

STRUMENTI DI MISURA TERMOIGROMETRICI

Sommario:

- 1) Esercizio sul dimensionamento termico di un condizionatore d'aria
- 2) Comfort termoigrometrico
- 3) Strumenti di misura termoigrometrici
- 4) Esercizio sullo psicrometro

Esercizio sul dimensionamento termico di un condizionatore d'aria

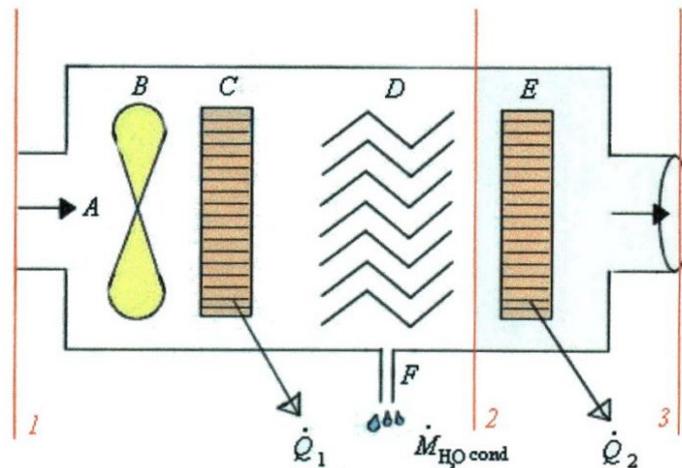


Figura 1 : Schema di un condizionatore d' aria.

Funzionamento del condizionatore in *Figura 1*:

il condizionatore preleva aria dall'esterno alla temperatura t_1 grazie all'aspiratore (A), in seguito con l'azione del ventilatore (B) l'aria immessa viene spinta verso le batterie.

All'aria aspirata viene sottratto calore dalla prima batteria, cosiddetta di *raffreddamento*, una batteria alettata costituita da una serie di lamierini di alluminio attraverso i quali passa l'aria (C).

Raffreddandosi l'aria raggiunge la temperatura incognita t_2 e una parte del vapore acqueo contenuto nell'aria, in seguito alla sottrazione di calore \dot{Q}_1 , condensa.

L'acqua che precipita viene raccolta da una serie di lamierini ziggrinati che hanno la funzione di gocciolatoi (D). Questi la fanno defluire verso il canale di scolo (F).

L'aria così trattata prima di venire espulsa nell'ambiente viene post-riscaldata da una seconda batteria alettata (E) cosiddetta di *post-riscaldamento*, per ottenere un ambiente salubre, evitando l'immissione nell'ambiente di aria satura fredda.

Alla seconda batteria viene fornito calore \dot{Q}_2 in modo che porti l'aria alla temperatura finale t_3 .

Dati:

potenza del ventilatore $\dot{L} = - 450 \text{ W} = - 0,45 \text{ kW}$ (è negativo perché dato al sistema)

volume della stanza $V = 470 \text{ m}^3$

portata in volume della stanza $\dot{V} = 470 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ (questa stanza necessita di *un ricambio all'ora*, cioè ogni ora deve avvenire il cambio di un volume d'aria pari a quello della stanza stessa - nel caso di *due ricambi orari* la portata in volume sarebbe stata equivalente a $940 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, questo succede nel caso di *grande affollamento*, per esempio, nelle aule)

pressione $p = 1,013 \text{ bar}$ (pressione atmosferica)

temperatura dell'aria esterna $t_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

temperatura dell'aria trattata $t_3 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

grado igrometrico dell'aria esterna $\varphi_1 = 0,8$

grado igrometrico dell'aria trattata $\varphi_3 = 0,5$

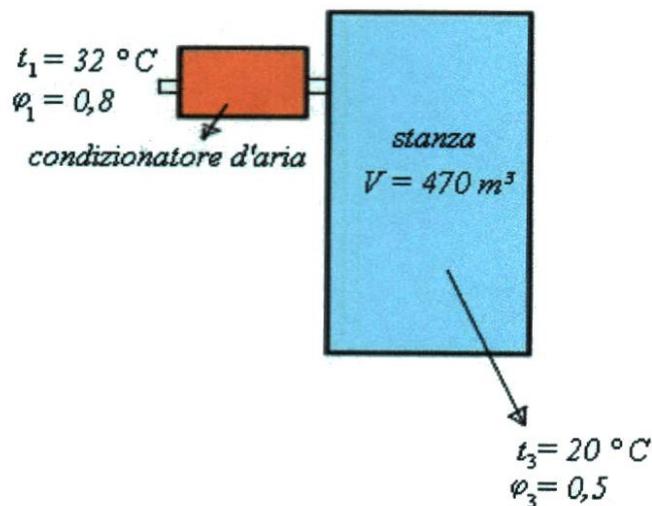


Figura 2 : Schema della situazione iniziale e di quella finale.

Dobbiamo determinare:

il calore assorbito dalla batteria di raffreddamento $\dot{Q}_1 = ?$

il calore ceduto dalla batteria di post-riscaldamento $\dot{Q}_2 = ?$

la portata in massa dell'acqua condensata $\dot{M}_{cond} = ?$

Svolgimento:

Attraverso l'osservazione del *diagramma psicrometrico* riusciamo ad ottenere la temperatura di rugiada t_2 dell'acqua che esce dal condensatore. La t_{cond} è uguale a $8^\circ C$ ed è inferiore alla temperatura di rugiada t_2 .

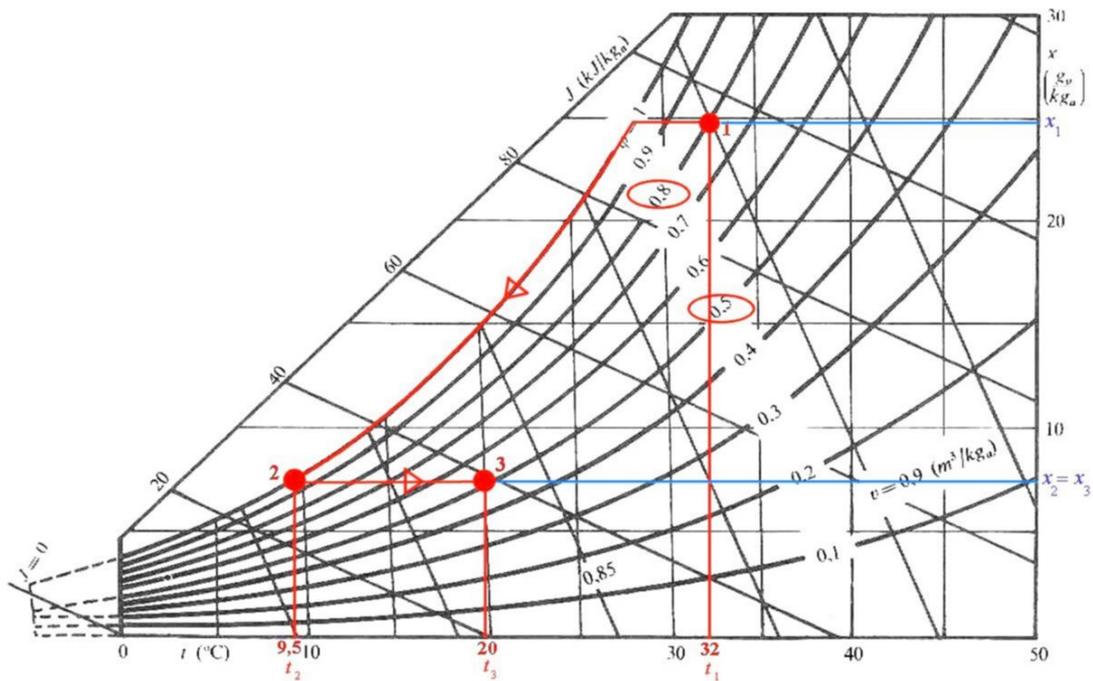


Figura 3 : Diagramma psicrometrico. In rosso è evidenziata la soluzione del problema per via grafica. In blu si può notare come il titolo x_2 sia uguale al titolo x_3 .

L'aria entra nel condizionatore alla temperatura $t_1 = 32^\circ C$ con un grado igrometrico pari a $\phi_1 = 0,8$ (*punto 1*). L'aria viene raffreddata a *titolo costante* fino a quando non inizia a condensare il vapore. Dopo ciò, l'aria continua a raffreddarsi, una quantità maggiore di vapore condensa e il titolo si abbassa. Il percorso segue la *linea di saturazione* fino ad arrivare al *punto 2*, che ha una temperatura nell'ordine degli $8^\circ C$.

Poichè sappiamo che l'aria viene post-riscaldata a *titolo costante* $x_2 = x_3$, e che nel *punto 3* il grado igrometrico è pari a $\phi_3 = 0,5$ e la temperatura $t_3 = 20^\circ C$, otteniamo dal grafico che nel *punto 2* la temperatura di rugiada $t_2 = 9,5^\circ C$ e il grado igrometrico è $\phi_2 = 1$, perchè il *punto 2* si trova sulla *linea di saturazione*.

Dobbiamo ricavare la corrispondente portata in massa \dot{M}_{cond} espressa in $\frac{kg}{h}$.

Per fare questo dobbiamo prima derivare la densità dell'aria secca. L'aria trattata ha una densità maggiore rispetto a quella dell'aria secca.

L'aria è un *gas perfetto*, quindi possiamo applicare la *equazione dei gas perfetti*.

$$p_A V = M_A R_A T \quad (1)$$

Non conosciamo però la pressione parziale dell'aria in 3, definita p_{A3} .

La p_{A3} è uguale alla differenza tra *pressione totale nel punto 3* e la *pressione parziale del vapore nel punto 3*.

La pressione parziale del vapore in 3 è uguale al prodotto tra grado igrometrico nel punto 3 e la pressione di saturazione nel punto 3.

$$p_{A3} = p_{tot} - p_{V3} = 1,013 - \varphi_3 \cdot p_{S3} \quad (3)$$

	Temperatura (°C)	P _s (bar)
1	0	0,00600
2	2	0,00705
3	4	0,00812
4	6	0,00934
5	8	0,01072
6	10	0,01277
7	12	0,01401
8	14	0,01596
9	16	0,01816
10	18	0,02062
11	20	0,02336
12	22	0,02642
13	24	0,02982
14	26	0,03360
15	28	0,03778
16	30	0,04241
17	32	0,04753
18	34	0,05318
19	36	0,05940
20	38	0,06624
21	40	0,07375
22	42	0,08198
23	44	0,09100
24	46	0,10086
25	48	0,11116
26	50	0,12335

Figura 4 : Tabella. Pressione parziale di saturazione.

Ricavando dalla tabella in *Figura 4* la pressione parziale di saturazione a 20 ° C (evidenziata in giallo) e approssimando la pressione totale p_{tot} a 1, possiamo calcolare la pressione parziale dell'aria secca p_{A3} utilizzando la (3):

$$p_{A3} = p_{tot} - p_{V3} = 1,013 - \varphi_3 \cdot p_{S3} = 1 - (0,5 \cdot 0,02336) = 0,9883 \text{ bar}$$

Calcoliamo il *volume specifico dell'aria* :

$$v = \frac{R_A T}{p_A} = \frac{8314}{98832} \cdot 293 = 0,8508 \frac{m^3}{kg}$$

ove $R_A = \frac{R_0}{\mu_A}$, cioè al rapporto tra la costante dei gas perfetti R_0 (espressa secondo il sistema internazionale) e la massa molare dell'aria secca μ_A che è uguale a $29 \frac{kg}{mole}$. La temperatura è espressa in gradi Kelvin per cui $T_3 = t_3 + 273 = 293 K$.

Poiché la portata in volume \dot{V} è uguale a:

$$\dot{V} = v_A \cdot \dot{M}_A \quad (4)$$

possiamo ricavare che:

$$\dot{M}_A = \frac{\dot{V}}{v_A} = \frac{470}{0,85} = 553 \frac{kg_A}{h}$$

Se desideriamo la misura della portata in $\frac{kg_A}{s}$, è sufficiente moltiplicare il risultato per $\frac{1}{3600}$.

$$\dot{M}_A = 553 \frac{kg_A}{h} \cdot \frac{1}{3600} = 0,1536 \frac{kg_A}{s}$$

A questo punto andiamo a fare il *bilancio dell'energia di un sistema aperto* tra la *sezione 1* e la *sezione 2* indicate in rosso nella *Figura 1*.

$$H_2 - H_1 = \dot{Q}_1 - \dot{L} \quad (5)$$

E quindi:

$$\dot{M}_A (J_2 - J_1) + \dot{M}_{cond} h_{cond} = \dot{Q}_1 - \dot{L} \quad (6)$$

perché vogliamo determinare la portata in massa dell'acqua condensata.

Prima di risolvere l'equazione del bilancio energetico, devo aver risolto l'equazione di *bilancio della massa*, e quindi aver determinato la quantità d'acqua condensata.

La massa d'acqua che entra sarà uguale alla massa d'acqua che esce. La massa d'acqua condensata \dot{M}_{cond} sarà uguale al prodotto di \dot{M}_A per la differenza tra i titoli ($x_1 - x_2$).

$$\dot{M}_A \cdot x_1 = \dot{M}_A \cdot x_2 + \dot{M}_{cond} \quad (7)$$

da cui:

$$\dot{M}_{cond} = \dot{M}_A (x_1 - x_2) \quad (8)$$

Ora dobbiamo determinare il titolo x_1 e il titolo $x_2 = x_3$ e per farlo utilizziamo la formula:

$$x = \frac{R_A \varphi \cdot p_s}{R_V (p_{tot} - \varphi \cdot p_s)} \quad (9)$$

Nella (9) il rapporto $\frac{R_A}{R_V} = \frac{\mu_V}{\mu_A} = \frac{18}{29} = 0,622$. Sostituiamo i dati nella (9):

$$x_1 = 0,622 \cdot \frac{\varphi_1 p_{s1}}{p_{tot} - \varphi_1 p_{s1}} = \frac{0,8 \cdot 0,04753}{1 - (0,8 \cdot 0,04753)} = 0,0246 \frac{kg_V}{kg_A}$$

$$x_2 = x_3 = 0,622 \cdot \frac{\varphi_3 p_{s3}}{p_{tot} - \varphi_3 p_{s3}} = 0,622 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,02336}{1 - (0,8 \cdot 0,02336)} = 0,0074 \frac{kg_V}{kg_A}$$

La pressione di saturazione φ_{s1} e quella φ_{s3} si ricavano dalla tabella in *Figura 4* conoscendo le temperature $t_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ e $t_3 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

A questo punto abbiamo tutti dati necessari per ricavare la portata in massa dell'acqua condensata \dot{M}_{cond} . Sostituiamo i dati nella (8) e otteniamo

$$\dot{M}_{cond} = \dot{M}_A (x_1 - x_2) = 553 (0,0246 - 0,0074) = 9,5 \frac{kg_V}{h} \quad (\cong 10 \text{ l all' ora})$$

Questo dato è significativo: sono circa 240 l al giorno di acqua che condensa.

A questo punto andiamo a fare il *bilancio dell'energia*.

Per determinare \dot{Q}_1 bisogna determinare l'entalpia J_1 e l'entalpia J_2 attraverso la formula:

$$J = t + x(2500 + 1,9t) \quad (10)$$

Sostituendo alla (10) i valori dei dati otteniamo:

$$J_1 = t_1 + x_1(2500 + 1,9t_1) = 32 + 0,0246 \cdot (2500 + 1,9 \cdot 32) = 95 \frac{kJ}{kg_A}$$

$$J_2 = t_2 + x_2(2500 + 1,9t_2) = 9,5 + 0,0246 \cdot (2500 + 1,9 \cdot 9,5) = 28 \frac{kJ}{kg_A}$$

h_{cond} è l'entalpia relativa alla massa d'acqua che condensa e possiamo calcolarla con la formula:

$$h_{cond} = C_{acqua} t_{cond} \quad (11)$$

Possiamo ora calcolare la *potenza frigorifera* \dot{Q}_1 usando la (6):

$$\dot{Q}_1 = \dot{L} + \dot{M}_A (J_2 - J_1) + \dot{M}_{cond} h_{cond} =$$

$$= -0,450 + 0,1536 \cdot (28 - 95) + \frac{(9,5) \cdot (4,187) \cdot (8)}{3600} = -10,7 \text{ kW}$$

ove la $t_{cond} = 8 \text{ } ^\circ \text{C}$, la capacità termica specifica dell'acqua C_{acqua} è uguale a $4,187 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ e abbiamo diviso per 3600 per ottenere il risultato al secondo.

La potenza frigorifera di questo condizionatore è *ottima*. Ci fa capire come sia da ufficio, non da abitazione, perché un impianto domestico non riuscirebbe a reggerla.

Non rimane da determinare che la *potenza di post-riscaldamento* \dot{Q}_2 , per fare questo bisogna fare il bilancio dell'energia tra la *sezione 2* e la *sezione 3* indicate in rosso nella *Figura 1*.

Per calcolare la \dot{Q}_2 bisogna scrivere un nuovo bilancio energetico:

$$H_3 - H_2 = \dot{Q}_2 \quad (12)$$

E quindi:

$$\dot{M}_A (J_3 - J_2) = \dot{Q}_2 \quad (13)$$

Poiché non entra in gioco nessuna energia che proviene dall'esterno, né nessuna massa condensata è possibile ricavare semplicemente J_3 dalla (10):

$$J_3 = t_3 + x_3(2500 + 1,9t_3) = 20 + 0,0074 \cdot (2500 + 1,9 \cdot 20) = 39 \frac{kJ}{kg_A}$$

Sostituendo J_3 nella (13) si ottiene la potenza di post-riscaldamento \dot{Q}_2 :

$$\dot{Q}_2 = \dot{M}_A (J_3 - J_2) = 0,1536 \cdot (39 - 28) = 1,7 \text{ kW}$$

Prima abbiamo raffreddato $\rightarrow \dot{Q}_1 = - 10,7 \text{ kW}$

Poi abbiamo riscaldato $\rightarrow \dot{Q}_2 = + 1,7 \text{ kW}$

Non si poteva raffreddarlo con $- 9 \text{ kW}$, senza togliere il vapore acqueo, perché avremmo ottenuto un ambiente irrespirabile, letale. Il giusto procedimento è quello seguito dal condizionatore studiato. Questo discorso ci porta a fare una riflessione sul comfort termoigrometrico.

Comfort termoigrometrico

Il progettista sceglie la temperatura, i ricambi d'aria, ecc. di un ambiente quando realizza il progetto di un edificio. Sono i cosiddetti obiettivi per la *qualità ambientale*. Lo scopo è di realizzare il *massimo comfort possibile*.

I fattori microclimatici ambientali (temperatura, umidità, ventilazione), insieme all'intensità dell'impegno fisico svolto, condizionano nell'uomo al lavoro una serie di risposte biologiche graduate che vanno da sensazioni di benessere termoigrometrico a sensazioni di disagio (discomfort termico) a vero e proprio impegno termoregolatorio (sudorazione più o meno accentuata), a sindromi patologiche (stress da calore).

La normativa, in base alle indicazioni scientifiche, propone alcuni indici su cui basarsi per garantire il comfort termoigrometrico.

Il comfort termico viene definito dalla *ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers INC.)* come una condizione di benessere psicofisico dell'individuo rispetto all'ambiente in cui vive e opera.

La valutazione di tale stato soggettivo può essere resa oggettiva e quantificata mediante l'utilizzo di indici integrati che tengono conto sia dei parametri microclimatici ambientali (T_a , T_r , V_a , U_r), sia del dispendio energetico (dispendio metabolico *MET*) connesso all'attività lavorativa (quando si lavora, si ha bisogno di un ambiente più fresco, mentre quando si è fermi, si ha bisogno di un ambiente più caldo: per questo che le aule dovrebbero essere riscaldate, perché si presume che al loro interno si svolga un'attività prevalentemente sedentaria), sia della tipologia di abbigliamento (isolamento termico *CLO*) comunemente utilizzato.

Per il calcolo di alcuni di tali indici è necessaria la conoscenza:

- 1) del carico di lavoro (dispendio energetico)
- 2) della impedenza termica del vestiario

1) Il corpo umano è un organismo. Questo organismo dotato di braccia, gambe e testa, attraverso attività fisiche e mentali produce *calore*. Questo calore si chiama *metabolismo* e si misura in *MET* ($1 \text{ MET} = 58,15 \text{ W / m}^2$). Con questa unità viene espressa la potenza totale media erogata da un individuo durante una attività lavorativa divisa per la superficie corporea dell'individuo.

1 *MET* coincide con la potenza termica bruciata da un organismo umano sveglio, seduto, a riposo, cioè il *metabolismo di base*, e corrisponde circa al valore di 200 W di potenza dissipata.

	Attività	MET
1	Sdraiato, a riposo	0,8
2	Seduto, a riposo	1
3	Attività sedentaria (ufficio, abitazione, laboratorio, scuola)	1,2
4	In piedi, a riposo	1,2
5	Attività leggera, in piedi (laboratorio, industria leggera)	1,6
6	Attività media, in piedi (vendita, lavoro domestico, lavoro su macchinari)	2
7	Attività pesante (lavoro pesante su macchinari, garage)	3

Figura 5 : Tabella. Carichi di lavoro caratteristici. (ISO7730). Attività umane e corrispondenti *MET*. In verde è evidenziato il valore unitario di 1 *MET*.

- 2) L'uomo possiede un bozzolo isolante, un *rivestimento*, costituito dal vestiario.

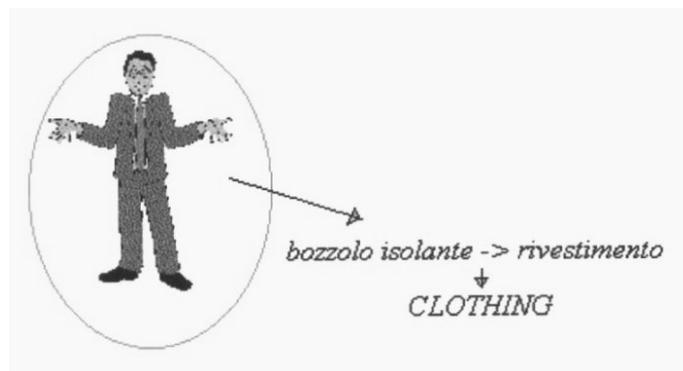


Figura 6 : Rappresentazione del *CLOTHING*.

L'impedenza termica del vestiario è misurata in *CLO* (deriva dall'inglese *clothing*, che significa appunto "abbigliamento").

1 *CLO* = gradiente termico di 0,18 °C su un'area di 1 m² attraversata da un flusso termico di 1 Kcal / h.

	<i>Vestiario</i>	<i>CLO</i>
1	nudità	0
2	calzoncini	0,1
3	vestiti leggeri estivi	0,5
4	insieme di capi leggeri	0,7
5	completo invernale	1 – 1,5

Figura 7 : Tabella. Capi di vestiario e i corrispondenti *CLO*. In arancio è evidenziato il valore unitario di 1 *CLO*.

Tra gli indici quello che con maggiore precisione rispecchia l'influenza delle variabili fisiche e fisiologiche sul comfort termico è il *PMV* (*Predicted Mean Vote*).

Sinteticamente esso deriva dall'equazione del bilancio termico il cui risultato viene rapportato ad una scala di benessere psicofisico ed esprime il parere medio (voto medio previsto) sulle sensazioni termiche di un campione di soggetti che si trovano nello stesso ambiente.

La *ISO* (*International Organization for Standardization*) raccomanda l'uso del *PMV* in presenza dei seguenti ambiti di variazione delle variabili condizionanti il bilancio termico:

- dispendio energetico = 1 ÷ 4 *MET*;
- impedenza termica da abbigliamento = 0 ÷ 2 *CLO*;
- temperatura del bulbo secco = 10 ÷ 30° C;
- temperatura radiante media = 10 ÷ 40 °C;
- velocità dell'aria = 0 ÷ 1 m / s;
- pressione di vapore = 0 ÷ 2,7 kpa.

	<i>PMV</i>	<i>PPD</i> (%)	<i>Valutazione ambiente termico</i>
1	+3	100	Molto caldo
2	+2	75,7	Caldo
3	+1	26,4	Leggermente caldo
4	+ 0,85	20	Ambiente termicamente accettabile
5	+ 0,5 < <i>PMV</i> < - 0,5	< 10	Benessere termico
6	- 0,85	20	Ambiente termicamente accettabile
7	-1	26,8	Fresco
8	-2	76,4	Freddo
9	-3	100	Molto freddo

Figura 8 : Tabella. Scala di valutazione dell'ambiente termico. Sono evidenziati i valori accettabili.

La ISO suggerisce per lo stato di comfort termico valori di PMV compresi tra + 0,5 e - 0,5, ai quali corrisponde una percentuale di insoddisfatti delle condizioni termiche (PPD) inferiore al 10 %.

L'indice *WBGT* (indice di temperatura con bulbo umido e globo termometro) è uno degli indici utilizzato per la determinazione dello stress termico, è espresso in gradi centigradi (° C), rappresenta il valore, in relazione al dispendio metabolico associato ad una particolare attività lavorativa, oltre il quale il soggetto si trova in una situazione di stress termico.

$$\begin{aligned} \text{WBGT}_{\text{ambienti chiusi}} &= 0,7 t_{\text{nw}} + 0,3 t_{\text{g}} \\ \text{WBGT}_{\text{ambienti esterni}} &= 0,7 t_{\text{nw}} + 0,2 t_{\text{g}} + 0,1 t_{\text{a}} \end{aligned}$$

Dove:

t_{nw} = temperatura del bulbo umido naturalmente ventilato

t_{g} = temperatura del globo termometro

t_{a} = temperatura dell'aria

Vengono considerate accettabili solo quelle condizioni ambientali che si ritiene non provochino aumento della temperatura del nucleo corporeo oltre i 38 °C. Il corpo umano ha l'esigenza di mantenere la sua temperatura interna stabile, sui valori di $(37 \pm 0.5) \text{ } ^\circ\text{C}$.

Il metodo di regolazione del nostro organismo è la *sudorazione*: se un ambiente è saturo, il nostro sudore non può evaporare perché l'aria contiene già tutto il vapore acqueo disponibile, quindi il nostro meccanismo di regolazione deve aumentare maggiormente la sudorazione.

Quindi per determinare la situazione di comfort non basta la temperatura, occorre fare riferimento anche al *grado igrometrico*.

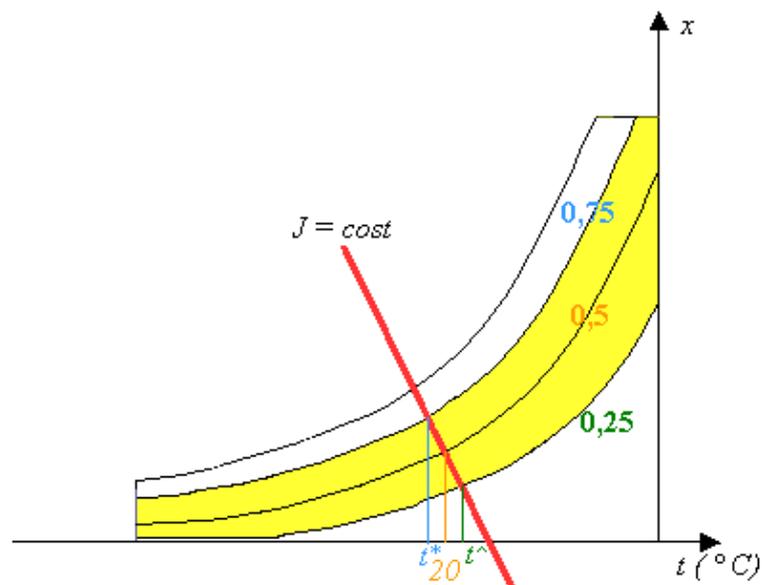


Figura 9 : Diagramma psicrometrico. In giallo è segnata la fascia in cui $0,25 < \varphi < 0,75$. La linea rossa, a entalpia costante, è la linea di *isocomfort termico*.

Osservando il diagramma psicrometrico è possibile capire come la linea a entalpia costante $J = cost$ sia anche la linea di *isocomfort termico* (t a bulbo bagnato costante).

Supponiamo di avere 1 *CLO*, che corrisponde alla temperatura t di 20 ° C, avremo una situazione di comfort con un grado igrometrico φ uguale a 0,5.

Se la temperatura dovesse abbassarsi di qualche grado, dovrà aumentare il grado igrometrico e viceversa. Temperatura e grado igrometrico devono essere compensati.

Si verifica la situazione di comfort termico nella fascia compresa tra un grado igrometrico $0,25 < \varphi < 0,75$, con una situazione ottimale a $\varphi = 0,5$.

Non si può uscire da questi valori perché altrimenti si proverebbero sensazioni spiacevoli, e verrebbe a mancare la situazione di comfort: se il grado igrometrico è troppo basso si sente la gola secca, se è troppo alto si ha la sensazione dell'afa.

Strumenti di misura termoigrometrici:

Psicrometro (o Igrometro di Assmann)



Figura 10 : Psicrometro.

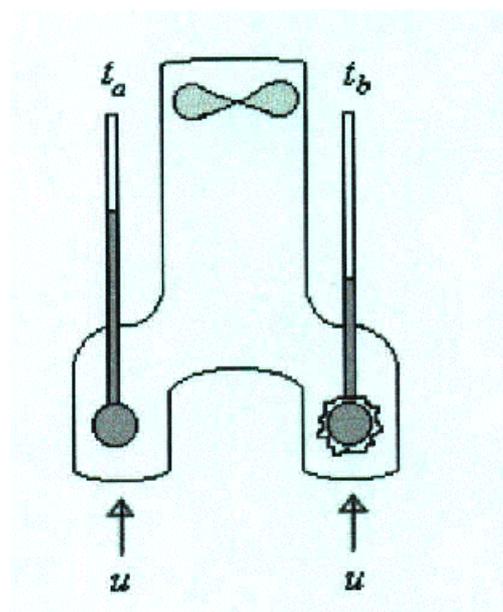


Figura 11. Schema dello psicrometro.

Lo *psicrometro* o *igrometro di Assmann* è uno strumento costituito da due termometri a mercurio con i bulbi che si trovano all'interno dei due condotti di una struttura a forma di "Y" a rovescio, protetti da filtri che lasciano passare solo l'aria. Attraverso questi condotti passa l'aria ambiente, richiamata all'interno da una ventilatore elicoidale a molla, nella direzione della freccia u . La condizione di scambio termico con ventilazione è *stabile*.

I due termometri si trovano in condizioni diverse: mentre quello a sinistra viene lambito dall'aria e ne misura la temperatura effettiva t_a (temperatura di bulbo asciutto), l'altro ha il bulbo ricoperto da un sottile strato di garza bagnata che lo mantiene costantemente coperto da un sottile strato di acqua, misurando la t_b (temperatura di bulbo bagnato).

Se l'aria che passa al di sopra dei bulbi non è satura, tende ad arricchirsi di vapore acqueo, tratto dalla vaporizzazione dell'acqua nella garza. La temperatura del termometro b quindi si abbassa. Se l'aria è satura $t_a = t_b$.

La trasformazione in questione può essere definita *isoentalpica* e il sistema è *adiabatico*, poiché non c'è nessuno scambio con l'esterno, e l'entalpia in entrata è uguale a quella in uscita. Infatti ci troviamo in presenza di un sistema aperto dove i bulbi dei termometri galleggiano nell'aria senza avere punti di contatto o di calore (la superficie interna in acciaio inox a specchio, lucidato e cromato riduce fino a rendere trascurabile lo scambio per irraggiamento). Vale quindi la:

$$H_a - H_b = Q - L \quad (14)$$

con

$$Q - L = 0$$

infatti il lavoro del ventilatore è trascurabile e non c'è un effettivo scambio di calore.

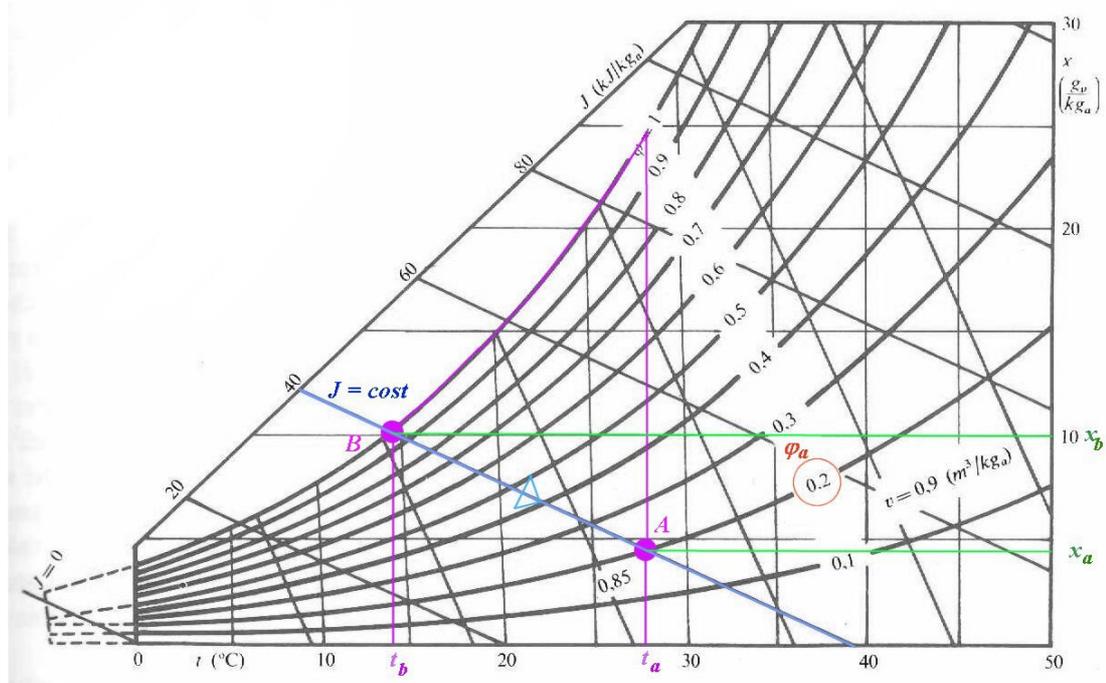


Figura 12 : Diagramma psicrometrico per l'uso dell'igrometro di Assmann.

Si può risolvere graficamente il problema mettendo sul diagramma psicrometrico le due temperature rilevate dallo psicrometro.

Ci spostiamo con una retta verticale a temperatura t_b costante fino ad incontrare la *linea di saturazione* $\phi_b = 1$, e chiamiamo il punto d'incontro B .

Dal punto B ci spostiamo lungo la linea ad entalpia costante (che è possibile approssimare alla linea di temperatura di bulbo bagnato) fino ad incontrare la linea verticale a temperatura t_a costante. Il nuovo punto d'incontro sarà il punto A .

Questa è la *genesì del diagramma psicrometrico*, che è allegato allo psicrometro.

Avremmo potuto anche utilizzare la soluzione analitica, applicando la formula (10) :

$$J_a = J_b = t_b + x_b(2500 + 1,9t_b)$$

x_b si può calcolare, poiché conosco t_b e $\phi_b = 1$, utilizzando la (9) e la tabella in *Figura 4*:

$$x_b = 0,622 \frac{P_{sb}}{P_{tot} - P_{sb}}$$

x_a ora è facilmente calcolabile attraverso la inversa della (10) :

$$x_a = \frac{J_a - t_a}{2500 + 1,9t_a}$$

Noto il titolo x_a e la temperatura t_a si può calcolare il grado igrometrico ϕ_a .

Igrometro elettronico

E' uno strumentocostituito da una resistenza elettronica inserita in materiale igroscopico, la cui resistenza varia in funzione dell'umidità dell'ambiente.

La sensibilità dell'igrometro elettrico varia di molto con la temperatura (ha una *termoresistenza* come sensore di temperatura), è utilizzabile sia per misure discontinue che per quelle continue, in questo caso abbinato ad un altro strumento elettronico di registrazione.

La misura della parte igrometrica è *indiretta* e abbastanza *imprecisa*, mentre è un *discreto termometro* con un errore $< 1^\circ C$.

Igrometro a condensazione

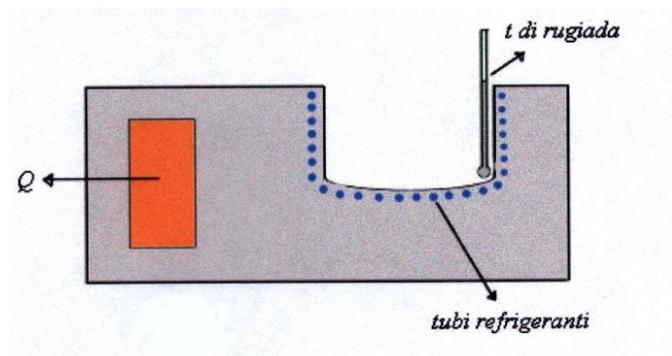


Figura 13 : Schema dell'igrometro a condensazione.

Questo strumento si basa sulla misurazione della temperatura di rugiada.

Utilizzando questo strumento si sottopone l'aria a una trasformazione a titolo costante, per determinare appunto la temperatura di rugiada della miscela, in modo da ottenere tutti i dati utili per risalire, attraverso il diagramma psicrometrico, al titolo e al grado igrometrico.

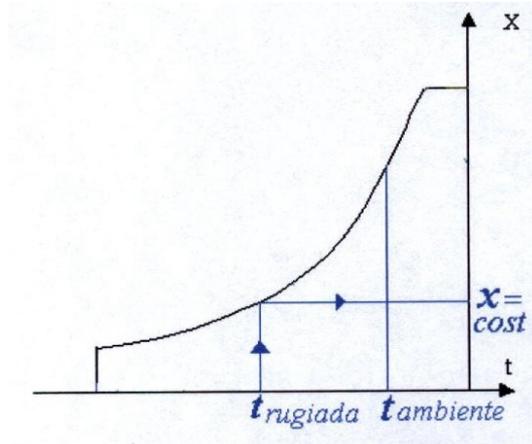


Figura 14 : Diagramma psicrometrico della trasformazione a titolo x costante.

Questo strumento consiste in una vasca di metallo al quale viene appoggiato il termometro. Attraverso i tubi refrigeranti l'aria comincia a raffreddarsi a titolo costante, con un processo lento, in modo da non superare la temperatura di rugiada.

Quando si raggiunge la temperatura di rugiada, si forma sulla vaschetta un leggero appannamento. A questo punto bisogna leggere velocemente la temperatura di rugiada sul termometro.

Questo strumento ha due difetti: per prima cosa perturba l'ambiente circostante, raffreddandolo; inoltre la misurazione è da fare in fretta, proprio nell'istante dell'appannamento. Non lo si usa praticamente più.

Igrometro a capello

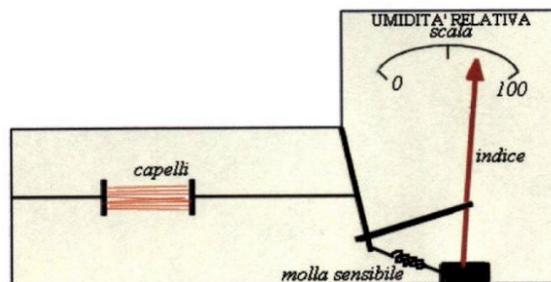


Figura 15 : Schema di un igrometro a capello.



Figura 16 : Gli igrometri a capello si possono considerare tutti derivati da quello ideato da Horace-Bénédict de Saussure, naturalista e fisico svizzero, vissuto nel XVIII secolo. In questo esemplare l'igrometro è all'interno di un armadietto di legno, munito di anta con vetro, nel quale è alloggiato anche un termometro a mercurio con scala da $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$. L'apparecchio può essere sospeso al muro per mezzo di un gancetto.

L'igrometro a capello si basa sul fatto che i capelli hanno la capacità di allungarsi con l'umidità.

Lo strumento è essenzialmente costituito da un fascio di capelli, prelevati da diversi campioni tesi tra due supporti, e collegati ad una molla.

La molla segue il movimento dei capelli, che si allungano ed accorciano a seconda del grado igrometrico. In questo modo si muove un indice dotato di freccia che indica su una scala tarata appositamente per le caratteristiche dei capelli scelti l'umidità relativa.

Non è uno strumento di misurazione molto preciso, ma facilmente realizzabile e di impiego pratico.

Termoigrografo scrivente a rullo

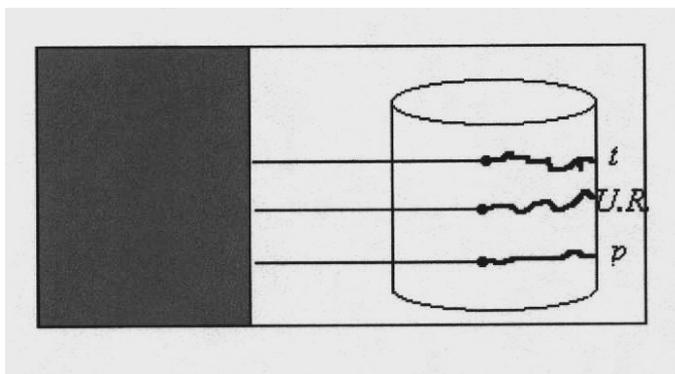


Figura 17 : Schema del termoigrografo scrivente a rullo.

Questo strumento è costituito da una cassetta metallica con un'apertura che permette l'entrata dell'umidità e con una parte trasparente che serve a effettuare le verifiche.

Nella parte trasparente c'è un tamburo girevole, montato su un meccanismo a molla di tipo orologistico, che lo fa ruotare lentamente, o per una rotazione completa di una settimana, o per 24 ore.

Sul tamburo è montato un rotolo di carta, sul quale dei pennini scriventi che escono dalla cassetta lasciano continuamente un tracciato. I pennini sono mossi generalmente da un idrografo che misura l'umidità relativa, da un termometro che misura la temperatura e da un barometro che misura la pressione.

Questo strumento non è molto preciso, però funziona sempre, anche senza elettricità. Viene utilizzato soprattutto nei musei, per monitorare continuamente le condizioni in cui si trovano i reperti.

Esercizio sullo psicrometro

Stiamo utilizzando uno psicrometro.

Le temperature rilevate sullo psicrometro sono:

$$t_a = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_b = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calcolare l'entalpia $J = ?$

Ci sono due metodi: quello grafico e quello analitico.

Il primo consiste nella lettura del diagramma psicrometrico.

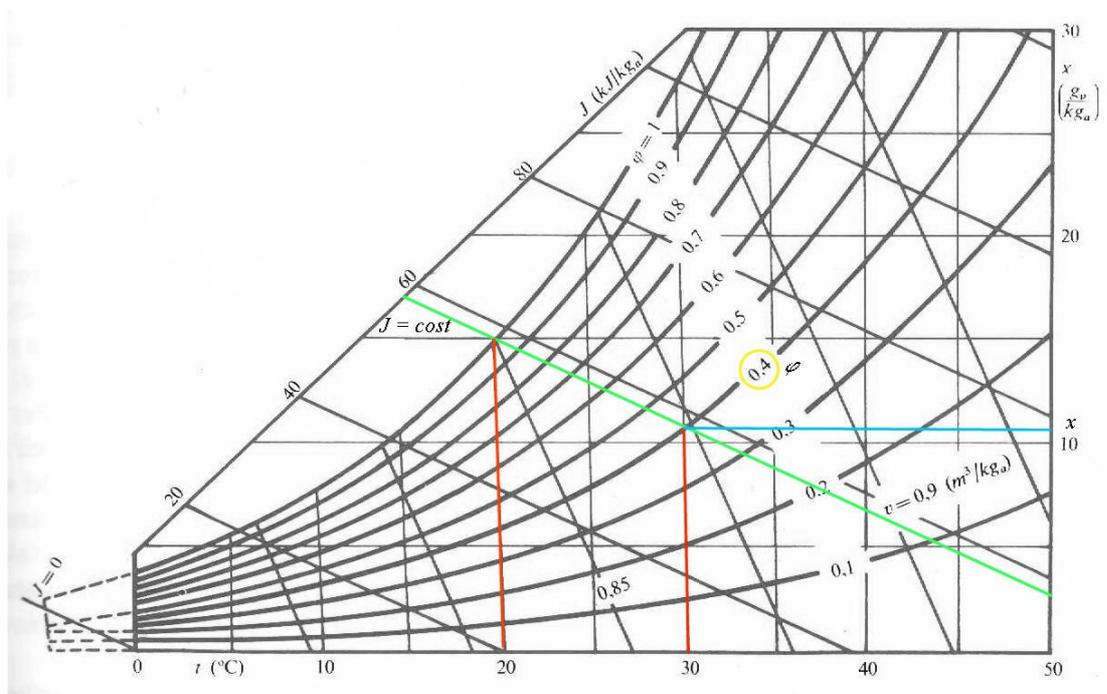


Figura 18 : Diagramma psicrometrico. In rosso sono segnate le linee a t costante, in azzurro è indicato il titolo, in giallo è indicato il grado igrometrico e in verde è indicata la retta a J costante, che è approssimabile alla linea di bulbo bagnato.

Dalla lettura del diagramma risulta :

$$J = 13,6 \frac{kcal}{kg} = 56,94 \frac{kJ}{kg}$$

Utilizzando invece la via analitica, sostituendo i dati, tra cui il titolo

$$x = 12 \frac{g_V}{kg_A} = 0,012 \frac{kg_V}{kg_A} \text{ nella (10) :}$$

$$J = t + x(2500 + 1,9t) = 30 + 0,012 (2500 + 1,9 \cdot 30) = 60,68 \frac{kJ}{kg}$$

I due risultati non sono esattamente coincidenti perché sulla lettura del diagramma abbiamo usato la linea a J costante che è leggermente diversa dalla linea di bulbo bagnato. Sono però approssimabili l'una all'altra, perché l'errore risultante dalla lettura del diagramma è del 5 - 6 %, quando c'è una tolleranza del 15 - 20 %.