



Formulario fisica tecnica ambientale

Fisica Tecnica Ambientale
Politecnico di Torino (POLITO)
60 pag.

FORMULARIO

FISICA TECNICA AMBIENTALE

TERMODINAMICA

GRANDEZZE & UNITÀ DI MISURA

GRANDEZZE	UNITÀ DI MISURA		
	NOME	SIMBOLO	RELAZIONI
Forza	Newton	N	1 N = 1 Kg • m/s ²
Pressione	Pascal	Pa	1 Pa = 1 N/m ²
Lavoro, energia, quantità di calore	Joule	J	1 J = 1 N/m
Potenza, flusso di calore	Watt	W	1 W = 1 J/s
Frequenza	Hertz	Hz	1 Hz = 1 s ⁻¹

CALORE

1 kcal = 4186 J

TEMPO

Da h a SEC

h • 3600

Min • 60

WATT

KW a W

X • 1000

TEMPERATURA

T(K) = t(°C) + 273.15

t(°F) = 9/5 • t(°C) + 32

Da SEC a h

SEC/3600

Min/60

W a KW

X / 1000

CALORE

$$[Q = J] - [J] - [cal] - [kWh] - [W = \frac{J}{s}]$$

- **Capacità termica (C)** $C = \frac{Q}{\Delta T}$ $\frac{J}{*C} O \frac{J}{K}$

- **Calore specifico (c)** $c = \frac{Q}{\Delta T \cdot m}$ $\frac{J}{*C \cdot kg} O \frac{J}{K \cdot kg}$

$$c = \frac{C \cdot \Delta T}{\Delta T \cdot m} \rightarrow c = \frac{C}{m}$$

- Calore fornito ad un materiale $Q = c \cdot m \cdot \Delta T$ $\frac{J}{K \cdot kg}$

- Il calore può essere anche riportato al tempo $Q = \frac{c \cdot m \cdot \Delta T}{t(tempo)}$

ALCUNI VALORI (calore specifico)

Aria -> 1000 [J/°C•kg]
CLS -> 900 [J/°C•kg]
Acqua -> 4186 [J/°C•kg]
Acciaio -> 500 [J/°C•kg]

FLUSSO TERMICO

$Q = W$ la Q e con il puntino sopra

- Legge di Fourier

Monostrato [singolo strato] (calcolare il flusso termico) $\frac{Q}{A} = \frac{\lambda}{s} \cdot t_1 - t_2 \quad \left[\frac{W}{m^2} \right]$

Q = flusso termico [W]

A = area attraversata dal flusso termico [m²]

t₁, t₂ = temperature delle due facce della parete [K], [°C]

s = spessore della parete [m]

λ = conducibilità termica della parete [W/(m·K)], [W/(m°C)]

$$\lambda = \frac{Q \cdot s}{A \cdot \Delta t} \quad \left[\frac{W}{mK} \right] \quad Q = A \cdot \frac{1}{R} \cdot t_1 - t_2 \quad [W]$$

Pluristrato (Calcolare il flusso termico) $\frac{Q}{A} = \frac{t_{pilai} - t_{pelae}}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i}} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right]$

Temperatura di uno strato $t_3 = t_2 - \frac{Q}{A} \cdot \frac{s_i}{\lambda_i} \quad \text{o} \quad t_3 = t_{pi} - \frac{Q}{A} \cdot \left(\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} \right)$

Resistenza termica (parete multi strato) $R = \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} \quad \left[\frac{m^2 K}{W} \text{ o } \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$

Conduzione termica (conduttanza) $C/\Lambda = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R} = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{s_i}$
 $\left[\frac{W}{m^2 K} \text{ o } \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

$$\frac{Q}{A} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i}} \cdot t_{ai} - t_{ae} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Convezione termica $\frac{Q}{A} = h_c \cdot (t_p - t_a) \quad \left[\frac{W}{m^2} \right]$

t_p = temperatura parete [K], [°C]

t_a = temperatura aria [K], [°C]

h_c = coeff. di scambio termico convettivo [W/m²°C]

ALCUNI VALORI (di h_c)

- Convezione NATURALE

Aria -> da 0,1 a 30 [W/m²K]

Acqua -> da 300 a 12000 [W/m²K]

- Convezione Forzata

Aria -> da 30 a 300 [W/m²K]

Acqua -> da 3000 a 60000 [W/m²K]

IRRAGGIAMENTO TERMICO

- **Velocità di propagazione** $c = \lambda \cdot f \quad \frac{m}{s}$

λ = Lunghezza d'onda (μm o nm :)

f = Frequenza ($1/s=Hz$)

Velocità di propagazione nel vuoto $c = 3 \cdot 10^8$ m/s

- **Flusso di radiazione Φ o Q**

$$\alpha = \frac{\Phi_A}{\Phi_I} \quad \text{dove } A > \text{assorbimento e } I > \text{incidente}$$

$$\rho = \frac{\Phi_R}{\Phi_I} \quad \text{dove } R > \text{riflesso e } I > \text{incidente}$$

$$\tau = \frac{\Phi_T}{\Phi_I} \quad \text{dove } T > \text{trasmissione e } I > \text{incidente}$$

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

- **Emissione superficiale (Emissività)**

$$E = \frac{dQ}{dA}$$

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

- **Leggi del corpo nero (= 1)**

○ Legge di Planck $E_\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5 \cdot (e^{c_2/\lambda \cdot T} - 1)}$ c_1 & c_2 coefficienti noti

○ Legge di Stefan-Boltzmann $E = \sigma \cdot T^4$ $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴

○ Legge di Wien $\lambda_{MAX} \cdot T = 29898 \mu m \cdot K$

○ Energia Emessa $Q = E_{GLOB} \cdot \tau \cdot A$ [J]

- **Leggi del corpo grigi (DA 0 A 1)**

○ Legge di Stefan-Boltzmann $E_{globalecorpogrigio} = \varepsilon \cdot \delta \cdot T^4$

○ Legge di Planck $E_\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5 \cdot (e^{c_2/\lambda \cdot T} - 1)} \cdot \varepsilon$ c_1 & c_2 coefficienti noti

○ Legge di Kirchoff $\varepsilon = \alpha$

- **Fattori di vista [come le due viste si vedono]**

○ $F_{1,2} = \frac{Q_{1 \rightarrow 2}}{Q_1}$

○ $F_{2,1} = \frac{Q_{2 \rightarrow 1}}{Q_2}$

$$0 \leq F_{1,2}, F_{2,1} \leq 1$$

$$Q_1 = E_1 \cdot A_1$$

$$Q_2 = E_2 \cdot A_2$$

$$F_{1,2} \frac{Q_{1 \rightarrow 2}}{E_1 \cdot A_1}$$

$$F_{2,1} \frac{Q_{2 \rightarrow 1}}{E_2 \cdot A_2}$$

$$Q_{1 \rightarrow 2} = F_{1,2} \cdot E_1 \cdot A_1$$

$$Q_{2 \rightarrow 1} = F_{2,1} \cdot E_2 \cdot A_2$$

$$\text{Principio di reciprocità} \rightarrow F_{1,2} \cdot A_1 = F_{2,1} \cdot A_2$$

- **Scambio termico tra corpi (in K)**

○ Corpo nero $Q_{irr} = F_{1,2} \cdot A_1 \cdot \delta \cdot (T_1^4 - T_2^4)$ [W]

$$\rightarrow (T_1^4 - T_2^4) = (T_1^2 + T_2^2) \cdot (T_1 + T_2) \cdot (T_1 - T_2)$$

○ Corpo grigio $Q_{irr} = F_\varepsilon \cdot F_{1,2} \cdot A_1 \cdot \delta \cdot (T_1^4 - T_2^4) = h_r \cdot A_1 \cdot (T_1 - T_2)$ [W]

$t_p - t_s$

$$T_2 = \sqrt[4]{T_1^4 - \frac{Q/A}{F_\varepsilon \cdot F_{1,2} \cdot \delta}}$$

$$\varepsilon \text{ (emissività)} \rightarrow \frac{\varepsilon_{\text{potereemissivo}}(\varepsilon_{cg})}{\varepsilon_{\text{massimainnatura}}(\varepsilon_{cr})}$$

$$F_{\varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

N.B. Area e sempre del corpo che da calore

- Scambio termico liminare

Se un muro include il flusso di irraggiamento e convezione si parla di scambio termico liminare.

$$\frac{Q_{lim}}{A} = \frac{Q_{conv}}{A} + \frac{Q_{irr}}{A} = h \cdot (t_p - t_a) \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad h = h_c + h_r \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \text{ o } \frac{W}{m^2 \cdot C} \right]$$

$$\circ Q_{irr} = h_r \cdot A_1 \cdot (T_1 - T_2) \quad \{T_{\text{corpo}} - T_{\text{superficiale}}\}$$

$$\circ Q_{conv} = h_c \cdot A_1 \cdot (t_{pe} - t_{ae}) \rightarrow \text{area e la somma di tutte le superfici}$$

$$\circ Q_{cond} = \frac{\lambda}{s} \cdot A_1 \cdot (t_1 - t_2)$$



N.B.

$$\frac{Q_{lim,int}}{A} = h_i \cdot (t_{ai} - t_{pi})$$

$$\frac{Q_{lim,est}}{A} = h_e \cdot (t_{pe} - t_{ae})$$

$$\frac{Q_{cond}}{A} = \frac{\lambda}{s} \cdot (t_{pi} - t_{pe}) \rightarrow \text{Conduttenza}$$

$$\rightarrow Q_{lim,int} = Q_{lim,est} = Q_{conduzione} = Q$$

- Trasmittanza termica [U]

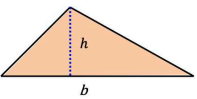

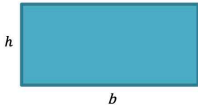
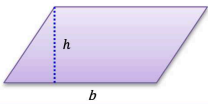
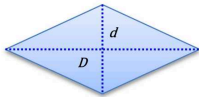
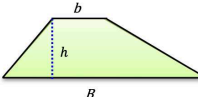
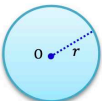
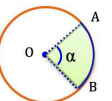
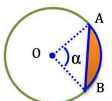
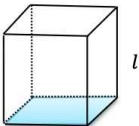
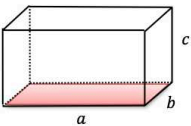
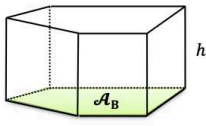
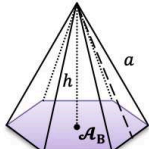
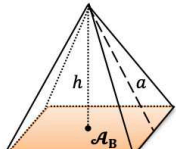
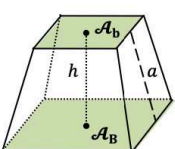
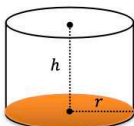
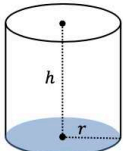
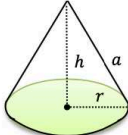
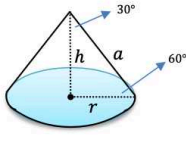
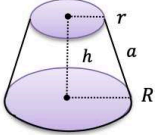
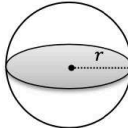
$$\frac{Q}{A} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \cdot (t_{ai} - t_{ae}) \quad \text{dove} \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n R_i + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{O} \quad U = \frac{Q}{A \cdot (t_i - t_e)} \quad \text{O} \quad U = \frac{1}{R}$$

$$\frac{1}{h_i} = R_{si} \quad \frac{1}{h_e} = R_{se}$$

$$\text{Quindi } \frac{Q}{A} = \frac{U \cdot (t_{ai} - t_{ae})}{\Lambda \cdot (t_{pi} - t_{pe}) \text{ (solo superficiale)}}$$

AREE & VOLUMI

<p>triangolo</p>  $\mathcal{A} = \frac{b \cdot h}{2}$	<p>quadrato</p>  $\mathcal{A} = l^2$	<p>rettangolo</p>  $\mathcal{A} = b \cdot h$
<p>parallelogramma</p>  $\mathcal{A} = b \cdot h$	<p>rombo</p>  $\mathcal{A} = \frac{D \cdot d}{2}$	<p>trapezio</p>  $\mathcal{A} = \frac{(B + b) \cdot h}{2}$
<p>cerchio</p>  $\mathcal{A} = \pi \cdot r^2$	<p>settore circolare</p>  $\mathcal{A} = \frac{\pi \cdot r^2 \cdot \alpha^\circ}{360^\circ}$ $\widehat{AB} = \frac{l \cdot \alpha^\circ}{360^\circ}$	<p>segmento circolare ad una base</p>  $\mathcal{A} = \mathcal{A}_{\text{settore circolare}} - \mathcal{A}_{\text{triangolo AOB}}$
<p>cubo</p>  $\mathcal{V} = l^3$ $\mathcal{A}_B = l^2 \quad \mathcal{A}_L = 4l^2$	<p>parallelepipedo rettangolo</p>  $\mathcal{V} = a \cdot b \cdot c$ $\mathcal{A}_B = ab \quad \mathcal{A}_L = (2a + 2b)c$	<p>prisma retto</p>  $\mathcal{V} = \mathcal{A}_B \cdot h$ $\mathcal{A}_B \quad \mathcal{A}_L = \text{perimetro di base} \cdot h$
<p>piramide retta a base regolare</p>  $\mathcal{V} = \frac{\mathcal{A}_B \cdot h}{3}$ $\mathcal{A}_B \quad \mathcal{A}_L = \frac{\text{perimetro di base} \cdot a}{2}$	<p>piramide retta</p>  $\mathcal{V} = \frac{\mathcal{A}_B \cdot h}{3}$ $\mathcal{A}_B \quad \mathcal{A}_L = \text{somma aree facce laterali}$	<p>tronco di piramide</p>  $\mathcal{V} = \frac{1}{3} h (\mathcal{A}_B + \mathcal{A}_b + \sqrt{\mathcal{A}_B \cdot \mathcal{A}_b})$ $\mathcal{A}_B + \mathcal{A}_b \quad \mathcal{A}_L = \text{somma aree facce laterali}$
<p>cilindro</p>  $\mathcal{V} = \mathcal{A}_B \cdot h = \pi \cdot r^2 \cdot h$ $\mathcal{A}_B = \pi r^2 \quad \mathcal{A}_L = 2 \pi r h$	<p>cilindro equilatero ($h = 2r$)</p>  $\mathcal{V} = \mathcal{A}_B \cdot h = 2 \cdot \pi \cdot r^3$ $\mathcal{A}_B = \pi r^2 \quad \mathcal{A}_L = 4 \pi r^2$	<p>cono</p>  $\mathcal{V} = \frac{\mathcal{A}_B \cdot h}{3} = \frac{\pi \cdot r^2 \cdot h}{3}$ $\mathcal{A}_B = \pi r^2 \quad \mathcal{A}_L = \pi r a$
<p>cono equilatero ($a = 2r \quad h = \sqrt{3}r$)</p>  $\mathcal{V} = \frac{\mathcal{A}_B \cdot h}{3} = \frac{\pi \cdot r^3}{\sqrt{3}}$ $\mathcal{A}_B = \pi r^2 \quad \mathcal{A}_L = 2 \pi r^2$	<p>tronco di cono</p>  $\mathcal{V} = \frac{1}{3} \pi h (R^2 + r^2 + Rr)$ $\mathcal{A}_B = \pi (r^2 + R^2) \quad \mathcal{A}_L = \pi (r + R) a$	<p>sfera</p>  $\mathcal{V} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3$ $\mathcal{A} = 4 \cdot \pi \cdot r^2$

SPICROMETRIA

STATI DI AGGREGAZIONE DELLA MATERIA

- **Relazione lunghezza - temperatura** $L = L_0 \cdot (1 + \delta t)$
 $\delta \rightarrow$ Coefficiente di dilatazione lineare (dipende dal materiale)
 $L_0 \rightarrow$ lunghezza del corpo a temperatura di 0°C
- **Relazione volume - temperatura** $V = V_0 \cdot (1 + \partial t)$
 $\partial \rightarrow$ Coefficiente di dilatazione volumetrica (dipende dal materiale)
 $V_0 \rightarrow$ volume del corpo a temperatura di 0°C

MISCELE DI GAS

$$p = \sum_{i=1}^N p_i \quad U = \sum_{i=1}^N U_i$$

- **Equazione di stato dei gas ideali** $p_i V = m_i \cdot R_i^* \cdot T$

m = massa [Kg]

T = temperatura (in kelvin)

R^* = Caratteristica di ciascun gas $R^*_x = \frac{R}{M_x} \quad \left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]$

$$R = 8,315 \text{ o } 8,314 \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right]$$

- **Massa molecolare equazione della miscela** $M_m = \sum_{i=1}^N n_i \cdot M_i \cdot x_i$

Es: H_2O

M = molecole $\left[\frac{g}{mol} \right]$ o $\left[\frac{Kg}{mol} \right]$

n = numero di moli

x = percentuale (se indicata)

$$R^*_{\text{acqua}} = 461,9 \left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]$$

$$R^*_{\text{aria}} = 287,2 \left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]$$

L'ARIA UMIDA

Aria umida = Aria Secca + Vapore Acqueo

- Grandezze psicrometriche

- temperatura t [°C]
- umidità specifica (o umidità massica o umidità assoluta o titolo) x [kgv/kg_a]
- umidità relativa ϕ (o UR o RH) [%]
- entalpia specifica h [kJ/kg]

- **Umidità specifica** $x = \frac{m_v}{m_a} = 0,622 \cdot \frac{p_v}{101325 - p_v} \quad \left[\frac{Kg_v}{Kg_a} \right]$

- m_v = massa del vapore [kg]
- m_a = massa di aria secca [kg]

○ $p_v + p_a = p_{tot} = p_{atm} = 101325 \text{ [Pa]}$

Vapore $p_v \cdot V = m_v \cdot R^*_v \cdot T$

Aria Secca $p_a \cdot V = m_a \cdot R^*_a \cdot T$

○ $\frac{m_v}{m_a} = \frac{p_v \cdot \cancel{V}}{p_a \cdot \cancel{V}} \cdot \frac{R^*_v \cdot \cancel{T}}{R^*_a \cdot \cancel{T}}$

○ $\frac{R^*_v}{R^*_a} = 0,622$

○ $p_a = \frac{p - p_v}{R^*_a \cdot T_a} \quad T_a = \text{in kelvin}$

○ $m_a = \frac{p_a \cdot V}{R^*_a \cdot T_a}$

○ $p_a = \frac{P_{TOT} - \phi \cdot P_{pv}(t)}{R^* \cdot T}$

$P_{TOT} = 101325 \quad P_v = \phi \cdot P_{VS}(t)$

- R_a^* = costante dei gas per l'aria secca [J/kgK]
- R_v^* = costante dei gas per il vapore acqueo [J/kgK] - V = volume della miscela [m³]
- T = temperatura assoluta della miscela [K]
- p_a = pressione parziale dell'aria secca [Pa]
- p_v = pressione parziale del vapore acqueo [Pa]
- p = pressione totale della miscela (pressione atmosferica) [Pa]

Umidità relativa $\varphi = \frac{m_v}{m_{vs}} = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad [\%]$

m_v = massa di vapore [kg]

m_{vs} = massa di vapore alla saturazione a pari temperatura [kg]

Vapore $p_v \cdot V = m_v \cdot R^*_v \cdot T$

Aria Secca $p_{vs} \cdot V = m_{vs} \cdot R^*_{vs} \cdot T$

p_v = pressione del vapore [Pa]

p_{vs} = pressione del vapore alla saturazione a pari temperatura [Pa]

$$\circ \frac{m_v}{m_{vs}} = \frac{p_v \cancel{V}}{p_{vs} \cancel{V}} \cdot \frac{\cancel{R^*_v} \cancel{T}}{\cancel{R^*_{vs}} \cancel{T}}$$

$p_{vs} \rightarrow$ si può trovare da tabella o calcolare
 $p_{vs} \rightarrow f(t)$

$$R^*_v = R^*_{vs}$$

$$\circ P_{vs}(t) = \frac{101325 \cdot x}{(0,622 - x) \cdot \varphi}$$

$$\circ p_v = \varphi \cdot P_{vs}(t)$$

$$\circ x = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_{vs}(t)}{101325 - \varphi \cdot p_{vs}(t)} \quad [10^{-3} = 0,00x]$$

$$\circ \varphi = \frac{101325 \cdot x}{P_{vs}(t) \cdot (0,622 + x)}$$

-> Tabella pressione di saturazione del vapore acqueo

t [°C]	+0,0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5	+0,6	+0,7	+0,8	+0,9
24,0	2991	3009	3028	3046	3065	3083	3102	3121	3140	3159
23,0	2814	2831	2849	2866	2884	2901	2919	2937	2955	2973
22,0	2646	2663	2679	2696	2712	2729	2746	2763	2780	2797
21,0	2488	2503	2519	2534	2550	2566	2582	2598	2614	2630
20,0	2338	2352	2367	2382	2397	2412	2427	2442	2457	2472
19,0	2196	2209	2223	2237	2251	2266	2280	2294	2309	2323
18,0	2061	2074	2087	2101	2114	2127	2141	2154	2168	2182
17,0	1934	1947	1959	1972	1984	1997	2010	2022	2035	2048
16,0	1814	1826	1838	1850	1861	1873	1885	1898	1910	1922
15,0	1701	1712	1723	1734	1746	1757	1768	1780	1791	1803
14,0	1594	1605	1615	1626	1636	1647	1658	1668	1679	1690
13,0	1493	1503	1513	1523	1533	1543	1553	1563	1574	1584
12,0	1398	1408	1417	1426	1436	1445	1455	1464	1474	1484
11,0	1309	1317	1326	1335	1344	1353	1362	1371	1380	1389
10,0	1224	1232	1241	1249	1257	1266	1274	1283	1291	1300
9,0	1145	1152	1160	1168	1176	1184	1192	1200	1208	1216
8,0	1070	1077	1084	1092	1099	1107	1114	1122	1129	1137
7,0	999	1006	1013	1020	1027	1034	1041	1048	1055	1062
6,0	933	939	946	952	959	965	972	979	986	992
5,0	871	877	883	889	895	901	907	914	920	926
4,0	812	818	823	829	835	841	847	853	858	864
3,0	757	762	768	773	779	784	790	795	801	806
2,0	705	710	715	720	726	731	736	741	746	752
1,0	657	662	666	671	676	681	686	690	695	700
0,0	611	616	620	624	629	634	638	643	647	652
-1,0	563	568	572	577	582	587	592	596	601	606
-2,0	518	522	527	531	535	540	544	549	554	558
-3,0	476	480	484	488	492	497	501	505	509	514
-4,0	438	441	445	449	453	457	460	464	468	472
-5,0	402	405	409	412	416	419	423	427	430	434
-6,0	369	372	375	378	382	385	388	392	395	398
-7,0	338	341	344	347	350	353	356	359	363	366
-8,0	310	313	316	318	321	324	327	330	332	335
-9,0	284	286	289	292	294	297	299	302	305	307
-10,0	260	262	265	267	269	272	274	277	279	281

- Entalpia specifica

$$h_{1+x} = c_{p,a} \cdot t + x \cdot (c_{p,v} + r_0) = (c_{p,a} + x \cdot c_{p,v}) \cdot t + r_0 \cdot x \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

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

$c_{p,a}$ = calore specifico dell'aria secca a 1013 mbar

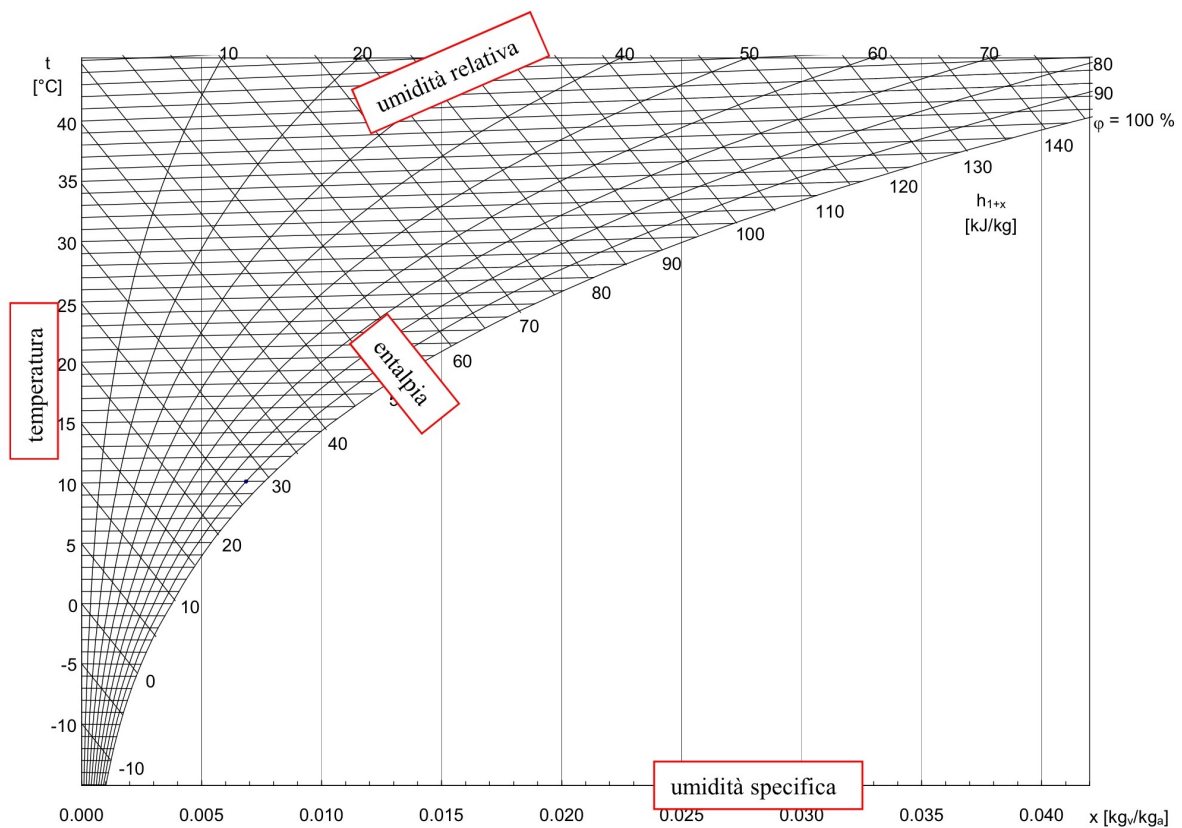
$c_{p,v}$ = calore specifico del vapore a 6 mbar

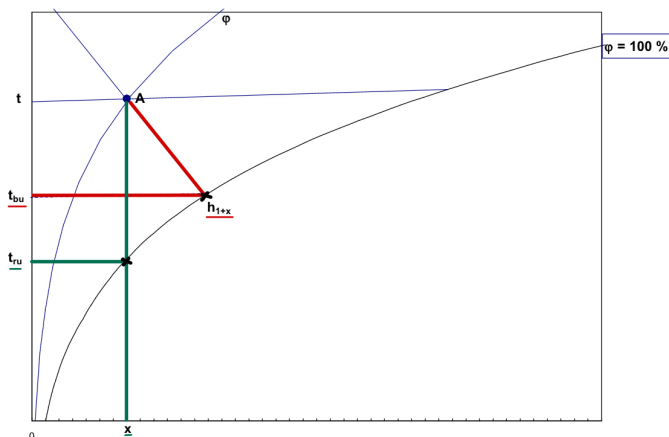
r_0 = calore di vaporizzazione dell'acqua a 0°C e a 6 mbar

$$\circ t = \frac{h - 2500 \cdot x}{1,01 + 1,9 \cdot x} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\circ x = \frac{h - 1,01 \cdot t}{2500 + 1,9 \cdot t} \quad \left[\frac{Kg_v}{Kg_a} \right]$$

-> Diagramma di Mollier





- **Temperatura di Rugiada t_{ru}**
di una miscela (punto A) si legge sulla curva di saturazione e sulla iso-umidità specifica passante per A

- **Temperatura di Bulbo umido t_{bu}**
di una miscela (punto A) si legge sulla curva di saturazione e sulla iso-entalpia passante per A

TRASFORMAZIONI DELL'ARIA UMIDA

- Trasformazione dell'aria umida

Trasformazione da A \rightarrow B

$m_a \rightarrow$ aria umida

$\Delta m_v \rightarrow$ variazione del contenuto di vapore

$Q \rightarrow$ quantità di calore ceduto o sottratto alla miscela

$$\circ \Delta m_v = m_a \cdot (x_B - x_A) \quad [Kg] \circ \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$\circ Q = m_a \cdot (h_B - h_A) \quad [Kw]$$

Se si vuole fare in relazione al tempo m_a [kg] può essere sostituito con $\dot{m}_a \left[\frac{kg}{s} \right]$

$$\circ \frac{Kcal}{h} = x \cdot 0,001163 [Kw]$$

$$\circ Q \text{ in (x) minuti} \quad \frac{y[KW(h)]}{60 \cdot x} = z[KW(in x minuti)]$$

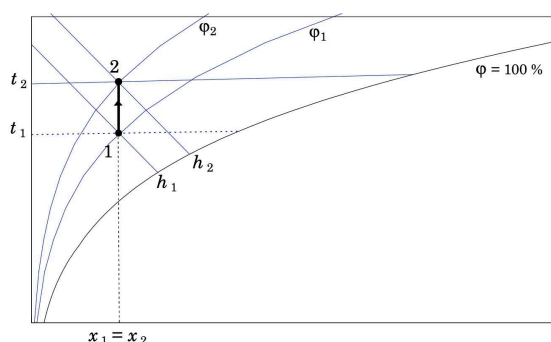
$$\circ x \left[\frac{L}{h} \right] = x \cdot 0,001 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

$$\circ x \left[\frac{m^3}{h} \right] = \frac{x}{3600} \cdot P_a \left[\frac{Kg}{s} \right] \quad P_a = 1,2$$

$$\circ h_B = h_A - \frac{Q}{m_a}$$

$$\text{Deriva da: } m_a \cdot h_A = Q + m_a \cdot h_B$$

- Riscaldamento a umidità specifica costante

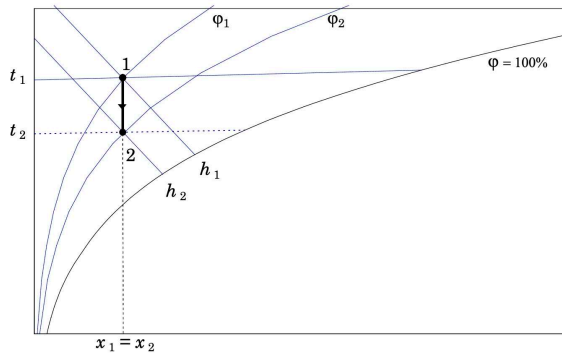


$$x_A = x_B \mid t_B > t_A \mid \phi_B < \phi_A \mid h_B > h_A$$

$$m_v = m_a \cdot (x_B - x_A) = 0$$

$$Q_+ = m_a \cdot (h_B - h_A)$$

- Raffreddamento a umidità specifica costante

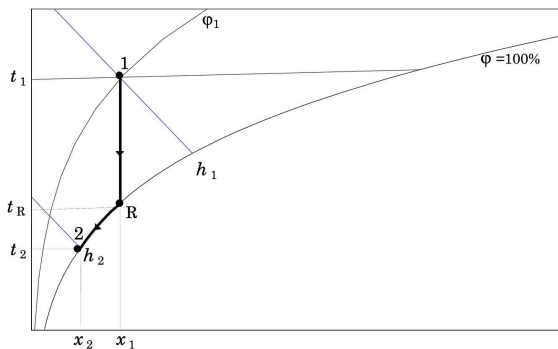


$$x_A = x_B \mid t_B < t_A \mid \varphi_B > \varphi_A \mid h_B < h_A$$

$$m_v = m_a \cdot (x_A - x_B) = 0$$

$$Q_- = m_a \cdot (h_B - h_A)$$

- Raffreddamento e deumificazione

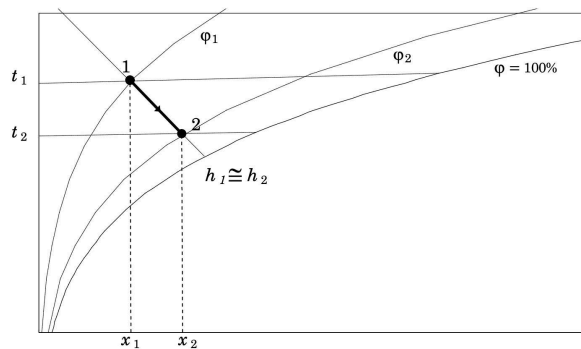


$$x_B < x_A \mid t_B < t_A \mid \varphi_B > \varphi_A \mid h_B < h_A$$

$$m_v = m_a \cdot (x_B - x_A)$$

$$Q_- = m_a \cdot (h_B - h_A)$$

- Umidità adiabatica



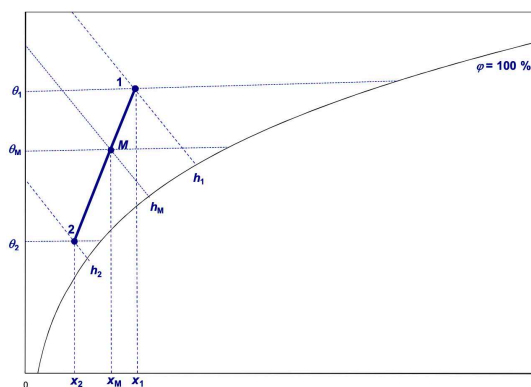
$$x_A < x_B \mid t_A > t_B \mid \varphi_A < \varphi_B \mid h_B = h_A$$

$$m_v = m_a \cdot (x_B - x_A) \quad [+]$$

$$Q_+ = m_a \cdot (h_B - h_A) = 0$$

Ps: non ce scambio di calore

- Miscelazione di più portate



$$x_M = \frac{m_{a,1} \cdot x_1 + m_{a,2} \cdot x_2}{m_1 + m_2}$$

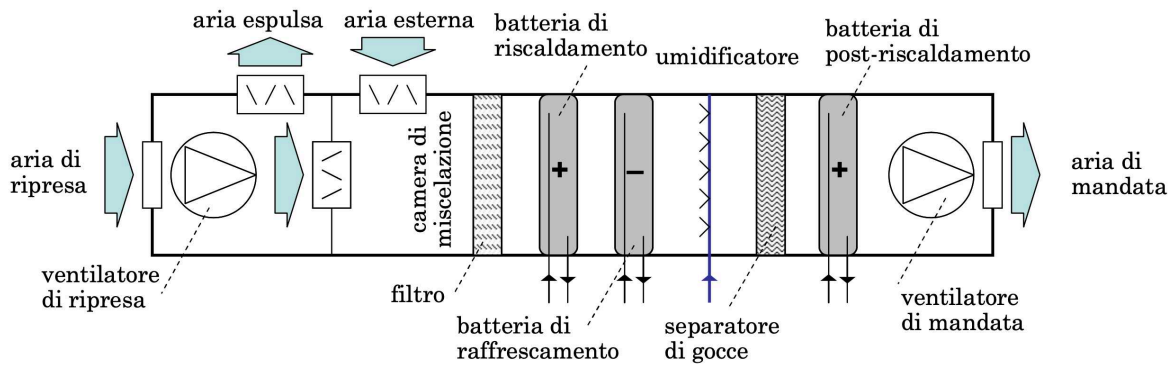
$$h_M = \frac{m_{a,1} \cdot h_1 + m_{a,2} \cdot h_2}{m_1 + m_2}$$

$$t_M = \frac{h_m - 2500 \cdot x_m}{1,01 + 1,9 \cdot x_m}$$

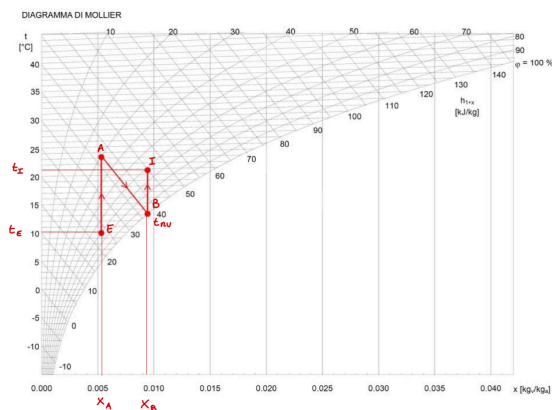
Rapporto tra due miscele

$$y = \frac{m_1}{m_2} \quad \text{dove } y \text{ è il rapporto} = \frac{x_M - x_B}{x_A - x_M} = \frac{h_M - h_B}{h_1 - h_A}$$

CONDIZIONAMENTO



- Invernale



E -> A riscaldamento

$$Q_+ = m_a \cdot (h_A - h_E)$$

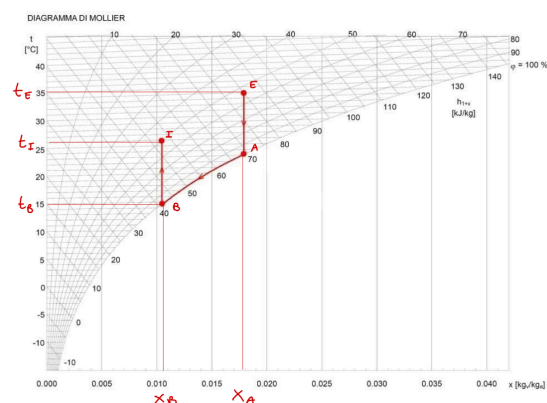
A -> B saturazione adiabatica

$$m_v = m_a \cdot (x_B - x_A) \quad \text{o} \quad m_v = m_a \cdot (x_I - x_E)$$

B -> I post riscaldamento

$$Q_+ = m_a \cdot (h_A - h_I) \quad \text{o} \quad Q_+ = m_a \cdot (h_B - h_I)$$

- Estivo



E -> B raffreddamento + deumidificazione

$$Q_+ = m_a \cdot (h_B - h_E)$$

$$m_v = m_a \cdot (x_B - x_A) \quad \text{o} \quad m_v = m_a \cdot (x_E - x_B)$$

m_v -> Acqua condensata

B -> I post riscaldamento

$$Q_+ = m_a \cdot (h_I - h_B)$$

TAVOLA PERIODICA

[illegible]

<i>blocco - s (con He)</i>	<i>blocco - f</i>	<i>blocco - d</i>	<i>blocco - p (senza He)</i>
M e t a l l i			
Metalli alcalini	Metalli alcalino terrosi	Metalli di transizione	Metalloidi
probabili	probabili	REE Metalli preziosi	probabili
REE (Lantanidi)		Post-metalli di transizione	
REE = Terre Rare		probabili	
N o n m e t a l l i			
		Poliatomici	Diatomici
		Gas nobili	

Antonio Ciccolella 2017

ILLUMINOTECNICA

LUCE

Energia raggiunta emessa in quantità discrete la cui propagazione avviene per onde elettromagnetiche

- Onda elettromagnetica

Generata dall'alternarsi ciclico di campi elettrici e campi magnetici

λ = Lunghezza d'onda [m] o [nm] o [μm]

f = Frequenza [Hz]

c = Velocità di propagazione = $\lambda \cdot f$ [$\frac{m}{s}$] -> nel vuoto vale $3 \cdot 10^8$

Q_e = Flusso energetico [W]

I_e = Intensità energetica = $\frac{dQ_e}{d\omega}$ [$\frac{W}{sr}$]

ω = Angolo solido = $\frac{A}{R^2}$ [sr]

- **Fattore di visibilità relativa** $V(\lambda) = \frac{K(\lambda)}{K_{max}}$

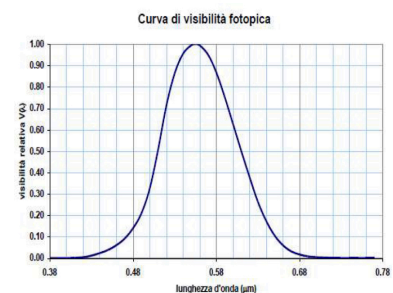
$V(\lambda)$ varia da 0 a 1

$\lambda = 555 \text{ nm}$

$K_{max} = 683 \frac{lm}{W}$ (valore standard)

VALORI DEL FATTORE DI VISIBILITÀ RELATIVO "V" IN VISIONE DIURNA

λ (μm)	V	λ (μm)	V	λ (μm)	V	λ (μm)	V
0.38	0.00004	0.49	0.208	0.58	0.870	0.68	0.017
0.39	0.00012	0.50	0.323	0.59	0.757	0.69	0.0062
0.40	0.0004	0.51	0.503	0.60	0.631	0.70	0.0041
0.41	0.0012	0.52	0.710	0.61	0.503	0.71	0.0021
0.42	0.004	0.53	0.862	0.62	0.381	0.72	0.00105
0.43	0.0116	0.54	0.954	0.63	0.265	0.73	0.00053
0.44	0.023	0.55	0.995	0.64	0.175	0.74	0.00025
0.45	0.038	0.555	1.000	0.65	0.107	0.75	0.00013
0.46	0.060	0.56	0.995	0.66	0.061	0.76	0.00007
0.47	0.091	0.57	0.952	0.67	0.032	0.77	0.00003
0.48	0.139					0.78	0



FLUSSO LUMINOSO

- **Luce monocromatica** $Q_\lambda = K_{max} \cdot Q_{e,\lambda} \cdot V(\lambda)$ [$\frac{lm}{nm}$] (Flusso luminoso)

$Q_r = K(\lambda) \cdot Q_{e,\lambda}$ $K(\lambda) = K_{max} \cdot V(\lambda)$ $Q_e = \frac{Q}{K_{MAX} \cdot V(\lambda)}$

- **Luce eterocromatica** $Q_\lambda = K_{max} \cdot \int_{380nm}^{780nm} Q_{e,\lambda} \cdot V(\lambda) \cdot d\lambda$

$K_{max} = 683$ [$\frac{lm}{W}$]

$Q_e = Q_{e,\lambda} \cdot (\lambda_{MAX} - \lambda_{MIN}) \cdot \Delta\lambda = 10nm$ $Q = K_{max} \cdot \Delta\lambda \cdot \sum_{i=1}^n V_\lambda \cdot Q_{e,\lambda}$

- **Intensità luminosa** $I = \frac{dQ}{d\omega}$ [cd] \rightarrow *candela*

- **Luminanza** $L = \frac{d^2Q}{dA \cos\beta \cdot d\omega}$ $L = \frac{dI}{dA \cdot \cos\beta}$ $[\frac{cd}{m^2} = nit]$

dA = Aria proiettata

Cos β = coseno del angolo tra l'angolo di osservazione e superficie

$$L_\alpha = \frac{I_0}{A} = \frac{E \cdot \rho_l}{\pi} \rightarrow I_0 = \frac{dQ}{d\omega} \rightarrow d\omega = \pi$$

- **Illuminamento** $E = \frac{dQ_i}{dA}$ $[\frac{lm}{m^2} = lx \text{ o } lux]$

dQ_i = Flusso luminoso incidente

- **Emittenza luminosa** $M = \frac{dQ_r}{dA}$ $[\frac{lum}{m^2}] \text{ o } [\frac{lx}{m^2}]$

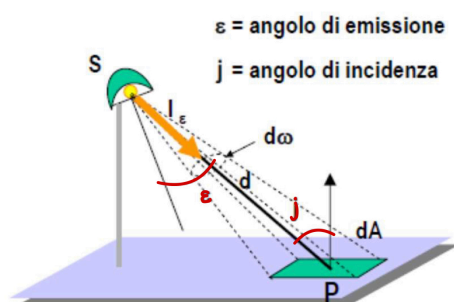
dQ_r = Flusso luminoso riflesso

$$dQ_r = dQ_i \cdot \rho_l$$

$$M = \frac{dQ_i \cdot \rho_l}{dA} = E \cdot \rho_l$$

FLUSSO LUMINOSO PUNTIFORME

- **Illuminamento** $E = \frac{l_\epsilon \cdot \cos j}{d^2}$

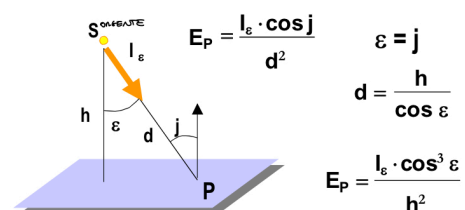


l_ϵ = densità

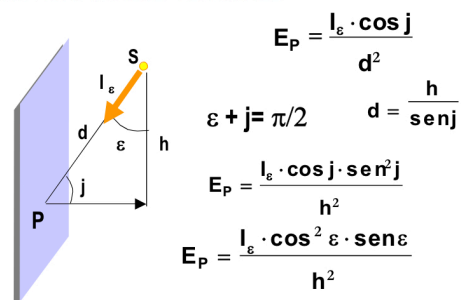
j = angolo di incidenza

d^2 = raggio intercettato = $s \cdot p^2$

ILLUMINAMENTO SU SUPERFICIE ORIZZONTALE DA LAMPADA AD ASSE VERTICALE



ILLUMINAMENTO SU SUPERFICIE VERTICALE DA LAMPADA AD ASSE VERTICALE



METODO DEL FLUSSO TOTALE

$$Q_t = \frac{E_m \cdot A}{U \cdot M}$$

E_m = illuminamento medio

A = area del piano

U = fattore di utilizzazione $U = \frac{Q_{utile}}{Q_{tot}}$

M = fattore di manutenzione

Q_t = corrisponde al numero degli apparecchi per il flusso nominale delle sorgenti stesse

$$Q_t = N \cdot Q_n$$

VALORI DI ILLUMINAMENTO RICHIESTI IN RAPPORTO ALLE ATTIVITA'

Tipo di interno, compito e attività	Illuminamento medio di esercizio (lux)
UFFICI	
scrittura, dattilografia, lettura, elaborazione dati	500
disegno tecnico	750

EDIFICI SCOLASTICI	
aule educazione artistica in scuole d'arte	750
aule scolastiche	300 (1)
EDIFICI DI CURA	
corsie, illuminazione per visita semplice	300
chirurgia, illuminazione area operatoria	da 10000 a 100000
AMBIENTI COMUNI	
aree di circolazione, corridoi	100 (2)
scale, pianerottoli, ascensori	150 (2)

(1) l'illuminazione deve essere regolabile
(2) illuminamento a 0.2 m da terra

Valori tratti da norma tecnica UNI EN 12464-1 "Illuminazione dei Luoghi di Lavoro"

CURVA FOTOMETRICA	Indice del locale	SOFFITTO						STRUTTURA DELL'APPARECCHIO	
		75%		50%		30%			
		PARETI		PARETI		PARETI			
		50%	30%	10%	50%	30%	10%		
	0%	0.5 - 0.7	0.33	0.30	0.27	0.33	0.29	0.27	0.21 Apparecchio incassato con schermo a lenti sferiche - lampada ad incandescenza
	60%	0.7 - 0.9	0.41	0.37	0.34	0.41	0.37	0.34	
	90%	0.9 - 1.12	0.45	0.41	0.39	0.45	0.41	0.39	
	120%	1.12 - 1.38	0.50	0.47	0.43	0.49	0.46	0.43	
	150%	1.38 - 1.75	0.53	0.49	0.46	0.52	0.49	0.46	
	180%	1.75 - 2.25	0.59	0.53	0.51	0.59	0.53	0.50	
	0%	2.25 - 2.75	0.60	0.58	0.56	0.59	0.57	0.55	
	60%	2.75 - 3.50	0.62	0.60	0.58	0.61	0.59	0.57	
	90%	3.50 - 4.50	0.62	0.60	0.58	0.61	0.59	0.57	
	120%	4.50 - 6.0	0.63	0.60	0.58	0.62	0.61	0.59	
	0%	0.5 - 0.7	0.53	0.51	0.49	0.53	0.51	0.49	0.15 Apparecchio incassato con lampada ad incandescenza
	60%	0.7 - 0.9	0.59	0.56	0.54	0.59	0.57	0.55	
	90%	0.9 - 1.12	0.58	0.56	0.55	0.58	0.56	0.55	
	120%	1.12 - 1.38	0.58	0.57	0.56	0.58	0.57	0.56	
	150%	1.38 - 1.75	0.60	0.59	0.58	0.60	0.59	0.58	
	180%	1.75 - 2.25	0.62	0.60	0.63	0.61	0.60	0.61	
	0%	2.25 - 2.75	0.64	0.63	0.61	0.63	0.62	0.61	
	60%	2.75 - 3.50	0.65	0.64	0.63	0.64	0.63	0.63	
	90%	3.50 - 4.50	0.66	0.65	0.64	0.64	0.63	0.63	
	120%	4.50 - 6.0	0.66	0.66	0.65	0.66	0.65	0.64	
	0%	0.5 - 0.7	0.66	0.62	0.18	0.22	0.19	0.16	0.15 Apparecchio per illuminazione diretta - lampada fluorescente
	60%	0.7 - 0.9	0.31	0.27	0.24	0.27	0.24	0.22	
	90%	0.9 - 1.12	0.34	0.29	0.26	0.30	0.27	0.24	
	120%	1.12 - 1.38	0.35	0.31	0.24	0.30	0.28	0.26	
	150%	1.38 - 1.75	0.41	0.38	0.33	0.38	0.36	0.30	
	180%	1.75 - 2.25	0.45	0.42	0.36	0.40	0.38	0.34	
	0%	2.25 - 2.75	0.49	0.46	0.42	0.43	0.37	0.34	
	60%	2.75 - 3.50	0.51	0.50	0.44	0.44	0.38	0.35	
	90%	3.50 - 4.50	0.54	0.52	0.49	0.47	0.45	0.43	
	120%	4.50 - 6.0	0.57	0.54	0.49	0.49	0.46	0.44	
	0%	0.5 - 0.7	0.15	0.11	0.08	0.08	0.06	0.05	0.02 Apparecchio per illuminazione indiretta con lampada fluorescente
	60%	0.7 - 0.9	0.19	0.15	0.10	0.10	0.08	0.07	
	90%	0.9 - 1.12	0.22	0.19	0.14	0.12	0.10	0.07	
	120%	1.12 - 1.38	0.25	0.22	0.17	0.14	0.13	0.09	
	150%	1.38 - 1.75	0.28	0.24	0.21	0.19	0.16	0.14	
	180%	1.75 - 2.25	0.31	0.28	0.24	0.26	0.23	0.20	
	0%	2.25 - 2.75	0.35	0.31	0.29	0.32	0.29	0.26	
	60%	2.75 - 3.50	0.38	0.34	0.31	0.35	0.32	0.31	
	90%	3.50 - 4.50	0.42	0.39	0.36	0.37	0.34	0.35	
	120%	4.50 - 6.0	0.43	0.41	0.38	0.39	0.37	0.35	
	0%	0.5 - 0.7	0.21	0.27	0.24	0.31	0.27	0.24	0.27 Apparecchio aperto con riflettore in alluminio - lampada tubolare fluorescente
	60%	0.7 - 0.9	0.40	0.35	0.30	0.35	0.31	0.24	
	90%	0.9 - 1.12	0.46	0.41	0.36	0.45	0.41	0.36	
	120%	1.12 - 1.38	0.53	0.48	0.43	0.52	0.47	0.47	
	150%	1.38 - 1.75	0.57	0.53	0.46	0.56	0.49	0.45	
	180%	1.75 - 2.25	0.64	0.59	0.56	0.63	0.58	0.56	
	0%	2.25 - 2.75	0.68	0.64	0.60	0.68	0.63	0.60	
	60%	2.75 - 3.50	0.71	0.67	0.64	0.69	0.66	0.65	
	90%	3.50 - 4.50	0.74	0.71	0.69	0.73	0.70	0.69	
	120%	4.50 - 6.0	0.77	0.74	0.74	0.79	0.76	0.75	
	0%	0.5 - 0.7	0.23	0.29	0.26	0.23	0.21	0.23	0.21 Apparecchio con schermo quadrato con lenti sferiche - lampada tubolare fluorescente
	60%	0.7 - 0.9	0.33	0.29	0.27	0.32	0.29	0.27	
	90%	0.9 - 1.12	0.37	0.32	0.30	0.34	0.32	0.34	
	120%	1.12 - 1.38	0.42	0.39	0.36	0.41	0.38	0.38	
	150%	1.38 - 1.75	0.46	0.42	0.39	0.46	0.44	0.45	
	180%	1.75 - 2.25	0.49	0.46	0.44	0.48	0.46	0.44	
	0%	2.25 - 2.75	0.52	0.49	0.47	0.51	0.49	0.47	
	60%	2.75 - 3.50	0.54	0.51	0.49	0.53	0.49	0.50	
	90%	3.50 - 4.50	0.56	0.54	0.52	0.55	0.53	0.52	
	120%	4.50 - 6.0	0.58	0.56	0.55	0.58	0.55	0.54	

	M
ordinario	0,8
forte	0,7
molto elevato	0,6

- Illuminazione diretta

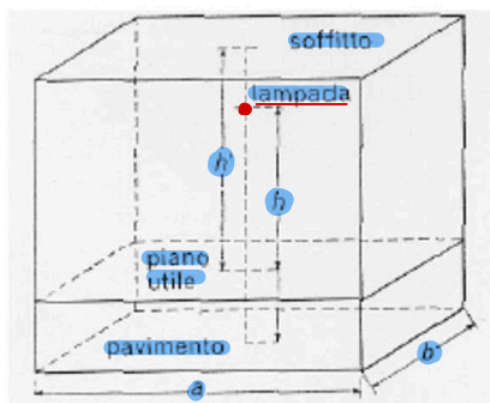
$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)}$$

a & b larghezza e lunghezza del locale
h distanza luce piano utile

- Illuminazione indiretta

$$i = \frac{a \cdot b}{h' \cdot (a + b)}$$

h' -> distanza soffitto piano utile



RADIAZIONE SOLARE

$$\eta_{lum} = \frac{E}{I} = \frac{\text{illuminamento}}{\text{irraggiamento}} = \frac{lm/m^2}{W/m^2}$$

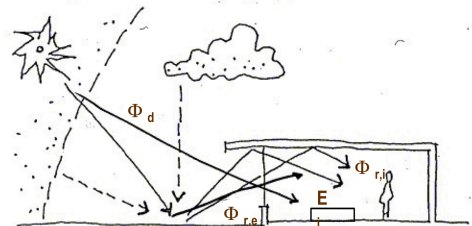
$$\eta_{luminosa \text{ cielo opaco}} = 100 \frac{lm}{W} \rightarrow I = 100 \frac{W}{m^2}$$

$$E = 100 \frac{lm}{W} \cdot 100 \frac{W}{m^2} = 10000 \text{ lx}$$

- **Illuminamento interno** $E_i = E_d + E_{r,e} + E_{r,i} \quad [lux]$

E_d = volta celeste

$$E_i = \frac{Q_{d+r,i+r,e}}{A}$$



- **Fattore di luce diurna** $FLD = SC + ERC + IRC \quad [\%]$

SC = $E_d / E_{e,h}$ = componente diretta = Volta celeste (se non si vede = 0)

ERC = $E_{r,e} / E_{e,h}$ = componente riflessa esternamente

IRC = $E_{r,i} / E_{e,h}$ = componente riflessa internamente

SC & ERC -> dal diagramma di waldram

- **Fattore medio di luce diurna** $FLD_m = \frac{E_{i,m}}{E_{e,h}}$

$$Q_{entrante} = Q_{assorbito}$$

$$Q_{entrante} = E_{e,h} \cdot \varepsilon \cdot A \cdot \tau_i$$

$$E_{e,h} = \text{flusso luminoso sul piano della finestra} \rightarrow E_{e,f} \cdot A_f = Q_{e,f}$$

$$\varepsilon = \text{fattore finestra} = \frac{E_{e,f}}{E_{e,h}}$$

1 (100%) lucernario sul tetto

0,5 (50%) finestra in facciata con 0 ostruzioni

A = area finestra

$$\tau_i = \text{fattore di trasmissione luminosa della finestra} \rightarrow \tau_e = \frac{Q_{entrante}}{Q_{e,f}}$$

$$Q_e = Q_{e,f} \cdot \tau_e$$

$$Q_a = E_{i,m} \cdot A_{tot} \cdot \alpha_{lum} \quad \alpha_{lum} = \frac{Q_a}{Q_{incidente}} = \frac{Q_a}{E_{i,m} \cdot A_{tot}}$$

$$\alpha_{lum} = 1 - \rho_{lum} \quad \alpha + \rho + \tau = 1$$

si elimina τ perche in absente vale 0 mentre ρ e il fattore di riflessione

$$E_{e,h} \cdot \varepsilon \cdot A_f \cdot \tau_e = E_{i,m} \cdot A_{tot} \cdot (1 - \rho_{luminoso\ medio})$$

$$FLD_m = \frac{E_{i,m}}{E_{i,h}} = \frac{E_{e,h} \cdot \varepsilon \cdot A_f \cdot \tau_e}{A_{tot} \cdot (1 - \rho_{lum,m}) \cdot E_{e,h}}$$

$$FLD_m = \frac{A_f \cdot \tau_e \cdot \varepsilon \cdot \psi}{A_{tot} \cdot (1 - \rho_{lum,m})}$$

$$\psi = \frac{L_a}{\rho} = \frac{h}{\rho}$$

$$\rho = \frac{\rho_{par} \cdot A_{par} + \rho_f \cdot A_f + \rho_{pav} \cdot A_{pav} + \rho_{soff} \cdot A_{soff}}{A_{tot}}$$

ACUSTICA

GRANDEZZE SONORE

- **Pressione sonora** $\Delta p(t) = p(t) - p_a$ $p_{eff} = \left[\frac{1}{T} \cdot \int_0^T [\Delta p(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}$ [Pa]

$p(t)$ = pressione in un dato istante t

p_a = pressione statica

$\Delta p(t)$ = variazione di pressione

T = periodo [s]

f = frequenza [Hz] $\rightarrow T = \frac{1}{f}$

λ = lunghezza d'onda [m]

c = velocità del suono $\left[\frac{m}{s} \right] \rightarrow c = \lambda \cdot f \rightarrow c = 340 \left[\frac{m}{s} \right]$

DUE TIPI DI SUONO: 1. Suono puro 2. Suono complesso

- **Potenza sonora** W [W]

- **Intensità sonora**

• $I = \frac{W}{S} \left[\frac{W}{m^2} \right]$ (onde piane)

• $I = \frac{W}{4\pi d^2} \left[\frac{W}{m^2} \right]$ (onde sferiche)

- **Densità sonora** $U = \frac{E}{V} \left[\frac{J}{m^3} \right]$

Potenza (W)	Sorgente
10^5	Aereo turbogetto con postbruciatori
10^4	Aereo turbogetto, 7000 lb spinta
10^3	Aereo turboelica 4 motori
10^2	Orchestra di 75 elementi - Picchi valori eff.
10	Motore di piccolo aereo
1	Martello pneumatico
	Piano
	Tuba
10^{-1}	Radio a tutto volume
10^{-2}	Ventilatore centrifugo (13000 giri/s)
10^{-3}	Passaggio auto su autostrada
10^{-4}	Ventilatore assiale (1500 giri/l')
10^{-5}	Voce - grido
10^{-6}	Voce livello di conversazione media, eff. lungo termine
10^{-7}	
10^{-8}	
10^{-9}	Voce - sussurro molto lieve

LIVELLI SONORI

– Livello di intensità sonora $L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad [dB]$

I = intensità sonora in esame $[\frac{W}{m^2}]$

I_0 = intensità sonora di riferimento, assunta pari a $10^{-12} \frac{W}{m^2}$

SOMMA: $L_{I \text{ TOT}} = 10 \cdot \log(\frac{\sum_{i=1}^n I_i}{I_0}) = 10 \cdot \log(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{I,i}}{10}}) \quad [dB]$

– Livello di pressione sonora $L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad [dB]$

p = pressione sonora in esame $[Pa]$

p_0 = pressione sonora di riferimento, assunta pari a $2 \cdot 10^{-5} Pa$ corrispondente alla soglia di udibilità a 1000 Hz

SOMMA: $L_{p \text{ TOT}} = 10 \cdot \log(\frac{\sum_{i=1}^n p_i^2}{p_0^2}) = 10 \cdot \log(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{p,i}}{10}}) \quad [dB]$

– Livello di potenza sonora $L_W = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad [dB]$

W = potenza sonora in esame $[W]$

W_0 = potenza sonora di riferimento, assunta pari a $10^{-12} W$

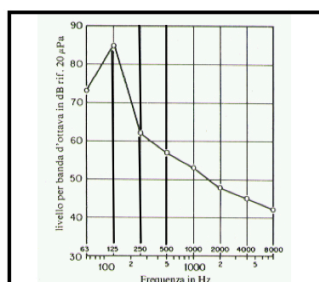
BANDA DI FREQUENZE

BANDE di OTTAVA

$$f_2 = 2f_1$$

$$\Delta f = f_2 - f_1 = \frac{f_0}{\sqrt{2}}$$

$$f_0 = \sqrt{f_1 \cdot f_2}$$

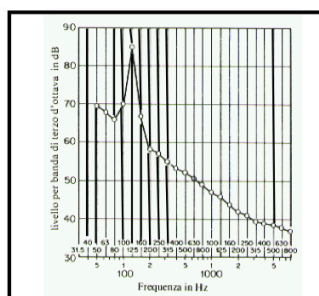


BANDE di UN TERZO di OTTAVA

$$f_2 = \sqrt[3]{2} \cdot f_1$$

$$\Delta f = f_2 - f_1 \approx \frac{f_0}{3\sqrt{2}}$$

$$f_0 = \sqrt[3]{f_1 \cdot f_2}$$



BANDE di TERZI d'OTTAVA E OTTAVE

frequenza centrale	terzi d'ottave		ottave	
	frequenza inferiore	frequenza superiore	frequenza inferiore	frequenza superiore
Hz	Hz		Hz	
16	14	18	11	22
20	18	22		
25	22	28		
31.5	28	36	22	45
40	36	45		
50	45	57		
63	56	71	45	89
80	71	89		
100	90	112		
125	112	140	90	180
160	140	180		
200	180	224		
250	224	280	180	355
315	280	355		
400	355	450		
500	450	560	355	710
630	560	710		
800	710	900		
1000	900	1120	710	1400
1250	1120	1400		
1600	1400	1800		
2000	1800	2240	1400	2800
2500	2240	2800		
3150	2800	3550		
4000	3550	4500	2800	5600
5000	4500	5600		
6300	5600	7100		
8000	7100	9000	5600	11200
10000	9000	11200		
12500	11200	14000		
16000	14000	18000	11200	22400
20000	18000	22400		

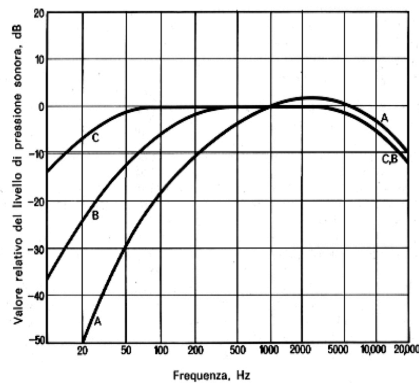
- Curve di ponderazione

LIVELLO SONORO GLOBALE LINEARE

$$L_{LIN} = 10 \cdot \log[10^{\frac{L_{125}}{10}} + 10^{\frac{L_{250}}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_{4000}}{10}}]$$

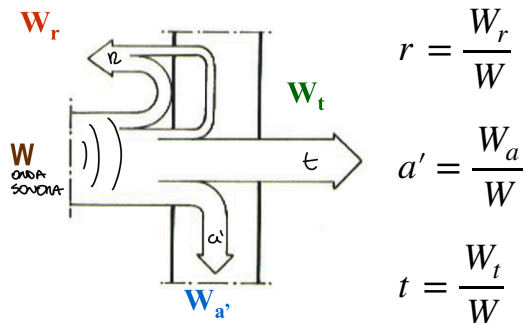
LIVELLO SONORO GLOBALE PONDERATO

$$L_{POND} = 10 \cdot \log[10^{\frac{L^*_{125}}{10}} + 10^{\frac{L^*_{250}}{10}} + \dots + 10^{\frac{L^*_{4000}}{10}}]$$



curve di ponderazione A,B,C del livello di un suono complesso in funzione della frequenza

IL SUONO NEGLI AMBIENTI CONFINATI



$$r + a' + t = 1 = 100\%$$

$$a = a' + t$$

a' = assorbimento nell'ambiente

t = cosa viene trasmesso

a = in funzione della frequenza, angolo di incidenza, tipologia di materiale

- Apertura $a = 1 = 100\%$
- Materiale riflettente $a = 0,05 = 5\%$
- Materiale poroso $a = 0,65 = 65\%$

- **Assorbimento acustico totale**
$$A_{TOT} = \sum_{i=1}^n a_i \cdot S_i + \sum_{j=1}^n n_j \cdot A_j \quad [m^2]$$

$a_i[-]$ = fattore di assorbimento dell'i-esima superficie

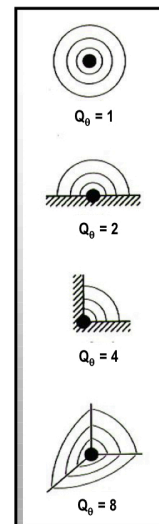
$S_i [m^2]$ = area dell'i-esima superficie

$k [-]$ = numero di superfici

$n_j [-]$ = numero di unità assorbenti del j-esimo tipo

$A_j [m^2]$ = assorbimento di una unità del j-esimo tipo

$m [-]$ = numero di tipi di unità assorbenti



- **Fattore di assorbimento acustico medio di un ambiente**

$$a_m = \frac{\sum a_i \cdot S_i + \sum n_j \cdot A_j}{\sum S_i} \quad [m^2] \quad a_m = \frac{A_{TOT}}{\sum_{i=1}^n S_i}$$

VALORI DEL FATTORE DI ASSORBIMENTO PER ALCUNE FINITURE DI USO CORRENTE a [-]
(da I. Sharland "L'attenuazione del rumore", Woods Italiana, Milano, 1994)

TIPO DI MATERIALE	Spessore *	Fattore di assorbimento secondo la frequenza (Hz)					
		125	250	500	1000	2000	4000
	(mm)						
Superfici interne normali							
Muratura in mattoni	----	0.05	0.04	0.02	0.04	0.05	0.05
Calestruzzo	----	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
Lastre di vetro di spessore fino a 4 mm	4	0.35	0.25	0.20	0.10	0.05	0.05
Lastre di vetro spessore 6 mm	6	0.15	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02
Marmo o piastrelle vetrificate	----	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Intonaco su muro pieno	12	0.04	0.05	0.06	0.08	0.04	0.06
Rivestimenti di pareti e soffitti							
Intonaco "acustico"	12	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35
	25	0.10	0.35	0.60	0.70	0.75	0.80
Materassini di lana di vetro o di roccia (valori tipici per materiali di media densità)	50	0.20	0.45	0.65	0.75	0.80	0.80
	100	0.45	0.75	0.80	0.85	0.85	0.90
	150	0.55	0.90	0.90	0.85	0.90	0.95
	25	0.15	0.30	0.60	0.75	0.85	0.90
Schiuma di poliuretano espanso (a cellule aperte)	50	0.25	0.50	0.85	0.95	0.90	0.90
	100	0.50	0.70	0.95	1.00	1.00	1.00
Lastre di gesso di 9 mm di spessore, fissate su listelli di legno con interasse di 0.5 m; intercapedine d'aria di 18 mm riempita con lana di vetro	27	0.30	0.20	0.15	0.05	0.05	0.05
Legno compensato di 5 mm di spessore, fissato su listelli di legno con interasse di 1 m; intercapedine d'aria di 50 mm riempita con lana di vetro	55	0.40	0.35	0.20	0.15	0.05	0.05
Legno compensato di 12 mm di spessore fissato su listelli con interasse di 1 m; intercapedine d'aria di 59 mm riempita con lana di vetro	71	0.30	0.20	0.15	0.10	0.15	0.10
Pannelli di gesso o per rivestimenti murali e controsoffittature con grandi intercapedini d'aria	----	0.20	0.15	0.10	0.05	0.05	0.05
Cartone di fibra su supporto rigido	12	0.05	0.10	0.15	0.25	0.30	0.30
Pavimentazioni							
Battuto di cemento	----	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Moquette a pelo raso, su substrato di feltro	6	0.05	0.05	0.10	0.20	0.45	0.65
Moquette a pelo medio, su substrato di gommapiuma	10	0.05	0.10	0.30	0.50	0.65	0.70
Piastrelle di gomma	6	0.05	0.05	0.10	0.10	0.05	0.05
Pannelli per rivestimenti acustici							
Fissati direttamente a parete o a soffitto, con piccola intercapedine d'aria	12 - 75	0.10	0.25	0.50	0.60	0.60	0.45
Montati come soffitti sospesi	----	0.30	0.40	0.50	0.65	0.75	0.70

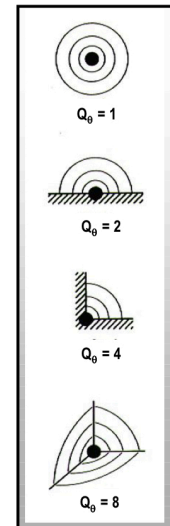
*compresa l'eventuale intercapedine

VALORI DI ASSORBIMENTO ACUSTICO DI PERSONE E OGGETTI $A_j [m^2]$
(da E. Cirillo, "Acustica applicata", 1997)

	Frequenze centrali delle bande di ottava [Hz]					
	125	250	500	1000	2000	4000
Persone adulte	0,23	0,33	0,39	0,43	0,46	0,46
Ragazzo	0,20	0,30	0,35	0,38	0,42	0,42
Bambino	0,17	0,24	0,26	0,29	0,33	0,33
Persone in piedi con abbigliamento pesante	0,17	0,41	0,91	1,30	1,43	1,47
Persone in piedi con abbigliamento leggero	0,12	0,24	0,59	0,98	1,13	1,12
Persone sedute su poltrona imbottita	0,25	0,35	0,40	0,40	0,40	0,40
Musicaista seduto con strumento musicale	0,60	0,95	1,06	1,08	1,08	1,08
Sedia in legno	0,02	0,02	0,02	0,04	0,04	0,03
Poltrona da teatro tappezzata in similpelle	0,04	0,13	0,22	0,17	0,16	0,11
Poltrona da teatro imbottita tappezzata in velluto	0,14	0,25	0,30	0,30	0,30	0,30

- Sorgente omnidirezionale in presenza di superfici riflettenti

$$I = Q_0 \cdot \frac{W}{4\pi d^2} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right]$$



- Riflessioni sonore multiple negli ambienti confinati

$$t_0 = \frac{d}{c} \quad [s]$$

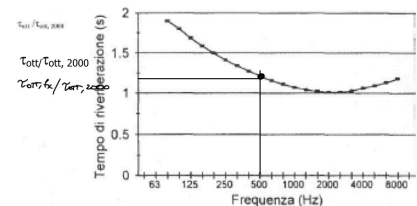
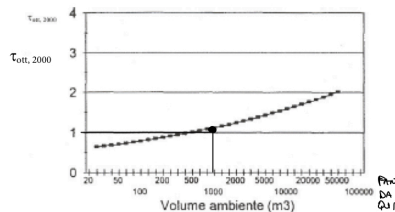
$$T_{60} = \frac{0,16 \cdot V}{A_{TOT}} \quad [s]$$

A_{TOT} = unita assorbiti

V = Volume della sala

$$\tau_{TOT,1000} = k \cdot \sqrt[9]{V} \quad [s]$$

k	destinazione d'uso
0,3 - 0,4	linguaggio parlato
0,5 - 0,8	musica



- Livello di pressione sonora in campo libero $L_p \cong L_w + 10 \log \frac{Q_0}{4\pi d^2}$

$$L_p \cong L_I$$

- Campo riverberato $I = \frac{W}{A_{TOT}} = \frac{p^2}{4 \cdot p \cdot c} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right]$

• Livello di intensità sonora in campo riverberato

$$L_I = L_W - 10 \log A_{TOT}$$

• Livello di pressione sonora in campo riverberato

$$L_p \cong L_W - 10 \log A_{TOT} + 6$$

- Livello di pressione sonora in campo semiriverberato

$$L_p \cong L_W - 10 \log\left(\frac{Q_0}{4\pi d^2} + \frac{4}{R}\right)$$

• **Costante acustica dell'ambiente** $R = \frac{\sum S_i \cdot a_m}{1 - a_m} \quad [m^2]$

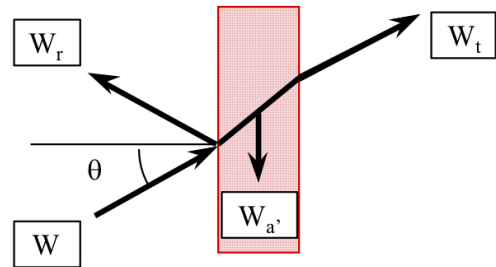
• **Distanza critica** $d_c = \sqrt{\frac{Q_0 \cdot R}{16 \cdot \pi}}$

• **Frequenza di risonanza** $f_0 = 60 \cdot \sqrt{\frac{1}{m \cdot d}} \quad [Hz]$

FONOIOLAMENTO

L'onda sonora viene divisa in 3 quote. Assorbita, trasmessa, riflessa

$$t_{trasmessa} = \frac{W_t}{W} \quad [dB]$$



POTERE FONOIOLANTE (R)

$$R = 10 \cdot \log \frac{1}{t} \quad (+ R \text{ e alto e } + \text{ ce potere fonoisolante})$$

R_w = indice di potere fonoisolante

• **Legge della massa** $R = 20 \cdot \log(f \cdot m) \cdot X$
 $m = m \cdot f = \rho \cdot s \rightarrow$ massa frontale

$x = 42,5 \rightarrow$ Incidenza dell'onda perpendicolare

$x = 48 \rightarrow$ Incidenza dell'onda casuale

Se raddoppio la massa frontale $R \rightarrow +6 \text{ [dB]}$

TIPO DI DIVISORIO	Potere fonoisolante (in dB), alle frequenze (Hz)						R_w
	125	250	500	1000	2000	4000	
Parete di mattoni pieni intonacata (spessore 12 cm, peso 220 kg/m ²)	34	35	40	50	55	57	45
id. (spessore 24 cm, peso 440 kg/m ²)	40	44	50	56	57	57	54
Parete di mattoni forati (spessore 28 cm)	37	43	52	60	64	65	57
Parete in calcestruzzo intonacata (spessore 18 cm, peso 440 kg/m ²)	40	42	50	58	66	68	54
Parete in calcestruzzo (2 strati di 5 cm, separati da intercapedine di 2,5 cm)	37	40	44	50	56	62	49
id. (2 strati di 7,5 cm, separati da intercapedine di 7,5 cm)	37	40	50	54	56	63	52
Divisorio in gesso-perlite (spessore 5 cm, peso 49 kg/m ²)	26	28	30	31	42	47	33
id. (spessore 6,3 cm, peso 107 kg/m ²)	31	30	29	35	45	52	34
Tramezzo mobile	15	22	26	27	33	35	29
Tramezzo mobile munito di pannelli vetrati (cristallo 7 ÷ 9 mm di spessore)	17	20	25	24	28	28	26
Tramezzo mobile munito di pannelli vetrati con doppio cristallo (2 lastre uguali, distanti 1 cm)	17	20	23	33	33	33	25
Tramezzo mobile munito di pannelli vetrati con doppio cristallo (2 lastre di diverso spessore, distanti 4 cm)	22	27	30	30	36	38	32
id. con porta	20	22	27	30	30	35	30
Doppia finestra	16	24	36	50	54	58	36

- Potere fonoisolante medio R_m

$$t_m = \frac{t_v \cdot A_v + t_{op} \cdot A_{op}}{A_{tot,pareti}} \quad A_{tot,pareti} = A_v + A_{op}$$

$$R_m = 10 \cdot \log \frac{1}{t_m}$$

$$R_m = 10 \cdot \log \frac{A_{tot,pareti}}{t_v \cdot A_v + t_{op} \cdot A_{op}}$$

$$t_v = 10^{\frac{-R_v}{10}} \quad t_{op} = 10^{\frac{-R_{op}}{10}}$$

- Potere fonoisolante apparente R'

$$R' = 10 \log \frac{1}{t'} = 10 \log \frac{W}{W_{t,d} + W_{t,l}}$$

W = potenza sonora incidente sul divisorio

$W_{t,d}$ = potenza sonora trasmessa attraverso il divisorio

$W_{t,l}$ = potenza sonora trasmessa attraverso gli elementi laterali

$$R' = r - 2/4 \quad [dB]$$

- Progetto del isolamento acustico

Noti L_1 , R' , $A_{tot,2}$ si ottiene:

$$L_2 = L_1 - R' (o R o R_m) + 10 \cdot \log \frac{S}{A_{tot,2}}$$

L_1 [dB] = livello sonoro nell'ambiente disturbante

L_2 [dB] = livello sonoro nell'ambiente disturbato

R' [dB] = potere fonoisolante apparente del tramezzo

S [m²] = superficie del tramezzo

$A_{tot,2}$ [m²] = assorbimento totale dell'ambiente disturbato

$$\text{ISOLAMENTO ACUSTICO} \quad D = L_1 - L_2 = R' (o R o R_m) - 10 \cdot \log \frac{S}{A_{tot,2}}$$

$$L_{globale}(A) = 10 \cdot \log[10^{\frac{L_1 + 125}{10}} + 10^{\frac{L_1 + 250}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_1 + 4000}{10}} + \dots + 10 \cdot \log[10^{\frac{L_2 + 125}{10}} + 10^{\frac{L_2 + 250}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_2 + 4000}{10}} + \dots + 10 \cdot \log[10^{\frac{L_n + 125}{10}} + 10^{\frac{L_n + 250}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_n + 4000}{10}}] \quad [dB(A)]$$

INVOLUCRO OPACO

PRESTAZIONE TERMOIGROMETRICHE

NORMATIVA DI RIFERIMENTO

- UNI EN ISO 6946:2018. Resistenza termica e trasmittanza termica.
- UNI EN ISO 13788:2013. Prestazione igrotermica (Condensa)
- UNI EN ISO 10211:2018. Ponti termici in edilizia

L'elemento di involucro opaco deve essere progettato in modo da:

• INVERNO

- Contenere le dispersioni di calore
- Controllare i fenomeni di condensazione superficiale e interstiziale
- Ridurre l'effetto di disconfort locale provocato dalla superficie fredda
Utilizzo di pareti isolate termicamente: scelta del materiale isolante e della tecnica di isolamento (Se l'isolante è messo verso interno ci sarà maggiore probabilità che si verifichi la condensa).

I flussi di calore e vapore di inverno vanno dal interno verso l'esterno.

Se la parete è fredda si presenterà la condensa superficiale sulla parete interna e nei strati interni.

$\frac{Q}{A} = U \cdot \Delta T$ Deve essere basso. "U" Parametro prestazionale ed a un limite di legge.

$t_{pi} = t_{ai} - U \cdot \Delta T \cdot R_{si}$ "U" Molto bassa significa che le temperature della parete è molto simile alla temperature dell'ambiente.

• ESTATE

- Contenere i picchi di carico termico
- Ridurre la trasmittanza
- Ridurre l'effetto di disconfort locale provocato dalla superficie calda.
Utilizzo di pareti con elevata inerzia termica

Devo contenere la trasmissione dal esterno verso interno.

La "U" conta pochissimo.

Tutto ciò che da verso l'esterno (solaio, parete, vetro) deve ritardare il flusso termico, pochi ore dopo.

Il parametro prestazionale è:

- Calore specifico
- Massa (densità)

$$C = c \cdot m$$

TRASMISSIONE E ACCUMULO DI CALORE

I componenti opachi (chiusure e partizioni) possono partecipare al bilancio termico dell'ambiente, sia lasciandosi attraversare dal calore (trasmissione termica), sia immagazzinando e rilasciando il calore (accumulo termico). La trasmissione del calore è dovuta a una differenza di temperatura tra gli ambienti esterno ed interno. L'accumulo del calore è invece dovuto a una sollecitazione variabile nel tempo (es. le oscillazioni giornaliere della temperatura esterna).

ISOLAMENTO TERMICO

L'attitudine della parete a ridurre la trasmissione del calore è detta isolamento termico. L'importanza di questo requisito è maggiore nella stagione invernale e nei climi freddi. L'isolamento termico di un componente è legato alla presenza di una adeguata coibentazione.

INERZIA TERMICA

L'attitudine della parete a ridurre (smorzamento) e ritardare (sfasamento) l'effetto di sollecitazioni dinamiche sul carico termico dell'ambiente è detta inerzia termica. L'importanza di questo requisito è di maggiore nella stagione estiva e comunque nei climi caldi secchi. L'inerzia termica di un componente è fortemente legata alla massa del componente.

ISOLAMENTO IGRICO E INERZIA IGRICA

I componenti opachi possono anche partecipare allo scambio di massa di vapore acqueo con l'aria interna. In analogia con i concetti di "isolamento termico" di "inerzia termica" si può parlare di "isolamento igrico" e "inerzia igrica".

Es: tetto giardino, abbiamo un accumulo d'acqua che ritarda il carico.

L'analisi del comportamento termico di un componente opaco può essere effettuata in regime termico **stazionario** oppure **transitorio**.

-> Si è in regime termico stazionario quando tutte le temperature (esterna, interna, nelle pareti...) sono indipendenti dal tempo e quindi assunte costanti, non si considerano cioè gli effetti di accumulo e cessione del calore in ambiente da parte degli elementi di involucro.

L'analisi del comportamento termico consiste in:

- CARATTERIZZAZIONE TERMICA
 - Controllo dell'isolamento termico
 - Controllo dell'inerzia termica
- VERIFICA TERMOIGROMETRICA
 - Controllo della condensazione superficiale
 - Controllo della condensazione interstiziale

ELEMENTO DI INVOLUCRO OPACO CARATTERIZZAZIONE TERMICA REGIME STAZIONARIO

- TRASMITTANZA TERMICA U [W/m^2K]

è il flusso termico che, in condizioni stazionarie, attraversa una superficie di area unitaria per differenza di temperatura unitaria tra ambiente interno ed esterno.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n R_i + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}} \quad \rightarrow \text{Conduzione} + \text{Irraggiamento} + \text{Convezione}$$

per il calcolo di U :

$R_{si} = 1/h_i$ $R_{se} = 1/h_e$

	Direzione del flusso termico		
	Ascendente	Orizzontale	Discendente
R_{si}	0,10	0,13	0,17
R_{se}	0,04	0,04	0,04

Questi indicati dentro la tabella sono requisiti da norma.

L'irraggiamento sarà sempre minore della convezione all'esterno.

RESISTENZA TERMICA
DI INTERCAPEDINI NON VENTILATE [m^2K/W]
UNI EN ISO 6946

Spessore intercapedine [mm]	Direzione del flusso termico		
	Ascendente	Orizzontale	Discendente
0	0	0	0
5	0.11	0.11	0.11
7	0.13	0.13	0.13
10	0.15	0.15	0.15
15	0.16	0.17	0.17
25	0.16	0.18	0.19
50	0.16	0.18	0.21
100	0.16	0.18	0.22
300	0.16	0.18	0.23

$\rightarrow 5 \text{ cm}$ $\rho_{\text{aria}} = 0,18 \frac{m^2K}{W}$ (NON FERMA) (CONVENZIONE)
 $\rho_{\text{aria}} = \frac{5}{\lambda} \rightarrow 0,026$
 $\frac{0,005}{0,026} \approx 2 \frac{m^2K}{W}$
 NELLA REATTOR E COSI

TEMPERATURA SOLE ARIA

t_{sa} = radiazione solare + convezione dell'aria (temperatura sole-aria dovuta all'irradianza solare I [W/m^2] sul componente.)

Questa t_{sa} è una temperatura fittizia

$$t_{sa} = t_{ae} + \frac{\alpha_{parete} \cdot I}{h_e}$$

dove α_{parete} = coefficiente di assorbimento $\alpha_{parete} = \frac{Q_{assorbito}}{Q_{incidente}}$

h_e = coefficiente di scambio termico eliminare esterno (inv 25 W/m²K) (est 14,5 W/m²K)

t_{ae} = temperatura aria esterna

• Con radiazione solare $\frac{Q}{A} = U \cdot (t_{ai} - t_{sa})$

(E' la temperatura che permette di tenere conto dell'incremento di temperatura dell'aria esterna dovuta all'assorbimento della radiazione solare da parte del componente opaco)

• Non radiazione solare $\frac{Q}{A} = U \cdot (t_{ai} - t_{ae})$

(flusso termico trasmesso attraverso il componenti opaco confinante con l'esterno)

INERZIA TERMICA

È l'attitudine della parete a ridurre (smorzamento) e ritardare (sfasamento) l'effetto di sollecitazioni dinamiche sul carico termico dell'ambiente.

Si distingue tra sollecitazioni termiche:

- sul lato esterno del componente
 - variazione giornaliera della temperatura esterna
 - variazione giornaliera della radiazione incidente sul componente
- sul lato interno del componente
 - radiazione solare attraverso i vetri
 - occupazione, apporti interni
 - intermittenza impianto di riscaldamento/raffrescamento

CONTROLLO DELL'INERZIA TERMICA

SOLLECITAZIONE TERMICA ESTERNA

- Questo requisito è tanto più importante quanto più elevata è l'escursione giornaliera della temperatura (stagione estiva, climi caldi secchi)
- L'inerzia termica di un componente è legata alla sua capacità di accumulo (massa), ma anche allo stesso isolamento termico

SOLLECITAZIONE TERMICA INTERNA

- Questo requisito è tanto più importante quanto più elevata l'escursione giornaliera dei carichi interni (apporti interni variabili, grandi superfici vetrate non schermate)
- L'inerzia termica di un componente è legata alla capacità di accumulo (massa) dei primi 10 centimetri a contatto con l'aria interna, ma anche alla posizione dello strato di isolamento termico

PROPRIETA TERMOFISICHE

- La **conducibilità termica** λ
 - è inversamente proporzionale alla resistenza opposta dal materiale all'attraversamento del calore.
 - Indirettamente, influisce sulla rapidità di accumulo o di rilascio dell'energia interna
- Il **calore specifico** c esprime l'attitudine del materiale ad accumulare energia.
- La **diffusività termica** è pertinente al regime non stazionario e può essere misurata o calcolata a partire dalle grandezze λ (conducibilità termica), ρ (densità), c (calore specifico), misurate separatamente.
 - La diffusività termica incide sulla risposta della temperatura in un punto interno a un materiale, alle variazioni di temperatura in superficie.
 - Più alta è la diffusività termica del materiale, più sensibile è la temperatura interna alle variazioni in superficie.
 - $$a_t = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$$

MASSA FRONTALE MF [kg/m²] -> è la massa per unità di superficie frontale

$$MF = \sum_{j=1}^n \rho_j \cdot s_j \quad \rightarrow \quad MF = \frac{m}{A} = \frac{\rho \cdot V}{A} = \frac{\rho \cdot \cancel{A} \cdot s}{\cancel{A}} = \rho \cdot s$$

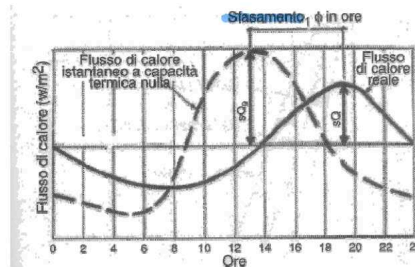
CAPACITA TERMICA FRONTALE CF [kJ/m²K] -> è l'energia termica immagazzinata nella parete per ogni grado di aumento della sua temperatura media e riferita alla superficie frontale

$$CF = \sum_{j=1}^n \rho_j \cdot s_j \cdot c_j \quad \rightarrow \quad CF = \frac{c}{A} = \frac{c \cdot m}{A} = \frac{c \cdot \rho \cdot V}{A} = \frac{c \cdot \rho \cdot \cancel{A} \cdot s}{\cancel{A}} = c \cdot \rho \cdot s$$

PARAMETRI TERMICI DINAMICI

Modello semplificato: norma UNI EN ISO 13786:2008

Temperatura esterna varia con legge sinusoidale e periodo di 24 ore:



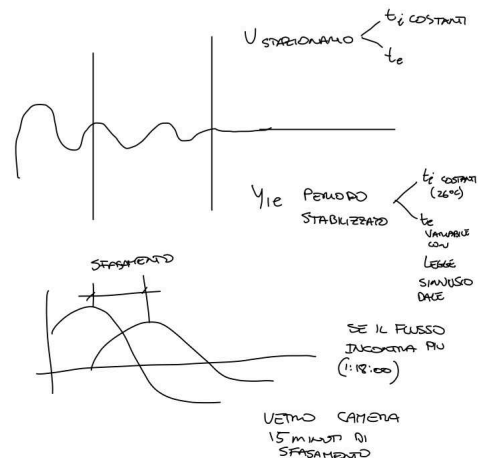
- Trasmissione termica periodica (W/m^2K):

- Fattore di attenuazione (-) (%) (F_a) $F_a = 0,2$ $t = 2054$
 $0,2 \cdot 20 = 2054$

- Sfasamento termico (h): (Foglio di calcolo)

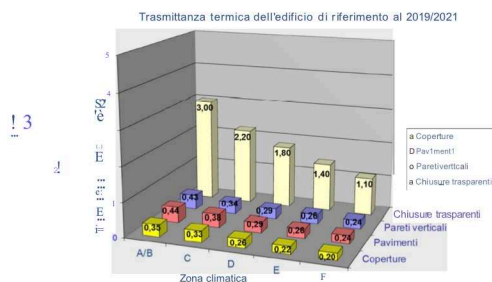
- Capacità termica areica interna (J/m^2K): (Spessore 10 cm)
Lasciato da parte

PARAMETRI DINAMICI



TORINO ZONA E

DM requisiti minimi Valori di riferimento (2019/2021)



$T_{PV} = 0,26$ MAGGIOR
CASA PASSIVA 0,15

Trasmissione limite per strutture opache verticali e orizzontali di separazione tra edifici o unità immobiliari confinanti

Zona climatica	U (W/m^2K) 2019/2021
Tutte le zone	0,8

DM Requisiti minimi

Requisiti e prescrizioni per gli edifici di nuova costruzione o soggetti a ristrutturazioni importanti di primo livello

Il progettista

esegue, a eccezione degli edifici classificati nelle categorie E.6 ed E.8, in tutte le zone climatiche a esclusione della F, per le località nelle quali il valore medio mensile dell'irradiazione sul piano orizzontale, nel mese di massima insolazione estiva, sia maggiore o uguale a $290 W/m^2$:

i. almeno una delle seguenti verifiche, per tutte le pareti verticali opache con l'eccezione di quelle comprese nel quadrante nord-ovest/nord/nord-est:

che il valore della massa superficiale M_s sia superiore a $230 kg/m^2$;

che il valore del modulo della trasmissione termica periodica sia inferiore a $0,10 W/m^2K$;

ii. la verifica, relativamente a tutte le pareti opache orizzontali e inclinate, che il valore del modulo della trasmissione termica periodica, di cui alla lettera d), del comma 2, dell'articolo 2, del presente decreto, sia inferiore a $0,18 W/m^2K$;

DM REQUISITI MINIMI VERIFICA DI CONDENZA → INVENIO

Prescrizioni comuni per tutti i tipi di intervento edilizio

Nel caso di intervento che riguardi le strutture opache delimitanti il volume climatizzato verso l'esterno, si procede in conformità alla normativa tecnica vigente (UNI EN ISO 13788), alla verifica dell'assenza:

- di rischio di formazione di muffe, con particolare attenzione ai ponti termici negli edifici di nuova costruzione;
- di condensazioni interstiziali.

Le condizioni intorno di utilizzazione sono quelle previste dall'appendice alla norma sopra citata, secondo il metodo della classi di concentrazione. Le medesime verifiche possono essere effettuate con riferimento a condizioni diverse, qualora esista un sistema di controllo dell'umidità interna e se ne tenga conto nella determinazione dei fabbisogni di energia primari per riscaldamento e raffreddamento.

Al fine di limitare i fabbisogni energetici per la climatizzazione estiva e di contenere la temperatura interna degli ambienti, nonché di limitare il surriscaldamento a scala urbana, per le strutture di copertura degli edifici è obbligatoria la verifica dell'efficacia, in termini di rapporto costi-benefici, dell'utilizzo di:

- materiali a elevata riflettanza sovrapposti coperture (cool roofs), assumendo un valore di riflettanza solare non inferiore a:
 - 0,65 nel caso di coperture piane
 - 0,30 nel caso di coperture a falda

- tecnologie di climatizzazione passiva (es. venti azione, coperture a verde).

tratto da <https://static.rockwool.com/globalassets/rockwool/it/strumenti/publicazioni/brochure/brochure-dm-web.pdf>

DIFFUSIONE DI 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 gradiente di pressione parziale del vapore e all'area della superficie nella direzione normale a quella considerata.

PARETE MONOSTRATO

$$\frac{G}{A} = \delta \cdot \frac{p_{v1} - p_{v2}}{s} \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

- G = portata di vapore acqueo [kg/s]
- A = area frontale della parete [m²]
- δ = permeabilità al vapore acqueo [kg/msPa]
- p_{v1} e p_{v2} = pressioni parziali del vapore rispettivamente sulla faccia interna e quella esterna della parete [Pa]
- s = spessore della parete [m]

Il termine s/δ si definisce resistenza alla diffusione del vapore acqueo R_v [m²sPa/kg]

$$R_v = \frac{s}{\delta} \quad \left[\frac{m^2 \cdot s \cdot Pa}{kg} \right]$$

PARETE PLURISTRATO

$$\frac{G}{A} = M \cdot (p_{vi} - p_{ve}) \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

- G = portata di vapore acqueo [kg/s]
- A = area frontale della parete [m²]
- M = permeanza [kg/m²sPa]
- p_{vi} e p_{ve} = pressioni parziali del vapore rispettivamente dell'ambiente interno e dell'ambiente esterno [Pa]

PERMEANZA DELLA PARETE

$$M = \frac{1}{\frac{1}{\beta_i} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\delta_j} + \frac{1}{\beta_e}} \quad \rightarrow \quad M = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\delta_j}} \quad \rightarrow \quad \frac{1}{\beta_i} = \frac{1}{\beta_e} = 0 \quad \rightarrow \quad M = \frac{1}{R_v}$$

- β_i e β_e = coefficienti di adduzione superficiale del vapore rispettivamente interno ed esterno
- s_j = spessore dello strato j-esimo [m]
- δ_j = permeabilità al vapore acqueo dello strato j-esimo [kg/m s Pa]

Non si può far uscire il vapore, bisogna smaltirlo perché in caso si possono verificarsi muffe e condense.

VERIFICA TERMOIGROMETRICA

EFFETTI DELL'AZIONE DELL'UMIDITA'

- Effetto statico: riduzione resistenza dei materiali
- Effetto igienico-sanitario: muffe, funghi – allergie, asma
- Effetto termoigrometrico: elevati tenori di umidità in ambiente e quindi limitate condizioni di benessere
- Effetto estetico: erosioni, sfarinamenti, muffe, rigonfiamenti, efflorescenze;
- Effetto termico: diminuzione della resistenza termica e aumento delle dispersioni;
- Effetto termico: incremento dello scambio termico a causa dell'instaurarsi di scambi latenti di energia;
- Effetto chimico: reazioni che interessano i sali presenti nei materiali da costruzione e corrosione nel caso di presenza di componenti metallici.

ORIGINE DELL'UMIDITÀ NELLE PARETI

- perdite dei sistemi di scarico dell'acqua piovana
- perdite dalle tubazioni in generale
- risalita capillare dal terreno;
- pioggia
- spinta dalla falda in pressione
- acqua di costruzione
- condensa superficiale
- condensa interstiziale

CONDENSA SUPERFICIALE

Controllo della condensa superficiale

Si deve verificare che la temperatura di parete interna sia superiore alla temperatura di rugiada dell'aria ambiente, per evitare che il vapore acqueo contenuto nell'aria ambiente non condensi a contatto con la superficie interna della parete.

Controllo della condensa interstiziale delle pareti

Si deve verificare che il vapore acqueo non condensi all'interno della parete o che condensi in quantità minima tale da non danneggiare i materiali impiegati e in grado di rievaporare nel periodo caldo

① $t_{p1} = t_{a1} - U \cdot (t_{a1} - t_{a2}) \cdot R_{s1}$
- O TRATTATE IL GRAFICO A MARGINE PER CALCOLARE LA TEMPERATURA DI RUGIADA (100%)
- 80% COSÌ MI TENGO UN MARGINE (ND 100%)

② $t_{p1} > t_n$ OK
(+2°C IN CASO NON SI FACCI SU 80%)
 $t_{p1} < t_n$ U_{LIMITE}
 $t_{p1} = t_{a1} - U \cdot (t_{a1} - t_{a2}) \cdot R_{s1}$
 $U \cdot (t_{a1} - t_{a2}) \cdot R_{s1} = t_{p1} - t_{a1}$
 $U = \frac{(t_{a1} - t_{p1})}{(t_{a1} - t_{a2})} \cdot h_i$ $U_{LIMITE} = \frac{(t_{a1} - t_{a2})}{(t_{a1} - t_{a2})} \cdot h_i$

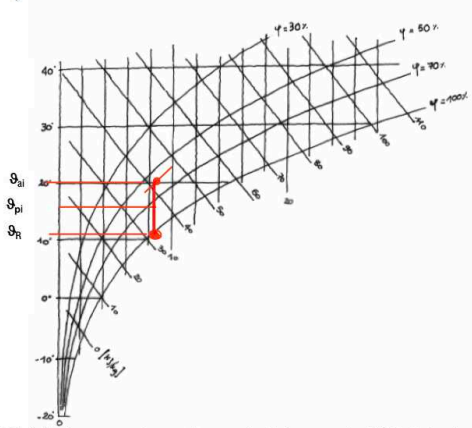
► **verifica della condensazione superficiale del vapore acqueo sul lato interno dell'involucro edilizio**

$$\vartheta_{pi} > \vartheta_R$$

deve essere

$$\vartheta_{pi} = \vartheta_{ai} - \frac{U}{h_i} (\vartheta_{ai} - \vartheta_{ae})$$

ϑ_R Diagramma di Mollier



in cui ϑ_{pi} [°C] è la temperatura di parete interna, ϑ_r [°C] è la temperatura di rugiada, ϑ_{ai} [°C] è la temperatura dell'aria interna, U [W/m²°C] è la trasmittanza termica della parete, h_i [W/m²°C] è il coefficiente di scambio termico liminare interno, ϑ_{ae} [°C] è la temperatura dell'aria esterna

$$R_{ragg} = R_{limite} - R_{esit}$$

$$R_{ragg} = \frac{S_{ragg}}{\lambda_{ragg}} \rightarrow S_{ragg} = R_{ragg} \cdot \lambda_{ragg}$$

La condensa superficiale dipende anche dalla produzione di vapore acqueo in ambiente, quindi anche diminuendo la trasmittanza termica potrebbe presentarsi il fenomeno a causa di una elevata produzione di vapore acqueo associata a scarsa ventilazione degli ambienti.

Origine	quantità (kg/s 10 ⁻⁴)	quantità (kg/ora)
Cottura cibi:		
pentola in ebollizione, scoperta, diametro 20 cm	250	0,9
pentola in ebollizione, coperta, diametro 20 cm	97	0,3492
Doccia calda	555	1,998
Bagno caldo in vasca	83	0,2988
Panni stesi ad asciugare (kg 5)	55	0,198
Cibi caldi in tavola, per persona	4	0,0144
Traspirazione Persona:		
in riposo	14	0,0504
in attività leggera	28	0,1008
in lavoro leggero	55	0,198
in lavoro pesante o ginnastica	111	0,3996

CONDENSA INTERSTIZIALE

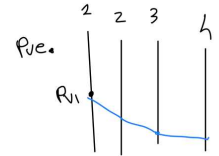
La portata di vapore attraverso la parete può condensare se la pressione parziale raggiunge quella di saturazione.

-> Verifica della condensazione interstiziale del vapore acqueo all'interno delle strutture dell'involucro edilizio

Analisi del andamento p_v negli strati attraverso la legge di Fick.

- Calcolare come varia la pressione strato per strato
- Andamento di $p_{v,s}$ negli strati -> andamento delle temperature

$$\frac{G}{A} = M \cdot (p_{vi} - p_{ve})$$



$$p_{v(pi)} = p_{v,i} - M \cdot (p_{v,i} - p_{v,e}) \cdot R_{sv} \rightarrow R_{sv} = 0 \rightarrow p_{v(pi)} = p_{v,i}$$

$$p_{v,2} = p_{v,i} - M \cdot (p_{v,i} - p_{v,e}) \cdot R_{v1,2} \text{ o } \left(\frac{s_{1,2}}{\delta_{1,2}} \right)$$

$$p_{v,3} = p_{v,2} - M \cdot (p_{v,i} - p_{v,e}) \cdot R_{v2,3} \text{ o } \left(\frac{s_{2,3}}{\delta_{2,3}} \right)$$

L'ho strato "4" coincide con aria esterna, come l'ho strato interno coincide con aria interna.

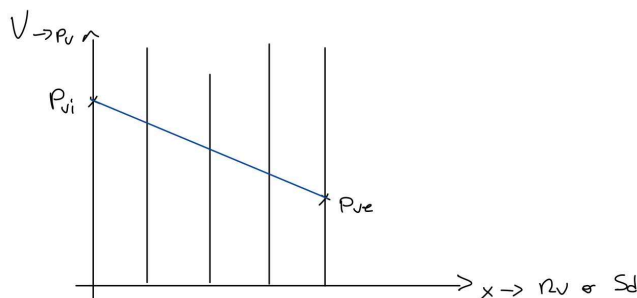
METODO DI GLASER

Per verificare se all'interno di una parete edilizia avvenga il fenomeno della condensa interstiziale si può ricorrere ad un procedimento grafico che si deve a Glaser.

In un diagramma in cui si riporti in ascissa la resistenza al vapore e in ordinata la pressione parziale l'andamento della pressione parziale è rappresentato da una retta.

La stessa proprietà si ha per un diagramma in cui si riporti in ascissa una grandezza proporzionale alla resistenza come lo spessore di aria equivalente S_d .

$$g_v = \frac{dp}{dR_v} \quad dp \rightarrow \text{pressione parziale} \quad dR_v \rightarrow \text{Resistenza al vapore}$$

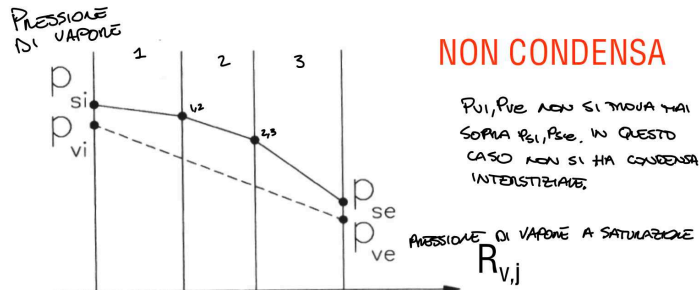


Quindi si traccia il profilo di temperatura e da questo si traccia quello di pressione di saturazione e lo si confronta con il profilo di pressione parziale (essendo una retta è sufficiente conoscere p_{vi} e p_{ve}).

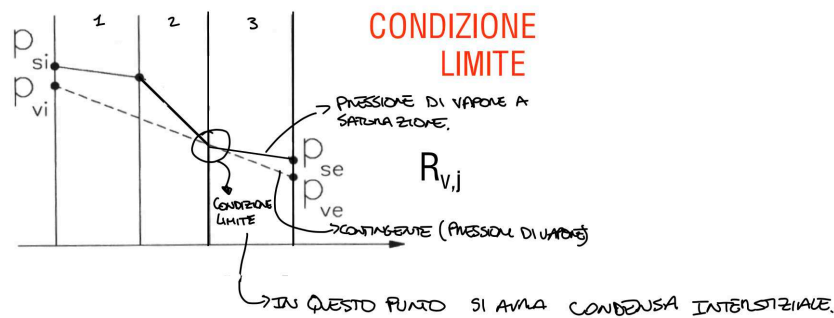
VERIFICA TERMOIGROMETRICA - CONDENZA INTERSTIZIALE -

I casi che si possono riscontrare sono tre:

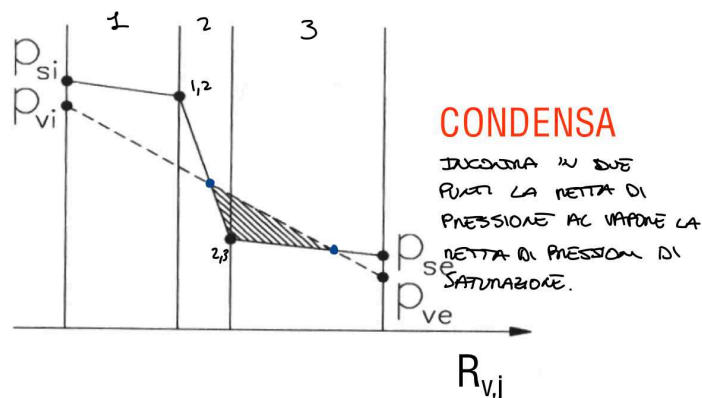
1. Gli andamenti della pressione di saturazione e della pressione di vapore non si intersecano mai, la pressione di vapore rimane ovunque al di sotto della pressione di saturazione



2. L'andamento della pressione di vapore raggiunge in un solo punto quello della pressione di saturazione: in tal caso si verifica la condensa solo sulla superficie verticale isoterma passante per quel punto;



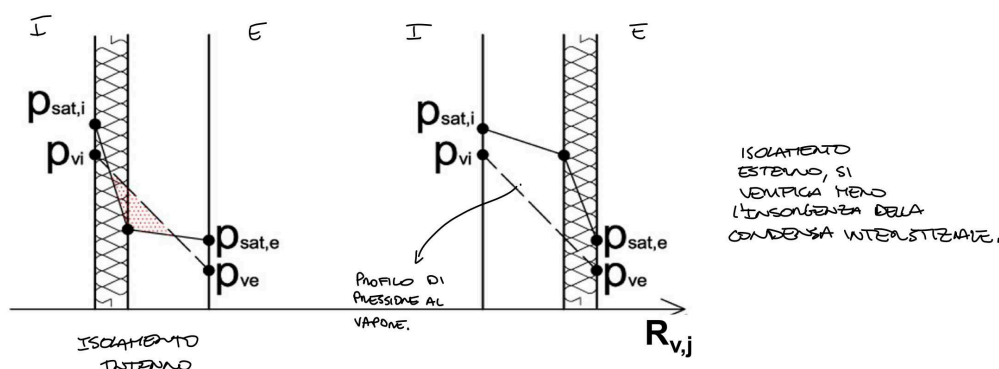
3. Gli andamenti della pressione di saturazione e della pressione di vapore si intersecano in due punti e nella zona compresa fra essi la pressione risulta "maggiore" di quella di saturazione: in questo caso si avrà condensa all'interno della parete nella zona di intersezione.



Per evitare la formazione di condensazione interstiziale è necessario
 -mantenere basso il profilo della pressione di vapore (direttamente correlato alle resistenze al vapore dei singoli strati); -mantenere alto il profilo della pressione di saturazione (direttamente correlato all'andamento delle temperatura e quindi alle resistenze termiche dei singoli strati).

Quindi:

- strati a resistenza al vapore decrescente dall'interno all'esterno
- strati a resistenza termica crescente dall'interno verso l'esterno



NORMA UNI EN ISO 13788

Il calcolo viene effettuato su base mensile a partire da ottobre.

- I dati di partenza sono le temperature e le umidità esterna ed interna.
- Si tracciano i profili della temperatura, della pressione di saturazione e della pressione di vapore.

Devono essere verificata una delle condizioni seguenti:

- Non si verifica condensazione in alcun mese;
- La condensa accumulata in ogni interfaccia evapora completamente durante i mesi estivi:

$$m_{\text{evap}} \geq m_{\text{cond}}$$

Quantità limite di condensa ammissibile alla fine del periodo di condensazione

Materiale	Densità [kg/m³]	Q_{limite} [g/m²]
Laterizi	600 - 2 000	≤ 600
Calcestruzzi	400 - 2 400	≤ 600
Legnami e derivati	500 - 800	$\leq 30 \rho d$
Intonaci e malte	600 - 2 000	$\leq 30 \rho d$
Fibre di natura organica: con collanti resistenti all'acqua con collanti non resistenti all'acqua	300 - 700 300 - 700	$\leq 20 \rho d$ $\leq 5 \rho d$
Fibre minerali	10 - 150	$\leq 5 000 \rho d [\lambda/\lambda_1 - 1,7 \lambda_1]$
Materie plastiche cellulari	10 - 80	$\leq 5 000 \rho d [\lambda/\lambda_1 - 1,7 \lambda_1]$

Nota: d è espresso in [m] e ρ in [kg/m³].

SOLUZIONI ALLA CONDENSA INTERSTIZIALE

Nel caso non si riesca ad intervenire attraverso una corretta successione stratigrafica, il metodo più diretto per evitare fenomeni di condensazione interstiziale risulta essere l'inserimento di strati di barriera al vapore sul lato caldo dell'isolante (bitume, carta kraft bitumata, sottili fogli di alluminio o cloruro di polivinile o di polietilene...)

La scelta della barriera al vapore deve comunque essere sempre valutata attentamente: un suo utilizzo potrebbe comportare inconvenienti, quali ad esempio la riduzione dell'evaporazione nel periodo estivo.

Se dai calcoli di verifica in fase di progetto risulta una quantità di vapore acqueo di condensazione durante il periodo invernale ammissibile, si consiglia di evitare l'inserimento della barriera stessa.

INVOLUCRO OPACO

ELEMENTO DI INVOLUCRO OPACO CARATTERIZZAZIONE TERMICA REGIME STAZIONARIO

- TRASMITTANZA TERMICA U [W/m^2K]

è il flusso termico che, in condizioni stazionarie, attraversa una superficie di area unitaria per differenza di temperatura unitaria tra ambiente interno ed esterno.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n R_i + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}} \quad \rightarrow \text{Conduzione} + \text{Irraggiamento} + \text{Convezione}$$

per il calcolo di U :

$$R_{si} = 1/h_i \quad R_{se} = 1/h_e$$

	Direzione del flusso termico		
	Ascendente	Orizzontale	Discendente
R_{si}	0,10	0,13	0,17
R_{se}	0,04	0,04	0,04

Questi indicati dentro la tabella sono requisiti da norma.

L'irraggiamento sarà sempre minore della convezione al esterno.

RESISTENZA TERMICA
DI INTERCAPEDINI NON VENTILATE [m^2K/W]
UNI EN ISO 6946

Spessore intercapedine [mm]	Direzione del flusso termico		
	Ascendente	Orizzontale	Discendente
0	0	0	0
5	0.11	0.11	0.11
7	0.13	0.13	0.13
10	0.15	0.15	0.15
15	0.16	0.17	0.17
25	0.16	0.18	0.19
50	0.16	0.18	0.21
100	0.16	0.18	0.22
300	0.16	0.18	0.23

5 cm $\alpha_{aria} = 0,18 \frac{m^2K}{W}$ (NON PERDITA) (CONVEZIONE)
 $\alpha_{aria} = \frac{5}{\lambda} \rightarrow 0,026$
 NON REAGITA E COSI
 $\frac{0,005}{0,016} \approx 2 \frac{m^2K}{W}$

TEMPERATURA SOLE ARIA

t_{sa} = radiazione solare + convezione dell'aria (temperatura sole-aria dovuta all'irradianza solare I [W/m^2] sul componente.)

Questa t_{sa} è una temperatura fittizia

$$t_{sa} = t_{ae} + \frac{\alpha_{parete} \cdot I}{h_e}$$

dove α_{parete} = coefficiente di assorbimento $\alpha_{parete} = \frac{Q_{assorbito}}{Q_{incidente}}$

h_e = coefficiente di scambio termico eliminare esterno (inv 25 W/m²K) (est 14,5 W/m²K)

t_{ae} = temperatura aria esterna

• Con radiazione solare $\frac{Q}{A} = U \cdot (t_{ai} - t_{sa})$

(E' la temperatura che permette di tenere conto dell'incremento di temperatura dell'aria esterna dovuta all'assorbimento della radiazione solare da parte del componente opaco)

• Non radiazione solare $\frac{Q}{A} = U \cdot (t_{ai} - t_{ae}) = (t_{ai} - t_{si}) \cdot \frac{1}{R_{si}} = (t_{ai} - t_{si}) \cdot h_{si}$

(flusso termico trasmesso attraverso il componenti opaco confinante con l'esterno)

INERZIA TERMICA

PROPRIETA TERMOFISICHE

• La **conducibilità termica** λ

• Il **calore specifico** c

• La **diffusività termica** $a_t = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$

MASSA FRONTALE MF [kg/m²]

$$MF = \sum_{j=1}^n \rho_j \cdot s_j \quad \rightarrow \quad MF = \frac{m}{A} = \frac{\rho \cdot V}{A} = \frac{\rho \cdot \cancel{A} \cdot s}{\cancel{A}} = \rho \cdot s$$

CAPACITA TERMICA FRONTALE CF [kJ/m²K]

$$CF = \sum_{j=1}^n \rho_j \cdot s_j \cdot c_j \quad \rightarrow \quad CF = \frac{c}{A} = \frac{c \cdot m}{A} = \frac{c \cdot \rho \cdot V}{A} = \frac{c \cdot \rho \cdot \cancel{A} \cdot s}{\cancel{A}} = c \cdot \rho \cdot s$$

DIFFUSIONE DI VAPORE

LEGGE DI FICK

PARETE MONOSTRATO

$$\frac{G}{A} = \delta \cdot \frac{p_{v1} - p_{v2}}{s} \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

- G = portata di vapore acqueo [kg/s]
- A = area frontale della parete [m²]
- δ = permeabilità al vapore acqueo [kg/msPa]
- p_{v1} e p_{v2} = pressioni parziali del vapore rispettivamente sulla faccia interna e quella esterna della parete [Pa]
- s = spessore della parete [m]

Il termine s/δ si definisce resistenza alla diffusione del vapore acqueo R_v [m²sPa/kg]

$$R_v = \frac{s}{\delta} \quad \left[\frac{m^2 \cdot s \cdot Pa}{kg} \right]$$

PARETE PLURISTRATO

$$\frac{G}{A} = M \cdot (p_{vi} - p_{ve}) \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

- G = portata di vapore acqueo [kg/s]
- A = area frontale della parete [m²]
- M = permeanza [kg/m²sPa]
- p_{vi} e p_{ve} = pressioni parziali del vapore rispettivamente dell'ambiente interno e dell'ambiente esterno [Pa]

PERMEANZA DELLA PARETE

$$M = \frac{1}{\frac{1}{\beta_i} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\delta_j} + \frac{1}{\beta_e}} \rightarrow M = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\delta_j}} \rightarrow \frac{1}{\beta_i} = \frac{1}{\beta_e} = 0 \rightarrow M = \frac{1}{R_v}$$

- β_i e β_e = coefficienti di adduzione superficiale del vapore rispettivamente interno ed esterno
 - s_j = spessore dello strato j-esimo [m]
 - δ_j = permeabilità al vapore acqueo dello strato j-esimo [kg/m s Pa]
- Non si può far uscire il vapore, bisogna smaltirlo perché in caso si possono verificarsi muffe e condense.

VERIFICA TERMOIGROMETRICA

CONDENSA SUPERFICIALE

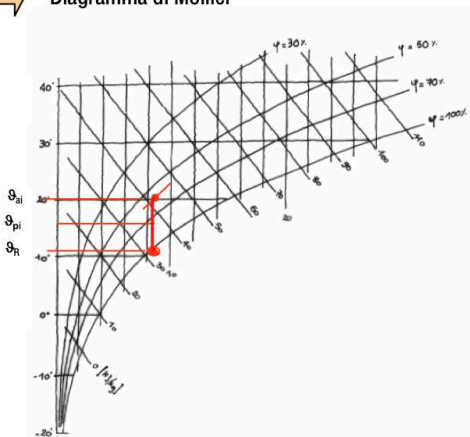
► verifica della condensazione superficiale del vapore acqueo sul lato interno dell'involucro edilizio

$$\vartheta_{pi} > \vartheta_R$$

deve essere

$$\vartheta_{pi} = \vartheta_{ai} - \frac{U}{h_i} (\vartheta_{ai} - \vartheta_{ae})$$

ϑ_R Diagramma di Mollier



in cui ϑ_{pi} [°C] è la temperatura di parete interna, ϑ_r [°C] è la temperatura di rugiada, ϑ_{ai} [°C] è la temperatura dell'aria interna, U [W/m²°C] è la trasmittanza termica della parete, h_i [W/m²°C] è il coefficiente di scambio termico liminare interno, ϑ_{ae} [°C] è la temperatura dell'aria esterna

$$\Delta R_{ragg} = R_{limite} - R_{esit} = \frac{1}{U_{limite}} - \frac{1}{U_{esit}} \quad \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

$$R_{ragg} = \frac{S_{ragg}}{\lambda_{ragg}} \rightarrow S_{ragg} = R_{ragg} \cdot \lambda_{ragg} \quad [m]$$

Origine	quantità (kg/s 10 ⁻⁶)	quantità (kg/ora)
Cottura cibi: pentola in ebollizione, scoperta, diametro 20 cm pentola in ebollizione, coperta, diametro 20 cm	250 97	0,9 0,3492
Doccia calda	555	1,998
Bagno caldo in vasca	83	0,2988
Panni stesi ad asciugare (kg 5)	55	0,198
Cibi caldi in tavola, per persona	4	0,0144
Traspirazione Persona:		
in riposo	14	0,0504
in attività leggera	28	0,1008
in lavoro leggero	55	0,198
in lavoro pesante o ginnastica	111	0,3996

$$t_{pi} = t_i - U \cdot (t_i - t_e) \cdot R_{si}$$

$$t_{pi} = t_i - \frac{Q}{A} \cdot R_{si}$$

$t_{pi} > t_{ru}$ -> NON C'È CONDENSA SUPERFICIALE

- Nuova trasmittanza termica al limite della rugiada

$$U = \frac{h \cdot (t_i - t_{ru})}{t_i - t_e} = \frac{(t_i - t_{ru})}{R_{si} \cdot (t_i - t_e)} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

- Controllo temperatura di rugiada

$$x_{ru} = 0,622 \cdot \frac{P_v(t_{ru}) \cdot \varphi}{101325 - P_v(t_{ru}) \cdot \varphi}$$

$$P_{vs}(t_{ru}) = \frac{101325 \cdot x}{(0,622 - x) \cdot \varphi}$$

$$P_{vs}(t_{ru}) = \text{numero in Pa} \rightarrow t_{ru} = \text{da tabella}$$

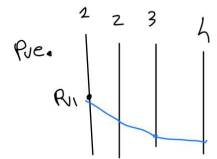
CONDENSA INTERSTIZIALE

La portata di vapore attraverso la parete può condensare se la pressione parziale raggiunge quella di saturazione.

Analisi del andamento p_v negli strati attraverso la legge di Fick.

- Calcolare come varia la pressione strato per strato
- Andamento di p_{vs} negli strati \rightarrow andamento delle temperature

$$\frac{G}{A} = M \cdot (p_{vi} - p_{ve})$$



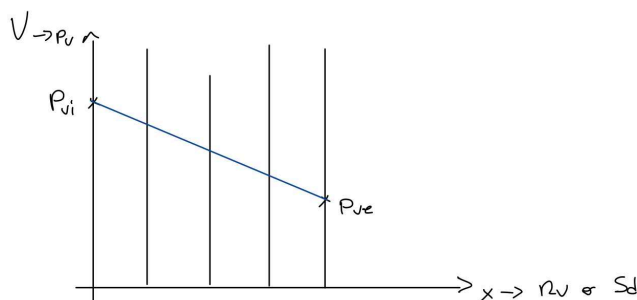
$$p_{v(pi)} = p_{v,i} - M \cdot (p_{v,i} - p_{v,e}) \cdot R_{sv} \rightarrow R_{sv} = 0 \rightarrow p_{v(pi)} = p_{v,i}$$

$$p_{v,2} = p_{v,i} - M \cdot (p_{v,i} - p_{v,e}) \cdot R_{v1,2} \text{ o } \left(\frac{s_{1,2}}{\delta_{1,2}} \right)$$

$$p_{v,3} = p_{v,2} - M \cdot (p_{v,i} - p_{v,e}) \cdot R_{v2,3} \text{ o } \left(\frac{s_{2,3}}{\delta_{2,3}} \right)$$

L'ho strato "4" coincide con aria esterna, come l'ho strato interno coincide con aria interna.

METODO DI GLASER



$$g_v = \frac{dp}{dR_v} \quad dp \rightarrow \text{pressione parziale}$$

$$dR_v \rightarrow \text{Resistenza al vapore}$$

METODO DELLE TEMPERATURE

1. Trovare le temperature strato dopo strato

$$t_{ai} = x$$

$$t_{pi} = x - U \cdot (t_{ai} - t_{ae}) \cdot R_{si} = x - \frac{Q}{A} \cdot R_{si} = w$$

$$t_{1,2} = w - U \cdot (t_{ai} - t_{ae}) \cdot R_1 \text{ o } \frac{s_1}{\lambda_1} = y$$

$$t_{pe} = y - U \cdot (t_{ai} - t_{ae}) \cdot R_2 \text{ o } \frac{s_2}{\lambda_2} = z \quad \text{o} \quad t_{pe} = t_{ae} + U \cdot (t_{ai} - t_{ae}) \cdot R_{se}$$

$$t_{ae} = z - U \cdot (t_{ai} - t_{ae}) \cdot R_{ae} = h \rightarrow h \text{ deve coincidere con la temperatura dell'aria esterna iniziale (data dal problema)}$$

$$\text{Altro metodo} \rightarrow t_{ae} = t_{si} - U \cdot (t_{ai} - t_{ae}) \cdot \sum R \text{ o } \sum \frac{s}{\lambda}$$

2. Pressioni di vapore di tutte le temperature strato dopo strato

$$P_{vs}(t_{ai}) = \text{da tabella}$$

...

3. Calcolarsi P_{vi} & P_{ve}

$$\varphi_{ai} = \frac{P_{vi}}{P_{vs}(t_{pi})}$$

$$P_{vi} = P_{vs}(t_{ai}) \cdot \varphi_{ai}$$

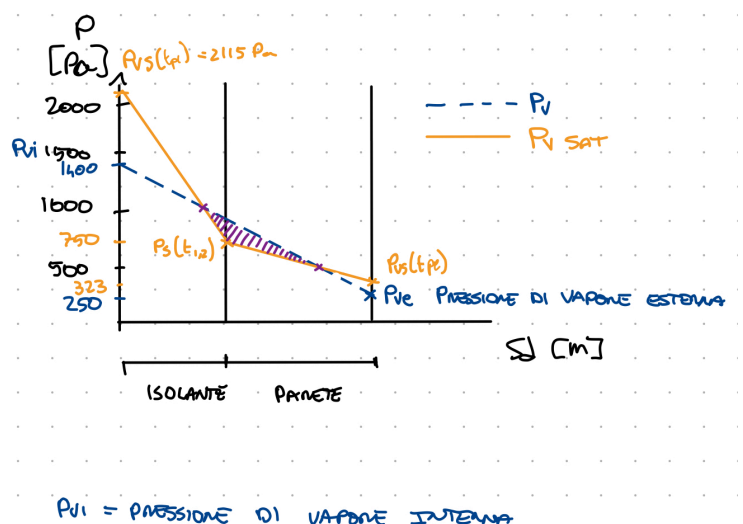
$$P_{ve} = P_{vs}(t_{ae}) \cdot \varphi_{ae}$$

L'ho si fa solo per questi due strati

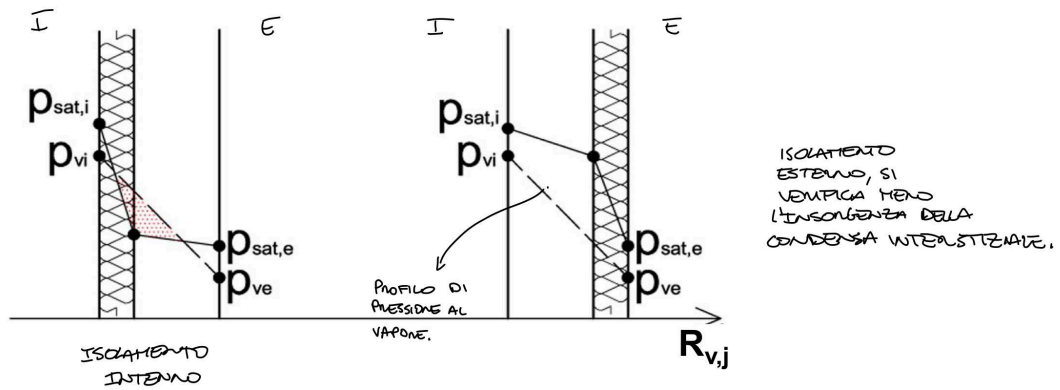
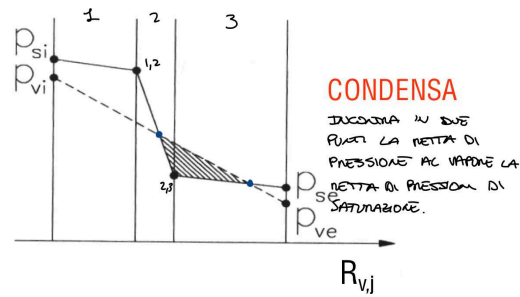
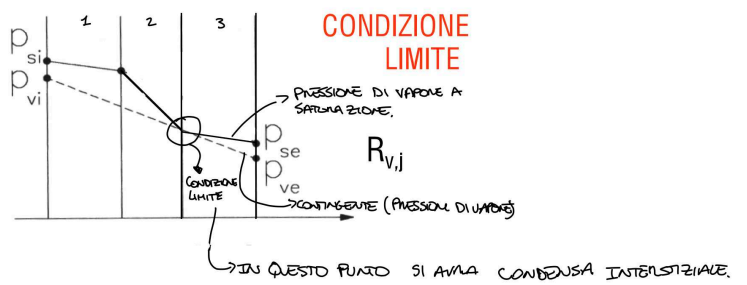
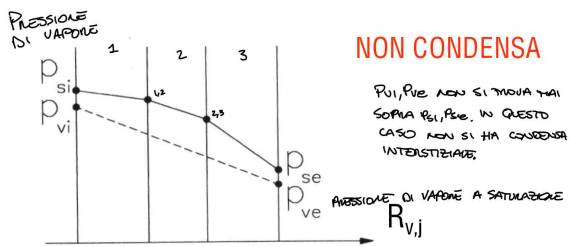
4. Calcolarsi il Sd (Spessore equivalente)

$$Sd = S_{strato} \cdot \mu_{strato}$$

$$\mu_{strato} = \frac{\delta_{aria} (193 \cdot 10^{-12})}{\delta_{strato}}$$



VERIFICA TERMOIGROMETRICA CONDENSA INTERSTIZIALE -> GRAFICAMENTE



NORMA UNI EN ISO 13788

Quantità limite di condensa ammissibile alla fine del periodo di condensazione

Materiale	Densità [kg/m^3]	Q_{lim} [g/m^2]
Laterizi	600 - 2 000	≤ 500
Calcestruzzi	400 - 2 400	≤ 500
Legnami e derivati	500 - 800	$\leq 30 \rho d$
Intonaci e malte	600 - 2 000	$\leq 30 \rho d$
Fibre di natura organica: con collanti resistenti all'acqua con collanti non resistenti all'acqua	300 - 700 300 - 700	$\leq 20 \rho d$ $\leq 5 \rho d$
Fibre minerali	10 - 150	$\leq 5 000 \rho d [\lambda/(1 - 1,7 \lambda)]$
Materie plastiche cellulari	10 - 80	$\leq 5 000 \rho d [\lambda/(1 - 1,7 \lambda)]$

Nota: d è espresso in [m] e ρ in [kg/m^3].

MACCHINE

MACCHINA TERMICA - CICLO DIRETTO

LAVORO (Effetto utile)

$$L = Q_1 - Q_2 \quad [KW \text{ o } W]$$

RENDIMENTO TERMICO

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - |Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} \quad [-]$$

$$\eta = 1 - \frac{|T_2|}{T_1} \quad [-] \quad (\text{La } T \text{ in in kelvin})$$

$$\eta = 1 - \frac{|T_2|}{T_1} \rightarrow 1 - \eta = \frac{|T_2|}{T_1} \rightarrow T_1 \cdot (1 - \eta) = T_2 \rightarrow T_1 = \frac{T_2}{1 - \eta} \quad [K]$$

$$Q_1 = \frac{L}{\eta} \quad [KW \text{ o } W]$$

$$L = \eta \cdot Q_1 \quad [KW \text{ o } W]$$

$$\eta = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} \rightarrow Q_1 \cdot \eta = (1 - \frac{|Q_2|}{Q_1}) \cdot Q_1 \rightarrow Q_1 \cdot \eta = Q_1 - Q_2 \rightarrow$$

$$Q_2 = -Q_1 \cdot \eta + Q_1 \quad [KW \text{ o } W]$$

EFFICIENZA

$$\omega = \frac{Q_1}{P_c} = \frac{KW}{\frac{KJ}{Kg}} \quad [\frac{Kg}{s}]$$

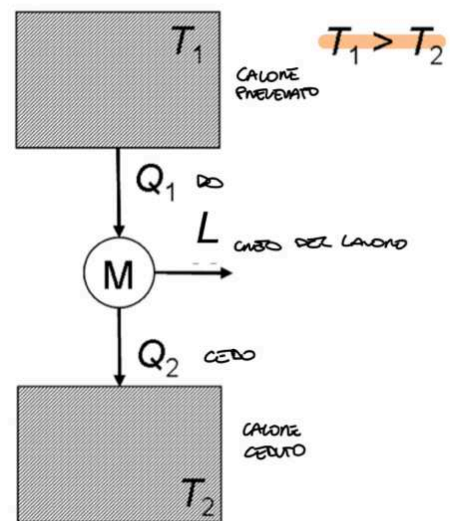
$$Q_1 = \omega \cdot P_c \quad [KW \text{ o } W]$$

LEGGENDA

$Q_1 \rightarrow$ Calore prelevato dalla combustione del carburante (Spesa)

$Q_2 \rightarrow$ Calore prelevato dalla macchina che deve essere dissipato in ambiente

$P_c \rightarrow$ Potere calorifero



MACCHINA FRIGORIFERA - CICLO INDIRETTO

LAVORO (Costo)

$$L = Q_1 - Q_2 \quad [KW \text{ o } W]$$

$$Q_1 = L + Q_2 \quad [KW \text{ o } W]$$

$$Q_2 = Q_1 - L \quad [KW \text{ o } W]$$

EFFICIENZA FRIGORIFERA (O Effetto frigorifero)

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{L} = \frac{Q_2}{|Q_1| - Q_2} \quad [-]$$

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad [-] \quad (\text{La } T \text{ in in kelvin})$$

$$L = \frac{Q_2}{\varepsilon} \quad [KW \text{ o } W]$$

$$\dot{Q}_2 = \varepsilon \cdot L \quad [KW \text{ o } W]$$

$$Q_2 = c \cdot m \cdot \Delta T \quad [KJ \text{ o } J] \quad m = \frac{Q_2}{c \cdot \Delta T} \quad \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

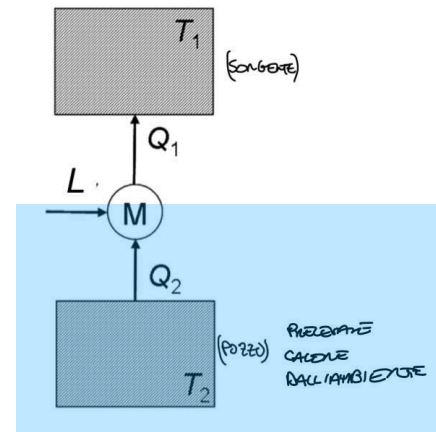
TEMPO DI RAFFREDDAMENTO

$$\tau = \frac{Q_2}{\dot{Q}_2} \quad [s]$$

LEGGENDA

$Q_1 \rightarrow$

$Q_2 \rightarrow$ (Effetto utile)



POMPA DI CALORE - CICLO INDIRETTO

LAVORO (Costo)

$$L = Q_1 - Q_2 \quad [KW \text{ o } W]$$

$$Q_1 = L + Q_2 \quad [KW \text{ o } W]$$

$$Q_2 = Q_1 - L \quad [KW \text{ o } W]$$

EFFICIENZA FRIGORIFERA (O Effetto frigorifero)

$$COP = \frac{Q_1}{L} = \frac{|Q_1|}{|Q_1| - Q_2} \quad [-]$$

$$COP = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad [-] \text{ (La } T \text{ in in kelvin)}$$

$$L = \frac{Q_1}{COP} \quad [KW \text{ o } W]$$

$$\dot{Q}_1 = COP \cdot L \quad [KW \text{ o } W]$$

$$Q_1 = c \cdot m \cdot \Delta T \quad [KJ \text{ o } J] \quad m = \frac{Q_1}{c \cdot \Delta T} \quad \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

TEMPO DI RAFFREDDAMENTO

$$\tau = \frac{Q_1}{\dot{Q}_1} \quad [s] \quad \dot{Q}_1 = \frac{Q_1}{\tau} \text{ dove } \tau \text{ è in } [s] \text{ (secondi)}$$

RISPARMIO

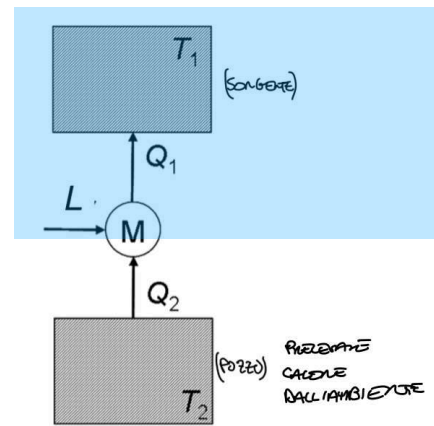
$$C_1 = L_1 \cdot EURO$$

$$C_2 = L_2 \cdot EURO$$

$$\Delta C = C_1 - C_2$$

TEMPERATURA DI MISCELA

$$t_{miscela} = \frac{t_1 \cdot m_1 + t_2 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$$



LEGGENDA

$Q_1 \rightarrow$ (Effetto utile)

$Q_2 \rightarrow$

Se la macchina è fornita da energia Elettrica il $Q_1 = L$

$c \rightarrow$ Calore specifico

$m \rightarrow$ Massa

UNITÀ DI MISURA

TEMPERATURA

$$C^{\circ} \rightarrow K \Rightarrow x + 273,15 \quad K \rightarrow C^{\circ} \Rightarrow x - 273,15$$

POTENZA

$$W = \frac{J}{s} \quad KW = \frac{KJ}{s}$$

$$\frac{KJ}{Kg} \rightarrow \frac{MJ}{Kg} \Rightarrow x/1000 \quad \frac{MJ}{Kg} \rightarrow \frac{KJ}{Kg} \Rightarrow x \cdot 1000$$

$MX \rightarrow KX \rightarrow X$ si moltiplica sempre per 1000

$X \rightarrow KX \rightarrow MX$ si divide sempre per 1000

$$\frac{x}{Kg} \rightarrow \frac{x}{m^3} \Rightarrow x/1000 \quad 1l = 1Kg$$

$$x \frac{J}{Kg \cdot K} = x/1000 \frac{MJ}{m^3 \cdot K}$$

TEMPO

$$s \rightarrow minuti \Rightarrow x/60$$

$$\frac{Kg}{s} \rightarrow \frac{Kg}{h} \Rightarrow x \cdot 3600$$

BILANCIO ENERGETICO

FLUSSO SOLARE (ENTRANTE) - APPORTO SOLARE

$$Q_{SOL} = A_G \cdot I_{SOL} \cdot TSET(g) = m^2 \cdot \frac{W}{m^2} \cdot - = [KW \text{ o } W]$$

$$TSET(o g) = \frac{Q_{SOL}}{A_G \cdot I_{SOL}} [-]$$

$A_G \rightarrow$ Area vetro

I_{SOL} o $I \rightarrow$ Irradiazione solare

$TSET(o g) \rightarrow$ Fattore solare del vetro

Per schermo collocato all'interno

$$g_{gs} = g(1 - g\rho_{e,B} - \alpha_{e,B} \frac{G_{int}}{G_3})$$

[NO STUDIO PER TERZA]

con

g = fattore di trasmissione solare totale del sistema vetrato;

$\rho_{e,B}$ = fattore di riflessione solare della schermatura;

$\alpha_{e,B}$ = fattore di assorbimento solare della schermatura;

G_3 = coefficiente di scambio termico equivalente pari a 30 W/(m²K);

G_{int} = trasmittanza termica equivalente, ricavabile dalla relazione:

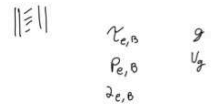
$$(\frac{1}{U_g} + \frac{1}{G_3})^{-1}$$

Vetrocamera: $g=0.7$ $U = 1 \text{ W/m}^2\text{K}$
 Schermo interno: $\tau_{e,B}=0.2$ $\rho_{e,B}=0.4$

$$G_{int} = (\frac{1}{1} + \frac{1}{30})^{-1} = 0.97$$

$$g_{gs} = 0.7(1 - 0.7 \cdot 0.4 - 0.4 \cdot \frac{0.97}{30}) = 0.49$$

SCHEMATISMO DI MEZZO



B = TENDA
 C = ESISTENZA

MASSIMO ASSORBIMENTO

$$g_{gs} < 0.35 \text{ (96\%)}$$

(SUD - OVEST - EST)

Per schermo collocato all'esterno:

$$g_{gs} = \tau_{e,B}g + \alpha_{e,B} \frac{G_{ext}}{G_2} + \tau_{e,B}(1-g) \frac{G_{ext}}{G_1}$$

con

$\tau_{e,B}$ = fattore di trasmissione solare della schermatura;

g = fattore di trasmissione solare totale del sistema vetrato;

$\alpha_{e,B}$ = fattore di assorbimento solare della schermatura;

G_1 e G_2 = coefficienti di scambio termico equivalenti, determinati con modelli complessi e pari rispettivamente a 5 W/(m²K) e 10 W/(m²K);

G_{ext} = trasmittanza termica equivalente, ricavabile dalla relazione:

$$(\frac{1}{U_g} + \frac{1}{G_1} + \frac{1}{G_2})^{-1}$$

Vetrocamera: $g=0.7$ $U = 1 \text{ W/m}^2\text{K}$
 Schermo esterno: $\tau_{e,B}=0.2$ $\rho_{e,B}=0.4$

$$G = (\frac{1}{1} + \frac{1}{5} + \frac{1}{10})^{-1} = 0.77$$

$$g_{gs} = 0.2 \cdot 0.7 + 0.4 \cdot \frac{0.77}{10} + 0.2 \cdot (1 - 0.7) \cdot \frac{0.77}{5} = 0.18$$

POTENZA TERMICA SCAMBIATA PER TRASMISSIONE

E' una potenza che viene scambiata tra tutte le pareti e soffitti e pavimenti se quest'ultimi non sono ADIABATICI. Se sono adiabatici verranno trascurati e non calcolati perché non disperdenti verso altri ambienti interni ed esterni.

- Con l'ambiente esterno

$$Q_T = [(U_{OP} \cdot A_{OP}) + (U_W \cdot A_W) + (\psi \cdot L)] \cdot (t_I - t_E) \quad [KW \text{ o } W]$$

- Con l'ambiente interno

$$Q_T = [(U_{OP} \cdot A_{OP}) + (U_W \cdot A_W) + (\psi \cdot L)] \cdot (t_E - t_I) \quad [KW \text{ o } W]$$

- $A_{OP} = A_{PARETI \text{ DISPERDENTI}} - A_W$
- $\psi \cdot L$ Si tratta del ponte termico tra finestra e parete
- $L = 2P \text{ tra finestra/parete}$
- Si ricorda che se cambia il ΔT si dovranno fare le trasmissioni separatamente, e poi sommarle stando attento ai flussi entranti e uscenti.

TEMPERATURA SOLE - ARIA

Si calcola la temperatura sole - aria quando NON c'è scritto di trascurare il contributo della radiazione solare.

$$t_{SA} = t_E + \frac{a \cdot I}{h_E}$$

$a \rightarrow$ Assorbimento solare delle superfici opache

I_{SOL} o $I \rightarrow$ Irradiazione solare

$h_E \rightarrow$ Coefficiente di scambio termico eliminare esterno

POTENZA TERMICA SCAMBIATA PER VENTILAZIONE

$$Q_V = m_a \cdot c_a \cdot (t_I - t_E) \quad [KW \text{ o } W]$$

$$m_a = \frac{Q_V}{c_a \cdot (t_I - t_E)} \quad \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$\text{Volume stanza} \rightarrow m_a = \frac{n \cdot V}{3600} \cdot \varphi_a \quad \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$\rightarrow \varphi_a = 1,2 \text{ o } 1,25 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\text{Volume persone} \rightarrow m_a = V \cdot n^\circ \cdot \varphi_a \quad \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$Q_V = 0,35 \cdot n \cdot V \cdot (t_I - t_E) \quad [KW \text{ o } W]$$

$$n = x \frac{Vol}{n} \rightarrow \text{non è l'unità di misura, quelle vere sono} \rightarrow h^{-1} \text{ o } \frac{1}{h}$$

$m_a \rightarrow$ Portata d'aria
 $c_a \rightarrow$ Capacita termica
 $\varphi_a \rightarrow$ Massa volumica dell'aria
 $n \rightarrow$ Ricambio d'aria
 $V \rightarrow$ Volume del locale
 $n^\circ \rightarrow$ Numero di persone

POTENZA TERMICA SCAMBIATA PER APPORTI INTERNI

Gli apporti interni possono essere persone che compiono determinati lavori o possono essere dei macchinari. Si distingue sempre una parte SENSIBILE e una parte LATENTE.

- Con riscaldamento ad ACQUA \rightarrow App. SENSIBILI
- Con riscaldamento ad ARIA \rightarrow App. SENSIBILI + LATENTI

$$\bullet Q_{I,S} = n^\circ \cdot q_{sens} \quad [KW \text{ o } W]$$

$$\bullet Q_{I,L} = n^\circ \cdot q_{lat} \quad [KW \text{ o } W]$$

$$\bullet Q_{I,TOT} = n^\circ \cdot (q_{sens} + q_{lat}) \quad [KW \text{ o } W]$$

Attività	Emissione termica (W)	Temperatura ambiente (°C)									
		15		20		22		24		26	
		sens. (W)	lat. (W)	sens. (W)	lat. (W)	sens. (W)	lat. (W)	sens. (W)	lat. (W)	sens. (W)	lat. (W)
Seduto	115	100	15	90	25	80	35	75	40	65	50
Lavoro in ufficio	140	110	30	100	40	90	50	80	60	70	70
In cammino	160	120	40	110	50	100	60	85	75	75	85
Lavoro leggero	235	150	85	130	105	115	120	100	135	90	155
Lavoro medio	265	160	105	140	125	125	140	105	160	90	175
Lavoro pesante	440	220	220	190	250	165	275	135	305	105	335

Per apparecchi: $Q_{I,APP} = A_{APP} \text{ o } n^\circ \cdot q_{APP} \quad [KW \text{ o } W]$

POTENZA TERMICA SCAMBIATA PER IMPIANTO

$$\bullet Q_H = Q_T + Q_V - Q_{SOL} - Q_I \quad [KW \text{ o } W]$$

BILANCIO ENERGETICO

$$\bullet Q_T + Q_V - Q_{SOL} - Q_I - Q_H = 0 \quad [KW \text{ o } W]$$

Se richiede il bilancio energetico di una caldaia non devo inserire i guadagni.

TRASMITTANZA

$$\bullet \text{ OPACO} \rightarrow U_{OP} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n R_i + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$R = \frac{s}{\lambda}$$

$$\bullet \text{ TRASPARENTE} \rightarrow U_W = \frac{A_G \cdot U_G + A_F \cdot U_F + \psi_E \cdot L}{A_W} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

- U_W è solo per una finestra
- $A_W = A_G + A_F$
- $\psi_E \cdot L$ è il ponte termico tra telaio e vetro, esiste solo se abbiamo un doppio vetro in su. (per il vetro singolo non si calcola)
- $L = 2P$ tra telaio/vetro
- $A_G < A_W < U_F$

U_G → Trasmissanza del vetro

U_F → Trasmissanza del telaio

U_W → trasmissanza del infisso

U_{OP} → Trasmissanza della parte opaca

ψ_E → Trasmissanza dell'intercapedine

A_G → Area vetro

A_F → Area telaio

A_W → Area infisso

A_{OP} → Area parte opaca (- Area infisso)

L → Lunghezza del ponte termico

PORTATA DI VAPORE ACQUEO

$$\bullet m_V = \frac{Q_{I,L}}{h_V} = \left[\frac{W}{\frac{KJ}{Kg} \cdot 10^{-3}} \right] o \left[\frac{KW}{\frac{KJ}{Kg}} \right] = \left[\frac{Kg}{s} \right] \rightarrow \bullet 3600 \left[\frac{Kg}{h} \right]$$

$$h_V = 1,9 \cdot t_I + 2500 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$\bullet m_V = \frac{Q_{I,L}}{h_V} \cdot n^\circ \text{ (calcolata per numero di persone)}$$

$$\bullet Q_{I,L} = m_V \cdot h_v$$

$$\text{UNITÀ DI MISURA} \rightarrow x \cdot 10^{-5} \frac{Kg}{s} \rightarrow 0, x \cdot 10^{-4} \frac{Kg}{s}$$

m_V → Portata di vapore

UMIDITÀ SPECIFICA DELL'ARIA INTERNA

$$\cdot x_I = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_{vs}(t)}{101325 - \varphi \cdot p_{vs}(t)}$$

$$m_V = -m_a \cdot (x_E - x_I) \rightarrow m_V = -m_a \cdot x_E + m_a \cdot x_I \rightarrow \frac{m_V + m_a \cdot x_E}{m_a} = \frac{m_a \cdot x_I}{m_a} \rightarrow$$

$$x_I = \frac{m_V + m_a \cdot x_E}{m_a} \left[\frac{Kg_v}{Kg_a} \right]$$

UNITÀ DI MISURA

$$m_a = x \frac{l}{s} \rightarrow x \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 \frac{Kg}{m^3} \rightarrow x \cdot 1,2 \frac{Kg}{s}$$

ENTALPIA SPECIFICA DELL'ARIA INTERNA

$$\cdot h_I = (1 + x_I \cdot 1,9) \cdot t_I + 2500 \cdot x_I \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$\cdot h_I \rightarrow$ attraverso il bilancio energetico (dipende dalla formula di bilancio)

$$Q_T + Q_V - Q_{SOL} - Q_I - Q_H = 0$$

$$Q_T + [m_a \cdot (h_E - h_I)] - Q_{SOL} - Q_I - Q_H = 0$$

$$Q_T + [m_a \cdot h_E - m_a \cdot h_I] - Q_{SOL} - Q_I - Q_H = 0$$

$$\frac{Q_T + [m_a \cdot h_E] - Q_{SOL} - Q_I - Q_H}{m_a} = \frac{m_a \cdot h_I}{m_a}$$

$$h_I = \frac{Q_T + [m_a \cdot h_E] - Q_{SOL} - Q_I - Q_H}{m_a} \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

ENTALPIA SPECIFICA DELL'ARIA ESTERNA

$$h_E = (1 + x_E \cdot 1,9) \cdot t_E + 2500 \cdot x_E \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

• $h_E \rightarrow$ attraverso il bilancio energetico (dipende dalla formula di bilancio)

$$h_E = \frac{-Q_T + [m_a \cdot h_I] + Q_{SOL} + Q_I + Q_H}{m_a} \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$h_E = h_I - \frac{Q_T + Q_I}{m_a} = \left[\frac{KJ}{Kg} \right] - \frac{[W \text{ o } KW]}{\left[\frac{Kg}{s} \right]} = \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

CALCOLA DELLA TEMPERATURA INTERNA

$$Q_T + Q_V - Q_{SOL} - Q_I - Q_H = 0$$

$$Q_H + Q_{SOL} + Q_I = Q_T + Q_V$$

$$Q_H + Q_{SOL} + Q_I = [((U_{OP} \cdot A_{OP}) + (U_W \cdot A_W)) \cdot \Delta T] + [m_a \cdot 1000 \cdot \Delta T]$$

$$\Delta T = \frac{Q_H + Q_{SOL} + Q_I}{[((U_{OP} \cdot A_{OP}) + (U_W \cdot A_W))] + [m_a \cdot 1000]}$$

$$\text{ESTATE} \rightarrow t_I = t_E + \Delta T$$

$$\text{INVERNO} \rightarrow t_I = t_E - \Delta T$$

INDICE

$A_G \rightarrow$ Area vetro

I_{SOL} o $I \rightarrow$ Irradiazione solare

$TSET$ (o g) \rightarrow Fattore solare del vetro

$a \rightarrow$ Assorbimento solare delle superfici opache

I_{SOL} o $I \rightarrow$ Irradiazione solare

$h_E \rightarrow$ Coefficiente di cambio termico eliminare esterno

$m_a \rightarrow$ Portata d'aria

$c_a \rightarrow$ Capacita termica

$\varphi_a \rightarrow$ Massa volumica dell'aria

$n \rightarrow$ Ricambio d'aria

$V \rightarrow$ Volume del locale

$n^\circ \rightarrow$ Numero di persone

$U_G \rightarrow$ Trasmittanza del vetro

$U_F \rightarrow$ Trasmittanza del telaio

$U_W \rightarrow$ trasmittanza del infisso

$U_{OP} \rightarrow$ Trasmittanza della parte opaca

$\psi_E \rightarrow$ Trasmittanza dell'intercapedine

$A_G \rightarrow$ Area vetro

$A_F \rightarrow$ Area telaio

$A_W \rightarrow$ Area infisso

$A_{OP} \rightarrow$ Area parte opaca (- Area infisso)

$L \rightarrow$ Lunghezza del ponte termico

$m_V \rightarrow$ Portata di vapore