

# Corso di Termodinamica Applicata

## Esercitazione n°2

13 maggio 2013

---

### Indice

Consegna	1
1 Dati ed Ipotesi	2
2 Soluzione e Risultati	5
3 Discussione dei Risultati	20

---

### Consegna

Si consideri un impianto di condizionamento invernale che debba mantenere un locale di  $400 \text{ m}^3$  alla temperatura di  $25^\circ\text{C}$ , con umidità relativa pari al 50%, quando l'ambiente esterno si trova a  $2^\circ\text{C}$ , con umidità relativa pari al 40%.

Per motivi di qualità dell'aria, l'impianto deve garantire che, ogni ora, l'aria nello stabile sia completamente rinnovata. Si consideri che la potenza termica scambiata con l'esterno risulta essere pari a  $1,5 \text{ kW}$ , i macchinari presenti nella stanza producono  $0,5 \text{ kW}$ , mentre ognuna delle 10 persone presenti produce in media  $0,1 \text{ kg}_v/\text{h}$  (si trascuri la produzione di calore sensibile da parte delle persone).

Verificare innanzitutto se è opportuno far ricircolare una portata di aria, considerando che la differenza di temperatura tra l'aria all'interno del locale e l'aria immessa non può essere superiore a  $7^\circ\text{C}$ . Una volta determinata la portata da far circolare e le condizioni termoigrometriche dell'aria nel punto

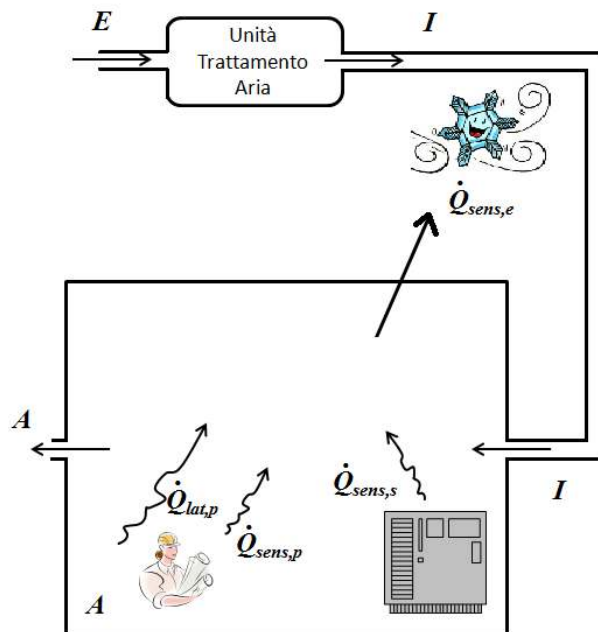
di immissione, dimensionare le batterie di pre e post-riscaldamento dell'impianto di trattamento dell'aria.

Per tutti i punti dell'impianto si determinino le condizioni termoisometriche (temperatura di bulbo secco, umidità relativa e specifica, pressioni parziali di aria e vapore, pressione di saturazione del vapore, volume specifico, densità ed entalpia), sia analiticamente che graficamente, utilizzando un diagramma psicrometrico di Mollier.

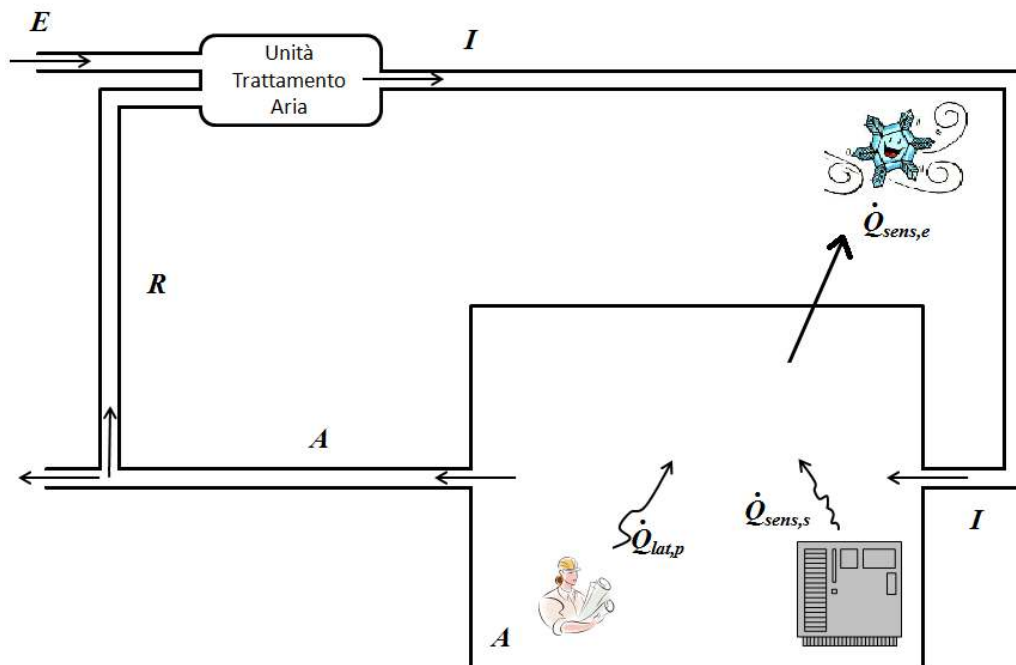
## 1 Dati ed Ipotesi

Il sistema da dimensionare è un impianto per il condizionamento invernale, che può essere schematizzato come in Fig. 1, nel caso in cui non occorra un ricircolo d'aria prelevata dal locale interno o come in Fig. 2, nel caso in cui sia necessario ricircolare una portata d'aria.

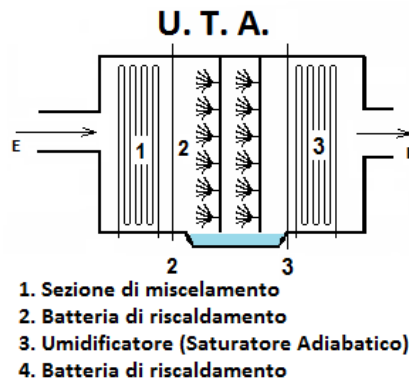
Essendo un impianto di condizionamento invernale, nel caso in cui non si abbia ricircolo, l'unità di trattamento dell'aria sarà caratterizzata da una batteria di pre-riscaldamento, un saturatore adiabatico per l'umidificazione del flusso d'aria e una seconda batteria per il post-riscaldamento dell'aria, prima dell'immissione nell'ambiente da riscaldare, come schematicamente rappresentato in Fig. 3. Nel caso in cui sia invece necessario ricircolare una portata d'aria, si ha anche una prima fase di miscelamento adiabatico, come raffigurato schematicamente in Fig. 4.



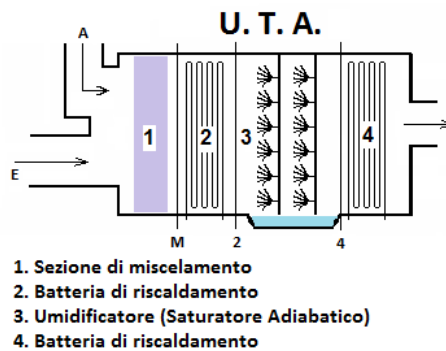
*Figura 1: Schema del sistema ambiente+UTA, senza ricircolo d'aria.*



*Figura 2: Schema del sistema ambiente+UTA, con ricircolo d'aria.*



*Figura 3: Rappresentazione dell'unità di trattamento dell'aria, senza ricircolo d'aria.*



*Figura 4: Rappresentazione dell'unità di trattamento dell'aria, con ricircolo d'aria.*

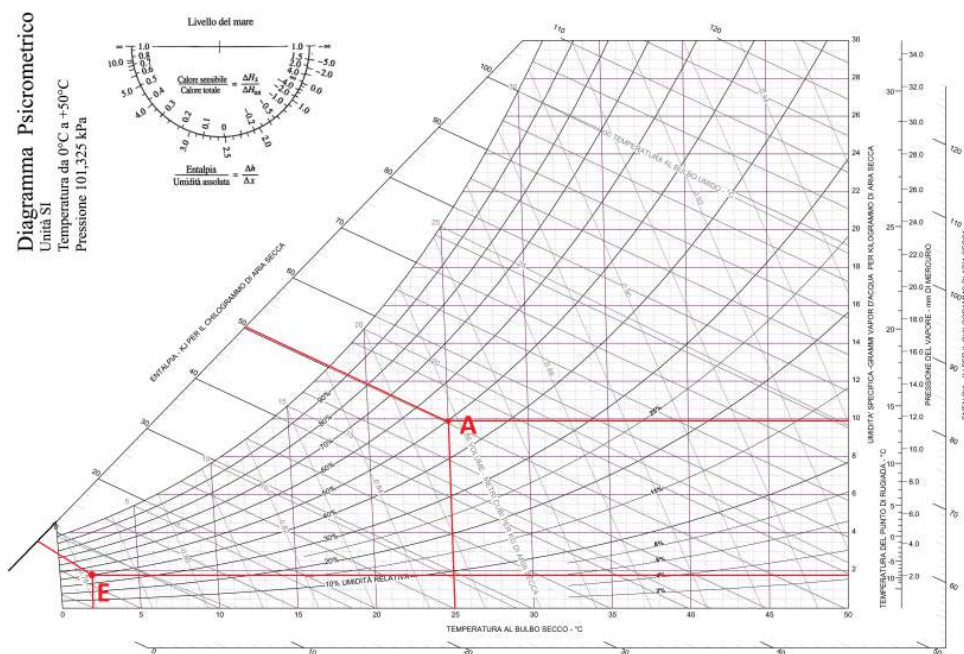
Le condizioni termoigrometriche dell'aria presente all'esterno del locale possono essere immediatamente determinate dalla temperatura e dall'umidità relativa che sono dati di progetto, così come le condizioni termoigrometriche che si vogliono ottenere all'interno dell'ambiente da climatizzare.

Si può ipotizzare, inizialmente, che la portata d'aria immessa nell'ambiente sia pari alla portata di ventilazione (ricambio orario), ovvero la portata proveniente dall'ambiente esterno, che risulta nota. Solo nel caso in cui la temperatura del punto di immissione risultasse troppo elevata, sarebbe necessario ricircolare una certa portata d'aria. Tra i dati di progetto, si hanno anche a disposizione i carichi termici scambiati con l'esterno e quelli prodotti da sorgenti interne di calore sensibile (macchinari) e latente (persone).

## 2 Soluzione e Risultati

Si procede dunque con il calcolo dei parametri di immissione quando non si abbia ricircolo. Il primo passo prevede la caratterizzazione degli stati A (ambiente da condizionare) ed E (ambiente esterno al locale), come si vede in Fig. 1.

Gli stati sono facilmente determinabili, sia analiticamente che graficamente, poiché si dispone di informazioni sia sulla temperatura che sull'umidità relativa. Entrando sul diagramma psicrometrico con la temperatura e l'umidità relativa è possibile determinare le grandezze termoigrometriche che caratterizzano i due stati.



**Figura 5:** Rappresentazione degli stati E ed A sul diagramma psicrometrico e determinazione delle principali grandezze termoigrometriche

Volendo procedere analiticamente, è possibile far ricorso alla formula empirica che permette il calcolo della pressione di saturazione dell'acqua. Si sceglierà, ovviamente, l'equazione che risulta valida per  $T \geq 0^\circ C$ .

$$p_{v,sat} = 610,5 e^{\frac{17,269 \cdot T}{237,3+T}} \quad (1)$$

Dalla pressione di saturazione del vapore si può quindi calcolare la pressione parziale del vapore, dalla definizione di umidità relativa della miscela:

$$p_v = U.R. \cdot p_{v,sat} \quad (2)$$

e, di conseguenza, dalla legge di Dalton è nota anche la pressione parziale dell'aria secca, come differenza della pressione ambiente  $p$  e della pressione parziale del vapore  $p_v$ :

$$p_a = p - p_v \quad (3)$$

Note le pressioni, è immediato determinare l'umidità specifica della miscela, dalla seguente relazione:

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p_a} \quad (4)$$

Il volume specifico, per unità di aria secca, è invece calcolabile tramite l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$v = \frac{R_a \cdot T}{p_a} \quad (5)$$

il cui reciproco rappresenta la densità.

Per quanto riguarda l'entalpia, si può utilizzare la seguente approssimazione, lecita per le temperature in gioco ( $-10^\circ C \leq T \leq 50^\circ C$ ):

$$h = h_a + x \cdot h_v = c_{p,a}T + x(h_{l,v} + c_{p,v}T) \quad (6)$$

con  $c_{p,a} = 1,005 \text{ kJ/kg}_a\text{K}$ ,  $c_{p,v} = 1,82 \text{ kJ/kg}_v\text{K}$  e  $h_{l,v} = 2501,3 \text{ kJ/kg}_v$ , quando si scelga come temperatura di riferimento  $T = 0^\circ C$ .

Applicando queste formule agli stati A ed E, si ottengono i valori contenuti nella seguente tabella:

**Tabella 1:** Pressioni degli stati A ed E

	T [ $^\circ C$ ]	U.R. [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	$p_v$ [Pa]	$p_a$ [Pa]
Stato A	25	50	3165,92	1582,96	99742,04
Stato E	2	40	705,29	282,11	101042,88

**Tabella 2:** Proprietà termoigrometriche degli stati A ed E

	x [ $kg_v/kg_a$ ]	v [ $m^3/kg_a$ ]	$\rho$ [ $kg_a/m^3$ ]	h [ $kJ/kg_a$ ]
Stato A	0,00987	0,858	1,17	50,27
Stato E	0,00174	0,781	1,28	6,36

Occorre ora determinare il punto di immissione dell'aria condizionata, I. Il titolo del punto di immissione può essere calcolato dall'equazione di bilancio di massa, riferite al sottosistema costituito dall'ambiente interno A.

### 1. Bilancio Massa

- Aria Secca

$$\dot{m}_A = \dot{m}_I = \dot{m}_E = \dot{m}_a = \frac{400m^3/h}{v_A} / 3600s/h = 0,129kg/s \quad (7)$$

- Vapore

$$x_I \cdot \dot{m}_I + \dot{m}_v - x_A \cdot \dot{m}_A = \dot{m}_a \cdot (x_I - x_A) + \dot{m}_v = 0 \quad (8)$$

$$\Rightarrow x_I = x_A - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} = 0,00773 kg_v/kg_a$$

A questo punto, è possibile procedere per duplice via: utilizzando l'equazione di bilancio dell'energia per calcolare l'entalpia del punto I, oppure tracciando sul diagramma psicrometrico la retta di lavoro (o di carico), ovvero quella retta con coefficiente angolare R, dato dal rapporto tra il carico termico totale (sensibile e latente) da smaltire e la produzione di vapore nell'ambiente da condizionare. Nel caso di condizionamento invernale, questa retta risulta avere coefficiente angolare negativo ( $R < 0$ ).

In entrambi i casi occorre calcolare  $\dot{Q}_{tot}$ , che sarà pari alla somma dell'aliquota di calore sensibile e quella di calore latente:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{tot} &= \dot{Q}_{sens,tot} + \dot{Q}_{lat,tot} = & (9) \\ &= -\dot{Q}_{sens,e} + \dot{Q}_{sens,s} + \dot{m}_v \cdot h_v = \\ &= -1,5 kW + 0,5 kW + 0,71 kW = -0,29 kW \end{aligned}$$

dove  $h_v = 2501,3 + 1,82 \cdot T_A = 2546,8 kJ/kg_a$  (entalpia del vapore d'acqua alla temperatura  $T_A = 25^\circ C$  dell'ambiente A), mentre  $\dot{m}_v = \frac{10 persone \cdot 0,1 kg_v/h}{3600s/h} = 0,00028 kg_v/s$ .

Ora, volendo procedere per via analitica, si esegue il bilancio di energia per il sottosistema A, ottenendo:

$$\begin{aligned}
& \dot{m}_I \cdot h_I - \dot{m}_A \cdot h_A + \dot{Q} = & (10) \\
& = \dot{m}_a \cdot (h_I - h_A) + \dot{Q} = \\
& = \frac{\dot{m}_v}{x_I - x_A} \cdot (h_I - h_A) + \dot{Q} = \\
& = \frac{\dot{m}_v}{x_I - x_A} \cdot [(c_{p,a}T_I + x_I(h_{l,v} + c_{p,v}T_I) - (c_{p,a}T_A + x_A(h_{l,v} + c_{p,v}T_A))] + \dot{Q} = 0 \\
& \Rightarrow h_I = h_A - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_v}(x_I - x_A) = 52,32 \text{ kJ/kg}_a
\end{aligned}$$

Altrimenti, per procedere graficamente, è necessario determinare la pendenza della retta di lavoro. Sul diagramma ASHRAE, la pendenza R di un segmento di retta di lavoro si individua sulla scala semicircolare in alto a sinistra, come rapporto del calore totale scambiato e dell'umidità specifica (espressa in grammi di vapore, motivo per cui in Eq.(11) le unità di misura risultano essere  $kJ/g_v$ ), se si utilizza la scala di valori esterna:

$$\begin{aligned}
R &= \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m}_v} & (11) \\
&= \frac{\dot{m}_a \cdot (h_A - h_I)}{\dot{m}_a \cdot (x_A - x_I)} \\
&= \frac{h_A - h_I}{x_A - x_I} = -1,05 \text{ kJ/g}_v
\end{aligned}$$

oppure come rapporto del calore sensibile totale, rispetto al calore totale scambiato, se si utilizza la scala di valori interna:

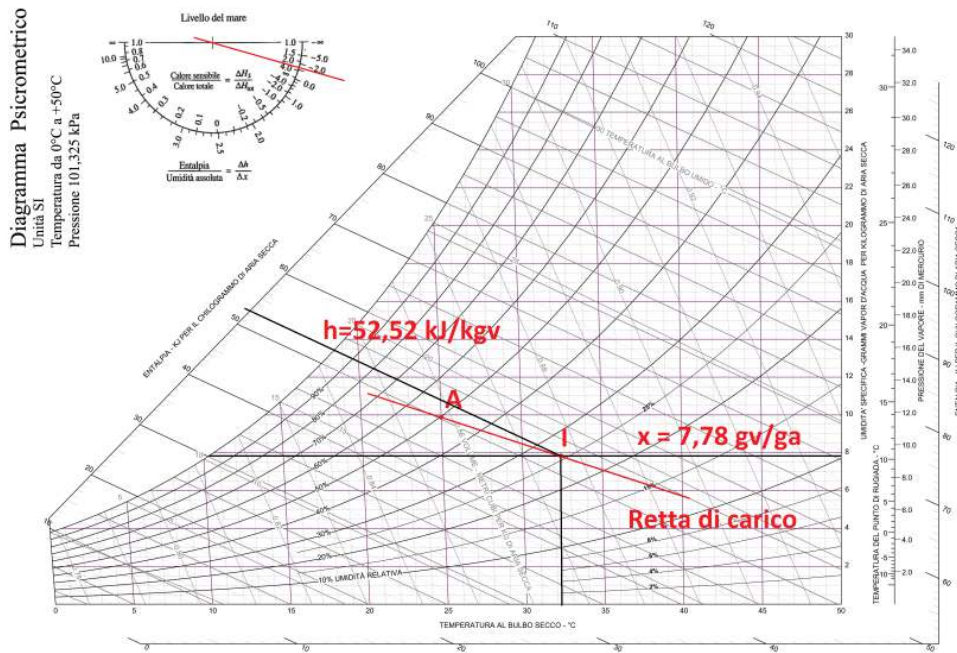
$$R = \frac{\dot{Q}_{sens,tot}}{\dot{Q}_{tot}} = 3,42 \quad (12)$$

È facile verificare come le due modalità di calcolo del coefficiente angolare R diano lo stesso risultato.

Una volta tracciata la semiretta di lavoro sulla scala semicircolare, sarà sufficiente tracciare una parallela a tale semiretta, passante per il punto A. Il punto di immissione I risulterà immediatamente determinato come intersezione tra la retta orizzontale tracciata in corrispondenza del titolo di I,  $x_I$  e la retta di lavoro, come raffigurato in Fig. 6. Una volta noto il punto I, dal diagramma psicrometrico è immediato determinare tutte le grandezze che ne caratterizzano lo stato termogrignometrico. Lo stesso punto I, poteva essere trovato entrando nel diagramma con  $x_I$  e l'entalpia  $h_I$  determinata con l'equazione Eq. (10).



La modalità di risoluzione analitica e quella grafica sono ovviamente equivalenti e ciò può essere compreso notando, dall'Eq. (11), come la retta di carico non sia altro che l'Eq. (10).



**Figura 6:** Individuazione del punto di immissione sul diagramma psicrometrico.

Continuando a procedere per via analitica, dall'entalpia e dal titolo del punto di immissione è possibile calcolare la temperatura,  $T_I$ , che risulta:

$$T_I = \frac{(h_I - x_I h_v)}{c_{p,a} + x_I c_{p,v}} = 32,58^\circ C \quad (13)$$

La temperatura ottenuta con la portata totale pari alla portata di ventilazione risulta quindi troppo elevata. È opportuno perciò far ricircolare una certa percentuale della portata del locale da aggiungere alla portata di ventilazione per abbassare la temperatura del punto di immissione.

A questo punto è possibile procedere in due modi:

1. Imporre a temperatura di immissione e calcolare la portata da far evolvere nell'UTA per ottenere tale temperatura;
2. imporre una portata da ricircolare, procedendo per tentativi, finché non risulti  $T_I - T_A < 7^\circ C$

## Metodo 1

Si decide di imporre una temperatura di immissione di  $30^\circ C$ , tale per cui  $T'_I - T_A = 5^\circ C$ . Per determinare la portata da ricircolare per via analitica, occorre scrivere le equazioni di bilancio del sottosistema A, dove si consideri che la portata di immissione sarà pari, stavolta, alla somma dell'aria di rinnovo (sempre pari a  $400\text{m}^3/\text{h}$  per questioni di igiene) più la portata da ricircolare per ottenere  $T'_I = 30^\circ C$ .

### 1. Bilancio Massa

- Aria Secca

$$\dot{m}'_A = \dot{m}'_I = \dot{m}_E + \dot{m}_R = \dot{m}'_a \quad (14)$$

- Vapore

$$\begin{aligned} x'_I \cdot \dot{m}'_I + \dot{m}_v - x_A \cdot \dot{m}'_A &= \dot{m}'_a \cdot (x'_I - x_A) + \dot{m}_v = 0 \quad (15) \\ \Rightarrow x'_I &= x_A - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \end{aligned}$$

### 2. Bilancio Energia

$$\begin{aligned} \dot{m}'_I \cdot h_I + \dot{Q}_{tot} - \dot{m}'_A \cdot h_A &= \quad (16) \\ &= (\dot{m}_E + \dot{m}_R) \cdot [c_{p,a}T'_I + x'_I(c_{p,v}T'_I + h_{v,l})] + \dot{Q}_{tot} - (\dot{m}_E + \dot{m}_R) \cdot h_A = \\ &= (\dot{m}_E + \dot{m}_R) \cdot [c_{p,a}T'_I + (x_A - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_E + \dot{m}_R})(c_{p,v}T'_I + h_{v,l})] + \dot{Q}_{tot} - (\dot{m}_E + \dot{m}_R) \cdot h_A = \\ \Rightarrow \dot{m}_E + \dot{m}_R &= \dot{m}'_a = 0,196\text{kg/s} \\ \Rightarrow \dot{m}_R &= 0,0665\text{kg/s} \end{aligned}$$

Sostituendo il valore di  $\dot{m}_R$  così ottenuto, nell'Eq. (15), si ottiene  $x'_I = 0,00845 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$ . Dal titolo, si possono calcolare le pressioni parziali:

$$p_v = \frac{x}{0,622 + x} p = 1358,7 \text{ Pa} \quad (17)$$

$$p_a = p - p_v = 9966,3 \text{ Pa} \quad (18)$$

Mentre  $p_{v,sat}$  può essere determinata con l'equazione empirica in funzione di  $T_I$ .

$$p_{v,sat} = 610,5 e^{\frac{17,269 \cdot T_I}{237,3 + T_I}} = 4240,5 \text{ Pa} \quad (19)$$

L'umidità relativa, ovvero la quantità di vapore effettivamente contenuta nell'aria umida, rispetto a quella massima che l'aria potrebbe contenere a quella temperatura è ora calcolabile come il rapporto tra la pressione parziale del vapore  $p_v$  e quella di saturazione  $p_{v,sat}$ .

$$U.R. = \frac{p_v}{p_{v,sat}} = 32\% \quad (20)$$

Per il volume specifico è possibile usare l'equazione di stato dei gas perfetti, mentre per l'entalpia, si può utilizzare l'Eq. (6). Le grandezze ottenute sono riassunte nelle seguenti tabelle:

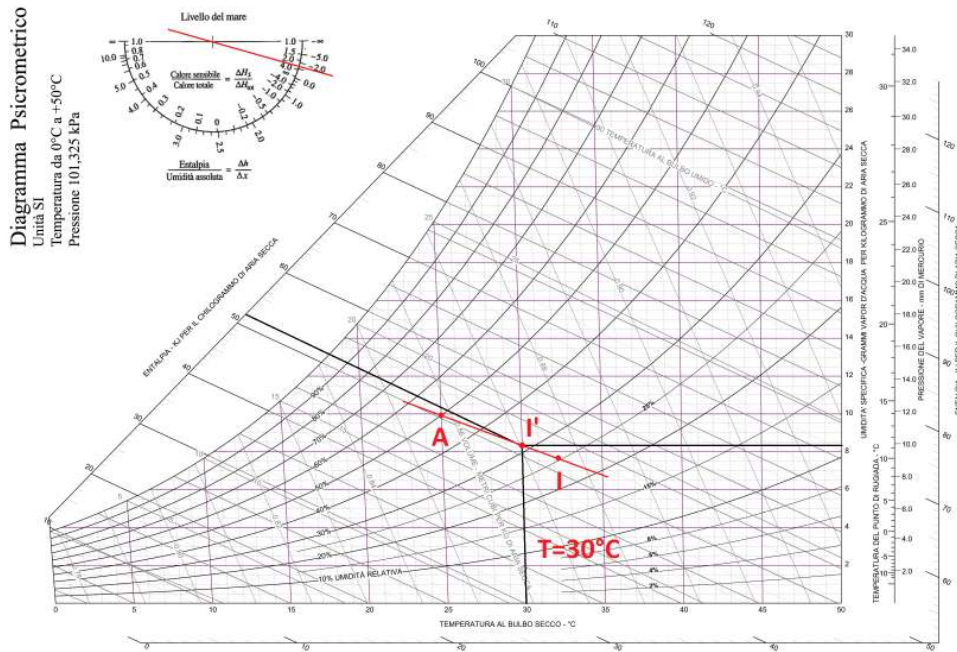
**Tabella 3:** Pressioni dello stato I'

	T [°C]	U.R. [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	$p_v$ [Pa]	$p_a$ [Pa]
Stato I'	30	50,27	4240,5	1358,7	99966,3

**Tabella 4:** Proprietà termoigrometriche dello stato I'

	x [ $kg_v/kg_a$ ]	v [ $m^3/kg_a$ ]	$\rho$ [ $kg_a/m^3$ ]	h [ $kJ/kg_a$ ]
Stato I'	0,00845	0,878	1,14	51,76

Tramite la retta di lavoro, prima determinata, le condizioni del punto I' potevano essere immediatamente determinate, graficamente, tracciando una retta verticale in corrispondenza di  $T'_I = 30^\circ C$ . Il punto I' sarà individuato dall'intersezione tra questa retta e la retta di carico, come mostrato in Fig. 7.



**Figura 7:** Individuazione del nuovo punto di immissione sul diagramma psicrometrico.

Una volta determinato il punto di immissione sarà possibile dimensionare l'unità di trattamento dell'aria, caratterizzata da (riferimento a Fig. 4):

1. Miscelamento adiabatico dell'aria negli stati R ed E fino allo stato M;
2. Pre-riscaldamento sensibile fino allo stato 2;
3. Umidificazione isoentalpica (saturazione adiabatica) fino allo stato 3;
4. Post-riscaldamento sensibile fino allo stato I'.

Dalle equazioni di conservazione nella sezione di miscelamento adiabatico, considerando che le proprietà termoigrometriche dello stato R, corrispondono a quelle dello stato A, si ottengono titolo ed entalpia del punto M:

1. Bilancio di massa del vapore

$$\begin{aligned}
 x_E \cdot \dot{m}_E + x_R \cdot \dot{m}_R - x_M \cdot \dot{m}_M &= 0 & (21) \\
 \Rightarrow x_M &= \frac{x_E \cdot \dot{m}_E + x_R \cdot \dot{m}_R}{\dot{m}'_a} = 0,00450 \text{ kg}_v/\text{kg}_a
 \end{aligned}$$

ovvero, il titolo è la media pesata sulla massa totale,  $\dot{m}'_a$ .

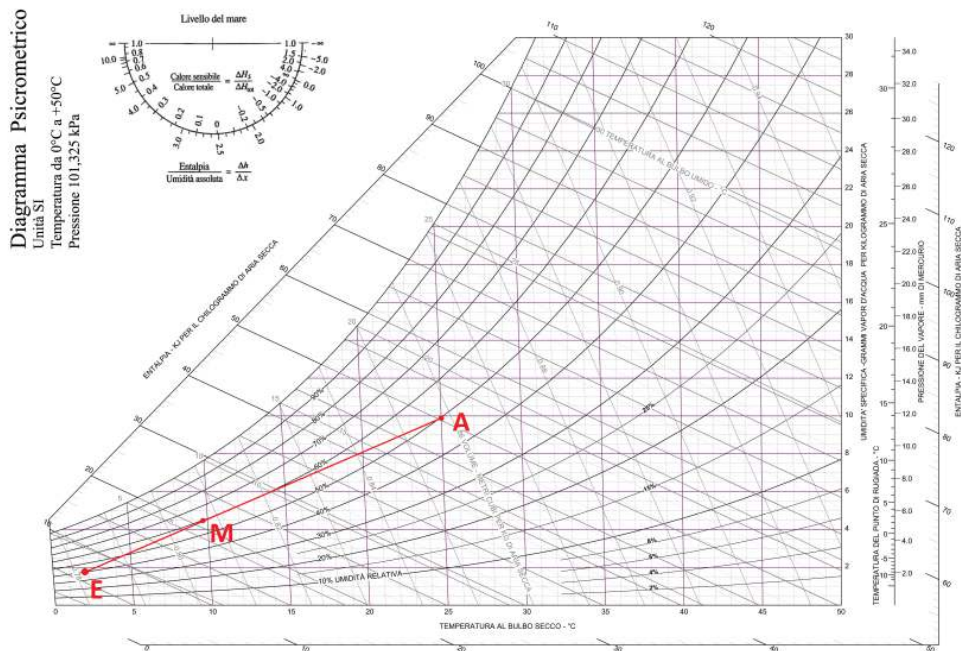
## 2. Bilancio di energia

$$\begin{aligned} \dot{m}_E \cdot h_E + \dot{m}_R \cdot h_R - \dot{m}'_a \cdot h_M &= 0 \\ \Rightarrow h_M &= \frac{\dot{m}_E \cdot h_E + \dot{m}_R \cdot h_R}{\dot{m}'_a} = 21,25 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (22)$$

ovvero, l'entalpia è la media pesata sulla massa totale,  $\dot{m}_a$ .

A questo punto, il punto M è determinato. Per individuarlo graficamente basterà considerare deve valere la proporzione:

$$EM : EA = \dot{m}_R : \dot{m}'_a \Rightarrow EM = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}'_a} \cdot EA = 4cm \quad (23)$$



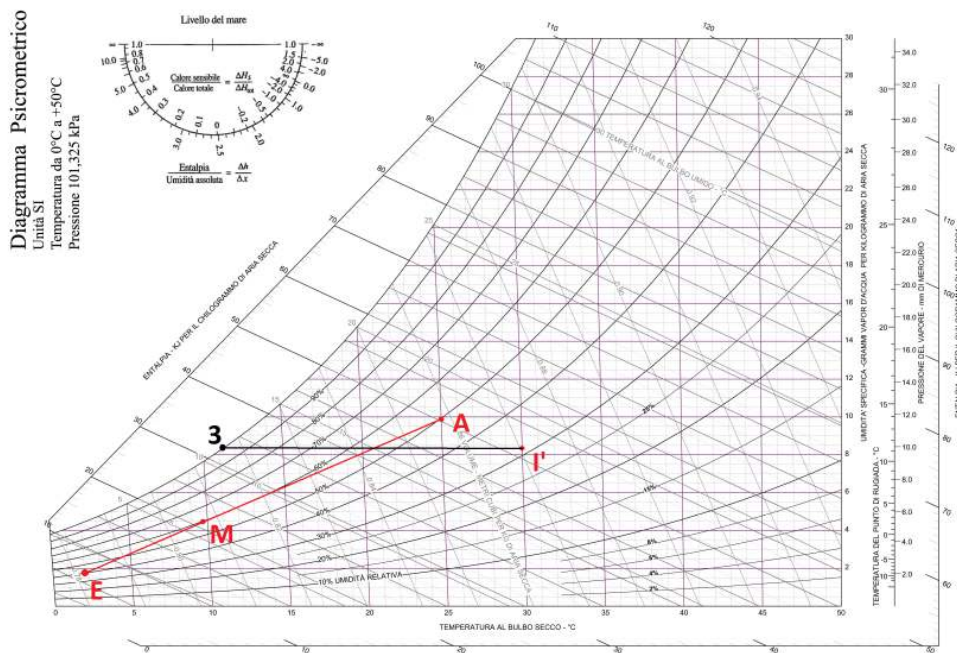
**Figura 8:** Individuazione del punto di uscita dal miscelatore sul diagramma psicrometrico.

Per procedere analiticamente, per il calcolo della temperatura sarà sufficiente utilizzare l'entalpia calcolata con l'Eq. (22)), tramite l'Eq. (6) e utilizzando il titolo appena determinato:

$$h_M = c_{p,a}T_M + x_M(h_{l,v} + c_{p,v}T_M) \Rightarrow T_M = 9,88^\circ\text{C} \quad (24)$$

Dalla temperatura calcoliamo la pressione di saturazione del vapore (Eq. (1)), mentre dal titolo possiamo calcolarci le pressioni parziali di aria secca e vapore, ottenendo poi il valore dell'umidità relativa, come si è già proceduto per il punto di immissione I'.

Nel riscaldamento sensibile dallo stato M allo stato 2, si ha una trasformazione isotitolo con  $x_2 = x_M$ . Di questa trasformazione non abbiamo altre informazioni, per cui non è ancora possibile procedere al calcolo delle condizioni termogrignometriche in questo punto. Si può però procedere a ritroso, dal punto di immissione I', già determinato. La trasformazione 3-I', di post-riscaldamento, è una trasformazione isotitolo ( $x_3 = x_{I'}$ ) di una miscela che esce dall'umidificatore (saturatore adiabatico) in condizioni di saturazione, ovvero a  $U.R. = 100\%$ , per cui il punto 3 è univocamente determinabile graficamente, come in Fig. 9



**Figura 9:** Individuazione del punto di ingresso nella batteria di post-riscaldamento sul diagramma psicrometrico.

Analiticamente, dal titolo, possiamo calcolare la pressione parziale del vapore e quindi quella dell'aria secca, mentre nota l'U.R. possiamo determinare la pressione di saturazione del vapore dall'Eq. (2), come segue:

$$p_{v,sat} = \frac{p_v}{U.R.} = 2544,4 \text{ Pa} \quad (25)$$

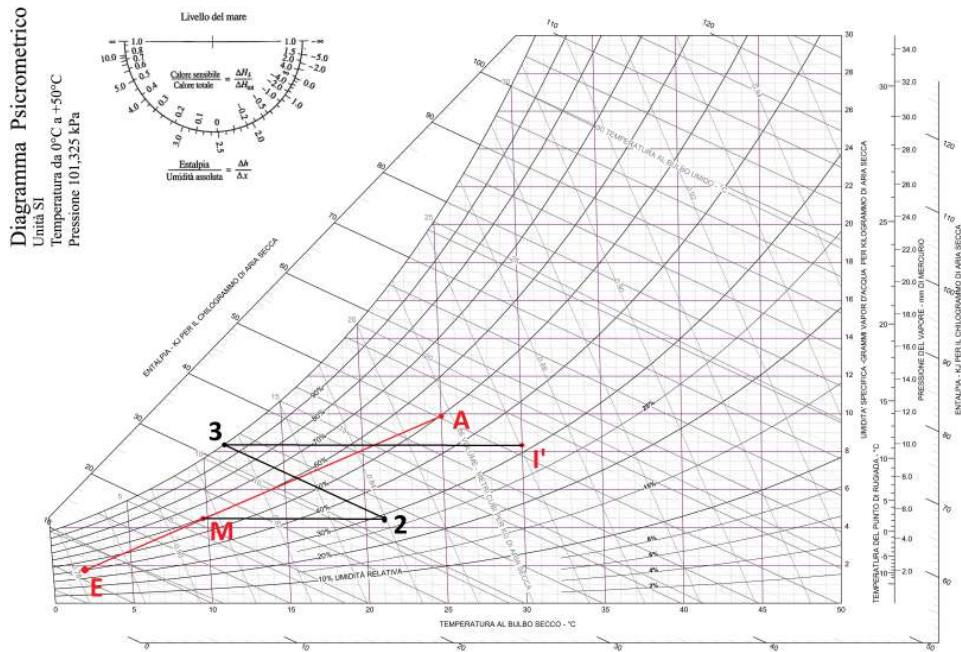
Per il calcolo della temperatura sarà sufficiente utilizzare l'espressione empirica del calcolo della pressione di saturazione del vapore (Eq. (1)):

$$T = \frac{237,3 \cdot \ln\left(\frac{p_{v,sat}}{610,5}\right)}{17,269 - \ln\left(\frac{p_{v,sat}}{610,5}\right)} = 21,38^\circ C \quad (26)$$

L'entalpia può essere calcolata dall'equazione Eq. (6), mentre il volume specifico sarà calcolabile con l'equazione di stato dei gas perfetti, riferita all'aria secca (Eq. (5)). A questo punto, sappiamo che la trasformazione 2-3 è una trasformazione isoentalpica, poiché l'umidificazione avviene attraverso una saturazione adiabatica. Del punto 2 sono quindi noti il titolo e l'entalpia ed è quindi possibile ricavare tutte le grandezze che caratterizzano questo stato, graficamente oppure attraverso le formule note.

La Fig. 10 rappresenta le diverse trasformazioni che la miscela subisce nell'unità di trattamento dell'aria.





**Figura 10:** Rappresentazione delle trasformazioni subite dal fluido nell'UTA, sul diagramma psicrometrico.

Le proprietà dei tre stati sono riassunte nelle seguenti tabelle:

**Tabella 5:** Pressioni degli stati M, 2 e 3

	T [°C]	U.R. [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	$p_v$ [Pa]	$p_a$ [Pa]
Stato M	9,88	59,7	1217,27	727,18	100597,82
Stato 2	21,38	28,6	2544,38	727,18	100443,06
Stato 3	11,53	100	1358,75	1358,75	99966,25

**Tabella 6:** Proprietà termoigrometriche degli stati M, 2 e 3

	x [kg <sub>v</sub> /kg <sub>a</sub> ]	v [m <sup>3</sup> /kg <sub>a</sub> ]	$\rho$ [kg <sub>a</sub> /m <sup>3</sup> ]	h [kJ/kg <sub>a</sub> ]
Stato M	0,00450	0,807	1,24	21,25
Stato 2	0,00450	0,840	1,19	32,91
Stato 3	0,00845	0,817	1,22	32,91

La potenza termica che la batteria di pre-riscaldamento deve garantire è quindi data da:

$$\dot{Q}_{r,pre} = \dot{m}'_a \cdot (h_3 - h_M) = 2,28 \text{ kW} \quad (27)$$



Mentre la batteria di post-riscaldamento deve fornire una potenza termica pari a:

$$\dot{Q}_{r,post} = \dot{m}'_a \cdot (h_I - h_3) = 3,69 \text{ kW} \quad (28)$$

La portata d'acqua vaporizzata nella fase di umidificazione è pari a:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}'_a \cdot (x_3 - x_2) = 2,79 \text{ kg}_v/h \quad (29)$$

## Metodo 2

Si decide di imporre una portata di ricircolo. Se da una prima verifica risulterà ancora  $T_I - T_A > 7^\circ C$ , la portata dovrà essere aumentata, iterativamente, fino ad ottenere un delta di temperatura di immissione inferiore al vincolo imposto dal problema. La portata di immissione sarà pari, nuovamente, alla somma dell'aria di rinnovo (sempre pari a  $400\text{m}^3/h$  per questioni di igiene) più la portata che si è scelto di ricircolare.

### Tentativo n.1

Come primo tentativo, si impone una portata di ricircolo pari al 5% della portata di reintegro, ovvero  $\dot{m}_{R,1} = 0,00665 \text{ kg/s}$ , da cui si ottiene una portata totale pari a:

$$\dot{m}_{I,1} = \dot{m}_E + \dot{m}_{R,1} = 0,136 \text{ kg/s} \quad (30)$$

Dall'equazione di bilancio di massa del vapore, si ha:

$$x_{I,1} = x_A - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{I,1}} = 0,00723 \text{ kg}_v/\text{kg}_a \quad (31)$$

da cui, dall'equazione di bilancio può calcolarsi l'entalpia e quindi la temperatura del nuovo punto di immissione, ottenendo  $T_{I,1} = 32,21^\circ C$ . Risulta ancora  $T_{I,1} - T_A > 7^\circ C$ , per cui occorre aumentare la portata di ricircolo.

### Tentativo n.2

Si decide di ricircolare quindi il 10% della portata di reintegro, ovvero  $\dot{m}_{R,2} = 0,0129 \text{ kg/s}$ , da cui si ottiene una portata totale pari a:

$$\dot{m}_{I,2} = \dot{m}_E + \dot{m}_{R,2} = 0,142 \text{ kg/s}. \quad (32)$$

Dall'equazione di bilancio di massa del vapore, si ha:

$$x_{I,2} = x_A - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{I,2}} = 0,00792 \text{ kg}_v/\text{kg}_a \quad (33)$$

da cui, dall'equazione di bilancio può calcolarsi l'entalpia e quindi la temperatura del nuovo punto di immissione, ottenendo  $T_{I,2} = 31,88^\circ C$ . Stavolta  $T_{I,2} - T_A < 7^\circ C$ , per cui viene considerato sufficiente ricircolare il 10% della portata di rinnovo.

A questo punto, noto il titolo e la temperatura, il punto  $I_2$  è determinabile con le relazioni note come già effettuato in precedenza (caso senza ricircolo) e i risultati sono riassunti nelle seguenti tabelle.

**Tabella 7:** Pressioni dello stato  $I_2$

	T [ $^\circ C$ ]	U.R. [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	$p_v$ [Pa]	$p_a$ [Pa]
Stato $I_2$	31,88	26,99	4721,22	1274,23	100050,77

**Tabella 8:** Proprietà termoigrometriche dello stato  $I_2$

	x [ $kg_v/kg_a$ ]	v [ $m^3/kg_a$ ]	$\rho$ [ $kg_a/m^3$ ]	h [ $kJ/kg_a$ ]
Stato $I_2$	0,00792	0,877	1,14	52,32

Anche per il dimensionamento dell'U.T.A. sarà sufficiente procedere come già fatto in precedenza (caso con ricircolo), ottenendo i risultati riassunti nelle seguenti tabelle e graficati in Fig. 11.

**Tabella 9:** Pressioni degli stati  $M_2$ ,  $2_2$  e  $3_2$

	T [ $^\circ C$ ]	U.R. [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	$p_v$ [Pa]	$p_a$ [Pa]
Stato $M_2$	4,11	49,0	819,67	401,77	100923,2
Stato $2_2$	24,16	13,3	3010,48	401,77	100923,2
Stato $3_2$	10,56	100	1274,23	1274,23	100050,8



### 3 Discussione dei Risultati

Nell'esercizio veniva richiesto il dimensionamento di un impianto di condizionamento invernale.

La prima fase di risoluzione dell'esercizio ha messo in luce la necessità di ricircolare una certa portata d'aria, prelevandola dall'interno del locale climatizzato (A) per poter far sì che la temperatura dell'aria di immissione fosse nei limiti progettuali stabiliti ( $T_I - T_A < 7^\circ C$ ).

In una seconda fase, si è quindi deciso di procedere in due modi diversi:

1. Temperatura di immissione fissata  $T_I = 30^\circ C$ ;
2. Portata di ricircolo fissata.

Ovviamente, fissare una temperatura e calcolare la portata necessaria ad ottenere il valore desiderato fa' sì che il vincolo progettuale ( $T_I - T_A < 7^\circ C$ ) sia sicuramente rispettato. Viceversa, ipotizzare una portata da ricircolare e calcolare la temperatura di immissione che si ottiene a valle dell'UTA, non assicura che il vincolo sia rispettato al primo tentativo e può richiedere, come nel caso in esame, diverse iterazioni del procedimento.

Dal dimensionamento delle batterie di pre e post-riscaldamento dell'unità di trattamento dell'aria, appare poi evidente che la potenza termica totale da trasferire al fluido è indipendente dalla portata da ricircolare, non richiedendo compromessi/vincoli sul quantitativo di portata massica di ricircolo. Infatti la potenza termica totale dipende solo dal bilancio globale di energia (si noti che  $\dot{m}_A - \dot{m}_R = \dot{m}_E$ ):

$$\begin{aligned} \dot{m}_E h_E + \dot{Q}_{r,tot} + \dot{Q}_{lat,p} + \dot{Q}_{sens,s} &= \dot{Q}_{sens,e} + (\dot{m}_A - \dot{m}_R) h_A & (34) \\ \Rightarrow \dot{Q}_{r,tot} = \dot{Q}_{r,pre} + \dot{Q}_{r,post} &= \dot{Q}_{r,pre,2} + \dot{Q}_{r,post,2} \\ &= \dot{m}_E (h_A - h_E) + \dot{Q}_{sens,e} - \dot{Q}_{lat,p} - \dot{Q}_{sens,s} = \\ &= \dot{m}_E (h_A - h_E) - \dot{Q}_{tot} = 5,98 \text{ kW} \end{aligned}$$

Ciò che cambia è solo la percentuale di ripartizione della potenza termica globale tra le due batterie. Lo stesso può dirsi della portata d'acqua da vaporizzare che dipenderà solo dal bilancio di vapore globale:

$$\dot{m}_E x_E + \dot{m}_v + \dot{m}_{H_2O} = (\dot{m}_A - \dot{m}_R) x_A \quad (35)$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_E (x_A - x_E) - \dot{m}_v = 2,79 \text{ kg}_v/h$$

Riassumendo, si è ottenuto ciò che viene riportato nelle seguenti tabelle:

**Tabella 11:** STATI A (ambiente da climatizzare) ed E (ambiente esterno)

	T [°C]	U.R. [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	$p_v$ [Pa]	$p_a$ [Pa]
Stato A	25	50	3165,92	1582,96	99742,04
Stato E	2	40	705,29	282,11	101042,88
	x [kg <sub>v</sub> /kg <sub>a</sub> ]	v [m <sup>3</sup> /kg <sub>a</sub> ]	$\rho$ [kg <sub>a</sub> /m <sup>3</sup> ]	h [kJ/kg <sub>a</sub> ]	
Stato A	0,00987	0,858	1,17	50,27	
Stato E	0,00174	0,781	1,28	6,36	

**Tabella 12:** STATI I', M, 2 e 3 - Temperatura di immissione fissata

	T [°C]	U.R. [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	$p_v$ [Pa]	$p_a$ [Pa]
Stato I'	30	50,27	4240,5	1358,7	99966,3
Stato M	9,88	59,7	1217,27	727,18	100597,82
Stato 2	21,38	28,6	2544,38	727,18	100443,06
Stato 3	11,53	100	1358,75	1358,75	99966,25
	x [kg <sub>v</sub> /kg <sub>a</sub> ]	v [m <sup>3</sup> /kg <sub>a</sub> ]	$\rho$ [kg <sub>a</sub> /m <sup>3</sup> ]	h [kJ/kg <sub>a</sub> ]	
Stato I'	0,00845	0,878	1,14	51,76	
Stato M	0,00450	0,807	1,24	21,25	
Stato 2	0,00450	0,840	1,19	32,91	
Stato 3	0,00845	0,817	1,22	32,91	

Potenza batteria pre-riscaldamento	$\dot{Q}_{r,pre,2} = 2,28 \text{ kW}$
Potenza batteria post-riscaldamento	$\dot{Q}_{r,post,2} = 3,69 \text{ kW}$
Acqua vaporizzata	$\dot{m}_{H_2O} = 2,79 \text{ kg}_v/h$

**Tabella 13:** STATI I<sub>2</sub>, M<sub>2</sub>, 2<sub>2</sub> e 3<sub>2</sub> - Portata di ricircolo fissata

	T [°C]	U.R. [%]	$p_{v,sat}$ [Pa]	$p_v$ [Pa]	$p_a$ [Pa]
Stato I <sub>2</sub>	31,88	26,99	4721,22	1274,23	100050,77
Stato M <sub>2</sub>	4,11	49,0	819,67	401,77	100923,2
Stato 2 <sub>2</sub>	24,16	13,3	3010,48	401,77	100923,2
Stato 3 <sub>2</sub>	10,56	100	1274,23	1274,23	100050,8
	x [kg <sub>v</sub> /kg <sub>a</sub> ]	v [m <sup>3</sup> /kg <sub>a</sub> ]	$\rho$ [kg <sub>a</sub> /m <sup>3</sup> ]	h [kJ/kg]	
Stato I <sub>2</sub>	0,00792	0,877	1,14	52,32	
Stato M <sub>2</sub>	0,002480	0,788	1,27	10,35	
Stato 2 <sub>2</sub>	0,002480	0,845	1,18	30,58	
Stato 3 <sub>2</sub>	0,00792	0,814	1,23	30,58	

Potenza batteria pre-riscaldamento	$\dot{Q}_{r,pre,2} = 2,88 \text{ kW}$
Potenza batteria post-riscaldamento	$\dot{Q}_{r,post,2} = 3,097 \text{ kW}$
Acqua vaporizzata	$\dot{m}_{H_2O} = 2,79 \text{ kg}_v/h$