



**Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino**

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

**NUMERO: 517**

**DATA: 10/04/2013**

# **A P P U N T I**

**STUDENTE: Cetani**

**MATERIA: Fisica Tecnica + Formulario**  
**Prof. Corrado**

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.  
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

# FISICA TECNICA

## TERMODINAMICA APPLICATA

la Termodinamica studia l'energia posseduta e scambiata dai corpi nelle sue varie forme e le trasformazioni di energia da una forma all'altra che hanno luogo durante i processi o nei corpi non sottoposti.

Le leggi della Termodinamica costituiscono le restriizioni di carattere generale alle quali tali trasformazioni devono soggiacere.

SISTEMA TERMODINAMICO: è una porzione finita di spazio, caratterizzata da un volume e da una massa costanti, o variabili, ma identificabili in ogni istante.

SUPERFICIE DI CONTROLLO: superficie (reale o ideale) che separa il sistema termodinamico dall'ambiente esterno.

ENERGIE DI SCAMBIO attraverso CALORE e LAVORO.

### SISTEMI TERMODINAMICI

- APERTI: scambio sia di energia sia di massa con l'ambiente esterno.
- CHIUSI: scambio di energia ma non di materia.
- ISOLATI: nessuno scambio con l'ambiente esterno.

### ENERGIA

Bisogna distinguere tra energia posseduta del sistema e quella in transito attraverso il suo contorno.

Le energie in transito possono essere:

CALORE: scambio di energia indotta da una differenza di temperatura. È > 0 se entrante.

LAVORO: scambio di energia per effetto di una forza che produce uno spostamento del suo punto di applicazione lungo la direzione della forza stessa. È > 0 se uscente.

proprietà (COORDINATE TERMODINAMICHE) pressione, volume e temperatura  
 la relazione che lega le coordinate termodinamiche di un sistema in equilibrio si chiama equazione di stato.

$$f(p, V, T) = 0$$

Quando un sistema si allontana dalle condizioni di equilibrio si dice che esso subisce una trasformazione termodinamica durante la quale le sue proprietà termodinamiche cambiano finché non raggiungono nuove condizioni di equilibrio.

Una trasformazione si dice ciclica quando gli stati iniziali e finali coincidono.

### PRESSIONE

Def: forza perpendicolare esercitata sull'unità di superficie.

$$p = \frac{dF}{dS} \quad \left[ \frac{N}{m^2} = Pa \right]$$

$$1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ bar} = 1000 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ mmHg} = 9,81 \cdot Pa$$

$$760 \text{ mmHg} = 1 \text{ atm}$$

$$1 \text{ ATM TECNICA} = 10 \text{ mmHg} = 98100 \text{ Pa}$$

### TEMPERATURA

È variabile di stato intensiva che rappresenta  $E_k$  fornita dalle molecole che compongono il sistema.

La temperatura si misura per vie indirette, misurando la variazione di una grandezza che dipende dalla temperatura (lunghezza, volume, resistenza elettrica).

PRINCIPIO ZERO della TERMODINAMICA: 2 corpi, ognuno in eq.

termico con un terzo, sono in eq. termico tra loro.

Tale principio può essere riformulato: 2 corpi sono in eq. termico se hanno la stessa temperatura.

ENERGIA MECCANICA  $E_M$

Somma di  $E_k$  e  $E_p$   $E_M = E_k + E_p$

ENERGIA INTERNA  $U$

$E_k + E_p$  delle singole molecole interne al sistema

EN. INTERNA SPECIFICA ( $u$ )  $u = \frac{U}{m} \left[ \frac{J}{kg} \right]$

ENTALPIA  $H$

Funzione di stato  $H = U + pdV$

ENTALPIA SPECIFICA ( $h$ )  $h = \frac{H}{m} \left[ \frac{J}{kg} \right]$

ENERGIA PRIMARIA : energia delle fonti [J o tonnellate di petrolio]

- NON RINNOVABILE
- RINNOVABILE

ENERGIA SECONDARIA : energia trasformata messa disponibile dall'utente

ENERGIA FINALE : energia usata dall'utente (es. calore del termosifone)

REVERSIBILITA' E IRREVERSIBILITA'

Se una transf. è caratterizzata da una successione infinita di stati che tendono all'equilibrio (transf. infinitamente lenta), ed ognuno dei quali coinvolge un ben preciso insieme di coordinate termodinamiche, essa viene detta reversibile.

Nella realtà non esistono infatti e nemmeno che differenza tra forze motrici e resistenti, come anche la differenza di  $T$  fra il sistema e l'esterno, non infinitamente piccole, e dunque non piccole le accelerazioni (variazioni di  $E_k$ ) e infinitamente lenti gli scambi di calore.

PROBLEMA di ZEMANSKY

Si abbia un cilindro che racchiude un gas in eq. termico, meccanico e chimico interno e con l'ambiente esterno.

Al termine delle 2 trasformazioni si trova che il sistema si ritrova nelle condizioni iniziali (cioè ha subito una trasf. e che l'ambiente esterno:

- ha ricevuto una quantità netta di calore  $|Q^1| - |Q^2| > 0$
- ha compiuto lavoro netto:  $W^1 + W^2 = (F_2 - F_1)(z_1 - z_2)$

Il lavoro netto è pari alla perdita di energia potenziale del peso, e dunque l'ambiente esterno, che non è più nelle C.I.

> Una trasf. IRREVERSIBILE degrada l'energia dell'universo.

CAUSE DELL'IRREVERSIBILITÀ: → trasf. che evolve in modo libero (attriti → degrado energia)

→ scambio di T con una diff. finite non infinitesima.

### CONCLUSIONI DI CARATTERE GENERALE

① Se il processo è reversibile lo stato del sistema è noto in ogni fase del processo e le energie scambiata possono essere determinate attraverso le sole variabili di stato del sistema;

② la successione di 2 trasf. reversibili invertire le rispettive le condizioni del sistema che quelle dell'ambiente esterno;

③ le irreversibilità indicano sempre l'efficienza di un processo. Pertanto un processo reversibile rappresenta un'astrazione che pone un limite superiore al lavoro che può essere ottenuto da un processo e pone un limite inferiore al lavoro richiesto per compiere un processo.

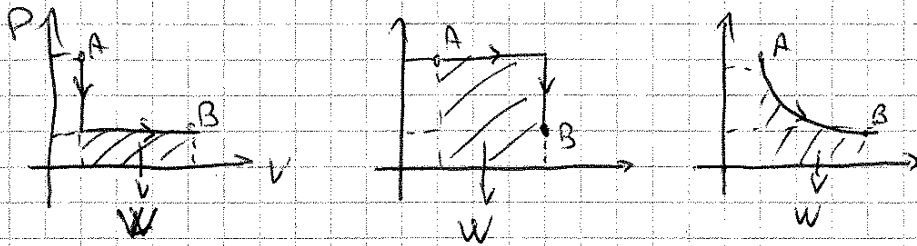
### CAORRE

È una forma di energia scambiata tra le parti di un sistema o tra il sistema e l'ambiente esterno per effetto di una differenza di temperatura.

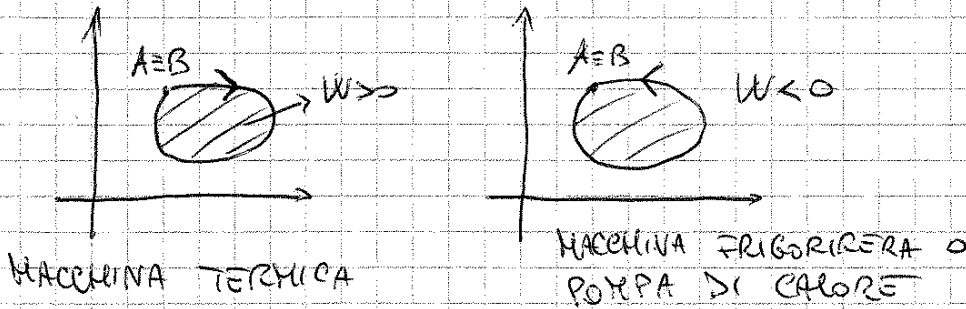
Lo scambio di calore avviene spontaneamente da  $T_A$  a  $T_B$ .

Il calore si misura per via indiretta attraverso il calorimetro.

Il lavoro dipende dalla trasformazione effettuata a partire da punti di inizio e fine

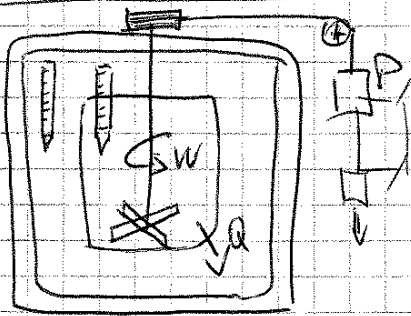


Nelle transf. cicliche si adotta la seguente convenzione



## I PRINCIPIO della TERMODINAMICA

### ESPERIMENTA DI JOULE



Esiste un recipiente contenente un fluido. In una prima fase si dimpa nel fluido, per mezzo di un turbinello, un lavoro  $W$  per cui questo scende colore su l'esterno (fase solidifica). Nella seconda fase, senza compiere altro lavoro

si lascia che il fluido torni nelle C.I. di  $p$  e  $T$  disperdendo una certa quantità di calore  $Q$ .

Poiché C.I. e C.F. non si riesce, la somma delle 2 transf. dà una transf. ciclica; Joule osservò che per variabili fluido e quantità di lavoro dimpatore, in una transf. ciclica il rapporto fra lavoro fatto e calore dimpatore è costante:

$$\frac{\int dW}{\int dQ} = J \quad 1J = 4186 \frac{J}{\text{cal}} \quad \text{EQUIVALENZA MECCANICA DELLA CALORIA}$$

Per tanto in una transf. ciclica il lavoro compiuto (sotto)  $\int dW$  è il calore ricevuto (ceduto)

$$\int dQ = \int dW \quad \text{ENUNCIATO 1° PRINCIPIO SECONDO JOULE}$$

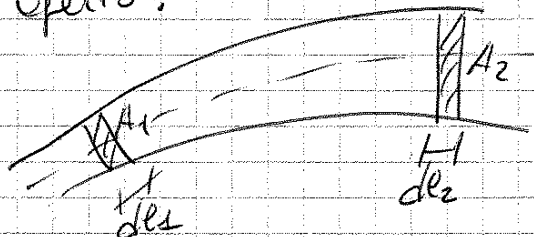
# IL PRINCIPIO TERMODINAMICA PERI SISTEMI APERTI

Da un sistema termodinamico aperto:

## PRINCIPIO DI CONSERVAZIONE DELLA

MASSA (O EQUAT. DI CONTINUITA')

La massa del sistema (all'interno del volume di controllo  $V_c$ ) all'istante  $t_0 + dt$  (massa finale) è uguale alla massa del sistema all'istante  $t_0$  (massa iniziale).



## CONSEQUENZA:

In condizioni stazionarie la portata in massa che attraversa ogni sezione del condotto è sempre la stessa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \text{EQ. DI CONTINUITA'}$$

portata impressa      portata uscite

E vale anche in generale  $\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out}$

PORTATA: massa che attraversa i confini del sistema nell'unità di tempo  $\dot{m} = \frac{dm}{dt} \left[ \frac{kg}{s} \right]$

PORTATA VOLUMICA:  $\dot{V} = \frac{dV}{dt} \left[ \frac{m^3}{s} \right] = \frac{dm}{\rho \cdot dt} = \frac{\dot{m}}{\rho} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$

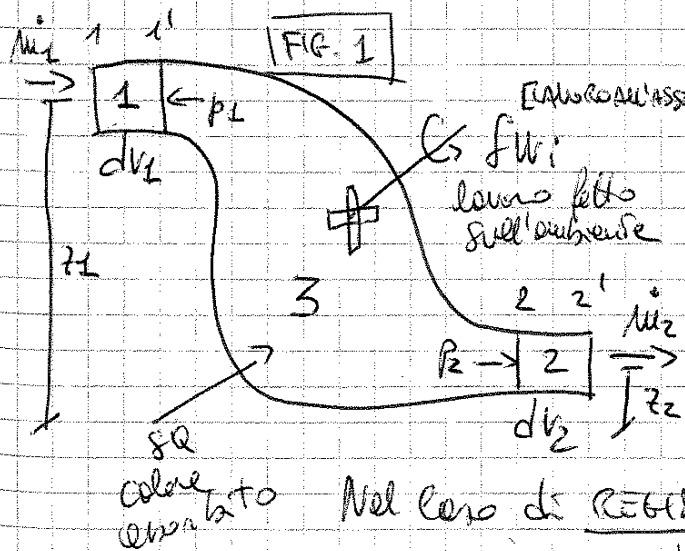
$\rho$  densità

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A$$

$$\dot{V} = v \cdot A$$

velocità

$\left[ \frac{kg}{s} \right]$   
 $\left[ \frac{m^3}{s} \right]$



All'istante  $t=0$  fluido localizzato come sezioni 1 e 2; dopo  $dt$  è localizzato come 1' e 2'.

Nel periodo  $[t; t+dt]$

$$\delta Q - \delta W = dU + dE_p + dE_k$$

Nel caso di REGIME PERMANENTE (O STAZIONARIO) APERTO, diversamente le proprietà termodinamiche possono variare da



Al tempo  $t$  il sistema è contenuto nei volumi 1 e 3; al tempo  $t+dt$  è contenuto nei volumi 3 e 2. Osservando la frontiera o recinto mobile (essendo) si nota che la loro variazione è dovuta dal contributo portato dalle masse entranti  $dm_1$  e dalle masse uscenti  $dm_2$  e alla variazione di volume 3 nel tempo  $dt$ , pertanto:

$$dU = U_3(t+dt) + U_2(t+dt) - U_3(t) - U_1(t)$$

ovvero:

$$dU = u_2 \dot{m}_2 dt - u_1 \dot{m}_1 dt + \frac{d(u \cdot m)}{dt} \cdot dt$$

Supponendo che il sistema sia in regime permanente, ovvero che  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$  e inoltre che  $\frac{d(u \cdot m)}{dt} = 0$

si ottiene:

$$dU = \dot{m} (u_2 - u_1) dt$$

Analogamente si avrà:

$$dE_k = \frac{1}{2} \dot{m} (v_2^2 - v_1^2) dt$$

$$dE_p = \dot{m} g (z_2 - z_1) dt$$

4) A 1° membro  $\delta W$  è costituito dal lavoro dell'asse  $\delta W_i$  e il lavoro fatto dalle forze di pressione

$$\delta W = \delta W_i + p_2 \cdot dV_2 - p_1 \cdot dV_1 = \delta W_i + p_2 \frac{1}{2} \dot{m} dt - p_1 \frac{1}{2} \dot{m} dt$$

5) Sostituendo nell'espressione del 2° principio e dividendo per  $dt$ :

$$\dot{Q} - \dot{W}_i = \dot{m} \left[ \left( p_2 v_{s2} + u_2 + \frac{v_2^2}{2} + g z_2 \right) - \left( p_1 v_{s1} + u_1 + \frac{v_1^2}{2} + g z_1 \right) \right]$$

6) prendendo  $h = u + p v_s$  si scrive:

$$\dot{Q} - \dot{W}_i = \sum_{OUT} \dot{m}_j \left( h + \frac{v^2}{2} + g z \right)_j - \sum_{IN} \dot{m}_j \left( h + \frac{v^2}{2} + g z \right)_j$$

I PRINCIPI  
TERMODINAMICI  
SISTEMI APERTI  
REGIME PERMANENTE

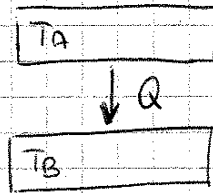
7) In regime non permanente si viene:

$$\dot{Q} - \dot{W}_i = \sum_{OUT} \dot{m}_j \left( h + \frac{1}{2} v^2 + g z \right)_j - \sum_{IN} \dot{m}_j \left( h + \frac{1}{2} v^2 + g z \right)_j + \frac{d(u \cdot m)}{dt}$$

POSTULATO DI CLAUSIUS: "Se 2 corpi A e B, con  $T_A \neq T_B$ , sono messi a contatto, il calore fluisce spontaneamente dal corpo a temperatura più alta a quello a temperatura più bassa."

Dimostrazione:

(Calore fluisce spont. da  $T_A \rightarrow T_B$ )



$T_A > T_B$

Si ipotizza che avvenga scambio di calore da  $T_A$  verso  $T_B$  di una quantità  $Q$ .

Per il 2° principio si ha che la variazione d'entropia delle sorgenti è pari:

$\Delta S_A = -\frac{|Q|}{T_A}$

$\Delta S_B = +\frac{|Q|}{T_B}$

I segni sono distribuiti secondo convenzione e le ipotesi fatte.

Seppure per il 2° principio la variazione d'entropia del sistema è:

$$\Delta S_{\text{SISTEMA}} = \Delta S_A + \Delta S_B + \Delta S_{\text{AMB}} = \frac{|Q|}{T_B} - \frac{|Q|}{T_A} = Q \left( \frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) \geq 0$$

↓  
entropia ambiente

Considerando che  $Q \neq 0$  necessariamente ne deriva che

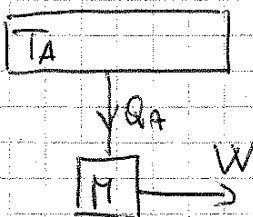
$\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} > 0$  ovvero  $\frac{1}{T_B} > \frac{1}{T_A} \Rightarrow T_B < T_A$  che contraddice

alle ipotesi fatte facendo conferma il verso corretto di  $Q$ :

"Se 2 corpi a  $T$  diverse sono messi a contatto, il calore fluisce spontaneamente dal corpo a  $T$  + alta a quello a  $T$  + bassa".

ENUNCIATO DI KELVIN-PLANCK: "Non può esistere una trasformazione il cui unico risultato sia quello di prelevare calore da una sorgente e convertirlo completamente in lavoro".

Dimostrazione:



Preleviamo un'unità di calore da sorgente e lo convertiamo in lavoro secondo trasf. ciclica.

Per il I principio:  $Q - W = 0 \quad Q = W > 0$

La  $\Delta S$  univ. è:  $\Delta S_{\text{TOT}} = \Delta S_H + \Delta S_A = 0 - \oint \frac{\delta Q}{T_A} =$

$= -\frac{|Q|}{T_A} < 0 \Rightarrow$  contraddice II principio  $\Rightarrow$  IMPOSSIBILE!

Se il processo è reversibile allora  $\Delta S_{TOT} = 0$  e si ha così il  $\eta_{MAX}$ :

$$\eta_{MAX} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

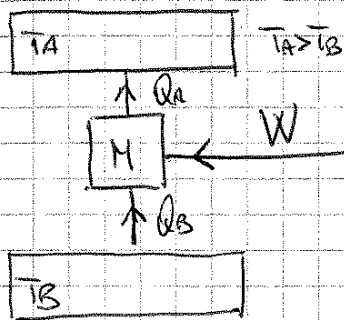
Questa è l'efficienza massima teorica per un ciclo reversibile della macchina di Carnot.

In generale tenendo conto della sola definizione di  $\eta$  e del I° princ:

$$\eta = \frac{W}{|Q_{ASS}|} = \frac{|Q_{ASS}| - |Q_{CED}|}{|Q_{ASS}|} = 1 - \frac{|Q_{CED}|}{|Q_{ASS}|} = 1 - \frac{|Q_B|}{|Q_A|}$$

Dalle formule si deduce che  $\eta$  è sempre  $< 1$ .

### ENUNCIATO DI CLAUSIUS (MACCHINE FRIGORIFERE)



"Non può esistere una trasformazione il cui unico risultato sia quello di prendere calore da una sorgente fredda e cederlo completamente ad una calda".

### CALCOLO DEL CALORE E DEL RENDIMENTO

Sistema M, costituito da una macchina frigorifera, che durante ciclicamente trasferisce calore da un termoscopo a temperatura  $T_B$  ad uno a temperatura più alta  $T_A$ .

La variazione totale dell'entropia  $\Delta S_{TOT}$  è per:

$$\Delta S_{TOT} = \Delta S_A + \Delta S_B + \Delta S_M = \frac{|Q_A|}{T_A} - \frac{|Q_B|}{T_B} + 0 \geq 0$$

Da cui si ottengono:

$$|Q_A| = T_A (\Delta S_{TOT} + \frac{|Q_B|}{T_B}) \quad \text{e} \quad |Q_B| = T_B (-\Delta S_{TOT} + \frac{|Q_A|}{T_A})$$

Applicando il I° princ. al ciclo si ottiene:

$$Q - W = \Delta U \Rightarrow Q = W \rightarrow < 0$$

$$-|W| = |Q_B| - |Q_A| \Rightarrow |W| = |Q_A| - |Q_B| \quad \text{così} \quad |W| = |Q_{CED}| - |Q_{ASS}|$$

Sostituendo nel primo e poi nel secondo i valori trovati si ottiene:

$$|W| = T_A \Delta S_{TOT} + |Q_B| \left( \frac{T_A}{T_B} - 1 \right) \quad \text{e} \quad |W| = T_B \Delta S_{TOT} + |Q_A| \left( 1 - \frac{T_B}{T_A} \right)$$

diminuzione W dovuta alle irreversibilità

lavoro macchina di Carnot

Se il processo è reversibile allora  $\Delta S_{TOT} = 0$  e si calcola  $COP_{MAX}$ :

$$COP_{MAX} = \frac{|Q_A|}{|W|_{MIN}} = \frac{|Q_B| \frac{T_A}{T_B}}{|Q_B| \left( \frac{T_A}{T_B} - 1 \right)} = \frac{T_A}{T_B} \frac{T_B}{T_A - T_B} = \frac{T_A}{T_A - T_B}$$

che è l'efficienza massima di una pompa di calore che funziona seguendo un ciclo reversibile di Carnot. Confrontandola con il rendimento della macchina termica di Carnot si ottiene:

$$COP_{MAX} = \frac{T_A}{T_A - T_B} = \frac{1}{\frac{T_A - T_B}{T_A}} = \frac{1}{1 - \frac{T_B}{T_A}} = \frac{1}{\eta_c}$$

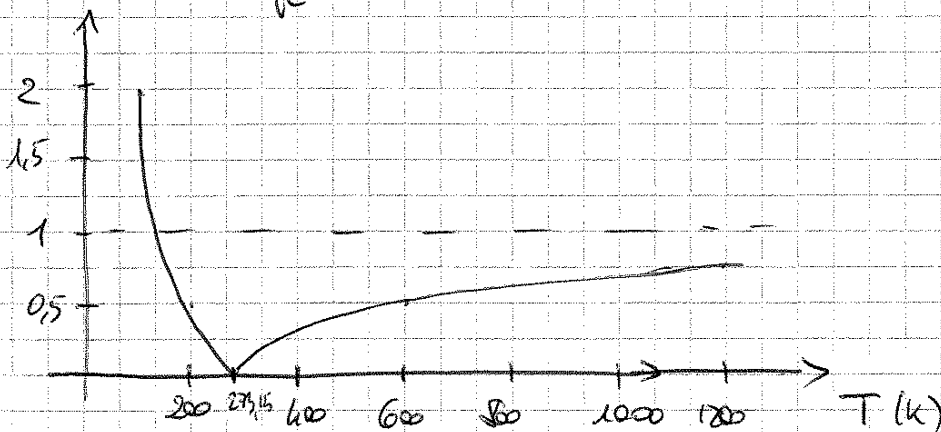
In generale tenendo conto solo della definizione di COP e del  $\eta_{carnot}$ :

$$COP = \frac{|Q_{CES}|}{|W|} = \frac{|Q_{CES}|}{|Q_{CES}| - |Q_{DAS}|} = \frac{|Q_A|}{|Q_A| - |Q_B|}$$

FATTORE O RENDIMENTO DI CARNOT  $\eta_c$

$$\eta_c = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Grapho andamento  $\eta_c$  assumendo  $T_B = 273,15 K$



$\eta_c$  è zero se  $T_B = T_A$  e tende ad 1 per  $T_A \rightarrow \infty$ .  $\eta_c$  non potrà mai essere uno se teoricamente che nella realtà: non si può produrre una macchina capace di lavorare a differenza di temperatura così elevata!

## EXERGIA B

Si consideri un sistema aperto per semplice ad un ingresso e ad un'uscita in regime stazionario che riceve una serie di transf.  $1 \rightarrow 2$  ricevendo una quantità di calore  $Q_0$  dall'ambiente esterno a temperatura  $T_0$  e una quantità di calore  $Q$  da un termorisorsa a temperatura  $T$  con  $T > T_0$ , compiendo un  $W_i$  a servire il I princ. per sistemi aperti in regime stazionario:

$$Q - W_i = \Delta H \quad \left( \begin{array}{l} \text{I PRINC. SIST. APERTI} \\ \text{REGIME STAZIONARIO} \\ \text{INGRESSO/USCITA} \end{array} \right)$$

esplicitando i segni del calore:

$$|Q| - |Q_0| = W_i + \Delta H \quad (T > T_0)$$

ora applicando il 2° principio della termodinamica è possibile scrivere:

$$\Delta S_{TOT} = \Delta S_A + \Delta S_{AMB} + \Delta S_{SIST} = -\frac{|Q|}{T} + \frac{|Q_0|}{T_0} + \Delta S_{SIST} \geq 0$$

Si ricava ora  $|Q_0|$ :

$$|Q_0| = T_0 \Delta S_{TOT} + |Q| \frac{T_0}{T} - T_0 \Delta S_{SIST}$$

Sostituendo nell'espressione del I principio si ottiene:

$$|Q| \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - W_i = \underbrace{T_0 \Delta S_{TOT}}_{\text{perdita di calore per irreversibilità (energia dissipata)}} + \underbrace{\Delta H - T_0 \Delta S_{SIST}}_{\text{energia disponibile come lavoro (EXERGIA)}}$$

Quota di calore  
 entrante a  $T > T_0$  e  
 trasformabile in lavoro  
 (energia termica disponibile)

perdita di  
 calore per  
 irreversibilità  
 (energia dissipata)

energia disponibile  
 come lavoro  
 (EXERGIA)

Risultando:

$$\eta_c |Q| - W_i = I + B$$

Ogni termine rappresenta un'energia ed in particolare rappresenta o un lavoro meccanico equivalente o un'energia disponibile.

L'EXERGIA B, funzione di stato, rappresenta il lavoro massimo ottenibile da un flusso di massa nel passaggio dallo stato in cui si trova a quello morto ( $T = T_0$ ).

$$dU = \delta Q - \delta W$$

$$\boxed{dU = TdS - pdV} \quad \text{I ep. di GIBBS}$$

Sebbene valida per una transf. reversibile essa vale per ogni transf. Term. in quanto consente di usare funzioni o variabili definite di stato. Inoltre scrivendo la definizione di entalpia  $H = U + pV$  in forma differenziale si ottiene:  $dH = dU + pdV + Vdp$  e partendo dalle I ep. di Gibbs si ottiene:

$$\boxed{dH = TdS + Vdp} \quad \text{II ep. di Gibbs}$$

queste sono valide per tutte le trasformazioni termodinamiche  
CONSERVAZIONE ENERGIA MECCANICA

Dall'ep. di conservazione delle masse e partendo dal moto si ottiene:  

$$\boxed{-\delta W_i = \delta W_{Diss} + Vdp + dEc + dEp} \quad \text{EQ. CONSERVAZIONE ENERGIA IN FORMA MECCANICA}$$

Rappresenta l'espressione generalizzata del teorema di Bernoulli scritto in forma di energia.

Confrontando l'ep. delle cons. en. meccanica con il I principio per sistemi aperti e la II ep. di Gibbs si ottiene:

$$\boxed{\delta W_{Diss} = TdS_{irr}}$$

## STATI DI AGGREGAZIONE DELLA MATERIA

La materia che costituisce un sistema può trovarsi in natura nelle seguenti 3 fasi:

- SOLIDA: ha volume e forma propri
- LIQUIDA: ha volume proprio; la forma si adatta a quella del recipiente; in un campo gravitazionale si dispone in modo da assumere un pelo libero (superf. di separazione tra fase liquida e aeriforme)
- AERIFORME: ha volume che forma non adatta a quella del recipiente;

PROPRIETÀ DELLE SOSTANZE E DIAGRAMMI DI STATO

REGOLA DI GIBBS (o delle fasi)

Permette di determinare quante siano le variabili (gradi di libertà) senza che quelle otto e definire lo stato di equilibrio del sistema, alle quali possono essere assegnati valori arbitrari.

Per un sistema eterogeneo formato da  $N$  componenti chimicamente distinti e  $F$  fasi fisicamente distinte, lo stato di equilibrio termodinamico è univocamente definito purché non esistano un numero di coordinate termodinamiche  $V$  per:

$V = N - F + 2$

Regola di Gibbs
  

$\downarrow$   
 VARIANTE

$\downarrow$   
 N° COMPONENTI

$\downarrow$   
 FASI PRESENTI  
 COSTITUENTI

DIAGRAMMI DI STATO

Un sistema monocomponente  $N=1$  è caratterizzato da una equazione di stato omogenea ed invariabile. Le prop. termodinamiche reversibili di un sistema monocomponente  $N=1$  possono essere rappresentate su un piano individuando gli stati termodinamici del sistema attraverso 2 variabili di stato intensive.

DIAGRAMMI

- $p, v$  (pressione e volume specifico) D. di ANDREWS o di CLAPEYRON
- $T, s$  (Temperatura e entropia specifica) D. di GIBBS
- $h, s$  (entalpia sp. e entropia sp.) D. di HOUWER
- $p, T$  (pressione e Temperatura) D. di REGNAULT
- $p, h$  (pressione e entalpia specifica)

Nel caso di un sistema monocomponente monofase  $N=1, F=1$  si ottiene  $V=2 \Rightarrow$  il sistema è allora BIVARIANTE

Nel caso di un sistema monocomponente bifase in equilibrio si ottiene  $N=1, F=2 \Rightarrow V=1 \Rightarrow$  il sistema è MONOVARIANTE  $\rightarrow$  esiste una relazione biunivoca tra  $p$  e  $T$ , solo ad una di esse può essere attribuito valore arbitrario.

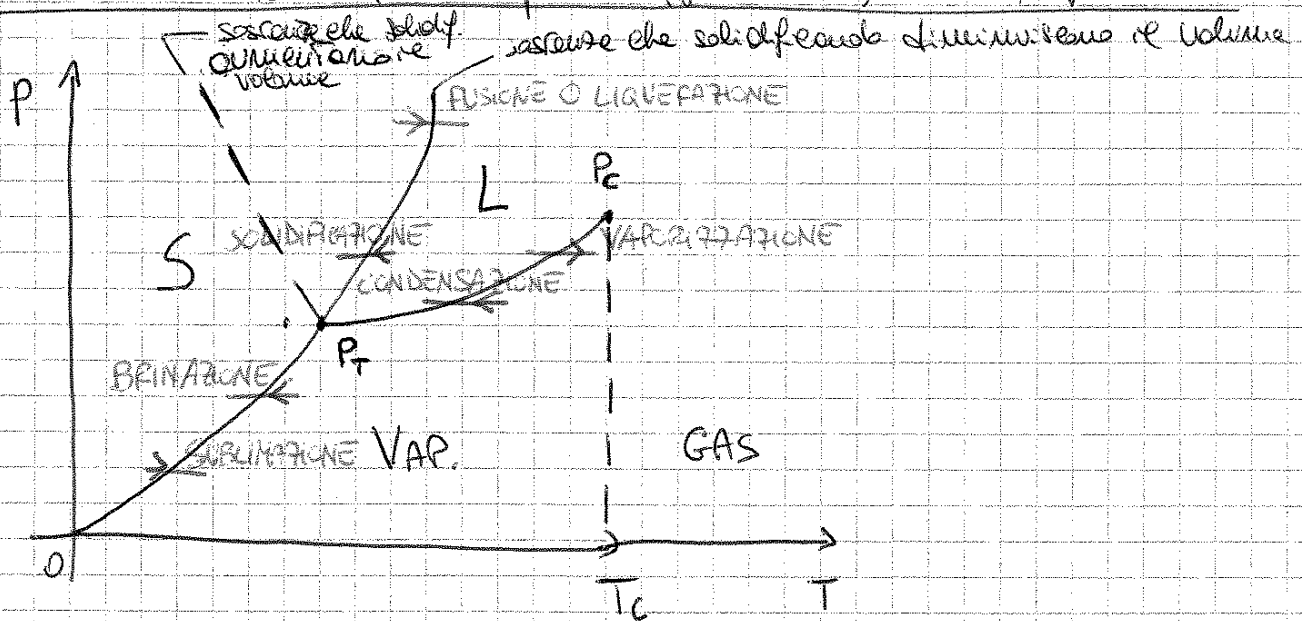
Il calore  $h_g$  necessario per la completa evaporazione dell'unità di massa di una sostanza è detto CALORE LATENTE DI VAPORIZZAZIONE ed è funzione decrescente della temperatura ed è zero presso l'approfondimento  $T_c$ :  $h(T=T_c) = 0 \frac{J}{kg}$   
 $v_r - v_e = 0$

Esiste una relazione tra pressione di saturazione  $p_s$  e la temperatura assoluta  $T$ :  $\ln p_s = A - \frac{B}{T}$

È possibile inoltre determinare il calore latente di vaporizzazione in funzione della temperatura, non i coefficienti volumici specifici della fase liquida ( $v_l$ ) e fase vapore ( $v_r$ ), attraverso l'EQ. DI CLAPÉYRON

$$h = T (v_r - v_l) \frac{dp_s}{dT}$$

DIAGRAMMA DI REGNAULT per un sistema monocomponente



Per l' $H_2O$  si ha:  $P_T < T_T = 0,1^\circ C = 273,16K$   $P_C < T_C = 373,98^\circ C = 647,13K$   $T_{eb} = 100^\circ C = 373,15K$   
 $p_T = 0,00611 \text{ bar}$   $p_C = 220,55 \text{ bar}$

GAS IDEALI (per  $T_{GAS} \gg T_C$ )

A temperature non troppo basse e a pressioni non troppo elevate i gas obbediscono alle seguenti leggi:

ad  $T = \text{cost}$   $\boxed{pV = \text{cost}}$  legge di Boyle



# PSICROMETRIA

La psicometrie studia ed esamina le trasformazioni termodinamiche della miscela aria-vapore acqueo (ARIA UMIDA): ARIA SECCA + VAP. ACQUEO

## LEGGI DI GIBBS-DALTON

"La pressione totale e l'energia interna totale di una miscela di gas sono pari alla somma, rispettivamente, delle pressioni e delle energie interne che ogni singolo gas avrebbe qualora occupasse, nelle stesse condizioni di temperatura, il volume totale della miscela"

$$P = \sum_{i=1}^n P_i \quad \text{LEGGI DI DALTON}$$

⇒ membri parziali

Per ogni componente si può scrivere l'eq. di stato dei gas ideali:

$$P_i V = m_i R T = m_i \frac{R}{M_{M_i}} T = m_i R^* T$$

## FRAZIONE MOLARE

$$X_i = \frac{m_i}{m} = \frac{P_i}{P}$$

## MASSA (EQUIVALENTE) MISCELA

$$M_{M_m} = \frac{m}{m} = \sum_{i=1}^n X_i M_{M_i}$$

## PROPRIETA' ARIA UMIDA

Il modello di miscela di gas ideali e componente condensabile è quello che si utilizza per modellizzare il comportamento dell'aria atmosferica: gas ideale - aria secca; comp. condensabile - vap. acqueo

ARIA UMIDA: ARIA SECCA + VAPORE ACQUEO

- 78% v. Azoto N<sub>2</sub>
- 21% v. Ossigeno O<sub>2</sub>
- 1% v. altri gas

È noto punto di vapore saturato  
 avendo  $T_c = 374,15^\circ\text{C} \gg T_{AMB} = 20^\circ\text{C}$

$$C_{p,v} = 1,800 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$h_v = h_0 + C_{p,v} \cdot t = 2500 + 1,8 \cdot t \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$M_{M_v} = 18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$R_v^* = 461,5 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

l'aria secca si può considerare gas ideale

in quanto  $T_c = -140,6^\circ\text{C} \ll T_{AMB} = 20^\circ\text{C}$

$$C_{p,a} = 1,010 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$h_a = C_{p,a} \cdot t \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

t = temperatura in °C  
 data il riferimento di 0°C

$$M_{M_a} = 28,97 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$R_a^* = 287,2 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

UNITA' SPECIFICA o TITOLO X  $\left[ \frac{kg_v}{kg_a} \right]$

E' il rapporto tra la massa di vapore somministrato  $m_v$  e la massa di aria secca della miscela:

$$X = \frac{m_v}{m_a} \left[ \frac{kg_v}{kg_a} \right] \quad \text{TITOLO o UNITA' SPECIFICA}$$

IMPORTANTE: Tutte le grandezze specifiche relative alle proprietà dell'aria umida sono riferite all'unità di massa di aria secca in pieno stato. NON subisce variazioni nel corso delle trasformazioni che avvengono nell'U.T.A. al cambio della massa del vapore seppure che può aumentare o diminuire.

La massa  $m$  della miscela può essere così ottenuta

$$m = m_a + m_v = m_a + X m_a = m_a (1 + X)$$

Generalizzando lo stato per l'aria secca e il vapore:

$$\begin{aligned} p_a V &= m_a R_a^* T & \Rightarrow & \quad m_a = \frac{p_a V}{R_a^* T} \\ p_v V &= m_v R_v^* T & \Rightarrow & \quad m_v = \frac{p_v V}{R_v^* T} \end{aligned} \quad \Rightarrow X = \frac{m_v}{m_a} = \frac{p_v R_a^*}{p_a R_v^*} = \frac{R_a^*}{R_v^*} \frac{p_v}{p_a}$$

Applicando la legge di Dalton si ottiene  $p = p_v + p_a \Rightarrow p_a = p - p_v$

da cui

$$X = \frac{R_a^*}{R_v^*} \frac{p_v}{p - p_v} \approx 0,622 \frac{p_v}{p - p_v}$$

e inoltre sfruttando la definizione di umidità relativa:

$$\psi = \frac{m_v}{m_{vs}} \approx \frac{p_v}{p_{vs}} \Rightarrow p_v \approx \psi p_{vs}$$

sono riferire:

$$X \approx 0,622 \frac{\psi p_{vs}(t)}{p - \psi p_{vs}(t)}$$

$p$  = pressione della miscela  
 $p_{vs}$  = pressione di saturazione del vapore seppure valutata alla temperatura della miscela

## DIAGRAMMI PER L'ARIA UMIDA

Applicando la regola di Gibbs alla massa di aria umida nota:

$$V = N - F + 2 \quad V = 2 - 1 + 2 \quad \boxed{V = 3}$$

che per definire lo stato termodinamico sono necessarie essere note 3 proprietà intensive indipendenti. Tuttavia nel campo civile dove prevale l'affermazione ovunque  $p = p_{atm} = \text{cost}$  avremo sufficienti 2 sole variabili indipendenti ( $t, \varphi$ ;  $t, x$ ;  $t, h_{1+x}$ ;  $t, t_{s2}$ ;  $t, t_{bu}$ ).

È pertanto possibile rappresentare in un piano il luogo degli stati termodinamici erotti da una massa d'aria umida. Fra le pressioni totali.

### DIAGRAMMI

ENTALPICI: l'entalpia specifica  $h_{1+x}$  è correlata:

- all'umidità specifica  $x$  (D. di HOLLER)
- all'umidità relativa  $\varphi$  (D. di HARR)
- alla temperatura  $t$  (D. di MÜLLER)

PSICROMETRICI: uguali agli entalpici ma vengono anche riferite la temperatura di bulbo secco e temperatura di bulbo umido  $t_{bu}$

## DIAGRAMMI PSICROMETRICI

### DIAGRAMMA DI HOLLER

È un diagramma ( $h, x$ ) ad assi obliqui. Gli assi sono obliqui per evidenziare la rappresentazione di maggior interesse. Nel diagramma riferite le linee o valori costanti di umidità specifica (ISOTIPI), di entalpia specifica (ISENTALPIE), di temperatura (ISOTERME) e di umidità relativa, secondo i seguenti criteri:

- le ISOTIPI sono // all'asse verticale dell'entalpia specifica  $h_{1+x}$
- le ISENTALPICHE sono // all'asse sub-orizzontale dell'umidità specifica  $x$

offrire l'energia necessaria direttamente ai bordi del diagramma.

- In alcuni diagrammi vengono indicate le curve isocore, luogo dei punti ad egual volume specifico -

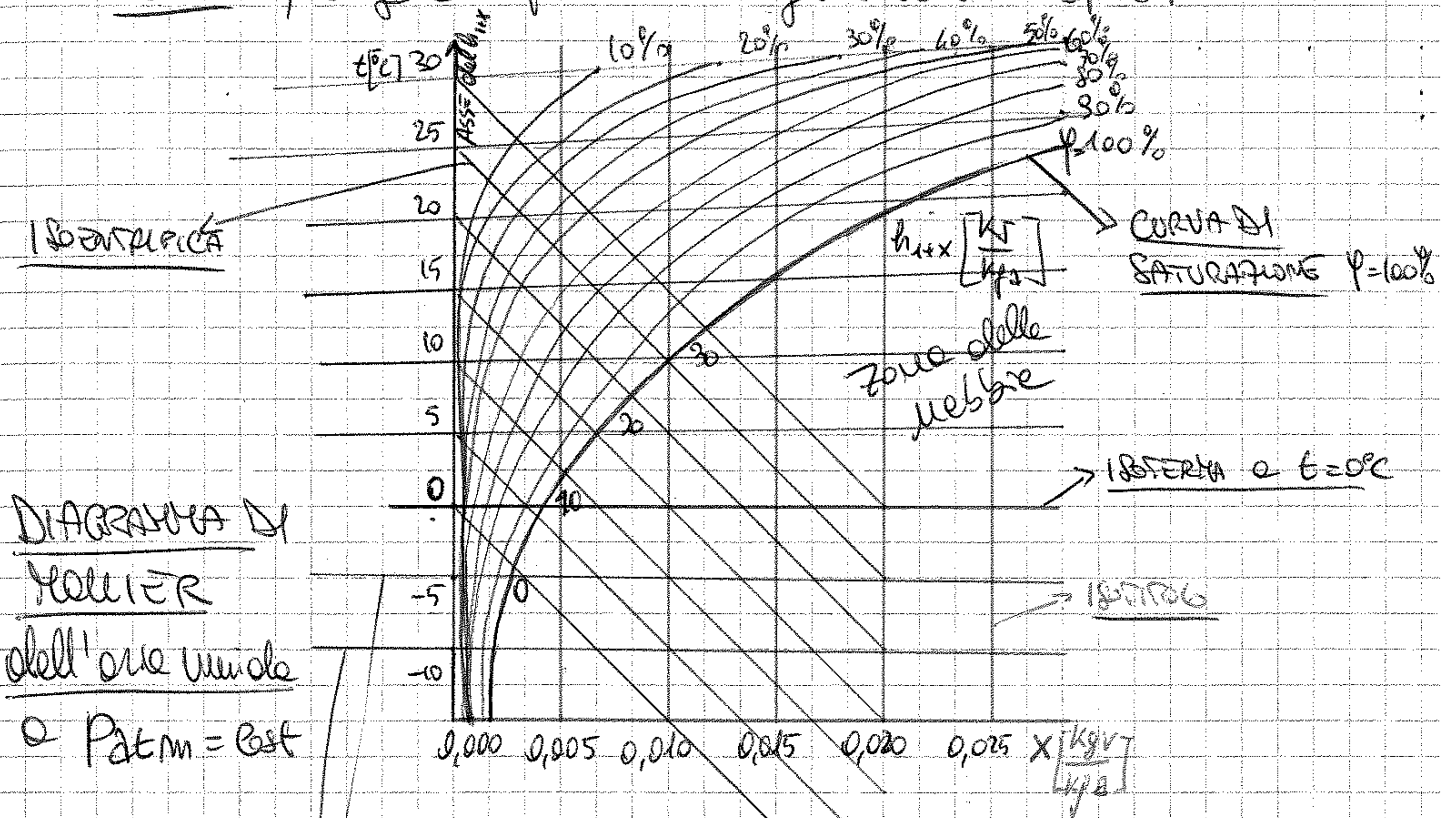


DIAGRAMMA DI  
MOLIER  
dell'aria umida  
a  $P_{atm} = P_{st}$

le isoterme hanno tutte ep.

$$h_{t+x} = c_{p,a} \cdot t + x(h_0 + c_{p,v} \cdot t) = h_0x + (c_{p,a} + c_{p,v}x) \cdot t$$

ovvero

$$h_{t+x} = 2500x + (1,01 + 1,9x) \cdot t$$

fattoria se ci riferiamo all'aria  $t=0$  → nel sistema ad assi obliqui (numero di gradi) (cioè ortogonale) rispetto all'ep. di riferimento.

$$h_{t+x} = (1,01 + 1,9x) \cdot t \quad \text{dove l'intersezione con l'asse } x=0 \text{ ci fornisce direttamente i valori } t.$$

le isoterme si intersecano tutte su un punto virtuale

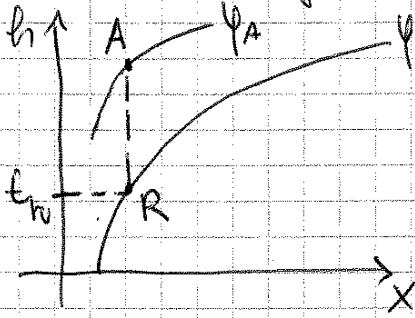
$$x = -\frac{c_{p,a}}{c_{p,v}} \quad h = -h_0 \frac{c_{p,a}}{c_{p,v}}$$

sistema di riferimento ad  
assi obliqui

$$x = -\frac{c_{p,a}}{c_{p,v}} \quad h = 0$$

sistema di riferimento  
ortogonale  $h=0$  orizzontale  
(numero di gradi) (rispetto  
asse x)

proprietà del diagramma di Mollier:



La  $t_{hu}$  è la temperatura del punto R, intersezione tra la curva di saturazione in A e la curva di saturazione.

TEMPERATURA DI SATURAZIONE ADIABATICA  $t_{sa}$

Temperatura per cui l'acqua, evaporando adiabaticamente, porta una massa d'aria umida a saturazione.  $t > t_{sa} > t_{hu}$



CONDOTTO UMIDO E ISOALTO

Nella realtà la trasformazione di sat. adiabatica si ottiene facendo fluire la portata di aria umida

ARIA UMIDA:  $t, x, \phi < 100\%$   
ACQUA:  $t_1$

all'interno di un condotto isolato come uno strato d'acqua. Esempio più unico se non consentiti di

colore tra  $H_2O$  e aria umida, l'aria umida fluisce cedendo del suo calore all' $H_2O$  che evaporerà aumentando quindi  $\phi$  fino al 100%. Quando la massa d'aria umida avrà raggiunto le condizioni  $\phi = 100\%$  e  $t = t_1$ ,  $t_1$  sarà detta temperatura di saturazione adiabatica  $t_{sa}$ .

TEMPERATURA DI BULBO UMIDO  $t_{bu}$

$T_{bu} \approx t_{sa}$  Temperatura cui si porta l'acqua in condizioni di scambio termico convettivo e di massa con aria in moto permanentemente

turbolento ( $v_{aria} > 40 \frac{m}{s}$ ). Se  $t_{bu} = t \Rightarrow \phi = 100\%$  l'aria è satura. In tutte le altre situazioni  $t > t_{bu}$  in pratica l'aria che attraversa la gamba imbevibile d' $H_2O$  del termometro a bulbo umido fa evaporare parte di quell' $H_2O$  abbassando la temperatura del bulbo.

Lo psicrometro è lo strumento che permette la misura di  $\phi$  in un medesimo strumento attraverso il movimento di  $t$  e  $t_{bu}$  con 2 termometri.

TEMPERATURA DI SATURAZIONE ISENTROPICA  $t_{si}$

$t_{si} < t_{sa}$  è la temperatura dell'aria satura al medesimo valore gli entalpie specifiche dell'aria umida  
 $t_{bu} \approx t_{sa} \approx t_{si}$  in essenza -

# MISCELAZIONE ADIABATICA DI PIÙ PORTATE

Si considerino  $n$  portate d'aria umida che si miscelano adiabaticamente. Le condizioni delle portate di miscelazione  $M$  sono ricavabili applicando i principi di conservazione della massa e dell'energia:

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_{a,M} &= \sum_{j=1}^n \dot{m}_{a,j} \\ \dot{m}_{v,M} &= \sum_{j=1}^n \dot{m}_{v,j} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{a,j} X_j = \dot{m}_{a,M} \cdot X_M \\ \dot{m}_{a,M} h_{a,M} &= \sum_{j=1}^n \dot{m}_{a,j} h_{a,j} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{principio} \\ \text{cons. della} \\ \text{massa} \\ \\ \text{principio} \\ \text{cons. dell'energia} \\ (\text{7 mine. S.S.S. open}) \end{array}$$

## FORMULE INVERSE

$$X_M = \frac{\sum_{j=1}^n \dot{m}_{a,j} X_j}{\dot{m}_{a,M}}$$

$$h_{a,M} = \frac{\sum_{j=1}^n \dot{m}_{a,j} h_{a,j}}{\dot{m}_{a,M}}$$

## TEMP. DI MISCELA

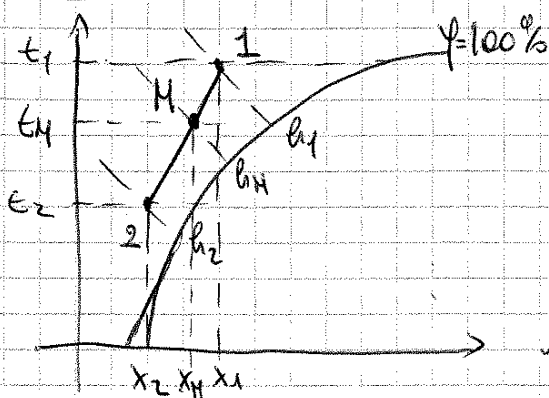
$$t_{M} = \frac{h_{a,M} - 2500 X_M}{1,01 + 1,9 X_M}$$

Nel caso di 2 sole portate l'eq si semplifica e:

$$\left. \begin{aligned} X_M &= \frac{\dot{m}_{a,1} X_1 + \dot{m}_{a,2} X_2}{\dot{m}_{a,1} + \dot{m}_{a,2}} = \frac{\dot{m}_{a,1} X_1 + \dot{m}_{a,2} X_2}{\dot{m}_{a,1} + \dot{m}_{a,2}} \\ h_{a,M} &= \frac{\dot{m}_{a,1} h_{a,1} + \dot{m}_{a,2} h_{a,2}}{\dot{m}_{a,1} + \dot{m}_{a,2}} \end{aligned} \right\}$$

Da cui  $\left. \begin{aligned} \dot{m}_{a,1} (X_M - X_1) &= \dot{m}_{a,2} (X_2 - X_M) \\ \dot{m}_{a,1} (h_{a,M} - h_{a,1}) &= \dot{m}_{a,2} (h_{a,2} - h_{a,M}) \end{aligned} \right\} \Rightarrow \left. \begin{aligned} \frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} &= \frac{(X_2 - X_M)}{(X_M - X_1)} \\ \frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} &= \frac{(h_{a,2} - h_{a,M})}{(h_{a,M} - h_{a,1})} \end{aligned} \right\}$

$$\boxed{\frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} = \frac{(X_2 - X_M)}{(X_M - X_1)} = \frac{(h_{a,2} - h_{a,M})}{(h_{a,M} - h_{a,1})} = \frac{2M}{1M}}$$



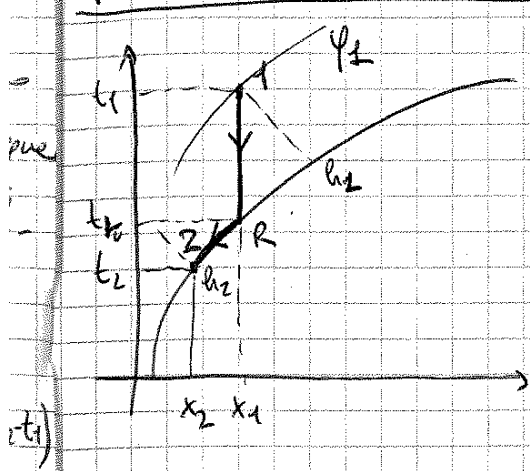
Il punto di miscela  $M$  si trova graficamente sulla congiungente 1-2 suddividendo tale segmento in 2 parti inversamente proporzionali al rapporto tra le portate d'aria.

$$\frac{h_M - h_1}{h_2 - h_M} = \frac{X_2 - X_M}{X_M - X_1}$$

pendenza:  $\frac{1M}{1-2}$       pendenza:  $\frac{2M}{1-2}$

Dimostrazione che M cade sulla congiungente 1-2

# RAFFREDDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONE (caso ideale)



Questo raffreddamento può essere realizzato facendo passare un flusso d'aria umida all'interno di una batteria di raffreddamento con temperatura inferiore a  $t_{tr}$ .

$t$  diminuisce  
 $x$  diminuisce  
 $h$  diminuisce  
 $\phi$  aumenta fino al 100%.

La raffreddamento viene ottenuto in un raffreddamento isobarico fino alla  $t_{tr}$  delle miscela e in un successivo raffreddamento lungo la curva di saturazione con produzione di acqua condensata.

Del principio di conservazione delle masse di vapore si ottiene la portata di vapore acqua condensato sotto forma di liquido:

$$|\dot{m}_a| = \dot{m}_a(x_1 - x_2)$$

Del principio di conservazione dell'energia si ottiene la potenza termica richiesta (a meno del segno):

$$\begin{aligned} |\dot{Q}_{es}| &= \dot{m}_a(h_1 - h_2) - |\dot{m}_a| h_l = \\ &= \dot{m}_a [c_{p,a} t_1 + x_1 (r_0 + c_{p,v} t_1) - c_{p,a} t_2 - x_2 (r_0 + c_{p,v} t_2)] - \dot{m}_a (x_1 - x_2) c_l t_2 = \\ &= \dot{m}_a [c_{p,a} (t_1 - t_2) + r_0 (x_1 - x_2) + c_{p,v} t_1 x_1 - c_{p,v} t_1 x_2 + c_{p,v} t_2 x_2 - c_{p,v} t_2 x_2] - \\ &\quad - \dot{m}_a (x_1 - x_2) c_l t_2 = \\ &= \dot{m}_a [c_{p,a} (t_1 - t_2) + r_0 (x_1 - x_2) + c_{p,v} t_1 (x_1 - x_2) + c_{p,v} x_2 (t_1 - t_2) - \dot{m}_a (x_1 - x_2) c_l t_2] \\ &= \dot{m}_a [(r_0 + c_{p,v} t_1 - c_l t_2) (x_1 - x_2) + (c_{p,a} + c_{p,v} x_2) (t_1 - t_2)] \end{aligned}$$

$c_l = c_{H_2O} = 4,186 \frac{kJ}{kg}$ . Se si ha come il contributo entalpico dell'acqua (errore del 1% nell'intervallo 20°C-30°C) si ottiene:

$$|\dot{Q}_{es}| = \dot{m}_a (h_1 - h_2) = \dot{m}_a \left[ \underbrace{(r_0 + c_{p,v} t_1)}_{\text{quasi costante}} (x_1 - x_2) + \underbrace{(c_{p,a} + c_{p,v} x_2)}_{\text{quasi costante}} (t_1 - t_2) \right]$$

La perdita del segmento rappresenta la trasformazione e:

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \frac{\frac{\dot{m}_v h_v}{\dot{m}_a}}{\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}} = \frac{\dot{m}_v h_v}{\dot{m}_a} \cdot \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_v} = h_v$$

potrebbe essere pari proprio al valore  $h_v$  del vapore immesso.

Note finali di vapore immesso e la sua temperatura, a seconda l'umidità  $x_2$  e  $\phi_2$  della miscela in uscita:

$$x_2 = x_1 + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \Delta x$$

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} h_v = [c_{p,a} t_1 + x_1 (h_0 + c_{p,v} t_1)] + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_0 + c_{p,v} t_v)$$

$$[(x_2 - x_1) h_v = \Delta x h_v = \Delta h]$$

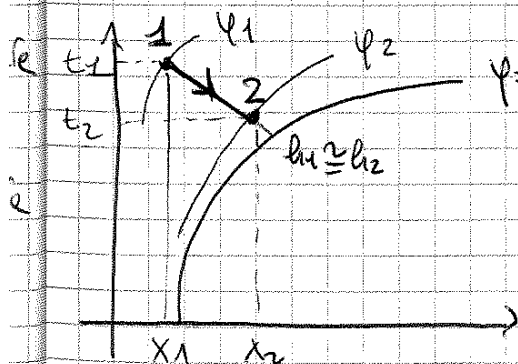
la temperatura della miscela può essere ottenuta (introducendo alcune

$$t_2 = \frac{(c_{p,a} t_1) + x_1 (c_{p,v} t_1) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (c_{p,v} t_v)}{c_{p,a} + (x_1 + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}) c_{p,v}} = \frac{h_2 - h_0 (x_1 + \Delta x)}{c_{p,a} + (x_1 + \Delta x) c_{p,v}}$$

$t_v$  è la temperatura a cui è immesso il vapore.

Se  $t_v = t_1 \Rightarrow t_1 = t_2$  la trasformazione è ISOTERMA.

### UMIDIFICAZIONE PER INIEZIONE D'ACQUA (UMID ADIABATICA)



Questa trasformazione si realizza mediante nebulizzatori che spruzzano gocce d'acqua nel flusso all'interno di un flusso d'aria umida (umidificatore ad hot). L'evaporazione dell'acqua è dovuta al calore ceduto dalle pareti miscelatore che tende a raffreddarsi prima secondo una fase di umidificazione adiabatica.

Numero di procedure  $\Rightarrow$  maggiore superficie esposta  $\Rightarrow$  maggiore è l'effetto di evaporazione.

Se un muro di vetro tecnico non è più possibile far circolare tutta la porzione d'aria presente nel flusso d'aria umida  $\Rightarrow$  nell'umidificatore è presente un separatore di fase per il recupero di acqua non vaporizzata.

Per principio conservazione dell'energia di vapore e dell'energia ottenuta:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a (x_2 - x_1) \quad Q_{12} = \dot{m}_e h_e = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$



# UNITA' DI TRATTAMENTO ARIA

Un'unità di trattamento dell'aria è un dispositivo che realizza il condizionamento dell'aria da inviare in un ambiente attraverso opportune operazioni effettuate sul flusso d'aria.

Un'UTA è un componente assemblato e costituito da diverse parti ciascuna delle quali svolge una o più funzioni.

UTA: trattamento solo aria esterne (o di rinnovo)

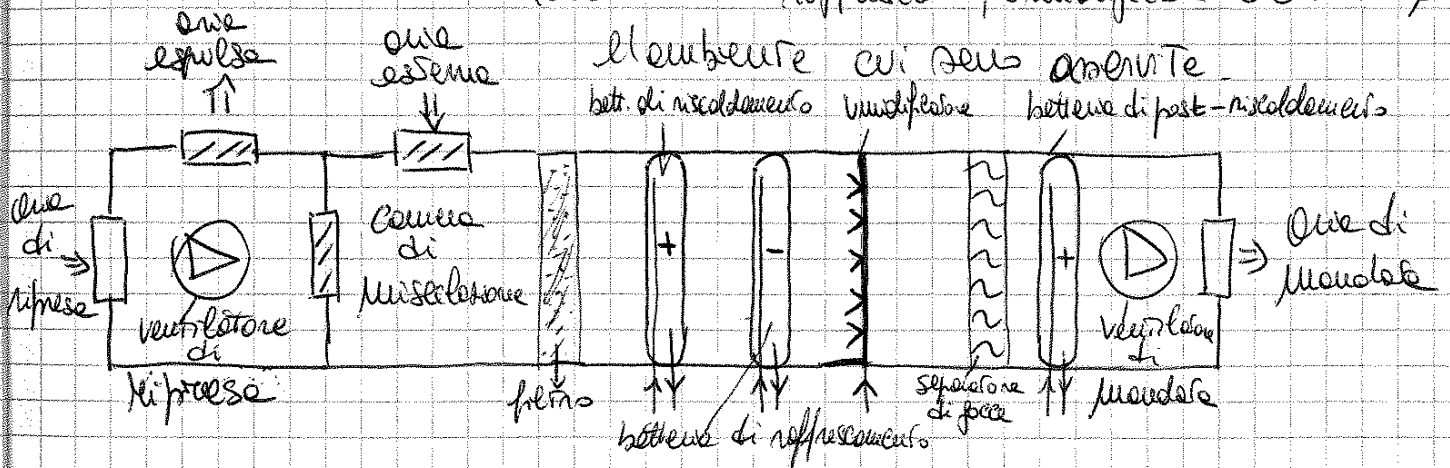
trattamento sia di ricambio e di rinnovo miscelabile

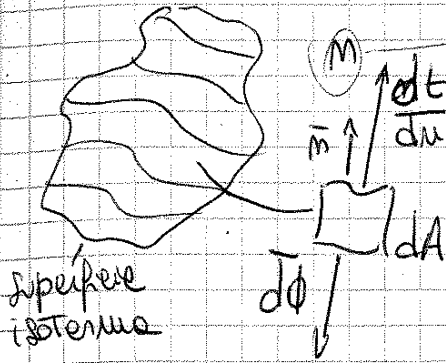
UTA: INFRANTI AD ARIA PRIMARIA: ventilano e controllano  $\gamma$  dell'ambiente cui sono servite

CURATORI: svolgono climatizzazione completa: ventilano, riscaldano o raffreddano, umidificano o deumidificano

l'ambiente cui sono servite

batt. di riscaldamento, umidificazione, batt. di post-riscaldamento





GRADIENTE DI TEMPERATURA:

$$\nabla T = \frac{dT}{dm} = \frac{dT}{dx} i + \frac{dT}{dy} j + \frac{dT}{dz} k$$

n Condiretta normale alla sup. isoterma rivolta verso temperature crescente.

(EQUAZIONE DI FOURIER) POSTULATO DI FOURIER

Se il corpo è isotropo, il flusso termico che attraversa una sup. isoterma è  $\perp$  all'opertura della sup stessa ed è orientato verso minore  $T$ .

$$dq \propto dA \frac{dT}{dm} \bar{n} \quad \bar{d}q = -\lambda dA \frac{dT}{dm} \bar{n} = -\lambda dA \nabla T$$

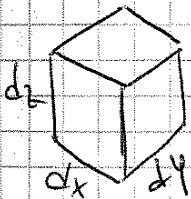
EQ. DI FOURIER

$$\bar{q} = \frac{d\bar{q}}{dA} = -\lambda \nabla T = -\lambda \frac{dT}{dm} \bar{n}$$

in termini scalari  
 $q = \frac{d\bar{q}}{dA} = -\lambda \frac{dT}{dm}$

$\lambda$  = Coefficiente di proporzionalità detta CONDUTTIVITA' TERMICA, proprietà del materiale  $[\frac{W}{mK}]$

LEGGE DI FOURIER per un mezzo anisotropo



$$\left. \begin{aligned} q_x &= -\left( \lambda_{xx} \frac{dT}{dx} + \lambda_{xy} \frac{dT}{dy} + \lambda_{xz} \frac{dT}{dz} \right) \\ q_y &= -\left( \lambda_{yx} \frac{dT}{dx} + \lambda_{yy} \frac{dT}{dy} + \lambda_{yz} \frac{dT}{dz} \right) \\ q_z &= -\left( \lambda_{zx} \frac{dT}{dx} + \lambda_{zy} \frac{dT}{dy} + \lambda_{zz} \frac{dT}{dz} \right) \end{aligned} \right\}$$

EQUAZIONE GENERALE della CONDUZIONE TERMICA

Applicando il principio di conservazione dell'energia ad un sistema continuo, indeformabile e anisotropo, reale di fenomeni termici conduttivi, in assenza di lavoro o di energia cinetica e potenziale, si ricava:

FLUSSO NETTO NEL CUBETTO

$$-\left( \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) dx dy dz + \dot{q} dV = dm \cdot c \cdot \frac{dT}{dt}$$

$$-\left( \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{dT}{dt}$$

EQ. GENERALE CONDUZIONE TERMICA  
 mezzo anisotropo e indeformabile

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_{xx} \frac{dT}{dx} + \lambda_{xy} \frac{dT}{dy} + \lambda_{xz} \frac{dT}{dz} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_{yx} \frac{dT}{dx} + \lambda_{yy} \frac{dT}{dy} + \lambda_{yz} \frac{dT}{dz} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_{zx} \frac{dT}{dx} + \lambda_{zy} \frac{dT}{dy} + \lambda_{zz} \frac{dT}{dz} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{dT}{dt}$$

$\dot{q}$  è il flusso termico generato per effetto Joule o reazioni chimiche.

# CONDUZIONE TERMICA IN REGIME STATIONARIO

## CONDUZIONE TERMICA IN PARETE PIANA

Se la parete è: - piana - indefinita - monostatica - omogenea e isotropa  
- con facce isoterme

allora: - le isoterme sono parallele // tra loro;  
- le linee di flusso sono  $\perp$  alle facce della parete

L'eq. generale della conduzione si riduce a: la legge di Fourier diventa:

$$\frac{d}{dx} \left( \lambda \frac{dt}{dx} \right) + \dot{q} = 0$$

$$\psi = \frac{d\phi}{dA} = \frac{\phi}{A} = \frac{\dot{Q}}{A} = -\lambda \frac{dt}{dx}$$

Se  $\lambda$  è indipendente dalla temperatura, l'eq. di Poisson si riduce a:

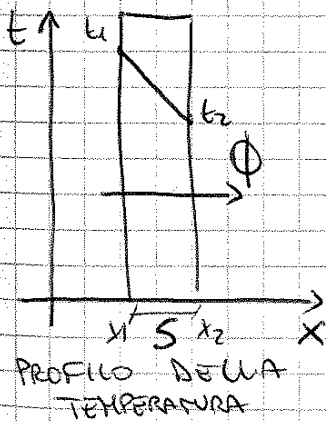
$$\frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{\dot{q}}{\lambda} = 0$$

Se  $\dot{q}$  è assente e presenza isoterme interne di colore l'eq. generale diventa:

$$\frac{d}{dx} \left( \lambda \frac{dt}{dx} \right) = 0$$

Se  $\lambda$  è indipendente dalla temperatura, l'eq. di Laplace si riduce a:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0$$



PARETE MONOSTATICA, REG. STATIONARIO, ASSENZA DI GENERAZIONE,  
 $\lambda$  INDIPENDENTE DALLA TEMPERATURA

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0 \Rightarrow \frac{dt}{dx} = \text{cost}$$

Dalla legge di Fourier ne viene  $\frac{\phi}{A} = -\lambda \frac{dt}{dx} \Rightarrow \frac{dt}{dx} = -\frac{\phi}{\lambda A}$

Integrando dopo aver separato le variabili:

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{\phi}{\lambda A} \int_{x_1}^{x_2} dx \Rightarrow (t_2 - t_1) = -\frac{\phi}{\lambda A} (x_2 - x_1)$$

$$\Rightarrow \frac{\phi}{A} = \frac{-\lambda}{(x_2 - x_1)} (t_2 - t_1) \Rightarrow \psi = \frac{\phi}{A} = \frac{\lambda}{S} (t_1 - t_2)$$

L'eq. della temperatura è:

$$t = t_1 + \frac{(t_2 - t_1)}{S} (x - x_1) \quad x \in [x_1, x_2]$$

Dall'eq. di Laplace ricaviamo che:  $\frac{d}{dr} \left( r \frac{dt}{dr} \right) = 0 \Rightarrow \frac{dt}{dr} = \frac{C}{r}$

Dalla Legge di Fourier otteniamo:  $\frac{\phi}{A} = -\lambda \frac{dt}{dr} \Rightarrow \frac{dt}{dr} = -\frac{\phi}{2\pi r \cdot L \cdot \lambda}$

Separando le variabili e integrando otteniamo:

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{\phi}{2\pi L \lambda} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} \Rightarrow (t_2 - t_1) = -\frac{\phi}{2\pi L \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} \Rightarrow \boxed{\frac{\phi}{L} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} 2\pi \lambda}$$

41: È per una parete multistrato ottenuta

Flusso ~~verso~~ ←  
fermato da lunghezza

$$\boxed{\frac{\phi}{L} = 2\pi \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \ln \frac{r_{j+1}}{r_j}}$$

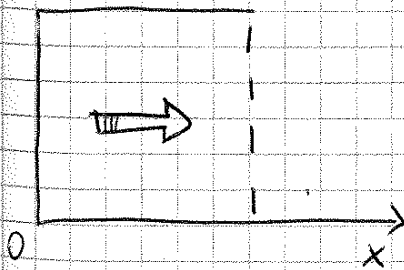
Integrando l'eq. di Laplace si ottiene il profilo delle temperature:

$$t = t_1 + \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \ln \frac{r}{r_1}$$

### CONDUZIONE TERMICA IN REGIME VARIABILE

Nel caso di conduzione termica in regime variabile, la distribuzione della temperatura all'interno di un corpo è legata alla distribuzione iniziale, alle condizioni al contorno spazio-temporali e all'attitudine del corpo a trasmettere più o meno velocemente una variazione di temperatura in relazione allo scambio termico convettivo sulla superficie del corpo. I fenomeni di conduzione termica in regime variabile si suddividono in - fenomeni periodici e - fenomeni non periodici -

### REGIME PERIODICO - CONDUZIONE IN PARETE PIANA SEMI-INFINITA



In caso d'oscilla di temperatura interna di colore e l'indipendenza da t, l'eq. di Fourier diventa

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$$

La temperatura superficiale della parete ( $x=0$ ) varia

secondo un andamento sinusoidale con periodo  $\tau_0$ :  $t_{0,z} = t_m + \Delta t_0 \sin \omega z$

dove  $\omega$  è la pulsazione  $\omega = \frac{2\pi}{\tau_0}$

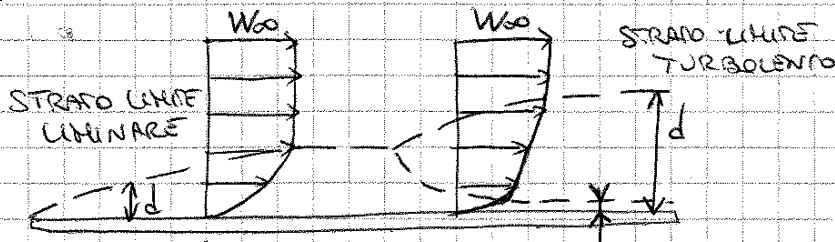
42: Dopo una fase di transizione il mezzo raggiunge la condizione di regime periodico stazionario in cui la temperatura alle distanze x

Nuovo nel fluido - ed alla presenza di un campo  
 gravitazionale o comunque di un campo di forze  
 conservative

FORZATA: per il moto è dovuto a cause esterne al sistema  
 termodinamico considerato.

STRATO LIMITE

Si consideri una lastra piana indefinita e un fluido in moto unifor-  
 me e laminare con essa:



STRATO LIMITE DELLA VELOCITA' O STRATO LIMITE DINAMICO: è quello strato  
 in cui, per effetto delle viscosità del fluido, si ha la  
 massima variazione della velocità (da 0 fino a  $0,99 u_{\infty}$ )

Procedendo nella direzione del moto, nello strato laminare si ha un  
 moto laminare fucile, raggiunta una distanza critica del bordo di  
 attacco delle lastre, dopo una zona di transizione, il moto diventa  
 turbolento. Anche nello strato limite turbolento, comunque, sussiste  
 un sottile sottostato laminare. Per fluidi poco viscosi lo spessore  
 dello strato limite può essere anche molto ridotto.

- Anche la temperatura, così come la velocità, varia dal valore  
 $t_f$  del fluido in un punto lontano dalle superficie, al valore  $t_s$   
 del fluido a contatto con la superficie delle lastre. La massima  
 variazione della temperatura avviene nello strato limite della  
temperatura o strato limite termico.

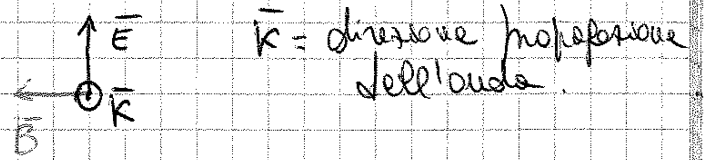
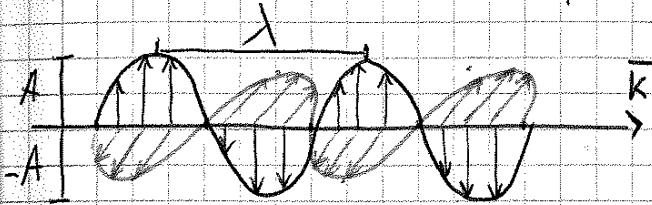
- Esiste una stretta correlazione tra strato limite dinamico  
 e strato limite termico.

# IRRAGGIAMENTO TERMICO

Costi: corpi materiali (solidi, liquidi, gas) a temperatura superiore di  $0K$ , in misura crescente con la propria temperatura, emettono energia sotto forma di radiazione elettromagnetica. Essi però inoltre, in grado di assorbire parte dell'energia radiante su di essi incidente, trasformandola in energia interna. La propagazione del calore per irraggiamento avviene anche nel vuoto.

## RADIAZIONE ELETTROMAGNETICA

È un processo di propagazione dell'energia in pacchetti discreti (fotoni), che avviene attraverso un fenomeno oscillatorio del campo elettromagnetico.



Eq. che regolano la propagazione:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \vec{E}}{\partial k^2} = c^2 \frac{\partial^2 \vec{E}}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2 \vec{B}}{\partial k^2} = c^2 \frac{\partial^2 \vec{B}}{\partial t^2} \end{cases}$$

- $\lambda$  lunghezza d'onda ( $\mu m$  o  $mm$ ): distanza percorsa dall'onda durante un'oscillazione completa del campo elettromagnetico
- $f$  frequenza (Hz): no di oscillazioni complete nell'unità di tempo

- velocità di propagazione ( $\frac{m}{s}$ ): velocità con cui si propaga l'onda elettromagnetica

$$c = \lambda \cdot f = \frac{\lambda}{T} \rightarrow \text{periodo}$$

Nel vuoto  $c = c_0 = 3 \cdot 10^8 \frac{m}{s}$  in un mezzo dielettrico con indice di rifrazione  $n$  con  $\lambda$  nel vuoto  $m$ :  $c = \frac{c_0}{n}$

Si distinguono le radiazioni elettromagnetiche in fn. di  $\lambda$ :

$\lambda$	Radiazione
$< 380 \text{ nm}$	RAD. ULTRAVIOLETTA
$380 - 780 \text{ nm}$	RAD. VISIBILE (Luce)
$780 - 1000 \mu m$	RAD. INFRAROSSO (RAD. TERMICA)

INTENSITA' GLOBALE  $I_\gamma$ : è il flusso radiante emesso nella direzione  $\gamma$  per unità di area normale  $\rho$  di superficie solida

$$d^2\phi = dA_m \cdot d\omega \cdot I_\gamma = I_\gamma dA \cos\beta d\omega$$

$$I_\gamma = \frac{d^2\phi}{dA \cos\beta d\omega}$$

$$I_\gamma = \int_0^\infty I_{\gamma\lambda} d\lambda \quad \text{Relazione } I_{\gamma\lambda} \text{ e } I_\gamma$$

POTERE EMISSIVO SPETTRALE O EMITTANZA SPETTRALE  $E_\lambda$ : è il flusso radiante emesso (in tutto il semispazio) per unità di area e di length d'onda

$$d^2\phi = E_\lambda dA d\lambda$$

$$E_\lambda = \frac{d^2\phi}{dA d\lambda}$$

POTERE EMISSIVO O EMITTANZA GLOBALE  $E$ : è il flusso radiante emesso (in tutto il semispazio) per unità di area.

$$d\phi = E dA$$

$$E = \frac{d\phi}{dA}$$

$$E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda \quad \text{Relazione } E_\lambda \text{ e } E$$

### IL CORPO NERO

Il corpo nero è quel corpo ideale che emette tutta la radiazione elettromagnetica che incide su di esso, indipendentemente da  $\lambda$  e  $\gamma$ .

$$\alpha_{\lambda\gamma} = \alpha_\lambda = \alpha_\gamma = \alpha = 1 \quad \tau_{\lambda\gamma} = \tau_\lambda = \tau_\gamma = \tau = 0 \quad \rho_{\lambda\gamma} = \rho_\lambda = \rho_\gamma = \rho = 0$$

Dalle suddette espressioni consegue che il corpo nero ha la proprietà di emettere, per una certa  $T$  e  $\lambda$ , la massima radiazione elettromagnetica possibile.

- Il corpo nero emette in maniera uniforme in tutte le direzioni e l'intensità spettrale dipende solo da  $T$  e  $\lambda$ :

$$I_{\lambda\gamma}^{(m)} = I_\lambda^{(m)} = f(T, \lambda)$$

$$I_\gamma^{(m)} = I^{(m)} = f(T)$$

Ricordando la relazione tra  $E$  e  $E_\lambda$  si ottiene la relazione tra  $E$  e  $E_\lambda$ :

$$E \sigma T^4 = \int_0^\infty E_\lambda \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)} d\lambda$$

$$E = \frac{1}{\sigma T^4} \int_0^\infty E_\lambda \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)} d\lambda$$

A seconda del materiale l'emissività può variare in funzione della lunghezza d'onda; si definisce allora un'emissività spettrale direzionale  $E_{\lambda, \theta}$  e un'emissività globale direzionale  $E_{\theta}$ .

### CORPO GRIGIO

Se l'emissività non dipende dalla direzione, né dalla lunghezza d'onda, allora si ottiene  $E_{\lambda, \theta} = E_\lambda = E_{\theta} = E$  e la superficie è definita grigia.

L'emissività globale è pertanto:  $E^{(g)} = E \sigma T^4$

L'emissività spettrale è:  $E_\lambda^{(g)} = E \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)}$

Anche per i corpi grigi vale la legge di Wien.

### LEGGE DI KIRCHOFF

La legge di Kirchhoff lega l'emissività ed il fattore di assorbimento di una qualunque superficie reale in base a considerazioni termodinamiche (energie assorbite e energie irradiate); essa afferma che, per ciascuna superficie sulla quale la radiazione incidente non può fondersi dell'angolo d'incidenza o la superficie

è diffusa si ha  $E_\lambda = \alpha_\lambda$

Se la superficie è grigia, o la radiazione proviene da una superficie nera a pari temperatura si ha  $E = \alpha$

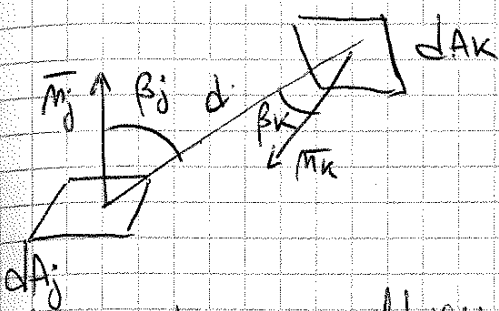
### SCAMBI PER IRRAGGIAMENTO TRA CORPI NERI E GRIGI

Ipotesi:

- tutte le superfici sono grigie o nere;
- l'emissione e l'assorbimento sono diffuse;
- le proprietà ottiche sono uniformi sulle superfici;
- il fattore di assorbimento  $\alpha$  è uguale all'emissività  $E$  ed è indipendente dalla temperatura della superficie della radiazione incidente;
- il mezzo nello spazio compreso tra le sup. radianti non emette né assorbe.



date 2 superfici infinitesime di area  $dA_j$  e  $dA_k$ , a distanza  $d_{jk}$  l'una dall'altra, il fattore di vista vale:



$$F_{dA_j \rightarrow dA_k} = \frac{\cos \beta_j \cos \beta_k dA_k}{\pi d^2}$$

$$F_{dA_k \rightarrow dA_j} = \frac{\cos \beta_j \cos \beta_k dA_j}{\pi d^2}$$

Nel caso in cui si abbiano 2 superfici di area finita ( $A_j, A_k$ ) la suddetta espressione si trasferisce come segue:

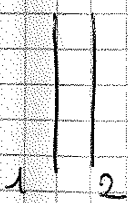
$$F_{A_j \rightarrow A_k} = \frac{1}{\pi A_j} \int_{A_j} \int_{A_k} \frac{\cos \beta_j \cos \beta_k dA_j dA_k}{d^2}$$

$$F_{A_k \rightarrow A_j} = \frac{1}{\pi A_k} \int_{A_j} \int_{A_k} \frac{\cos \beta_j \cos \beta_k dA_j dA_k}{d^2}$$

RELAZIONI:

- di reciprocità:  $A_j F_{j \rightarrow k} = A_k F_{k \rightarrow j}$
- di additività in una camera:  $\sum_{k=1}^N F_{j \rightarrow k} = 1$

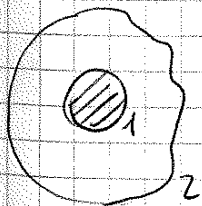
ESempi pratici



Sup. piane verticali // di stessa area

$$F_{1 \rightarrow 2} = F_{2 \rightarrow 1}$$

$$F_E = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$



Sup. sferica dentro sup. sferica che la ingloba

$$F_{1 \rightarrow 2} = 1$$

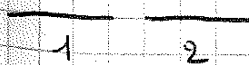
$F_{2 \rightarrow 1}$  non è immediatamente knowable

spinto relazione di reciprocità:

$$A_1 F_{1 \rightarrow 2} = A_2 F_{2 \rightarrow 1} \Rightarrow F_{2 \rightarrow 1} = \frac{A_1}{A_2} \cdot F_{1 \rightarrow 2} = 1$$

Superfici piane parallele sullo stesso piano

$$F_{1 \rightarrow 2} = F_{2 \rightarrow 1} = 0$$



Il flusso di calore per unità di superficie vale:

$$\frac{\Phi}{A} = U (t_i - t_e)$$

U TRASMITTANZA TERMICA della parete  $\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$ : è il flusso che attraversa l'unità di area di parete per differenza unitaria di temperatura insieme ( $t_i$ ) ed assieme ( $t_e$ ):  $U = \frac{\Phi}{A(t_i - t_e)}$

Assunzione: IN COND. STAZIONARIE

per il princ. di  
Cons. dell'energia

$$\frac{\Phi_{CONV,i}}{A} + \frac{\Phi_{IRR,i}}{A} = \frac{\Phi_{ONS}}{A} = \frac{\Phi_{CONV,e}}{A} + \frac{\Phi_{IRR,e}}{A}$$

$$(h_{c,i} + h_{r,i}) (t_i - t_{p,i}) = \frac{1}{S} (t_{p,i} - t_{p,e}) = (h_{c,e} + h_{r,e}) (t_{p,e} - t_e)$$

$$t_i - t_{p,i} = \frac{\Phi}{A} \frac{1}{h_i} \quad t_{p,i} - t_{p,e} = \frac{\Phi}{A} \frac{S}{\lambda} \quad t_{p,e} - t_e = \frac{\Phi}{A} \frac{1}{h_e} \quad \text{PARETE MONOSTRATO}$$

Sommando  $\Rightarrow t_i - t_e = \frac{\Phi}{A} \left( \frac{1}{h_i} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{h_e} \right) \Rightarrow \frac{\Phi}{A} = \frac{(t_i - t_e)}{\left( \frac{1}{h_i} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{h_e} \right)}$   
↳ resistenza termica insieme  
U per parete monostato

PARETE MULTI STRATO

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^m \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{k=1}^M R_k + \frac{1}{h_e}}$$

$M = n^{\circ}$  di strati costituiti da materiale omogeneo  
 $m = n^{\circ}$  di strati costituiti da materiale non omogeneo o intersecati d'aria

$$\frac{\Phi}{A} = \frac{(t_i - t_e)}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^m \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{k=1}^M R_k + \frac{1}{h_e}}$$

TEMPERATURE FACCE ESTERNE PARETI

In condizioni stazionarie il flusso termico che attraversa la parete è uguale a quello che attraversa ogni singolo strato

$\Phi = \text{costante} \rightarrow$  temperatura esterna fissa poiché pseudo ambiente nell'ambiente

$$t_{ss} = t_e + \frac{\alpha_s \cdot I}{h_e}$$

$\alpha_s =$  coeff. assorbimento solare sp. esterna (dipende dal colore)

$I \left[ \frac{W}{m^2} \right]$  IRRADIANZA: intensità della radiazione solare incidente sulla sup. esterna

$\alpha =$  coeff. di assorbimento =  $\frac{Q_a}{Q_i}$

per essere riferito: - alla rad. solare ( $\alpha_s$ ) e dipende dal colore (bene lungh. d'onda)

- alla rad. infrarossa e dipende dalla "rugosità" del materiale superficiale (bene lungh. d'onda)

### VERIFICA TERMOLOGICA delle parti edilizie

Le parti di un edificio non sottoposte a fenomeni di trasmissione del calore, dovuti ad una differenza di temperatura tra ambiente interno ed esterno, né a fenomeni di diffusione (trasmissione) del vapore acqueo, dovuti ad una differenza di pressione idrica (o differenza di umidità specifica) tra i due ambienti.

### DIFFUSIONE DEL VAPORE - LEGGE DI FICK

"La portata in massa di vapore acqueo che si diffonde in un materiale poroso in una certa direzione è proporzionale al prodotto della pressione parziale del vapore e dell'area della superficie normale a quella considerata".

$$G \propto \Delta p_v \cdot A$$

Per una parete monostrato:

$$\frac{G}{A} = \frac{\delta}{S} (p_{v1} - p_{v2})$$

$G =$  portata vapore acqueo  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$

$A =$  area frontale parete  $[m^2]$

$\delta =$  permeabilità al vapore

acqueo  $\left[ \frac{kg}{m^2 s Pa} \right]$

$p_{v1}$  e  $p_{v2} =$  pressioni parziali vapore su pareti interne ed esterne

$S =$  spessore della parete

RESISTENZA ALLA DIFFUSIONE DEL VAP. ACQUEO  $R_v = \frac{S}{\delta} \left[ \frac{m^2 s Pa}{kg} \right]$

FAATTORE DI RESISTENZA AL VAP. ACQUEO  $\mu_f = \frac{\delta_a}{\delta}$  e si riferisce tra permeabilità del vapore e quella del materiale considerato.  $\delta_a$  dipende da  $p_{atm}$  e  $t$   
 $\delta_a = 193 \cdot 10^{-12} \frac{kg}{m^2 s Pa} \cdot \frac{20^\circ C}{1 atm}$

## CONDENSATIONE nelle pareti edificate

Nelle edifici - CONDENSATIONE SUPERFICIALE: avviene se  $t_{p,i} < t_{tr}$  dell'aria ambiente interno. Provoca problemi di igiene - salute. ( $\varphi_{max} < 80\%$ )

- CONDENSATIONE INTERSTIZIALE DELLE PARETI: avviene quando il vapore condensa all'interno delle pareti. Può danneggiare l'isolante interposto.

## CONDENSATIONE SUPERFICIALE

Verifica della condensazione superficiale del vapore acqua sul lato interno dell'involucro edilizio. Bisogna sempre avere  $t_{p,i} > t_{tr}$

$$t_{p,i} = t_i - \frac{U}{h_i} (t_i - t_e) > t_{tr}$$

$$t_{tr} = t_{sat, pv} \quad pv = \varphi \cdot p_{vs}(t_i) \Rightarrow \text{uffine diagramma di Mollier}$$

$t_{p,i}$  sul diagramma di Mollier si trova sull'isobara povera per  $t_i$  e  $t_{tr}$ .  $t_{p,i}$  è un punto tra  $t_i$  e  $t_{tr}$ .

## SOLUZIONE DEL PROBLEMA della CONDENSATIONE SUPERFICIALE

Il fenomeno della condensazione superficiale è legato, da un punto di vista progettuale, alla resistenza termica della parete oggetto di studio.

Meglio è la  $R_{parete}$  (ovvero minore è la  $U_{parete}$ ), più la parete  $t_{p,i}$  si avvicinerà a  $t_i$ . Per evitare un problema di condensazione superficiale però allora necessariamente incrementare  $R_{parete}$  attraverso un isolante termico. Nel caso ciò non fosse possibile per evitare il problema non si può far altro che ventilare e riscaldare adeguatamente l'ambiente in modo da tenere bene i livelli di umidità.

## Metodo qualitativo

$$\text{Imposto } t_{p,i} = t_{tr}$$

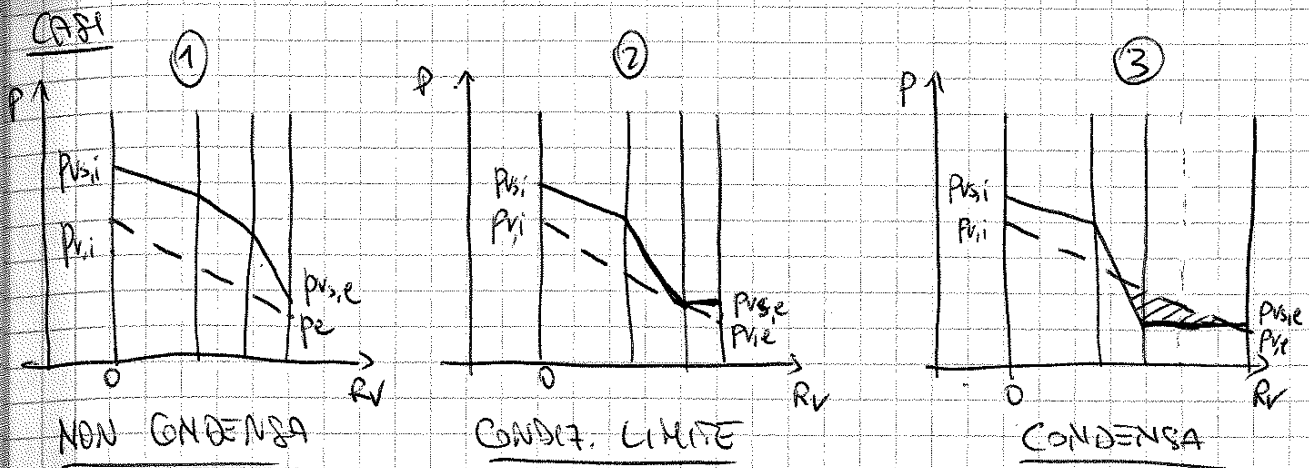
Posso decidere  $U_{MAX}$  in modo da progettare parete che abbia

$$U < U_{MAX} \text{ per evitare condensa superficiale -}$$

$$U_{MAX} = \frac{t_i - t_{tr}}{t_i - t_e} h_i \quad R_{MIN} = \frac{1}{U_{MAX}} \rightarrow \text{Resistenza minima per evitare condensa}$$

$$R_d = \frac{1}{U_{MAX}} - \frac{1}{U} = R_{MIN} - R_{TOT} \quad R_d = \frac{S_{is}}{A_{is}} \Rightarrow S_{is} = R_d A_{is}$$

↳ Resistenza aggiuntiva      resistenza delle nuove e esistenti



Andamento  $p_v$  e  $p_{vs}$   
Non si intersecano  
Mai,  $p_v < p_{vs}$  sempre

Andamento  $p_v$  raggiunge  
in un solo punto quello  
della  $p_{vs}$ : si verifica  
condensa sulla sep. verticale  
istituita proprio in quel  
punto

Andamento  $p_v$  e  $p_{vs}$  si intersecano  
in 2 punti e nella zona compresa  
fra essi  $p_v > p_{vs}$ : in questo  
caso si ha condensa allo  
interno della parete nella  
zona di intersezione.

### SOLUZIONE PROBLEMA CONDENSA INTERSTITIALE

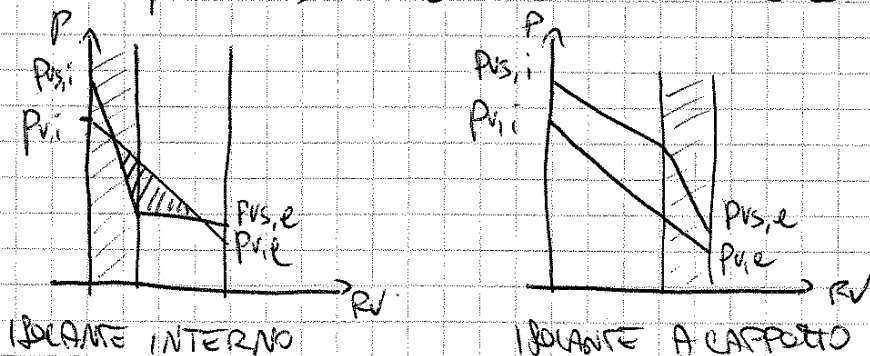
Per evitare la formazione di cond. interstiziale è necessario:

- mantenere basso il profilo di  $p_v$  (deporlo alle  $R_v$  di superficie sinistri)
- mantenere alto il profilo di  $p_{vs}$  (deporlo a  $t$  e quindi alle  $R$  di s. sinistri)

Per tutto bisogna disporre gli strati di parete nel seguente modo:

- conduttività termica decrescente dall'interno verso esterno,
- permeabilità crescente dall'interno verso l'esterno.

Una scelta ottimale è quella di porre lo strato isolante allo  
esterno della parete  $\Rightarrow$  ciò consente di tenere alto il profilo delle  $t$ .



Allo stesso passare dell'isolante corrisponde un diverso profilo di  
temperatura e conseguentemente delle  $p_{vs}$ , mentre rimane inalterato  
quello delle pressioni di vapore.

# INVOLUCRO OPACO

## COMPORTAMENTO TERMICO

TRASMISSIONE e ACCUMULO DI CALORE: I componenti opachi tendono parzialmente al bilancio termico dell'ambiente, sia lo scambiano attraverso del colore, sia accumulando e rilasciando il calore (accumulo termico). L'accumulo è dovuto ad una sollecitazione variabile nel tempo (oscillazioni giornaliere delle temperature esterne).

ISOLAMENTO TERMICO: l'attitudine delle pareti a ridurre la trasmissione del calore.

INERZIA TERMICA: l'attitudine della parete a ridurre (smorzamento) e ritardare (sfasamento) l'effetto di sollecitazioni dinamiche sul campo termico dell'ambiente. L'inertie termica è legata alla massa <sup>della parete</sup>.

ISOLAMENTO IBRICO e INERZIA IBRICA: significato analogo riferito allo scambio di calore di vapore acqueo.

A seconda del tipo di componente e delle condizioni in cui esso si trova (inverno/estate) l'analisi del comportamento termico di un componente opaco può essere effettuata in regime ~~stazionario~~ oppure transitorio.

## ANALISI TERMICA

### CARATTERIZZAZIONE TERMICA

- Controllo isolamento termico (inertanza)
- Controllo inerzia termica (inerzia)

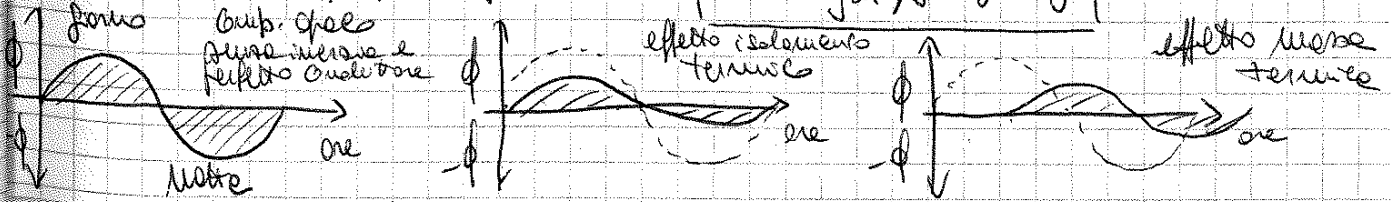
### VERIFICA TERMOIBROMETRICA

- Controllo conduttività superficiale
- Controllo conduttività intermedia

## CONTROLLI INERZIA TERMICA

MASSA FRONTE HF [kg/m<sup>2</sup>]: è la massa per unità di superficie frontale  $HF = \sum_{j=1}^n p_j \cdot s_j$  sempre parete

CAPACITÀ TERMICA FRONTE CF [kJ/m<sup>2</sup>·K]: è l'energia termica immagazzinata nelle pareti per ogni grado di aumento della sua temperatura media e riferita alla superficie frontale  $CF = \sum_{j=1}^n p_j \cdot s_j \cdot c_j$



## PROPRIETÀ OTTICO SOLARI

Coeff. di trasmissione, riflessione e assorbimento solari indicano la ripartizione del componente incidente rispetto alle bande larghe d'onda (rad. solare med.)

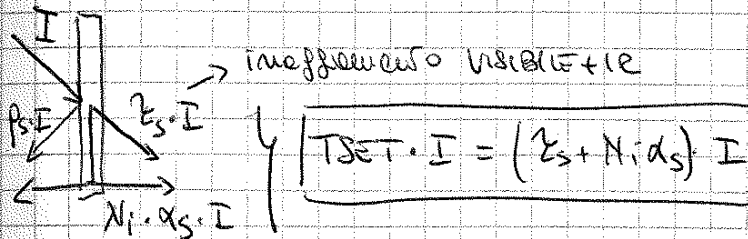
$$\tau_s + \rho_s + \alpha_s = 1$$

I coefficienti variano in base all'angolo di incidenza e alla lunghezza d'onda.

I dati che si trovano in lettere fessate sono riferiti su incidenza normale della radiazione  $\tau_s \equiv \tau_{s,\perp}$   $\rho_s \equiv \rho_{s,\perp}$   $\alpha_s \equiv \alpha_{s,\perp}$

## COEFFICIENTE DI TRASMISSIONE SOLARE TOTALE TSET

Tiene conto dell'effetto combinato di conversione, conduzione e inefficienza (ma a bande larghe d'onda (rad. solare) che ad altre lung. d'onda (infrarossi))



Per vetro singolo

$$N_i = \frac{U_g}{h_c}$$

↳ CONVERSIONE + INEFFICIENZA IR

## SHADING COEFFICIENT SC

Raffronto tra il prodotto solare  $\phi_s$  ottenuto in vetrata in certe condizioni e il prodotto solare  $\phi_s^*$  ottenuto in vetrata di riferimento nelle identiche condizioni.

$$SC = \frac{\phi_s}{\phi_s^*} = \frac{TSET \cdot I}{TSET_{ref} \cdot I} = \frac{TSET}{TSET_{ref}}$$

Vetro di riferimento: vetro chiaro

$$s = 3,75 \text{ mm}$$

$$\tau_s = 0,86 \quad \alpha_s = 0,06$$

Nelle condizioni standard di riferimento americane [ $h_e = 23 \frac{W}{m^2K}$ ,  $h_i = 8,3 \frac{W}{m^2K}$ ]  
il fattore solare delle lamine di riferimento è:

$$TSET_{ref} = 0,86 + \frac{5,93}{23} \cdot 0,06 = 0,87$$

⇒

$$SC = \frac{TSET}{0,87}$$

## TRASMITTANZA TERMICA DELLA FINESTRA

Il valore della resistenza termica di una finestra dipende da:

- trasmittanza termica del componente trasparente
- trasmittanza termica del telaio

# BIANCO DI MASSA E DI ENERGIA DELL'AMBIENTE INTERNO

## VOLUME DI CONTROLLO

Il comportamento termico dell'edificio viene studiato facendo riferimento al sistema termodinamico costituito dall'aria all'interno della ambiente costruito (volume di controllo) realizzata dalla superficie interna dell'involucro edilizio e delle sup. interne (superficie di controllo).

L'ambiente costruito è un sistema termodinamico chiuso, ovvero scambia con l'amb. esterno e gli occupanti ma massa ed energia.

## BIANCIO DI MASSA D'ARIA

Gli scambi d'aria tra amb. interno ed esterno avvengono per 2 fenomeni distinti:

- INFILTRAZIONI: ingresso incontrollato di aria esterna attraverso l'involucro edilizio dovuto all'esistenza di passaggi (fessure, botole, ...). Si verifica per differenza di pressione dell'aria tra ambiente interno ed ambiente esterno causata da forze di soffiamento indotte da differenze di temperatura oppure vento.  
ESFILTRAZIONI: flusso d'aria fluisce dall'interno verso l'esterno.

Ingresso incontrollato d'aria esterna

$$\dot{V} = K A \Delta p \sum_{i=1}^n$$

diff. di pressione

- VENTILAZIONE: ingresso di aria esterna al fine di fornire il comfort della qualità dell'aria interna.

- NATURALE: avviene attraverso aperture per effetto di forze naturali
- MECANICA: avviene per effetto di macchine e consumo di energia

$$\sum \dot{m}_a^{INF} - \sum \dot{m}_a^{EX} = \frac{dm_a}{dt} = 0 \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \Rightarrow \sum \dot{m}_a^{IN} = \sum \dot{m}_a^{EX}$$

Variazione della massa d'aria interna nel tempo: è trascurabile

## BIANCIO DI MASSA DI VAPORE

Gli scambi di massa di vapore avvengono attraverso la ventilazione e per presenza di sorgenti interne di vapore.

$$\sum \dot{m}_{a,INF} X_{WF} - \sum \dot{m}_{a,EX} X_i + \dot{m}_{v,I} + \dot{m}_{v,H} = m_{a,i} \frac{dx_i}{dt} = 0$$

↓  
 portata vapore entrante    portata vapore uscente    portata vapore sorgenti interni    portata vapore sorgenti interni termici

Variazione massa di vapore nel tempo ed è trascurabile



## BILANCIO DI ENERGIA TOTALE (sensibile + latente)

Questa eq. include anche le energie latente associate alle perdite di vapore umano / vegetale; tale eq. è influenzata sia dalle condizioni di temperatura sia di umidità degli ambienti. Essa contiene i carichi di riscaldamento e raffreddamento (sensibili) insieme ai carichi di umidificazione e deumidificazione (latenti) dell'ambiente costruito. Trascurando l'accumulo di calore all'interno dell'edificio:

$$\underbrace{\phi_T + \phi_S + \phi_{I,S} + \phi_H}_{\text{CARICO TERMICO SENSIBILE (esclusa ventilazione naturale / sv)}} + \underbrace{m_{v,I,E} \cdot h_{v,I,E} + m_{v,H} \cdot h_{v,H}}_{\text{CARICO TERMICO LATENTE (esclusa ventilazione naturale / sv)}} + \underbrace{m_a (e_e - e_i)}_{\text{CARICO DI VENTILAZIONE}} = 0 \quad [kW]$$

$\phi_T =$  flusso termico per conduzione attraverso sup di confine.

$\phi_S =$  // // // diretta dalla radiazione solare attraverso componenti trasparenti.

$\phi_{I,S} =$  flusso termico sensibile dovuto alle serpenti interne

$\phi_H =$  flusso termico sensibile prodotto dall'ambiente termico.

## BILANCIO DI ENERGIA SENSIBILE

l'eq. è influenzata dalle sole condizioni di temperatura degli ambienti.

Essa contiene i carichi (sensibili) di riscaldamento e raffreddamento ma non considera i carichi di umidificazione e deumidificazione.

Trascurando l'accumulo di calore all'interno dell'edificio:

$$\phi_T + \phi_S + \phi_{I,S} + \phi_H + m_a \cdot c_p (t_e - t_i) = 0$$

## EMISSIONE TERMICA DEL CORPO UMANO

La potenza termica emessa dal corpo umano dipende dall'attività svolta (metabolismo) ed è ripartita tra una quota sensibile ed una latente in relazione alla temperatura d'ambiente. La parte sensibile si suddivide poi ancora in una quota convettiva ed una radiativa.

Per determinare la portata di vapore associata alle diverse temperature e in diverse condizioni di metabolismo:

$$m_{v,I} = \frac{\phi_{I,l}}{h_{v,I}}$$

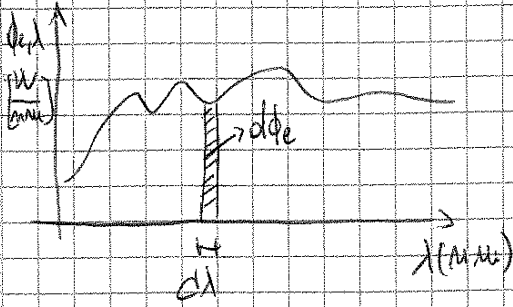
FUSSO ENERGETICO SPETTRALE

$$\left[ \frac{W}{mm} \right] \phi_{e,\lambda}$$

$$d\phi_e = \phi_{e,\lambda} \cdot d\lambda$$

$$\left[ \phi_{e,\lambda} = \frac{d\phi_e}{d\lambda} \right]$$

$$\phi_e = \int_0^{\infty} d\phi_e = \int_0^{\infty} \phi_{e,\lambda} d\lambda$$



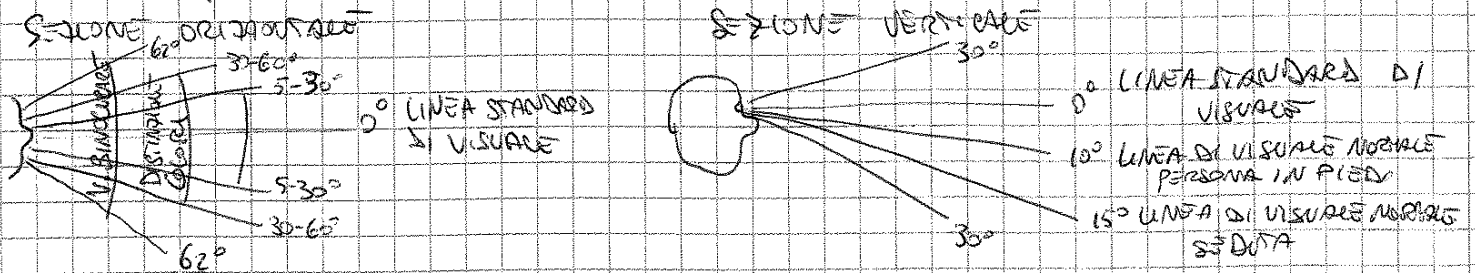
OCCHIO

È l'organo della visione che mediante i suoi recettori trasforma l'energia radiante visibile in sensazione visiva.

- RECETTORI - CONI: recettore a stimoli di luce intensa e permettono la visione a colori (visione fotopica) (diurna)
- BASTONCELLI: recettore anche a stimoli di luce intensa e permettono la visione B/N al buio (visione scotopica) (notturna)

CAMPUS VISIVO

Estensione angolare entro la quale un oggetto può essere visto quando la testa e gli occhi sono immobili.

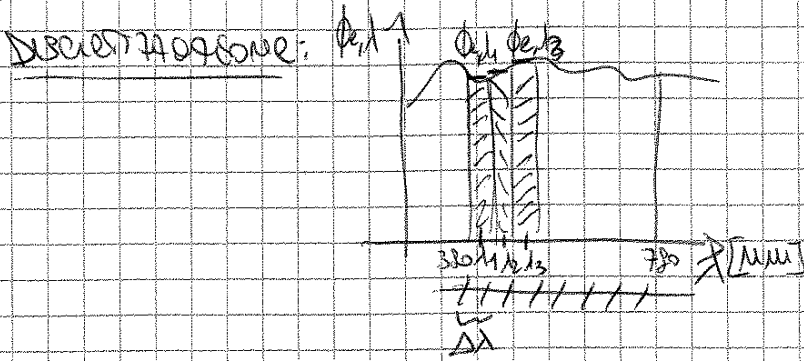


SENSAZIONE LUMINOSA

- ASPETTI QUALITATIVI - percezione dei colori

↳ radiazione monocromatica = colore  
 Una insieme di radiazioni mono cromatiche non è percepibile se risulta privo di colore.  
 UVE BIANCA: miscela di radiazioni monocromatiche -

- ASPETTI QUANTITATIVI



INTERAZIONE LUCE-SUPERFICIE

La luce che incide su una superficie viene in parte assorbita, in parte riflessa e in parte trasmessa.

FATTORE DI ASSORBIMENTO

FATTORE DI RIFLESSIONE

FATTORE DI TRASMISSIONE

$$\alpha_L = \frac{\Phi_a}{\Phi_i}$$

$$\alpha_e = \frac{\Phi_{e,r}}{\Phi_{e,i}}$$

$$\rho_L = \frac{\Phi_r}{\Phi_i}$$

$$\rho_e = \frac{\Phi_{e,r}}{\Phi_{e,i}}$$

$$\tau_L = \frac{\Phi_t}{\Phi_i}$$

$$\tau_e = \frac{\Phi_{e,t}}{\Phi_{e,i}}$$

Vali  $\alpha + \rho + \tau = 1$  inoltre  $\alpha, \rho, \tau = f(\lambda, \theta)$

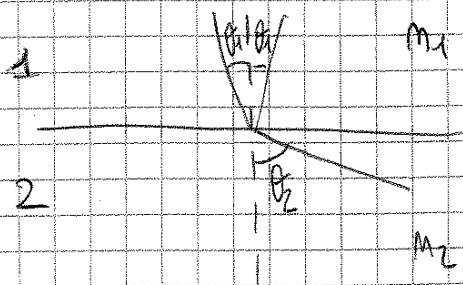
RIFRAZIONE e RIFLESSIONE

A seconda della superficie riflettente si può avere:

- RIFLESSIONE
  - DIFFUSA
  - SPECULARE
  - SEMIDIFFUSA A RASLIO LARGO
  - PRISTATA COMPLESSA

RIFRAZIONE

È la variazione della direzione di propagazione delle radiazioni luminose che si verifica in corrispondenza dell'interfaccia di separazione dei 2 mezzi trasparenti.



Vali la legge di Snell:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1}$$

$n_2$   $n$  indice di rifrazione assoluto del mezzo

$n_{aria} = 1$

$n_{vetro} = 1,5 - 1,8$

$n_{H_2O} = 1,33$

## EMITTENZA LUMINOSA

Rappresenta il flusso luminoso emesso da un elemento di superficie e l'area dell'elemento stesso

$$M = \frac{d\phi}{dA} \quad \left[ \frac{\text{lm}}{\text{m}^2} \right]$$

Se il flusso è emesso in modo uniforme:

$$M = \frac{\phi}{A}$$

## ILLUMINAMENTO

Rappresenta il flusso luminoso incidente su una superficie elementare e l'area della superficie elementare stessa.

$$E = \frac{d\phi}{dA} \quad \left[ \frac{\text{lm}}{\text{m}^2} = \text{lx} \right]$$

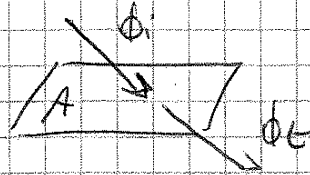
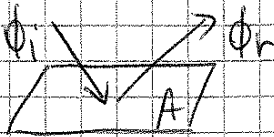
Se il flusso giunge in modo uniforme:

$$E = \frac{\phi}{A}$$

## RELAZIONI TRA GRANDI FOTOMETRICHE

### EMITTENZA → ILLUMINAMENTO

Sup. emissiva illuminata in modo unif. Sup. trasparente illuminata in modo unif.



$$E = \frac{\phi_i}{A} \quad M = \frac{\phi_r}{A}$$

$$M = \frac{\phi_t}{A}$$

$$\phi_r = \phi_i \cdot \rho$$

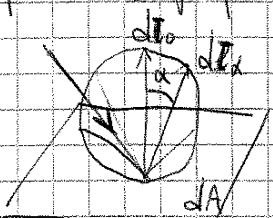
$$\phi_t = \phi_i \cdot \tau$$

$$M = \frac{\phi_i \cdot \rho}{A} = E \cdot \rho \quad \text{sup. opaco riflettente}$$

$$M = \frac{\phi_i \cdot \tau}{A} = E \cdot \tau \quad \text{sup. trasparente}$$

### LUMINANZA → ILLUMINAMENTO

Si considera una superficie opaca illuminata, con modalità di riflessione perfettamente diffusa:



$$dI_\alpha = \frac{d^2\phi}{d\omega} \quad L_\alpha = \frac{d^2\phi}{d\omega dA \cos\alpha}$$

$$dI_\alpha = L_\alpha dA \cos\alpha$$

Si dimostra per  
superfici perfettamente  
diffuse (sup. opache)

$$dI_\alpha = dI_0 \cos\alpha$$

$$d\phi = \int d^2\phi = \int dI_\alpha d\omega = dI_0 \cdot \pi$$

## COLOMETRIA

Colore: attributo che ci viene a determinare la sensazione visiva

### CARATTERI DISTINTIVI DEL COLORE (TEORIA TRICROMATICA DELLA WEE)

- TINTA O TONO: attributo qualitativo secondo il quale una radiazione luminosa viene percepita come rosso, verde, ...
- INTENSITA' O BRILLANZA: attributo quantitativo che esprime la sensazione visiva prodotta da una radiazione luminosa.
- SATURAZIONE: attributo qualitativo secondo il quale si definisce la deviazione della radiazione luminosa rispetto al colore fondamentale (rosso vivo, verde pallido, ...)

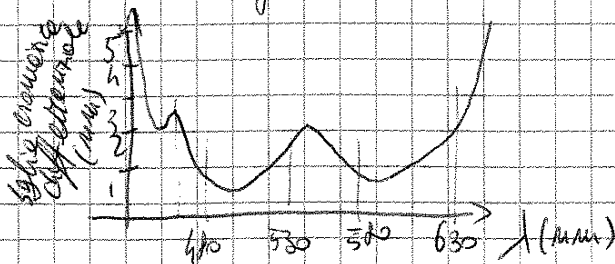
La sensazione di un colore colui insieme di radiazioni luminose <sup>diffuse</sup>  $\lambda$  o del loro flusso energetico che della composizione spettrale del fessivo.

Rad. monocromatica, esiste relazione biunivoca tra colore e  $\lambda$

Rad. composta (fessivo di rad): non esiste rel. biunivoca tra colore e <sup>distribuzione</sup> spettrale

### SCALA CROMATICA DIFFERENZIALE

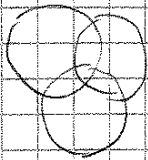
Difficile in base a  $\lambda$ . E' la scala per la quale distinguiamo come differenti 2 lunghezze d'onda vicine.



### LEGGI DI GRASSMANN

- 1) In un colore il cecilio distingue 3 caratteristiche: tinta, brillantezza, saturazione.
- 2) Miscelando 2 colori la caratteristica della miscela cromatica varia con continuità al variare delle proporzioni dei 2 colori.
- 3) L'aspetto di un colore o 2 colori uguali produce ugualmente 2 colori uguali, indipendentemente dalla loro distribuzione spettrale originale.

PRINCIPIO ADDITIVO



COORDINATE SUL DIAGRAMMA CIE '31 TRIDIMENSIONALE

$X_R = 2,7688 \quad Y_R = L_R = 1 \quad Z_R = 0$

$X_G = 0,38158 \quad Y_G = L_G = 1 \quad Z_G = 0,012307$

$X_B = 18,801 \quad Y_B = L_B = 1 \quad Z_B = 93,066$

COORDINATE DEI  
COLORI PRIMARI  
ADDITIVI

La X sul diagramma rappresenta la TINTA, la Y la Luminanza

Per un colore:

$X = 2,7688 L_R + 0,38158 L_G + 18,801 L_B$

$Y = L_R + L_G + L_B$

$Z = 0,012307 L_G + 93,066 L_B$

Si definisce:

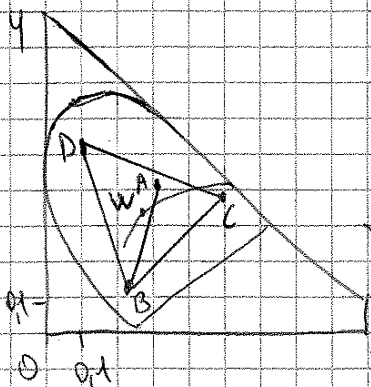
$T = X + Y + Z$

Le coordinate relative (sul diagramma CIE '31 bidimensionale)

$x = \frac{X}{X+Y+Z} = \frac{X}{T} \quad y = \frac{Y}{X+Y+Z} = \frac{Y}{T} \quad z = \frac{Z}{X+Y+Z} = \frac{Z}{T}$

$x + y + z = 1$

MISCELA DI COLORI



La miscela dei colori A e B sta sul segmento che unisce i 2 colori.

La miscela dei colori B, C, D sta all'interno del triangolo con vertici B, C, D.

$X_3 = X_1 + X_2 \quad Y_3 = Y_1 + Y_2 \quad Z_3 = Z_1 + Z_2$

$x_3 = \frac{X_3}{X_3 + Y_3 + Z_3} = \frac{X_1 + X_2}{X_1 + Y_1 + Z_1 + X_2 + Y_2 + Z_2} \quad y_3 = \frac{Y_3}{X_3 + Y_3 + Z_3} = \frac{Y_1 + Y_2}{X_1 + Y_1 + Z_1 + X_2 + Y_2 + Z_2}$

$x_3 = \frac{X_1 + X_2}{T_1 + T_2} \quad X_3 = \frac{x_1 T_1 + x_2 T_2}{T_1 + T_2}$

$y_3 = \frac{Y_1 + Y_2}{T_1 + T_2} \quad Y_3 = \frac{y_1 T_1 + y_2 T_2}{T_1 + T_2}$

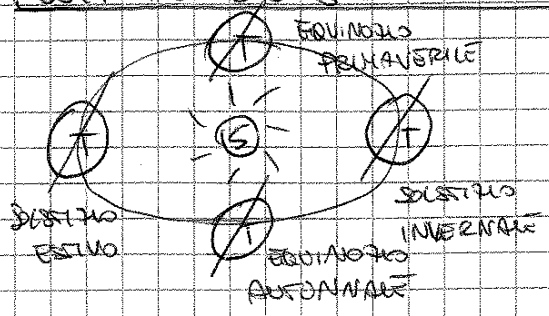
## RADIAZIONE SOLARE GLOBALE

È influenzata da:

- posizione relativa del sole rispetto alla superficie
  - posizione del sole sulla volta celeste
  - orientamento della superficie
- stato fisico degli strati atmosferici:
  - presenza di formazioni nuvolose
  - contenuto di umidità, polveri,  $CO_2$ , ecc.

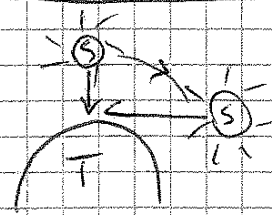
## RADIAZIONE SOLARE

### POSIZIONE DEL SOLE DURANTE L'ANNO



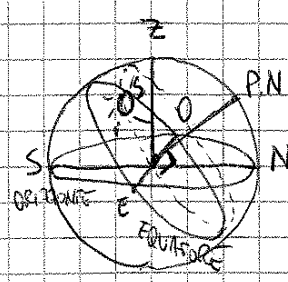
A causa dell'inclinazione dell'asse di rotazione della Terra ( $23,5^\circ$ ) e della rotazione lo spessore di atmosfera attraversato dalla radiazione solare varia con l'ora del giorno e il mese dell'anno.

### POSIZIONE DEL SOLE DURANTE IL GIORNO



Al variare dell'ora del giorno varia la posizione del sole rispetto alla Terra e cambia quindi lo spessore di strato di atmosfera attraversato dai raggi solari prima di giungere sulla superficie terrestre: + spesso e lo strato tanto minore e il contenuto energetico  $G$  della radiazione incidente a causa del maggior assorbimento e della maggiore diffusione della radiazione.

### POSIZIONE DEL SOLE NELLA VOLTA CELESTE



La volta celeste è rappresentata come una superficie sferica con al centro l'osservatore. La Terra è punto circoscritto su l'osservatore. Il piano orizzontale passante per l'osservatore è detto piano dell'orizzonte. La retta verticale per l'osservatore interseca la volta celeste

il punto denominato ZENITH (Z).

Il Sole (S) si muove muovendo orbite ellittiche formate da infiniti o piani fra loro paralleli: il piano passante per l'osservatore è detto EQUATORE.

## EFFICIENZA LUMINOSA della RADIAZIONE SOLARE

$$\eta_m = \frac{\Phi}{\Phi_e} = \frac{\text{flusso luminoso}}{\text{flusso energetico}} \quad \left[ \frac{\text{lm}}{\text{W}} \right]$$

- dipende da:
- altezza solare
  - opacità atmosferica
  - contenuto vapor acqueo in atmosfera

## ILLUMINAMENTO SULLA SUPERFICIE TERRESTRE

$$\eta_m = \frac{\Phi}{\Phi_e} = \frac{E}{I} \quad \Rightarrow \quad \boxed{E = \eta_m \cdot I} \quad I = \text{mediante} \quad \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

## LA VOLTA CELESTE

L'illuminamento prodotto dalla volta celeste su una superficie viene in relazione alla sua luminanza, la distribuzione della luminanza dipende da vari fattori:

- posizione del sole
- condizioni meteorologiche
- torbidità

Per descrivere le diverse situazioni che si possono verificare sono stati proposti alcuni MODALI DI CIELO

- CIELO SERENO: distribuzione variabile della luminanza in funzione della posizione del sole
- CIELO COPERTO A LUMINANZA COSTANTE: distribuzione uniforme di luminanza
- CIELO COPERTO A LUMINANZA VARIABILE: distribuzione di luminanza variabile in funzione dell'angolo zenitale solare.

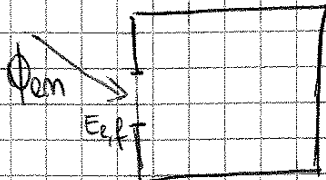


## FATTORE MEDIO DI LUCE DIORNA

Consente il calcolo numerico delle componenti dirette, riflesse esternamente e riflesse internamente.

$$FLD_m = \frac{E_{int, med}}{E_{e, h}}$$

$E_{int, med}$  = illuminamento medio all'interno dell'ambiente



Sulla base del princ. di conservazione dell'energia

$$\Phi_{em} = \Phi_a$$

$\Phi_{em}$  = flusso luminoso incidente in ambiente

$\Phi_a$  = flusso luminoso assorbito dall'ambiente

$E_{e, f}$ : illuminamento esterno

sul piano della finestra nel suo baricentro.

$$\Phi_{em} = E_{e, h} \cdot \Sigma \cdot A_f \cdot \Sigma \cdot \Psi$$

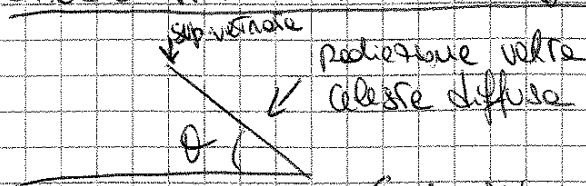
$A_f$ : superficie vetrata netta della finestra

$\Sigma$ : fattore di trasmissione luminosa del vetro

$\Sigma$  = fattore finestra  $\Psi \cdot \Sigma = \frac{E_{e, f}}{E_{e, h}}$  Evoluzione coefficienti di riduzione e illuminanti (ombre balcone/soffitti)

$\Psi$  = fattore di riduzione dovuto all'incassamento della finestra rispetto al filo parete esterno -

## Calcolo FATTORE FINESTRA di una superficie inclinata [in assenza di ostruzioni]



$$\Sigma = \frac{1 + \cos \theta}{2}$$

Vedere tabella

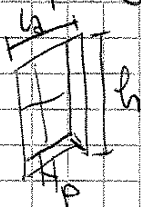
$\Sigma = 1$  sup. orizzontale prive di ostruzioni

$\Sigma = 0,5$  sup. verticale prive di ostruzioni

Se presenza ostruzioni

## Ψ FATTORE DI RIDUZIONE

Dipende dalla geometria dell'infisso e dall'incassamento rispetto al filo parete esterno.



vedere tabella → coordinate rapporti  $\frac{h}{p}$  e  $\frac{h}{p}$

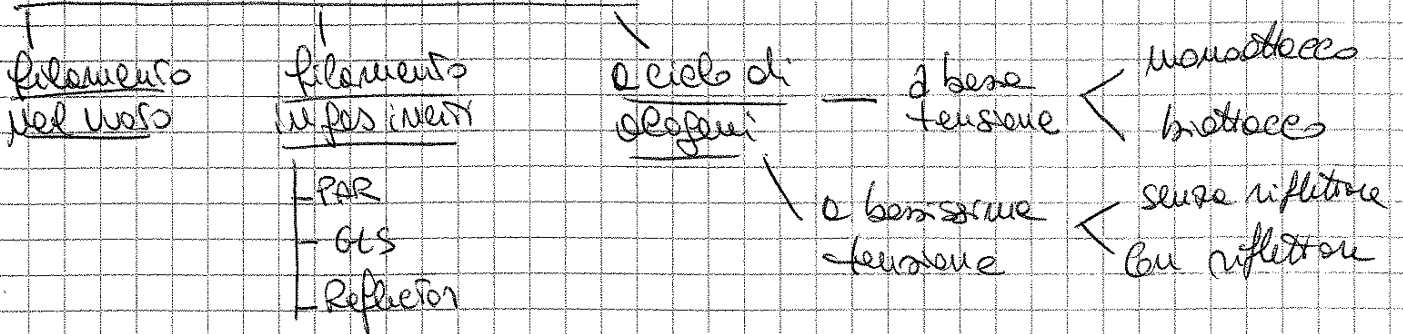
Principio di funzionamento della luce:

L'emissione luminosa nei tubi segue le leggi dell'incandescenza.

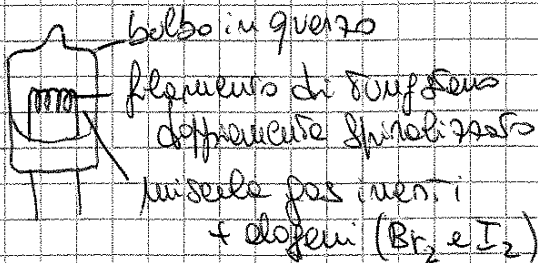
Il Tungsteno  $\alpha$ -compattato come un tipo grigio  $\epsilon = 0,45$

La fusione a  $2300 - 3000^\circ\text{C}$

SORBENTI AD INCANDESCENZA



SORBENTI AD INCANDESCENZA A CICLO DI ALOGENI

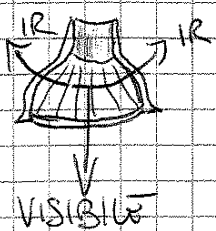


FUNZIONAMENTO:

- il filamento di tungsteno, portato ad incandescenza, sublima.
- i vapori di tungsteno  $\alpha$  partono verso la parete interna del bulbo a  $t = 700^\circ\text{C}$

- il tungsteno  $\alpha$  combinate con gli alogeni in prossimità delle pareti formando degli alogenuri.
- gli alogenuri trasportati dai moti convettivi  $\alpha$  dirigono verso il filamento dove per l'elevata temperatura si dissociano.
- il tungsteno  $\alpha$  rideposita sul filamento che periodicamente  $\alpha$  rigenera.

RIFLETTORE DICROICO (usato sulle lampadine ad. inc. a ciclo di alogeni)



Il riflettore in vetro diobico consente di riflettere le radiazioni visibili e di assorbire e trasmettere nella zone retrostante la lampada circa il 65% delle radiazioni IR, riducendo il rischio di surriscaldamento frontale.