanismi di termoregolazione vasomotoria**:

- la **vasodilatazione**, attivata come reazione a una sensazione di caldo dovuta alla tendenza a un aumento della temperatura (T_b) degli organi interni;

- la **vasocostrizione**, attivata come reazione a una sensazione di freddo dovuta alla tendenza a una diminuzione della temperatura (T_b).

Per spiegare i meccanismi di vasodilatazione e di vasocostrizione si può considerare il sistema cardiovascolare come costituito da una “pompa” (il cuore) e da una ramificazione di vasi sanguigni che partendo dal cuore vi ritornano dopo essere aumentati di numero e ridotti di sezione (dalle grandi arterie fino ai capillari) e successivamente essere ridotti di numero e aumentati di sezione (dai capillari alle grosse vene) (v. Par. 14.8).

Dal punto di vista fluidodinamico si può utilizzare un modello semplificato del sistema cardiocircolatorio umano che trascura il fatto che i condotti (le arterie e le vene) sono elastiche, che i tratti capillari consentono fuoriuscita e ingresso di liquido, che la “pompa” (il cuore) ha un’attività pulsante e quindi il flusso sanguigno è intermittente, che il fluido in movimento in alcune situazioni (grandi vasi a basso gradiente di velocità o vasi capillari) non si comporta come un fluido newtoniano ma piuttosto come un fluido di Casson.

Trascurando tali effetti, il modello più semplice per descrivere il flusso del sangue lungo un vaso è basato sull’ipotesi di flusso stazionario e pienamente sviluppato di un fluido newtoniano lungo un tubo rigido rettilineo di sezione costante circolare.

Nei limiti di validità di tale modello si ha un flusso, detto di Hagen-Poiseuille, in cui la portata volumetrica di fluido (\dot{V}) è data dalla legge di Poiseuille,

$$\dot{V} = \bar{w}A = \frac{\pi D^4 \Delta p}{128 \mu L} \quad (17.9)$$

dove (A) è la sezione del condotto, (\bar{w}) è la velocità del fluido mediata sulla sezione del condotto, ($\Delta p = p_1 - p_2$) è la caduta di pressione tra la sezione 1 e la sezione 2 del tubo, (D) ed (L) sono il diametro e la lunghezza del tubo. (μ) è la viscosità dinamica del fluido, che nel modello di Hagen-Poiseuille viene assunto newtoniano.

Conoscendo la sezione del tubo e la velocità di flusso sarà nota la portata volumetrica e quindi la caduta di pressione lungo il vaso sanguigno si può calcolare come

$$\Delta p = R_{idr} \dot{V} = \frac{128 \mu L \dot{V}}{\pi D^4} \quad (17.10)$$

dove

$$R_{idr} = \frac{128 \mu L}{\pi D^4} \quad (17.11)$$

è la resistenza viscosa tra fluido e parete del vaso (**resistenza vascolare**).

L’eq. (17.11) per la resistenza vascolare e l’eq. (17.10) per la caduta di pressione mostrano che entrambe aumentano all’aumentare della lunghezza del vaso e al diminuire della sua sezione. Proprio il diametro della sezione è la grandezza che influenza maggiormente la resistenza e la caduta di pressione, poiché entrambe dipendono dall’inverso della quarta potenza del diametro.

Questo risultato indica che la resistenza vascolare (e quindi la caduta di pressione) può essere controllata in modo efficace modificando la sezione del vaso. Ciò viene effettuato, ad esempio, dal sistema nervoso che controlla la tensione dei muscoli lisci nelle pareti delle arteriole, ovvero i vasi sanguigni posti nella parte terminale delle arterie e che le collegano alla rete dei capillari. Queste possono quindi essere distese o contratte selettivamente per controllare la quantità di flusso sanguigno nelle varie zone del corpo.

Con la **vasodilatazione** si ha un aumento di diametro delle arteriole che provoca una diminuzione della resistenza idraulica, in modo da favorire l'afflusso di sangue verso i capillari e quindi sulla superficie corporea. Ciò dà luogo a un aumento della temperatura superficiale e quindi un aumento della dissipazione termica verso l'ambiente.

Al contrario, la **vasocostrizione** agisce in modo tale da ridurre il diametro dei vasi a livello delle arteriole con un aumento della resistenza idraulica delle stesse, il che riduce l'afflusso di sangue alla rete capillare, diminuisce la dissipazione di calore verso l'ambiente e dirotta preferenzialmente il flusso sanguigno verso gli organi interni riducendo la tendenza al loro raffreddamento.

Se l'attivazione dei meccanismi vasomotori non è sufficiente per il ripristino della condizione di omeotermia entrano in funzione i **meccanismi di termoregolazione comportamentale**:

- contro la sensazione di caldo, la **sudorazione**, ovvero la secrezione da parte delle ghiandole sudoripare della pelle di un liquido, costituito in gran parte da acqua oltre che da altre sostanze: il sudore forma sulla pelle un film liquido che evaporando asporta calore latente, per cui costituisce un importante meccanismo di dissipazione del calore corporeo;
- contro la sensazione di freddo, i **brividi**, ovvero contrazioni involontarie dei muscoli che consentono di produrre energia termica per dissipazione viscosa.

Se l'attivazione dei meccanismi di termoregolazione non è in grado di assicurare l'omeotermia ciò può avere conseguenze anche gravi come l'ipotermia (fino alla morte per fibrillazione cardiaca) o l'ipertermia (fino alla morte per danni irreversibili alle proteine dei tessuti nervosi).

Escludendo casi di questo tipo in un ambiente di vita e di lavoro dotato di un impianto di controllo delle condizioni termoigrometriche, risulta comunque evidente che un'attivazione massiccia dei meccanismi di termoregolazione è indice di una condizione di discomfort termico.

Si può quindi concludere che la condizione di omeotermia è condizione necessaria perché l'individuo si trovi in condizioni di benessere termoigrometrico, essa però deve essere ottenuta grazie a condizioni termiche nell'ambiente considerato che non costringano ad attivare in modo importante i meccanismi di termoregolazione.

17.2.3

LE GRANDEZZE CHE INFLUENZANO IL COMFORT TERMOIGROMETRICO

L'equazione (17.9) esprime il bilancio energetico del corpo umano in condizioni di omeotermia, che Fanger pone alla base della sua teoria per la determinazione delle condizioni di comfort termoigrometrico in ambienti termicamente moderati:

$$M - W = C_r + C_c + C_k + E_d + E_{sw} + E_{ve} + C_{ve}$$

Il primo membro esprime il bilancio tra potenza termica prodotta all'interno del corpo dai processi metabolici e la potenza meccanica sviluppata dall'individuo. Come è mostrato in dettaglio nei successivi paragrafi 17.2.3.1 e 17.2.3.2 ambedue questi termini, secondo la teoria di Fanger, dipendono essenzialmente dall'attività svolta dall'individuo, che è nota a priori sulla base della destinazione d'uso dell'ambiente. Ad esempio, in un ambiente destinato ad aula scolastica l'attività sarà di tipo sedentario per cui la produzione metabolica sarà bassa mentre in una palestra l'attività sarà di tipo ginnico-sportiva e quindi l'attività sarà più intensa e richiederà una produzione metabolica più alta.

Il secondo membro dell'equazione di bilancio energetico è formato da termini che esprimono gli scambi di calore tra individuo e ambiente mediante diversi meccanismi fisici e fisiologici. In un ambiente termicamente moderato tutti questi termini sono essenzialmente dissipativi.

Considerando lo scambio termico per conduzione (C_k) trascurabile, la somma delle potenze termiche unitarie scambiate per irraggiamento (C_r) e per convezione (C_c) è definita da Fanger “**potenza termica secca**” ed espressa come (per approfondimenti vedi paragrafi da 17.2.3.3 a 17.2.3.6):

$$C_r + C_c = \frac{T_{sk} - T_{op}}{\frac{1}{f_{cl}h} + 0,155 \cdot I_{cl}}$$

e quindi dipende:

- dalla **temperatura superficiale della pelle** (T_{sk});
- dalla **temperatura operativa** (T_{op}) definita come temperatura media tra la **temperatura dell'aria** e la **temperatura media radiante delle pareti**;
- dall'adduttanza superficiale (h) uguale alla somma del coefficiente di scambio termico per irraggiamento (h_r) e del coefficiente di scambio termico per convezione (h_c) che a sua volta dipende dalla **velocità dell'aria** (w_a);
- da termini che dipendono dall'abbigliamento: (f_{cl}) è il coefficiente d'area dell'abbigliamento definito come rapporto tra area del corpo vestito e quella del corpo nudo, ($0,155 \cdot I_{cl}$) è la **resistenza termica dell'abbigliamento** espressa come multiplo (I_{cl}) di un'unità di misura incoerente detta “clo” e definita da Fanger come: $1 \text{ clo} = 0,155 [\text{m}^2 \text{ K W}^{-1}]$. Ovviamente tale resistenza termica dipende dal tipo di abbigliamento che a sua volta può essere visto come dipendente, negli ambienti termicamente moderati, essenzialmente dalla **stagione**. Per alcuni valori tipici di (I_{clo}) nella stagione estiva e in quella invernale si veda Tabella 17.2 nel Paragrafo 17.2.3.6.

Per quanto riguarda lo **scambio termico per sudorazione** (E_{sw}) si è già visto in precedenza che è un importante meccanismo di termoregolazione del corpo umano mediante la dissipazione di calore latente di vaporizzazione.

La sudorazione consiste in varie fasi:

1. produzione di sudore (prevalentemente soluzione acquosa di cloruro di sodio) da parte delle ghiandole sudoripare (sotto il controllo dell'ipotalamo);
2. il sudore arriva sulla superficie esterna della pelle attraverso appositi condotti;
3. il sudore forma un film sottile sulla pelle;
4. il sudore evapora assorbendo calore latente di vaporizzazione.

Il processo di evaporazione dipende ovviamente dall'umidità relativa presente nell'aria. Infatti se l'aria è satura di umidità il sudore non evapora e quindi non esplica la sua funzione di asportazione di calore. Più l'aria è secca tanto più facilmente il sudore evapora e il processo di asportazione di calore risulta intensificato.

La quantità di sudore evaporata e quindi la potenza termica (E_{sw}) dipendono da

- temperatura della pelle
- temperatura dell'aria
- velocità relativa soggetto-aria
- grado igrometrico (umidità relativa) dell'aria
- permeabilità al vapore della pelle e dell'abbigliamento
- percentuale di pelle bagnata dal sudore

Non viene ricavata la relazione per il calcolo della potenza termica unitaria dissipata per sudorazione in quanto, come si vedrà, più avanti, la teoria di Fanger fornisce un'equazione di tipo empirico per il calcolo di (E_{sw}) in condizioni di comfort termoigrometrico.

Lo scambio termico per diffusione di vapore acqueo attraverso la pelle viene ricavato da Fanger utilizzando la legge di Fick: in particolare si dimostra che dipende essenzialmente dalla **temperatura della pelle** (T_{sk}), dalla **temperatura dell'aria** (T_a) e dal **grado igrometrico (umidità relativa) dell'aria** (φ). (Per la trattazione quantitativa si può fare riferimento al Paragrafo 17.2.3.7).

Lo scambio termico per respirazione è costituito dalla somma dei termini (C_{ve}) e (E_{ve}).

(C_{ve}) è la potenza termica unitaria scambiata per calore sensibile dovuta all'aumento di temperatura tra fluido espirato e fluido inspirato, mentre (E_{ve}) è la potenza termica unitaria scambiata sotto forma di calore latente dovuto all'aumento di umidità nel fluido espirato rispetto a quello inspirato.

Globalmente le quantità (C_{ve}) e (E_{ve}) dipendono dalla **temperatura** (T_a) e dall'**umidità relativa** (φ) **dell'aria** ambiente e dall'**attività** svolta dall'individuo che influenza la portata di ventilazione polmonare. (Per la trattazione quantitativa si può fare riferimento al Paragrafo 17.2.3.8).

17.2.3.1

LA PRODUZIONE DI ENERGIA TERMICA COLLEGATA AL METABOLISMO

I cibi e le bevande subiscono nel corpo umano un enorme numero di trasformazioni chimiche, le quali nel loro complesso, costituiscono il **metabolismo**. Tali processi, essenzialmente ossidativi, sono complessivamente esoenergetici, ovvero, parte dell'energia potenziale chimica dei cibi, delle bevande e, in caso di bisogno, delle sostanze di riserva, si trasforma in energia termica all'interno del corpo umano.

La potenza metabolica unitaria (M) può essere distinta in:

- potenza metabolica **basale**: è la potenza metabolica necessaria per il funzionamento degli organi vitali. Si misura nel soggetto a riposo, digiuno da almeno 12 ore, in condizioni di neutralità termica, ed è mediamente uguale a circa $43 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$;
- potenza metabolica legata all'**attività**: si ipotizza che il corpo umano quando svolge una qualsiasi attività fisica produca più potenza termica al fine di soddisfare la maggiore richiesta energetica da parte dei muscoli e degli altri organi. Pertanto, in presenza di svolgimento di attività fisica, anche sedentaria, la produzione metabolica unitaria è maggiore di quella basale.

Allora, nel modello di Fanger la produzione metabolica (M) viene considerata funzione unicamente dell'attività svolta. Per la sua misura Fanger ha introdotto la unità incoerente **met**:

$$1 \text{ met} = 58,2 \frac{W}{m^2} = 50,0 \frac{kcal}{h \cdot m^2}$$

Per fissare le idee, si può considerare che ($M=1 \text{ met}$) è la potenza metabolica unitaria relativa a una persona seduta a riposo, mentre, nel caso di attività leggera sedentaria la potenza metabolica unitaria (M) è circa 1,2 met.

In Tabella 17.1 sono riportati tipici valori, desunti dalla letteratura tecnica e dalla già citata norma UNI EN ISO 7730, in [$W \cdot m^{-2}$] e in [met] della produzione metabolica per diverse attività:

ATTIVITÀ		Met	$W \cdot m^{-2}$
RIPOSO	Soggetto sdraiato	0,8	46
	Soggetto seduto	1,0	58
SEDENTARIA	In ufficio, casa, scuola, laboratorio	1,2	70
LEGGERA IN PIEDI	Compere, laboratorio	1,6	93
MEDIA IN PIEDI	Commesso, lavori domestici, lavori a macchina	2,0	116
LAVORATIVA INDUSTRIALE	Industria leggera	1,6 ÷ 2,4	93 ÷ 140
	Falegnameria a mano (chiodatura, ecc.)	1,8	105
	Falegnameria a macchina (foratura, taglio, ecc.)	4,0 ÷ 4,8	230 ÷ 280
	Industria pesante (fonderia, ecc.)	4,0 ÷ 7,6	230 ÷ 440
CAMMINARE A	2 km/h	1,9	110
	3 km/h	2,4	140
	4 km/h	2,8	165
	5 km/h	3,4	200
GINNICO-SPORTIVE	Ginnastica	3,0 ÷ 4,0	175 ÷ 230
	Tennis	4,6	~270
	Pallacanestro	7,6	~440
	Marcia	2,4 ÷ 5,0	140 ÷ 290
	Corsa	8,0 ÷ 10,0	465 ÷ 580

Tabella 17.1

Tipici valori della potenza unitaria metabolica per diverse attività

17.2.3.2

LA POTENZA MECCANICA SCAMBIATA DAL CORPO UMANO

La potenza meccanica unitaria (W) è l'energia (per unità di superficie del corpo umano) che nell'unità di tempo viene scambiata con l'ambiente esterno sotto forma di lavoro.

Il corpo umano può essere assimilato a una macchina termica che per unità di superficie corporea assorbe una potenza (M) e produce una potenza meccanica (W). Allora può essere definito il rendimento termico del corpo umano come:

$$\eta = \frac{W}{M} \quad (17.12)$$

e la differenza ($M - W$), ovvero la parte della potenza metabolica che non si trasforma in energia meccanica e che, quindi, deve essere dissipata verso l'ambiente esterno per ottenere la condizione di omeotermia, può essere scritta in funzione del rendimento termico del corpo umano come:

$$M - W = M (1 - \eta) \quad (17.13)$$

Il rendimento meccanico del corpo umano è mediamente molto basso e comunque sempre inferiore a 0,2.

Spesso, soprattutto nel caso di attività a bassa potenza metabolica, come quelle che si svolgono negli edifici civili, si può porre ($W = 0$).

17.2.3.3

LO SCAMBIO TERMICO PER CONVEZIONE

La potenza termica scambiata per convezione tra corpo umano e l'aria in cui è immerso può essere calcolata utilizzando la legge di Newton della convezione termica:

$$\dot{Q}_{conv} = h_c A_{cl} (T_{cl} - T_a) \quad (17.14)$$

dove

(h_c) = coefficiente di scambio termico convettivo in [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$]

(A_{cl}) = area della superficie del corpo umano vestito in [m^2]

(T_{cl}) = temperatura media della superficie esterna del corpo umano vestito in [K] o, indifferentemente, [$^{\circ}\text{C}$]

(T_a) = temperatura dell'aria ambiente in [K] o, indifferentemente, [$^{\circ}\text{C}$]

Allora la potenza termica per unità di superficie corporea scambiata per convezione è data da:

$$C_c = \frac{\dot{Q}_{conv}}{A_b} = \frac{A_{cl}}{A_b} h_c (T_{cl} - T_a) = f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) \quad (17.15)$$

dove ($f_{cl} = A_{cl} / A_b$) è il coefficiente d'area del corpo vestito, definito come il rapporto tra l'area della superficie del corpo umano vestito (A_{cl}) e l'area della superficie del corpo umano nudo (A_b).

Generalmente (f_{cl}) è valutato come funzione della resistenza termica del vestito: ovviamente se il soggetto è nudo (ad esempio in una piscina) ($f_{cl} = 1$) e inoltre si dovrà utilizzare nell'equazione (17.15) la temperatura della pelle (T_{sk}) al posto della temperatura dei vestiti (T_{cl}).

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo (h_c) per condizioni di flusso tipiche di ambienti chiusi, si possono usare le seguenti relazioni:

$$\text{in convezione naturale} \quad h_c = 2,38 (T_{cl} - T_a)^{0,25} \quad (17.16)$$

$$\text{in convezione forzata} \quad h_c = 12,1 \sqrt{w_{a,r}} \quad (17.17)$$

dove ($w_{a,r}$) è la velocità relativa soggetto-aria in [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], calcolabile in funzione

della potenza metabolica (M) in $[W \cdot m^2]$ e quindi dell'attività svolta, con la relazione:

$$w_{a,r} = w_a + 0,0052(M - 58,2) \quad (17.18)$$

dove (w_a) è la velocità misurata dell'aria in $[m \cdot s^{-1}]$.

Quindi, la potenza termica dispersa dal corpo umano per convezione dipende dalle seguenti variabili:

- temperatura della superficie esterna del corpo vestito
- temperatura dell'aria
- velocità relativa soggetto-aria (variabile questa che scompare nel caso di convezione naturale)
- coefficiente di area dell'abbigliamento, che a sua volta dipende essenzialmente dal tipo di abbigliamento

17.2.3.4

LO SCAMBIO TERMICO PER IRRAGGIAMENTO

La potenza termica che il corpo umano scambia per irraggiamento con l'ambiente circostante può essere calcolata con la legge di Stefan-Boltzmann per un corpo grigio racchiuso in una grande cavità:

$$\dot{Q}_{irr} = A_{eff} \epsilon \sigma (T_{cl}^4 - T_r^4) \quad (17.19)$$

dove

(ϵ) = emissività del corpo umano $\sim 0,95$

(σ) = costante di Stefan-Boltzmann $= 5,67 \cdot 10^{-8} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$

(T_{cl}) = temperatura media della superficie esterna del corpo umano vestito in $[K]$

(T_r) = temperatura media radiante in $[K]$, ovvero temperatura di un ambiente fittizio termicamente uniforme che scambierebbe con il corpo umano la stessa potenza termica radiante scambiata nell'ambiente reale. Si può misurare ad es. con il globotermometro. Per la sua misura o il suo calcolo si veda la norma UNI-EN 27726.

(A_{eff}) = area efficace del corpo umano per l'irraggiamento

$$A_{eff} = A_b f_{cl} f_{eff} \quad (17.20)$$

dove:

(f_{cl}) = coefficiente di area dell'abbigliamento. Si è già visto che viene messo in funzione della resistenza termica dell'abbigliamento.

(f_{eff}) = coefficiente di area efficace $= (A_{eff} / A_{cl})$: è generalmente valutato pari a 0,696 per soggetti seduti e 0,725 per soggetti in piedi; se non è fissata la posizione si assume il valore di 0,71.

Allora la potenza termica unitaria scambiata per irraggiamento, è data da

$$C_r = \frac{\dot{Q}_{irr}}{A_b} = \frac{A_{eff}}{A_b} \epsilon \sigma (T_{cl}^4 - T_r^4) = f_c f_{eff} \epsilon \sigma (T_{cl}^4 - T_r^4) \quad (17.21)$$

Nel caso in cui la differenza tra la temperatura della superficie del corpo umano vestito e la temperatura radiante dell'ambiente circostante sia sensibilmente minore del valore medio ($T_m = (T_{cl} + T_r)/2$) tra di esse, ovvero, ($T_{cl} - T_r \ll (T_{cl} + T_r)/2 = T_m$), condizione questa sempre verificata in un ambiente termicamente moderato, si ha:

$$(T_{cl}^4 - T_r^4) \approx 4T_m^3(T_{cl} - T_r) \quad (17.22)$$

Si faccia attenzione al fatto che mentre la differenza di temperatura ha lo stesso valore sia in [K] che in [°C], la temperatura (T_m) **deve** essere espressa in [K]. Sostituendo la (17.22) nella (17.21) si ottiene che la potenza termica unitaria scambiata per irraggiamento, è data da:

$$C_r = f_{cl} f_{eff} \epsilon \sigma (T_{cl}^4 - T_r^4) \approx f_{cl} f_{eff} \epsilon \sigma 4T_m^3 (T_{cl} - T_r) \quad (17.23)$$

ovvero, sostituendo i valori numerici noti, da:

$$C_r \approx 1,58 \cdot 10^{-7} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right] f_{cl} T_m^3 (T_{cl} - T_r) \quad (17.24)$$

Possiamo allora definire un coefficiente di scambio termico radiativo ($h_r = f_{eff} \epsilon \sigma 4T_m^3$) in modo tale che l'equazione (17.23) assume una formulazione analoga a quella precedentemente ricavata per lo scambio termico convettivo:

$$C_r = f_{cl} h_r (T_{cl} - T_r) \quad (17.25)$$

Quindi, la potenza termica scambiata dal corpo umano per irraggiamento dipende dalle seguenti variabili:

- temperatura della superficie esterna del corpo vestito
- temperatura media radiante delle pareti dell'ambiente
- coefficiente di area dell'abbigliamento, che a sua volta dipende essenzialmente dal tipo di abbigliamento

17.2.3.5

LO SCAMBIO TERMICO PER CONDUZIONE

Nell'equazione di Fanger, il termine (C_k) rappresenta la potenza termica unitaria dispersa per conduzione attraverso i solidi a contatto con il corpo umano, come ad esempio quella scambiata tra i piedi e il pavimento, quella scambiata con la sedia nel caso di soggetto seduto, quella scambiata con il letto nel caso di soggetto disteso, quella scambiata con oggetti tenuti in mano.

Nel primo e nell'ultimo caso la potenza scambiata è generalmente trascurabile a causa della ridotta superficie di contatto, negli altri casi lo è perché la differenza di temperatura tra la parte di corpo a contatto con il mobile e il mobile stesso è, allo stato stazionario, generalmente piccola o nulla.

Pertanto, nella quasi totalità dei casi il termine (C_k) è trascurabile e non sarà più considerato nell'equazione di Fanger.

In alcuni casi particolari, se ne può tenere conto variando la resistenza termica del vestito.

17.2.3.6

LA POTENZA TERMICA "SECCA"

Trascurando il termine conduttivo, la potenza termica unitaria dispersa come calore sensibile (spesso chiamata "potenza termica secca" in quanto non entrano in gioco scambi di vapore acqueo) è data dalla somma dei termini radiativo, equazione (17.25) e convettivo, equazione (17.15):

$$C_r + C_c = f_{cl} h_r (T_{cl} - T_r) + f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a)$$

da cui si ricava

$$C_r + C_c = f_{cl} (h_r T_{cl} - h_r T_r + h_c T_{cl} - h_c T_a) = f_{cl} [(h_r + h_c) T_{cl} - (h_r T_r + h_c T_a)]$$

Dividendo e moltiplicando l'ultimo termine per $(h_r + h_c)$ si ottiene:

$$C_r + C_c = f_{cl} \left[(h_r + h_c) T_{cl} - (h_r + h_c) \frac{h_r T_r + h_c T_a}{h_r + h_c} \right] \quad (17.26)$$

Introducendo le quantità $(h = h_r + h_c)$ e $\left(T_{op} = \frac{h_r T_r + h_c T_a}{h_r + h_c} \right)$ l'equazione (17.26) può essere scritta come:

$$C_r + C_c = f_{cl} h (T_{cl} - T_{op}) \quad (17.27)$$

dove $(h = h_r + h_c)$ è detto **adduttanza superficiale** e si misura in $[W \cdot m^{-2} K^{-1}]$ e (T_{op}) è detta **temperatura operativa** e rappresenta la media pesata tra la temperatura dell'aria (T_a) e la temperatura media radiante delle pareti (T_p), con, rispettivamente, il coefficiente di scambio termico convettivo (h_c) e il coefficiente di scambio termico radiativo (h_r), come coefficienti di peso.

Negli ambienti termicamente moderati, la differenza di temperatura è generalmente piccola, tipicamente non superiore a 4 °C, e i coefficienti (h_c) e (h_r) sono praticamente uguali, per cui la temperatura operativa è circa uguale alla media aritmetica tra la temperatura media radiante delle pareti e la temperatura dell'aria:

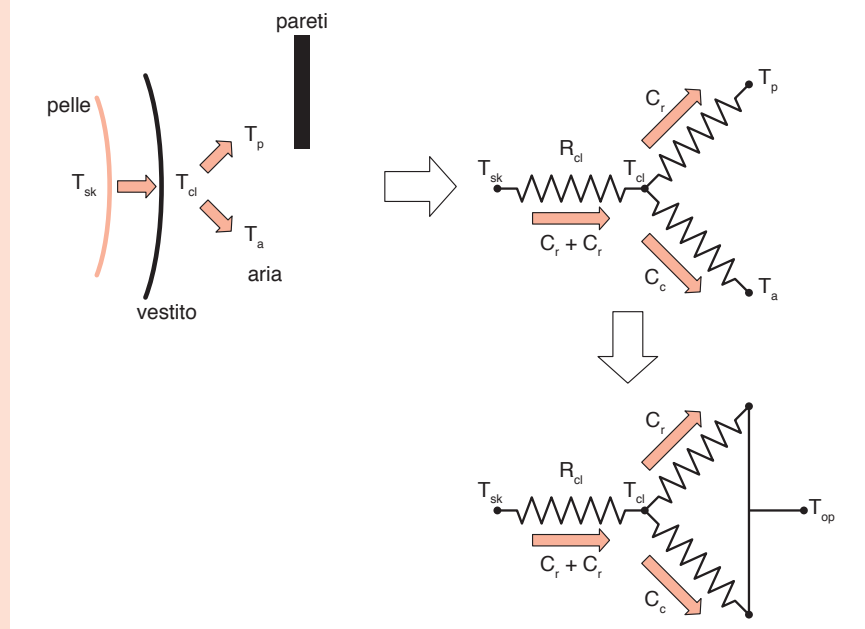
$$T_{op} \approx \frac{T_p + T_a}{2} \quad (17.28)$$

Come si vedrà più avanti la temperatura operativa è un parametro importante nella valutazione delle condizioni di comfort termico e viene presa in considerazione in tal senso, ad esempio, dalla legislazione italiana.

L'equazione (17.27) è fondamentale per il calcolo della potenza termica unitaria "secca", ma dipende dalla temperatura superficiale dei vestiti (T_{cl}) che è una grandezza difficilmente misurabile.

Si può modificare tale equazione sostituendo la temperatura (T_{cl}) con la temperatura della pelle (T_{sk}), che è un parametro fisiologico, utilizzando il modello resistivo, schematizzato in Figura 17.3, in cui si mostra che la potenza che dalla super-

Figura 17.3
Modello resistivo
dello scambio
termico tra
superficie della
pelle e ambiente



Allora, si avrà:

$$C_r + C_c = f_{cl} h (T_{cl} - T_{op}) = \frac{T_{sk} - T_{cl}}{R_{cl}''} \quad (17.29)$$

dove (R_{cl}'') è la resistenza termica conduttiva per unità di superficie del vestito, in $[m^2 K W^{-1}]$.

Dalla relazione (17.29) si ricava la temperatura della superficie dei vestiti in funzione di quella della pelle:

$$T_{cl} = T_{sk} - (C_r + C_c) R_{cl}''$$

che sostituita nella prima uguaglianza della (17.29) fornisce:

$$C_r + C_c = f_{cl} h [T_{sk} - (C_r + C_c) R_{cl}'' - T_{op}]$$

da cui

$$C_r + C_c = \frac{f_{cl} h (T_{sk} - T_{op})}{1 + f_{cl} h R_{cl}''} = \frac{T_{sk} - T_{op}}{\frac{1}{f_{cl} h} + R_{cl}''}$$

La resistenza conduttiva unitaria dei vestiti viene spesso espressa mediante un'unità di misura incoerente detta [clo], definita come:

$$1clo = 0,155 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

e scelta in modo tale che la resistenza termica unitaria di un tipico abbigliamento invernale da ufficio sia circa uguale proprio a 1 clo.

Allora, la resistenza termica unitaria di un qualunque tipo di vestiario potrà essere espressa come:

$$R_{cl}^* = 0,155 I_{cl} \quad (17.30)$$

dove (I_{cl}) è il numero di clo del vestiario, per cui la relazione con cui è possibile calcolare la potenza termica unitaria scambiata per irraggiamento e convezione è data da:

$$C_r + C_c = \frac{T_{sk} - T_{op}}{\frac{1}{f_{cl} h} + 0,155 \cdot I_{cl}} \quad (17.31)$$

La misura della resistenza termica dell'abbigliamento (norma UNI EN ISO 9920) è molto complessa e richiede una struttura sperimentale che al mondo solo pochi centri specializzati posseggono.

Pertanto si ricorre a valori tabellari e si possono avere due tipi di tabelle:

1. Tabelle con valori della resistenza termica di abbigliamento completi.
 2. Tabelle con valori della resistenza termica di singoli capi di abbigliamento.
- Nel caso si utilizzino tabelle del tipo 2., una volta valutata la resistenza termica di ogni singolo capo ($I_{cl,i}$), si ricava quella dell'abbigliamento completo (I_{cl}), mediante la relazione ($I_{cl} = \sum_i I_{cl,i}$)

In tabella (17.2) sono riportati alcuni esempi di valori del numero di clo di tipici abbigliamento completi.

Una vasta raccolta di dati di questo genere si trova nei prospetti E1 ed E2 della Appendice E della norma tecnica UNI EN ISO 7730.

ABBIGLIAMENTO	Numero di clo I_{clo}
Abbigliamento tipico ESTIVO	0,3 ÷ 0,7
Ad es.: intimo, camicia, pantaloni, calzini e scarpe	~ 0,7
Abbigliamento tipico INVERNALE	1,0 ÷ 1,5
Ad es.: intimo, camicia, pantaloni, gilet, giacca, calzini, scarpe	~ 1,0

Tabella 17.2

Tipici valori della potenza unitaria metabolica per diverse attività

Risulta del tutto evidente che poiché il tipo di vestiti indossati variano con la stagione, con la loro resistenza termica (e quindi con il loro numero di clo) si tiene conto nel bilancio energetico del corpo umano anche dell'influenza della stagione (estiva o invernale).

Si noti, infine, che una volta che è conosciuto il numero di clo (I_{cl}) dei vestiti si può determinare il coefficiente di area dell'abbigliamento (f_{cl}) con la relazione di natura empirica:

$$f_{cl} = 1,00 + 0,31 \cdot I_{cl}$$

da cui si ricava banalmente che se il corpo umano è svestito si ha ($f_{cl} = 1$).

17.2.3.7

LO SCAMBIO TERMICO PER DIFFUSIONE DI VAPORE ACQUEO

La pelle umana rappresenta una barriera alla perdita di acqua corporea, funzione questa che riduce il rischio di disidratazione. Essa però presenta un certo grado di permeabilità al vapore acqueo che quindi sotto l'effetto della differenza di pressione parziale alla temperatura della pelle (p_{sk}) e di quella nell'aria ambiente (p_{as}) migra dall'interno del corpo all'esterno. Questo fenomeno chiamato diffusione di vapore acqueo attraverso la pelle (o anche traspirazione della pelle) è quindi indipendente dal sistema di termoregolazione. Poiché sia (p_{sk}) che (p_{as}) dipendono essenzialmente dalla temperatura della pelle (T_{sk}) e da quella dell'aria ambiente (T_a) il fenomeno della traspirazione avviene sempre spontaneamente se si ha una differenza di temperatura tra pelle e aria.

Dal punto di vista termico il fenomeno della diffusione di vapore acqueo attraverso la pelle provoca una perdita di energia termica, corrispondente al calore latente che il corpo ha utilizzato per trasformare l'acqua liquida nel vapore acqueo che trasmigra attraverso la pelle.

La potenza termica per unità di superficie corporea dissipata per diffusione si può calcolare utilizzando la legge di Fick:

$$E_d = \dot{Q}_{u,diff} = r\pi_v (p_{sk} - \varphi \cdot p_{as}) \quad (17.32)$$

dove

(r) = calore latente di vaporizzazione dell'acqua alla temperatura della pelle [$J \cdot kg^{-1}$]

(π_v) = permeabilità della pelle alla diffusione del vapore d'acqua [$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2} \cdot Pa^{-1}$]

(p_{sk}) = tensione di vapore (pressione di saturazione) dell'acqua alla temperatura della pelle [Pa]

(φ) = grado igrometrico (umidità relativa) dell'aria ambiente [adimensionale]

(p_{as}) = tensione di vapore (pressione di saturazione) dell'acqua alla temperatura dell'aria ambiente [Pa]

Assumendo ($r \approx 2,41 \cdot 10^6$) $\frac{J}{kg}$, ($\pi_v \approx 1,27 \cdot 10^{-9}$) $\frac{kg}{s \cdot m^2 \cdot Pa}$ e per (p_{sk}) l'espressione lineare, valida nel campo di temperatura $27 \div 37$ °C con (T_{sk}) espressa in [°C], ($p_{sk} \approx 256 \cdot T_{sk} - 3373$) [Pa], l'equazione (17.32) diventa:

$$E_d = 3,05 \cdot 10^{-3} (256 \cdot T_{sk} - 3373 - \varphi \cdot p_{as}) \quad (17.33)$$

Quindi, la potenza termica unitaria dispersa dal corpo umano per diffusione di vapore acqueo dipende dalle seguenti variabili:

- grado igrometrico (umidità relativa) dell'aria
- temperatura dell'aria dell'ambiente
- temperatura media della pelle

17.2.3.8

LO SCAMBIO TERMICO PER RESPIRAZIONE

L'aria a temperatura e titolo di vapore ambiente quando viene inspirata scambia calore e vapore d'acqua con le mucose del tratto respiratorio:

1. giunta negli alveoli polmonari l'aria si trova satura di vapore d'acqua e ad una temperatura praticamente uguale a quella del nucleo corporeo;
2. l'aria espirata ha un'entalpia e un titolo di vapore maggiori che nelle condizioni di inspirazione (ovvero nelle condizioni dell'ambiente).

In realtà viene trascurato il fatto che, nel processo di respirazione, la composizione chimica del fluido espirato varia rispetto a quello inspirato, per cui si considera in entrambi i casi che il fluido sia aria.

La potenza termica (per unità di superficie corporea) scambiata tra corpo umano e ambiente connessa con i processi sopra descritti viene vista come somma di due contributi: quello per "calore latente" (E_{ve}) e quello per "calore sensibile" (C_{ve}): $(\dot{Q}_{u,resp} = E_{ve} + C_{ve})$.

La potenza termica per unità di superficie corporea dissipata come calore latente può essere calcolata mediante la relazione:

$$E_{ve} = \dot{m}_{a,ve} r (x_{ex} - x_a) \quad (17.34)$$

mentre quella scambiata come calore sensibile mediante la relazione:

$$C_{ve} = \dot{m}_{a,ve} c_{p,a} (T_{ex} - T_a) \quad (17.35)$$

dove

($\dot{m}_{a,ve}$) è la ventilazione polmonare, ovvero la portata massica di aria respirata in $[\text{kg s}^{-1}]$

(r) è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua alla temperatura del "core" corporeo in $[\text{J kg}^{-1}]$

(x_{ex}) e (x_a) sono il titolo, rispettivamente, dell'aria espirata e dell'aria ambiente (entrambi adimensionali)

($c_{p,a}$) è il calore specifico a pressione costante dell'aria in $[\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}]$

(T_{ex}) e (T_a) sono la temperatura, rispettivamente, dell'aria espirata e dell'aria ambiente (in $[\text{K}]$ o in $[\text{ } ^\circ\text{C}]$)

Ipotizzando che la portata d'aria di ventilazione polmonare dipenda essenzialmente dall'attività svolta dall'individuo e quindi dalla potenza unitaria metabolica (M), essa può essere calcolata con la relazione empirica

$$\dot{m}_{a,ve} = 1,43 \cdot 10^{-6} \cdot M \quad (17.36)$$

Ipotizzando, inoltre, che l'aria espirata sia satura di umidità e che (φ) sia l'umidità relativa dell'aria ambiente si può calcolare la variazione di titolo ($x_{ex} - x_a$) in funzione della pressione parziale di saturazione dell'aria ambiente (p_{as}) mediante la relazione:

$$x_{ex} - x_a = 0,029 - 4,94 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi \cdot p_{as} \quad (17.37)$$

Sostituendo le (17.36) e (17.37) nell'equazione (17.34) e utilizzando per il calore latente di vaporizzazione dell'acqua il valore ($r = 2,41 \cdot 10^6 \text{ J kg}^{-1}$), la po-

tenza termica per unità di superficie corporea dissipata come calore latente può essere calcolata come:

$$E_{ve} = M \cdot (0,1 - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi \cdot p_{as}) \quad (17.38)$$

Utilizzando la relazione (17.36) e assumendo che la temperatura dell'aria espirata sia, mediamente, ($T_{ex} \sim 34$ °C) e per il calore specifico dell'aria il valore ($c_{p,a} \sim 1$ kJ kg⁻¹ °C⁻¹), la potenza termica per unità di superficie corporea scambiata per calore sensibile può essere calcolata come:

$$C_{ve} = 0,0014 \cdot M \cdot (34 - T_a) \quad (17.39)$$

con (T_a) espressa in °C.

Esaminando le relazioni (17.38) e (17.39) e considerando che la pressione parziale di saturazione (p_{as}) dipende dalla temperatura dell'aria ambiente (T_a), si ricava che la potenza termica unitaria scambiata tra corpo umano e ambiente per effetto della respirazione dipende da:

- **grado igrometrico (umidità relativa) dell'aria**
- **temperatura dell'aria dell'ambiente**
- **attività svolta dall'individuo**

17.2.4

LE EQUAZIONI DI FANGER DEL COMFORT TERMOIGROMETRICO

L'equazione di bilancio termico del corpo umano in condizioni di omeotermia (ovvero con ($S=0$)) è ricavata da Fanger ed è esprimibile come:

$$M(1-\eta) = \frac{T_{sk} - T_{op}}{0,155 \cdot I_{cl} + \frac{1}{f_{cl} \cdot h}} + 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot (256 \cdot T_{sk} - 3373 - \varphi \cdot P_{as}) + E_{sw} +$$

$$+ M \cdot \left[(0,1 - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi \cdot P_{as}) + 0,0014 \cdot (34 - T_a) \right] \quad (17.40)$$

Questa relazione è la **1^a equazione di Fanger del comfort termoisgrometrico** e costituisce, come già specificato in precedenza, la condizione necessaria perché l'individuo viva e lavori in un ambiente termicamente moderato in condizioni di benessere termoisgrometrico.

Nell'equazione (17.40) sono presenti le variabili che influenzano il comfort termoisgrometrico. Esse sono:

2 variabili legate al soggetto:

- **l'attività** svolta, espressa quantitativamente mediante la produzione metabolica (M) in [W m⁻²] e determinabile a priori sulla base della **destinazione d'uso dell'ambiente** considerato;
- **l'abbigliamento**, espresso quantitativamente mediante la sua resistenza termica e quindi con il numero di clo (I_{cl}) che dipende essenzialmente dalla **stagione**;

2 variabili fisiologiche:

- la **temperatura della pelle** (T_{sk});
- la **potenza termica dissipata per sudorazione** (E_{sw});

4 variabili ambientali:

- due termiche: la **temperatura dell'aria** (T_a) e la **temperatura media radiante delle pareti** (T_p), che definiscono la temperatura operativa (T_{op});
- una fluidodinamica: la **velocità relativa dell'aria** (w_{ar}), da cui dipende il coefficiente di scambio termico (h_c);
- una igrometrica: la **umidità relativa dell'aria** (φ).

In realtà le due variabili fisiologiche non sono indipendenti ma dipendono dalle altre.

Fanger ha, infatti, ricavato due leggi di natura sperimentale che consentono di calcolare i valori delle variabili fisiologiche in condizioni di comfort:

$$E_{sw} = 0,42 \cdot [(M - W) - 58,2] \quad (17.41)$$

$$T_{sk} = 35,7 - 0,0275 \cdot (M - W) \quad (17.42)$$

dove (M) e (W) sono espressi in [$W m^{-2}$].

Le relazioni (17.41) e (17.42) sono dette **seconda e terza equazione di Fanger** e insieme alla (17.40) costituiscono la condizione necessaria e sufficiente per avere comfort termoigrometrico.

Mediante le tre equazioni di Fanger è quindi possibile determinare il set di valori delle variabili ambientali che, fissata l'attività svolta dall'individuo e la stagione, consentono di ottenere la condizione di comfort termoigrometrico senza che il corpo umano debba attivare i meccanismi di termoregolazione.

In realtà quest'ultima affermazione è vera solo se il soggetto è a riposo ($W = 0$, $M \sim 58,2 W m^{-2}$).

Infatti, nel caso di attività sedentarie la sudorazione è sgradita, mentre all'aumentare dell'attività fisica un certo grado di sudorazione risulta gradita, come mostrato dall'equazione (17.41).

Ciò è confermato anche dall'equazione (17.42) che mostra che in caso di attività motoria risulta gradita una temperatura della pelle più bassa, condizione realizzabile grazie alla sudorazione.

In realtà si è visto che, in condizioni di comfort termico, non si ha l'attivazione dei meccanismi di termoregolazione solo se il soggetto è a riposo.

All'aumentare dell'attività, anche in condizioni di benessere, si innescano e si intensificano sia il meccanismo vasomotorio che la sudorazione.

In definitiva, le possibili condizioni di comfort termoigrometrico sono le combinazioni delle sei variabili indipendenti che soddisfano l'equazione (17.40), insieme alle (17.41) e (17.42).

Esempio 17.1

Uno studente assiste a una lezione nel periodo invernale in un'aula in cui si hanno le seguenti condizioni termoigrometriche:

- temperatura media radiante delle pareti: $T_r = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- temperatura dell'aria: $T_a = 22 \text{ }^\circ\text{C}$;
- velocità dell'aria: $w_a = 0,10 \text{ m s}^{-1}$;
- umidità relativa dell'aria: $\varphi = 50\% = 0,50$.

Determinare, sulla base del bilancio termico, se lo studente si trova in condizioni di comfort.

Analisi

Il problema può essere risolto utilizzando le equazioni di Fanger del comfort termoisometrico, ovvero l'equazione (17.40) in cui la potenza termica unitaria dissipata per sudorazione verrà calcolata con la relazione (17.41) e la temperatura media della pelle con la relazione (17.42).

Lo studente assiste a una lezione, quindi svolge un'attività scolastica sedentaria: pertanto si può assumere $W = 0$ ed $M = 1,2$ met ovvero $M = 70 \text{ W m}^{-2}$ (vedi Tabella 17.1).

La stagione è invernale quindi si può ipotizzare che lo studente indossi un tipico abbigliamento completo con un numero di clo ($I_{cl} = 1,0$) (Tabella 17.2).

Per il calcolo della potenza termica unitaria "secca", ovvero scambiata per convezione e irraggiamento, occorre prima calcolare il coefficiente di scambio termico convettivo, mediante la relazione ($h_c = 12,1\sqrt{w_{a,r}}$) dove ($w_{a,r} = w_a + 0,0052$), ($M - 58,2$) è la velocità relativa aria-soggetto assunta funzione dell'attività e quindi della produzione metabolica, e il coefficiente di scambio termico radiativo ($h_r = f_{eff} \sigma 4 T_m^3$), dove si può assumere per un soggetto seduto ($f_{eff} = 0,75$).

Una volta calcolato ($h = h_c + h_r$) si può determinare la potenza termica unitaria secca mediante la relazione (17.31), in cui compare la temperatura operativa, calcolabile come ($T_{op} \sim (T_a + T_r)/2 = 21 \text{ °C}$) e il coefficiente d'area dell'abbigliamento, calcolabile come ($f_{cl} = 1,00 + 0,31 \cdot I_{cl} = 1 + 0,31 \cdot 1 = 1,31$).

Successivamente si potrà calcolare la potenza termica unitaria dissipata per diffusione di vapore acqueo, mediante la relazione (17.33), e quella per respirazione, mediante le relazioni (17.38) e (17.39). Sia nella (17.33) che nella (17.38) compare la pressione parziale di saturazione del vapore acqueo (p_{as}) che alla temperatura dell'aria di 22 °C è ($p_{as} = 2650 \text{ Pa}$).

Sommando tutti i termini di scambio termico si ottiene la potenza termica unitaria totale dissipata dal corpo dello studente verso l'ambiente e confrontando tale valore con la produzione metabolica (M) si potrà desumere se lo studente è in condizioni di omeotermia, condizione necessaria per il comfort termoisometrico.

Soluzione

Calcolo della temperatura della pelle (equazione 17.42)

$$T_{sk} = 35,7 - 0,0275(M - W) \approx (35,7 - 0,0275 \cdot 70) [\text{°C}] \approx 33,8 [\text{°C}]$$

Calcolo dei coefficienti di scambio termico convettivo e radiativo

$$w_{ar} = w_a + 0,0052(M - 58,2) = [0,10 + 0,0052(70 - 58,2)] \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \approx 0,16 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$h_c = 12,1\sqrt{w_{ar}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \approx 12,1\sqrt{0,16} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \approx 5 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$$

$$h_r = 1,58 \cdot 10^{-7} \cdot f_{cl} T_m^3 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \approx 1,58 \cdot 10^{-7} \cdot 1 \cdot (24 + 273)^3 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \approx 4 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$$

Si noti che la temperatura ($T_m = (T_{cl} + T_r)/2$) è stata calcolata in modo approssimato ipotizzando che la temperatura della superficie dei vestiti sia intermedia tra quella della pelle e quella media radiante delle pareti. Per cui ($T_{cl} \sim (33,8 + 21)/2 \text{ [°C]} = 27,4 \text{ [°C]}$) e ($T_m \sim (T_{cl} + T_r)/2 \sim (27,4 + 20)/2 \text{ [°C]} \sim 24 \text{ °C}$).

Se si vuole una maggiore precisione si può utilizzare un metodo iterativo, ma il risultato su h , cambierebbe in modo ininfluente.

L'adduttanza superficiale sarà $h = h_c + h_r \approx 9 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ e la **potenza termica unitaria secca** sarà:

$$C_r + C_c = \frac{T_{sk} - T_{op}}{\frac{1}{f_{cl} h} + 0,155 \cdot l_{cl}} \approx \frac{33,8 - 21}{\frac{1}{1,31 \cdot 9} + 0,155 \cdot 1} \left[\frac{W}{m^2} \right] \approx 53 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

La **potenza termica unitaria dissipata per sudorazione** (equazione 17.41) è data da:

$$E_{sw} = 0,42 \cdot [(M - W) - 58,2] = 0,42 \cdot (70 - 58,2) \left[\frac{W}{m^2} \right] \approx 5 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

La **potenza termica dissipata per diffusione del vapore acqueo** attraverso la pelle, (equazione 17.33), è data da:

$$\begin{aligned} E_d &= 3,05 \cdot 10^{-3} (256 \cdot T_{sk} - 3373 - \varphi \cdot p_{as}) = \\ &= 3,05 \cdot 10^{-3} (256 \cdot 33,8 - 3373 - 0,5 \cdot 2650) \left[\frac{W}{m^2} \right] \approx 12 \left[\frac{W}{m^2} \right] \end{aligned}$$

Infine la **potenza termica unitaria scambiata per ventilazione**, (equazioni 17.38 e 17.39), è data da:

$$\begin{aligned} E_{ve} + C_{ve} &= M(0,1 - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi \cdot p_{as}) + 0,0014 \cdot M \cdot (34 - T_a) = \\ &= [70 \cdot (0,1 - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5 \cdot 2650) + 0,0014 \cdot (34 - 22)] \left[\frac{W}{m^2} \right] \approx 7 \left[\frac{W}{m^2} \right] \end{aligned}$$

Sommando tutti i termini di scambio termico si ha che la potenza termica dissipata totale è:

$$C_r + C_c + E_{sw} + E_d + E_{ve} + C_{ve} \approx (53 + 5 + 12 + 7) \left[\frac{W}{m^2} \right] = 77 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

a fronte di una potenza termica unitaria prodotta dal metabolismo pari
 $(M = 70) \left[\frac{W}{m^2} \right]$

Discussione

Il risultato ottenuto mostra che lo studente dissipa verso l'ambiente più potenza termica di quanta ne produce il suo metabolismo. Pertanto la sua energia interna e, quindi, la sua temperatura corporea interna tendono a diminuire. In queste condizioni **lo studente percepirà una sensazione di freddo** e il suo sistema di termoregolazione attiverà i meccanismi preposti a contrastare tale sensazione: la vasocostrizione e, se necessario, i brividi. In realtà, allo stato attuale della

trattazione non è possibile quantificare l'entità della sensazione di discomfort termico: questo sarà l'argomento del successivo paragrafo.

Come ulteriore osservazione si può calcolare il contributo di ciascun meccanismo di scambio termico sulla potenza termica totale dissipata $E_{\text{tot}} = 77 \text{ W/m}^2$:

Potenza termica unitaria per irraggiamento e convezione: $C_r + C_c \approx 53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad \frac{C_r + C_c}{E_{\text{tot}}} \approx \frac{53}{77} \approx 69\%$

Potenza termica unitaria per sudorazione: $E_{\text{sw}} \approx 5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad \frac{E_{\text{sw}}}{E_{\text{tot}}} \approx \frac{5}{77} \approx 6\%$

Potenza termica unitaria per diffusione di vapore acqueo: $E_{\text{sw}} \approx 12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad \frac{E_{\text{sw}}}{E_{\text{tot}}} \approx \frac{12}{77} \approx 16\%$

Potenza termica unitaria per respirazione: $E_{\text{sw}} \approx 7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad \frac{E_{\text{sw}}}{E_{\text{tot}}} \approx \frac{7}{77} \approx 9\%$

È del tutto evidente che, in condizioni di comfort, i meccanismi di scambio termico assolutamente prevalenti per la regolazione della temperatura corporea sono la convezione termica e l'irraggiamento termico. Questo spiega l'importanza delle grandezze termiche (temperatura dell'aria e temperatura delle pareti) per garantire condizioni confortevoli all'interno di un ambiente di vita e di lavoro.

Comunque anche il contributo dei meccanismi basati sulla cessione di vapore acqueo e quindi di calore latente non è trascurabile, il che spiega che l'effetto dell'umidità relativa sul comfort pur essendo inferiore rispetto alle grandezze termiche è comunque importante.

La trattazione precedente e l'esempio 17.1 hanno dimostrato che il comfort termoisgrometrico in un ambiente termicamente moderato richiede il controllo delle quattro variabili microclimatiche ambientali:

- **temperatura dell'aria e temperatura delle pareti** (o sinteticamente la temperatura operativa)
- **velocità dell'aria**
- **umidità relativa**

Perciò solo un impianto tecnologico di condizionamento in grado di realizzare e mantenere il corretto set di valori di tali grandezze nell'ambiente climatizzato (a seconda della destinazione d'uso dell'ambiente e della stagione) può garantire effettive condizioni di comfort termoisgrometrico.

17.2.5

GLI INDICI DI VALUTAZIONE DEL COMFORT TERMOISGROMETRICO

Una volta determinate, con la metodologia basata sulle equazioni di Fanger, le condizioni di benessere, sorge il problema di verificare se in un ambiente reale i valori delle grandezze microclimatiche permettono di raggiungere tali condizioni o di valutarne lo scostamento.

A questo scopo sono state introdotte diverse tipologie di indici che consentano di effettuare tale valutazione in modo rapido e sintetico.

Negli ambienti termicamente moderati, dove l'obiettivo principale è proprio garantire condizioni di comfort termoisgrometrico vengono utilizzati i cosiddetti **indici di discomfort** (o indici di disagio).

Negli ambienti termicamente severi, dove l'obiettivo principale è ridurre il rischio di danni per la salute dei lavoratori, vengono invece utilizzati gli **indici di stress**.

Limitando la trattazione agli ambienti termicamente moderati, gli **indici di discomfort** si distinguono in:

- **globali**, se si considerano i valori delle quattro variabili ambientali come uniformi nell'ambiente;
- **localizzati**, se si tiene conto della reale distribuzione spaziale di dette variabili nell'ambiente.

Le condizioni reali vengono considerate accettabili se sia l'indice di disagio globale che quelli localizzati rimangono entro certi valori numerici, che sono valutati su base statistica.

Gli Indici di disagio vengono detti **empirici** se sono ottenuti basandosi essenzialmente sul metodo dell'inchiesta, ovvero sottoponendo un campione di individui a diverse condizioni microclimatiche e chiedendo a ciascuno di essi di valutare se si trova in condizioni confortevoli o se prova sensazioni di caldo o di freddo.

Storicamente gli indici di disagio empirici sono stati i primi a essere introdotti: un esempio di indice molto utilizzato in passato ma che oggi è praticamente abbandonato è l'indice (*ET*) (Effective Temperature) introdotto da Houghten e Yagoglou nel 1920.

Gli indici oggi utilizzati sono i cosiddetti **indici di disagio razionali**, basati su un approccio integrato tra l'equazione di bilancio termico e l'indagine statistica.

Uno di questi è l'indice (*ET**) (New Effective Temperature) proposto da Gagge negli anni settanta del secolo scorso.

Quello più utilizzato per la completezza delle variabili prese in considerazione, è l'**indice razionale (PMV) (Predicted Mean Vote)** proposto da Fanger nel 1970 e fatto oggetto di diverse normative tecniche nazionali e internazionali come la UNI EN ISO 7730.

L'**indice (PMV)** consente di prevedere il voto medio espresso dagli occupanti un dato ambiente, supponendo di chiedere a ciascuno di formulare un giudizio sulla sensazione nei riguardi del microclima.

L'indagine fu effettuata in camera climatica su circa 1300 individui in eguali condizioni di attività e di abbigliamento e i risultati furono riassunti da Fanger nella scala di sensazione termica a 7 punti riportata in Tabella 17.3.

VOTO	SENSAZIONE
+3	molto caldo
+2	caldo
+1	leggermente caldo
0	neutro
-1	leggermente freddo
-2	freddo
-3	molto freddo

Tabella 17.3
Corrispondenza
tra voto assegnato
e sensazione
soggettiva

Stimando l'energia metabolica dovuta all'attività svolta e la resistenza termica dell'abbigliamento connessa con la stagione, l'indice (*PMV*) può essere determinato in via preventiva (ad esempio in fase di progetto dell'impianto di climatizzazione) fissando i valori delle grandezze microclimatiche ambientali che l'impianto stesso dovrà garantire. A opera realizzata e con l'impianto funzionante l'indice (*PMV*) potrà essere calcolato utilizzando i valori misurati in situ delle variabili ambientali.

Per valutare il (*PMV*) il metodo di Fanger utilizza l'equazione di bilancio termico (17.40), insieme alle equazioni del comfort (17.41) e (17.42), e la sensazione di caldo o di freddo che prova un soggetto viene ritenuta proporzionale al carico termico (*CT*).

Il carico termico è definito come la differenza tra ($M - W$) e la potenza termica unitaria che il soggetto disperderebbe globalmente verso l'ambiente ove si trovasse in condizioni di comfort (ovvero calcolata mediante le equazioni (17.40), (17.41) e (17.42):

$$CT = (M - W) - (C_r^* + C_c^* + E_d^* + E_{sw}^* + E_{ve} + C_{ve}) \quad (17.43)$$

dove, appunto, i termini con l'asterisco sono calcolati mediante la seconda e la terza equazioni di Fanger del comfort termoigrometrico:

$$E_{sw} = 0,42 \cdot [(M - W) - 58,2]$$

$$T_{sk} = 35,7 - 0,0275 \cdot (M - W)$$

Se il carico termico risulta uguale a zero il soggetto si troverà in condizioni di neutralità termica (omeotermia), se è maggiore di zero percepirà una sensazione di caldo perché la produzione termica metabolica eccede la potenza termica dissipata, se è minore di zero percepirà una sensazione di freddo per la ragione opposta.

Mettendo in relazione il Carico Termico (*CT*) con i dati ricavati nell'indagine statistica, Fanger ha elaborato un algoritmo che definisce il (*PMV*) in funzione della potenza metabolica unitaria (*M*) e del Carico Termico (*CT*) stesso:

$$PMV = [0,303 \cdot e^{-0,03 \cdot M} + 0,028] \cdot CT \quad (17.44)$$

Considerando l'approccio statistico nella definizione dell'indice (*PMV*), esso esprime il voto medio espresso nei confronti del microclima dalla maggioranza dei soggetti. È chiaro però che i voti dei singoli individui presentano una certa dispersione attorno al valore medio.

Per tenere conto di questo Fanger ha ricavato, sempre su base statistica, l'**Indice (PPD)** (Percentuale prevista di insoddisfatti), individuando come insoddisfatti coloro che danno un voto diverso da zero.

La distribuzione prevista dei voti è data dall'equazione seguente ed è graficata in Figura 17.4:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-\left(0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 PMV^2\right)} \quad (17.45)$$

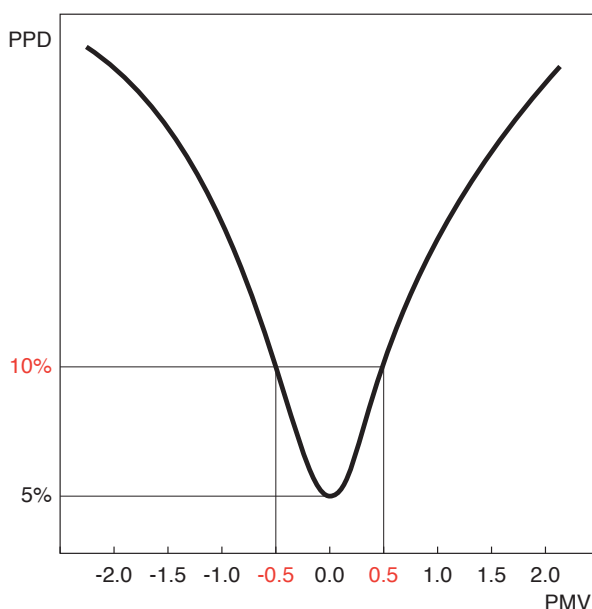


Figura 17.4
Percentuale
prevista di
insoddisfatti (PPD)
in funzione del voto
medio previsto
(PMV)

Esaminando l'equazione (17.45) e il grafico in Figura 17.4 si vede che anche per ($PMV = 0$) la percentuale di insoddisfatti è pari al 5%, ovvero è impensabile individuare condizioni ambientali che siano considerate di comfort per tutti gli occupanti di un ambiente.

Considerazioni di tipo economico hanno, sino a oggi, indotto la normativa a ritenere accettabili ambienti con un PPD inferiore o uguale al 10%, ovvero con un (PMV) compreso tra -0,5 e +0,5.

Esempio 17.2

Nel precedente Esempio 17.1 si è ricavato che uno studente che assiste a una lezione nel periodo invernale in un'aula in cui si hanno le seguenti condizioni termoigrometriche:

- temperatura operativa: $T_{op} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- temperatura dell'aria: $T_a = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- velocità dell'aria: $w_a = 0,10\text{ m/s}$;
- umidità relativa dell'aria: $\varphi = 50\% = 0,50$;

dissipa verso l'ambiente una potenza unitaria $M^* = 77\text{ W m}^{-2}$ a fronte di una produzione metabolica unitaria netta $(M - W) = M = 70\text{ W m}^{-2}$.

Determinare il carico termico (CT) dello studente, l'eventuale sensazione di discomfort e la percentuale di insoddisfatti (PPD) prevedibile nell'aula con le condizioni termoigrometriche sopra riportate.

Analisi

Nota la potenza unitaria prodotta e quella dissipata si potrà calcolare immediatamente il carico termico (CT) e quindi il voto medio previsto (PMV) mediante l'equazione (17.44). Utilizzando i valori riportati nella Tabella 17.3 si ricava il tipo e l'entità della sensazione termica percepita dallo studente.

Infine ricavando con l'equazione (17.45) l'indice (*PPD*) si potrà valutare se le condizioni termoigrometriche presenti nell'aula sono accettabili.

Soluzione

Carico Termico: $CT = M - M^* = (70 - 77) \frac{W}{m^2} = -7 \frac{W}{m^2}$

Essendo $CT < 0$ lo studente non è in condizioni di omeotermia ma percepisce una sensazione di freddo.

Voto medio previsto:

$$PMV = [0,303 \cdot e^{-0,036 \cdot M} + 0,028] \cdot CT = [0,303 \cdot e^{0,036 \cdot 70} + 0,028] \cdot (-7) = 0,37$$

Essendo $0 < PMV < -1$ la sensazione percepita dallo studente è: **Leggermente freddo**

Percentuale prevista di insoddisfatti

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-(0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 \cdot PMV^2)} = 100 - 95 \cdot e^{-(0,03353 \cdot (0,37)^4 + 0,2179 \cdot (0,37)^2)} \approx 8\%$$

Discussione

Poiché la percentuale prevista di insoddisfatti è (**PPD ~ 8% < 10%**) le condizioni termoigrometriche nell'aula possono essere ritenute **ACCETTABILI**.

Una qualunque variazione di tali condizioni, ad esempio un aumento della temperatura operativa che azzeri il carico termico, sarebbero considerate migliorative da non più del 3% degli occupanti l'aula.

La norma tecnica UNI EN ISO 7730 fornisce anche un programma informatico per il calcolo del (*PMV*) e del (*PPD*), una serie di prospetti per la determinazione del (*PMV*) con umidità relativa del 50% e diversi valori della resistenza termica dell'abbigliamento, del livello di attività, della temperatura operativa e della velocità dell'aria.

Viene inoltre fornito un diagramma riportato in Figura 17.5 che consente di ottenere direttamente la temperatura operativa ottimale (corrispondente a $PMV=0$) in un ambiente in cui si hanno le seguenti condizioni:

- umidità relativa ($\varphi = 50\%$)
- ($\eta = W = 0$)
- velocità relativa aria-soggetto ($w_{ar} = 0,3 \text{ (M}^{-1}\text{)}$) con (M) in met

Nel diagramma sono riportate le curve della temperatura operativa ottimale in funzione del numero di (clo) dell'abbigliamento e del numero di (met) connessi con l'attività svolta.

Le fasce alternativamente chiare e scure indicano l'intervallo consentito di variabilità della temperatura operativa rispetto al valore ottimale per cui si abbia una condizione di accettabilità ovvero per cui il (*PMV*) vari entro il range ($-0,5 < PMV < +0,5$).

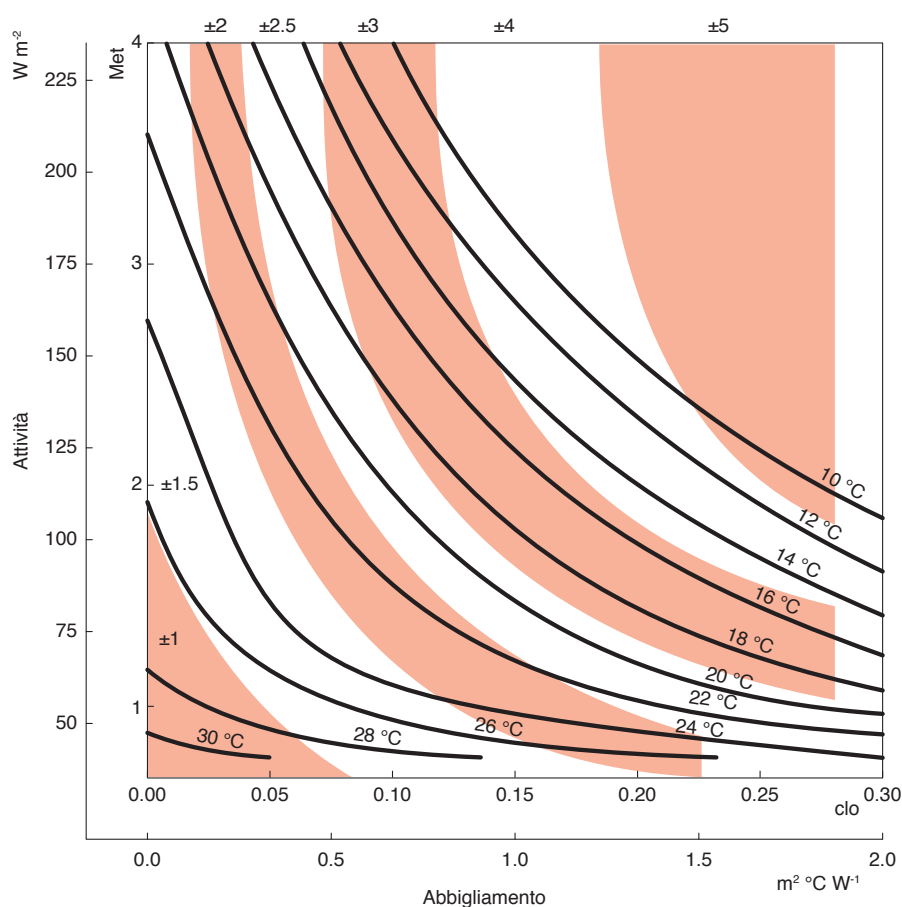


Figura 17.5
Temperatura operativa ottimale in funzione dell'attività e dell'abbigliamento

Esempio 17.3

Determinare la temperatura operativa ottimale di comfort e il range di variazione accettabile in un ufficio in cui viene svolta attività leggera nei seguenti casi:

- stagione invernale;
- stagione estiva

Analisi

La temperatura operativa ottimale e il range di variazione accettabile possono essere ricavati utilizzando il diagramma riportato in Figura 17.5, utilizzando come valori delle variabili negli assi cartesiani:

- caso a) $M=1,2$ met (attività leggera d'ufficio) e $I_{cl} = 1$ clo (abbigliamento invernale tipico da ufficio);
caso b) $M=1,2$ met (attività leggera d'ufficio) e $I_{cl} = 0,5$ clo (abbigliamento estivo tipico da ufficio);

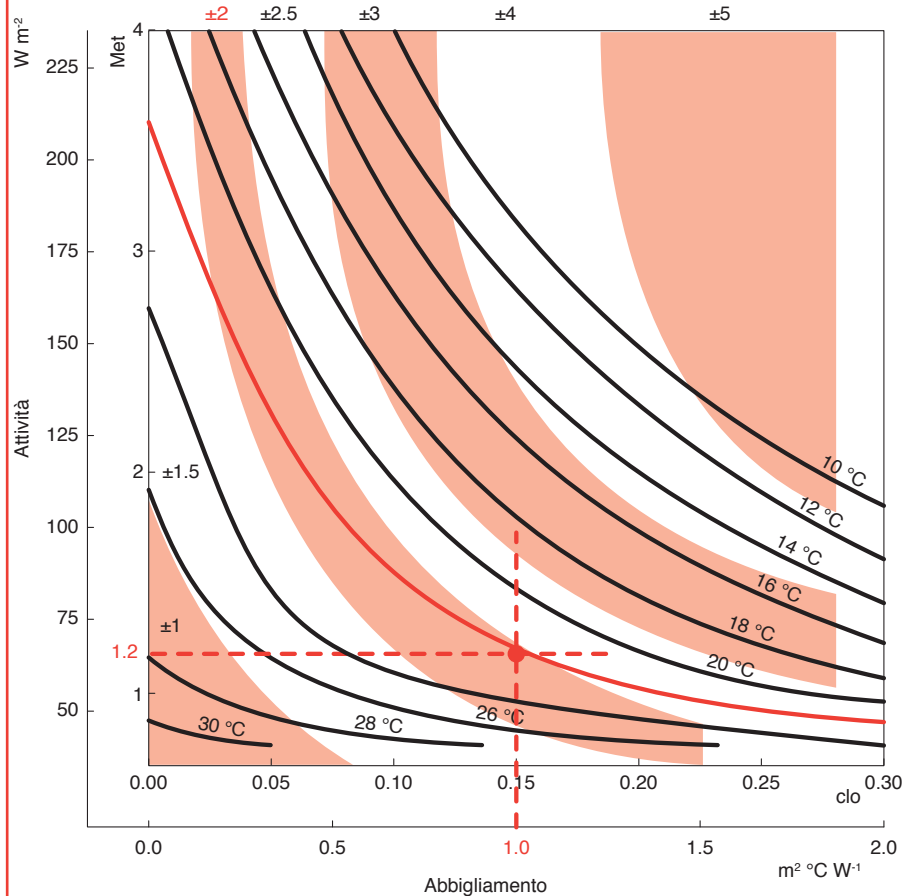
Soluzione

Caso a)

Incrocando nel diagramma di Figura 17.6 i valori ($I_{cl} = 1$ clo) in ascissa e ($M=1,2$ met) in ordinata si ottiene la situazione mostrata in Figura 17.6, da cui

Figura 17.6
Determinazione
del valore ottimale
e del range di
variabilità della
temperatura
ottimale per
le condizioni
dell'Esempio 17.3
Caso a)

si evince che la temperatura operativa ottimale è ($T_{op} \sim 22^\circ\text{C}$) e il range di variabilità è $\pm 2^\circ\text{C}$.



Caso b)

Incrociando nel diagramma di Figura 17.5 i valori ($I_{cl} = 1 \text{ clo}$) in ascissa e ($M=0,5 \text{ met}$) in ordinata si ottiene la situazione mostrata in Figura 17.7, da cui si evince che la temperatura operativa ottimale è ($T_{op} \sim 24^\circ\text{C}$) e il range di variabilità è $\pm 1,5^\circ\text{C}$.

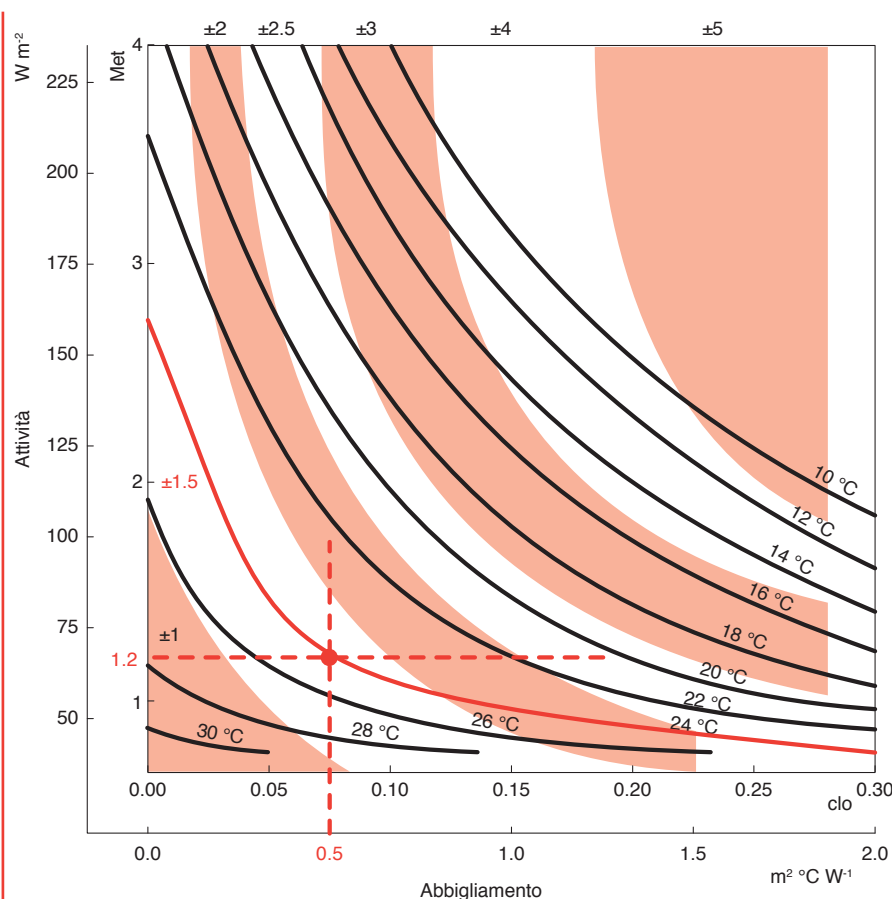


Figura 17.7
Determinazione
del valore ottimale
e del range di
variabilità della
temperatura
ottimale per
le condizioni
dell'Esempio 17.3
Caso b)

Discussione

I risultati ottenuti mostrano che la temperatura operativa ottimale di comfort in un ambiente climatizzato è maggiore in estate rispetto alla situazione invernale. Ciò non è sorprendente in quanto a parità di attività e quindi di produzione metabolica, in estate si indossa tipicamente un vestito più leggero e quindi meno isolante termicamente. Se si mantenesse anche in estate la temperatura operativa invernale di comfort ($22\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$) inevitabilmente si percepirebbe una sensazione di freddo.

Va inoltre sottolineato che per ragioni di risparmio energetico converrà scegliere temperature operative che stiano all'interno del range di accettabilità ma posizionate in prossimità dell'estremo inferiore nel caso invernale ($22\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$) e dell'estremo superiore nel caso estivo ($24\text{ °C} + 1,5\text{ °C}$).

Come già evidenziato in precedenza la temperatura operativa, ovvero l'effetto combinato della temperatura dell'aria e della temperatura delle pareti, ha un'incidenza maggiore sul comfort termoisometrico rispetto all'umidità relativa.

Ciò è confermato anche dal diagramma elaborato dalla ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) e riportato in una norma tecnica che mostra che, sia in condizioni invernali che in condizioni

estive, si può avere comfort termoigrometrico pur in presenza di un ampio margine di variabilità dell’umidità relativa abbastanza ampio ($\pm 10\%$) attorno al valore ottimale consigliato del 50%.

A conclusione di questo argomento va considerato che gli indici globali sono basati sull’ipotesi che le grandezze microclimatiche siano uniformi su tutto l’ambiente climatizzato. In realtà ciò può non essere vero e si possono avere situazioni in cui i valori di tali grandezze variano in modo anche consistente in alcune zone dell’ambiente, dando luogo a situazioni di discomfort termico locale.

Le principali cause di discomfort termico locale sono:

- 1. Notevoli gradienti verticali di temperatura dal pavimento al soffitto:** risulta particolarmente fastidiosa la situazione in cui la temperatura a livello delle caviglie è sensibilmente inferiore a quella del resto del corpo; per avere una situazione accettabile la differenza verticale di temperatura tra caviglie e anche non dovrebbe essere superiore a 3 °C.
- 2. Pavimento troppo caldo o troppo freddo:** è consigliabile che la temperatura del pavimento sia compresa nell’intervallo 20 °C ÷ 30 °C. Particolare attenzione deve essere quindi posta nel caso di sistemi di riscaldamento a pavimento.
- 3. Disuniformità locali della velocità dell’aria:** un raffreddamento indesiderato anche di una piccola parte del corpo dovuto a una corrente d’aria può provocare forte disagio. In inverno la velocità dell’aria non dovrebbe essere superiore a 0,12 m s⁻¹, mentre in estate è tollerata una velocità maggiore ma non superiore a 0,16 m s⁻¹.
- 4. Elevata disuniformità della temperatura delle pareti:** si verifica in inverno in presenza di grandi superfici vetrate fredde (asimmetria orizzontale) ovvero da un soffitto troppo caldo (asimmetria verticale). Per attività sedentaria o leggera, l’asimmetria orizzontale non dovrebbe essere maggiore di 10 °C e l’asimmetria verticale non dovrebbe superare 5 ÷ 7 °C.

Valori consigliati
delle grandezze
igrometriche in
ambiente con
attività sedentaria

Nelle tabelle seguenti sono riportati in modo riassuntivo e schematico esempi di valori consigliati delle grandezze termoigrometriche per un ambiente in cui è svolta un’attività sedentaria in inverno e in estate.

	INVERNO	ESTATE
Temperatura operativa	20 , 23 °C (Nota 1)	25 , 27 °C
Differenza di temperatura verticale fra 0,1 m e 1,1 m dal suolo (caviglia-anche)	< 3 °C	< 3 °C
Temperatura superficiale del pavimento	19 , 26 °C	
Velocità media dell’aria	< 0,15 m s ⁻¹	< 0,25 m s ⁻¹
Asimmetria della temperatura radiante da finestre o altre superfici verticali fredde	< 10 °C	
Asimmetria della temperatura radiante da superfici orizzontali calde	< 5 °C	
Umidità relativa	50% ± 10%	50% ± 10%

Nota 1) In Italia la legge 10/90 sul risparmio energetico prevede $T_{ambiente,invernale} = 20\text{ °C}$

[...]

17.4

TORRI EVAPORATIVE

Un'altra importante applicazione della Termodinamica dell'aria umida è la torre evaporativa, anche nota come torre di raffreddamento.

L'obiettivo di una torre evaporativa è quello di raffreddare una portata di acqua liquida mediante l'evaporazione in aria di una quota di quell'acqua.

Lo schema di una torre evaporativa è rappresentato in Figura 17.22. Si vede come un flusso di acqua calda venga nebulizzato e inviato verso il basso dove trova una sezione della torre occupata dal cosiddetto "pacco di riempimento", un reticolo usualmente in materia plastica che serve a frantumare il flusso d'acqua e a farlo interagire quanto più intimamente possibile con un flusso di aria umida che sale dal basso verso l'alto, aspirato da un ventilatore posizionato in testa alla torre evaporativa.

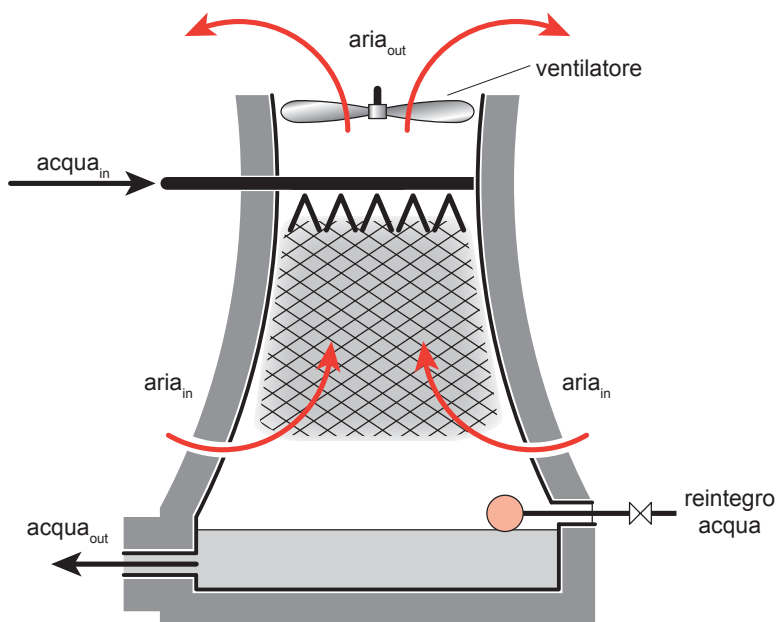


Figura 17.22

Schema di una torre evaporativa a ventilazione forzata

Il contatto intimo tra particelle d'acqua in caduta e aria in risalita che ha luogo nel pacco di riempimento realizza uno scambio di massa e di calore che provoca l'evaporazione di una parte dell'acqua liquida, la quale va ad aumentare l'umidità dell'aria e, contemporaneamente, raffredda sia l'aria che l'acqua che rimane liquida.

L'aria tende a saturarsi come in un saturatore adiabatico (a rigore arriverebbe a saturazione se la zona di scambio fosse di lunghezza infinita). La temperatura di bulbo umido dell'aria è dunque la minima temperatura a cui potrebbe portarsi l'acqua nel caso di superficie di scambio infinita.

L'acqua che vaporizza viene dispersa in atmosfera come umidità nell'aria e quindi risulta persa dal circuito dell'acqua. Affinché il circuito mantenga costante la quantità di acqua a disposizione, essa va reintegrata, di solito attraverso un rubinetto a galleggiante situato nella vasca di raccolta ai piedi della torre.

L'analisi del processo che avviene in una torre evaporativa si realizza, come al solito, impostando i bilanci di massa sia per l'aria che per l'acqua:

$$\dot{m}_{as,1} = \dot{m}_{as,2} = \dot{m}_{as} \quad (17.71)$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{as,1} \cdot x_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{as,2} \cdot x_2 \quad (17.72)$$

e il bilancio di energia:

$$\dot{m}_{as,1} \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_{as,2} \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (17.73)$$

Tenendo conto che l'acqua che vaporizza va reintegrata, è utile modificare i bilanci in modo da evidenziare tale quantità.

Dal bilancio di massa per l'acqua risulta:

$$\dot{m}_{reintegro} = \dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_{as} (x_2 - x_1) \quad (17.74)$$

e dal bilancio di energia:

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_{as} (h_2 - h_1) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{reintegro}) h_4 \quad (17.75)$$

L'applicazione principale delle torri evaporative è per raffreddare portate di acqua calda utilizzate per processi industriali o per raffreddare i condensatori di centrali termoelettriche o nucleari operanti secondo un ciclo di Rankine o i condensatori di macchine frigorifere.

Per asportare il calore di condensazione dai condensatori di macchine termiche o frigorifere il fluido di raffreddamento può essere acqua (di mare, di lago, di fiume, di falda) che viene presa, riscaldata di 5-10 °C e poi smaltita direttamente da dove era stata presa o in fogna (in questi casi si parla di acqua a perdere), oppure aria atmosferica (in scambiatori a secco).

Le due soluzioni prospettate qui sopra presentano grosse controindicazioni: con acqua a perdere le portate necessarie possono essere anche molto grandi con notevoli problemi di disponibilità. Nel secondo caso le temperature elevate a cui, in estate, è disponibile l'aria atmosferica possono costringere ad alzare di molto la temperatura di condensazione con conseguente penalizzazione nei rendimenti.

In entrambi i casi la torre evaporativa è un'alternativa di grande interesse applicativo: in confronto con la soluzione di acqua a perdere i fabbisogni di acqua di reintegro sono minimi (dell'ordine del 2-4%) e in confronto con la soluzione di raffreddamento ad aria atmosferica la grande differenza consiste nel fatto che con scambiatori a secco la temperatura minima di scambio è quella di bulbo asciutto dell'aria mentre con le torri evaporative la temperatura di uscita dell'acqua si tiene di norma 5 °C più alta della la temperatura di bulbo umido dell'aria, che di solito è di molto inferiore a quella di bulbo asciutto.

Nelle applicazioni al servizio di centrali termoelettriche le torri evaporative sono realizzate nella nota forma a profilo iperbolico (Figura 17.23a) con il classico

pennacchio bianco di vapore in uscita e lavorano a circolazione naturale date le enormi dimensioni che le caratterizzano. Nelle applicazioni al servizio di macchine frigorifere, invece, sono al solito a circolazione forzata (Figura 17.23b)



Figura 17.23

Torri evaporative:
a circolazione
naturale (a) e a
circolazione forzata
(b) (dal web)

Esempio 17.10

In una torre evaporativa una portata di acqua pari a 10 kg s^{-1} viene raffreddata da $T_3=35^\circ\text{C}$ a $T_4=30^\circ\text{C}$.

L'aria entra nella torre alle condizioni di $T_{\text{ba},1}=25^\circ\text{C}$ e $\varphi_1=50\%$ e ne esce a $T_{\text{ba},2}=30^\circ\text{C}$ in condizioni di saturazione.

Calcolare:

- la portata volumetrica d'aria necessaria,
- la portata massica d'acqua di reintegro.

Si supponga di operare alla pressione atmosferica e si ipotizzi di considerare trascurabile la potenza assorbita dal ventilatore della torre.

Analisi

Risolvendo il bilancio di massa per l'acqua (eq. 17.72) e il bilancio di energia (eq. 17.73) si ottiene per la portata d'aria:

$$\dot{m}_{\text{as}} = \frac{\dot{m}_3 (h_3 - h_4)}{(x_1 - x_2) h_4 - (h_1 - h_2)}$$

Per la cui risoluzione occorre conoscere le entalpie di acqua e aria in ingresso e in uscita e l'umidità specifica dell'aria umida in ingresso e in uscita.

Per le entalpie dell'acqua è lecito utilizzare il valore del liquido saturo alla temperatura corrispondente.

Per l'aria si utilizzano le (11.112) e (11.101):

$$h = T + x(2500 + 1,92 \cdot T) \quad [\text{kJ kg}_{\text{as}}^{-1}] \quad (11.112)$$

$$x = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_{\text{vs}}}{p - \varphi \cdot p_{\text{vs}}} \quad (11.101)$$

Per calcolare la portata volumetrica si utilizza l'equazione di stato dei gas ideali per l'aria secca (cfr. §3.3.1):

$$p\dot{V} = \dot{m}RT$$

La portata massica dell'acqua di reintegro si calcola con la eq. (17.74):

$$\dot{m}_{\text{reintegro}} = \dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_a (x_2 - x_1) \quad (17.74)$$

Soluzione

$$x_1 = 0,622 \frac{\varphi_1 \cdot p_{vs,1}}{p - \varphi_1 \cdot p_{vs,1}} = 0,622 \frac{0,5 \cdot 3,17}{101,325 - 0,5 \cdot 3,17} = 0,0099 \quad [\text{kg}_{\text{vap}} \text{kg}_{\text{as}}^{-1}]$$

$$x_2 = 0,622 \frac{\varphi_2 \cdot p_{vs,2}}{p - \varphi_2 \cdot p_{vs,2}} = 0,622 \frac{1,0 \cdot 4,24}{101,325 - 1,0 \cdot 4,24} = 0,0272 \quad [\text{kg}_{\text{vap}} \text{kg}_{\text{as}}^{-1}]$$

$$h_1 = T_{ba,1} + x_1 (2500 + 1,92 \cdot T_{ba,1}) = 25 + 0,0099 (2500 + 1,92 \cdot 25) = 50,2 \quad [\text{kJ kg}_{\text{as}}^{-1}]$$

$$h_2 = T_{ba,2} + x_2 (2500 + 1,92 \cdot T_{ba,2}) = 30 + 0,0272 (2500 + 1,92 \cdot 30) = 99,5 \quad [\text{kJ kg}_{\text{as}}^{-1}]$$

$$h_3 = h_{\text{liq}@T3} = 146,5 \quad [\text{kJ kg}_{\text{as}}^{-1}]$$

$$h_4 = h_{\text{liq}@T4} = 125,6 \quad [\text{kJ kg}_{\text{as}}^{-1}]$$

La portata massica di aria diventa dunque:

$$\dot{m}_{\text{as}} = \frac{\dot{m}_3 (h_3 - h_4)}{(x_1 - x_2) h_4 - (h_1 - h_2)} = \frac{10 (146,5 - 125,6)}{(0,0099 - 0,0272) 125,6 - (50,5 - 99,5)} = 4,43 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

La portata volumetrica d'aria all'ingresso nella torre, con $R_{\text{aria}} = 0,2897 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, vale:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}_{\text{as}} RT}{p} = \frac{4,43 \cdot 0,2897 \cdot 298,15}{101,325} = 3,77 \quad [\text{m}^3 \text{ s}^{-1}]$$

La portata massica di acqua ci calcola con la:

$$\dot{m}_{\text{reintegro}} = \dot{m}_a (x_2 - x_1) = 4,43 (0,0272 - 0,0099) = 0,076 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

Discussione

La portata massica di acqua può essere calcolata anche partendo dal calore scambiato con l'aria. Nell'ipotesi di adiabaticità verso l'esterno, sempre valida, tutto il calore ceduto all'aria proviene dall'acqua che evapora. Una volta calcolato il calore ceduto all'aria come differenza di entalpia tra uscita e ingresso, basta quindi conoscere il calore di vaporizzazione dell'acqua alla temperatura di ingresso nella torre (come differenza tra l'entalpia del vapore saturo secco e l'entalpia del liquido in saturazione alla temperatura data) per calcolare la portata d'acqua:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) = \dot{m}_{\text{reintegro}} (h_{\text{vss}@T3} - h_{\text{liq}@T3}) \quad [\text{kW}]$$

Risulta:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) = 4,43(99,5 - 50,2) = 218,2 \quad [\text{kW}]$$

$$h_{\text{vss}@T3} = 2418,0$$

$$h_{\text{liq}@T3} = 146,5$$

$$\dot{m}_{\text{reintegro}} = \frac{\dot{Q}}{(h_{\text{vss}@T3} - h_{\text{liq}@T3})} = \frac{218,2}{(2418,0 - 146,5)} = 0,090 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

La portata d'acqua di reintegro è inferiore all'1% della portata di acqua in circolo nella torre.

Un interessante confronto con la portata di reintegro è quello da farsi con la portata d'acqua a perdere che sarebbe richiesta se si utilizzasse questa soluzione tecnologica.

Nel caso di impiego di acqua di pozzo con un salto di temperatura utilizzabile di 15 °C la portata necessaria sarebbe:

$$\dot{m}_{\text{perdere}} = \frac{\dot{Q}}{c_{\text{acqua}} \cdot \Delta T} = \frac{218,2}{4,186 \cdot 15} = 3,48 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

L'acqua da reintegrare in un impianto con torre evaporativa è appena il 2% dell'acqua che si consuma in un impianto con flusso a perdere. In realtà il consumo reale di acqua in un impianto a torre evaporativa è circa il doppio di quello che risulta dal calcolo, perché occorre evitare che l'acqua che non evapora e rimane in circolo aumenti troppo il contenuto di sali disciolti (durezza) e per questo si elimina una parte dell'acqua in circolo sostituendola con ulteriore acqua di reintegro a contenuto di sali disciolti ridotto.