

UMIDIFICAZIONE
ESSICCAMENTO

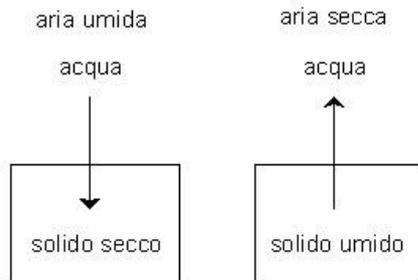
3.1 Igrometria

L'igrometria è lo studio del **sistema aria-acqua**. Il sistema aria-acqua è importante in numerose applicazioni:

- essiccamento di materiali solidi umidi
- umidificazione e condizionamento di ambienti e materiali

L'aria atmosferica contiene sempre una certa quantità di **umidità** sotto forma di vapore acqueo, per cui viene detta **aria umida**. Quando l'aria umida viene posta a contatto con un **solido secco**, cioè in grado di assorbire acqua, l'aria umida cede una parte della sua acqua al materiale solido, che si umidifica; avvengono trasferimenti di materia e di energia tra aria ed acqua.

Oppure si può avere il caso contrario: un **solido umido** può cedere acqua ad **aria secca** con la quale viene messo a contatto; anche in questo caso avvengono trasferimenti di materia e di energia tra aria ed acqua



Lo studio degli equilibri di trasferimento di materia e di energia nei sistemi solido-gas e liquido-gas viene detto **psicrometria**; se il sistema considerato è il sistema aria-acqua allora si ha l'**igrometria**.

Per studiare i suddetti equilibri si utilizzano varie **grandezze igrometriche**, per convenzione sempre riferite all'aria secca.

3.1.1 Umidità assoluta, di saturazione e relativa

Si tratta di tre importanti grandezze igrometriche. L'**umidità** è il contenuto di acqua di una sostanza. Nel caso dell'aria l'**umidità assoluta** è il contenuto di vapor d'acqua (kg) associato a 1 kg di aria secca:

$$U_a = \frac{\text{kg di vapore}}{\text{kg aria secca}} \quad U_a: \text{umidità assoluta}$$

L'umidità assoluta dell'aria dipende dalla pressione dell'aria e dalla tensione di vapore dell'acqua. Infatti considerando l'aria umida come una miscela gassosa costituita da 2 componenti, si può applicare la **legge di Dalton**:

$$p_i = y_i \cdot P$$

dove p_i è la pressione parziale dell' i -mo componente della miscela, y_i è la sua frazione molare e P è la pressione totale. Scrivendo questa equazione per la miscela aria-vapor d'acqua si ha:

$$p_v = y_v \cdot P \quad p_a = y_a \cdot P \quad p_a + p_v = P$$

p_a, p_v : pressioni parziali di aria secca e vapor d'acqua

y_a, y_v : frazioni molari nella miscela gassosa di aria secca e vapor d'acqua

P : pressione totale dell'aria umida

Le frazioni molari sono espresse da:

$$y_a = \frac{n_a}{n_a + n_v} \quad y_v = \frac{n_v}{n_a + n_v}$$

n_a, n_v : moli di aria secca e di vapor d'acqua

Dividendo membro a membro le due equazioni iniziali:

$$\frac{p_v}{p_a} = \frac{y_v P}{y_a P} \quad \frac{p_v}{p_a} = \frac{y_v}{y_a} \quad \text{sostituendo le espressioni delle frazioni molari } y \text{ e l'espressione: } p_a = P - p_v$$

$$\frac{p_v}{p_a} = \frac{p_v}{p_a} \quad \frac{\frac{n_v}{n_a + n_v}}{\frac{n_a}{n_a + n_v}} = \frac{p_v}{P - p_v} \quad \frac{n_v}{n_a} = \frac{p_v}{P - p_v}$$

Si moltiplicano ambo i membri per i pesi molecolari di acqua (M_v) e aria (M_a) – nota: nel caso dell'aria si assume un PM medio, ricavato mediante la composizione dell'aria in volume (circa 78% di N_2 + 21% di O_2), tramite una media pesata dei due pesi molecolari:

$$M_a = 28 \cdot \frac{78}{100} + 32 \cdot \frac{21}{100} = 29 \text{ g/mole circa, in realtà si assume nei calcoli pari a } 29,3 \text{ g/mole}$$

$$\frac{n_v \cdot M_v}{n_a \cdot M_a} = \frac{p_v \cdot M_v}{(P - p_v) \cdot M_a}$$

Si osserva che:

$n_v \cdot M_v$ è uguale ai g (o kg) di acqua

$n_a \cdot M_a$ è uguale ai g (o kg) di aria secca

Pertanto il primo membro dell'equazione è uguale all'umidità assoluta U_a .

$$U_a = \frac{p_v \cdot M_v}{(P - p_v) \cdot M_a}$$

L'umidità assoluta, ovvero i kg di vapor d'acqua che possono essere contenuti in 1 kg di aria secca, non può superare un valore limite, detto **umidità di saturazione**: se il contenuto di vapore aumentasse ulteriormente si avrebbe la sua condensazione come acqua liquida, fenomeno che si verifica quando nelle nubi si ha la formazione della gocce di pioggia. Indicando con p_s la pressione di saturazione, cioè la tensione di vapore dell'acqua per la condizione di saturazione si ha, sostituendo nell'equazione precedente:

$$U_a = \frac{p_v \cdot M_v}{(P - p_v) \cdot M_a} \quad U_s = \frac{p_s \cdot M_v}{(P - p_s) \cdot M_a}$$

L'umidità dell'aria può anche essere espressa in termini di **umidità relativa**, cioè rapporto percentuale tra l'umidità effettiva e quella massima di saturazione:

$$U_r = \frac{U_a}{U_s} \cdot 100 \quad \text{sostituendo le espressioni di } U_a \text{ e } U_s \text{ si ottiene:}$$

$$U_r = \frac{\frac{p_v \cdot M_v}{(P - p_v) \cdot M_a}}{\frac{p_s \cdot M_v}{(P - p_s) \cdot M_a}} = \frac{p_v \cdot M_v}{(P - p_v) \cdot M_a} \cdot \frac{(P - p_s) \cdot M_a}{p_s \cdot M_v} \quad U_r = \frac{p_v \cdot (P - p_s)}{(P - p_v) \cdot p_s}$$

L'umidità relativa esprime la capacità dell'aria di assorbire umidità. Infatti un'aria con una U_r del 100% non ha nessuna tendenza ad assorbire ulteriore umidità se posta a contatto con un solido umido. Se invece l'aria ha una bassa U_r allora sarà in grado di essiccare un solido umido, assorbendo una parte della sua acqua sotto forma di vapore.

Riassumendo quindi le **diverse espressioni dell'umidità dell'aria**:

$$U_a = \frac{p_v \cdot M_v}{(P - p_v) \cdot M_a} \quad U_s = \frac{p_s \cdot M_v}{(P - p_s) \cdot M_a} \quad U_r = \frac{U_a}{U_s} \cdot 100 \quad U_r = \frac{p_v \cdot (P - p_s)}{(P - p_v) \cdot p_s}$$

Si consideri il seguente **esempio numerico**:

L'aria a 25°C e alla pressione totale di 760 mm Hg presenta una pressione parziale del vapore di 15 mm Hg. Alla stessa temperatura la tensione di vapore dell'acqua è di 22,8 mm Hg. Determinare: l'umidità assoluta, l'umidità di saturazione a 25°C, l'umidità relativa

$M_v = 18 \text{ g/mole}$, $M_a = 29,3 \text{ g/mole}$

$$U_a = \frac{p_v \cdot M_v}{(P - p_v) \cdot M_a} = \frac{15 \cdot 18}{(760 - 15) \cdot 29,3} = 0,012 \text{ kg}_{vap} / \text{kg}_{as} \quad \text{umidità assoluta}$$

$$U_s = \frac{p_s \cdot M_v}{(P - p_s) \cdot M_a} = \frac{22,8 \cdot 18}{(760 - 22,8) \cdot 29,3} = 0,019 \text{ kg}_{vap} / \text{kg}_{as} \quad \text{umidità di saturazione}$$

$$U_r = \frac{U_a}{U_s} \cdot 100 = \frac{0,012}{0,019} \cdot 100 = 63,15\% \quad \text{umidità relativa}$$

3.1.2 Volumi specifici dell'aria

Si tratta di una ulteriore grandezza igrometrica. Il **volume specifico** dell'aria è il volume occupato da 1 kg di aria secca e dal vapore ad essa associato a seconda dell'umidità dell'aria stessa. Il **volume specifico molare** è il volume occupato da 1 mole di aria secca e dal vapore ad essa associato a seconda dell'umidità dell'aria stessa. Nella valutazione del volume specifico si assume un comportamento da gas ideale sia per l'aria secca che per il vapor d'acqua, utilizzando in tal modo le equazioni di stato relative ai gas ideali.

È noto che 1 mole di gas ideale a condizioni normali (c.n.), ovvero a 0°C e 1 atm, occupa un volume di 22,4 litri (volume molare). Per ottenere il **volume di 1 mole di aria**, cioè il volume specifico molare dell'aria V_{ma} a condizioni diverse da c.n. occorre utilizzare la seguente equazione:

$$V_{ma} = 22,4 \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \frac{760}{P}$$

V_{ma} : volume specifico molare aria (litri/mole ovvero m^3 /kmole)

T: temperatura (°C)

P: pressione (mmHg)

Per ottenere il **volume specifico di 1 kg di aria secca**: $V_{as} = V_{ma} \cdot \frac{1000}{PM_{aria}}$

$$V_{as} = 22,4 \cdot \frac{1000}{29,3} \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \frac{760}{P}$$

V_{as} : volume specifico aria secca (litri/kg)

essendo 29,3 g/mole il peso molecolare medio di una mole di aria e quindi 1000/29,3 è il numero di moli corrispondenti a 1 kg di aria. Il volume specifico può anche essere espresso in m^3 /kg dividendo l'espressione precedente per 1000:

$$V_{as} = 22,4 \cdot \frac{1}{29,3} \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \frac{760}{P} \quad \text{espresso in } m^3/\text{kg}$$

Nella maggior parte dei casi si può considerare la pressione P pari a 1 atm e quindi 760 mmHg per cui si ottiene:

$$V_{as} = 22,4 \cdot \frac{1}{29,3} \cdot \frac{273+T}{273} \quad \text{espresso in } m^3/\text{kg}$$

Per valutare il **volume specifico dell'aria umida** occorre considerare anche il volume occupato dal vapore associato all'aria secca a seconda dell'umidità:

$$V_{mv} = 22,4 \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \frac{760}{P}$$

V_{mv} : volume specifico molare del vapore (litri/mole ovvero m^3 /kmole)

Se U_a è l'umidità assoluta (kg vapore/kg_{as}) allora il rapporto $U_a/18$ rappresenta le kmoli di vapore associate a 1 kg di aria secca (18 kg/kmole è il peso molecolare dell'acqua). Moltiplicando l'espressione di V_{mv} per tale rapporto si ottiene dal punto di vista dimensionale:

$$V_{mv} \cdot \frac{U_a}{18} = \frac{m^3}{kmole} \cdot \frac{kmoli}{kg_{as}} = \frac{m^3}{kg_{as}} \quad \text{rappresenta cioè } m^3 \text{ di vapore associati a 1 kg di aria secca}$$

$$V_{vap} = 22,4 \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \frac{760}{P} \cdot \frac{U_a}{18}$$

V_{vap} : volume di vapore associato a 1 kg_{as} di umidità U_a (m^3 vap/kg_{as}) e assumendo una pressione P unitaria (1 atm, cioè 760 mmHg):

$$V_{vap} = 22,4 \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \frac{U_a}{18} \quad \text{espresso in } m^3 \text{ vap/kg}_{as}$$

Sommando questa espressione con quella che esprime V_{as} si ottiene la somma del volume occupato dall'aria secca e dal vapore ad essa associato, quindi il **volume specifico dell'aria umida** cercato:

$$V_s = V_{as} + V_{vap} \quad V_s = 22,4 \cdot \frac{1}{29,3} \cdot \frac{273+T}{273} + 22,4 \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \frac{U_a}{18} \quad \text{raccolgendo a fattore comune:}$$

$$V_s = 22,4 \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \left(\frac{1}{29,3} + \frac{U_a}{18} \right)$$

V_s : volume specifico dell'aria umida (m^3/kg_{as}) di umidità assoluta pari a U_a . Risulta quindi che il volume specifico dell'aria umida dipende dalla temperatura e dalla umidità assoluta dell'aria.

Se l'aria è in **condizioni di saturazione** basta sostituire all'umidità assoluta l'umidità di saturazione U_s :

$$V_s = 22,4 \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \left(\frac{1}{29,3} + \frac{U_s}{18} \right)$$

Riepilogando i **diversi tipi di volumi specifici** dell'aria:

$$V_{as} = 22,4 \cdot \frac{1}{29,3} \cdot \frac{273+T}{273} \quad \text{volume specifico di 1 kg di aria secca a 1 atm, espresso in } m^3/kg$$

$$V_s = 22,4 \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \left(\frac{1}{29,3} + \frac{U_a}{18} \right) \quad \text{volume specifico dell'aria umida, espresso in } m^3/kg_{as}$$

$$V_s = 22,4 \cdot \frac{273+T}{273} \cdot \left(\frac{1}{29,3} + \frac{U_s}{18} \right) \quad \text{volume specifico dell'aria satura, espresso in } m^3/kg_{as}$$

Si consideri il seguente **esempio numerico**:

Determinare il volume specifico di aria con umidità relativa del 70% alla temperatura di 20°C, sapendo che la tensione di vapore dell'acqua a 20°C è di 0,024 ata

Bisogna prima calcolare l'umidità assoluta U_a partendo dall'umidità di saturazione U_s a 20°C attraverso la percentuale di saturazione:

si ha che: $p_s = 0,024$ ata, si assume che il sistema sia a pressione atmosferica, ricordando che 1 atm = 1,033 ata

$$U_s = \frac{p_s \cdot M_v}{(P-p_s) \cdot M_a}$$

$$U_s = \frac{0,024 \cdot 18}{(1,033 - 0,024) \cdot 29,3} = 0,0146 \text{ } kg_{vap}/kg_{as} \quad \text{umidità di saturazione}$$

$$U_r = 70\% \quad U_r = \frac{U_a}{U_s} \cdot 100 \quad U_a = U_r \cdot \frac{U_s}{100}$$

$$U_a = 70 \cdot \frac{0,0146}{100} = 0,0102 \text{ } kg_{vap}/kg_{as} \quad \text{umidità assoluta}$$

$$V_s = 22,4 \cdot \frac{100}{273} \cdot \left(\frac{1}{29,3} + \frac{U_a}{18} \right)$$

$$V_s = 22,4 \cdot \frac{273+20}{273} \cdot \left(\frac{1}{29,3} + \frac{0,0102}{18} \right) = 0,832 \text{ } m^3/kg_{as} \quad \text{volume specifico}$$

Il risultato ottenuto significa che a 1 atm e 20°C 1 kg di aria secca ed il vapor d'acqua associato tale da dare una umidità relativa del 70% occupa, nelle condizioni indicate, un volume di 0,832 m^3 .

3.1.3 Calore specifico ed entalpia specifica

Sono grandezze igrometriche di natura termica importanti per meglio caratterizzare il sistema aria-acqua. Il **calore specifico dell'aria umida** è la quantità di calore necessaria per riscaldare di 1°C 1 kg di aria secca e il vapore ad essa associato:

$$C_u = C_{as} + C_{vap} \cdot U_a$$

C_u : calore specifico aria umida (kcal/kg $_{as}$ ·°C)

C_{as} : calore specifico aria secca (kcal/kg $_{as}$ ·°C)

C_{vap} : calore specifico vapor d'acqua associato a 1 kg di aria secca (kcal/kg $_{vap}$ ·°C)

U_a : umidità assoluta (kg $_{vap}$ /kg $_{as}$)

Poiché:

$$C_{as} = 0,238 \text{ kcal/kg}_{as} \cdot ^\circ\text{C} \quad C_{vap} = 0,48 \text{ kcal/kg}_{vap} \cdot ^\circ\text{C}$$

si può scrivere anche:

$$C_u = 0,238 + 0,48 \cdot U_a$$

In maniera analoga si può definire l'**entalpia specifica dell'aria** umida come il calore necessario per riscaldare da 0°C alla temperatura effettiva 1 kg di aria secca e il vapore ad essa associato:

$$h_u = h_{as} + h_v \cdot U_a$$

h_u : entalpia specifica aria umida (kcal/kg $_{as}$)

h_{as} : entalpia specifica aria secca (kcal/kg $_{as}$)

h_v : entalpia specifica vapor d'acqua associato a 1 kg di aria secca (kcal/kg $_{vap}$)

U_a : umidità assoluta (kg $_{vap}$ /kg $_{as}$)

Per calcolare i due termini della somma si procede nel modo seguente:

$$h_{as} = C_{as} \cdot T \quad \text{dove } T \text{ è la temperatura (}^\circ\text{C)}$$

$$h_v \cdot U_a = (\lambda_v + C_{vap} \cdot T) \cdot U_a \quad \text{dove } \lambda_v \text{ è il calore latente di evaporazione}$$

$$h_u = C_{as} \cdot T + (\lambda_v + C_{vap} \cdot T) \cdot U_a$$

Scegliendo come temperatura di riferimento 0°C si ha che:

$$\lambda_v = 597,6 \text{ kcal/kg} = 2500 \text{ kJ/kg}$$

In totale si ha quindi:

$$h_u = h_{as} + h_v \cdot U_a$$

$$h_u = C_{as} \cdot T + (\lambda_v + C_{vap} \cdot T) \cdot U_a$$

Si consideri il seguente **esempio numerico**:

Calcolare l'entalpia specifica dell'aria a 20°C con una umidità relativa del 70% e una umidità assoluta pari a $0,010 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$

Ricordando che: $C_{as} = 0,238 \text{ kcal/kg}_{\text{as}} \cdot ^\circ\text{C}$ $C_{\text{vap}} = 0,48 \text{ kcal/kg}_{\text{vap}} \cdot ^\circ\text{C}$ $\lambda_{\text{ev}} = 597,6 \text{ kcal/kg}$

$$h_u = 0,238 \cdot 20 + (597,6 + 0,48 \cdot 20) \cdot 0,010 = 10,83 \text{ kcal/kg}_{\text{as}} \quad \text{entalpia specifica}$$

3.1.4 Temperature caratteristiche

Le condizioni di umidità dell'aria umida possono essere rappresentate mediante alcune temperature caratteristiche: T di rugiada, T bulbo secco e T bulbo umido, T di saturazione adiabatica.

Temperatura di rugiada (T_r): si supponga di avere un'aria umida con umidità assoluta U_a , pressione parziale del vapor d'acqua p_v e si supponga che l'aria non sia satura di umidità, cioè: $p_v < p_s$ dove p_s è la tensione di vapore dell'acqua alla stessa temperatura. Si raffreddi l'aria: si avrà una progressiva diminuzione di p_s fino a che si avrà: $p_v = p_s$ cioè l'aria raggiunge la condizione di saturazione, con $U_r = 100\%$ e condensazione del vapore in acqua liquida. La temperatura alla quale si raggiunge la saturazione è detta **temperatura di rugiada T_r** .

La T_r dipende da U_a : infatti all'aumentare di U_a aumenta anche p_v e quindi aumenta T_r , cioè la condizione di saturazione viene raggiunta prima, a temperature superiori.

Si consideri il seguente **esempio numerico**:

Calcolare T_r per un'aria con $U_a = 0,010 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$ e per un'aria con $U_a = 0,015 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$ alla pressione di 1 atm

Ricordando che $1 \text{ atm} = 1,033 \text{ ata}$ (kg/cm^2), occorre innanzitutto ricavare l'espressione che esprime p_v (pressione parziale del vapore) in funzione di U_a :

$$U_a = \frac{p_v \cdot M_v}{(P - p_v) \cdot M_a}$$

$$U_a \cdot (P - p_v) \cdot M_a = p_v \cdot M_v \quad U_a \cdot P \cdot M_a - U_a \cdot p_v \cdot M_a = p_v \cdot M_v$$

$$p_v \cdot M_v + U_a \cdot p_v \cdot M_a = U_a \cdot P \cdot M_a \quad p_v \cdot (M_v + U_a \cdot M_a) = U_a \cdot P \cdot M_a$$

$$p_v = \frac{U_a \cdot P \cdot M_a}{(M_v + U_a \cdot M_a)}$$

Per una umidità assoluta $U_a = 0,010 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$:

$$p_v = \frac{0,010 \cdot 1,033 \cdot 29,3}{(18 + 0,010 \cdot 29,3)} = 0,0165 \text{ ata} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \quad \text{pressione parziale del vapore}$$

Alla temperatura di rugiada T_r l'aria è satura di umidità quindi $p_v = p_s = 0,0165 \text{ ata}$. Si cerca sulla tabella entalpica del vapor d'acqua saturo a quale temperatura l'acqua presenta una tensione di vapore p_s pari a $0,016 \text{ ata}$ (circa): risulta essere $T_r = 13^\circ\text{C}$

Per una umidità assoluta $U_a = 0,015 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$:

$$p_v = \frac{0,015 \cdot 1,033 \cdot 29,3}{(18 + 0,015 \cdot 29,3)} = 0,0246 \text{ ata} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \quad \text{pressione parziale del vapore}$$

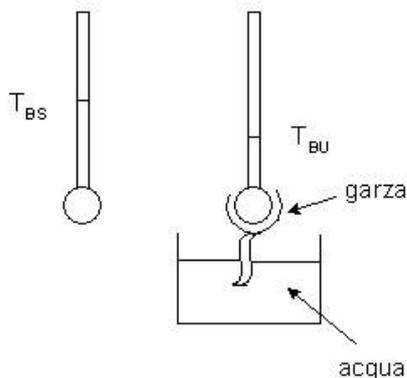
Alla temperatura di rugiada T_r l'aria è satura di umidità quindi $p_v = p_s = 0,0246 \text{ ata}$. Si cerca sulla tabella entalpica del vapor d'acqua saturo a quale temperatura l'acqua presenta una tensione di vapore p_s pari a $0,025 \text{ ata}$ (circa): risulta essere $T_r = 21^\circ\text{C}$

E' quindi dimostrato che T_r aumenta con l'aumentare della umidità assoluta U_a dell'aria

Temperatura di bulbo secco (T_{bs}) e di bulbo umido (T_{bu}): la T_{bs} è la temperatura indicata dal bulbo di un termometro liberamente immerso nell'aria e quindi è la temperatura effettiva dell'aria stessa.

Per valutare la T_{bu} occorre circondare il bulbo del termometro con una garza di cotone immersa in acqua, in modo che la garza sia imbevuta e che l'acqua possa evaporare al contatto con l'aria, assorbendo il calore latente di evaporazione e quindi raffreddando il bulbo. Quando il termometro è in equilibrio allora l'aria

intorno alla garza è pressoché saturo di umidità e la temperatura indicata è appunto la T_{bu} . Ovviamente si ha che $T_{bu} < T_{bs}$.



La temperatura di bulbo umido rappresenta un'aria satura, con una umidità relativa $U_r = 100\%$; pertanto la differenza $(T_{bs} - T_{bu})$ indica quanto l'aria caratterizzata da tale coppia di temperature si avvicina alla saturazione. Tanto più tale differenza è elevata, tanto minore è U_r mentre, al contrario, tanto più è piccola tanto maggiore è U_r . Se $T_{bs} = T_{bu}$ allora l'aria è satura con $U_r = 100\%$

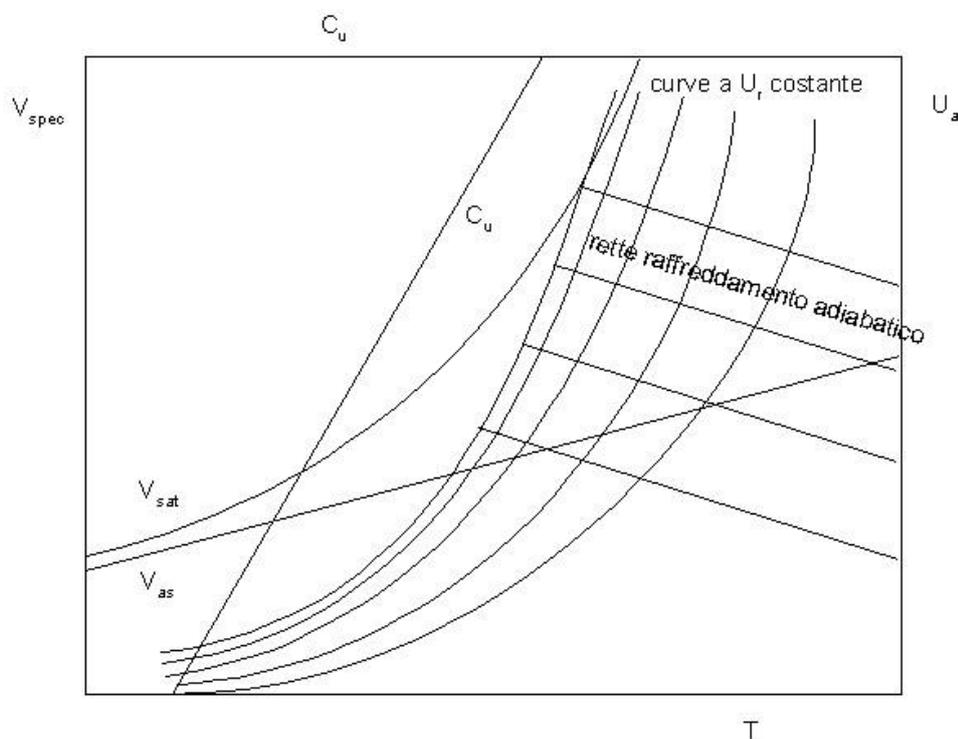
Temperatura di saturazione adiabatica (T_s): si supponga di avere un'aria non satura a contatto con un solido umido; l'acqua presente nel solido evaporerà in modo pressoché adiabatico, sottraendo all'aria il suo calore latente di evaporazione e, di conseguenza, raffreddandola. Il processo di evaporazione continuerà fino a che l'aria diventa satura e la temperatura cessa di diminuire, stabilizzandosi a T_s . Si può dimostrare che per il sistema aria-acqua T_s coincide con la T_{bu} , ovvero rappresenta una umidità relativa $U_r = 100\%$

3.2 Diagramma igrometrico

Lo studio del sistema aria-acqua nei processi industriali e nelle operazioni unitarie (essiccamento) può essere condotto in due modi:

- mediante l'uso delle equazioni che definiscono le grandezze igrometriche
- mediante l'uso del **diagramma igrometrico**, che riporta in una forma grafica opportuno le stesse grandezze igrometriche

L'uso del diagramma igrometrico permette di **svolgere i calcoli in modo grafico** e non in modo analitico, risultando più facile il dimensionamento delle apparecchiature che utilizzano le trasformazioni igrometriche.



Nel diagramma igrometrico sono presenti sui lati 4 assi, dove sono riportate:

- temperatura T ($^{\circ}\text{C}$)

- umidità assoluta U_a ($\text{kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$)
- calore specifico umido C_u ($\text{kcal}/^\circ\text{C}\cdot\text{kg}_{\text{as}}$)
- volume specifico umido V_s ($\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$)

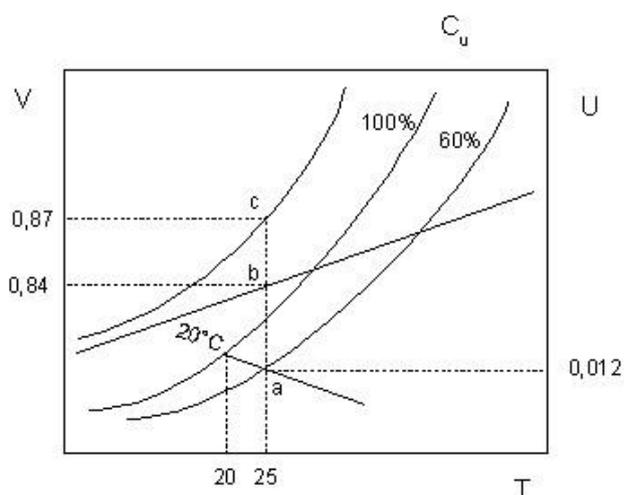
Nella zona interna del diagramma sono presenti:

- curve a U_r costante
- retta di C_u in funzione di U_a
- curve dei volumi specifici V_{sat} (aria saturata) e V_{as} (aria secca) in funzione della temperatura
- rette di raffreddamento adiabatico

Dato che sia U_a che U_r dipendono dalla pressione totale, il diagramma igrometrico varia in funzione di quest'ultima e di solito viene riportato il diagramma riferito alla pressione esterna di 1 atm, perché è il caso comune in pratica.

Seguono alcuni **esempi numerici** sull'uso del diagramma igrometrico: in tali esempi basta individuare il punto nel diagramma rappresentativo del sistema e comprendere come si sposta il suddetto punto in seguito a trasformazioni del sistema stesso (riscaldamento, raffreddamento, essiccamento, ecc.).

Determinare umidità assoluta, umidità relativa e volume specifico di un'aria umida con le seguenti caratteristiche: $T_{\text{bs}} = 25^\circ\text{C}$, $T_{\text{bu}} = 20^\circ\text{C}$



Poiché nel sistema aria-acqua si ha che $T_{\text{bu}} = T_s$ ovvero la temperatura di bulbo umido coincide con la temperatura di saturazione adiabatica e quindi umidità relativa del 100%. Pertanto il punto (a) rappresentativo del sistema nel diagramma igrometrico si individua all'incrocio tra la retta di raffreddamento adiabatico a 20°C e la T_{bs} di 25°C , temperatura effettiva dell'aria. Se non vi fosse una retta di raffreddamento adiabatico corrispondente alla temperatura di bulbo umido T_{bu} bisognerebbe tracciare la parallela all'adiabatica più vicina. Nel diagramma la T_{bu} e la T_{bs} sono collegate dalla stessa retta di raffreddamento adiabatico.

Dal punto (a) rappresentativo del sistema si leggono sui relativi assi:

- $U_a = 0,012 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$
- grazie alle curve di umidità relativa si legge $U_r = 60\%$. Se non ci fosse una curva passante per il punto che rappresenta il sistema occorrerebbe effettuare una interpolazione grafica tra le due curve più vicine
- il volume specifico dell'aria umida V_s dipende dalla temperatura e quindi per determinarlo bisogna interpolare le due curve V_{as} e V_{sat} leggendo i valori relativi al segmento (b-c) che collega le due curve a una temperatura di 25°C , tenendo conto dell'umidità relativa pari al 60%
 - o per $U_r = 0\%$ (as) si legge $V_s = 0,84 \text{ m}^3/\text{kg}$ a 25°C (aria secca) – punto (b)
 - o per $U_r = 100\%$ si legge $V_s = 0,87 \text{ m}^3/\text{kg}$ a 25°C (aria saturata) – punto (c)

Si dispongono i dati in una tabella per l'interpolazione lineare, nell'ipotesi che vi sia una dipendenza lineare nella variazione del volume V_{sat} :

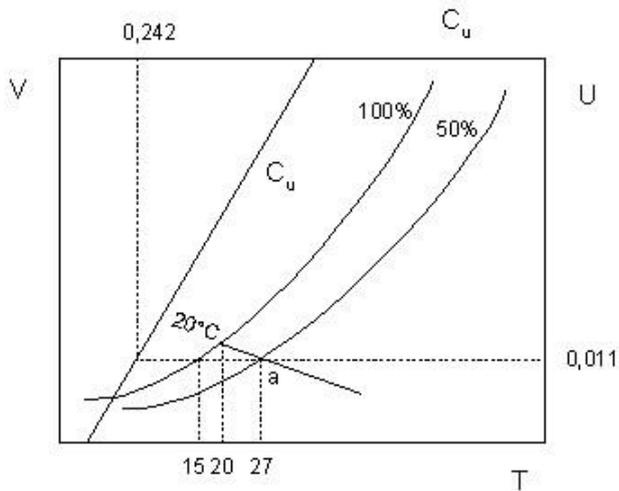
V	U_r
0,84	0
x	60
0,87	100

Si può impostare la seguente proporzione:

$$\frac{(0,87 - 0,84)}{(100 - 0)} = \frac{(x - 0,84)}{(60 - 0)} \quad \frac{0,03}{100} = \frac{x - 0,84}{60} \quad x - 0,84 = \frac{0,03 \cdot 60}{100} \quad x = 0,84 + \frac{0,03 \cdot 60}{100} = 0,858$$

quindi $V_s = 0,858 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$ è il volume specifico dell'aria umida cercato

Determinare l'umidità assoluta, la temperatura di bulbo umido, la temperatura di rugiada e il calore specifico di un'aria umida alla temperatura di 27°C e umidità relativa del 50%



Bisogna innanzitutto individuare nel diagramma il punto rappresentativo del sistema, in base ai dati conosciuti.

Si entra nel diagramma con una T pari a 27°C intersecando la curva di umidità relativa $U_r = 50\%$, individuando il punto (a) che rappresenta il sistema.

A partire da tale punto si legge sulla relativa scala una umidità assoluta pari a $U_a = 0,011 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{gas}}$.

La temperatura di rugiada dipende solo da U_a quindi si legge a partire da (a) in orizzontale verso la curva con $U_r = 100\%$, individuando una $T_r = 15^\circ\text{C}$.

La temperatura di 27°C è quella effettiva dell'aria e quindi sarà la temperatura di bulbo secco $T_{bs} = 27^\circ\text{C}$. È noto che T_{bs} e T_{bu} stanno sulla stessa retta di raffreddamento adiabatico, pertanto si segue la retta di raffreddamento adiabatico che passa per il punto (a) (se non ce ne fosse una occorrerebbe tracciare la parallela all'adiabatica più vicina), fino alla curva di saturazione con $U_r = 100\%$, leggendo una $T_{bu} = 20^\circ\text{C}$, che in questo sistema coincide con la temperatura di saturazione adiabatica T_s .

Il calore specifico dipende da U_a , pertanto si legge all'intersezione del valore di $U_a = 0,011$ con la retta del $C_{u,}$ individuando il valore sulla relativa scala, pari a $C_u = 0,242 \text{ kcal}/\text{kg}_{\text{as}}\cdot^\circ\text{C}$

Il problema viene completamente risolto con l'esclusivo uso del diagramma igrometrico, senza necessità di usare alcuna equazione di definizione delle grandezze igrometriche.

3.3 Tecniche per variare l'umidità dell'aria

Vi sono diversi casi pratici in cui è necessario variare l'umidità di una corrente di aria:

- produrre **aria a umidità controllata** per specifiche lavorazioni in campo tessile, di lavorazione e conservazione di alimenti, condizionamento di ambienti di lavoro e/o domestici, ecc.
- produrre **aria con caratteristiche di fluido siccativo**, in grado cioè di essiccare un prodotto solido umido proveniente da precedenti lavorazioni, come ad esempio la cristallizzazione di un solido a partire da una soluzione concentrata

Si distinguono due diversi casi: **umidificazione** dell'aria ed **essiccamento** dell'aria.

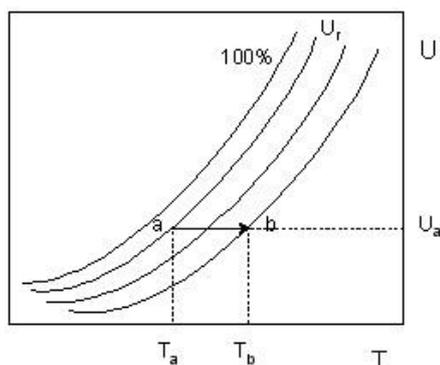
L'**umidificazione** è richiesta quando l'aria contiene una umidità inferiore a quella desiderata. Sono possibili diverse tecniche:

- aggiunta diretta di vapor d'acqua all'aria da umidificare
- aggiunta di aria umida all'aria da umidificare
- contatto diretto aria acqua in modo che l'aria secca assorba una quantità opportuna di vapore

In genere l'umidificazione dell'aria viene utilizzata negli impianti di condizionamento di ambienti.

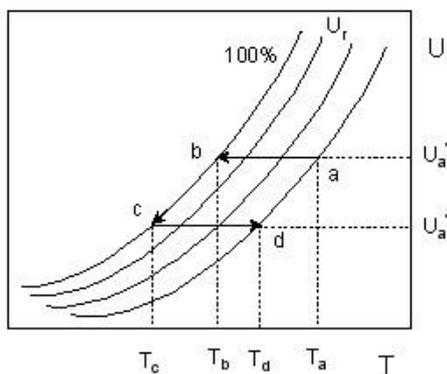
L'**essiccamento** è richiesto quando l'aria è troppo umida e si vuole produrre un fluido essiccante con un basso contenuto di umidità. Esistono anche in questo caso varie tecniche:

- **riscaldamento**: in questo caso l'aria viene riscaldata mediante uno scambiatore di calore, alimentato con vapore di rete, da una temperatura iniziale T_a a una temperatura finale T_b



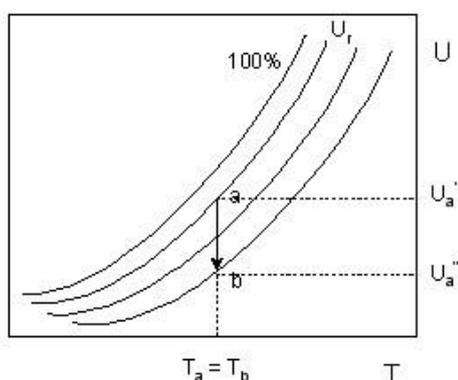
Come si vede nel diagramma igrometrico, il riscaldamento dell'aria non varia U_a ma riduce U_r e quindi fa sì che l'aria trattata, essendo più lontana dalle condizioni di saturazione, possa far evaporare più acqua quando viene messa a contatto con un solido umido

- **raffreddamento al di sotto del punto di rugiada e successivo riscaldamento:** si tratta di una vera e propria deumidificazione, cioè riduzione dell'umidità assoluta.



Partendo dal punto (a) l'aria viene raffreddata da T_a a T_c , inferiore al punto di rugiada T_b : di conseguenza quando il sistema arriva a T_b nel punto (b) è saturo e quindi, proseguendo nel raffreddamento fino a T_c , si ha la condensazione parziale del vapore nel tratto da (b) a (c). Un successivo riscaldamento dell'aria fino a T_d la rende seccativa poiché è stata eliminata la quantità di vapore pari a $(U_a' - U_a'')$. Nell'esempio alla fine l'aria trattata ha la stessa U_r ma U_a inferiore e quindi ha una maggiore capacità di asportare acqua da un solido umido rispetto alla situazione iniziale.

- **passaggio attraverso un mezzo disidratante:** anche in questo caso si tratta di una vera e propria deumidificazione in quanto viene ridotta l'umidità assoluta della corrente di aria.



Partendo dal punto (a) l'aria viene fatta passare a temperatura costante su di un mezzo disidratante, come ad esempio gel di silice, un solido polare molto poroso che si lega mediante adsorbimento alle molecole di vapore d'acqua e le sottrae all'aria nella quale erano contenute.

In questo caso $T_a = T_b$ e l'aria viene resa seccativa in quanto viene eliminata la quantità di vapore pari a $(U_a' - U_a'')$ senza alcun riscaldamento. Il mezzo disidratante viene successivamente rigenerato mediante riscaldamento (fumi di combustione, vapore d'acqua surriscaldato, ecc.) che provoca il desorbimento dell'acqua.

3.4 Essiccamento

È una **operazione unitaria** in cui un liquido viene allontanato da un solido mediante evaporazione. Di solito il liquido è l'acqua e quindi l'essiccamento è inteso come **riduzione dell'umidità del solido**, anche se vi sono casi importanti in cui il liquido non è acqua ma si tratta di un liquido organico che viene recuperato.

Nell'essiccamento si usa **aria come fluido essiccante**, con adatta temperatura e contenuto di umidità: in genere si utilizza aria calda e secca, cioè con una bassa umidità relativa U_r , in modo che il contatto aria-acqua provochi l'evaporazione dell'acqua dal solido in cui è contenuta. In questa operazione unitaria si ha un **trasferimento di materia** (l'acqua che evapora dal solido e che passa nell'aria essiccante) e un **trasferimento di calore** (l'evaporazione dell'acqua avviene grazie all'assorbimento del suo calore latente dall'aria essiccante).

In base a come avviene il trasferimento di calore si hanno vari **tipi di essiccamento**:

- **essiccamento diretto:** l'aria calda e secca viene messa a contatto con il solido umido e quindi fornisce il calore necessario all'evaporazione dell'umidità dal solido, mentre l'aria si raffredda e si carica di umidità. A volte come fluido essiccante si usa: vapore d'acqua surriscaldato, fumi di combustione o altri gas inerti caldi.
- **essiccamento indiretto:** il calore è fornito attraverso una superficie di separazione e quindi non vi è un contatto diretto tra il solido umido e il fluido essiccante. Si utilizza quando il liquido da evaporare non è acqua ma organico e si vuole recuperarlo, oppure quando il solido umido è una polvere molto sottile che verrebbe trascinata da una corrente di aria calda. Come fluidi di riscaldamento della superficie di separazione si utilizzano: vapore d'acqua, fumi di combustione, sali fusi, resistenze elettriche.
- **essiccamento radiante:** il calore viene fornito mediante irraggiamento con apposite lampade che emettono radiazioni elettromagnetiche nel campo dell'IR, che costituiscono appunto le radiazioni calorifiche.

L'essiccamento trova molte **applicazioni** nei processi produttivi:

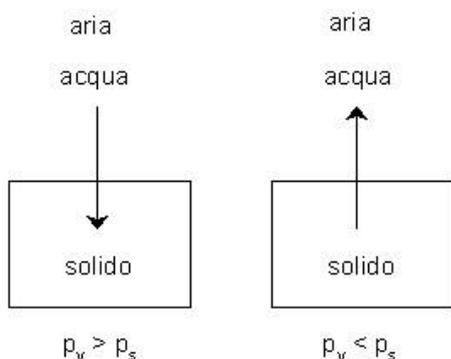
- operazione finale per la produzione di un prodotto solido, prima del confezionamento e l'immagazzinamento (detergenti, fertilizzanti, ecc.)

- operazione intermedia del processo produttivo (industria delle pelli e del legno)
- operazioni di essiccamento a vari livelli nella produzione di carta, farmaci, alimenti, industria zootecnica

3.4.1 Curva di essiccamento

L'umidità contenuta nei prodotti solidi può essere di due tipi:

- **umidità libera**: è presente nei pori del solido, come l'acqua in una spugna, solo per effetto meccanico. Può liberamente trasferirsi da e verso il solido a seconda della temperatura, pressione di vapore, tensione di vapore del sistema aria-acqua
- **umidità legata**: è adsorbita sulla superficie del solido e negli spazi capillari di quest'ultimo mediante legami deboli (a idrogeno, dipolari, van der Waals, ecc.). È più difficile da allontanare dell'umidità libera perché tende a rimanere con il solido

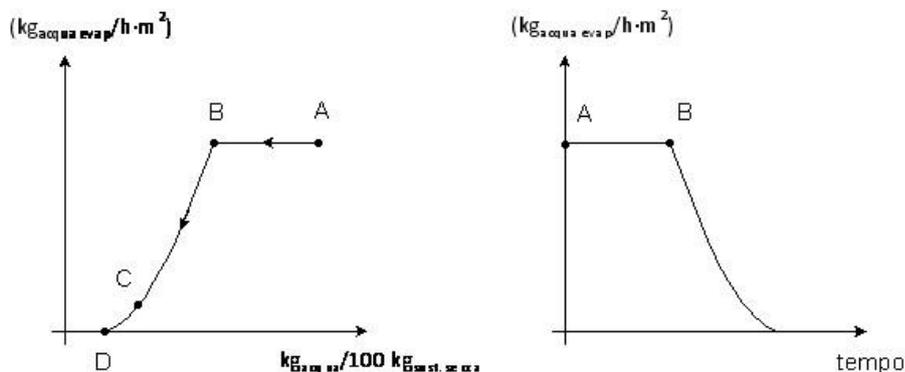


Quando un solido umido viene messo a contatto con l'aria, in base alle caratteristiche di temperatura e di umidità dell'aria, si possono avere due diversi fenomeni:

- se $p_v > p_s$ allora l'acqua si trasferisce dall'aria al solido e si ha un **processo di umidificazione**, tramite la condensazione del vapore d'acqua sul solido
- se $p_v < p_s$ allora l'acqua si trasferisce dal solido all'aria e si ha un **processo di essiccamento** (deumidificazione). Perché ciò avvenga è inoltre richiesto che la temperatura dell'aria sia maggiore della temperatura del solido, perché possa esserci il trasferimento di calore dall'aria all'acqua sotto forma di calore latente di evaporazione, e che l'aria abbia una bassa U_r , sia cioè lontana dalla saturazione e quindi si in grado di ospitare una grande quantità di nuovo vapore d'acqua

Gli apparecchi che effettuano l'essiccamento sono detti **essiccatori**. In un essiccatore l'aria essiccante cede calore al solido umido e quindi provoca l'evaporazione dell'acqua: il processo avviene in pratica senza scambio di calore con l'esterno e quindi l'aria si raffredda e si umidifica seguendo una delle **rette di raffreddamento adiabatico** presenti nel diagramma igrometrico che descrive il sistema aria-acqua a 1 atm.

Il processo di essiccamento può essere rappresentato nei seguenti grafici:



Nel grafico a sinistra viene riportata la variazione della velocità di evaporazione dell'acqua dal solido umido ($\text{kg}_{\text{acqua evap}}/\text{h}\cdot\text{m}^2$) rispetto all'umidità presente nel solido ($\text{kg}_{\text{acqua}}/100 \text{ kg}_{\text{sost. secca}}$) e, ovviamente, si legge da destra a sinistra.

Nel grafico a destra viene riportata la variazione della velocità di evaporazione dell'acqua dal solido umido ($\text{kg}_{\text{acqua evap}}/\text{h}\cdot\text{m}^2$) rispetto al tempo.

Considerando il grafico a sinistra:

- inizialmente il solido umido, a contatto con l'aria calda e secca, si riscalda fino all'**equilibrio termico** (non rappresentato nel grafico)
- all'equilibrio termico la temperatura della superficie del solido corrisponde alla T_{bu} dell'aria essiccante e si raggiunge quindi una **condizione stazionaria** (punto A). Da questo momento l'acqua evapora a velocità costante dalla superficie del solido (tratto A-B) e l'acqua superficiale evaporata viene costantemente rimpiazzata da acqua presente nei pori (spazi capillari) del solido che giunge in superficie mediante **diffusione**. In questa fase il calore latente di evaporazione viene fornito dall'aria, che si **raffredda diabaticamente** e si **umidifica**. Il calore ceduto dall'aria è uguale al calore acquistato dal solido e quindi nel tratto A-B la temperatura del solido rimane costante
- proseguendo nell'essiccamento si raggiunge il punto B, corrispondente a una **umidità critica**: da questo punto in poi (tratto BC) la velocità di evaporazione diminuisce perché sempre più zone del solido sono già secche e la diffusione dell'acqua interna al solido non riesce più a mantenerle umide e quindi diminuisce la superficie di contatto aria-acqua. In questa fase, che di solito è molto più lunga della precedente, la temperatura del solido aumenta perché il calore fornito dall'aria è maggiore del calore latente richiesto per l'evaporazione dell'acqua
- dopo il punto C la velocità di evaporazione diminuisce ancora più rapidamente in quanto tutta la superficie del solido è secca e la poca acqua che arriva con difficoltà dall'interno per diffusione evapora istantaneamente
- la **velocità di evaporazione si annulla** nel punto D, in cui l'umidità residua interna del solido ha raggiunto il punto di equilibrio con l'aria essiccante

3.4.2 Bilanci di materia e di energia dell'essiccamento

Facendo riferimento al sistema aria-acqua i calcoli relativi al **dimensionamento di un essiccatore** prevedono in genere i seguenti calcoli:

- portata solido umido entrante/uscente
- portata aria essiccante
- calore da fornire al solido per l'evaporazione dell'acqua
- calore da fornire all'aria essiccante

La risoluzione dei calcoli prevede l'impostazione di una serie di **bilanci di materia e di energia** (termici o di calore)

Bilanci di materia: si possono impostare vari bilanci di materia

Bilancio di materia relativo all'acqua: tiene conto che in condizioni stazionarie l'acqua entrante è uguale all'acqua uscente:

$$G \cdot U_e + W \cdot x_e = G \cdot U_u + W \cdot x_u$$

G: portata aria secca (kg/h)

W: portata solido secco (kg/h)

U_e e U_u : umidità assoluta entrante e uscente dell'aria ($\text{kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$)

x_e e x_u : umidità entrante e uscente del solido ($\text{kg}_{\text{acqua}}/\text{kg}_{\text{solido secco}}$)

Nel caso più comune di essiccamento diretto, effettuato con aria calda e secca a diretto contatto col solido umido il bilancio precedente si può scrivere nel seguente modo:

$$G \cdot U_u - G \cdot U_e = W \cdot x_e - W \cdot x_u \quad G \cdot (U_u - U_e) = W \cdot (x_e - x_u)$$

da cui si può ricavare la portata G di aria secca

Bilancio di materia relativo al solido secco: tiene conto che in condizioni stazionarie il solido secco entrante è uguale al solido secco uscente:

$$W = F_e \cdot y_e = F_u \cdot y_u$$

F_e e F_u : portate solido umido in ingresso e in uscita (kg/h)

y_e e y_u : percentuali in peso del solido secco in ingresso e in uscita (%)

Acqua da evaporare: è data dalla differenza delle portate del solido umido in ingresso e in uscita dall'essiccatore

$$E = (F_g - F_u)$$

Bilancio termico: si tiene conto che ci si trova in regime stazionario e quindi:

calore ceduto dall'aria = calore necessario per l'essiccamento

Il **calore ceduto dall'aria** Q è calore sensibile e pertanto:

$$Q = G \cdot C_u \cdot (T_{ea} - T_{ua})$$

G: portata di aria essiccante (kg/h)

C_u : calore specifico dell'aria mediato tra le temperatura T_{ea} e T_{ua}

T_{ea} e T_{ua} : temperature di entrata e di uscita dell'aria dall'essiccatore

Il **calore necessario per l'essiccamento**, trascurando le perdite di calore, è la somma di vari contributi:

- calore sensibile Q_1 necessario per riscaldare l'acqua dalla temperatura del solido alla temperatura di bulbo umido a cui avviene l'evaporazione:

$$Q_1 = E \cdot C_{acq} \cdot (T_{be} - T_{se})$$

E: portata di acqua da evaporare (kg/h)

C_{acq} : calore specifico dell'acqua, di solito posto uguale a 1 kcal/kg·°C

T_{be} : temperatura di bulbo umido dell'aria in ingresso

T_{se} : temperatura del solido umido in ingresso

- calore latente Q_2 necessario per vaporizzare l'acqua alla temperatura di bulbo umido, quindi calore:

$$Q_2 = E \cdot \lambda_{ev}$$

λ_{ev} : calore latente di evaporazione dell'acqua alla temperatura di bulbo umido

- calore sensibile Q_3 necessario per portare il vapore formato dalla temperatura di bulbo umido alla temperatura di uscita dell'aria dall'essiccatore:

$$Q_3 = E \cdot C_{vap} \cdot (T_{au} - T_{be})$$

C_{vap} : calore specifico del vapor d'acqua mediato tra le due temperature

- calore sensibile Q_4 necessario per riscaldare il solido secco dalla temperature di entrata alla temperatura di uscita:

$$Q_4 = W \cdot C_s \cdot (T_{su} - T_{se})$$

W: portata solido secco (kg/h)

C_s : calore specifico del solido secco

T_{su} e T_{se} : temperature di uscita e di ingresso del solido secco

Pertanto il **bilancio termico complessivo** è il seguente:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

$$G \cdot C_u \cdot (T_{ea} - T_{ua}) = E \cdot [(T_{be} - T_{se}) + \lambda_{ev} + C_{vap} \cdot (T_{au} - T_{be})] + W \cdot C_s \cdot (T_{su} - T_{se})$$

Al membro di destra del bilancio occorrerebbe aggiungere ancora eventuali perdite di calore Q_d se non trascurabili.

Come applicazione dei bilanci di materie e di energia e del diagramma igrometrico si consideri il seguente **esempio numerico**:

Maturità 1983

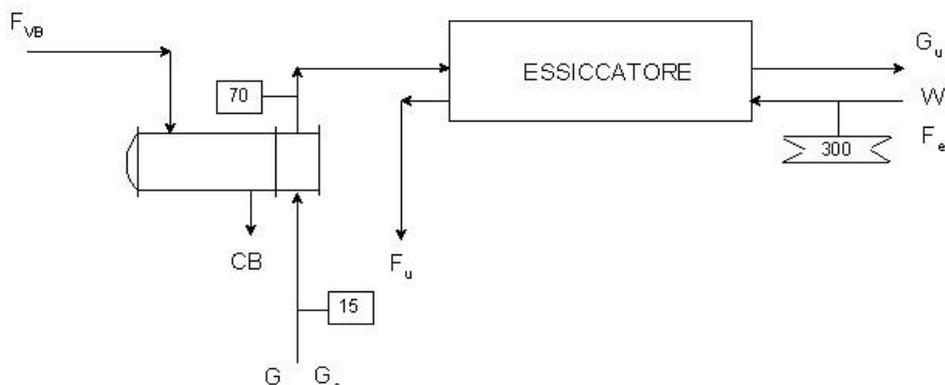
300 kg/h di un prodotto con umidità iniziale del 20% vengono trattati in un essiccatore ad aria calda per essere portati ad un'umidità finale del 4%. L'aria atmosferica a 15°C, con umidità relativa del 70%, viene filtrata e preriscaldata sino alla temperatura di 70°C in uno scambiatore di calore prima di essere inviata all'essiccatore. L'umidità relativa dell'aria in uscita dall'essiccatore è dell'80%. La trasformazione è supposta adiabatica.

Si calcoli:

- 1) la portata oraria di solido con umidità del 4% in uscita dall'essiccatore
- 2) la portata oraria di acqua da evaporare dal solido
- 3) la portata oraria di aria a 70°C da inviare nell'essiccatore, considerando che essa dovrà servire solo per l'evaporazione dell'acqua
- 4) la temperatura dell'aria in uscita dall'essiccatore
- 5) la quantità di calore oraria necessaria per il preriscaldamento dell'aria

- 6) la portata oraria di vapore e la superficie di scambio termico dello scambiatore di calore che serve al preriscaldamento dell'aria, sapendo che come fluido di riscaldamento viene utilizzato vapore saturo secco a 2 ata e che il coefficiente globale di scambio termico è uguale a $200 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

Schema quantificato iniziale:



Calcolo portata oraria solido secco in entrata nell'essiccatore

Solido in entrata: umidità iniziale 20% + solido secco 80%

$$x_e = 0,2 \quad y_e = 0,8$$

$$W = F_e \cdot y_e = F_u \cdot y_u \quad \text{bilancio di materia solido secco}$$

$$W = F_e \cdot y_e \quad \text{da cui}$$

$$W = 300 \cdot 0,80 = 240 \text{ kg/h} \quad \text{portata solido secco}$$

Calcolo portata oraria solido essiccato in uscita dall'essiccatore

Solido essiccato: umidità finale 4% + solido secco 96%

$$x_u = 0,04 \quad y_u = 0,96$$

$$W = F_u \cdot y_u \quad \text{da cui}$$

$$F_u = \frac{W}{y} = \frac{240}{0,96} = 250 \text{ kg/h} \quad \text{portata solido essiccato}$$

Calcolo portata oraria acqua da evaporare

$$E = (F_e - F_u) = 300 - 250 = 50 \text{ kg/h} \quad \text{acqua da evaporare}$$

Calcolo portata aria essiccante

acqua da evaporare dal solido = acqua acquistata dall'aria essiccante

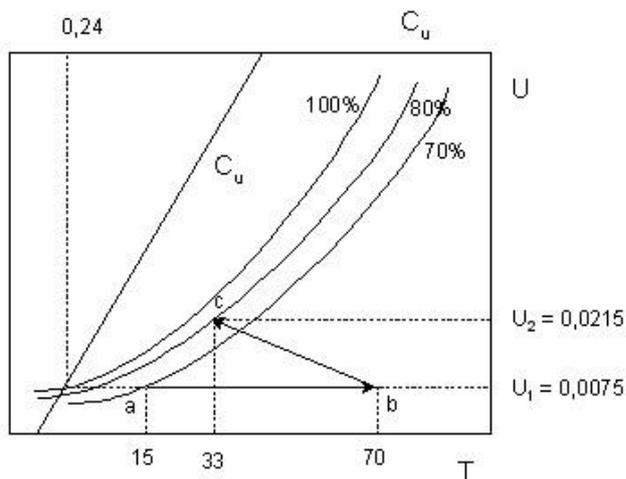
$$E = G \cdot (U_2 - U_1) \quad \text{bilancio di materia relativo all'acqua da evaporare}$$

G: portata oraria aria secca

U_2 e U_1 : umidità assoluta aria in uscita e in ingresso dall'essiccatore

Dal diagramma igrometrico:

- aria in entrata al preriscaldatore: $T_i = 15^\circ\text{C}$, $U_r = 70\%$ - punto (a)
- aria in uscita dal preriscaldatore (in entrata nell'essiccatore): $T_e = 70^\circ\text{C}$, $U_1 = 0,0075 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$ - punto (b). Il preriscaldamento dell'aria è rappresentato dal tratto a-b
- aria in uscita dall'essiccatore: $U_r = 80\%$, $T_u = 33^\circ\text{C}$, $U_2 = 0,0215 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$ - punto (c). L'evaporazione dell'acqua dal solido avviene grazie al raffreddamento adiabatico dell'aria rappresentato dal tratto b-c, retta tracciabile mediante la parallela all'adiabatica più vicina



Si ha quindi:

$$G = \frac{E}{(U_2 - U_1)} = \frac{50}{(0,0215 - 0,0075)} = 3571 \text{ kg/h}$$

portata oraria aria secca

La portata oraria di aria essiccante sarà:

$$G_g = G + G \cdot U_1$$

$$G_g = 3571 + 3571 \cdot 0,0075 = 3598 \text{ kg/h}$$

portata aria essiccante

Calcolo temperatura aria in uscita dall'essiccatore

Dal diagramma igrometrico – punto (c): $T_u = 33^\circ\text{C}$

Calcolo calore di preriscaldamento dell'aria (potenza termica del preriscaldatore)

$$Q = G \cdot C_u \cdot (T_g - T_i) \quad \text{equazione di trasferimento del preriscaldatore}$$

Dal diagramma igrometrico: $C_u = 0,24 \text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$ calore specifico dell'aria umida

$$Q = 3571 \cdot 0,24 \cdot (70 - 15) = 47137 \text{ kcal/h} \quad \text{potenza termica del preriscaldatore}$$

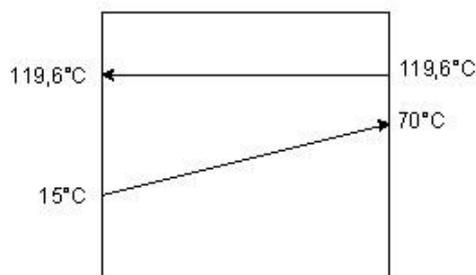
Calcolo portata oraria vapore di riscaldamento

$$Q = F_{VB} \cdot \lambda_{VB} \quad \text{bilancio termico preriscaldatore}$$

Dalla tabella entalpica del vapor d'acqua: $P = 2 \text{ ata}$ $T_{VB} = 119,6^\circ\text{C}$ $\lambda_{VB} = 525,9 \text{ kcal/kg}$

$$F_{VB} = \frac{Q}{\lambda_{VB}} = \frac{47137}{525,9} = 90 \text{ kg/h} \quad \text{portata oraria vapore di riscaldamento}$$

Calcolo superficie scambio termico del preriscaldatore



$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{114,6 - 49,6}{\ln \frac{114,6}{49,6}} = 78^\circ\text{C}$$

salto termico logaritmico

medio

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{47137}{200 \cdot 78} = 3 \text{ m}^2$$

superficie di scambio

termico del preriscaldatore

Con i dati calcolati si completa lo schema quantificato iniziale.

3.5 Apparecchiature per l'essiccamento

Esistono diverse apparecchiature per l'essiccamento e la loro scelta in relazione ad uno specifico processo dipende da vari fattori: caratteristiche chimico-fisiche del solido umido, potenziale pericolosità del solido da essiccare, sua granulometria.

Se il materiale umido ha una **granulometria** molto fine il gas essiccante asporterà una quantità non trascurabile di solido, che dovrà essere recuperato mediante abbattitori di particelle (come ad esempio filtri a ciclone o elettrostatici) oppure si dovrà utilizzare un tipo di essiccamento indiretto.

La **forma e la struttura** delle particelle solide hanno una notevole influenza sul processo di essiccamento: solidi di forma irregolare con struttura fibrosa si essiccano con maggiore difficoltà rispetto a solidi con struttura porosa.

Inoltre è importante la **sensibilità alla temperatura** del solido: prodotti organici sono generalmente termodegradabili e quindi si dovranno utilizzare processi di essiccamento indiretto.

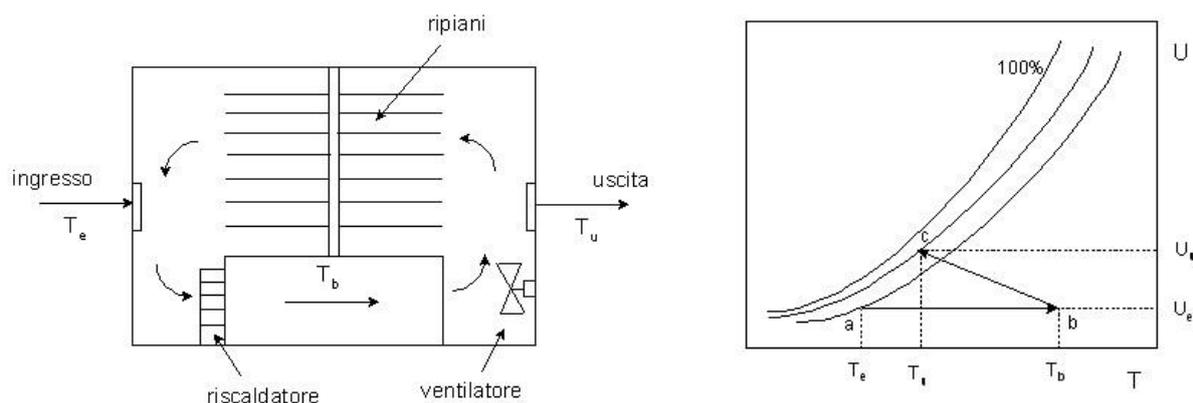
Le **apparecchiature** utilizzate possono essere: continue o discontinue (per piccole produzioni). Le apparecchiature continue funzionanti con riscaldamento diretto possono essere in equicorrente o controcorrente. Inoltre l'aria calda essiccante può essere utilizzata a ciclo aperto (dopo l'essiccamento l'aria viene scaricata in atmosfera) oppure a ciclo chiuso (l'aria essiccante viene riciclata dopo raffreddamento e condensazione dell'acqua evaporata e successivo riscaldamento).

3.5.1 Essiccatori ad armadio

Gli essiccatori ad armadio (o a ripiani) realizzano un **essiccamento diretto discontinuo**. Sono costituiti da una camera in cui sono presenti vari ripiani forati o no, sui quali viene disposto il solido umido. L'essiccatore è dotato di un ventilatore che permette la circolazione dell'aria calda e secca prodotta da un fascio tubiero alimentato con vapor d'acqua, ad una velocità idonea alla realizzazione di un elevato coefficiente di scambio termico. L'apparecchio è discontinuo: dopo un tempo opportuno i ripiani, montati su carrelli, vengono estratti ed il solido viene recuperato.

Esistono due varianti di questo apparecchio: riscaldamento a singolo stadio, riscaldamento a stadi multipli.

Nell'essiccatore ad armadio a **singolo stadio di riscaldamento** l'aria in ingresso viene riscaldata mediante passaggio sul fascio tubiero, quindi fatta circolare nell'apparecchio a contatto col solido da essiccare ed infine viene scaricata in atmosfera. Le trasformazioni subite dall'aria si possono rappresentare mediante il diagramma igrometrico:

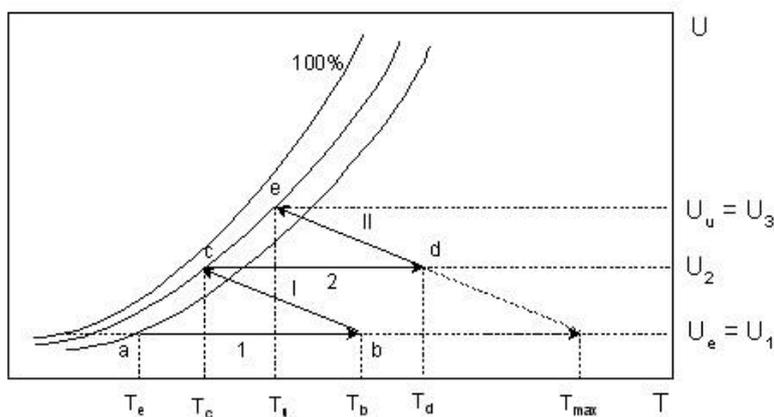
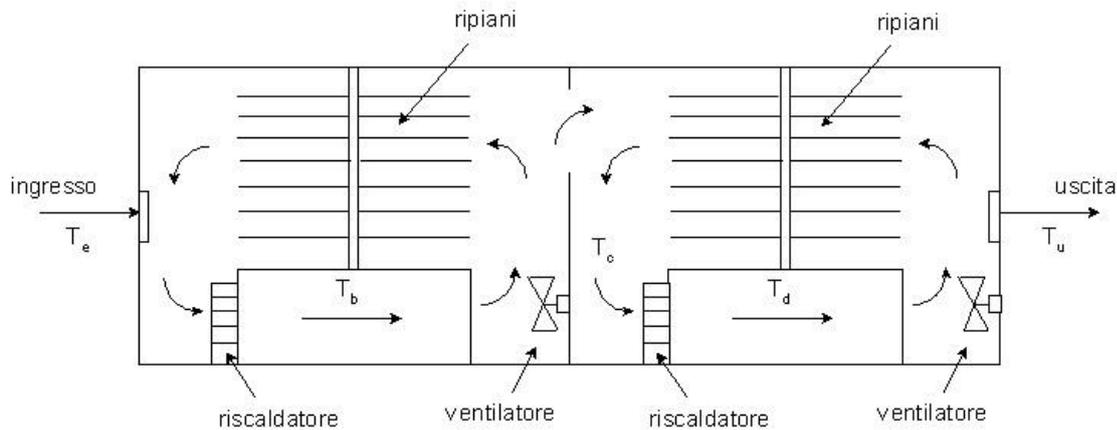


Il punto (a) rappresenta l'aria in ingresso; passando nel sistema di riscaldamento l'aria viene riscaldata da T_e a T_b abbassando l'umidità relativa e quindi viene resa essiccante; il sistema si sposta nel punto (b). Infine viene a contatto con il solido umido: si raffredda adiabaticamente cedendo calore per l'evaporazione dell'acqua da T_b a T_u ed il sistema si sposta nel diagramma nel punto (c). La differenza tra le umidità assolute ($U_u - U_e$) rappresenta l'acqua evaporata dal solido da 1 kg di aria secca.

Questo apparecchio è semplice e poco costoso ma l'essiccamento non è uniforme su tutti i ripiani: è maggiore per i ripiani più bassi, vicini al sistema di riscaldamento. Per avere un essiccamento più uniforme i ripiani possono essere periodicamente spostati all'interno dell'essiccatore.

In alternativa si hanno essiccatori ad armadio a **stadi multipli di riscaldamento**, in cui l'aria viene riscaldata tra uno stadio di essiccamento ed il successivo. Il solido umido viene distribuito sui ripiani dei diversi stadi di essiccamento e quindi riunito dopo l'essiccamento, mentre l'aria in ingresso attraversa i vari stadi di riscaldamento e i successivi stadi di essiccamento: i riscaldamenti intermedi permettono di ridurre l'umidità relativa e quindi di mantenere le caratteristiche essiccanti dell'aria.

Nel seguente schema è rappresentato un **essiccatore ad armadio a due stadi di riscaldamento**:



Il diagramma igrometrico descrive i fenomeni che avvengono nell'essiccatore:

- 1° stadio di riscaldamento (1): l'aria in entrata alla temperatura T_e e umidità assoluta U_e (ovvero U_1 in ingresso al 1° stadio) viene riscaldata alla temperatura T_b (tratto a-b)
- 1° stadio di essiccamento (I): l'aria attraversa la prima serie di ripiani ed essicca adiabaticamente il solido umido, raffreddandosi alla temperatura T_c ed asportando l'umidità ($U_2 - U_1$) (tratto b-c)
- 2° stadio di riscaldamento (2): l'aria passa nel secondo ambiente dell'essiccatore ad armadio, dove è presente la restante parte del solido umido. Viene riscaldata da T_c a T_d (tratto c-d)
- 2° stadio di essiccamento (II): l'aria attraversa la seconda serie di ripiani, essicca il solido umido e si raffredda adiabaticamente alla temperatura T_u alla quale esce dall'essiccatore, asportando l'umidità ($U_3 - U_2$) (tratto d-e)

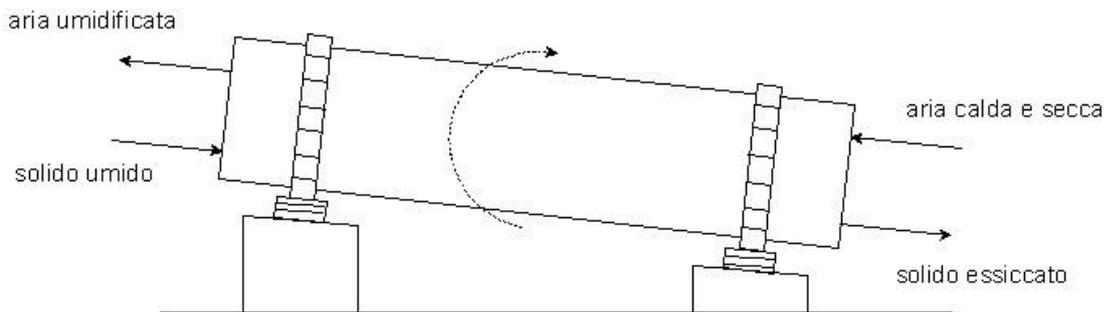
L'umidità complessiva asportata da 1 kg_{as} è pari a $(U_u - U_e)$, ovvero $(U_3 - U_1)$ e ciò consentirà di calcolare la portata richiesta di aria essiccante. Nell'esempio si è ipotizzato che dopo ogni stadio di essiccamento l'aria esca con la stessa umidità relativa (stessa curva U_r) nel diagramma igrometrico.

Se invece l'essiccatore si fosse fatto funzionare con un unico stadio di riscaldamento, l'essiccatore monostadio equivalente, per asportare la stessa quantità di umidità avrebbe richiesto un riscaldamento unico fino a T_{max} . Ciò dimostra che negli essiccatori a stadi multipli si hanno diversi vantaggi rispetto ad un **essiccatore equivalente a singolo stadio**, che asporti cioè la stessa quantità di acqua:

- si risparmia calore di riscaldamento dell'aria, in quanto si riscalda ad una temperatura massima minore: T_d per quello a 2 stadi, T_{max} per quello equivalente a singolo stadio
- il solido essiccato viene riscaldata ad una temperatura massima inferiore e quindi vengono ridotti i problemi legati alla sua eventuale termodegradabilità

3.5.2 Essiccatori rotanti

Sono anche detti essiccatori a tamburo che realizzano un **essiccamento diretto continuo**. Sono costituiti da un cilindro metallico lungo svariati metri, leggermente inclinato e collegato, tramite ingranaggi e riduttori, a un motore elettrico che lo pone in lenta rotazione. Il solido umido viene caricato nella parte più alta e, per effetto della rotazione e della gravità, si muove verso l'uscita, situata nella parte più bassa, incontrando, generalmente in controcorrente, l'aria essiccante.



All'interno del cilindro vi possono essere alette metalliche o catene raschianti che permettono il rimescolamento del solido umido e ne impediscono l'adesione alle pareti.

In genere l'aria uscente, che può trascinare particelle fini di solido, viene inviata in un sistema di abbattimento e recupero delle polveri, costituito da un separatore a ciclone ed eventualmente un filtro elettrostatico.

Questo essiccatore è caratterizzato da una elevata velocità di essiccamento, grazie all'ampia superficie di contatto solido-aria e grande potenzialità, cioè trattano elevate portate orarie di solido umido.

3.5.3 Liofilizzazione

È una particolare tecnica di essiccamento, utilizzata per farmaci e prodotti alimentari e dietetici e in genere per **prodotti che si degradano facilmente con il calore** scambiato in un essiccamento diretto.

Nella liofilizzazione il solido umido viene congelato a -40°C per cui avviene la transizione di fase: $\text{H}_2\text{O}_{(l)} \rightarrow \text{H}_2\text{O}_{(s)}$ e si forma il ghiaccio. Successivamente si riscalda a -5°C operando in depressione: in queste condizioni, dato il diagramma di stato dell'acqua, si ha la **sublimazione del ghiaccio**: $\text{H}_2\text{O}_{(s)} \rightarrow \text{H}_2\text{O}_{(v)}$ cioè si forma direttamente il vapor d'acqua senza il passaggio all'acqua liquida. Si utilizza aria opportunamente "riscaldata" quasi totalmente priva di vapore; il vapore prodotto viene solidificato per raffreddamento su di una piastra metallica a -70°C .

Grazie a questo processo, il prodotto solido viene essiccato e mantiene tutte le sue caratteristiche organolettiche e funzionali. Si tratta tuttavia di un **processo costoso** e quindi è conveniente solo per i prodotti di elevato valore.

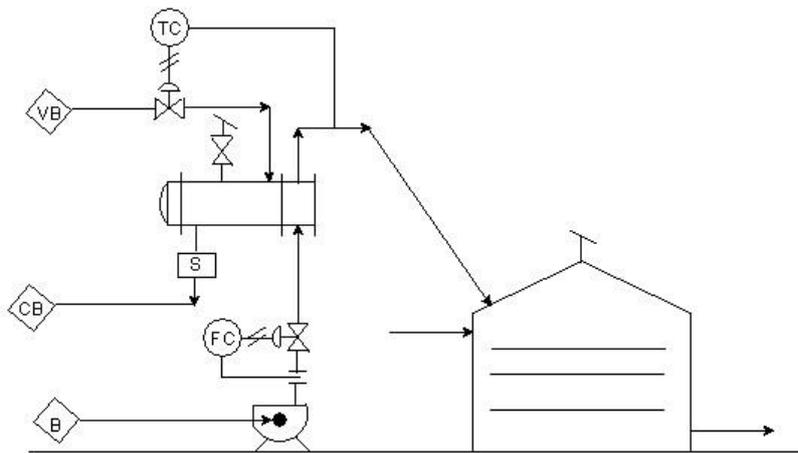
3.6 Controllo degli impianti di essiccamento

Gli impianti di essiccamento consumano generalmente **molta energia** e quindi, perché siano convenienti da un punto di vista economico, richiedono un'accurata gestione dell'impianto stesso.

I controlli utilizzati si riferiscono alla qualità del prodotto essiccato ed in particolare alla sua **umidità residua**. Le grandezze che vengono controllate sono di solito:

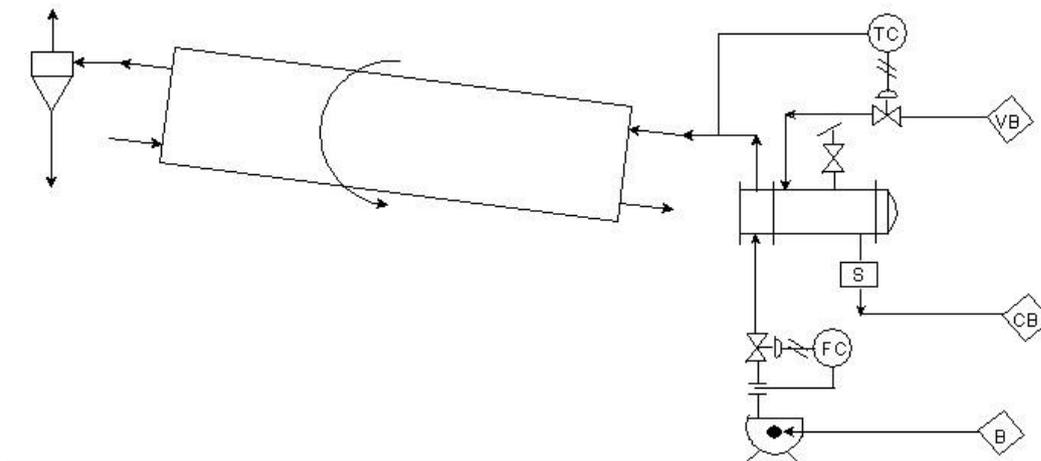
- la T_{bu} e T_{bs} dell'aria in ingresso, che sono correlate all'umidità relativa U_r e quindi alla capacità di essiccare dell'aria
- la pressione totale del sistema in relazione alla pressione parziale del vapor d'acqua associato all'aria
- la temperatura e l'umidità del prodotto solido iniziale e finale

I principali **schemi di controllo** sono mostrati di seguito:



Controllo di un armadio a **singolo stadio di riscaldamento**

Per un essiccatore ad armadio a **stadi multipli di riscaldamento** nello schema precedente si aggiungono altri stadi di essiccamento, preceduti da altrettanti stadi di riscaldamento dell'aria essiccante, distribuendo il solido umido in tutti gli stadi e riunendo in un unico flusso le correnti di solido essiccato



Controllo di un essiccatore a **tamburo rotante**. Di solito l'aria in uscita dall'essiccatore viene mandata in uno o più separatori a ciclone, seguiti eventualmente da un singolo elettrofiltro, per abbattere le polveri trascinata

3.7 Esercizio di calcolo

Maturità 1984

Un essiccatore ad armadio con riscaldamento a 3 stadi intermedi funziona nelle seguenti condizioni:

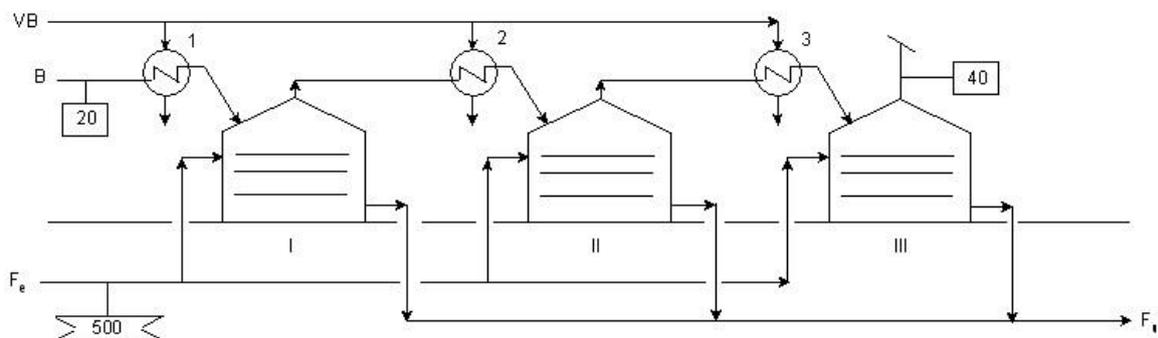
- solido umido da trattare 500 kg/h
- umidità iniziale del materiale 30%
- umidità finale del materiale 10%
- aria in ingresso all'essiccatore $T = 20^{\circ}\text{C}$ $U_r = 70\%$
- aria in uscita dall'essiccatore $T = 40^{\circ}\text{C}$ $U_r = 90\%$

Nell'ipotesi che l'aria asporti in ogni stadio la stessa quantità di acqua e che all'uscita di ciascuno stadio l'aria abbia un'umidità relativa del 90% e supponendo le trasformazioni di tipo adiabatico, si calcoli:

- 1) la portata oraria di solido in uscita dall'essiccatore
- 2) la quantità oraria di acqua da asportare dal solido umido
- 3) la portata oraria di aria necessaria al funzionamento dell'essiccatore
- 4) la quantità di calore necessaria al riscaldamento dell'aria per ciascuno stadio

Si determini inoltre quale sarebbe stata la quantità totale di calore e la temperatura massima dell'aria in ingresso se l'essiccatore si fosse fatto funzionare con un solo stadio iniziale di riscaldamento e non con tre stadi intermedi. Si confronti in termini di fabbisogno energetico le due soluzioni e si spieghi quale delle due si ritiene più opportuna

Schema quantificato iniziale



Calcolo portata oraria solido secco

$$W = F_e \cdot y_e = F_u \cdot y_u \quad \text{bilancio materia solido secco}$$

$$x_e = 30\% = 0,3 \quad y_e = (1 - x_e) = (1 - 0,3) = 0,7 \quad \text{ovvero } 70\%$$

$$W = F_e \cdot y_e = 500 \cdot 0,7 = 350 \text{ kg/h} \quad \text{portata oraria solido secco}$$

Calcolo portata oraria solido essiccato in uscita dall'essiccatore

$$W = F_u \cdot y_u$$

$$x_u = 10\% = 0,1 \quad y_u = (1 - x_u) = (1 - 0,1) = 0,9 \quad \text{ovvero } 90\%$$

$$F_u = \frac{W}{y_u} = \frac{350}{0,9} = 389 \text{ kg/h} \quad \text{portata oraria solido essiccato}$$

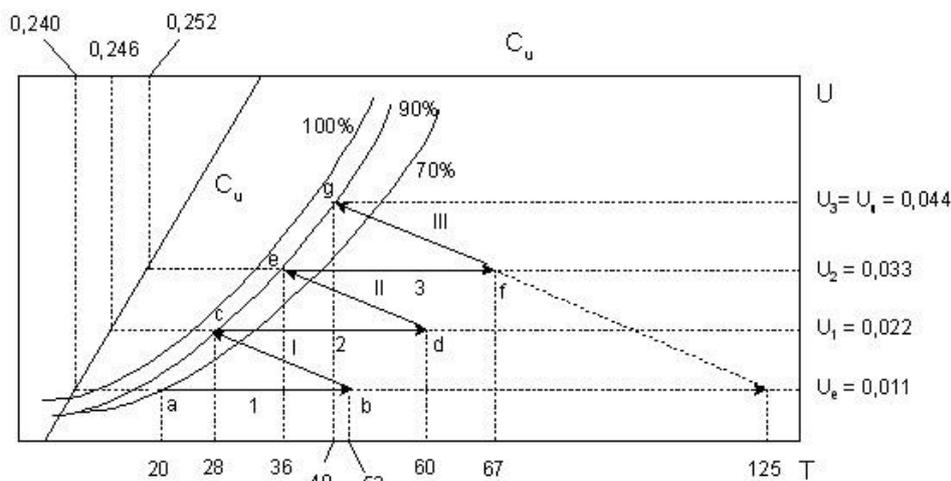
Calcolo quantità oraria di acqua da evaporare

$$E = (F_e - F_u)$$

$$E = (500 - 389) = 111 \text{ kg/h} \quad \text{portata oraria di acqua da evaporare}$$

Calcolo portata oraria di aria essiccante

Dal diagramma igrometrico si leggono le seguenti quantità:



- aria in ingresso: $T_e = 20^\circ\text{C}$ $U_{re} = 70\%$ - punto (a) $\rightarrow U_e = 0,011 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$ umidità assoluta in entrata

- aria in uscita: $T_u = 40^\circ\text{C}$ $U_{ru} = 90\%$ - punto (g) $\rightarrow U_u = 0,044 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}}$ umidità assoluta in uscita

Poiché in ogni stadio viene eliminata la stessa quantità di acqua si ha che:

$$\frac{(0,044 - 0,011)}{3} = 0,011 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}} \quad \text{per ogni stadio}$$

$$U_1 = U_\varepsilon + 0,011 = 0,011 + 0,011 = 0,022 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}} \quad \text{umidità assoluta aria in uscita dal 1° stadio}$$

$$U_2 = U_1 + 0,011 = 0,022 + 0,011 = 0,033 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}} \quad \text{umidità assoluta aria in uscita dal 2° stadio}$$

$$U_3 = U_u = U_2 + 0,011 = 0,033 + 0,011 = 0,044 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{as}} \quad \text{umidità assoluta aria in uscita dal 3° stadio}$$

Ciò corrisponde a suddividere in 3 parti uguali il segmento $U_u - U_\varepsilon$ nel diagramma igrometrico

Tenendo conto che gli stadi di riscaldamento (1, 2 e 3) sono rappresentati nel diagramma igrometrico da rette orizzontali e che gli stadi di essiccamento (I, II e III) sono rappresentati da rette parallele all'adiabatica più vicina, si costruisce a partire dal punto (g) l'insieme dei 3 stadi che caratterizzano graficamente l'essiccatore ad armadio del problema. In questo modo si individuano i punti rappresentativi dell'aria in ingresso e in uscita dai vari stadi e le relative temperature.

Tenendo conto di quanto detto si può scrivere:

$$E = G \cdot (U_u - U_\varepsilon) \quad \text{bilancio di materia per acqua da evaporare}$$

$$G = \frac{E}{(U_u - U_\varepsilon)} = \frac{111}{(0,044 - 0,011)} = 3364 \text{ kg/h} \quad \text{portata oraria di aria secca}$$

$$G_\varepsilon = G + G \cdot U_\varepsilon = 3364 + 3364 \cdot 0,011 = 3401 \text{ kg/h} \quad \text{portata oraria di aria essiccante}$$

Calcolo calore di riscaldamento per ogni stadio

I valori letti delle temperature sul diagramma igrometrico sono riassunti nella tabella seguente:

Stadi di riscaldamento

- stadio 1: da 20°C a 53°C (tratto a-b)
- stadio 2: da 28°C a 60°C (tratto c-d)
- stadio 3: da 36°C a 67°C (tratto e-f)

Stadi di essiccamento

- stadio I: da 53°C a 28°C (tratto b-c)
- stadio II: da 60°C a 36°C (tratto d-e)
- stadio III: da 67°C a 40°C (tratto f-g)

Sul diagramma igrometrico si leggono anche i calori specifici relativi ai tre stadi di riscaldamento:

- stadio 1 (U_1): $C_{u1} = 0,240 \text{ kcal}/\text{kg}_{\text{as}} \cdot ^\circ\text{C}$
- stadio 2 (U_2): $C_{u2} = 0,246 \text{ kcal}/\text{kg}_{\text{as}} \cdot ^\circ\text{C}$
- stadio 3 (U_3): $C_{u3} = 0,252 \text{ kcal}/\text{kg}_{\text{as}} \cdot ^\circ\text{C}$

I bilanci termici relativi ad ogni stadio di riscaldamento permettono di calcolare i calori scambiati:

$$Q_1 = G \cdot C_{u1} \cdot (T'_1 - T_1) = 3364 \cdot 0,240 \cdot (53 - 20) = 26643 \text{ kcal/h} \quad \text{calore riscaldamento stadio 1}$$

$$Q_2 = G \cdot C_{u2} \cdot (T'_2 - T_2) = 3364 \cdot 0,246 \cdot (60 - 28) = 26481 \text{ kcal/h} \quad \text{calore riscaldamento stadio 2}$$

$$Q_3 = G \cdot C_{u3} \cdot (T'_3 - T_3) = 3364 \cdot 0,252 \cdot (67 - 36) = 26280 \text{ kcal/h} \quad \text{calore riscaldamento stadio 3}$$

Calcolo calore totale e temperatura massima per singolo stadio equivalente

$$Q_{\text{tot}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 26643 + 26481 + 26280 = 79404 \text{ kcal/h} \quad \text{calore totale di riscaldamento}$$

Facendo funzionare l'essiccatore come un singolo stadio equivalente si legge sul diagramma igrometrico una temperatura massima di riscaldamento pari a: $T_{\text{max}} = 125^\circ\text{C}$ con la quale sarebbe necessario il calore:

$$Q = G \cdot C_{u1} \cdot (T_{\text{max}} - T_1) = 3364 \cdot 0,240 \cdot (125 - 20) = 84773 \text{ kcal/h} \quad \text{calore totale}$$

Si deduce quindi che l'armadio a singolo stadio equivalente all'armadio a 3 stadi è meno conveniente:

- perché richiede un riscaldamento maggiore dell'aria essiccante, con il rischio di alterare le caratteristiche di solidi umidi termodegradabili
- perché è necessario un calore di riscaldamento totale maggiore rispetto alla soluzione a stadi multipli