

EFFICIENZA ENERGETICA IN AGRICOLTURA

Il raffrescamento dei sistemi serra

C. CAMPIOTTI

ENEA - Unità Tecnica Efficienza Energetica
Centro Ricerche Casaccia, Roma

C.A. LATINI, M. SCOCCIANI, C. VIOLA

ENEA - Unità Tecnica Efficienza Energetica
Efficienza Energetica Attività produttive
Centro Ricerche Casaccia, Roma

C. BIBBIANI

Università degli Studi di Pisa

L. CONSORTI

Università degli Studi di Roma, C.I.R.P.S.



AGENZIA NAZIONALE PER LE NUOVE TECNOLOGIE,
L'ENERGIA E LO SVILUPPO ECONOMICO SOSTENIBILE

EFFICIENZA ENERGETICA IN AGRICOLTURA

Il raffrescamento dei sistemi serra

C. CAMPIOTTI

ENEA - Unità Tecnica Efficienza Energetica
Centro Ricerche Casaccia, Roma

C.A. LATINI, M. SCOCCIANI, C. VIOLA

ENEA - Unità Tecnica Efficienza Energetica
Efficienza Energetica Attività produttive
Centro Ricerche Casaccia, Roma

C. BIBBIANI

Università degli Studi di Pisa

L. CONSORTI

Università degli Studi di Roma, C.I.R.P.S.

I Rapporti tecnici sono scaricabili in formato pdf dal sito web ENEA alla pagina
<http://www.enea.it/it/produzione-scientifica/rapporti-tecnici>

I contenuti tecnico-scientifici dei rapporti tecnici dell'ENEA rispecchiano l'opinione degli autori e non necessariamente quella dell'Agenzia.

The technical and scientific contents of these reports express the opinion of the authors but not necessarily the opinion of ENEA.

EFFICIENZA ENERGETICA IN AGRICOLTURA

Il raffrescamento dei sistemi serra

C. CAMPIOTTI, C. BIBBIANI, L. CONSORTI, C.A. LATINI, M. SCOCCIANI, C. VIOLA

Riassunto

Le regioni meridionali della penisola Italiana, dove risulta localizzato non meno del 50% dei sistemi serra, presentano condizioni climatiche spesso caratterizzate da temperature che superano i 35°C con gravi problemi per le coltivazioni in serra in termini di produzione, qualità dei prodotti e disagi per gli operatori delle serre. Questo rapporto tecnico prende illustra brevemente le relazioni che intercorrono tra la fisiologia delle piante, i valori termo-udometrici e le tipologie di condizionamento dell'aria interna della serra. Sono brevemente riportate stime inerenti consumi di energia elettrica dei sistemi a compressione (ciclo frigorifero). Il rapporto tecnico include un allegato sulla termodinamica dei sistemi di condizionamento.

Parole chiave: microclima delle serre, umidità relativa, condizionamento dell'aria, efficienza energetica.

Summary

Temperatures can easily exceed 35°C in most part of the southern greenhouse areas in Italy where are localized most part of the greenhouse structures. Such high temperatures reduce production, cropquality and worker productivity. The plant crop physiology aspects are analyzed in terms of energy consumption, equipment and technical operation for maintaining an optimal microclimate inside greenhouses. In addition, a short overview of the most common methodsused for greenhouse conditioning of internal air as the natural ventilation, the adiabatic systems and the conditioning vapor pressure is also reported. Furthermore, an annex with the thermodynamics of the cooling technologies complete this technical report.

Keywords: *greenhouse climate, adiabatic cooling, vapor pressure deficit, air conditioner, energy efficiency.*

INDICE

Introduzione.....	7
La climatizzazione dei sistemi serra.....	8
Calore sensibile, calore latente e traspirazione	10
Tecniche di raffrescamento dei sistemi serra.....	15
Raffreddamento evaporativo (adiabatico)	20
Efficienza dei sistemi adiabatici.....	24
Condizionamento dell'aria con sistemi a compressione (pompa di calore a ciclo frigorifero).....	26
Discussione e conclusioni.....	31
Allegato 1: cenni di psicrometria.....	32
Bibliografia.....	50

Introduzione

L'Unione Europea stima la richiesta di energia elettrica per il condizionamento climatico dell'aria per il 100% degli edifici utilizzati per scopi civili e commerciali (case, negozi, uffici) in 60 Mtep al 2020 (Fig. 1). Tali consumi sono riferiti principalmente al mantenimento di un microclima confortevole all'interno degli edifici utilizzati per servizi e localizzati sia in aree rurali che aree urbane e non per impieghi industriali quali quelli che si riferiscono alla conservazione e/o alla refrigerazione dei cibi per le esigenze umane (RHC, 2011). Per quanto riguarda, invece, in modo specifico il settore agricoltura, non sono ancora disponibili dati rispetto ai consumi elettrici per il condizionamento dell'aria dei sistemi serra utilizzati per le coltivazioni di piante ortoflorofrutticole che, pertanto, si considerano inclusi nelle valutazioni riportate nella figura 1. In particolare, per quanto riguarda questa tipologia di azienda agricola, i consumi maggiori finora oggetto di studio da parte della comunità scientifica sono stati soprattutto nei confronti della climatizzazione termica delle serre, mentre soltanto di recente si è cominciato a dare importanza all'uso della climatizzazione umidometrica e, più in particolare, al raffrescamento e al controllo dell'umidità relativa per il benessere fisiologico delle piante coltivate e la qualità dei prodotti vegetali. A fronte di una superficie mondiale stimata in 700.000 ettari di serre permanenti circa 150.000 ettari risultano localizzati nei Paesi del bacino mediterraneo con l'Italia, secondo il 6° censimento Istat, interessata da una superficie coperta a serre superiore a 42.000 ha, di cui 5.000 ha per colture orticole e oltre 37.000 ha per coltivazioni floricole (Fig. 2).

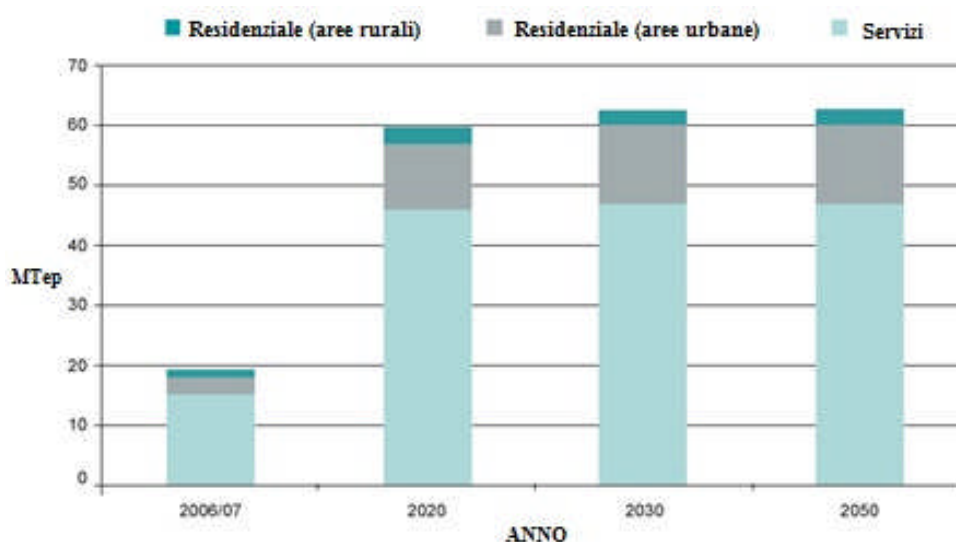


Figura 1 – Stima dei consumi di energia elettrica per il condizionamento in Europa.

Attualmente nonostante i notevoli volumi economici e la forte valenza socio-occupazionale, la serricoltura nazionale nel suo complesso non ha ancora elaborato un processo di ammodernamento completo sotto il profilo tecnologico, energetico, culturale ed ambientale, che invece risulta ormai indispensabile per mantenere la competitività sui mercati nazionali, europei e extra-europei ormai fortemente condizionati dalla Grande Distribuzione (GD) e dai cambiamenti degli stili di vita e dei gusti dei consumatori. Pertanto, il comparto dell'agricoltura protetta non può più sottrarsi all'impiego di sistemi di climatizzazione termo-umidometrica, tenuto conto che ormai le richieste della GDO possono essere soddisfatte soltanto con strutture serricole opportunamente climatizzate per rispondere efficacemente alle variazioni climatiche durante l'anno.

Superficie serricola per regione

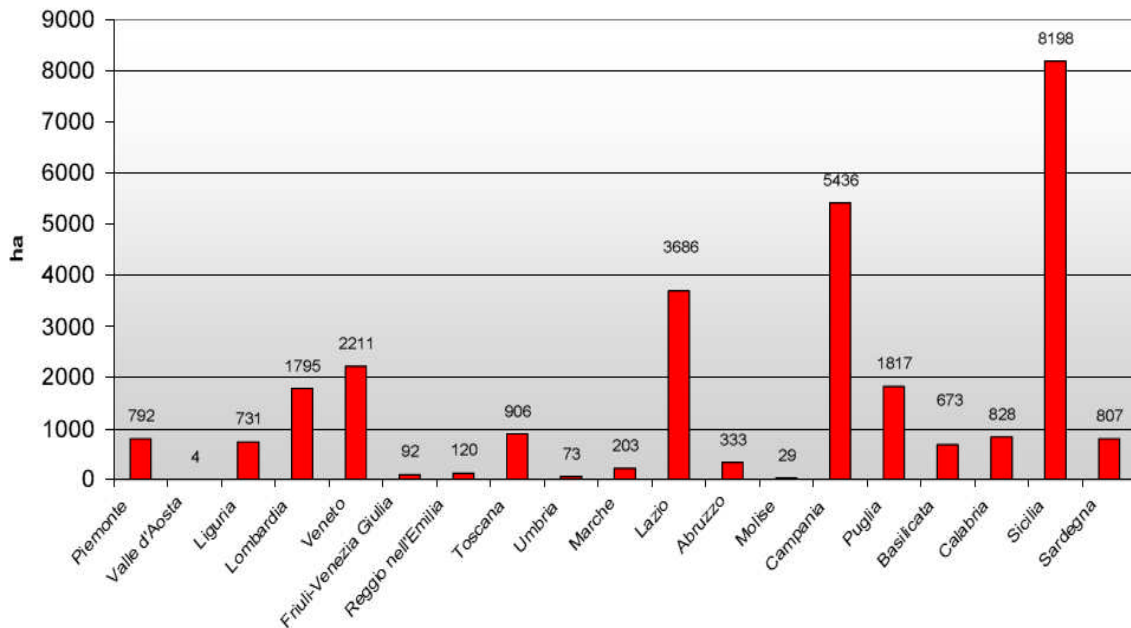


Figura 2 – Distribuzione dei sistemi serra in Italia.

La climatizzazione dei sistemi serra

Un sistema efficiente di condizionamento dell'aria interna della serra nei confronti della temperatura durante i periodi freddi e dell'umidità relativa nel periodo primavera-estate è una condizione prioritaria ai fini dell'ottenimento di produzioni vegetali caratterizzate da qualità superiore. In generale, le condizioni termo-udometriche che si registrano all'interno della serra sono determinate dallo *status* della coltura vegetale, dalle condizioni di insolazione, dall'apertura delle porte/finestrature, dall'irrigazione e dai fenomeni di condensazione (Campiotti, 2014; Tesi, 2008; Lee, 2010) durante il ciclo colturale (Fig. 3).

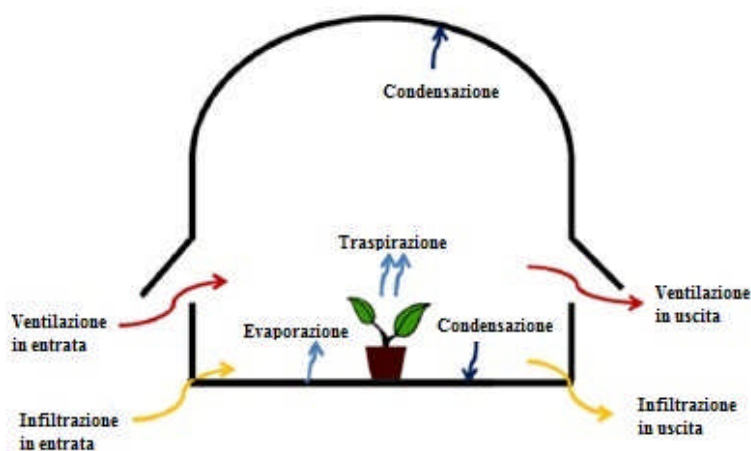


Figura 3 – Illustrazione dei diversi fenomeni fisici che caratterizzano il sistema serra

Mentre di recente gli imprenditori delle serre hanno cominciato ad avvalersi delle opportunità di incentivo offerte dai Decreti Ministeriali del 28 dicembre 2012 per le caldaie a biomassa ai fini della sostituzione dell'energia fossile per il riscaldamento di serre, che secondo indagini ENEA sono causa di un consumo totale di energia (termica ed elettrica) pari a circa 0,74 MTep (Tab. 1), non altrettanto interesse è stato finora dimostrato nei confronti dei sistemi di condizionamento udometrico dell'aria interna delle serre.

Tabella 1 – Consumi di energia dei sistemi serra in Italia

Serre ^a (ha)	Riscaldamento ^b (Tep)	Elettricità ^c (Tep)
6.000	735.000	24.830
a. Serre in plastica e serre in vetro. b. Consumo di energia annuale. c. Consumo annuale di energia elettrica (ventilazione, aperture, pompaggio, servizi). Conversione: 0,0860 Tep/MWht; 0,187 Tep/MWhe. Tep = Tonnellata equivalente di petrolio (=10 ⁷ kcal). 1 Tep = 2,81 t di CO ₂ .		
Fonti: Scheda 40E - Allegato tecnico. Decreto Certificati Bianchi, 28 dicembre 2012. Dati da indagini degli autori e ottenuti trami elaborazioni da data-base Eurostat (2009-2010).		

In particolare, per quanto riguarda il condizionamento udometrico delle serre in funzione del mantenimento di livelli ottimali sia di temperatura e sia di umidità relativa, ENEA (Campiotti et. al., 2014) ha stimato una superficie di circa 250 ettari di serre dotati di sistemi di condizionamento dell'aria che, tuttavia, sulla base dell'indagine ENEA, sarebbero utilizzati soprattutto per contenere i picchi estremi di temperatura che si registrano nel periodo primavera-estate, in relazione alla forte intensità della radiazione solare nell'area mediterranea (Fig. 4), che raggiunge medie annuali tra 4,8 e 6,8 kWh/m²/giorno. Per contro, il progetto Europeo RES-H Policy, riporta per coltivazioni di Fresias e Alstroemerias, un consumo annuale di elettricità per il condizionamento delle serre di circa 300 MJ/m² (84 kWh/m²). In questo contesto, naturalmente, è evidente la necessità di considerare la differenza in termini climatici dei due Paesi che, per la operatività della serra, si traduce per l'Italia nella necessità di un impiego superiore del condizionamento.

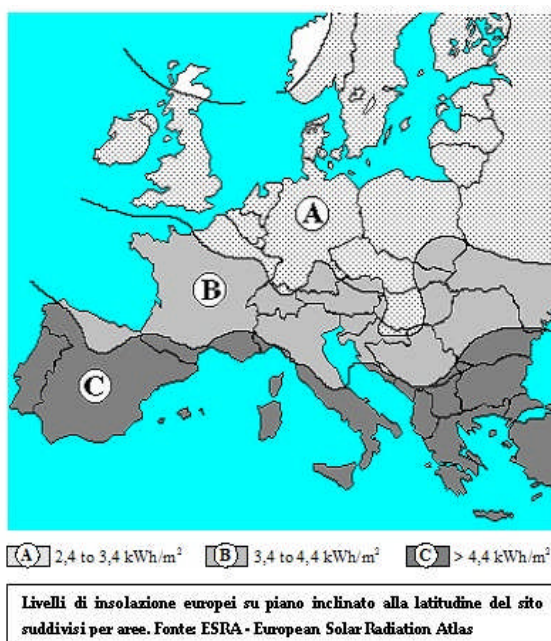


Figura 4 – Livelli di insolazione in Europa.

Calore sensibile, calore latente e traspirazione

Se consideriamo un sistema serra costituito da una superficie al suolo di 500 m^2 e di una copertura trasparente di 625 m^2 (serra $20 \times 25 \text{ m}$, rapporto $A_c/A_s = 1,25$) e assumiamo che l'80% della radiazione solare esterna, quantificabile per l'area mediterranea in 1000 W/m^2 , allora possiamo dire di avere un input termico o input di calore di 400 kW ($800 \times 500 = 400.000 \text{ W}$). Di questo calore che penetra all'interno di una serra coltivata un 50% (*calore sensibile*) sarà utilizzato per innalzare la temperatura dell'aria interna e l'altro 50% (*calore latente*) sarà utilizzato per l'evaporazione del sistema termodinamico acqua-vapore (*moisture*). Se consideriamo la quantità totale di calore perduto attraverso il sistema serra (U) pari a 8, abbiamo $625 \times 8 \times \Delta t = 200.000$ da cui $\Delta t = 200.000/5000 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. Pertanto, poiché la temperatura esterna sarà certamente inferiore a quella interna di almeno $10 \text{ }^\circ\text{C}$, allora possiamo ipotizzare che $40+30 = 70^\circ\text{C}$ è la temperatura interna del sistema serra. Tale temperatura, ovviamente, non è compatibile con la coltivazione vegetale e quindi dovrà essere ridotta attraverso un sistema di ricambio dell'aria (ventilazione) oppure mediante un sistema di raffrescamento artificiale.

La radiazione solare che penetra nella serra e la traspirazione delle piante (il processo di evaporazione delle piante è comunemente definito con il termine *traspirazione*) provocano la formazione di vapore d'acqua o umidità relativa (UR). Il vapore acqueo risulta particolarmente importante per le serre con una buona coibentazione in quanto la regolazione della percentuale di vapore acqueo richiede una adeguata ventilazione per favorire il ricambio d'aria oppure di un sistema di raffrescamento per mantenere livelli ottimali di UR. Infatti, sebbene il vapore d'acqua contenuto nell'atmosfera della serra, dovuto oltre che alla penetrazione della radiazione solare soprattutto alla traspirazione delle piante, rappresenti soltanto l'1% del miscuglio dei gas che compongono l'atmosfera (oltre al vapore acqueo sono presenti anche ossigeno, nitrogeno, azoto e biossido di carbonio), tuttavia contiene una forte quantità di calore in forma latente (calore necessario per trasformare l'acqua da liquido a vapore).

Una concentrazione di vapore acqueo più bassa si registra nelle regioni aride oppure più fredde mentre una concentrazione più alta è tipica nei tropici. Con il processo di traspirazione la pianta regola sia l'ingresso della CO_2 per la fotosintesi e sia la temperatura delle foglie. La Fig. 4 mostra le relazioni tra il flusso di calore latente, la radiazione solare e l'umidità relativa (espressa come pressione di vapore).

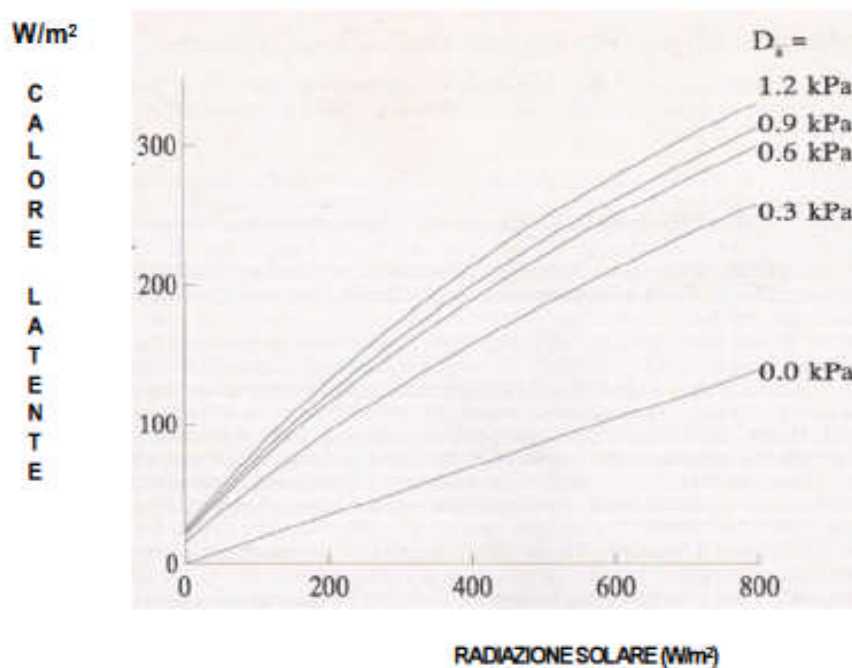


Figura 4 - Relazioni tra calore latente, radiazione solare e umidità relativa (Hamer, 1997).

In generale, il termine *moisture* viene riferito al contenuto di acqua di un solido, liquido o gas. Più in dettaglio, il termine *moisture* definisce soltanto il contenuto di vapore d'acqua di un liquido o di un gas mentre il termine *umidity* è il termine preferito per definire il vapore d'acqua di un gas. Tuttavia, è di uso comune nel mondo scientifico che entrambi i termini *moisture* e *umidity* definiscano la concentrazione di vapore d'acqua nell'aria. Secondo la legge dei gas sulle pressioni parziali (Legge di Dalton) la pressione esercitata dal vapore d'acqua è indipendente dalla pressione esercitata dagli altri gas che compongono l'atmosfera. La teoria cinetica dei gas indica che l'evaporazione avviene quando le molecole di un liquido hanno raggiunto una energia sufficiente per superare le forze che le tengono legate e scappare nell'atmosfera. Quando, nello stesso momento, il numero delle molecole d'acqua che lasciano la superficie del liquido (evaporazione) è uguale a quello delle molecole che ritornano allo stato liquido (condensazione), l'atmosfera è in condizione di saturazione. La pressione di vapore dell'acqua satura è funzione della temperatura, per cui a ogni temperatura le molecole possiedono un'energia che mediamente è direttamente proporzionale alla temperatura stessa. Poiché nel liquido rimangono le molecole con velocità più bassa (infatti non raggiungono l'energia per sfuggire dal liquido), diminuisce l'energia media e conseguentemente anche la temperatura del sistema. Nella situazione normale (senza condensazione o evaporazione in atto), la pressione di vapore d'acqua (in millibar - mb) può essere definita con l'equazione di stato dei gas reali:

$e = p_v RT/M_w$ con:

p_v = densità del vapore d'acqua (kgm^{-3}),

R = costante universale dei gas ($0,0831 \text{ mb mol}^{-1} \text{ k}^{-1}$),

T = temperatura assoluta del vapore d'acqua assunta come temperatura dell'aria,

M_w = peso molecolare dell'acqua ($0.018 \text{ kg mol}^{-1}$).

Nota: la densità del vapore d'acqua è associata alla temperatura assoluta dell'atmosfera.

Una quantità specifica di aria, in accordo con i fenomeni fisici che regolano lo studio delle pressioni di vapore, può risultare insatura (e) oppure satura (e_s) e il relativo livello di saturazione ($\Delta_e = e_s - e$) può essere espresso come *deficit* di saturazione o umidità relativa, stabilito che entrambe le due situazioni di concentrazioni siano misurate alla stessa temperatura (Hoffman, 1997). Più comunemente, si impiega il termine Umidità Relativa (UR) che indica il rapporto e/e_s , espresso sottoforma di percentuale: $UR = e/e_s \times 100$, sebbene la misura della condizione di umidità di un dato ambiente protetto richiede sempre il monitoraggio di ulteriori parametri fisici, tra i quali soprattutto la temperatura °T, il T_d (dew point) o temperatura di rugiada, che rappresenta la temperatura alla quale una certa quantità di vapore d'aria raggiunge la saturazione, e la temperatura di bulbo bagnato (T_w) che rappresenta la temperatura dell'aria registrata con un normale termometro avente il bulbo mantenuto umido e sul quale insiste il passaggio diaria. In pratica, poiché il parametro dell'U.R. non è sufficiente da solo a definire la capacità dell'aria di contenere una certa quantità d'acqua, si preferisce usare il parametro VPD (*Vapour Pressure Deficit*) per descrivere la quantità di acqua contenuta nell'aria (*moisture*) (Tab. 2).

Tabella 2– Valori del Vapor Pressure Deficit espressi in millibar (mb) oppure in kilopascal (kPa).

TEMPERATURA (°C)	UMIDITA' RELATIVA (%)							
	99	95	90	85	80	70	60	50
15	0,070	0,085	0,171	0,256	0,341	0,512	0,683	0,853
20	0,024	0,117	0,234	0,351	0,468	0,701	0,935	1,170
25	0,032	0,158	0,317	0,477	0,633	0,950	1,269	1,584
30	0,042	0,212	0,424	0,636	0,849	1,273	1,697	2,122
35	0,056	0,281	0,562	0,843	1,124	1,687	2,252	2,811

Fonte: Jarvis, 1992.

Il VPD, che rappresenta la misura della differenza tra la quantità effettiva di vapore d'acqua nell'aria ad una certa temperatura e la quantità di vapore d'acqua che l'aria può contenere prima di arrivare alla saturazione, ossia quando accade il fenomeno della condensazione, combina in un unico valore la misura della temperatura e della pressione di vapore d'acqua. Un valore di VPD basso corrisponde a una UR alta mentre un valore di VPD alto indica una UR bassa. In entrambi i casi abbiamo una misura della capacità di traspirazione delle piante coltivate in serra.

Il mantenimento di valori ottimali di VPD, tra 0 e 7 kPa, consentono di ottimizzare la traspirazione delle piante e, inoltre, di evitare problemi di fitopatie (Hoffman, 1997). La quantità di acqua contenuta nell'aria (*moisture*) della serra condiziona la traspirazione, il trasporto di nutrienti e l'insorgere di fitopatie con eventuali danni per la qualità delle produzioni vegetali. La Tab. 3 indica una serie di considerazioni che sottolineano la necessità di un controllo stretto dell' UR e della temperatura in serra.

Tabella 3 – Relazioni tra la temperatura, il VPD e l'umidità relativa.

Temperatura (°C)	Umidità Relativa (%)	Pressione di vapore (mm Hg)	VPD (mm Hg)
20	100	17,55	0
	80	14,04	3,51
	60	10,53	7,02
	40	7,02	10,53
	20	3,51	14,04

Fonte: FAO, plant production and protection paper n.90.

In particolare, un VPD troppo alto o troppo basso si ripercuote negativamente sulla crescita e lo sviluppo vegetale; una umidità dell'aria troppo bassa limita gli scambi gassosi mentre un valore di umidità troppo basso riduce il tasso di fotosintesi; fondamentale è un rapporto ottimale tra i valori di umidità e di temperatura, infatti per una temperatura di 20 °C e 60 % di RH, l'evaporazione è due volte superiore se consideriamo la stessa temperatura ma 80% di umidità relativa allo stesso valore di UR (60%), il VPD vale 7,02 mm Hg a 20 °C e 12,74 mm Hg a 30 °C. Le piante vascolari attraverso gli stomi controllano sia le perdite di acqua sia gli scambi gassosi in termini di ossigeno e anidride carbonica nell'atmosfera. Un equilibrio ottimale di questi fenomeni condiziona i livelli di crescita e sviluppo delle piante allevate in pieno campo e, soprattutto, in serra. La coltivazione in serra in presenza di aria secca o eccessivamente umida si riflette negativamente sulla traspirazione delle piante e favorisce l'insorgere di fitopatie, soprattutto per le specie vegetali che presentano un limitato apparato radicale. La velocità di traspirazione è in stretta relazione con l'umidità relativa (misura del contenuto di acqua nell'aria ovvero la quantità di vapore d'acqua che l'aria contiene espressa come percentuale di quella che potrebbe contenere se fosse satura alla stessa temperatura) presente in atmosfera. Un aumento della temperatura dell'aria senza un aumento della temperatura fogliare fa diminuire la traspirazione, poiché aumenta la pressione del vapore d'acqua nell'aria e di conseguenza diminuisce il gradiente di diffusione (G.E. Fogg, *The growth of plants*, 1963). Una pianta di pomodoro coltivata in serra arriva a traspirare giornalmente fino a un litro di acqua per metro quadrato ogni ora.

La traspirazione, inoltre, condiziona la formazione del *gradiente di energia* che oltre ad essere alla base del trasporto dell'acqua e dei sali minerali nello xilema della pianta, che è il tessuto vegetale specializzato per questa funzione, regola l'evaporazione attraverso gli stomi, disposti sulla superficie delle foglie (circa il 2% della superficie fogliare).

Il grado di apertura degli stomi è il principale fattore di controllo della traspirazione, che in questo modo regola il contenuto idrico, il trasporto delle sostanze nutritive assorbite con le radici il gradiente di concentrazione di vapore d'acqua tra le superfici delle cellule fogliari e l'aria. Questo ultimo fattore,

associato con la traspirazione, influenza il raffreddamento della foglia, se consideriamo che il calore di evaporazione vale circa 600 calorie/g che si traduce in circa 2-3 °C di raffrescamento, in termini di dissipazione termica attraverso le foglie delle piante. Le variazioni di temperatura alterano il gradiente di pressione di vapore tra l'interno e l'esterno della foglia (tale variazione risulta particolarmente forte quando il contenuto di acqua nell'aria rimane costante) e, quindi, si riflettono sulla velocità di traspirazione della coltivazione vegetale oltre che sull'attività metabolica degli stessi enzimi e sulla fotosintesi (Tab. 4).

Tabella 4 - Relazione tra UR e pressione di vapore d'acqua in aria a differenti temperature.

Pressione di saturazione del vapore d'acqua nell'aria (mm Hg)				
Temperatura (°C)	10% UR	50% UR	70% UR	Saturazione (100% UR)
10	0,92	4,60	6,45	9,21
20	1,75	8,77	12,28	17,54
30	3,18	15,91	22,27	31,82
40	5,53	27,66	38,72	55,32

Fonte: R.G.S. Bidwell, Piccin Ed., Padova.

L'umidità (contenuto di acqua nell'atmosfera interna della serra) può favorire oppure ostacolare il fenomeno della traspirazione delle piante con effetti negativi in termini di interruzione dei sistemi di trasporto linfatico della pianta e di sviluppo di fitopatie funginee. Valori di umidità relativa superiori al 90% condizionano il trasporto dei nutrienti e dell'acqua nelle piante mentre valori sotto il 60%, soprattutto in aree climatiche con forte insolazione e scarsa ventilazione, possono causare stress fisiologici alle piante con risultati negativi sulla qualità e la produzione. Anche la velocità dell'aria in serra (del vento se all'esterno), influenza il gradiente di pressione di vapore d'acqua in prossimità della superficie fogliare. Infatti, normalmente sulla superficie della foglia si forma uno *strato limite* costituito di aria immobile che il vapore d'acqua deve attraversare per diffondere dalla foglia all'atmosfera. Quanto più sottile è questo strato tanto più elevato è il gradiente di pressione del vapore d'acqua e più pronunciata la traspirazione (Tab. 5).

Tabella 5 – Interazioni tra la temperatura e il gradiente di pressione di vapore (ΔpV) tra foglia e aria.

	Temperatura (°C)	pV di saturazione (interno alla foglia)	pV in aria al 50% UR (mm Hg)	ΔpV tra foglia ed aria (mm Hg)
A: pressione di vapore d'acqua in aria ad UR costante, cioè con differente contenuto d'acqua per ciascuno dei livelli di temperatura.	10	9,21	4,60	4,61
	20	17,54	8,77	8,77
	30	31,82	15,91	15,91
B: contenuto di vapore d'acqua costante nell'aria, con valore corrispondente al 50% di UR a 20 °C, cioè il contenuto d'acqua non varia con la temperatura.	10	9,21	8,77	0,44
	20	17,54	8,77	8,77
	30	31,82	8,77	23,05

Fonte: R.G.S. Bidwell, Piccin Ed., Padova.

In generale, nonostante il valore di umidità relativa rimanga invariato, l'aria può contenere quantità differenti di vapore d'acqua in relazione a differenti valori di temperatura. In particolare, la capacità dell'aria di contenere vapore d'acqua raddoppia in funzione di ogni aumento di temperatura di 10 °C (Fig. 5).

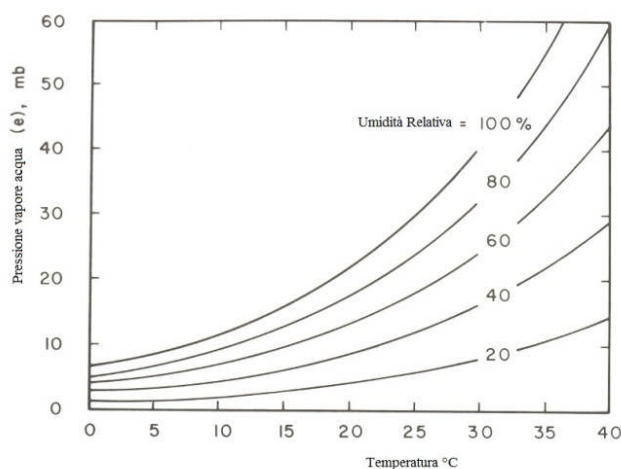


Figura 5 - Valori del Δe in funzione della temperatura e UR (Hoffman, 1997).

Dalla ricerca sugli effetti dell'umidità sulla crescita vegetale, che ha preso maggiormente in considerazione l'intervallo di temperatura tra 10-15 °C e 40 °C, si è visto che il valore limite del deficit di saturazione Δe accettabile per la coltivazione di piante non dovrebbe essere inferiore a 3 mb. In generale, gli studi effettuati sulla tematica di ricerca che si riferisce ai livelli di umidità da mantenere nei sistemi serra, indicano valori di Δe tra 5 e 10-12 mb come intervallo ottimale per la maggioranza delle specie vegetali (Fig. 6).

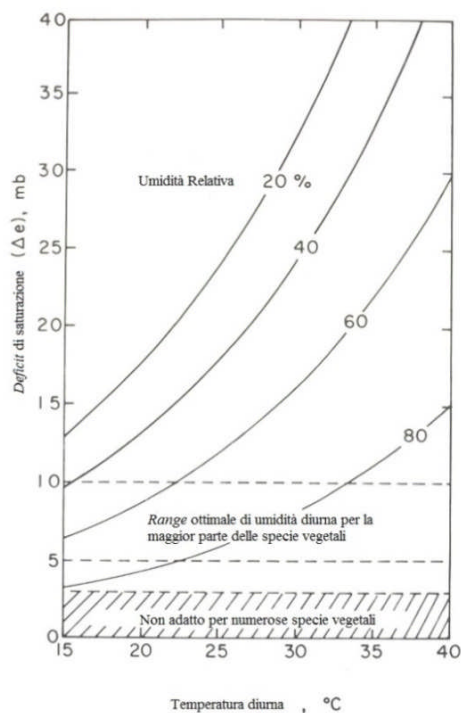


Figura 6 -Valori del Δe (deficit della pressione di vapore) in funzione della temperatura e dell'umidità relativa con l'indicazione dei valori positivi e rispettivamente negativi per le piante (Hoffman, 1997).

Tecniche di raffrescamento dei sistemi serra

La temperatura dell'aria che si registra nei sistemi vegetali protetti è funzione degli scambi termici (irradiazione, convezione, conduzione, rinnovamento dell'aria, ecc.) che avvengono con l'ambiente esterno tramite le pareti della serra e il suolo di coltivazione. La maggior parte delle piante allevate in serra richiede una temperatura ottimale tra 17 °C e 27 °C, con estremi di temperatura minimo e massimo rispettivamente di 10 °C e 35 °C, salvo richieste specifiche della pianta coltivata.

In generale, fino a temperature esterne di 27 °C, il controllo della temperatura interna mediante la ventilazione non crea particolari problemi agli agricoltori, mentre in presenza di temperature esterne più elevate e per periodi prolungati (temperature tra 30 °C e 35 °C) è necessario intervenire con il condizionamento artificiale dell'aria per mantenere un microclima ottimale al processo della fotosintesi clorofilliana (Campiotti et al., 2014). Invece, per quanto riguarda i livelli di umidità relativa, la gran parte delle specie vegetali richiede livelli compresi nel *range* tra 60 % e 90 % (Hoffman, 1997). In generale, per abbassare le temperature all'interno di un sistema serra gli operatori possono agire mediante la:

- ventilazione (naturale o forzata) ;
- riduzione della energia proveniente dall'esterno (sostanze ombreggianti, reti ombreggianti, tetti 'fluidi');
- rimozione del calore attraverso nebulizzazione (in combinazione con la ventilazione) ;
- rimozione del calore attraverso impianti di raffreddamento (fan-pad, fogging) ;
- rimozione del calore attraverso la copertura della serra (umidificazione del tetto, o tetto 'fluido');
- rimozione del calore con sistemi di condizionamento dell'aria (ciclo frigorifero).

Ventilazione (naturale o forzata)

Soprattutto nei climi caldi, la ventilazione è il metodo più semplice per evitare il raggiungimento di valori di temperatura dell'aria troppo elevati, mediante l'ingresso in serra di aria esterna, a temperatura più bassa. La ventilazione della serra è in relazione con le caratteristiche fisiologiche per la crescita delle piante. In particolare, la ventilazione influenza:

- la traspirazione delle piante, che è condizionata dall'umidità dell'ambiente serra, provoca un aumento dei valori di umidità relativa fino a valori che favoriscono l'insorgere di alcune patologie;
- l'ingresso di aria esterna è indispensabile per reintegrare la CO₂ consumata dalle piante con il processo di fotosintesi.
- la circolazione dell'aria favorisce l'impollinazione delle piante e contribuisce a mantenere nella serra condizioni microclimatiche uniformi.

La ventilazione naturale o passiva richiede pochissima energia da fonti esterne. Essa si basa sulla differenza di pressione, che il vento o la temperatura esterna alla serra creano, tra la serra e l'ambiente esterno. Se la serra è dotata di aperture di ventilazione, sia vicino a terra che al tetto, allora questo tipo di ventilazione raffresca durante le calde giornate di sole o con vento debole.

L'aria fredda esterna entra nella serra attraverso le aperture laterali inferiori mentre l'aria interna calda esce attraverso le aperture del tetto a causa della differenza di densità tra masse d'aria di diversa temperatura, provocando l'abbassamento della temperatura nella serra. A seconda del materiale di cui è costruito il tetto della serra, la radiazione solare, che nella zona mediterranea arriva fino a 1000 W/m², può determinare un eccessivo riscaldamento dell'aria interna.

Tale sovraccarico di calore deve essere eliminato facendo sì che la temperatura si avvicini a quelle ottimali indicate. Il grafico della Fig. 7 mostra un esempio della differenza di temperatura tra quella interna e quella esterna di una serra chiusa, senza aperture, durante le ore del giorno.

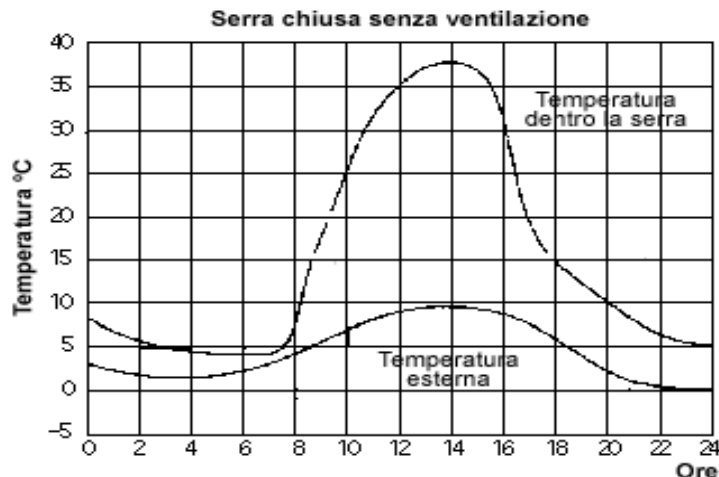


Figura 7 - Variazione delle temperature nel corso della giornata.

La ventilazione in una serra, in ultima analisi, consiste nella sostituzione dell'aria calda interna della stessa con un'altra massa d'aria più fredda proveniente dall'esterno. In questo modo si può evacuare gran parte del sovraccarico di calore riducendo la temperatura e, al tempo stesso, modificare l'umidità e la concentrazione di gas. Vi sono due sistemi di ventilazione che si possono adottare: ventilazione naturale e ventilazione meccanica. Il sistema di ventilazione deve essere scelto in base al tipo di coltivazione e alle caratteristiche dell'edificio tuttavia si può indicare come obiettivo comune il fatto di stabilire un numero di ricambi orari tra 40 e 60 volte per fare sì che la temperatura interna in un giorno soleggiato raggiunga mediamente dei valori di circa 6 °C al di sopra di quella esterna. Una ventilazione ottimale della serra richiede l'installazione dei ventilatori sulle pareti laterali e sui frontespizi, in maniera da assicurare almeno un'area equivalente al 15-30% della superficie coltivata della serra, con un tasso di ventilazione di circa $0,06 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ m}^{-2}$ e una velocità dell'aria di $0,5 \text{ m s}^{-1}$. La ventilazione naturale può essere utilizzata con buoni risultati in molti casi, e grandi ventilatori posizionati opportunamente sono spesso realizzati in combinazione con ventilatori di estrazione dell'aria (ventilazione forzata) o schermi parzialmente riflettenti (ombreggiatura) per impedire l'ingresso di radiazione solare, quando essa è sovrabbondante rispetto alle esigenze della pianta. In quelle aree climatiche dove le estati non sono caldissime e la temperatura ambientale massima rimane inferiore a 33 °C, le tecniche di ventilazione e ombreggiamento possono funzionare bene.

Nelle regioni più fredde, la ventilazione naturale attraverso le aperture a tetto è senza dubbio il metodo più importante per il controllo delle temperature (e umidità in serra, anche in combinazione con l'aspersione della copertura). Nelle serre in plastica, la ventilazione naturale può essere attuata con aperture laterali avvolgibili, sia azionate a mano che con motori controllati da un termostato. Nelle regioni più calde, dove la ventilazione naturale spesso non è sufficiente per rimuovere il calore in eccesso si utilizza la ventilazione forzata, a volte in combinazione con sistemi adiabatici quali fan-pad o fogging. La ventilazione gioca un ruolo importantissimo nel bilancio degli scambi gassosi (vapore acqueo e CO_2) e nel bilancio termico, poiché il calore e l'umidità vengono rimossi attraverso il ricambio di aria, mentre la anidride carbonica viene portata dentro la serra.

Lo scambio di aria con l'esterno è un fenomeno molto complesso ed è influenzato da molti fattori. Ovviamente la velocità del vento è molto importante: la portata di ventilazione è proporzionale alla velocità del vento. Inoltre, altri fattori importanti sono il tipo e la forma della serra, il sistema di ventilazione, ed il grado di apertura delle finestrate, che, per piccoli angoli di apertura, mostra una relazione di dipendenza lineare con la portata di ventilazione. All'aumentare della apertura però la relazione cessa di essere lineare. La differenza di temperatura fra interno ed esterno, in concomitanza di assenza di vento o velocità basse, innesca il cosiddetto 'effetto camino' responsabile di uno scambio di aria se in presenza di aperture a tetto. Il

sistema di ventilazione per il raffrescamento delle serre diventa poco efficiente quando l'umidità esterna è elevata e/o dove le temperature ambiente estive superano 40°C (Kittas, 2012).

Ventilazione naturale

La ventilazione naturale si basa sul fatto che l'aria calda interna della serra aumenta ed esce dalle aperture sul soffitto con entrate laterali dal basso Fig. 8. Si creano delle correnti d'aria che ventilano lo spazio coperto. Il valore della ventilazione ottenuta con questo sistema dipende dal gradiente di temperatura interna-esterna, dall'intensità e direzione del vento e dalla costruzione della serra.

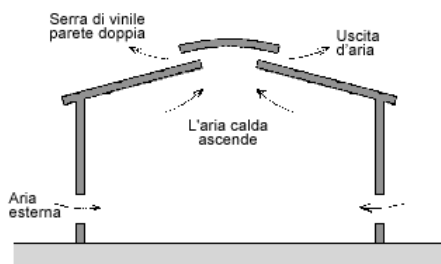


Figura 8 - Ventilazione naturale.

La ventilazione naturale, ovvero senza l'utilizzo di ventilatori si basa su due principi:

- L'effetto camino
- L'effetto vento

L'effetto camino sfrutta la variazione della densità dell'aria al variare della temperatura. L'aria calda, più leggera, esce dall'apertura di colmo e crea una depressione che favorisce l'ingresso di aria fredda dalle aperture laterali. La portata di ventilazione, aumenta con:

- L'ampiezza delle aperture;
- La differenza di temperatura tra interno ed esterno;
- La differenza di quota tra aperture al colmo e aperture di ventilazione.

L'efficacia della ventilazione diminuisce all'aumentare del numero di campate. L'effetto vento diventa predominante per livelli di velocità del vento superiori a 2-3 m/s. Il vento crea una depressione in corrispondenza delle aperture di colmo che tende ad aspirare verso l'esterno l'aria calda che si trova all'interno della serra. Se le aperture laterali sono aperte l'aria esterna entra in serra analogamente a quanto visto per l'effetto camino. Se le aperture laterali sono chiuse o non presenti, l'aria esterna entra in serra dalla parte più bassa della apertura di colmo, riducendo di molto l'efficacia della ventilazione. Tuttavia, se la velocità del vento è elevata (>8 m/s), le aperture laterali della serra si dovranno chiudere. Per una migliore riuscita della ventilazione naturale:

- La superficie delle aperture laterali deve essere almeno pari a quella della superficie di colmo.
- La superficie finestrata non deve essere inferiore al 20% della superficie coperta.
- La direzione prevalente del vento deve essere perpendicolare all'asse longitudinale della serra.

La ventilazione naturale esige dunque grandi aperture, dal 15% al 25% della superficie coperta e richiede di decidere se optare per aperture centrali o laterali o una combinazione di entrambe (Fig. 9). Per ottenere una buona distribuzione dell'aria occorre coprire tutta la lunghezza del capannone serra e, per i periodi freddi o per poter regolare l'umidità è necessario chiudere in modo progressivo, parziale o totale queste aperture. La manovra può essere manuale o automatica ma sarà sempre opportuno che sia meccanizzata, centralizzando il

suo comando. Nei cambiamenti bruschi del clima bisogna reagire con rapidità e in qualsiasi momento, per cui se il sistema è automatico bisognerà dotarlo di sensori per la pioggia e per il vento per poter agire.

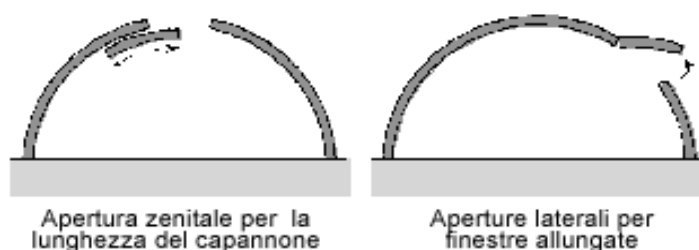


Figura 9 - Ventilazione naturale.

Tuttavia, con questo tipo di ventilazione è difficile conoscere il valore di rinnovo d'aria ottenuto, ed è impossibile regolare la velocità di incidenza dell'aria sulle piante: pertanto esso è troppo condizionato dalle condizioni meteorologiche e nel caso di serre riscaldate è difficile conservare l'energia a causa della chiusura difettosa delle finestre o dei camini centrali particolarmente lunghi, soprattutto quando le strutture invecchiano dopo un lungo periodo d'uso (<http://www.wageningenur.nl/upload>). E' anche disponibile un foglio di calcolo excel per la valutazione della ventilazione naturale in funzione dei parametri geometrici delle serre e della velocità e direzione del vento (<http://www.wageningenur.nl/en/Research-Results/Projects-and-programmes/Euphoros-1/Calculation-tools/Air-exchange-monitor.htm>).

Ventilazione meccanica semplice

La ventilazione meccanica consiste nel rinnovare l'aria con l'installazione di ventilatori elettromeccanici collocati sul tetto oppure nella parte alta di un fianco del capannone, a seconda della larghezza dello stesso. Le entrate d'aria esterna vengono collocate nella parte bassa della parete opposta a quella dei ventilatori o su entrambe se lo scarico è centrale, Fig. 10 e 11. Il numero di ricambi aria ora (N) scelti, in generale tra 40 e 60, indicheranno il flusso d'aria necessario: $Q \text{ (m}^3\text{/h)} = \text{volume del locale} \times N$.

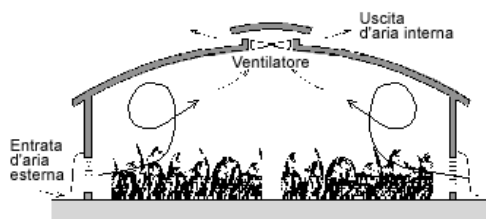


Figura 10 - Ventilazione meccanica semplice (serre larghe).

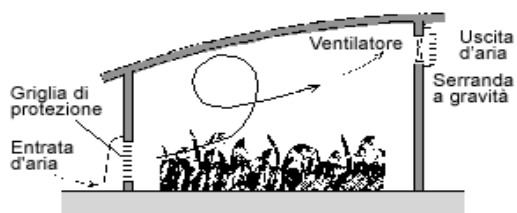


Figura 11 - Ventilazione meccanica semplice (serre strette).

I ventilatori, distribuiti lungo i fianchi della struttura, sul tetto o su un fianco, sono separati da 7 a 10 m l'uno dall'altro. Nel caso di ventilatori laterali sono collocate delle serrande a gravità per evitare correnti contrarie quando i ventilatori sono fermi. Le entrate d'aria sono protette, verso l'esterno, con griglie per evitare l'entrata di uccelli o roditori. Verso l'interno si collocano dei deflettori nel caso in cui l'aria esterna incida direttamente sugli impianti più vicini. Il sistema più utilizzato è quello in depressione (ovvero in estrazione) per il miglior rendimento dei ventilatori ed il maggiore benessere assicurato alle piante. Si utilizzano ventilatori assiali con pale elicoidali posizionati sulla testata o sulle pareti laterali della serra. Per assicurare condizioni microclimatiche uniformi e una circolazione d'aria sufficiente si possono installare ventilatori per il ricircolo dell'aria con flusso d'aria orizzontale o verticale. La connessione elettrica dei ventilatori viene effettuata tramite regolatori di velocità per ottenere dei regimi di ventilazione diversi in rapporto alle esigenze.

Riduzione della energia proveniente dall'esterno (sostanze e reti ombreggianti, tetti 'fluidi')

L'ombreggiatura può essere fatta con vari metodi come ad esempio mediante l'uso di pitture, teli ombreggianti esterni, griglie o frangisole, impiego di reti (di vari colori), schermi ombreggianti parzialmente riflettenti, film d'acqua sopra il tetto e schiume liquide tra le pareti della serra. La applicazione di sostanze ombreggianti alla copertura della serra può ridurre la porzione infrarossa dello spettro solare, che è responsabile di parte dell'energia termica in ingresso nella serra, ASHRAE (1978).

Baille et al. (2001) hanno studiato l'effetto dell'imbiancamento di una copertura di una serra sul microclima e il comportamento durante l'estate in una serra situata nella zona costiera della Grecia orientale. L'imbiancamento ha ridotto il coefficiente medio di trasmissione della copertura della serra verso la radiazione solare di un fattore 0,62-0,31. In particolare, la temperatura dell'aria, il deficit di pressione di vapore e la differenza di temperatura *canopy-aria* hanno subito cambiamenti drastici, mentre la traspirazione non è stata condizionata fortemente, essendo anzi leggermente più alta (circa 18%) dopo l'imbiancamento. In definitiva, l'imbiancamento ha presentato effetti positivi sia sul microclima e che sul comportamento delle colture e potrebbe essere considerato come un mezzo efficace per alleviare il grande carico termico durante l'estate nei paesi più caldi.

Kittas et al. (1999) hanno studiato l'influenza del tetto imbiancato, della schermatura esterna e dello schermo interno ombreggiante alluminato sulla radiazione foto-sinteticamente attiva (PAR), sul vicino infrarosso (NIR) e sull'intera banda (TOTALE). Piccole modifiche sono state osservate sui rapporti PAR : TOTALE e PAR : NIR. Sethi e Gupta (2004) hanno studiato l'effetto della utilizzazione di un foglio di poliestere alluminato (di spessore 24 μm) sul microclima di una serra coperta in singolo foglio PE, di superficie 100 m² e in cui sono state coltivate le rose, nei mesi estivi di maggio, giugno e luglio. Il foglio è stato utilizzato solo durante le ore di temperatura di picco (11:00-16:00) per riflettere l'eccessiva radiazione solare incidente sulla serra. I risultati hanno mostrato che la radiazione solare media giornaliera e la temperatura media sono state ridotte del 43% e 3-4 °C, rispettivamente, rispetto ai controlli. Per riassumere brevemente, l'impiego degli schermi consente di ottenere i seguenti obiettivi di lavoro:

- **Oscuramento.** Molto usato per il controllo delle ore di luce. A causa della sensibilità alla lunghezza del giorno a bassi livelli di luce, sono stati sviluppati degli schermi con opacità > 0,95%.
- **Ombreggiamento.** Usati particolarmente per abbassare la radiazione solare (diretta) che va a colpire le colture sensibili, quali le colture in vaso, alcuni fiori recisi e piante propagate; viene anche usato per controllare la temperatura, impedendo alla radiazione di penetrare nella serra.
- **Schermi termici.** Normalmente vengono aperti durante la notte per attuare un risparmio energetico per il riscaldamento della serra, ma possono essere utilizzati anche di giorno, richiedendo però delle proprietà radiometriche differenti.
- **Controllo del clima.** Gli schermi possono essere utilizzati per migliorare le condizioni climatiche nella serra, rispetto alla luce, alla umidità dell'aria, al movimento dell'aria, etc.

- Controllo degli insetti. Al fine di utilizzare meno pesticidi, le reti anti-insetto vengono posizionate alle aperture, causando però anche una riduzione della capacità ventilante delle stesse aperture.

Raffreddamento evaporativo (adiabatico)

Il sistema di raffreddamento adiabatico non comporta alcuna variazione nel valore di energia per la miscela aria/vapore. Piuttosto, l'acqua che evapora toglie calore all'aria, riducendo così la sua temperatura. Questi sistemi si basano sulla conversione del calore sensibile in calore latente dell'acqua evaporata, attraverso acqua fornita da uno specifico impianto (Fig. 12).

Durante il processo, il calore totale (entalpia) dell'aria rimane lo stesso. E' noto dalla termodinamica che un grammo di acqua evaporata in 1 m^3 di aria riduce la sua temperatura di circa $2,5^\circ\text{C}$.

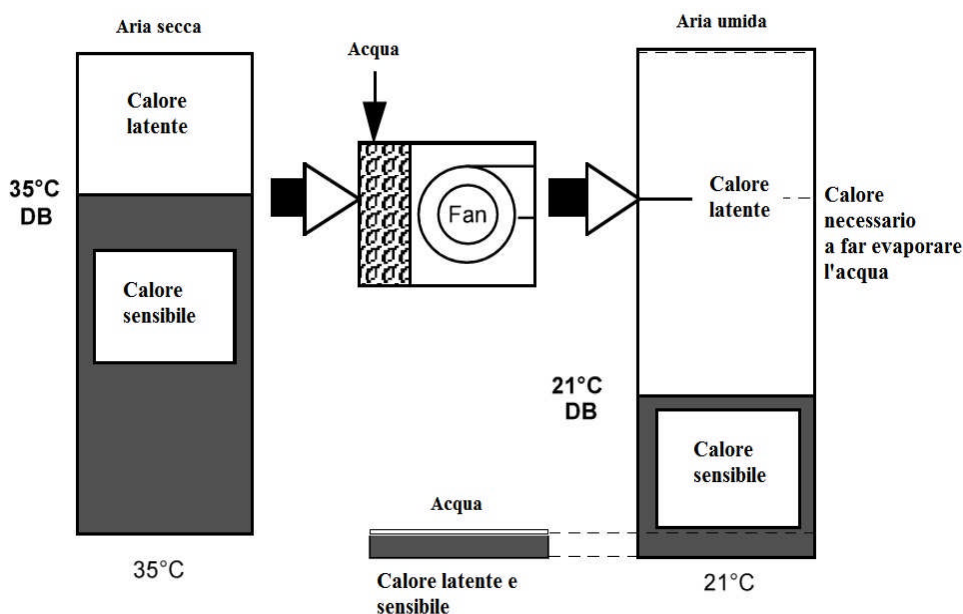


Figura 12 – Illustrazione del processo termodinamico di raffreddamento fan-pad (Foster, 1985).

Il processo di evaporazione che consiste nel cambiamento di fase dell'acqua da liquido a gas (vapore) avviene a spese di energia sotto forma di calore latente di evaporazione che corrisponde a circa 2.400 kJk^{-1} di acqua. Il raffreddamento si ottiene quando viene immessa aria raffreddata durante il passaggio di aria esterna attraverso il *pannello filtrante* bagnato con acqua a temperatura inferiore a quella dell'aria esterna.

Durante questo passaggio, l'energia presente sotto forma di calore sensibile presente nell'aria è utilizzata per consentire l'evaporazione dell'acqua che bagna la parete del *pannello* e viene convertita in calore latente di evaporazione: l'evaporazione di 1 grammo di acqua contenuta in 1 m^3 di aria risulta in una riduzione della temperatura dell'aria di circa $2,5^\circ\text{C}$. Il processo fisico è caratterizzato dalla sottrazione di calore sensibile dall'aria esterna, da un aumento dei valori di umidità assoluta e dell'umidità relativa e quindi dalla diminuzione di temperatura dell'aria interna della serra.

In generale, l'efficienza dei sistemi di raffreddamento evaporativo di tipo fan-pad raggiunge valori compresi tra 70% - 85%, che significa che l'aria può essere raffreddata fino al 70-85% rispetto alla differenza tra la temperatura a bulbo asciutto e la temperatura a bulbo bagnato (*wet bulb depression*).

L'aria esterna spinta da un ventilatore contro i pannelli (impianto a sovrappressione), oppure aspirata da un estrattore sulla parete opposta del capannone, (impianto a depressione), penetra nella serra satura di umidità e

con una temperatura più bassa. All'interno del locale si mescola con l'aria dell'ambiente ed evapora abbassando la temperatura e modificando la sua umidità. L'aria all'uscita sarà quella risultante dalla miscela, trascinando anche i gas esistenti (Figg.13 e 14).

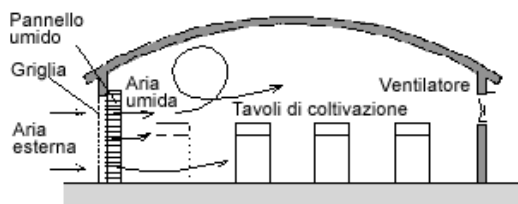


Figura 13 - Sistema a depressione.

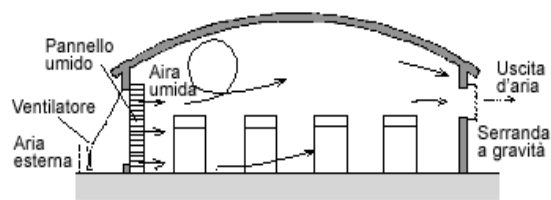


Fig. 14 - Sistema a sovrappressione).

Il sistema necessita di una serra sufficientemente ermetica ed ha spesso lo svantaggio di creare condizioni ambientali non uniformi. La progettazione della disposizione dei ventilatori e dei pannelli deve tenere conto dei problemi della velocità dell'aria sulle piante e i gradienti di temperature all'interno della serra. Per serre molto lunghe è preferibile la disposizione trasversale sulle pareti laterali, con ventilatori posti a distanza di 10 m, mentre per serre di lunghezza minore di 60 m, la disposizione longitudinale sulle pareti di testata. Alcuni aspetti a cui prestare attenzione sono :

1. La velocità dell'aria attraverso i pannelli umidi deve essere tra 1 e 2 m/s.
2. La perdita di carico di un pannello non deve superare i 15 Pa con un raffreddamento di 3 °C. I pannelli, che occupano tutta la lunghezza di un fianco della serra, devono avere un'altezza tra 0,5 e 2,5 m.
3. Il flusso d'acqua per bagnare i pannelli verticali deve oscillare tra i 4 e i 10 l/min per metro di lunghezza degli stessi.

Se i locali sono molto ampi bisogna adottare la disposizione del ventilatore a soffitto con entrate d'aria e pannelli umidi su entrambi i fianchi. L'efficienza dell'impianto viene definita come il rapporto tra la differenza delle temperature tra l'aria esterna e quella immessa all'interno e quella dell'aria esterna e quella dell'immissione nel caso in cui sia saturata al 100%. Si possono raggiungere rendimenti del 90%.

Tipologie di fan-pad.

E' un sistema adiabatico realizzato mediante l'installazione di una serie di ventilatori lungo una parete della serra, con il compito di rinnovare (estraendola) l'aria della serra almeno 20 volte in un'ora ad una velocità massima di 0,6 m³/sec (Fig. 15). La parete della serra opposta, invece, viene dotata di un pannello di materiale poroso, mantenuto umido per mezzo di gocciolatoi che lasciano circolare continuamente acqua nella misura di almeno 2 litri al minuto per m² e consentono una penetrazione dell'aria esterna di circa 2.000 m³/h/m² di pannello umidificante. Un aumento graduale della temperatura dell'aria, fra il pannello evaporante e l'estrattore, di 7°C è considerato accettabile per la coltivazione vegetale (Arbel et al, 2003).

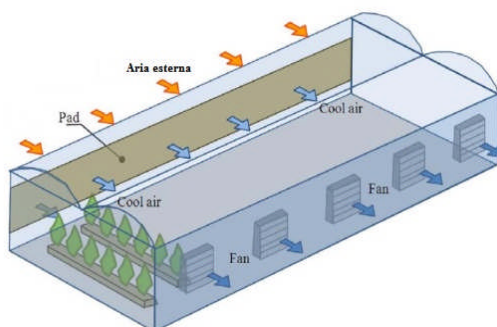


Figura 15 – Sistema di raffreddamento fan-pad.

Il principio del raffreddamento per evaporazione viene applicato creando un flusso di acqua sopra il pannello: il conseguente passaggio di aria attraverso di esso è forzato dai ventilatori posti sul lato opposto. Il raffreddamento fan-pad produce due cambiamenti nella condizione dell'aria che esce dal pannello. L'aria diventa più fresca e più umida. I diversi studi hanno indicato che per una coltura traspirante liberamente in serra, il solo raffrescamento evaporativo potrebbe ridurre la temperatura dell'aria di circa 8-12 °C, anche con temperature ambientali e intensità di radiazione molto elevate.

Le varie analisi, inoltre, hanno fornito informazioni sulle condizioni di umidità che possono sviluppare con rapporti Bowen specificati, vale a dire il rapporto di calore sensibile al calore latente (4-0,33). Kittas et al. (2001) hanno studiato i gradienti di temperatura e umidità durante l'estate in una serra per la produzione di rose, dotata di un sistema di raffreddamento fan-pad e ombreggiata su metà tetto. Le prestazioni di raffreddamento hanno raggiunto fino all'80 % del potenziale e la temperatura della serra si è ridotta di 10 °C rispetto all'aria esterna. Fuchs et al. (2006) hanno sviluppato una procedura per valutare sia il raffreddamento attraverso la traspirazione delle colture che l'evaporazione dell'acqua da un sistema di pad&fan bagnato. Con i tassi di ventilazione di 20-30 volumi all'ora e umidità dell'aria esterna inferiore al 50%, la traspirazione di una pianta ben irrigata raffredda il fogliame, e l'aria nella serra è più fresca della temperatura esterna, anche quando la radiazione solare è massima. L'evaporazione dal pannello fan&pad diminuisce quando l'umidità esterna è massima.

Sistema package o cool box.

Contiene in un'unica camera sia il *pad* che il *fan* (Fig. 16). L'acqua all'interno della camera evapora in quanto utilizza il calore sensibile dell'aria entrante ed in questo modo la temperatura dell'aria si riduce rispetto alla temperatura dell'aria in ingresso. Inoltre la sua umidità specifica presenta valori superiori rispetto all'aria entrante nella camera.

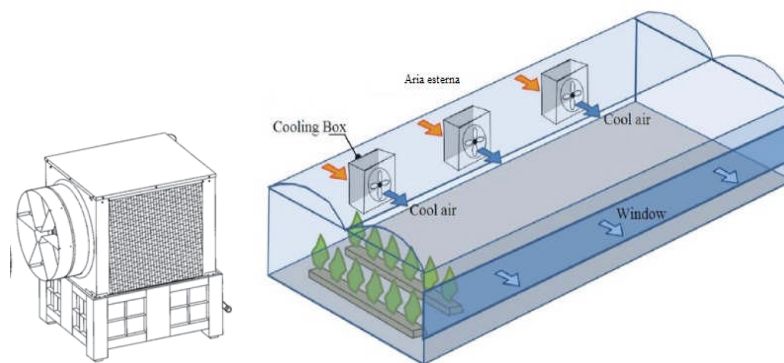


Figura 16 – Sistema di raffreddamento evaporativo di tipo *package* o *cool-box*.

Invece, l'aria che viene estratta tramite *fans* posti sul lato superiore della camera presenta valori di temperatura superiori e di umidità specifica inferiori rispetto all'aria che entra in serra.

Questi sistemi ad elevata portata d'aria sono impiegati con un'unica macchina per ambienti industriali di grandi dimensioni, canalizzando il flusso in modo da raggiungere ogni area da raffreddare. La perdita di carico nell'attraversamento del box è però più alta ($> 60 \text{ Pa}$), così come la potenza dei ventilatori che saranno di tipo centrifugo. Calcolando l'energia specifica per portata di aria pari a $1 \text{ m}^3/\text{h}$ essa sarà pari a: $E_{\text{specifica}} = 0,16 \div 0,20 \text{ Wh/m}^3$. Altre tipologie di raffreddamento adiabatico presentano consumi energetici inferiori, se accoppiate a ventilatori di tipo assiale ($E_{\text{specifica}} = 0,06 \div 0,10 \text{ Wh/m}^3$).

Sistema fogging (nebbia)

Consiste nel distribuire in tutto il locale dei vaporizzatori d'acqua che diffondano gocce in tutto l'ambiente. A seconda delle dimensioni delle gocce, al di sopra o al di sotto dei 200 μm , possono bagnare o formare nebbia. Queste gocce d'acqua evaporano, assorbendo gran parte dell'energia solare ricevuta, per cui raffreddano l'ambiente. E' un sistema inferiore alla ventilazione umida, per cui si consiglia di associarlo a una semplice ventilazione. Una tipologia di fogging che utilizza un principio analogo è quello che utilizza ventilatori accoppiati a erogatori di acqua a bassa pressione (4-5 bar) (Fig. 17).



Figura 17- Sistema fogging utilizzato in una serra di germinazione (Foto Campiotti).

Il basso valore di pressione fa sì che vi sia il rischio di ottenere gocce d'acqua che precipitano verso il basso aumentando il rischio di patologie per le piante. Un inconveniente da sottolineare è che i dispositivi di nebulizzazione sono molto delicati perché si possono ostruire i piccoli fori degli aspersioni con i sali dell'acqua.

Il *fog system* è un sistema in cui l'umidificazione avviene per mezzo di ugelli nebulizzatori ad alta pressione (70 bar) e bassa portata (4-5 l/h), posti su tubi di distribuzione posti all'altezza della linea di gronda. In tal modo si ottengono gocce estremamente piccole (<10 micron) che evaporano restando sospese in aria, senza quindi precipitare sulle coltivazioni. Con questo sistema si ottengono condizioni ambientali più uniformi, anche grazie alla presenza di ventilatori la cui portata è generalmente minore rispetto al fan-pad.

Questo sistema di raffreddamento umidifica l'atmosfera interna della serra mediante la creazione di una nebbia di acqua, realizzata a pressione elevata con ugelli nebulizzatori inseriti lungo appositi tubi distributori, collocati al centro della serra, in grado di assicurare la distribuzione di non meno di 4 litri di acqua l'ora ogni 20 m^2 di superficie coperta. I sistemi basati su ugelli ad alta pressione sono stati studiati da Press (1984), Giacomelli et al., (1985,1989), Willits (1993) ed hanno utilizzato ugelli 0,1- 0,3 mm di diametro dell'orifizio per generare nebbia ad alta pressione.

Montero e Anton (1990) hanno utilizzato ugelli accoppiati, che ha fornito una combinazione di aria compressa e di acqua in pressione con portate appropriate. Il sistema è stato testato in un serra multi-arco 19,2 x 12 m^2 . Un totale di 26 ugelli sono stati installati in modo tale che ciascun ugello coprisse 8,9 m^2 . L'aria compressa a 300-600 kPa è stata miscelata con acqua alla stessa pressione per la formazione di una nebbia fitta. La temperatura all'interno serra è risultata di 3°C inferiore rispetto all'altra serra. Luchow e Von Zabeltitz (1992) hanno descritto un sistema di raffreddamento evaporativo per le serre nei paesi a clima

caldo-secco, utilizzando spray con flusso a favore di corrente, flusso controcorrente e una combinazione di questi due, al variare della pressione all'ugello (che determina la quantità di acqua utilizzata). L'esperimento ha dimostrato che si possono raggiungere alte efficienze di scambio termico, vicine al 100% nel sistema a flusso controcorrente. Parametri operativi ottimali sono risultate essere: una pressione all'ugello di 2×10^5 Pa e un coefficiente acqua/aria di 0,09 kg di acqua per kg di aria e una potenza di pompaggio meccanico di 144 W. In generale, per garantire una buona efficienza, questo sistema di raffreddamento richiede un consumo di energia non inferiore a 5 kWh/m²/anno.

Arbel et al. (1999) hanno utilizzato un sistema di nebulizzazione per una serra di 16 x 24 m² in Israele. Il sistema era basato sulla nebulizzazione di acqua in goccioline finissime (dimensione nebbia di 2-60 µm). Questo sistema è stato confrontato con il sistema fan&pad. La velocità dell'aria e la portata attraverso il pannello umido erano di 1,2 m.s⁻¹ e 75.000 m³.h⁻¹ e 0,4 m.s⁻¹ e 90.000 m³.h⁻¹ per il sistema a nebulizzazione. Sono state osservate prestazioni superiori per il sistema nebulizzante, con un aumento di temperatura di 5 °C e variazioni di umidità relativa inferiori al 20 % all'interno della serra rispetto alle condizioni esterne.

Raffreddamento evaporativo della copertura

Il raffreddamento evaporativo di una copertura si attua attraverso acqua spruzzata sulla superficie del tetto in modo da formare uno strato sottile, il che si traduce in un aumento della superficie dell'acqua libera e di conseguenza aumenta la velocità di evaporazione. Questo fa sì che la temperatura dell'acqua si abbassi alla temperatura di bulbo umido dell'aria circostante. L'uso del velo d'acqua sopra il tetto della serra come ombreggiatura è stato tentato da Morris et al. (1958). Lo spessore del film d'acqua è stato mantenuto pari a 0,5 millimetri sul versante tetto con pendenza del 20%. È stata osservata una riduzione (4-5 °C) della temperatura interna dell'aria. Garzoli (1989) ha suggerito la creazione di un velo d'acqua, o acqua con qualche soluzione colorante, sulla superficie della copertura della serra. Idealmente la maggior parte della radiazione nella foto-sinteticamente attiva è passata attraverso la pellicola nella serra e il resto (circa il 50% della radiazione solare) è stata assorbita come calore dal film e trasportata via.

L'uso di film d'acqua sul tetto è anche stato esaminato per il raffreddamento evaporativo, poiché la evaporazione dell'acqua dal tetto provoca anche il raffreddamento sotto il tetto della serra. In un altro studio, Shamim e McDonald (1995) hanno effettuato una indagine sperimentale per determinare la possibilità di utilizzare la schiuma liquida come un supporto isolante tra le pareti di una serra in un clima caldo-arido. I risultati hanno mostrato l'efficacia della schiuma nell'attenuare le radiazioni termiche: è stato osservato che uno strato di 25 mm è efficace per trasmettere solo il 50% della radiazione solare incidente, con un conseguente abbassamento della temperatura rispetto alla serra senza schiuma.

Sodha et al. (1986) hanno visto che utilizzando un tetto con il raffreddamento evaporativo, nel periodo estivo il flusso di calore attraverso la copertura della serra potrebbe essere diminuito sostanzialmente se l'acqua fosse evaporata proprio sulla superficie della copertura poiché lì si riceve la massima quantità di radiazione solare (circa il 50 % della radiazione totale) in estate. Giacomelli e Roberts (1989) hanno usato uno schermo in poliestere tessuto bianco con 55 % di ombreggiamento, bagnato con l'uso di ugelli ad alta pressione montati sul tubo in PVC. La riduzione della temperatura è stata osservata di 5-6 °C rispetto alla serra controllo. In generale, la creazione di un velo d'acqua consente una diminuzione della temperatura ma il sistema crea spesso situazioni tecniche poco gestibili dagli agricoltori.

Efficienza dei sistemi adiabatici

La Fig. 18 mette in evidenza il fenomeno fisico che associa alla evaporazione di una quantità d'acqua (il punto A in figura) un aumento della pressione di vapore e contemporaneamente una riduzione di temperatura della quantità d'acqua considerata in relazione alla estrazione di calore latente necessario per il processo di evaporazione dell'acqua.

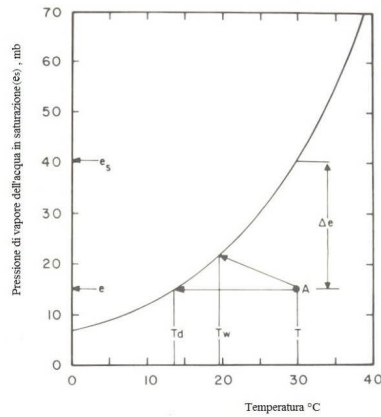


Figura 18 – Valori della pressione di vapore dell’acqua in funzione della temperatura: temperatura di rugiada (T_d), temperatura a bulbo bagnato (T_w) e VPD (Δe). (Hoffman, 1997).

Un metodo comune per calcolare il rendimento di un sistema fan-pad (Oz et al. 2009), è il seguente:

$$\eta = \frac{T_{ao} - T_{ai}}{T_{ao} - T_{wb}} \times 100$$

dove:

η = efficienza del sistema fan-pad (%); T_{ao} = temperatura dell’aria esterna ($^{\circ}\text{C}$); T_{ai} = temperatura dell’aria raffreddata dal pad ($^{\circ}\text{C}$); T_{wb} = temperatura dell’aria esterna (bulbo bagnato) ($^{\circ}\text{C}$).

L’efficienza del sistema adiabatico dipende dalle caratteristiche termodinamiche dell’aria esterna in termini di temperatura ed umidità relativa. In particolare, la temperatura minima teorica che può essere ottenuta nella temperatura dell’aria che esce dal fan è dipendente dalla temperatura a bulbo bagnato dell’aria esterna. Aria con un basso valore di umidità relativa ($\Delta e > 35$ mb) avrà una maggiore capacità di raffreddamento rispetto a un’aria con un valore elevato di umidità relativa ($\Delta e < 10$ mb). La Fig. 19 mette in evidenza le forti disformità all’interno della serra tra l’uscita dell’aria dal *pad* e gli estrattori posti sulla parete opposta, secondo uno studio realizzato con un modello di simulazione basato sull’analisi dei fluidi (Sapounas, 2011).

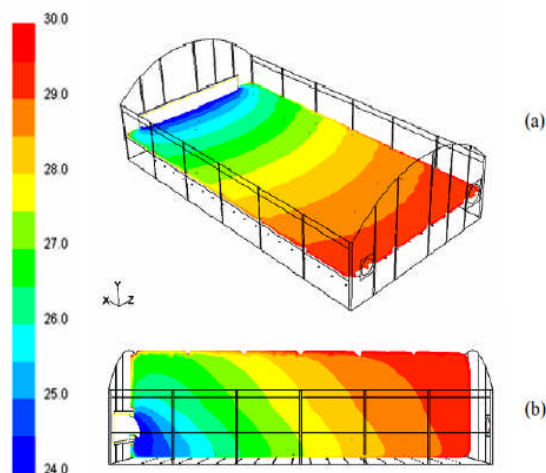


Figura 19 - Temperature interne con il sistema fan-pad : a) 1,2 m sul livello del suolo; b) superficie verticale al centro della serra con $z = 4,0$ m (intervallo di temperatura $24\text{-}30$ $^{\circ}\text{C}$).

Sebbene il metodo di abbassamento della temperatura dell'aria per evaporazione di acqua costituisce una soluzione di facile realizzazione, soprattutto per i sistemi serra di piccole-medie dimensioni, il suo impiego in complessi di sistemi serra di grandi dimensioni per produzioni floro-ornamentali specializzate a carattere industriale non consente una regolazione appropriata sia per la temperatura che per l'umidità dell'aria interna.

Condizionamento dell'aria con sistemi a compressione (pompa di calore a ciclo frigorifero)

Nell'ultimo decennio, le tecnologie per il condizionamento dell'aria nei confronti degli ambienti protetti nei settori degli edifici e dell'agricoltura hanno visto la forte espansione dei sistemi a compressione di vapore sia per il riscaldamento che per il raffreddamento dell'aria. In particolare, i sistemi adiabatici per il controllo umidometrico dell'aria e i sistemi serra sono stati superati in termini di efficienza dalla tecnologia delle pompe di calore a ciclo inverso (macchine frigorifere) che sebbene più impegnativi in termini energetici ed economici, tuttavia, assicurano una maggiore efficacia nei confronti del *comfort* microclimatico.

Yildiz e Stombaugh (2006) hanno effettuato uno studio stabilendo che il funzionamento di una serra con il sistema a pompa di calore ha un grande potenziale per il raffreddamento e la deumidificazione oltre che per il risparmio idrico nei sistemi serra. Il funzionamento a ciclo chiuso di una serra con un sistema pompa di calore con ciclo frigorifero, inoltre, renderebbe più facile anche il mantenimento di livelli elevati di CO₂, riducendo il rischio di attacco di insetti e di malattie all'interno dell'ambiente confinato. Le ricerche effettuate, hanno evidenziato un COP del sistema di raffreddamento con efficienze nel campo 0,93-1,03, mentre il COP dell'impianto di riscaldamento ha mostrato efficienze nel campo 1,64-1,81. In generale, stime preliminari hanno mostrato che i sistemi combinati possono più facilmente ammortizzare l'investimento iniziale per il sistema a pompa di calore funzionante sulla base di entrambe le funzioni di riscaldamento e raffrescamento, in un tempo, variabile a seconda della località, di 2-3 anni.

Il sistema di condizionamento dell'aria tramite pompa di calore generalmente è basato sulla proprietà di assorbire calore da parte di un liquido che, circolando all'interno di un ambiente chiuso, evapora nell'ambiente da rinfrescare, si raffredda e quindi ne assorbe il calore determinando un abbassamento della temperatura. La pompa di calore, che è una macchina termica reversibile dotata di ciclo frigorifero (ciclo inverso di Carnot), per ottenere sia una azione di riscaldamento che di raffrescamento, sfrutta questa sua particolarità in tutte quelle applicazioni in cui si richiede la climatizzazione termica e/o raffrescamento di ambienti. Il frigorifero di uso domestico è un esempio di macchina frigorifera: in esso si asporta calore da un ambiente chiuso verso l'esterno.

Questo è reso possibile dalla presenza di un compressore, di una valvola di laminazione, di un evaporatore, di un condensatore e di un liquido frigorifero. Il ciclo termodinamico della macchina frigorifera si compone di quattro fasi intermedie che operano delle trasformazioni sul fluido frigorifero (Figura 20).

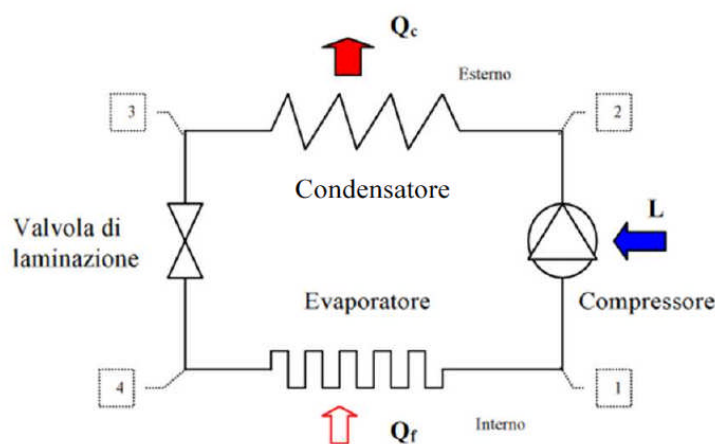


Figura 20 – Il processo termodinamico della pompa di calore con ciclo frigorifero.

Il compressore nella fase 1-2 fornisce energia compiendo un lavoro L che consente una trasformazione reversibile del fluido che lo attraversa. Il ciclo termodinamico della macchina frigorifera si compone di quattro fasi intermedie che operano delle trasformazioni sul fluido frigorifero. Questa trasformazione è una compressione adiabatica che provoca l'innalzamento della pressione del gas e l'aumento della sua temperatura. In tale fase il gas si trova in una condizione di vapore surriscaldato per evitare, con la presenza di eventuale liquido, il danneggiamento del compressore (i liquidi sono incompressibili).

Nel condensatore, durante la fase 2-3 il fluido subisce una trasformazione di stato a pressione costante passando dallo stato gassoso a quello liquido sottraendo calore al fluido (Q_{BcB}) e trasferendolo all'ambiente esterno. Il passaggio di stato avviene coinvolgendo il calore latente di condensazione. Successivamente, con la valvola di laminazione (fase 3-4) il liquido viene fatto espandere con una trasformazione ad entalpia costante che produce una riduzione di pressione e di temperatura. Il liquido a bassa pressione viene adesso immesso nell'evaporatore che assorbendo calore dall'ambiente da raffreddare (Q_{BfB}) produce un'evaporazione del fluido che ritorna allo stato gassoso.

La climatizzazione estiva degli ambienti utilizza macchine frigorifere in cui l'evaporatore è posto all'interno dell'ambiente da raffreddare, mentre compressore, valvola di laminazione e condensatore sono posti nell'ambiente esterno. Il fluido frigorifero trasporta il calore asportato da un ambiente verso l'altro. L'energia ceduta all'esterno è pari alla somma del calore sottratto all'interno più il lavoro eseguito dal compressore. In Fig. 21 è rappresentato sul diagramma di Mollier (piano pressione-entalpia) il tipico diagramma del ciclo frigorifero. Il compressore nella fase 1-2 fornisce energia compiendo un lavoro L che consente una trasformazione reversibile del fluido che lo attraversa.

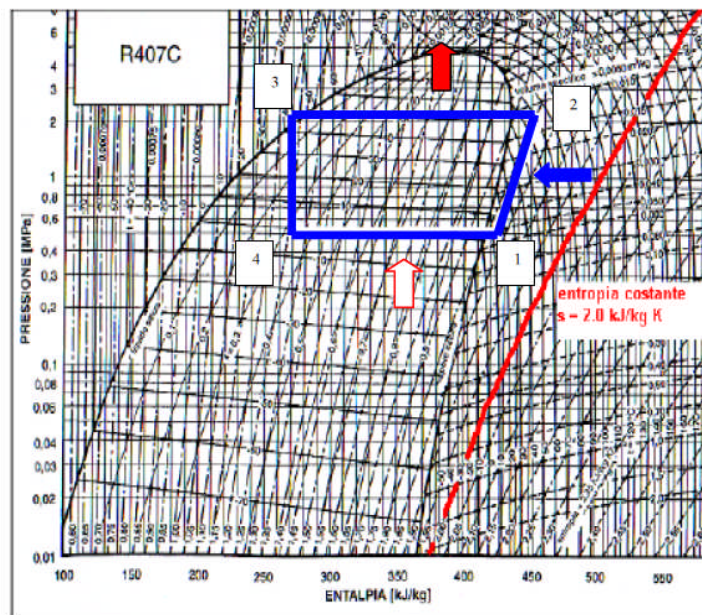


Figura 21 – Diagramma del ciclo frigorifero.

Da queste grandezze si può ricavare l'effetto utile della macchina refrigerante e come rapporto tra l'energia sottratta all'interno e il lavoro (l'impegno energetico) del compressore:

$$\varepsilon = \frac{Q_f}{L}$$

Più elevato è il valore di ε maggiore è il rendimento della macchina poiché con minore lavoro esterno si asporta una maggiore quantità di calore: cresce quando il salto termico tra interno ed esterno diminuisce o quando la temperatura dell'ambiente interno è relativamente bassa. In un ciclo ideale di Carnot avremo:

$$\varepsilon = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

Valori tipici di ε oscillano tra 2 e 3 a dimostrazione che si riesce ad asportare una quantità di calore pari a 2 o 3 volte il corrispondente impegno energetico al compressore. Nei sistemi a pompa di calore con funzionalità a ciclo frigorifero o, più in particolare, dei condizionatori dell'aria, l'impiego di questa tecnologia consente di mantenere profili ottimali di temperatura ed umidità dell'aria, eliminando il consumo di acqua associato ai sistemi di raffrescamento di tipo evaporativo. Tuttavia, nonostante questa tipologia di condizionamento dell'aria rappresenti un sistema tecnologicamente avanzato, certamente superiore alla tecnologia dei sistemi adiabatici, la sua applicazione negli ultimi anni ha trovato sempre maggiore attenzione per la climatizzazione degli edifici civili e commerciali, mentre la sua diffusione nell'agricoltura protetta è ancora relativamente limitata in quanto dispendiosa in termini energetici, in particolare per applicazioni in complessi di sistemi serra di medie-grandi dimensioni (in genere costituiti da blocchi di serre non inferiori a 1 ettaro di superficie coperta). Si sottolinea che per il raffrescamento si richiedono impegni di potenza energetica per ettaro di serra compresi nel *range* tra 700 kW e 1,3 MW (Teitel et al., 2012; Project KBBE, 2004). La Tab. 6 mostra una stima sui consumi elettrici per il condizionamento dell'aria con macchine frigorifere per le serre.

Tabella 6 - Stime sui consumi medi di energia elettrica per il condizionamento di sistemi serra

Tecnologia di riferimento	Colture	Consumo medio	Bibliografia di riferimento
Macchina frigorifera per ambienti protetti di medio-piccole dimensioni con produzioni finalizzate al mercato nazionale.	Piante orto-floro-ornamentali.	Fino a 7.000 kWh/giorno.ha (calcolati sulla base di 6 ricambi aria e un tempo medio di condizionamento di 10 ore).	- Hardin C., Mehlitz T., Yildiz I., Kelly S.F., 2006. - Yildiz I., Stombaugh D.P., 2006. - Migeon C., Pierart A., Lemesle D., Travers A., Chassériaux G., 2012.
Macchina frigorifera per ambienti protetti di grandi dimensioni (complessi di sistemi serra) con processi produttivi di tipo industriale.	Piante floro-ornamentali specializzate.	Non inferiore a 15.000 kWh/giorno.ha (calcolati sulla base di 12 ricambi aria e un tempo medio di condizionamento di 10 ore).	- Fornasieri et al. (Centro Studi Galileo). - www.aermec.com . - Campiotti et al., 2014. - Pizzetti, 2012.
NOTA: E.E.R. (<i>Energy Efficient Ratio</i>) medio 2,30W/W.			

Un ulteriore elemento da considerare con i sistemi di raffrescamento con tipologie a compressione è costituito dai problemi di ordine ambientale non ancora completamente risolti associati alle emissioni di clorofluorocarburi (CFC), idroclorofluorocarburi (HCFC) e idrofluorocarburi (HFC), nonché alla sicurezza degli impianti in relazione ai gas/liquidi impiegati per la compressione del vapore (Tabb. 7 e 8 e 9).

Tabella 7 – Refrigeranti utilizzati nei sistemi di condizionamento dell'aria.

Tipo	Refrigeranti comuni	Refrigeranti meno comuni
Disciplinati dal regolamento sugli F-gas		
HFC - fluidi puri	R-134a	R-23, R-32, R-125, R-143a
Miscele contenenti HFC REG. CE 842/06 DPR 43/2012	R-403 (A,B), R-404A, R-407C, R-408A, R-410A, R-413A, R-417A, R-419A, R-507A	R-401 (A,B,C), R-402 (A,B), R-405A, R-407 (A,B,D), R-411B, R-416A, R-422 (A,D), R-423A, R-508A
Altri refrigeranti – non disciplinati dal regolamento sugli F-gas bensì dal regolamento sulle ODS⁷		
HCFC - fluidi puri	R-22	R-123, R-124
HCFC - miscele	DPR 147/06	R-406A, R-409 (A,B)
CFC - fluidi puri e miscele	R-11, R-12, R-502	R-13 DPR 147/06
Altri refrigeranti – non disciplinati dal regolamento sugli F-gas né dal regolamento sulle ODS		
Alternative	R-717 (ammoniaca), R-290 (propano), R-600a (isobutano), R-1270 (propilene), miscele di idrocarburi (HC)	R-744 (CO ₂)

Tabella 8 – Caratteristiche chimico-fisiche dei refrigeranti.

Refrigerante	ODP (R11=1)	GWP (CO2=1)	Tossicità'	Infiammabilità'
R11	1	4000	no	no
R12	1	8500	no	no
R22	0,055	1700	no	no
R32	0	580	(no)	si
R125	0	3200	(no)	no
R142b	0,0065	2000	(no)	no
R143a	0	4400	no	(si)
R134a	0	1300	no	no
R152a	0	140	no	si
R227	0	2900	no	no
R717(ammoniaca)	0	0	si	(no)
R290 (propano)	0	3	no	si
R600 (butano)	0	3	no	si
R718 (acqua)	0	0	no	no
R744 (CO ₂)	0	1	no	no

GWP: Global WarmingPotential, riferito ad 1 kg di anidride carbonica.

ODP: OzoneDepletionPotencial, riferito ad 1 kg di gas refrigerante R11.

Tabella 9 - Prevenzione e controllo delle perdite.

E' un obbligo per l'operatore, a prescindere dalle quantità. Vanno adottate tutte le misure possibili senza provocare costi elevati. Decreto Pr. N° 43/2012, REG. CE 1516/2007 .			
Kg Refrigerante →	≥ 300 kg	≥ 30 <300	≥ 3 <30*
Frequenza dei controlli senza rilevatori elettronici	3 mesi	6 mesi	12 mesi
Frequenza dei controlli con rilevatori elettronici	6 mesi	12 mesi	12 mesi
*≥6 <30 Kg se il circuito è ermetico			

Si sottolinea che mentre i CFC sono stati già banditi dal mercato, dal 1 gennaio 2015 anche tutti gli HCFC saranno vietati, pertanto rimangono utilizzabili soltanto gli HFC. Sulla base di quanto sopra riportato, la Tab. 10 riporta una serie di considerazioni che sottolineano che sebbene i sistemi adiabatici presentino condizioni economiche ed energetiche relativamente contenute, tuttavia tale tecnologia spesso non è in grado di assicurare le condizioni microclimatiche ottimali di temperatura ed umidità che le piante richiedono durante l'arco dell'anno, soprattutto nel periodo primavera-estate. Ciò è particolarmente vero soprattutto per i complessi di sistemi serra con caratteristiche produttive di tipo industriale in quanto per le dimensioni e le caratteristiche produttive che presentano, richiedono una tecnologia più avanzata in grado di controllare oltre che la temperatura anche l'umidità relativa e la ventilazione. A tal proposito, negli ultimi anni si è venuta affermando la tecnologia delle pompe di calore a ciclo frigorifero, che sebbene rappresenti una tecnologia superiore ai sistemi adiabatici, tuttavia il suo impiego richiede un uso corretto nei confronti dei fattori ambientali e della manutenzione ordinaria programmata, ormai obbligatoria con le normative vigenti (D.P.R. 43/2012), che spesso costituiscono elementi che ne ostacolano la diffusione al comparto delle serre. A tal proposito, sarebbe opportuno l'impiego di una tecnologia di climatizzazione in grado di superare i limiti tecnici dei sistemi adiabatici e, contemporaneamente, ridurre i costi energetici dei sistemi a compressione.

Tabella 10 – Tipologie di condizionamento dell'aria interna nei sistemi serra.

<i>Caratteristiche costruttive ed operative</i>	<i>Sistemi adiabatici</i>	<i>Sistemi a compressione</i>
Costi di fabbricazione e manutenzione contenuti.	X	
Assenza di emissioni di gas fluorurati.	X	
Ampia disponibilità di tipologie in relazione agli ambienti protette.	X	X
Possibilità di funzionamento con controllo digitale (DDC).	X	X
Facilità di integrazione nelle strutture che caratterizzano i sistema serra.	X	
Consumo di energia contenuto.	X	
Manutenzione ordinaria programmata.		X
Consumo contenuto di acqua.		X
Mantenimento di un microclima ottimale.		X
Presenza di norme di certificazione gas.		X
Settori di applicazione: residenziale, industria.		X
Applicazione in sistemi serra.	X	X
Applicazione in complessi di sistemi serra.		X

Discussione e conclusioni

La realizzazione nei sistemi serra di un microclima ottimale in termini di temperatura, umidità relativa e ricambi d'aria è condizione indispensabile per esaltare la crescita e lo sviluppo della coltivazione vegetale e quindi sostenere la competitività dell'azienda agricola specializzata nella serricoltura. Mentre, tra le piccole-medie aziende serricole risulta diffuso il raffrescamento adiabatico (*fan-pad*, *package* o *cool box*, *fogging*), soprattutto per contrastare i picchi estremi di temperatura durante il periodo primavera-estate, il condizionamento dell'aria con sistemi a compressione (pompe di calore a ciclo frigorifero), invece, rappresenta la soluzione più adeguata, in quanto consente oltre al controllo dei picchi estremi di temperatura, anche di mantenere livelli microclimatici ottimali dell'umidità relativa e della ventilazione in serra. Indagini ENEA (Campiotti et al., 2014), hanno evidenziato che il condizionamento dell'aria della serra con la tipologia a pompa di calore con ciclo frigorifero risulta utilizzato soprattutto da aziende vivaistiche e da aziende di tipo familiare specializzate nella coltivazione di specie vegetali di alto reddito (orchidee, rose, ecc.), con consumi medi di energia elettrica pari a oltre 400.000 kWh/m²/ettaro.

Per quanto riguarda, invece, le grandi aziende che gestiscono complessi di sistemi serra con operatività di tipo industriale, l'impiego delle pompe di calore a ciclo frigorifero, sebbene tecnologicamente superiore ai sistemi adiabatici, si configura non sempre sostenibile in termini di costi energetici. Sulla base di quanto finora riportato, è evidente pertanto che il problema del raffrescamento delle serre, soprattutto nelle aree mediterranee, attuato sia con la tipologia adiabatica che con la tipologia a compressione (pompe di calore a ciclo frigorifero), costituisce ancora una situazione tecnologica ed operativa non completamente risolta tra le aziende serricole. È auspicabile che nel breve periodo, il mondo dell'agricoltura protetta insieme con i produttori di tecnologie e innovazioni, rivolga maggiore attenzione allo sviluppo di sistemi energeticamente ed ambientalmente sostenibili per il condizionamento dell'aria interna delle serre. Tra le possibili soluzioni sicuramente è da valutare l'impiego di sistemi adiabatici innovativi dotati di gestione elettronica per la regolazione della temperatura, dell'umidità relativa e della ventilazione della serra, in grado di mantenere le attuali prestazioni della tecnologia dei sistemi a pompa di calore con ciclo frigorifero ma, contemporaneamente, di diminuire i costi dei consumi elettrici per le aziende. L'introduzione di soluzioni innovative nel comparto della tecnologia per ottimizzare il microclima interno delle serre ai fini della competitività nei confronti dei *competitors* europei, soprattutto Olanda e Germania, non è ormai più prorogabile, se vogliamo mantenere la qualità e i volumi economici della filiera nazionale dei sistemi serra.

Allegato 1: cenni di psicrometria

Psicrometria: studia le proprietà dei miscugli di aria e vapore. Nella pratica tecnica, per lo studio dei problemi relativi al condizionamento si ricorre ai diagrammi psicrometrici che permettono una risoluzione grafica del problema stesso. I diagrammi normalmente si riferiscono alla pressione normale di 760 mmHg ed un kg di aria secca contenente una quantità variabile di vapore d'acqua. Attraverso questi diagrammi, note due grandezze del miscuglio aria-vapore in esame, è possibile identificare le altre grandezze del miscuglio.

La ventilazione per il raffrescamento dei sistemi serra

Questa tecnica di raffrescamento richiede normalmente un aspiratore/estrattore per convogliare una certa portata di fluido (aria) che può essere espressa in volume o in peso per unità di tempo ed una certa pressione normalmente espressa in mm H₂O oppure Pascal, necessaria per vincere le perdite di carico che si avranno nel circuito, dove questo fluido dovrà circolare. Per svolgere la prestazione richiesta l'aspiratore, qualsiasi esso sia, deve trasmettere al fluido che lo attraversa una certa quantità di energia, energia che riceve a sua volta dal motore elettrico di comando.

Le due energie non sono ovviamente uguali, altrimenti il rendimento del ventilatore sarebbe del 100%. L'energia meccanica resa dal motore al ventilatore è sempre superiore a quella che il ventilatore rende al fluido trasportato. Il rendimento del ventilatore si ottiene quindi dal rapporto fra la prima e la seconda energia. Tutti i ventilatori sono caratterizzati da quattro valori fondamentali:

- portata
- pressione
- potenza assorbita
- rendimento energetico

Portata

La portata è il volume di fluido che passa attraverso l'aspiratore nell'unità di tempo; conoscendo quindi la portata di un aspiratore, collegato ad una canalizzazione, si può calcolare la velocità del fluido nella sezione della condotta stessa con la formula:

$$v = \frac{Q_v}{3600 \times A}$$

dove:

v = velocità media del fluido [m/sec] ,

Qv = portata [mc/h] ,

A = area della sezione della condotta [mq] .

Pressione

È la 'forza' con cui il ventilatore deve spingere l'aria per vincere la resistenza di un sistema di ventilazione a causa di condotti, filtri, ostacoli, ecc. Normalmente si misura in mm.c.a. (millimetri colonna d'acqua), anche se l'unità di misura europea è il Pa (Pascal). 1 mm.c.a. = 9,81 Pa. Quando un fluido è in movimento si possono distinguere tre tipi di pressione.

Pressione statica (PS)

Viene definita come la pressione esercitata dal fluido sulle pareti della condotta o del recipiente in cui è contenuto. Essa agisce ugualmente in tutte le direzioni ed è indipendente dalla velocità del fluido. Prendendo

come riferimento la pressione ambiente, la pressione statica è positiva quando è maggiore della pressione ambiente, negativa quando è minore.

Pressione dinamica (PD)

Viene definita come la pressione corrispondente alla parte di energia posseduta dall'unità di massa del fluido a causa della sua velocità (energia cinetica). Essa agisce nella stessa direzione del moto del fluido e viene sempre considerata di segno positivo. La pressione dinamica è funzione della velocità e della densità del fluido ed è espressa dalla seguente formula, dove:

$$P_D = \frac{1}{2} \rho v^2$$

dove:

PD = pressione dinamica in Pa (Pascal) ,

ρ = densità del fluido in Kg/m³ ,

v = velocità del fluido in m/s .

La pressione dinamica, espressa in mm H₂O, può essere calcolata con buona approssimazione, per aria nelle condizioni normali tecniche, con la seguente formula pratica:

$$P_D = \frac{v^2}{16}$$

dove:

PD = pressione dinamica in mm H₂O (da Pa);

v = velocità del fluido in m/s.

Pressione totale (PT)

Viene definita come la somma algebrica della pressione statica (ps) e della pressione dinamica (pd):

$$PT = PS + PD$$

Particolari condizioni di funzionamento del ventilatore sono:

a) funzionamento a bocca chiusa;

b) funzionamento a bocca libera

Il ventilatore funziona a bocca chiusa quando la portata risulta nulla. Essendo nulla la velocità del fluido attraversante anche la pressione dinamica sarà nulla. In questo caso si ha:

$$PT = PS$$

Questa condizione di funzionamento corrisponde all'inizio della curva di prestazione del ventilatore. Il ventilatore funziona invece a bocca libera quando sia la bocca d'aspirazione che quella di mandata non sono collegate a condotte. In questo caso la pressione statica sarà nulla per cui si ha:

$$PT = PD$$

La pressione generata dal ventilatore è tutta dinamica e, questa condizione di funzionamento, corrisponde al punto finale della curva di prestazione del ventilatore.

Definizione di potenza assorbita e rendimento energetico

Un ventilatore per fornire una portata d'aria con una determinata pressione totale, richiede una certa potenza meccanica che gli viene fornita dal motore elettrico. Questa potenza, che dipende anche dal rendimento del ventilatore, è data dalla seguente formula:

$$PA = Q_v \times PT / 3,671 \times \eta$$

dove:

- PA = potenza assorbita [W],
- Q_v = portata [mc/h];
- PT = pressione totale [mmH₂O],
- η = rendimento aeraulico [%].

Punto di lavoro

L'energia che un ventilatore riceve dal motore elettrico viene trasferita al fluido che l'attraversa sotto forma di pressione totale (PT). La pressione totale che un ventilatore può fornire non è però costante, ma varia in funzione della portata secondo la curva caratteristica del ventilatore. Anche la potenza assorbita varia in funzione della portata.

Volendo far circolare una determinata quantità d'aria in un impianto occorre fornire al fluido una certa energia, sotto forma di pressione, per poter vincere gli attriti che questo incontra nel moto. La pressione da fornire varia con la portata e la relazione esistente tra queste due grandezze viene indicata dalla seguente espressione:

$$P = K_r * Q^2$$

dove:

- P = pressione richiesta dall'impianto,
- K_r = coefficiente dipendente dalle caratteristiche dell'impianto in esame,
- Q = portata.

Il coefficiente K_r rimane costante per variazioni non molto ampie della portata e può essere ricavato a partire dalla Eq. in un certo punto di funzionamento, misurato o calcolato. Ricavato K_r è possibile tracciare la curva della p in funzione della Q, ovvero la curva caratteristica dell'impianto (o del circuito).

Un ventilatore, installato in impianto, fornirà una portata corrispondente al valore della pressione statica necessaria per vincere la resistenza al moto del fluido nel circuito. Disponendo su uno stesso diagramma, sia la curva della pressione statica del ventilatore che quella relativa alla resistenza aeraulica dell'impianto, il punto di incontro delle due curve sarà il punto di lavoro (vedi figura sottostante).

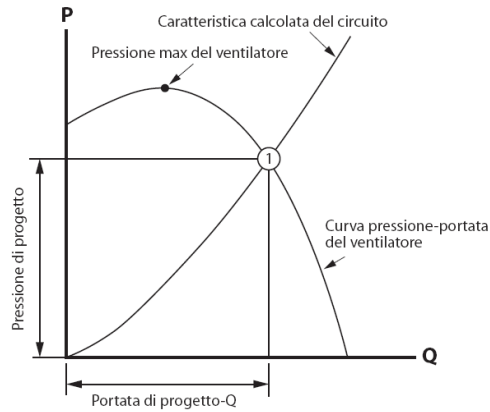


Figura 1 – Diagramma del punto di lavoro

Umidificazione adiabatica

Considerata una camera isolata termicamente ove ugelli nebulizzatori alimentati da una pompa, iniettano acqua nel sistema, l'esperienza mostra che evaporerà una quantità d'acqua tale da portare a saturazione l'aria. Il trattamento di *saturatione adiabatica* è un processo in cui viene incrementata l'umidità assoluta senza alcuno scambio di calore e dunque senza modificare il contenuto entalpico della miscela (Figura 2).

In ingresso, l'aria non satura è caratterizzata da:

- Temperatura, t
- Umidità specifica, x
- Entalpia, J

mentre in uscita l'aria satura avrà:

- Temperatura, t'
- Umidità specifica, x'_s
- Entalpia, J'_s
-

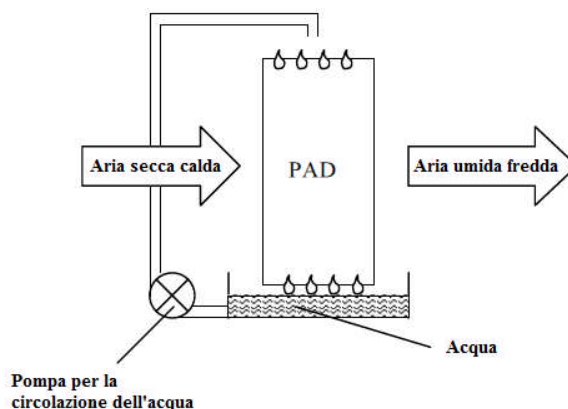


Figura 2 - Sistema di raffreddamento adiabatico.

Pertanto al termine del trattamento di umidificazione adiabatica si può osservare che:

1. La temperatura post trattamento dell'aria, t' , è inferiore alla temperatura ante trattamento dell'aria t , infatti l'aria fornirà calore sensibile per far evaporare l'acqua.
2. L'umidità specifica post trattamento dell'aria, x' , è maggiore dell'umidità specifica ante trattamento dell'aria, x .
3. L'entalpia dell'aria post trattamento (J), è maggiore dell'entalpia dell'aria ante trattamento, J_s' , nella misura del contenuto entalpico racchiuso nell'acqua evaporata, ovvero dell'acqua di rinnovo fornita alla temperatura t' .

Possiamo scrivere:

$$J + (x'_s - x) \cdot i'_{H_2O} = J'_s$$

dove:

- J : entalpia dell'aria umida ante-trattamento = $i_a + x i_v$.
- J'_s : entalpia dell'aria satura post-trattamento = $i'_s + x'_s i'_v$.
- $(x'_s - x) \cdot i'_{H_2O}$: entalpia dell'acqua evaporata ovvero dell'acqua di reintegro avente temperatura t' .

Possiamo scrivere la precedente relazione nella forma:

$$J - (x \cdot i'_{H_2O}) = J'_s - (x'_s \cdot i'_{H_2O})$$

$$J'_s - (x'_s \cdot i'_{H_2O}) = \Sigma$$

Si osserva che per ogni temperatura t' il secondo termine della precedente relazione è *univocamente determinato*, pertanto vi è un infinito numero di miscugli aria-vapor d'acqua caratterizzati dallo stesso valore di Σ . In particolare questi miscugli possono variare dall'aria secca, ovvero $x = 0$, per cui si ha $i'_g = \Sigma$ all'aria satura, ovvero $(x'_s - x) \cdot i'_{H_2O} = 0$ avente dunque una temperatura t' ed una umidità specifica x'_s .

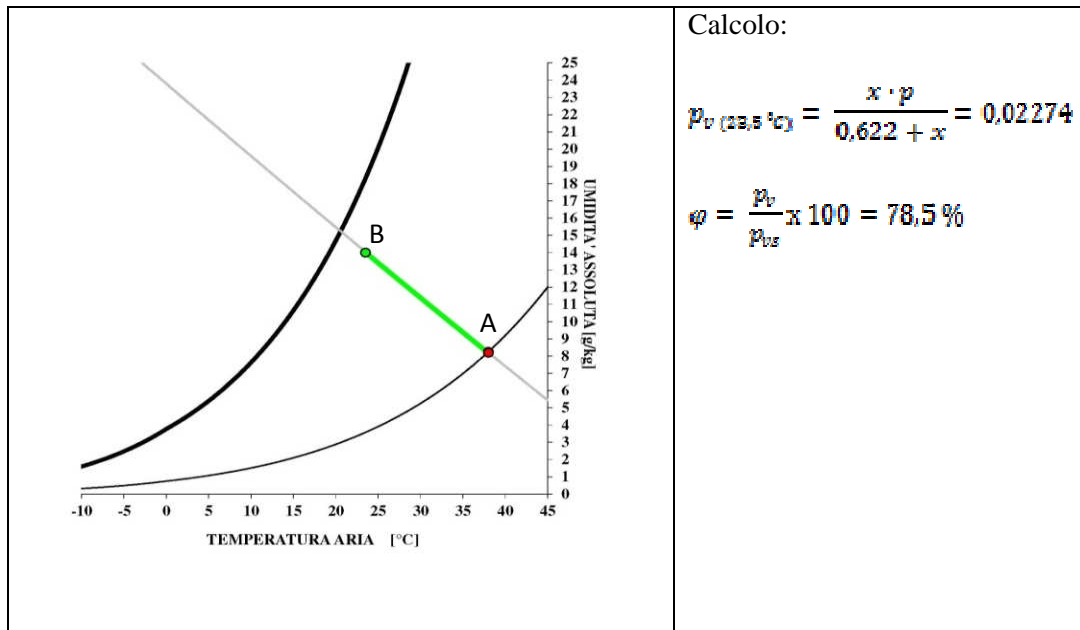
Ai fini pratici, la temperatura di saturazione adiabatica t' si può considerare uguale alla *temperatura a bulbo umido* della miscela stessa. L'umidificazione adiabatica può essere realizzata mediante un unico trattamento, facendo passare l'aria attraverso un umidificatore adiabatico, la quale si troverà ad avere una temperatura inferiore rispetto a quella di inizio trattamento ed un'umidità specifica maggiore. Non essendoci scambio di calore, il contenuto entalpico del miscuglio rimane costante, pertanto nel diagramma ASHRAE l'umidificazione adiabatica è rappresentata da un segmento di isoentalpica A-B.

Si riporta di seguito un esempio per una serra avente le seguenti caratteristiche:

- Superficie: 1 ha di sistema serra.
- Altezza in gronda: 4,50 m.
- Ricambi aria/ora: 15.
- Densità dell'aria: 1,1532 kg/m³.
- Temperatura esterna: 38 °C.
- Umidità relativa esterna: 20%.

Pertanto:

Portata [kg/h]	Temp. Est. [°C]	Umidità Spec. [g/kg]	Umidità Rel. [%]	Entalpia Spec. [kJ/kg]	Temp. uscita Pad [°C]	Umidità à Spec. Uscita Pad [g/kg]	Umidità à Rel. Uscita Pad [%]	Entalpia Spec. Uscita Pad [kJ/kg]	Efficienza Umidifica tore [%]
760.992	38	8,6	20	59,2	23,5	14	78,5	59,2	83



Generalmente l'efficienza degli umidificatori è limitata a valori che si attestano tra 0,80 e 0,92, pertanto si definisce *efficienza dell'umidificatore* ε il rapporto tra la differenza di umidità assoluta compiuta dal trattamento e la massima possibile fino a portare a saturazione la miscela (Fig. 3).

$$\varepsilon = \frac{x_B - x_A}{x_S - x_A}$$

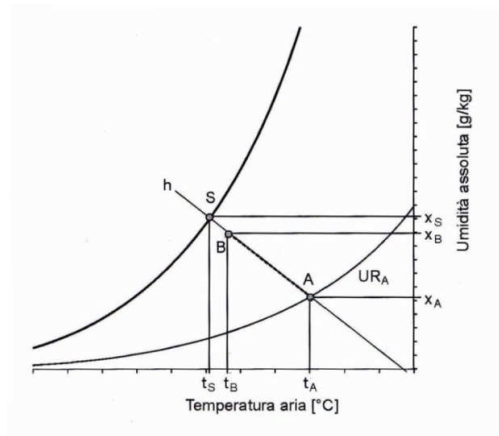


Figura 3 – Efficienza dell'umidificatore.

CARATTERISTICHE DELL'ARIA SECCA

Atmosfera standard: indica le condizioni dell'aria al livello del mare (0 m):

temperatura standard: $T = 288\text{ K}$; ($T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$)

pressione barometrica standard: $p = 101,325\text{ kPa}$; ($p = 760\text{ mmHg}$)

Temperatura a bulbo secco [t]: e' la temperatura misurata attraverso un comune termometro.

Nel S.I. e' espressa in [K], anche se e' di uso comune esprimerla in [°C].

Volume specifico dell'aria secca: [V_a]: per l'aria secca e' possibile applicare l'equazione di stato dei gas perfetti che seguono la legge:

$$p_a V_a = RT$$

da cui segue:

$$V_a = R_a T / p_a$$

- V_a = volume specifico dell'aria secca [m³/kg];
- R_a = Costante dei gas, per l'aria secca vale 287,055 [J/(Kg K)];
- T = temperatura assoluta [K];
- p_a = pressione dell'aria [Pa] .

Ad una temperatura di 273 K (0 °C) ed alla pressione atmosferica standard si ha:

$$V_a = 0,774 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Calore specifico dell'aria secca [c_{pa}]: alla pressione atmosferica standard, il calore specifico dell'aria secca varia tra:

$$T = 233 \text{ K} \quad ; \quad c_{pa} = 0,996 \text{ kJ/kg K} \quad ; \quad (T = -40 \text{ }^\circ\text{C} \quad c_{pa} = 0,238 \text{ kcal/kg }^\circ\text{C})$$

$$T = 333 \text{ K} \quad ; \quad c_{pa} = 1,022 \text{ kJ/kg K} \quad ; \quad (T = +60 \text{ }^\circ\text{C} \quad c_{pa} = 0,244 \text{ kcal/kg }^\circ\text{C})$$

Nei calcoli usuali il calore specifico dell'aria secca può assumersi pari a:

$$c_{pa} = 1,005 \text{ [kJ/kg K]} \quad ; \quad c_{pa} = 0,24 \text{ [kcal/kg }^\circ\text{C]}$$

Entalpia dell'aria secca [J_a]: alla pressione atmosferica standard e riferendosi ad 1 kg di aria secca, l'entalpia a $T = 273 \text{ K}$ ($T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$) si assume arbitrariamente uguale a zero. Pertanto l'entalpia di 1 kg di aria secca per una generica temperatura t è espressa da:

$$J_a = c_{pa} \cdot t \quad \text{da cui:}$$

$$J_a[\text{kJ/kg}] = 1,005 \cdot t \quad ; \quad J_a[\text{kcal/kg}] = 0,24 \cdot t$$

- J_a = entalpia dell'aria secca [kJ/kg];
- t = temperatura a bulbo asciutto [K] .

CARATTERISTICHE DELL'ARIA UMIDA

L'aria umida rappresenta una miscela gassosa di aria secca e vapore d'acqua che si trova nelle condizioni di vapore surriscaldato; pertanto l'aria umida la si può considerare come una miscela di gas perfetti, tranne il caso in cui il vapore d'acqua, in determinate condizioni, passa in fase liquida o solida ed esce così dalla miscela gassosa. Per tale ragione la quantità di vapore d'acqua nella miscela non può essere arbitraria. E' possibile stimare le proprietà dell'aria umida a diverse altitudini (z) attraverso le seguenti relazioni:

$$p_{\text{bar}} = 101,325 (1 - 2,25577 \times 10^{-5} \times z)^{5,2559}$$

$$T = 15 - 0,0065 z$$

- p_{bar} = pressione barometrica, kPa;
- T = temperatura, °C;
- z = altitudine, m

In accordo con la *legge di Dalton* e considerando che generalmente la pressione d'aria umida coincide con la pressione barometrica, si ha:

$$p_{\text{bar}} = p_{\text{aria}} + p_{\text{vap}}$$

- p_{bar} : pressione barometrica
- p_{aria} : pressione aria secca;
- p_{vap} : pressione vapore d'acqua

Aria umida non satura: si intende una miscela di aria secca e vapore surriscaldato. La pressione di vapore, p_{vap} è minore della pressione di saturazione, p_s :

$$P_{\text{vap}} < p_s$$

Aria umida satura: aumentando il contenuto di vapore d'acqua nell'aria a temperatura costante, la pressione parziale aumenta raggiungendo il valore della pressione di saturazione p_s mentre il vapore diventa saturo secco: pertanto una miscela di aria secca e di vapore saturo secco si chiama *aria umida satura*. La pressione di vapore p_{vap} è uguale alla pressione di saturazione p_s

$$P_{\text{vap}} = p_s$$

A dette condizioni, contenuti maggiori di vapore d'acqua nell'aria, danno luogo alla precipitazione dell'acqua sotto forma di goccioline.

Temperatura di rugiada o punto di rugiada [t_r]: rappresenta la temperatura cui si deve raffreddare l'aria perché il vapore in essa contenuto raggiunga la saturazione per una quantità fissa di vapore acqueo. Il processo di saturazione può avvenire sia attraverso un aumento della quantità di vapor d'acqua, sia attraverso un raffreddamento a pressione parziale costante, p_{vap} del vapore. La particolare temperatura per cui la pressione di vapore p_{vap} diventa uguale alla pressione di saturazione p_s , si chiama *temperatura di rugiada o punto di rugiada*.

Temperatura a bulbo umido [t_{bu}]: e' la temperatura minima che l'acqua può raggiungere per evaporazione nell'ambiente circostante. Il raffreddamento avviene a seguito dell'assorbimento di calore necessario perché vi sia l'evaporazione dell'acqua a temperatura costante. Detta temperatura viene misurata attraverso un comune termometro il cui bulbo viene avvolto in una garza imbevuta d'acqua. La temperatura a bulbo umido viene usata per calcolare l'umidità relativa. Nel S.I. e' espressa in [K], anche se e' di uso comune esprimerla in [°C]. Di seguito le caratteristiche di uno psicrometro per la misura dell'umidità (Figura 4).

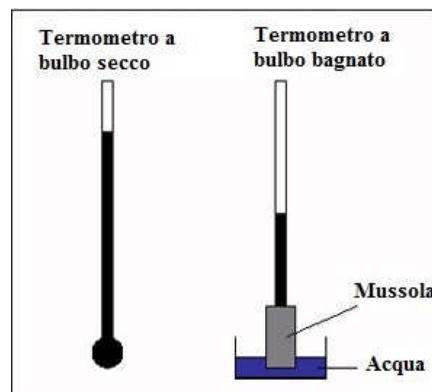


Figura 4 - Caratteristiche dello psicrometro.

La temperatura a bulbo umido possiamo calcolarla attraverso la seguente relazione:

$$T_{bu} = - \frac{J \cdot \Delta t}{\Delta t \cdot R_v \cdot \ln \varphi - J}$$

dove:

- R_v – costante dei gas per il vapor d'acqua: 461,520 J/kg K ;
- J – Entalpia di vaporizzazione dell'acqua;
- φ – Umidità relativa ;
- Δt - rappresenta il salto di temperatura, $(t_2 - t_1)$ con $t_1 = 273,15$ K, a bulbo asciutto della miscela espressa in K.

Volume specifico del vapor d'acqua: [V_v]: anche per il vapor d'acqua e' possibile applicare l'equazione di stato dei gas perfetti che seguono la legge:

$$p_{vap} V_v = RT$$

da cui segue:

$$V_v = R_v T / p_v$$

- V_v - volume specifico del vapor d'acqua; m³/kg;
- R_v - Costante dei gas, per il vapor d'acqua; 461,520 J/Kg K;
- T - temperatura assoluta; K;
- p_{vap} - pressione del vapor d'acqua; Pa

Calore specifico del vapor d'acqua [c_{pv}]: alla pressione atmosferica standard, nel campo del condizionamento il calore specifico del vaor d'acqua si assume costante e vale:

$$c_{pv} = 1,926 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]} \quad ; \quad c_{pv} = 0,46 \text{ [kcal/kg}\cdot\text{°C]}$$

Tenore di massa di acqua o Umidità specifica [x]: è il rapporto tra la quantità di vapore d'acqua (espressa in grammi a chilogrammi) contenuta in un kg di aria secca.

$$x = G_{vap} / G_{aria}$$

L'equazione di Clapeyron per una mole di aria secca è espressa da:

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

dove V è il volume occupato da una mole di aria secca. Se allora il tenore di acqua molare è pari ad x , che occupa lo stesso volume V , l'equazione di Clapeyron per le x moli di vapor d'acqua si scrive: $p_{vap} \cdot V = x \cdot n \cdot R_v \cdot T$. Dalle due precedenti si ottiene:

$$x = \frac{R_v}{R_a} \cdot \frac{p_{vap}}{p_a}$$

dunque:

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_{vap}}{p_a}$$

applicando la legge di Dalton, si ottiene:

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_{vap}}{p_{bar} - p_{vap}}$$

Si deve sottolineare che le relazioni sopra scritte sono valide soltanto nel caso in cui l'acqua presente nell'aria umida si trovi allo stato di vapore, poiché soltanto in questo caso può essere applicata l'equazione di Clapeyron per un gas perfetto. Il tenore di vapore massimo possibile per una data temperatura dell'aria umida è dato da:

$$x_v = 0,622 \frac{P_s}{P_{bar} - P_s}$$

Si osservi che il tenore di vapore massimo dipende dalla pressione barometrica e dalla temperatura dell'aria umida. Dal momento che la pressione di saturazione del vapore cresce con la temperatura ne segue che quanto più è alta la temperatura dell'aria tanto più è elevato il suo tenore di vapore massimo.

Umidità assoluta; si intende il valore della pressione parziale p_{vap} del vapore d'acqua contenuto nell'aria umida, espresso in mm Hg.

Umidità relativa [Ur]; è il rapporto tra la pressione parziale del vapor d'acqua p_{vap} contenuto nell'aria umida ad una data temperatura e la corrispondente pressione di saturazione del vapore d'acqua, ovvero la massima pressione parziale del vapore d'acqua alla temperatura data, da cui:

$$\varphi = \frac{P_{vap}}{P_s} \cdot 100$$

Il valore φ è espresso in percentuale, da cui se $0 \leq p_{vap} \leq p_s$ allora si ha che $0 \leq \varphi \leq 100\%$. Ad esempio avere il 50% di umidità relativa alla temperatura t , significa che la pressione parziale di vapore d'acqua p_{vap} corrisponde al 50% della pressione di saturazione del vapore d'acqua alla temperatura t . Pertanto dalla precedente, in riferimento alla temperatura t , si ottiene:

$$P_{vap} = P_{sat} \cdot \frac{\varphi}{100}$$

Entalpia dell'aria umida [J_v]: si riferisce al kg di aria secca ossia ad $(1+x)$ kg di aria umida ed è pari alla somma dell'entalpie del kg di aria secca e di x kg di vapore d'acqua in essa contenuto. Considerando il vapor d'acqua come un gas perfetto e tenendo conto che il calore specifico e l'entalpia dei gas perfetti sono indipendenti dalla pressione ed infine che il calore specifico del vapor d'acqua c_{pv} allo stato gassoso perfetto può ritenersi costante in relazione al piccolo intervallo di temperature utilizzate nel condizionamento, l'entalpia del vapore d'acqua alla temperatura t ed alla pressione p può essere espressa:

$$J_v = r(0^\circ\text{C}) + c_{pv}$$

dove $r(0^\circ\text{C})$ è il calore di vaporizzazione a 0°C e vale 2501 [kJ/kg], ovvero 597,3 [kcal/kg].

Pertanto alla temperatura t , nel caso in cui l'entalpia sia misurata in [kJ/kg], ovvero in [kcal/kg] si ha:

$$J_v[\text{kJ/kg}] = 2501 + 1,926 \cdot \Delta t \quad ; \quad J_v[\text{kcal/kg}] = 597,3 + 0,46 \cdot \Delta t .$$

L'entalpia di un *miscuglio aria-vapore* alla temperatura t , è pari alla somma dell'entalpia dell'aria secca e dell'entalpia del vapor d'acqua, pertanto si ha:

$$J = 0,24 \cdot \Delta t + 597,3 \cdot x + 0,46 \cdot \Delta t \cdot x$$

dove:

J – entalpia della miscela espressa in kcal/kg aria secca.

Δt – rappresenta il salto di temperatura, $(t_2 - t_1)$ con $t_1 = 0$ °C, a bulbo asciutto della miscela espressa in °C.

x – umidità specifica della miscela espressa in kg vapor d'acqua/ kg aria secca .

Il diagramma di Ramzin ($I-d$) semplifica notevolmente i calcoli inerenti l'aria umida (Fig. 5): sull'asse delle ordinate sono riportati i valori dell'entalpia dell'aria umida in kJ/kg di aria secca, sull'asse delle ascisse è riportato il tenore d'acqua in g/kg di aria secca.

Poiché l'asse delle ascisse è diretto sotto un angolo di 135° rispetto all'asse orizzontale delle ordinate, le curve ad entalpia costante risultano inclinate di 45° rispetto all'orizzontale.

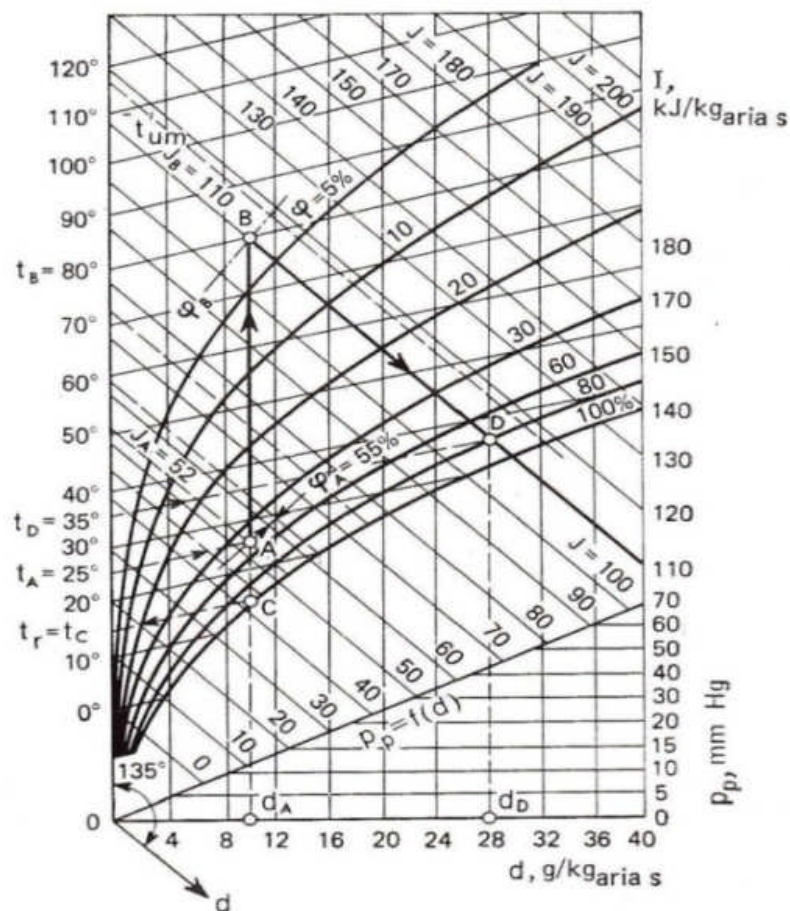


Figura 5 - Diagramma di Ramzin; entalpia: tenore d'acqua nell'aria umida.

LE TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE: TRATTAMENTI DELL'ARIA

Si riportano di seguito i diagrammi psicrometrici di ASHRAE (Figura 6) e Mollier (Figura 7). Mentre nel diagramma ASHRAE vengono riportate sia le famiglie di curve a temperature a bulbo umido costante che ad entalpia costante, nel diagramma di Mollier vengono riportate le linee ad entalpia costante.

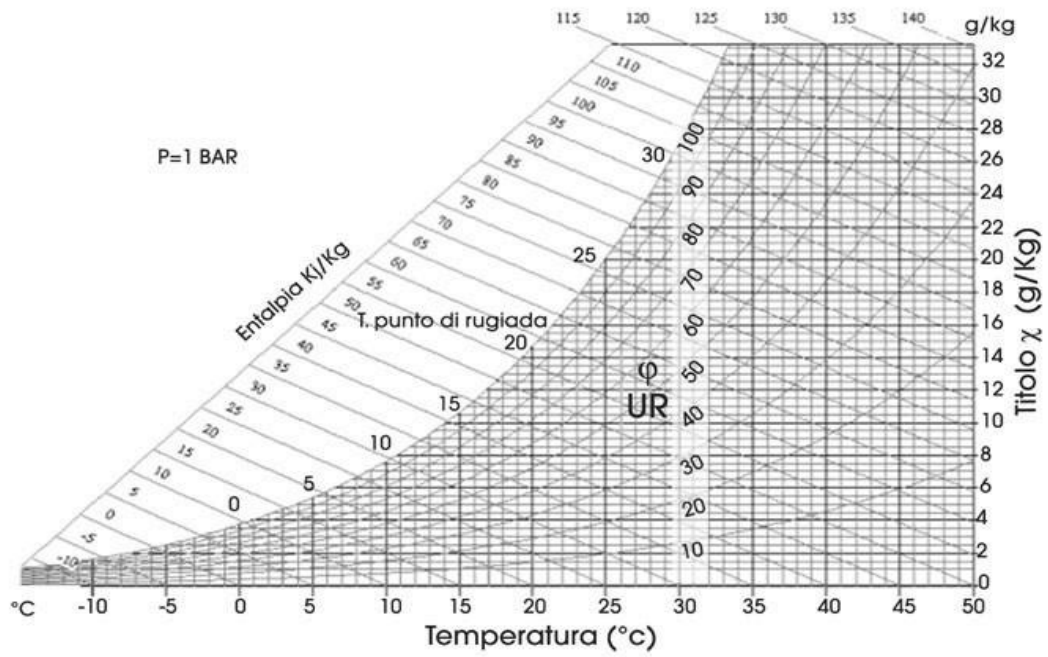


Figura 6 - Diagramma Ashrae.

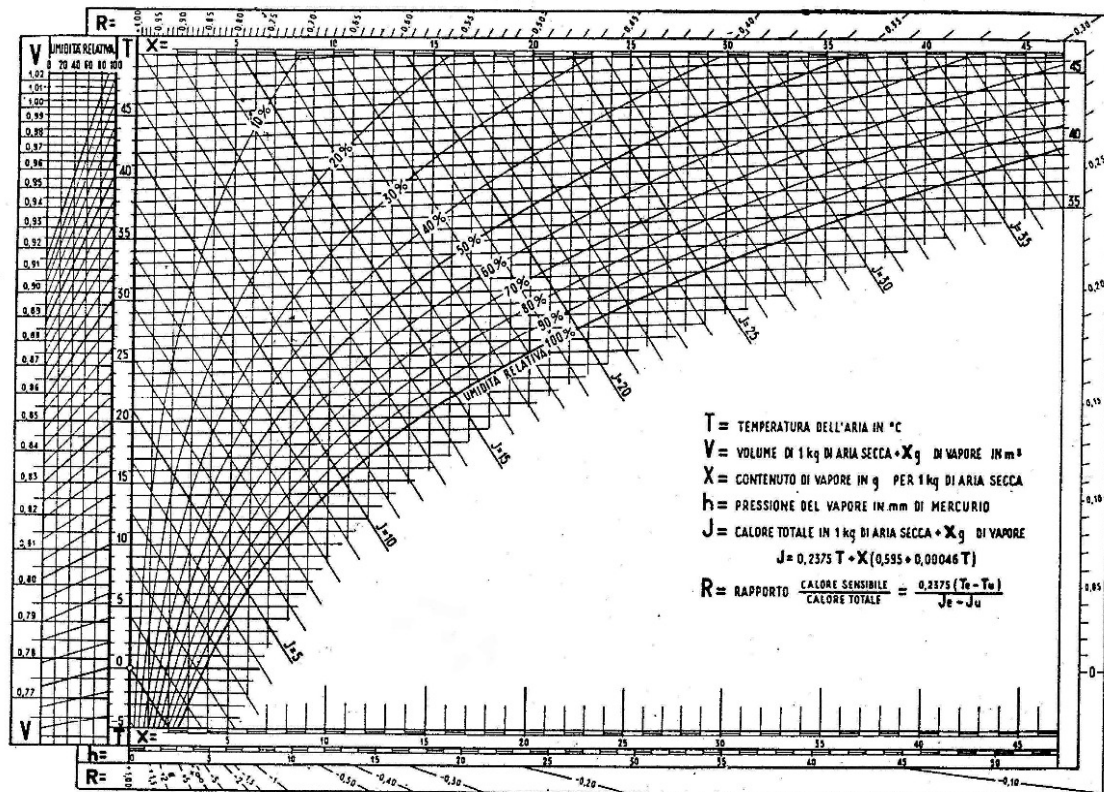


Diagramma J/x o di Mollier per aria umida a 760 mm di mercurio

Figura 7 - Diagramma di Mollier.

Miscelazione dell'aria

Se due quantità d'aria in condizioni termoigrometriche diverse si miscelano tra loro danno luogo ad una miscela risultante. Si possono scrivere le seguenti relazioni:

$$G_A + G_B = G_C$$

$$G_A \cdot x_A + G_B \cdot x_B = G_C \cdot x_C$$

$$G_A \cdot J_A + G_B \cdot J_B = G_C \cdot J_C$$

da cui si ricava:

$$\frac{G_A}{G_B} = \frac{x_C - x_B}{x_A - x_C} = \frac{J_C - J_B}{J_A - J_C}$$

dove si ha:

G – quantità di aria secca espressa in kg .

x – umidità specifica espressa in g/kg .

J – entalpia espressa in kJ/kg aria secca .

Graficamente, il punto C di miscela, divide il segmento che individua i punti rappresentativi delle due quantità che si miscelano, A e B, in parti inversamente proporzionali al rapporto tra le masse, ovvero tra le umidità specifiche, ovvero tra le entalpie (Figura 8).

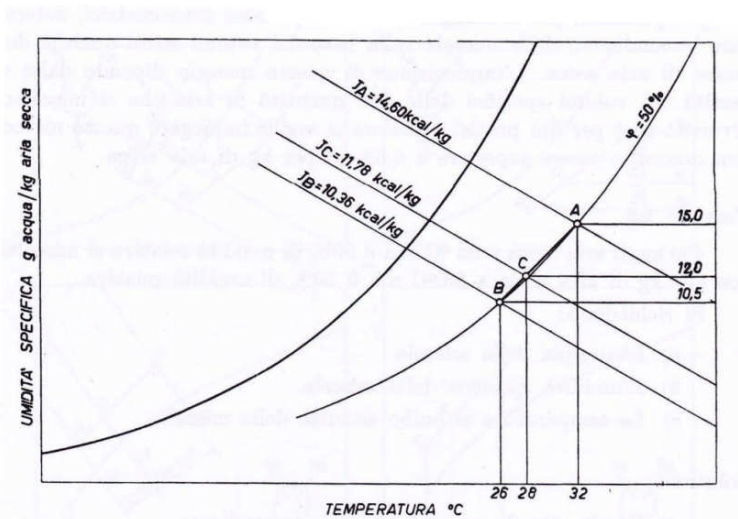


Figura 8 – Caratteristiche termodinamiche della miscelazione d'aria.

Riscaldamento sensibile

Si parla di riscaldamento sensibile quando l'aria nell'ambiente viene riscaldata senza che vari l'umidità specifica, pur tuttavia, riscaldandosi, l'aria diminuisce la propria umidità relativa, tale riscaldamento è dovuto alla radiazione solare, ad infiltrazioni dell'aria esterna. Pertanto il raffreddamento della serra risulta inferiore alla temperatura del pad a causa del riscaldamento subito dall'aria lungo il percorso tra il pad e l'estrattore. La potenza necessaria per effettuare il riscaldamento può essere espressa nella forma:

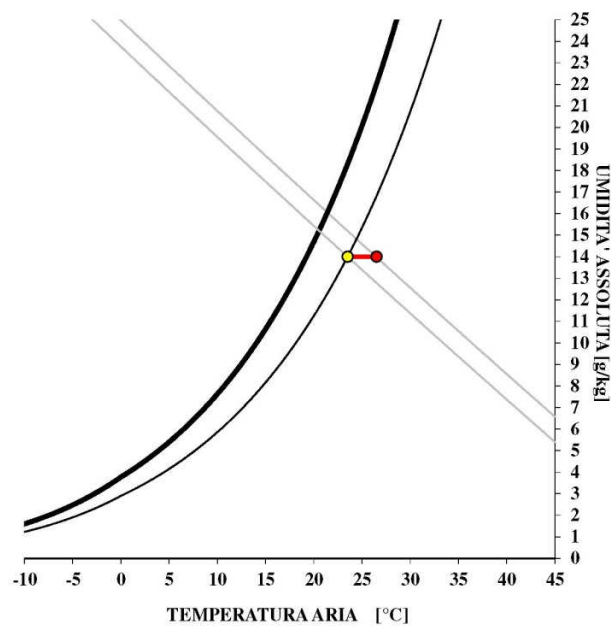
$$P = G \cdot c_{pa} \cdot \Delta t$$

dove

- P – potenza, espressa in W ;
- G – portata in massa, espressa in Kg/h ;
- c_{pa} – calore specifico dell'aria secca, vale 1,005 kJ/kg K ;
- Δt – intervallo di temperatura, espresso in °C .

Pertanto:

Portata [kg/h]	Temp. in [°C]	Umidità Spec. [g/kg]	Umidità Rel. [%]	Entalpia Spec. [kJ/kg]	Temp. out [°C]	Umidità Spec. [g/kg]	Umidità Rel. [%]	Entalpia Spec. [kJ/kg]
760.992	23,5	14	78,5	59,2	26,5	14	63,9	62,2



CICLO FRIGORIFERO

Quando un sistema compie una trasformazione si ha una variazione di entropia. Se si calcola la variazione di entropia del sistema e si aggiunge la variazione di ciò che lo circonda localmente, si ottiene quella che si chiama *variazione di entropia dell'universo*.

Trasformazione reversibile: è una trasformazione tale che sia il sistema, sia ciò che lo circonda localmente, possono essere riportati nei rispettivi stati iniziali, senza produrre alcun cambiamento nel resto dell'universo, ove per universo si intende ciò che circonda localmente il sistema rappresentato da quella parte degli oggetti che possono interagire direttamente con il sistema stesso. Una trasformazione che non soddisfa questi

requisiti si dice *irreversibile*. Per chiarire questo concetto definiamo dapprima il concetto di lavoro. L'esecuzione di un lavoro L può essere sempre definito come un sollevamento o abbassamento di un peso, pertanto si ha un aumento o diminuzione dell'energia potenziale di un sistema meccanico. Ciò posto, immaginiamo che un sistema S passi da uno stato iniziale S_1 ad uno stato finale S_2 ; corrispondentemente un peso sospeso si abbassi ad un'altezza corrispondente all'esecuzione di una quantità L di lavoro ed infine una quantità Q di calore fluisce dal sistema ai serbatoi. La trasformazione si dice *reversibile* se il sistema, il peso ed i serbatoi possono essere riportati allo stato iniziale S_1 , senza che ciò implichi alcun cambiamento in un altro sistema meccanico o serbatoio dell'universo che possa interagire con il sistema S

Irreversibilità termica: consideriamo due trasformazioni che implicano un passaggio di calore fra un sistema ed un serbatoio in virtù di una differenza finita di temperatura:

T_1 – Conduzione o radiazione di calore da un sistema ad un serbatoio più freddo.

T_2 – Conduzione o radiazione di calore attraverso un sistema, il cui stato non cambia, da un serbatoio caldo ad uno freddo.

Per riportare il sistema e ciò che lo circonda ai rispettivi stati iniziali, si dovrebbe trasmettere calore da un corpo più freddo ad uno più caldo; questo viola il secondo principio della termodinamica, pertanto tutte le trasformazioni di questo tipo sono irreversibili. Per trasformazioni *reversibili* la variazione di entropia è espressa dalla relazione:

$$dS = \frac{dQ}{T}$$

Per trasformazioni *irreversibili*:

$$dS \geq \frac{dQ}{T}$$

Nel S.I. l'entropia si misura in J/K .

Applicazione del principio dell'entropia: si vuole abbassare la temperatura di un corpo di massa M dal valore T_1 dell'ambiente circostante al valore T_2 . Si utilizza un frigorifero che lavora su un ciclo fra un serbatoio a temperatura T_1 ed il corpo stesso, che deve essere portato a temperatura T_2 . Dopo un numero finito di cicli al corpo viene sottratta una quantità di calore Q , il frigorifero compie un lavoro W , ed al serbatoio viene ceduta una quantità di calore $Q+L$. Le variazioni di entropia sono:

$$\Delta S \text{ del corpo} = S_2 - S_1 .$$

$$\Delta S \text{ del refrigerante} = 0 .$$

$$\Delta S \text{ del serbatoio} = \frac{Q+L}{T_1} .$$

Applicando il principio dell'entropia, si ottiene:

$$S_2 - S_1 + \frac{Q+L}{T_1} \geq 0$$

Moltiplicando per T_1 si ottiene:

$$T_1(S_2 - S_1) + Q + L \geq 0$$

Da cui:

$$L \geq T_1(S_2 - S_1) - Q$$

Ne consegue che il valore minimo di L_{\min} è:

$$L_{\min} = T_1(S_2 - S_1) - Q$$

Avendo a disposizione le tavole delle proprietà termodinamiche del materiale è possibile definire il costo minimo di esercizio dell'impianto frigorifero. In accordo con il secondo principio della termodinamica, per poter trasmettere il calore da un corpo meno caldo ad uno più caldo è necessario un processo supplementare di compensazione con apporto di energia dall'esterno in quanto tale processo non avviene in modo spontaneo. Il ciclo frigorifero più efficiente è il *ciclo inverso di Carnot* (Figura 9) che, però non è realizzabile, parliamo allora di *impianti frigoriferi a compressione di vapore saturo* (Figura 10) che meglio si avvicinano, in termini di efficienza, al ciclo di Carnot.

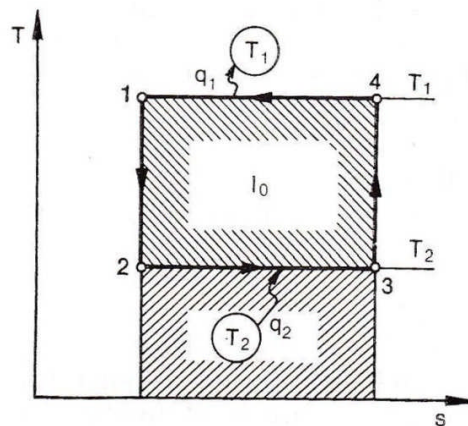


Figura 9 - Ciclo inverso di Carnot.

Il ciclo di Carnot inverso viene percorso in senso antiorario, ove ed il fluido refrigerante viene dapprima compresso lungo l'adiabatica 3-4, con innalzamento della temperatura da T_2 a T_1 , poi lungo la isoterma 4-1 viene ceduto alla sorgente calda il calore Q_1 . Successivamente il fluido si dilata lungo l'adiabatica 1-2 con l'abbassamento della temperatura da T_1 a T_2 ed infine lungo la isoterma 2-3 viene assorbito calore dalla sorgente fredda. Il lavoro che viene speso per sottrarre calore dalla sorgente calda e cederlo alla sorgente fredda è equivalente all'area 3412.

L'efficienza del ciclo frigorifero di Carnot è espressa dal coefficiente di effetto frigorifero ε ed è definito dal rapporto tra il calore sottratto alla sorgente fredda Q_2 ed il lavoro speso L , ovvero dal rapporto tra la temperatura T_2 della sorgente fredda e la differenza di temperatura tra le due sorgenti $T_1 - T_2$:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{AL} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

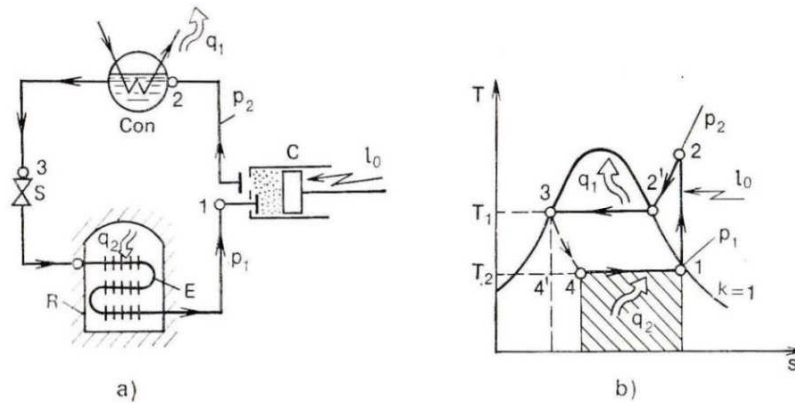


Figura 10 - Schema e diagramma T-S impianto frigorifero a compressione di vapore .

Analogamente a quanto descritto per il ciclo inverso di Carnot si può esprimere il *coefficiente di effetto frigorifero* ε E.E.R. (Energy Efficiency Ratio) per un ciclo di un impianto frigorifero come:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{L} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2}$$

Dalla precedente relazione si evince che quanto più è grande il valore di ε tanto più è efficace il ciclo frigorifero, ovvero tanto più è piccolo il lavoro speso per sottrarre calore alla sorgente fredda. Tale valore nelle normali macchine frigorifere supera l'unità. Riferendoci ad un determinato intervallo di tempo, il coefficiente di effetto frigorifero è espresso dal rapporto tra una portata di calore, cioè dal flusso termico totale asportato dall'ambiente da refrigerare e la potenza. Se l'intervallo è 1 ora la potenza sarà espressa in kcal/h, da cui si ottiene:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{P \cdot 860}$$

Normalmente viene usato l'effetto frigorifero specifico ξ definito come il rapporto tra il calore sottratto nell'evaporatore all'ambiente da mantenere a bassa temperatura in 1 ora , cioè la portata in kcal/h e la potenza espressa in kW, da cui:

$$\xi = \frac{Q_2 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]}{P \left[\frac{\text{kW}}{\text{h}} \right]}$$

In un ciclo inverso il calore Q_1 che viene trasmesso alla sorgente calda è pari alla somma del calore Q_2 sottratto alla sorgente fredda e del calore equivalente al lavoro compiuto per la realizzazione del ciclo, AL:

$$Q_1 = Q_2 + AL$$

Il condizionamento estivo dell'aria generalmente avviene attraverso una centrale frigorifera del tipo a compressione di vapore saturo. Una delle caratteristiche principali delle macchine frigorifere è la *potenza frigorifera*, ossia la quantità di calore sottratta alla sorgente fredda nell'unità di tempo

POMPA DI CALORE

Un particolare tipo di macchina frigorifera è la “pompa di calore”. In essa l’evaporatore è posto in un ambiente dal quale può assorbire calore senza variare apprezzabilmente le condizioni ambientali (ad esempio un evaporatore immerso nell’acqua di mare). Tale calore può essere reso disponibile per impianti di riscaldamento elevandone la temperatura mediante la fornitura di lavoro meccanico.

In questo caso la parte utile della macchina è il condensatore che nell’impianto di utilizzazione del calore diventa “caldaia”. Si chiama “ *coefficiente di amplificazione ρ* ” il rapporto tra la portata di calore resa disponibile al condensatore e la potenza spesa.

Detto coefficiente è chiamato anche C.O.P. (*Coefficient of Performance*) e misura le prestazioni della macchina. Riferendosi alla macchina ideale di Carnot, l’*effetto utile di una pompa di calore ρ* si può definire anche come il rapporto tra la temperatura T_1 della sorgente calda e la differenza di temperatura $T_1 - T_2$ delle due sorgenti :

$$\rho = C.O.P. = \frac{T_2}{T_1 - T_2} + 1 = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Dalla precedente relazione si può stabilire una relazione tra il *coefficiente di effetto calorifico ρ* e il *coefficiente di effetto frigorifero ε* , si ha infatti che:

$$\rho = \varepsilon + 1$$

Da questa relazione si evince che il coefficiente calorifico del ciclo è tanto più elevato quanto maggiore è il *coefficiente di effetto frigorifero ε* .

Bibliografia

- Arbel, A., Yekutieli, O., Barak, M., 1999. Performance of a fog system for cooling greenhouses. *Journal of Agricultural Engineering Research* 72 (2), 129–136 .
- Arbel, A., Barak, M., Shklyar, A., 2003. Combination of forced ventilation and fogging systems for cooling greenhouses. *Biosystem Engineering* 84 (1), 45–55.
- ASHRAE, 1978. *Application Hand Book, Environmental Control for Animals and Plants*, New York, p. 16 (Chapter 22).
- Bidwell, R.G.S. *Fisiologia vegetale*. 1978. Piccin Ed., Padova.
- Campiotti C., A. Latini, M. Scoccianti, C. Viola., 2014. L'ottenimento dei Certificati Bianchi. La scheda 40 E: I sistemi serra. ENEA. ISBN: 978-88-8286-310-4.
- FAO, plant production and protection paper n.90. 1988.
- Fogg, G.E., 1969. *La vita e la crescita delle piante*. Universale scientifica Bollati Boringhieri.
- Foster, 1985. Foster, R. E. *Evaporative Air-Conditioning Contributions to Reducing Greenhouse Gas Emissions and Global Warming*. Proceedings of American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Toronto, Canada, June 20-24, 1998.
- Franco A., Diego L. Valera and Araceli Peña. Energy Efficiency in Greenhouse Evaporative Cooling Techniques: Cooling Boxes *versus* Cellulose Pads. *Energies* 2014, 7, 1427-1447.
- Fuchs, M., Dayan, E., Presnov, E., 2006. Evaporative cooling of ventilated greenhouse rose crop. *Agriculture and Forest Meteorology* 138 (1–4), 203–215 .
- Garzoli, K.V., 1989. Cooling of greenhouse in tropical and sub-tropical climates. *ActaHorticulturae* 257, 93–101.
- Giacomelli, G.A., Giniger, M.S., Krass, A.E., Mears, D.R., 1985. Improved methods of greenhouse evaporative cooling. *ActaHorticulturae* 174, 49–55.
- Giacomelli, G.A., Roberts, W., 1989. Try alternative methods o evaporative cooling. *ActaHorticulturae* 257, 29–41 .
- Hamer P.J.C., 1997. Simulating the irrigation requirements of a greenhouse crop. *Acta Hort.* 443, ISHS 1997.
- Hoffman Glenn J., 1997. *Humidity. Controlled Environment Guidelines for Plant Research*. Editors: T. W. Tibbits, T.T. Kozlowski. ISBN: 0-12-690950-4.
- IEE RES-H Policy project. 2020-2030-2050 Common Vision for the Renewable Heating & Cooling sector in Europe European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling. 2011. ISBN 978-92-79-19056-8 doi:10.2788/20474.
- Lee W. Fong. Thesis “Cooling capacity assessment of semi-closed greenhouses. The Ohio State University, 2010.
- Jarvis W. R., 1992. *Managing diseases in greenhouse crops*. APS PRESS. ISBN: 0-89054-122-1.
- Kittas, C., Baille, A., Giaglaras, P., 1999. Influence of covering material and shading on the spectral distribution of light in greenhouses . *Journal of Agricultural Engineering Research* 73 (4), 341–351.
- Kittas, C., Bartzanas, T., Jaffarin, A., 2001. Greenhouse evaporative cooling: measurement and data analysis. *Transactions of the ASAE* 44 (3), 683–689 .
- Kittas, C., 2012. Cuadernos de estudios agroalimentarios. ISSN 2173-7568, 89-114, CEA03. Julio 2012.
- Luchow, K., Von Zabeltitz, C., 1992. Investigation of a spray coolin system in a plastic-film greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research* 52, 1–10.
- Mannan, K.D., Cheema, L.S., 1981. Year round studies on natural cooling and heating of greenhouses in Northern India. In: *Proceeding of the National Solar Energy Convention Bhavnagar, India* .
- Montero, J.I., Anton, A., 1990. Greenhouse cooling during warm period . *Acta Horticulture* 245, 49–60.
- Oz H., Atilgan A., Buyuktas K., and Alagoz T. The efficiency of fan-pad cooling system in greenhouse and building up of internal greenhouse temperature map. *African Journal of Biotechnology* Vol. 8 (20), pp. 5436-5444, 19 October, 2009. <http://www.academicjournals.org/AJB>.
- Project KBBE- 2007-1-2-04, Grant Agreement number. 211457. Project acronym: EUPHOROS
Project title: Efficient Use of inputs in Protected HORTiculture Deliverable No 14 Public.
- Sapounas A.A., Nikita-Martzopoulou, T. Bartzanas and C. Kittas. 2008. Fan and Pad Evaporative Cooling System for Greenhouses: Evaluation of a Numerical and Analytical Model. *Acta Hort.* 797, ISHS 2008.
- Sethi, V.P., Gupta, Y.P., 2004. Reduction of greenhouse temperature using reflector sheet. *AMA Japan, Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America* 35 (2), 51–54 .

- Shamim, T., McDonald, T.W., 1995. Experimental study of heat transfer through liquid foam, In: Proceedings of ASHRAE, Transaction No. 1. Atlanta, CA, USA, pp. 150–157 .
- Sodha, M.S., Bansal, N.K., Kumar, A., Bansal, P.K., Malik, M.A.S.,1986. Solar Passive Building and Design. Pergamon Press, New Delhi.
- Tesi R. 2008. Colture protette, ortoflorovivaismo in ambiente mediterraneo. Edagricole, Sesta edizione, Milano 2008.
- Teitel M., J.I. Montero, E.J. Baeza, 2012. Greenhouse Design: Concepts and Trends. Acta Hort. 952, ISHS 2012.
- Willits, D.H., 1993. Greenhouse cooling. North Carolina Flower Growers Bulletin 38 (2), 15–18.
- Yildiz, I. and Stombaugh, D.P. 2006. Dynamic modeling of microclimate and environmental control strategies in a greenhouse coupled with a heat pump system. Acta Hort. 718:331-339 .
- <http://www.wageningenur.nl/en/Research-Results/Projects-and-programmes/Euphoros-1/Calculation-tools/Air-exchange-monitor.htm> .

Bibliografia specifica per gli allegati sul raffrescamento adiabatico e il condizionamento dell'aria.

- Pizzetti C. “Condizionamento dell'aria e refrigerazione voll. 1 e 2” . Ed. Ambrosiana” 2012.
- Vio M. “Impianti di climatizzazione” . Ed. Delfino” 2008.
- Rossi N. “Manuale del termotecnico” . Ed. Hoepli 2009.
- Golino G.,Liparotti G.F. “Impianti termotecnici” - Ed. Hoepli 2008.
- Kirillin V.A. Sycev V.V., Sejnclin A.E. “Termodinamica tecnica” – Editori Riuniti 1980.
- Svets I.T. Tolubinskij V.I. “Termotecnica” . Editori Riuniti – 1976.
- Parolini G., Del Monaco A., Fontana D.M. “Fondamenti di Fisica Tecnica” – Ed. Utet 1983.
- Molinari G. “Diagrammi di stato per la termodinamica tecnica dell'acqua”. Ed. ESA .
- Zemansky M. W. “Calore e termodinamica” . Ed. Zanichelli.
- Fornasieri E., Corradi M., Cecchinato L. “Seasonal energy efficiency (ESEER) of different installation solutions of chillers using screw compressors for R134a”. Centro Studi Galileo.

TABELLA DI CONVERSIONE

	Tep	GJ	Joule	kcal	kJ	MWh	GWh
1 kWh			$3,6 \times 10^3$	860	3600		1×10^{-6}
1 MWh	0,086		$3,6 \times 10^6$				
1 Tep		41,868		10^7		11,628	
1 Gcal		4,186	4186×10^6				
1 kcal			4186		4,186		
1 Mcal							
1 kJ			10^3	0,239	1,000		
1 MJ			10^6				
1 cal			4,186				
1 t gasolio	1,080						
1 t benzina	1,020						
1 t GPL	1,100						
1 t olio combustibile	0,980						
1000 m³ metano	0,820						
1 thermie				1000			
k = chilo = 10^3 M = mega = 10^6 G = giga = 10^9 T = tera = 10^{12}							

Edito dall' **ENEA**
Servizio Comunicazione

Lungotevere Thaon di Revel, 76 - 00196 Roma

www.enea.it

Stampa: Tecnografico ENEA - CR Frascati
Pervenuto il 13.11.2014

Finito di stampare nel mese di dicembre 2014