

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II
POLO DELLE SCIENZE E DELLE TECNOLOGIE



FACOLTÀ DI Ingegneria
A.A.2007-2008

CORSO DI LAUREA IN CINEZE DELL'ARCHITETTURA
INSEGNAMENTO DI **FISICA TECNICA AMBIENTALE** –

APPUNTI DALLE LEZIONI

ARIA UMIDA

NAPOLI, NOVEMBRE 2007

Capitolo decimo

L'aria umida

10.1 Generalità e definizioni

L'aria atmosferica che respiriamo è costituita da un insieme di componenti gassosi e da altre sostanze, in genere inquinanti, che possono presentarsi o in fase aeriforme (fumi), o come particolato solido in sospensione (polveri, polluzioni).

L'aria atmosferica nelle applicazioni tecniche è considerata una miscela composta esclusivamente da aria secca e vapor d'acqua: per entrambi tali componenti si ipotizza un comportamento di gas ideale per i valori della pressione, prossimi a quella atmosferica e per quelli di temperatura compresi tra -50°C ed $+50^{\circ}\text{C}$, che caratterizzano la maggior parte delle applicazioni tecnologiche nel settore del condizionamento ambientale.

Ai due componenti è applicabile l'equazione di stato dei gas ideali (par.1.7), in particolare:
per l'aria secca

$$p_a \cdot V = m_a \cdot R_a \cdot T$$

per il vapor d'acqua

$$p_v \cdot V = m_v \cdot R_v \cdot T$$

con

p_a, p_b	pressioni parziali dell'aria secca e del vapor d'acqua;
m_a, m_b	masse dell'aria secca e del vapor d'acqua;
V, T	volume totale del sistema disponibile per ciascuno dei componenti la miscela; temperatura della miscela;
R_a, R_v	costanti dell'aria secca e del vapor d'acqua considerati gas ideali che valgono Rispettivamente $R_a = 287,13 \text{ J/kgK}$ $R_v = 461,7 \text{ J/kgK}$

Tra le pressioni parziali p_a e p_v e la pressione totale della miscela p_{tot} vale la legge di Dalton¹

$$p_{\text{tot}} = p_a + p_v$$

Si noti infine che, nelle applicazioni tecniche, di norma, la pressione totale del sistema è quella atmosferica e quindi le pressioni parziali di ciascun dei componente sono sempre inferiori ad essa.

- L'aria secca

L'aria secca deriva dall'aria atmosferica quando da questa sono rimossi il vapor d'acqua e tutti gli altri elementi inquinanti. Anche l'aria secca è costituita da gas a comportamento ideale la cui composizione volumetrica media al livello del mare viene riportata in Tab. 10.1.

¹ La legge di Dalton asserisce che se due o più gas, che non hanno interazioni chimiche tra loro, sono mescolati insieme la pressione esercitata da ciascun costituente ad una data temperatura è la stessa di quella che esso eserciterebbe se occupasse da solo tutto il recipiente e che la pressione totale è uguale alla somma delle pressioni parziali di ciascun gas.

Tab. 10.1- Composizione volumetrica media dell'aria atmosferica al livello del mare

Componente in volume	Percentuale (%)
Azoto (N ₂)	78,084
Ossigeno (O ₂)	20,9476
Argon (Ar)	0,934
Anidride carbonica (CO ₂)	0,0314
Neon (Ne)	0,001818
Elio (He)	0,000524
Metano (CH ₄)	0,00015
Krypton (Kr)	0,000114
Idrogeno (H ₂)	0,000005
Ozono (O ₃)	0,000005
Xenon (Xe)	0,0000087

I componenti prevalenti sono l'azoto (N₂ pari a circa l'80%) e l'ossigeno (O₂ pari a circa il 20%). Si noti inoltre che, mentre per i tre primi componenti la composizione volumetrica è abbastanza stabile, le percentuali di anidride carbonica mostrano delle considerevoli variazioni locali, in funzione della ricchezza di vegetazione, delle condizioni atmosferiche, della temperatura superficiale degli oceani, etc. Nelle applicazioni relative all'aria umida, come ad esempio nella progettazione degli impianti di condizionamento termoigrometrico l'aria secca viene considerata monocomponente: ciò consente di semplificare la trattazione analitica con errori nei risultati trascurabili per le ipotesi assunte.

- Il vapor d'acqua

Con la sola finalità di comprendere fenomeni che si osservano sia in ambienti confinati che all'esterno degli edifici, si pensi ad esempio alla *condensa*, vengono illustrati alcuni semplici esperimenti realizzati utilizzando il sistema pistone-cilindro mostrato in Fig. 10.1, che contiene 1 kg di acqua, nella fase liquida.

Avendo scelto la massa unitaria, per definizione di volume specifico, v :

$$v = \frac{V}{m} = V$$

si avrà, durante l'esperienza che verrà illustrata, il volume totale V del sistema coincidente con il suo volume specifico.

Il cilindro ha le superfici laterali perfettamente coibentate, tranne che per la parete di fondo e quindi, attraverso di essa, potrà essere fornito calore all'acqua contenuta al suo interno. Si supponga infine che non vi sia alcun attrito tra le pareti del cilindro ed il pistone. Nella Fig.10.1 è infine mostrato un sistema di coordinate che riporta in ascisse il volume specifico v ed in ordinate la temperatura del sistema sotto osservazione T . Ambedue i parametri infatti saranno misurati durante l'esperimento e riportati sul sistema di coordinate v, T in modo da avere una traccia delle trasformazioni in atto. I dati ottenuti dalle misure insieme alle osservazioni visive sullo stato di aggregazione dell'acqua, consentiranno di descrivere compiutamente quanto accade all'interno del sistema considerato.

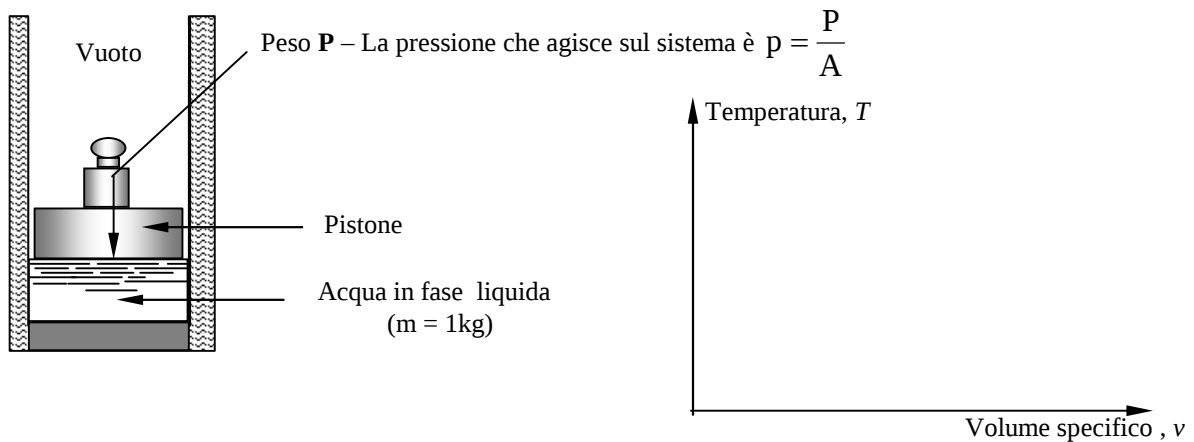


Fig.10.1

Si osservi che la pressione sul sistema è vincolata per la presenza del peso P indicato in Fig.10.1: il valore numerico di tale pressione è dato dal rapporto tra tale peso e la superficie del pistone su cui esso è appoggiato. Essa caratterizzerà tutte le trasformazioni sul piano v, T che saranno pertanto delle *isobare*.

Si inizia l'esperimento con il sistema costituito da acqua liquida alla temperatura di 20°C ed alla pressione di 0,042 bar con volume specifico pari a $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$, punto **a** di Fig.10.2.

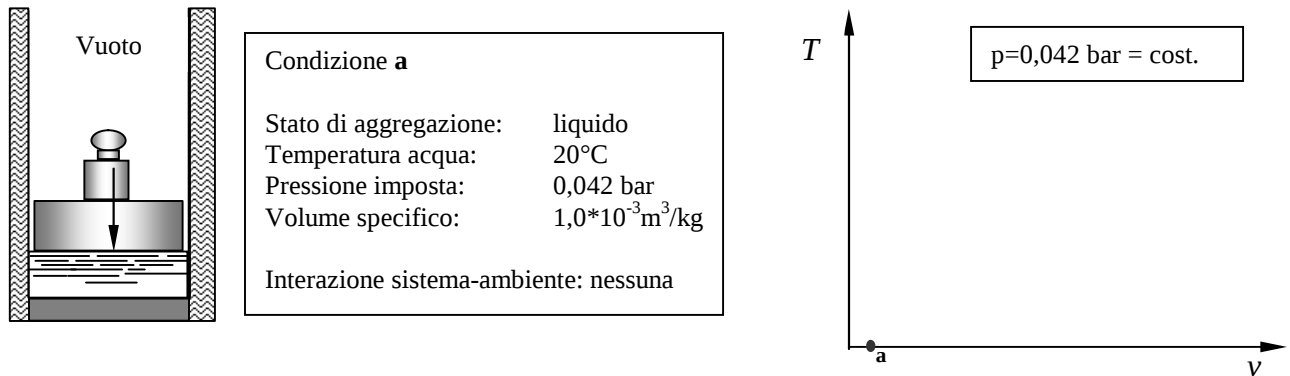


Fig.10.2

Interviene quindi una interazione sistema ambiente rappresentata da uno scambio di energia secondo la modalità calore. L'acqua subisce (**b'**) un riscaldamento accompagnato da un lieve aumento del suo volume specifico e quindi, poiché la massa considerata è unitaria, del volume totale. La Fig. 10.3 mostra quanto descritto anche se è presente una accentuazione dell'aumento di volume per rendere meglio visibile quanto accade. Infatti, nella legenda riportata in Fig. 10.3 si osserva che la temperatura si è portata a 25°C, mentre il volume specifico è restato costante rispetto al precedente situazione. Proseguendo nella somministrazione di calore si nota ancora un lieve aumento del volume e un aumento della temperatura fin quando l'acqua raggiunge i 30°C,

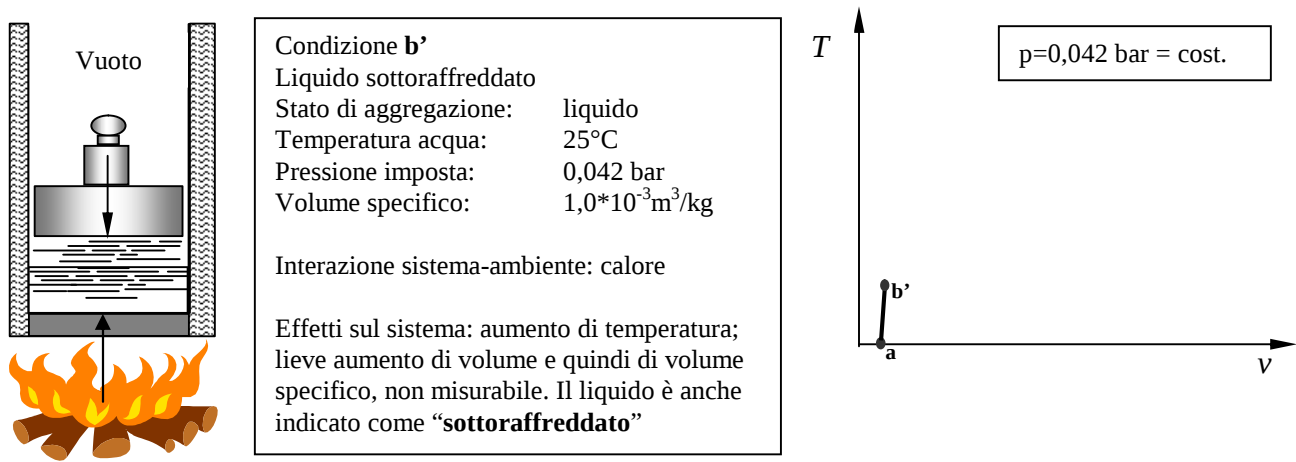


Fig.10.3

nel punto **b** di Fig. 10.4. Se si prosegue nella somministrazione di calore non si ottiene alcun aumento di temperatura ma la comparsa di una nuova fase, quella **aeriforme** denominata **vapore**.

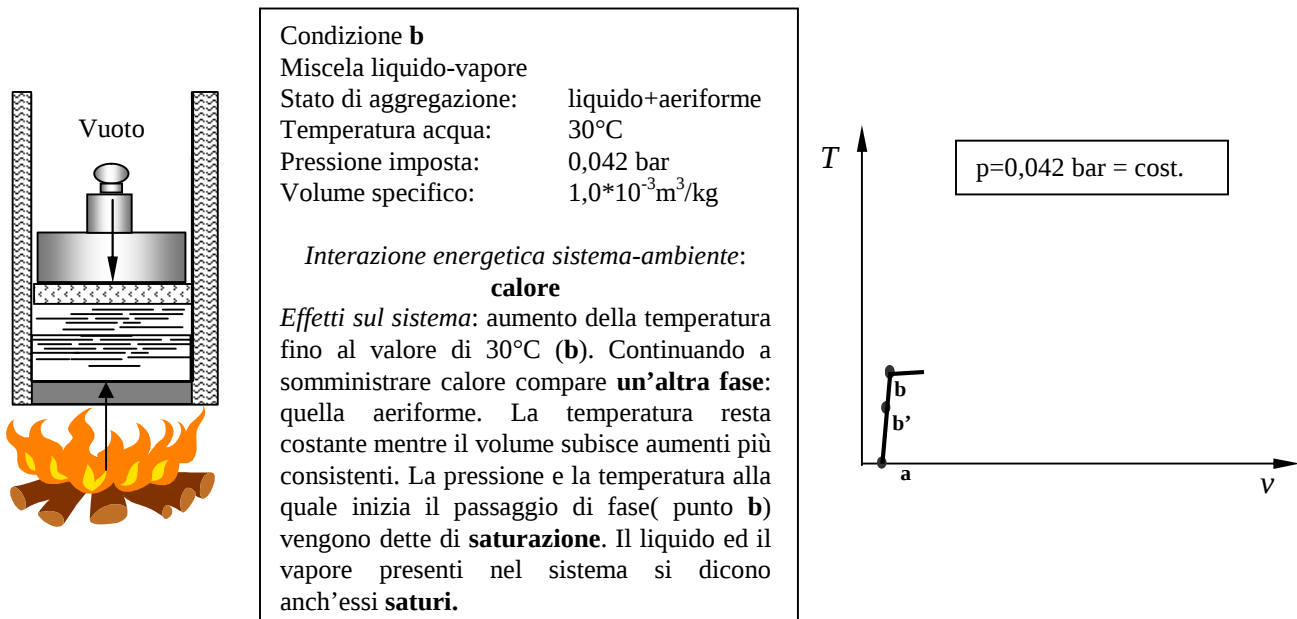
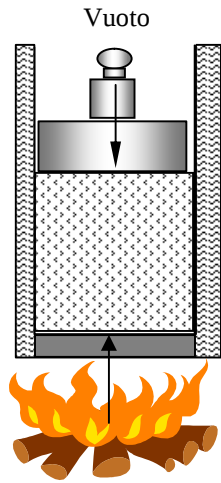


Fig.10.4

Con l'ulteriore somministrazione di energia termica si assiste alla graduale trasformazione del liquido in vapore che viene completata, come mostra il diagramma, nel punto c di Fig. 10.5



Condizione c

Stato di aggregazione: liquido+aeriforme
 Temperatura acqua: 30°C
 Pressione imposta: 0,042 bar
 Volume specifico: 32,94 m³/kg

Interazione sistema-ambiente: calore

Effetti sul sistema: a temperatura costante e pari a 100°C viene completato il passaggio di fase: con un consistente aumento di volume l'acqua si porta completamente allo stato aeriforme detto anche **vapore saturo secco** poiché nel sistema non vi è più la fase liquida.

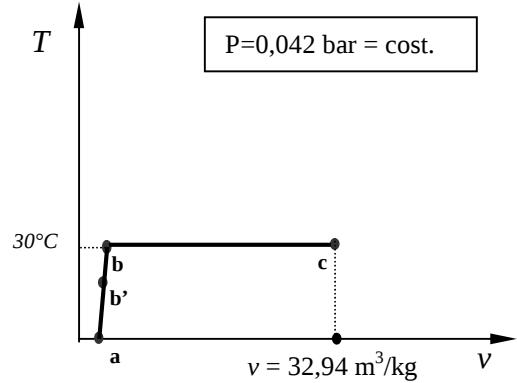
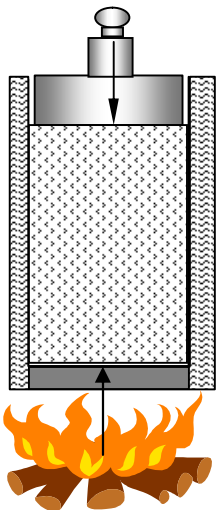


Fig.10.5

L'acqua è quindi completamente nelle condizioni di vapore. I valori di pressione e temperatura che caratterizzano il passaggio di fase, tra il punto **b** ed il punto **c** sono detti di *saturatione*. Ripetendo d'esperimento con un valore di pressione diverso dal precedente, varierà il valore di temperatura relativo al passaggio di fase, cioè alla trasformazione bc di Fig. 10.5. Per l'acqua, nella Tab.10.1 sono riportati i valori delle temperature e pressioni di saturazione relativamente all'intervallo di temperatura -50°C ÷ +50°C che è quello d'interesse per gli impianti di condizionamento.

Anche il sistema durante il passaggio di fase si definisce in condizioni di *saturatione*, e le due fasi presenti vengono dette *liquido saturo* e *vapore saturo*. Nel punto **b** il sistema è costituito da acqua liquida saturo, nel punto **c** l'acqua è in condizioni di vapore *saturo secco* poiché la fase liquida è scomparsa.

Una ulteriore somministrazione di calore produce esclusivamente un aumento di temperatura e di volume. Il vapore è detto *surriscaldato* poiché, pur essendo alla stessa pressione ha una temperatura più elevata di quella di saturazione.



Condizione d

Stato di aggregazione: liquido+aeriforme
 Temperatura acqua: 100°C
 Pressione imposta: 1,0132 bar
 Volume specifico: 1,673 m³/kg

Interazione sistema-ambiente: calore

Effetti sul sistema: riprende l'aumento di temperatura ed è anche presente un consistente aumento di volume. Il vapore viene detto **surriscaldato** poiché pur essendo alla stessa pressione di saturazione è ad una temperatura più elevata.

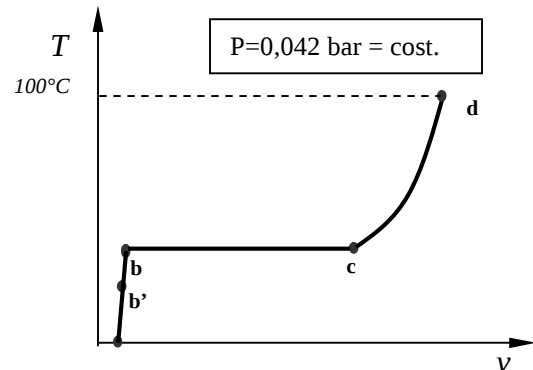


Fig.10.6

Temperatura [°C]	Pressione [Pa]	Temperatura [°C]	Pressione [Pa]
-50	3,987	5	873,670
-48	5,507	6	934,514
-46	6,432	7	1001,223
-44	8,112	8	1070,708
-42	10,224	9	1147,222
-40	13,151	10	1229,471
-38	16,077	11	1311,719
-36	20,038	12	1401,571
-34	24,911	13	1496,712
-32	30,819	14	1597,425
-30	36,450	15	1707,219
-29	42,160	16	1817,013
-28	46,693	17	1936,496
-27	51,711	18	2062,729
-26	57,189	19	2196,038
-25	63,527	20	2339,826
-24	69,864	21	2483,614
-23	77,103	22	2642,701
-22	85,394	23	2808,242
-21	93,685	24	2986,646
-20	103,588	25	3173,458
-19	113,518	26	3360,269
-18	124,832	27	3564,378
-17	145,294	28	3779,021
-16	150,542	29	4004,702
-15	165,808	30	4248,293
-14	181,073	31	4491,884
-13	198,373	32	4754,332
-12	217,176	33	5029,914
-11	237,558	34	5319,042
-10	260,634	35	5630,141
-9	283,709	36	5941,239
-8	309,751	37	6275,257
-7	337,926	38	6625,390
-6	368,484	39	6992,182
-5	402,780	40	7385,414
-4	437,075	41	7778,646
-3	475,670	42	8200,145
-2	517,448	43	8640,878
-1	562,205	44	9101,652
0	609,407	45	9594,521
1	656,608	46	10087,390
2	705,427	47	10614,040
3	757,470	48	11164,060
4	812,824	49	11737,980
		50	12350,260

Tab10.1 - Temperature e pressioni di saturazione dell'acqua tra -50°C ÷ +50°C

In generale il vapor d'acqua presente nella miscela di aria umida è surriscaldato. Le sue condizioni sono rappresentate da un punto della curva **c-d** della Fig.10.7. Si osservi ora che *sottraendo calore* all'acqua contenuta nel sistema pistone cilindro a partire dalla condizione mostrata in Fig.10.6, *questa ripercorre in senso inverso la trasformazione* fino a raggiungere il punto **c** quindi la saturazione.

Se si sottrae ancora calore *il sistema percorrerà la trasformazione c-b*, il vapore si trasformerà *gradatamente in liquido*. Il vapor d'acqua presente nell'aria umida può quindi condensare. Il contenuto nella miscela è pertanto variabile tra zero (aria secca) ed un massimo (aria umida satura).

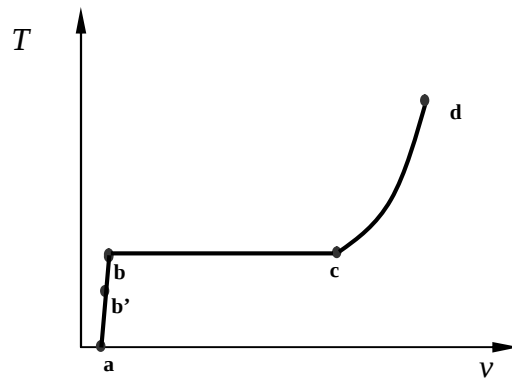


Fig.10.7

Per una miscela di aria umida la pressione totale per la legge di Dalton richiamata in precedenza è data dalla somma delle pressioni dei singoli componenti :

$$p_{\text{tot}} = p_a + p_v$$

la massima pressione che il vapor d'acqua può raggiungere è quella di saturazione corrispondente alla temperatura della miscela considerata.

Dalla Tab 10.1 è possibile, assegnato il valore della temperatura, leggere il corrispondente valore della pressione di saturazione dell'acqua.

10.2 Le proprietà dell'aria umida

Lo stato termodinamico dell'aria umida, in quanto miscela a due componenti viene individuato, mediante tre proprietà intensive indipendenti o tre proprietà estensive e la massa totale. Poiché, nel seguito, si farà riferimento esclusivamente a miscele di aria umida alla pressione atmosferica, una delle tre proprietà intensive risulta pertanto predeterminata: la conoscenza di altre due proprietà intensive consentirà la definizione dello stato termodinamico.

Temperatura di bulbo asciutto T_{ba}

Rappresenta la temperatura della miscela di aria umida misurata da un termometro dotato di un sistema di schermatura che riduca l'influenza degli scambi termici radiativi, e favorisca lo scambio termico convettivo tra fluido e sensore.

Umidità relativa U.R. (grado igrometrico), Φ

E' definita come il rapporto tra la densità del vapore surriscaldato presente nella miscela e la densità del vapore saturo secco alla temperatura della miscela. Dall'equazione di stato dei gas ideali [cfr. par. (1.7)], si ha quindi:

- per il vapore surriscaldato

$$p_v \cdot v_v = R \cdot T$$

$$\frac{1}{v_v} = \rho_v = \frac{p_v}{R \cdot T}$$

- per il vapore saturo secco

$$p_{vs} \cdot v_{vs} = R \cdot T$$

$$\frac{1}{v_{vs}} = \rho_{vs} = \frac{p_{vs}}{R \cdot T}$$

e quindi l'umidità relativa risulterà:

$$U.R. = \frac{\rho_v}{\rho_{vs}} = \frac{p_v}{p_{vs}} = \Phi \quad (10.1)$$

Poiché, per una data temperatura, il valore massimo che può assumere la pressione parziale del vapore è quello di saturazione, p_{vs} , che può essere letta dalla Tab. 10.1, l'umidità relativa o può assumere valori compresi tra 0 (aria secca) ed 1 (aria satura), ovvero in percentuale tra 0% ed il 100%.

Umidità specifica ω

E' definita come la massa di vapor d'acqua contenuta nell'unità di massa di aria secca:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (10.2)$$

Applicando l'equazione di stato dei gas ideali a ciascun componente la miscela e dalla legge di Dalton, si ha²:

$$p_v \cdot V = m_v \cdot R_v \cdot T$$

$$m_v = \frac{p_v \cdot V}{R_v \cdot T}$$

$$p_a \cdot V = m_a \cdot R_a \cdot T$$

$$m_a = \frac{p_a \cdot V}{R_a \cdot T}$$

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{\Phi \cdot p_{vs}}{p_{tot} - \Phi \cdot p_{vs}} \quad (10.6)$$

La (10.6) consente di calcolare per via analitica l'umidità specifica dell'aria umida una volta noti l'umidità relativa e temperatura: da quest'ultima infatti si ricavano i valori di saturazione della pressione parziale del vapore dalla Tab. 10.1.

Temperatura di rugiada T_r

E la temperatura di una miscela di aria umida che ha raggiunto le condizioni di saturazione in seguito ad un raffreddamento a pressione e ad umidità specifica costanti. Le condizioni per il vapor d'acqua contenuto nell'aria umida sono quindi di incipiente condensazione. La determinazione della temperatura di rugiada si può effettuare o per via grafica, utilizzando il diagramma psicrometrico che verrà illustrato nel seguito o, analiticamente, tramite la definizione di umidità relativa Φ (10.1):

$$\Phi = \frac{p_{vs}(T_r)}{p_{vs}(T)} = 1 \quad (10.7)$$

da cui

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{p_v \cdot R_a}{p_a \cdot R_v}$$

poiché risulta, come detto in precedenza, $R_a = 287,13 \text{ J/kgK}$, $R_v = 461,7 \text{ J/kgK}$, si otterrà

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{p_v \cdot R_a}{p_a \cdot R_v} = \frac{287,13 \cdot p_v}{461,7 \cdot p_a} = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p_a} \quad (10.4)$$

Poiché per la legge di Dalton

$$p_{tot} = p_a + p_v$$

$$p_a = p_{tot} - p_v$$

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p_a} = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p_{tot} - p_v} \quad (10.5)$$

che per la (5.1) diventa

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{\Phi \cdot p_{vs}}{p_{tot} - \Phi \cdot p_{vs}} \quad (10.6)$$

Nota la temperatura T l'umidità relativa Φ dell'aria umida in assegnate condizioni termodinamiche, dalla Tab. 10.1 si ricava il valore di p_{vs} , associato alla temperatura della miscela e, dalla (10.1) si deduce il valore della pressione parziale del vapore:

$$p_v(T) = \Phi \cdot p_{vs}(T) \quad (10.8)$$

In condizioni di saturazione vale la (10.7), pertanto la pressione parziale espressa dalla (10.8) viene a coincidere con quella di saturazione alla temperatura di rugiada:

$$p_v(T) = p_{vs}(T_r) \quad (10.9)$$

Quindi dalla Tab. 10.1 entrando nella colonna delle pressioni di saturazione si ricava la temperatura associata al valore di $p_v(T)$ espresso dalla (10.8): tale valore sarà proprio la temperatura di rugiada T_r .

Per la determinazione grafica della temperatura di rugiada si rimanda al paragrafo 10.3.

Temperatura di saturazione adiabatica T_s

E' la temperatura alla quale si porta una corrente d'aria umida in uscita da un condotto adiabatico, di lunghezza infinita, nel quale essa venga saturata lambendo il pelo libero di una massa d'acqua costante presente sul fondo del condotto stesso ed alla temperatura T_s . L'ipotesi di condotto di lunghezza infinita consente di affermare che la temperatura dell'aria umida in uscita dal condotto stesso coincide con quella dell'acqua.

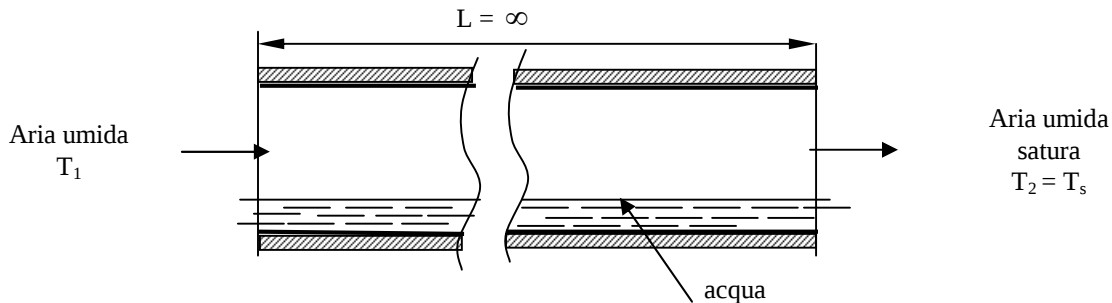


Fig. 10.8

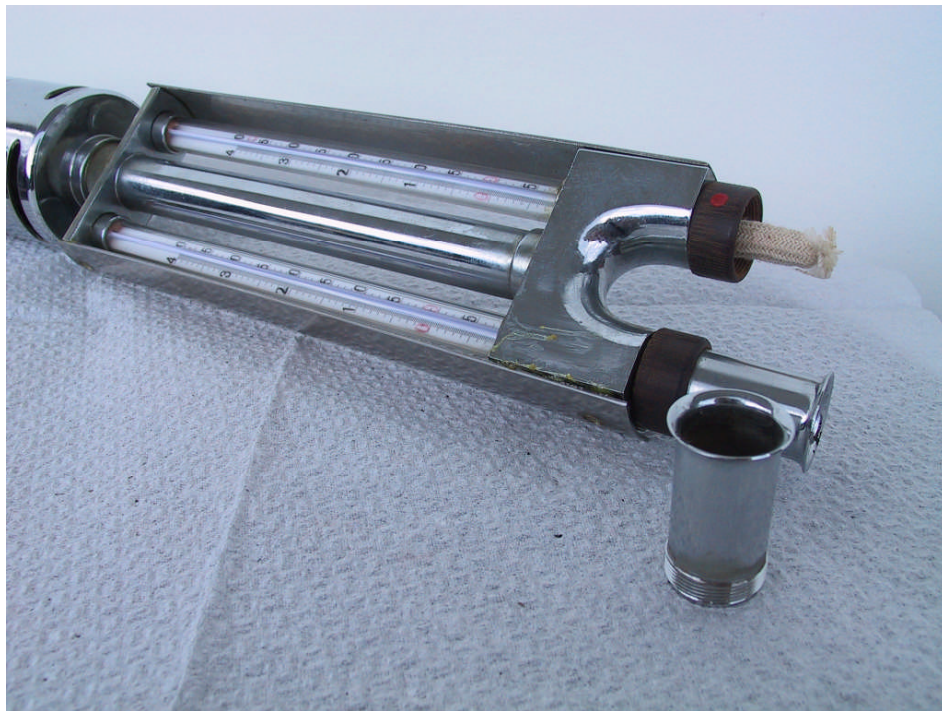
In Fig. 10.8 è schematizzato il condotto adiabatico sul fondo del quale è presente una massa d'acqua alla temperatura T_s . E' bene sottolineare che la temperatura di saturazione adiabatica è una proprietà di stato in quanto dipende dallo stato termodinamico della corrente d'aria umida in ingresso.

Temperatura di bulbo umido T_{bu}

E' quella che può essere determinata per mezzo di un particolare termometro del tipo di quello mostrato in Fig. 10.9.a) e b)



a)



b)

Fig.10.9

Esso è in genere costituito da un normale termometro a riempimento di liquido (tipicamente mercurio) nel quale però il bulbo, o elemento sensibile, è avvolto in una garza imbevuta di acqua distillata. Il termometro è inserito in un condotto metallico lungo il suo asse longitudinale; alla estremità opposta, rispetto alla posizione dell'elemento sensibile, è presente una ventola che aspira l'aria in direzione assiale. Il flusso d'aria umida lambisce il bulbo umido e viene quindi scaricata all'esterno in direzione radiale tramite opportune feritoie realizzate tangenzialmente sulla superficie cilindrica della camicia metallica. La velocità con cui l'aria umida lambisce l'elemento sensibile è, di solito, non inferiore ai 5 m/s, al fine di garantire efficaci scambi termici e di materia. La garza che circonda il bulbo deve essere permanentemente imbevuta di acqua: ciò può essere ottenuto, per misure discontinue, bagnandola di volta in volta. Per misure continue, invece, la garza è realizzata in modo che una parte, non a contatto con l'elemento sensibile, è immersa in un serbatoio collocato in prossimità dell'estremità inferiore dello strumento.

Al passaggio dell'aria si nota un abbassamento della colonna termometrica: ciò è spiegabile notando che, se l'aria umida aspirata non è satura, una parte dell'acqua contenuta nella garza evapora trasferendosi all'aria. L'energia termica necessaria per l'evaporazione, detta anche calore latente di evaporazione, viene sottratta all'elemento sensibile che quindi si raffredda. La velocità di evaporazione, quindi la rapidità con cui diminuisce la temperatura del bulbo bagnato, dipende, a parità di velocità della corrente aspirata, dal grado igrometrico dell'aria umida.

Infatti, quanto minore sarà la pressione parziale del vapore per un'assegnata temperatura, quindi quanto minore sarà il grado igrometrico, tanto maggiore sarà la rapidità di raffreddamento del bulbo.

Dopo un certo tempo, all'equilibrio dinamico tra sistema di misura e fluido, la temperatura indicata dal termometro resta costante e rappresenta la T_{bu} .

Resta infine da notare che nel caso di uguaglianza tra la T_{ba} e la T_{bu} si è in presenza di aria umida satura ($\Phi = 1$), mentre quanto maggiore sarà la differenza $T_{ba} - T_{bu}$ tanto minore risulterà il grado igrometrico.

Ai fini pratici è invalsa la convenzione di considerare la T_{bu} coincidente con la temperatura di saturazione adiabatica, anche se esse sono concettualmente distinte in quanto la seconda, come già detto, è, al contrario della prima, una proprietà di stato.

Volume specifico v

Il volume specifico dell'aria umida è definito come il **volume occupato dall'unità di massa dell'aria secca**, in quanto, questa come già detto in precedenza, rimane costante durante le trasformazioni dell'aria umida. Pertanto il volume specifico dell'aria secca coincide con quello dell'aria umida:

$$v = v_a = \frac{V}{m_a} = \frac{R_a \cdot T}{p - p_v} = \frac{R_a \cdot T}{p - \Phi \cdot p_{vs}}$$

10.3 Diagramma psicrometrico per il calcolo delle proprietà dell'aria umida

Il diagramma psicrometrico è una rappresentazione grafica delle proprietà termodinamiche dell'aria umida. Esso, grazie alla sua semplicità d'impiego, risulta di grande utilità nella soluzione di pratici

problemi ingegneristici. Il diagramma psicrometrico riportato in Fig. 10.10, e noto anche sotto il nome di ASHRAE³ - CARR⁴, dai nomi dei due Enti che lo hanno elaborato. Il diagramma è riferito alla pressione atmosferica, pertanto, una volta note due qualsiasi grandezze di stato dell'aria umida, è possibile individuare su di esso il punto rappresentativo dello stato termodinamico della miscela e da questo, infine, risalire agevolmente a tutte le proprietà termodinamiche desiderate. Esistono tuttavia altri diagrammi psicrometrici elaborati sempre dall'ASHRAE, validi per altri valori di pressione e per diversi campi di temperatura: essi trovano impieghi particolari in settori diversi da quelli dell'impiantistica civile ed industriale.

Nel diagramma di Fig. 10.10 i valori della temperatura di bulbo asciutto (T_{ba}) sono riportati in ascissa, mentre in ordinata vi sono quelli dell'umidità specifica ω . Per comodità di lettura, inoltre, sono riportati in coordinate oblique, i valori dell'entalpia specifica (h), una grandezza che non è stata oggetto di studio in questo corso, e quelli della temperatura di bulbo umido (T_{bu}). Sono inoltre rappresentate le curve ad umidità relativa Φ (grado igrometrico) costante, così come quelle a volume specifico v costante.

Le isoterme T_{bu} sono oblique e si discostano, seppur lievemente, dalle isoentalpiche.

I valori dell'umidità specifica ω sono espressi in g/kg, pertanto per una loro corretta utilizzazione occorre omogeneizzarne le unità di misura: a tal fine basta dividere per 1000 il valore letto sul diagramma di Fig. 10.10. La zona oltre la curva di saturazione, $\Phi = 100\%$, non sarà utilizzata nelle applicazioni. Inoltre il settore in alto a sinistra del diagramma e la scala indicata RST alla sua destra, utili nelle valutazioni relative ad impianti di condizionamento termoigrometrico, non verranno per ora utilizzati.

La curva di saturazione ($\Phi = 100\%$) risulta di notevole interesse per la determinazione grafica della temperatura di rugiada. Per delle assegnate condizioni iniziali di una miscela di aria umida è infatti possibile ricavare il valore di T_r utilizzando il diagramma psicrometrico di Fig. 10.10.

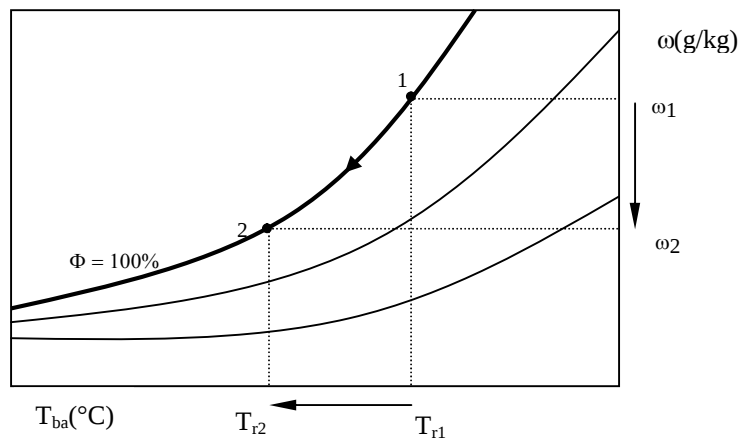


Fig 10.11

Dal punto rappresentativo dello stato iniziale si traccia una orizzontale fino all'intersezione con la curva di saturazione, simulando così la trasformazione di raffreddamento ad umidità specifica e

³ American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

⁴ Condizionamento dell'Aria Riscaldamento Refrigerazione

pressione costante che è alla base della definizione di T_r . L'ascissa di detto punto d'intersezione rappresenta proprio il valore della temperatura di rugiada.

Tutti i punti della curva di saturazione ($\Phi = 100\%$) corrispondono a stati termodinamici dell'aria umida satura. In tali condizioni. Per un qualsiasi punto della curva di saturazione, la cui ascissa rappresenta la temperatura $T_{ba} = T_r$, è possibile determinare il valore della pressione parziale del vapore nella miscela, p_{vs} , dalla Tab. 10.1 entrando con la temperatura $T_{ba} = T_r$

E' da notare inoltre che, per una miscela di aria umida satura, il cui punto rappresentativo sul diagramma è sulla curva $\Phi = 100\%$, la sottrazione di calore produce un raffreddamento quindi uno spostamento del punto rappresentativo da destra verso sinistra. Si osservi la Fig.10.11: il punto 1 rappresenta una condizione di saturazione cui corrisponde una $T_{ba} = T_r$ ed una umidità specifica ω_1 . Se partendo da tali condizioni si sottrae calore alla miscela, il verso della trasformazione è quello mostrato in Fig. 10.11: si ha quindi un raffreddamento, la temperatura passa dal valore $T_{ba1} = T_{r1}$ a $T_{ba2} = T_{r2}$. Inoltre l'umidità specifica passa da ω_1 ad ω_2 . Ricordando che questa grandezza rappresenta la massa di vapor d'acqua presente in ogni kg di aria secca, si può affermare che la trasformazione 1-2 comporta anche una diminuzione del vapor d'acqua presente, quindi una *deumidificazione* della miscela.

Esercizi sul calcolo delle proprietà dell'aria umida

Problema 1

Dell'aria umida è alla pressione atmosferica ed alla temperatura di 20°C con una umidità relativa del 60%. Calcolare la pressione parziale del vapore presente nella miscela.

($1,4 \cdot 10^3 \text{ Pa}$)

Problema 2

Calcolare l'umidità specifica ω , di una miscela di aria umida che alla pressione atmosferica ha una temperatura di bulbo asciutto di 15°C ed una umidità relativa $\Phi = 70\%$. Si effettui il calcolo graficamente utilizzando il diagramma psicrometrico, e si verifichi il risultato per via analitica.

($7,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$)

Problema 3

Una miscela di aria umida è alla pressione atmosferica con temperatura di bulbo asciutto di $20,0^\circ\text{C}$ ed umidità relativa del 50%. Si deducano dal diagramma psicrometrico i valori iniziali delle proprietà: umidità specifica e volume specifico.

Si calcolino inoltre i valori finali che assumono l'umidità relativa ed il volume specifico quando la temperatura dell'aria umida, partendo dall'assegnata condizione iniziale, aumenta o diminuisce di 10°C ad umidità specifica costante. Si valutino infine le rispettive variazioni $\Delta\Phi$ e Δv .

($\omega_1 = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$; $v_1 = 0,84 \text{ m}^3/\text{kg}$;

per un aumento di temperatura di 10°C : $\Phi_2 = 27\%$; $v_2 = 0,866 \text{ m}^3/\text{kg}$; $\Delta\Phi = -23\%$; $\Delta v = 0,026 \text{ m}^3/\text{kg}$

per una diminuzione di temperatura di 10°C : $\Phi_2 = 94\%$; $v_2 = 0,811 \text{ m}^3/\text{kg}$; $\Delta\Phi = 44\%$; $\Delta v = -0,028 \text{ m}^3/\text{kg}$)

Problema 4

Una miscela di aria umida ha una temperatura di bulbo asciutto $T_{ba} = 24^\circ\text{C}$ ed una temperatura di bulbo umido $T_{bu} = 17^\circ\text{C}$. Si calcoli, utilizzando il diagramma psicrometrico il valore dell'umidità relativa Φ , dell'umidità specifica ω e la temperatura di rugiada T_r .

($\omega = 9,2 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$; $\Phi = 50\%$; $T_r = 12,7^\circ\text{C}$)