



I vantaggi del raffrescamento evaporativo a due stadi

Il raffrescamento evaporativo può essere applicato anche in ambito terziario e residenziale, ottenendo dei consistenti risparmi energetici. Quando conviene di più?

*F. Di Paola, D. Lofrano, M. Surra**

L RAFFRESCAMENTO EVAPORATIVO viene da sempre utilizzato prevalentemente in ambito industriale, qualora sia richiesto un miglioramento delle condizioni ambientali interne, senza la necessità di un rigoroso controllo microclimatico, che potrebbe derivare da determinati processi produttivi.

La tecnologia è molto affidabile e presenta l'inevitabile vantaggio di abbattere i costi di gestione, non basandosi su un ciclo frigorifero a compressione di fluido refrigerante, ma sul raffrescamento dell'aria immessa in ambiente, a seguito della evaporazione dell'acqua, che viene distribuita su un pacco evaporante.

Nel presente articolo si illustrerà la moderna tecnologia del raffrescamento adiabatico, in grado di garantire efficienze molto maggiori che in passato e consentire applicazioni anche nei settori del residenziale e del terziario, mantenendo la caratteristica di applicazione a bassissimo impatto ambientale.

Infatti, il funzionamento della sola ventilazione e il modesto consumo di acqua rendono la tecnologia del tutto sostenibile e in grado di ridurre i forti consumi elettrici estivi, responsabili dei sempre

più frequenti black-out per la difficoltà da parte delle società distributrici di gestire gli elevati carichi elettrici di picco dovuti prevalentemente all'uso dei condizionatori.

Quando conviene

Una delle maggiori criticità che viene attribuita al raffrescamento evaporativo è quella di non essere in grado di controllare le condizioni termometriche ambientali in caso di valori di temperatura e umidità relativa esterne elevate.

La tecnologia si basa sulla possibilità di umidificare un flusso di aria, e quindi l'effetto raffrescante sarà tanto maggiore quanto più grande sarà la quantità di acqua che potrà essere assorbita. Essa deriva storicamente dalle antiche torri del vento mediorientali, adottate in climi molto caldi e secchi, in cui si sfruttava il gradiente termico dato dall'altezza dell'edificio per innescare un tiraggio e una fontana per abbassare la temperatura dell'aria.

La trasformazione termodinamica che subisce l'aria durante il raffrescamento evaporativo

è assimilabile a una trasformazione isoentropica ovvero a una trasformazione in cui non varia il contenuto di energia dell'aria. Una trasformazione ad entalpia costante avviene per definizione in assenza di uno scambio diretto di lavoro o di uno scambio diretto di calore con l'ambiente: per tale ragione il raffrescamento evaporativo viene anche definito *raffrescamento adiabatico*.

L'effetto è facilmente valutabile osservando la capacità teorica di raffrescamento di un flusso d'aria alla temperatura, ad esempio, di 32 °C per diverse condizioni di umidità relativa, riportato nel diagramma psicrometrico di Figura 1.

Si osserva come, a parità di temperatura dell'aria, maggiore è l'umidità relativa ambiente maggiore è la temperatura di saturazione adiabatica dell'aria (il limite teorico cui

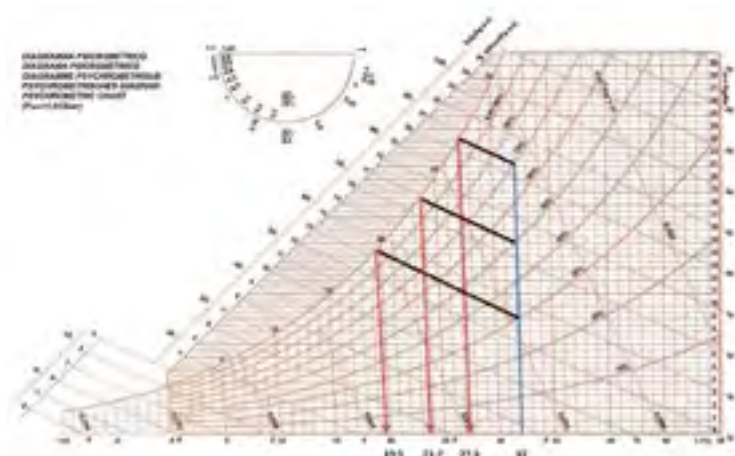


Figura 1 – Temperatura dell'aria saturata per diverse condizioni di umidità relativa alla temperatura di 32 °C

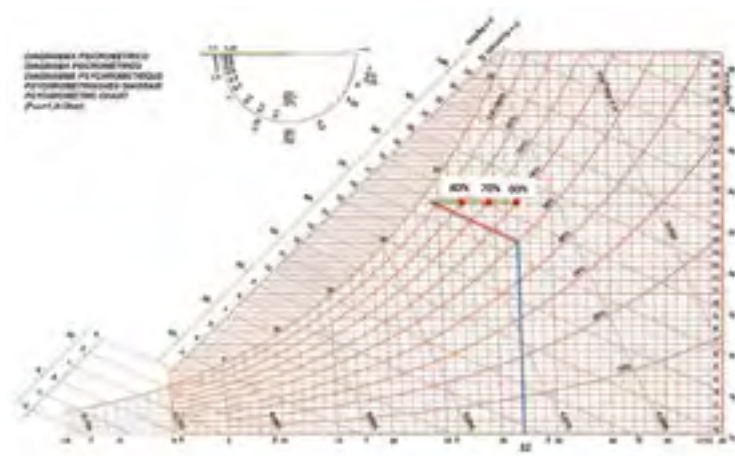


Figura 2 – Andamento della retta ambiente per carichi solamente sensibili

uscirebbe l'aria dal processo se questo fosse ideale) e minore è quindi l'effetto di raffreddamento adiabatico.

Sempre dal diagramma psicrometrico si evince che l'aria, a seguito del trattamento, si trova in condizioni prossime alla saturazione.

Sussiste quindi il rischio di portare acqua di condensa in ambiente ma, come si vedrà, questo inconveniente può essere evitato con una attenta progettazione del raffreddatore adiabatico.

Un'altra considerazione deriva dalla constatazione che l'aria viene introdotta in ambiente con una umidità relativa superiore al 90%. Tuttavia, l'aria immessa, che deve essere tutt'aria esterna per non incrementare il livello di umidità assoluta, si miscela con l'aria ambiente e si riscalda secondo l'inclinazione della retta di esercizio R_e (luogo delle coppie di valori di temperatura e umidità assoluta dell'aria di immissione che soddisfano la relazione di equilibrio termico di un ambiente), funzione del rapporto tra carichi sensibili e carichi totali.

In applicazioni di tipo industriale o nei centri commerciali generalmente la retta di esercizio assume valori prossimi all'unità (carichi solo sensibili, cfr. Figura 2), quindi l'aria immessa miscelandosi con l'aria ambiente determina una sensibile riduzione dell'umidità relativa fino a valori accettabili del 50-60%.

Maggiore attenzione occorre prestare nei confronti di una applicazione in cui il carico latente endogeno sia elevato, quale ad esempio un centro congressi, un'aula universitaria, una palestra o una discoteca, dove sono preferibili sistemi

di raffreddamento tradizionali a compressione di fluido refrigerante. In questi casi la retta di esercizio che evidenzia l'evoluzione della temperatura e dell'umidità nell'ambiente dovuta al miscelarsi dell'aria immessa con quella presente in ambiente, non assume andamento orizzontale ma si evolve con umidità assoluta crescente. Tale andamento fa sì che la riduzione di umidità relativa a seguito della miscelazione con l'aria ambiente non sia tale da riportarne il valore entro limiti di accettabilità (in generale minori del 60%).

Raffreddamento evaporativo diretto e indiretto: quale differenza?

Per maggior precisione è opportuno introdurre la definizione dei due differenti tipi di sistemi di raffreddamento evaporativo, che si basano su processi totalmente differenti tra loro, ma che come vedremo possono essere efficacemente integrati.

Il raffrescamento evaporativo diretto (DEC = Direct Evaporative Cooling), anche definito adiabatico, sfrutta il calore latente, ovvero il principio secondo il quale il cambiamento di fase di un fluido (nella fattispecie l'acqua da raffreddare che in parte evapora) sottrae energia sotto forma di calore al fluido rimanente. Nello specifico, il calore latente di evaporazione è l'energia massima corrispondente al passaggio di un fluido (l'acqua) dallo stato liquido a quello gassoso (vapore acqueo).

L'aria calda esterna viene utilizzata per far evaporare l'acqua che ne abbasserà la temperatura e ne farà aumentare l'umidità relativa fino a condizioni prossime alla saturazione. Se l'ambiente ha ridotti carichi latenti l'aria immessa si miscela con l'aria interna con una riduzione dell'umidità relativa.

La più bassa temperatura raggiungibile è la temperatura a bulbo umido dell'aria aspirata, ma in pratica è leggermente superiore a causa della non perfetta efficienza del pacco evaporativo. L'efficienza di saturazione o efficienza a bulbo umido è definita come il rapporto tra la caduta di temperatura effettivamente ottenuta e la caduta di temperatura massima possibile.

Le prestazioni della tecnologia di raffreddamento evaporativo diretto possono arrivare a

un'efficienza di saturazione superiore al 95% con una velocità dell'aria di 2,0 m/s.

La tecnologia convenzionale di raffreddamento evaporativo diretto non solo raffredda l'aria verso la sua temperatura di bulbo umido, ma produce anche acqua fredda, poiché il flusso d'acqua è in equilibrio termodinamico con la temperatura a bulbo umido del flusso d'aria che scorre attraverso la membrana evaporativa.

L'efficacia del processo è ovviamente anche legata all'umidità relativa dell'aria esterna che viene immessa nel raffrescatore evaporativo, costituito da un setto in cellulosa, in materiale plastico o in alluminio che viene costantemente irrorato di acqua.

Il processo avviene a ciclo continuo: la membrana viene mantenuta bagnata, per permettere un'evaporazione costante e l'immissione diretta nell'ambiente di aria raffreddata e umidificata.

Se l'umidità relativa è elevata, il processo, che avviene a entalpia costante, non è applicabile, non consentendo una significativa riduzione della temperatura dell'aria. Per questo motivo il raffrescamento adiabatico è adottato con successo nei climi caldi e secchi.

Il raffrescamento evaporativo diretto presenta il vantaggio di bassi costi di gestione e viene di solito utilizzato in ambito industriale. Tuttavia, poiché l'efficienza del sistema è strettamente legata al calore latente di evaporazione, quando l'umidità dell'aria esterna è elevata o sono presenti significativi carichi latenti interni, il sistema va in crisi.

Il raffrescamento evaporativo indiretto (IEC = Indirect Evaporative Cooling) sfrutta il calore sensibile, ovvero il principio secondo il quale due corpi a differente temperatura, messi a contatto (l'aria e le alette della batteria), si scambiano calore producendo una diminuzione della differenza iniziale di temperatura tra di essi (Figura 3).

L'entità finale della differenza di temperatura dipende dall'efficienza dello scambio (cioè da quanta superficie di batteria alettata viene in contatto con l'aria), nonché dalla massa e dalla temperatura di quest'ultima.

Il processo, che utilizza uno scambiatore di calore, può avvenire secondo due diverse modalità.

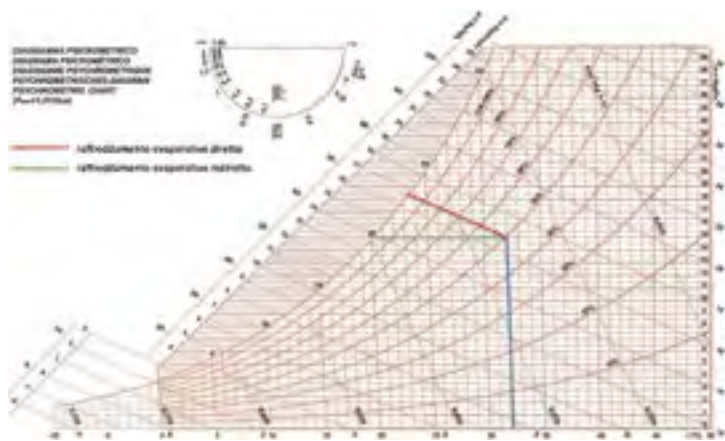


Figura 3 – Raffreddamento evaporativo diretto e indiretto

La prima si basa sempre sul raffreddamento adiabatico di una portata di aria calda che favorisce l'evaporazione dell'acqua immessa nel flusso dell'aria. Tuttavia, l'aria in questo caso non viene direttamente immessa nell'ambiente ma attraverso un recuperatore di calore in cui avviene lo scambio termico tra l'aria di immissione e quella, raffreddata adiabaticamente, in espulsione.

Generalmente il processo descritto si applica alle UTA sull'aria di estrazione. Esso risente tuttavia dell'efficienza del recuperatore, del tipo statico a piastre, che può raggiungere un valore del 74% secondo la vigente direttiva ErP.

La seconda modalità è più efficiente e prevede uno scambio termico tra l'acqua di raffreddamento (di solito acqua di acquedotto o di pozzo) e l'aria in ingresso al raffrescatore, che viene poi immessa direttamente in ambiente.

Con il trattamento evaporativo indiretto si ha un raffreddamento solamente sensibile (non cambia il contenuto igrometrico) dell'aria in ingresso come rappresentato sul diagramma psicrometrico di Figura 3.

Raffreddamento evaporativo a doppio stadio

Le trasformazioni fino ad ora considerate sono quella di tipo diretto, in cui una portata di acqua viene immessa nel flusso dell'aria esterna e fatta evaporare, e quella di tipo indiretto, in cui l'acqua viene immessa in un flusso d'aria poi espulso previo raffreddamento sensibile della portata dell'aria esterna in ingresso tramite un recuperatore di calore aria-aria.

Il raffreddamento evaporativo più efficiente è quello detto a doppio stadio. Esso è costituito da uno stadio indiretto seguito da uno diretto. Vediamo come esso è realizzato in un dispositivo per applicazioni di tipo industriale (Figura 4).

Lo stadio evaporativo diretto

Analizziamo dapprima lo stadio diretto: esso è costituito da un pacco evaporativo, formato da membrane in alluminio rivestite da idonee vernici, caratterizzato da una geometria tale da massimizzare il rapporto tra la superficie di contatto

aria-acqua e il flusso di aria passante. L'aria calda esterna (il funzionamento è a tutt'aria esterna), diretta orizzontalmente, incrocia un flusso d'acqua diretto verticalmente, dall'alto verso il basso. Il contatto diretto tra aria e acqua determina le seguenti reazioni:

- 1) l'aria, caratterizzata da una temperatura maggiore (2), cede parte del proprio *calore sensibile* all'acqua: tale cessione di energia determina una diminuzione della temperatura dell'aria (3);
- 2) l'acqua immagazzina l'energia proveniente dall'aria sotto forma di *calore latente*: esso viene utilizzato per scindere i legami che uniscono al resto del liquido le molecole d'acqua più prossime alla superficie, determinandone l'evaporazione; il processo evaporativo avviene a temperatura costante;
- 3) il vapore, alla stessa temperatura dell'acqua, si miscela all'aria raffreddata;
- 4) l'acqua non evaporata è soggetta a una diminuzione di entalpia specifica dovuta al fatto che le molecole evaporate sono quelle caratterizzate da un contenuto energetico iniziale superiore alla media: per questa ragione, anche l'acqua rimasta allo stato liquido, come l'aria, subisce una diminuzione di temperatura.

Poiché tutta l'acqua evaporata durante il processo si miscela all'aria, il bilancio energetico complessivo è nullo: per questa ragione, questo stadio è anche definito adiabatico, ovvero a scambio di calore netto pari a zero.

L'acqua refrigerata dalla membrana evaporativa (5) viene inviata allo scambiatore di calore per preraffreddare l'aria esterna prima che entri nel pacco evaporante, che viene quindi alimentato con l'acqua riscaldata di ritorno dallo scambiatore di calore (6). Da lì, avranno luogo due processi paralleli. L'aria che passa attraverso la membrana evaporativa verrà umidificata e raffreddata fino alla sua temperatura di bulbo umido (3), ma l'acqua rilascerà simultaneamente il suo calore mentre cerca di raggiungere l'equilibrio termodinamico con la superficie bagnata della membrana. Di conseguenza, tutta l'aria in uscita dal pacco evaporante avrà un'umidità relativa prossima alla saturazione, ma a temperature diverse.

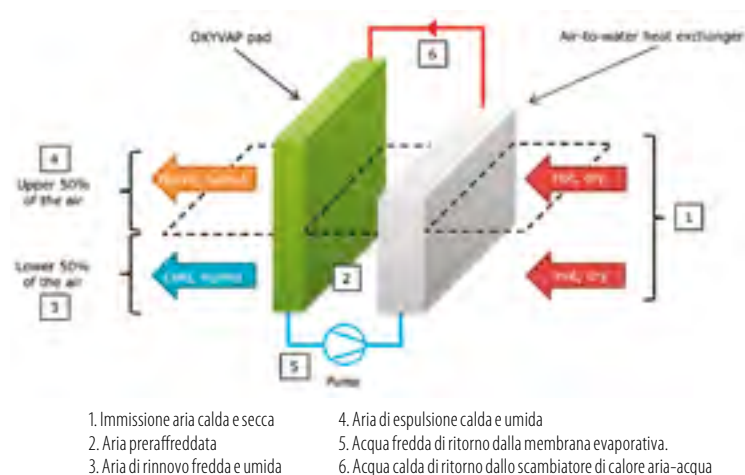


Figura 4 – Raffreddamento evaporativo a doppio stadio (Oxycom, 2015)

Poiché il sistema non scambia energia con l'ambiente circostante, il processo di raffreddamento nel suo insieme sarà comunque adiabatico, proprio come in un raffrescatore evaporativo diretto convenzionale, ma la combinazione del processo di preraffreddamento e del riciclo dell'acqua tra i componenti porterà a un gradiente di temperatura verticale nell'aria in uscita dal pacco evaporante.

La metà superiore dell'aria di mandata (4) avrà un'entalpia media maggiore dell'aria aspirata, mentre la metà inferiore (3) avrà un'entalpia media inferiore. Quando la metà superiore dell'aria viene espulsa, la metà inferiore può essere utilizzata come aria di alimentazione, raggiungendo una temperatura media inferiore alla temperatura iniziale del bulbo umido, mentre viene aggiunta meno umidità rispetto al convenzionale raffreddamento adiabatico diretto.

L'efficienza del pacco evaporativo è molto elevata e l'aria in ingresso può essere umidificata fino a una umidità relativa del 96%. Siccome l'abbattimento di temperatura dell'aria è proporzionale all'aumento della sua umidità, ne discende che l'aria inizialmente più secca si raffredda maggiormente rispetto all'aria inizialmente più umida, e che più alta è la capacità di saturazione del pacco evaporativo, migliore è il risultato in termini di raffreddamento dell'aria. Questi principi si colgono facilmente leggendo il diagramma psicrometrico. In Figura 6 si confrontano due casi: il primo (linea azzurra) con aria in ingresso calda e secca (Punto 1: $T = 30^\circ\text{C}$, U.R.=30%), il secondo (linea verde) con aria in ingresso meno calda ma più umida (Punto 3: $T = 28^\circ\text{C}$,

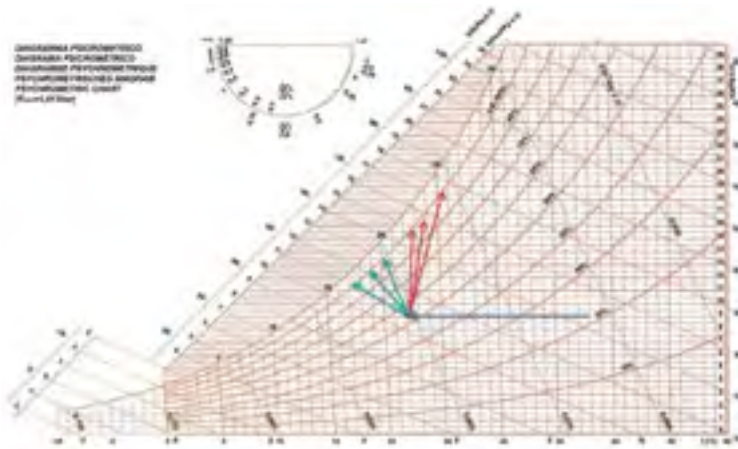


Figura 5 – Processo di raffreddamento evaporativo a due stadi

- La freccia blu scuro rappresenta il processo di preraffreddamento (1-2).
- Le frecce azzurre rappresentano l'aria che passa attraverso la metà inferiore del pacco evaporativo (2-3).
- Le frecce rosse rappresentano l'aria che passa attraverso la metà superiore del pacco evaporativo (2-4).

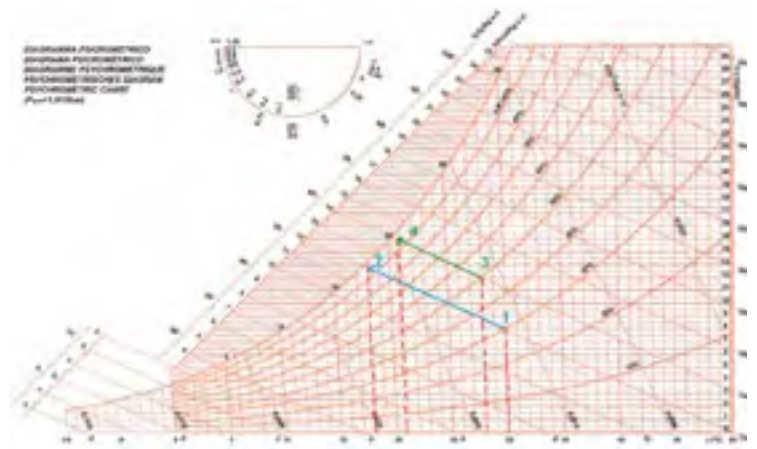


Figura 6 – Diagramma psicrometrico: esempi di trattamento dell'aria con stadio diretto

U.R.=50%). Nel primo caso l'aria, umidificata lungo la curva isoentalpica fino a U.R.=96%, raggiunge una temperatura di uscita di circa 18 °C (punto 2); nel secondo caso l'aria, umidificata lungo la curva isoentalpica fino a U.R.=96%, raggiunge una temperatura di uscita di circa 21 °C.

Nel primo caso, la differenza di temperatura è di ben 12 °C, nel secondo caso di circa 7 °C.

Lo stadio evaporativo indiretto

Lo stadio evaporativo indiretto, invece, utilizza l'acqua in uscita dallo stadio diretto, che, come abbiamo visto, ha subito una diminuzione di temperatura, per pre-raffreddare l'aria calda proveniente dall'esterno (Figura 4 (1)). Il processo avviene in uno scambiatore di calore, in cui l'acqua scorre all'interno di tubi, mentre l'aria proveniente dall'esterno passa tra le alettature del mantello: tra i due fluidi non vi è contatto diretto, per cui l'aria subisce un raffreddamento

a umidità assoluta costante; mentre l'acqua subisce un riscaldamento senza evaporazione. Una pompa muove l'acqua all'interno di un circuito: dal basso verso l'alto nello scambiatore di calore, dove si riscalda, e dall'alto verso il basso nel pacco evaporativo, dove si raffredda nuovamente. Lo stadio evaporativo indiretto costituisce un vantaggio notevole in termini di aumento dell'efficienza del sistema. Il processo, che in realtà avviene a monte dello stadio diretto, consente infatti di inviare al pacco evaporativo aria a una temperatura inferiore rispetto a quella esterna. L'efficienza dello stadio indiretto segue le stesse leggi dello stadio diretto: maggiore è la quantità di acqua evaporata nello stadio diretto, infatti, maggiore è il raffreddamento subito dall'acqua e migliore sarà, pertanto, la sua capacità di pre-raffreddamento dell'aria nello scambiatore di calore. Confrontando sul diagramma psicrometrico i due casi precedenti con gli equivalenti sottoposti a doppio stadio, è possibile vedere come le temperature dell'aria in uscita siano inferiori (Figura 7). Nel primo caso, lo stadio indiretto, a umidità assoluta costante, unisce i punti 1 e 2; lo stadio diretto, ad entalpia costante, i punti 2 e 3: il calo di temperatura dell'aria nello scambiatore è pari a circa 7 °C, e la temperatura

di uscita è pari a 15,8 °C (minore dei 18 °C del solo stadio diretto). Nel secondo caso, lo stadio indiretto, a umidità assoluta costante, unisce i punti 4 e 5; lo stadio diretto, ad entalpia costante, i punti 5 e 6: il calo di temperatura dell'aria nello scambiatore è di circa 5 °C e la temperatura di uscita è di 19 °C (minore dei 21 °C del solo stadio diretto).

Durante i processi di raffreddamento, l'aria viene prelevata dall'esterno e immessa nei locali da raffrescare per mezzo di un ventilatore azionato da un motore a commutazione elettronica (EC), che consente di modulare in continuo il numero di giri al fine di garantire la possibilità di regolazione della portata e quindi dell'effetto refrigerante. Un secondo ventilatore EC, detto "di lavoro", è utilizzato per convogliare al dispositivo un flusso d'aria supplementare rispetto a quello immesso nei locali da raffrescare, al solo scopo di aumentare la capacità refrigerante diretta: l'aria "di lavoro" in uscita dal dispositivo viene espulsa.

Il sistema deve essere dotato di un sistema di disinfezione dell'aria che può essere costituito da un sanificatore attivo per ossidazione fotocatalitica costituito da una lampada UV e un catalizzatore all'ossido di titanio.

Il passaggio dell'aria umida nel catalizzatore produce ioni ossidanti (OH⁻) e perossido di idrogeno (H₂O₂) detto comunemente acqua ossigenata consentendo l'abbattimento totale della carica di virus, batteri e germi in ambiente.

Analogamente deve essere adottato un sistema di sanificazione dell'acqua in circolo: la nebulizzazione dell'acqua deve avvenire in assenza di cariche batteriche.

Quando conviene: considerazioni sul clima

Abbiamo visto che il raffrescamento evaporativo è meno efficace nei climi con estati calde e umide quali possono essere quelle di molte località continentali. Proviamo allora a considerare due città italiane come Milano e Firenze, che hanno condizioni estive non ottimali per il raffrescamento adiabatico.

Se prendiamo come riferimento i dati climatici

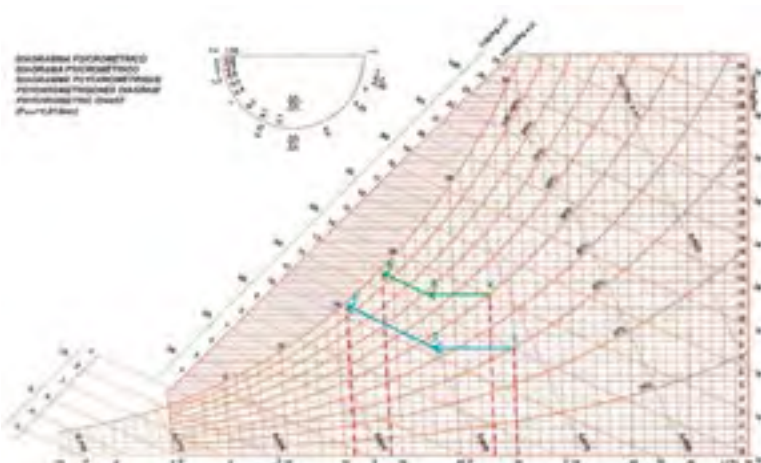


Figura 7 – Diagramma psicrometrico: esempi di trattamento dell'aria con stadio indiretto+diretto

relativi agli ultimi cinque anni, e assumiamo il periodo che va da giugno a settembre (122 giorni pari a 2928 ore), si vede che i periodi in cui l'umidità relativa supera il 60% sono di 1461 ore (49,9%) a Milano e 1346 ore (46%) a Firenze.

Tuttavia, poiché la tensione di vapore saturo aumenta con la temperatura, quando l'aria è più calda (ore centrali e pomeridiane) essa può contenere una quantità di vapore più elevata in termini

assoluti, per cui l'umidità relativa generalmente diminuisce.

Pertanto, se analizziamo i periodi in cui contemporaneamente l'umidità ha superato il 60% e la temperatura i 30 °C, essi si riducono ad appena 3 ore per Milano e addirittura 0 per Firenze.

Si può quindi concludere che per situazioni in cui il controllo della temperatura e dell'umidità relativa ambiente non sia funzionale ad esigenze di

cicli produttivi o della specifica attività (es. camere bianche, laboratori, musei, ecc.) che richiedano valori di temperatura ambiente molto bassi o il rigoroso mantenimento dell'umidità relativa entro range predefiniti, la tecnologia del raffrescamento evaporativo è in genere accettabile per gran parte del periodo estivo.

BOX 1

CALCOLO DELL'ENTALPIA DELL'ARIA UMIDA

L'aria umida è costituita da una miscela di aria secca e di vapore acqueo, caratterizzati dai seguenti valori del calore specifico a pressione costante:

$$c_{p,a} \text{ (aria secca)} = 1,005 \text{ [kJ/(kg K)]} \approx 1 \text{ [kJ/(kg K)]}$$

$$c_{p,v} \text{ (vapore acqueo)} = 1,926 \text{ [kJ/(kg K)]} \approx 1,93 \text{ [kJ/(kg K)]}$$

$$r = \text{calore latente di vaporizzazione dell'acqua} = 2500 \text{ [kJ/kg]}$$

Sappiamo dalla termodinamica che la variazione di entalpia di un sistema è uguale al calore scambiato se la trasformazione avviene a pressione costante.

L'entalpia dell'aria secca a temperatura di t °C (h_a), assunto uguale a zero il suo valore a 0 °C, è data dalla quantità di calore necessario per portare la temperatura di 1 kg di aria secca da 0 a t °C, mentre l'entalpia del vapore d'acqua surriscaldato (h_v) è data dal calore latente di vaporizzazione dell'acqua più il contributo dovuto al surriscaldamento:

$$h_a = c_{p,a} \cdot t = t \quad \text{[kJ/kg]} \quad (1)$$

$$h_v = r + c_{p,v} \cdot t = 2500 + 1,923 t \quad \text{[kJ/kg]} \quad (2)$$

Nei calcoli relativi all'aria umida è preferibile riferire l'entalpia alla miscela composta da 1 kg di aria secca e da x kg di vapore acqueo in essa contenuto. Infatti, nei processi che riguardano l'aria umida la portata dell'aria secca rimane costante mentre varia il suo contenuto di vapore.

L'entalpia della miscela, quindi, può essere espressa come:

$$h = (c_{p,a} + c_{p,v} \cdot x) t + r x \quad \text{[kJ/kg]} \quad (3)$$

$$h = (1 + 1,93x) t + 2500x \quad \text{[kJ/kg]} \quad (4)$$

L'espressione ($c_{p,a} + c_{p,v} \cdot x$), il cui valore è pochissimo superiore a $c_{p,a}$ è detto calore specifico, a pressione costante, dell'aria umida.

CALCOLO DEL TITOLO IN FUNZIONE DEL GRADO IGROMETRICO

Valutiamo il titolo della miscela aria e vapore acqueo. Esso viene indicato con x e rappresenta il rapporto tra la massa di vapore e la massa di aria secca e si esprime in [kg/kg_a].

Quindi il titolo della miscela è:

$$x = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\text{massa di vapore}}{\text{massa di aria secca}} \quad (5)$$

Possiamo considerare sia l'aria che il vapore acqueo gas perfetti. Applicando l'equazione di stato per entrambi abbiamo:

$$\text{Aria secca} \quad P_a \cdot V = m_a \cdot R_a \cdot T$$

$$\text{Vapore acqueo} \quad P_v \cdot V = m_v \cdot R_v \cdot T$$

dove:

$$P_a = \text{pressione aria secca [Pa]}$$

$$P_v = \text{pressione del vapore [Pa]}$$

$$m = \text{massa del gas [kg]}$$

$$M = \text{massa molecolare del gas [kg/kmol]}$$

$$R_a = \text{costante specifica aria secca} = 8314/M_a = 8314/29 = 286,69 \text{ [J/(kg K)]}$$

$$R_v = \text{costante specifica vapore} = 8314/M_v = 8314/18 = 461,89 \text{ [J/(kg K)]}$$

Sostituendo i valori riportati nella (5) si ottiene:

$$x = \frac{P_v}{P_a} \cdot 0,622$$

La pressione parziale del vapore si può definire in ragione dell'umidità relativa φ e della pressione di saturazione alla temperatura dell'aria t :

$$P_v = \varphi \cdot P_{sat}(t)$$

Per la legge di Dalton

$$P_a = P_{tot} - P_v = P_{tot} - \varphi \cdot P_{sat}(t)$$

Quindi il titolo in funzione dell'umidità relativa è dato da:

$$x = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot P_{sat}(t)}{P_{tot} - \varphi \cdot P_{sat}(t)} \quad (6)$$

Questa formula consente, note l'umidità relativa φ e la pressione di saturazione P_{sat} a una determinata temperatura t , di calcolare il titolo della miscela.

SATURAZIONE ADIABATICA

In un sistema di saturazione senza scambi di calore con l'esterno (adiabatico), l'aria entra con una umidità specifica x_i ed esce arricchita di vapore acqueo fino a saturazione con umidità specifica x_u .

L'acqua di saturazione si trova alla temperatura dell'aria di uscita e ha entalpia h_a . L'acqua spruzzata dagli ugelli, evaporando, sottrae calore all'aria la cui temperatura si abbassa. Diminuisce il calore sensibile e aumenta il calore latente.

A motivo dell'adiabaticità del sistema la differenza di entalpia dell'aria tra la sezione di ingresso e quella di uscita è data da:

$$\Delta h = (x_u - x_i) \cdot h_a \quad \text{[kJ/kg]} \quad (7)$$

La temperatura che raggiunge l'acqua nella sezione di uscita si definisce temperatura di saturazione adiabatica o anche temperatura a bulbo umido.

Il valore di Δh è molto piccolo e quindi si può in prima approssimazione ritenere che il processo di saturazione adiabatica coincida con un processo isoentalpico.

ESEMPIO

CALCOLO DELL'ENERGIA TERMICA SOTTRATTA ALL'ARIA DALL'EVAPORAZIONE DELL'ACQUA NEL CICLO DIRETTO (DEC)

Immaginiamo di avere aria in ingresso al saturatore a 32 °C (temperatura a bulbo secco) e con umidità relativa del 50%. Il valore della temperatura a bulbo umido sarà di 23,7 °C. I corrispondenti valori del titolo sono funzione di umidità relativa e temperatura e sono calcolabili dalla (6) o ricavabili dal diagramma psicrometrico e valgono:

$$x_i = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot P_{sat}(t)}{P_{tot} - \varphi \cdot P_{sat}(t)} = 0,622 \cdot \frac{0,50 \cdot 4754}{101325 - 0,50 \cdot 4754} = 0,0149 \quad \text{[kg/kg}_a\text{]}$$

$$x_u = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot P_{sat}(t)}{P_{tot} - \varphi \cdot P_{sat}(t)} = 0,622 \cdot \frac{1 \cdot 2949}{101325 - 1 \cdot 2949} = 0,0186 \quad \text{[kg/kg}_a\text{]}$$

La variazione di entalpia nella saturazione adiabatica è data da:

$$\Delta h = (x_u - x_i) \cdot h_a = (0,0186 - 0,0149) \cdot 1 \cdot 23,7 = 0,088 \quad \text{[kJ/kg]}$$

Tale valore rappresenta l'incremento di entalpia che subisce l'aria nel saturatore adiabatico rispetto al valore iniziale, dato dalla (4):

$$h_i = (1 + 1,93 \cdot 0,0149) \cdot 32 + 2500 \cdot 0,0149 = 70,2 \quad \text{[kJ/kg]}$$

Tale differenza può essere trascurata e con accettabile approssimazione si può considerare il processo di saturazione adiabatica coincidente con un processo ad entalpia costante ($\Delta h = 0$).

Il processo di saturazione adiabatica consente quindi nel caso in esempio un raffreddamento sensibile di 8,3 °C sull'aria di immissione (Figura 8) che aumenta il proprio contenuto di vapore acqueo di 3,7 g/kg.

CALCOLO DELL'ENERGIA TERMICA SOTTRATTA ALL'ARIA NEL CICLO INDIRETTO (IEC)

Se volessimo realizzare un analogo raffreddamento con un sistema evaporativo indiretto (basato solamente su uno scambio di calore sensibile), come rappresentato in Figura 8 dovremmo considerare lo scambio termico che avviene nella batteria. Per semplicità possiamo ipotizzarlo come (Vio,2008) costituito da due successivi scambi: il primo tra il fluido termovettore (acqua) e superficie della batteria e il secondo tra la superficie della batteria e il fluido da trattare (aria di immissione). Uguagliando il bilancio termico si può scrivere:

$$P = P_{f-b} = P_{b-aria}$$

dove:

$$P_{f-b} = c_w \cdot Q_w \cdot (t_{wu} - t_{wi})$$

essendo:

c_w = calore specifico acqua [kJ/(kg K)]

Q_w = portata d'acqua alla batteria [kg/s]

t_{wu} = temperatura acqua in uscita dalla batteria [°C]

t_{wi} = temperatura acqua in ingresso alla batteria [°C]

Con lo scambio termico prodotto dall'attraversamento dell'acqua la superficie della batteria raggiunge un valore medio tra l'ingresso e l'uscita definito *temperatura media superficiale* t_{ms} .

Se consideriamo acqua proveniente da un pacco evaporativo ben progettato, questa avrà una temperatura pari alla temperatura di bulbo umido dell'aria esterna, che — facendo riferimento all'esempio del Box 1 — è pari a 23,7 °C; impostando un salto termico tra ingresso e uscita dell'acqua di 4 °C otteniamo:

$$t_{ms} = t_{wi} + \frac{(t_{wu} - t_{wi})}{2} = 25,7 \text{ °C}$$

Ipotizziamo di avere un fattore di by-pass della batteria (tipicamente una batteria a 3 ranghi con velocità di attraversamento di 2 m/s) pari a $BF = 0,25$.

Tornando al diagramma psicrometrico abbiamo:

- condizioni aria in ingresso 32 °C – UR 50%
- temperatura acqua ingresso batteria = 23,7 °C
- temperatura acqua uscita batteria = 27,7 °C

- temperatura media superficiale = 25,7 °C
- differenza di umidità assoluta tra inizio e fine trattamento < 6 g/kg (t_{ms} = temperatura di rugiada batteria)

La temperatura reale di uscita dell'aria è data da:

$$t_u = t_{rb} + BF \cdot (t_i - t_{rb}) = 25,7 + 0,25 (32 - 25,7) = 27,2 \text{ °C}$$

Vediamo che il raffrescamento evaporativo indiretto consente il raggiungimento di una temperatura superficiale prossima a saturazione anche senza la fase adiabatica (secondo stadio di trattamento).

In questo caso il trattamento, di tipo solamente sensibile, riesce a garantire una differenza di entalpia di:

$$\Delta h_{indiretto} = (X_i - X_u) = (70,2 - 65,3) = 4,9 \text{ [kJ/kg]}$$

e un abbassamento della temperatura dell'aria di 4,8 °C.

Il trattamento è quindi più efficace rispetto a quello diretto, inoltre non modifica le caratteristiche igrometriche dell'aria di immissione.

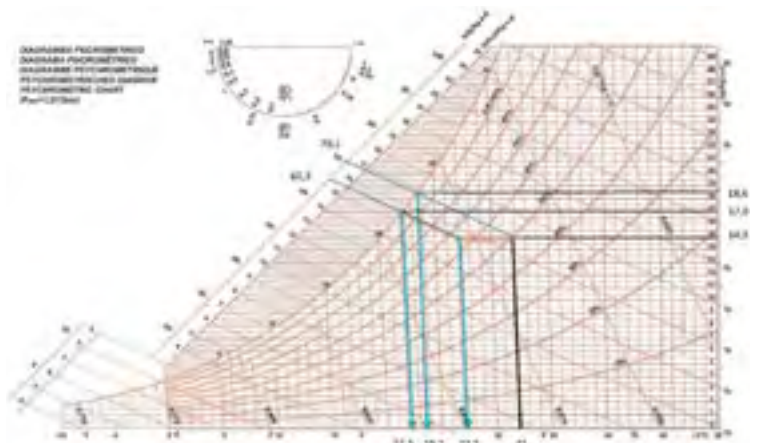


Figura 8 – Confronto tra raffreddamento evaporativo indiretto (solo sensibile) IEC e raffreddamento evaporativo a doppio stadio (IEC+DEC)

CALCOLO DELL'ENERGIA TERMICA SOTTRATTA ALL'ARIA NEL CICLO A DOPPIO STADIO (IEC+DEC)

Ritornando all'esempio del BOX 1 confrontiamo il raffreddamento evaporativo diretto e quello a doppio stadio (Figura 8).

Nel caso di raffreddamento evaporativo diretto, con aria a 32 °C e UR 50% avevamo un raffreddamento sensibile di 8,3 °C (fino a 23,7 °C). L'aumento del contenuto di vapore acqueo era di 3,7 g/kg.

Nel caso di raffreddamento a doppio stadio, possiamo arrivare a 22,3 °C (differenza di temperatura di 9,7 °C) con una variazione di contenuto igrometrico inferiore.

Infatti il contenuto igrometrico dell'aria a saturazione vale:

$$x_u = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot P_{sat}(t)}{P_{tot} - \varphi \cdot P_{sat}(t)} = 0,622 \cdot \frac{1 \cdot 2705}{101325 - 1 \cdot 2705} = 0,0170 \text{ [kg}_v\text{/kg}_a\text{]}$$

Pertanto l'aumento di contenuto igrometrico dell'aria Δx si riduce a:

$$\Delta x = (x_u - x_i) = (0,0170 - 0,0149) = 0,021 \text{ [kg}_v\text{/kg}_a\text{]} = 2,1 \text{ [g}_v\text{/kg}_a\text{]}$$

a fronte del valore di 3,7 g/kg ottenuto con il raffreddamento evaporativo diretto. Quindi il trattamento è molto più efficace perché con un minor incremento del contenuto igrometrico assoluto dell'aria si ottiene un raffreddamento più significativo.

Conclusioni

Il raffrescamento evaporativo, realizzato con un sistema a doppio stadio, indiretto attraverso uno scambiatore e diretto che utilizzi un pacco evaporativo ad elevata efficienza, costituisce una tecnologia ottimale per grandi ambienti, sia di

tipo civile che industriale, consentendo risparmi energetici superiori all'80% rispetto ai corrispondenti sistemi a compressione di fluido refrigerante.

Inoltre, esso presenta i seguenti vantaggi:

- retroazione positiva: più è calda l'aria esterna e più il sistema risulta efficiente;
- immissione di tutta aria esterna, con rinnovo totale dell'aria ambiente;

- elevata sostenibilità ambientale per la drastica riduzione delle emissioni di CO₂ in atmosfera;
- totale assenza di fluidi refrigeranti dannosi per l'ambiente.

Essa può quindi affiancarsi, anche per utenze di tipo civile o terziario e, qualora non siano richiesti rigidi vincoli alle condizioni termoigrometriche interne, sostituirsi ai tradizionali sistemi a compressione di fluido. ■

BIBLIOGRAFIA

- Vio M., 2008. Impianti di climatizzazione. Manuale di calcolo. Editoriale Delfino, Milano, 34-37
- Cavallini A., Mattarolo L., 1988. Termodinamica applicata. Cleup Editore, Padova, 238-251
- Oxycom, 2015. Oxyvap Evaporative Cooling Applications. Oxycom Fresh Air BV, Raalte, Netherlands

- * Francesco Di Paola, Cleverclima S.r.l.
- Diego Lofrano, Cleverclima S.r.l.
- Socio AiCARR;
- Marco Surra, libero professionista
- Socio AiCARR