



Formulario completo fisica tecnica ambientale

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

FORMULARIO FISICA TECNICA AMBIENTALE

Kelvin:

$$T(K) = t(^{\circ}C) + 273.15 \quad [K]$$

Fahrenheit:

$$t(^{\circ}F) = \frac{9}{5} \cdot t(^{\circ}C) + 32 \quad [^{\circ}C]$$

Entalpia:

$$H = U + p \cdot V \quad [J]$$

Energia interna specifica:

$$u = \frac{U}{m} \quad [J/Kg]$$

Entalpia specifica:

$$h = \frac{H}{m} \quad [J/Kg]$$

Calore:

$$1 \text{ kcal} = 4186 \text{ J}$$

Capacità termica:

$$C = \frac{Q}{\Delta t} \quad \text{o} \quad C = c \cdot m \quad [J/^{\circ}C \text{ o } J/K]$$

Calore specifico:

$$c = \frac{Q}{\Delta t \cdot m} \quad [J/(^{\circ}CKg) \text{ o } J/(KKg)]$$

$$\text{aria: } c=1000 \text{ J}/(^{\circ}CKg) \quad \rho=1.2 \text{ Kg}/m^2$$

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t \quad [J]$$

$$\text{acqua: } c=4186 \text{ J}/(^{\circ}CKg) \quad \rho=1000 \text{ Kg}/m^2$$

$$m = \rho(\text{densità}) \cdot V(\text{volume del fluido})$$

CONDUZIONE TERMICA

Legge di Fourier:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \lambda \cdot \frac{t_1 - t_2}{s} \quad [W/m^2]$$

Conducibilità o conduttività termica della parete:

$$\lambda = \frac{\dot{Q}}{A} \cdot \frac{s}{t_1 - t_2} \quad [\text{W/mK o W/m}^\circ\text{C}]$$

$$\lambda_{\text{isolanti}} = 0.04 \text{ W/mK} \quad \lambda_{\text{aria q}} = 0.026 \text{ W/mK}$$

Flusso termico:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i} \cdot (t_1 - t_{n+1}) \quad [\text{W/m}^2]$$

Resistenza termica:

$$R = \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} \quad [(\text{m}^2\text{K})/\text{W o } (\text{m}^2^\circ\text{C})/\text{W}]$$

Conduttanza:

$$C = \frac{1}{R} = \Lambda \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K}) \text{ o } \text{W}/\text{m}^2^\circ\text{C}]$$

Profilo delle temperature:

$$t_2 = t_1 - \frac{\dot{Q}}{A} \cdot \frac{s_{12}}{\lambda_{12}} \quad [^\circ\text{C o K}]$$

CONVENZIONE TERMICA

Legge di Newton:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = h_c \cdot (t_p - t_a) \quad [\text{W/m}^2] \quad h_c = \text{coefficiente di scambio termico convettivo } [\text{W}/\text{m}^2^\circ\text{C}]$$

Convezione naturale

$$h_c \text{ (aria) da } 0.1 \text{ a } 30 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

$$h_c \text{ (acqua) da } 300 \text{ a } 12000 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

Convezione forzata

$$h_c \text{ (aria) da } 30 \text{ a } 300 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

$$h_c \text{ (acqua) da } 3000 \text{ a } 60000 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = A \cdot h_c \cdot (t_{sp} - t_{ai})$$

IRRAGGIAMENTO TERMICO

Fattore di assorbimento:

$$\alpha = \frac{\Phi_\alpha}{\Phi_i} \quad [\%]$$

Fattore di riflessione:

$$\rho = \frac{\Phi_r}{\Phi_i} \quad [\%]$$

Fattore di trasmissione:

$$\tau = \frac{\Phi_t}{\Phi_i} \quad [\%]$$

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

Potere emissivo:

$$E = \frac{d\Phi}{dA} \quad [\text{W/m}^2]$$

Potere emissivo spettrale:

$$E_\lambda = \frac{d^2\Phi}{dA d\lambda} \quad [\text{W/m}^2\text{nm}]$$



vale la seguente relazione: $E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda$

Corpo nero:

$$\frac{\forall \lambda (\text{lunghezza d'onda})}{\forall \theta (\text{direzione})}$$

Legge di Planck:

$$E_\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{c_2/\lambda \cdot T} - 1)} \quad [\text{W/m}^2\text{nm}]$$

Legge di Stefan-Boltzmann:

$$E = \sigma \cdot T^4$$

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \quad [\text{W/m}^2\text{K}^4]$$

Legge di Wien:

$$\lambda_{max} \cdot T = 2898 \mu\text{m} \cdot \text{K}$$

Legge di Kirchoff:

$$\varepsilon = \alpha \Rightarrow \text{l'emissività coincide con il coefficiente di assorbimento: } \varepsilon = \alpha = 1 \text{ corpo nero}$$

$$\varepsilon = \alpha < 1 \text{ corpo grigio}$$

Emissività:

$$\varepsilon = \frac{E_{CG}}{E_{CN}} \quad [\%]$$

Scambio di calore tra corpi grigi:

$$\frac{\dot{Q}_{irr}}{A} = F_{12} \cdot F_\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{W/m}^2]$$

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \quad [\text{W/m}^2\text{K}^4]$$

$$F_\varepsilon = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1}$$

$$Q = A \cdot h_r \cdot (t_1 - t_2) \quad [\text{W}]$$

h_r = coefficiente di scambio termico per irraggiamento o adduttanza [W/m^2K]

Scambio termico liminare (convezione + irraggiamento):

$$\frac{\dot{Q}_{conv}}{A} = h_c \cdot (t_p - t_a)$$

$$\frac{\dot{Q}_{irr}}{A} = h_r \cdot (t_p - t_s)$$



Ponendo $t_a = t_s$

$$\frac{\dot{Q}_{conv+irr}}{A} = (h_c + h_r) \cdot (t_p - t_s) \quad \Rightarrow \quad h = h_c + h_r \text{ [W/(m}^2\text{K) o W/m}^2\text{°C]}$$

h = coefficiente di scambio termico liminare o adduttanza

Trasmittanza termica:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot (t_i - t_e)} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Flusso di calore per unità di superficie:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = U \cdot (t_i - t_e) \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Flusso di calore che attraversa complessivamente la parete:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot (t_i - t_e) \text{ [W]}$$

Parete monostrato omogenea:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{t_i - t_e}{\frac{1}{h_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \text{ [W/(m}^2\text{K) o W/m}^2\text{°C]}$$

Parete multistrato (trasmissione del calore)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{j=1}^m R_j + \frac{1}{h_e}} \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$$

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{t_i - t_e}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{j=1}^m R_j + \frac{1}{h_e}} \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Determinazione delle temperature

$$\frac{\dot{Q}}{A} = U \cdot (t_i - t_e) = h_i \cdot (t_i - t_{pi}) \quad \Rightarrow \quad t_{pi} = t_i - \frac{\dot{Q}}{A} \cdot \frac{1}{h_i} = t_i - \frac{U}{h_i} \cdot (t_i - t_e)$$

Bilancio termico del componente opaco:

In assenza di radiazione solare: $\Phi_{OP} = U \cdot A \cdot (t_e - t_i)$

In presenza di radiazione solare: $\Phi_{OP} = U \cdot A \cdot (t_{sa} - t_i)$

$$t_{sa} = t_e + \frac{\alpha \cdot I}{h_e}$$

I=irradianza solare [W/m²]

α = coefficiente assorbimento solare

h_e = coefficiente di scambio termico liminare esterno

PSICOMETRIA

FASE SOLIDA

- **RELAZIONE LUNGHEZZA – TEMPERATURA**

$$l = l_0 * (1 + \delta t)$$

$$\frac{\Delta L}{L_0} = \delta \Delta T \quad [\delta] = \frac{1}{K}$$

$$\Delta L = \delta * \Delta T * L_0$$

$$L_{finale} = L_0 + \Delta L$$

l_0 = lunghezza del corpo a 0°C
 δ = coefficiente di dilatazione lineare
(dipende dal materiale)

- **RELAZIONE VOLUME – TEMPERATURA**

$$V = V_0 * (1 + \alpha t) \quad \alpha = 3\delta$$

V_0 = volume del corpo a 0°C
 α = coefficiente di dilatazione volumica
(dipende dal materiale)

FASE LIQUIDA

RELAZIONE VOLUME – TEMPERATURA

$$V = V_0 * (1 + \alpha t)$$

$$V_0 = \alpha * \Delta T * V_{iniziale}$$

FASE AERIFORME

$$V = V_0 * (1 + \alpha t)$$

$$V_0 = \alpha * \Delta T * V_{iniziale}$$

→ vale solo per l'aria a
pressione costante

TABELLA COEFFICIENTI DI DILATAZIONE LINEARE (δ)

Materiale	Coefficiente di dilatazione		Punto di fusione
Acciaio al carbonio	0,000012	$1,2 \times 10^{-5}$	1450-1530
Acciaio inox	0,000017	$1,7 \times 10^{-5}$	-
Alluminio	0,000024	$2,4 \times 10^{-5}$	658,7
Alluminio leghe	0,000023	$2,3 \times 10^{-5}$	550-650
Antimonio	0,000011	$1,1 \times 10^{-5}$	630
Argento	0,000019	$1,9 \times 10^{-5}$	960,5
Bismuto	0,000013	$1,3 \times 10^{-5}$	271
Bronzo (7,9%)	0,000018	$1,8 \times 10^{-5}$	900
Bronzo (14%)	0,000018	$1,8 \times 10^{-5}$	900
Bronzo fosforoso	0,000018	$1,8 \times 10^{-5}$	900
Cadmio	0,000031	$3,1 \times 10^{-5}$	231
Cobalto	0,000018	$1,8 \times 10^{-5}$	1490
Conglomerato cementizio	0,000012	$1,2 \times 10^{-5}$	-
Cromo	0,000008	$0,8 \times 10^{-5}$	1510
Ferro	0,000012	$1,2 \times 10^{-5}$	1450-1530
Ghisa comune	0,000011	$1,1 \times 10^{-5}$	1160-1300
Granito	0,000009	$0,9 \times 10^{-5}$	-
Legname fibra dolce	0,000004	$0,4 \times 10^{-5}$	-
Legname forte	0,000058	$5,8 \times 10^{-5}$	-
Magnesio	0,000022	$2,2 \times 10^{-5}$	650
Marmi	0,000007	$0,7 \times 10^{-5}$	-
Mattoni	0,000006	$0,6 \times 10^{-5}$	-
Mercurio	0,000181	$18,1 \times 10^{-5}$	-38,9
Molibdeno	0,000005	$0,5 \times 10^{-5}$	2500
Nichel	0,000013	$1,3 \times 10^{-5}$	1452
Oro	0,000015	$1,5 \times 10^{-5}$	1064
Ottone	0,000019	$1,9 \times 10^{-5}$	900
Piombo	0,000029	$2,9 \times 10^{-5}$	327,4
Platino	0,000009	$0,9 \times 10^{-5}$	1755
Polietilene AD	0,00020	20×10^{-5}	-
Polietilene BD	0,00020	20×10^{-5}	-
Polipropilene	0,00012	12×10^{-5}	-
PVC	0,00007	7×10^{-5}	-
Rame	0,000017	$1,7 \times 10^{-5}$	1083
Silicio	0,000008	$0,8 \times 10^{-5}$	1460
Stagno	0,000027	$2,7 \times 10^{-5}$	232
Tungsteno	0,000005	$0,5 \times 10^{-5}$	-
Vetro	0,000008	$0,8 \times 10^{-5}$	-
Vetro Pyrex	0,000003	$0,3 \times 10^{-5}$	-
Vetro temperato	0,000009	$0,9 \times 10^{-5}$	-
Volframio	0,000005	$0,5 \times 10^{-5}$	3000
Zinco	0,000031	$3,1 \times 10^{-5}$	419,4

L'allungamento (metri) si ottiene moltiplicando la lunghezza (metri) per il coefficiente di dilatazione e per i gradi °C di incremento della temperatura

ARIA UMIDA

ARIA SECCA + VAPORE ACQUEO

- Temperatura $\longrightarrow t [^{\circ}\text{C}]$
- Umidità specifica (o umidità massica) $\longrightarrow x [\text{kg}_v/\text{kg}_a]$
- Umidità relativa $\longrightarrow \varphi [\%]$
- Entalpia $\longrightarrow h [\text{kJ/kg}]$

UMIDITÀ SPECIFICA

- $x = m_v/m_a [\text{kg}_v/\text{kg}_a]$

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

- Dalla legge dei gas perfetti: $p * V = m * R m_v * T$

p = pressione del gas [Pa]
 V = volume occupato dal gas [m^3]
 m = massa del gas [kg]
 R = costante del gas [J/kg K]
 T = temperatura assoluta del gas [K]

- $p_a + p_v = p$

$$p_a * V = m_a * R_a * T \quad R_a = 287,2 \text{ J/kgK}$$

$$p_v * V = m_v * R_v * T \quad R_v = 461,9 \text{ J/kgK}$$

R_a = costante gas per l'aria secca [J/kgK]
 R_v = costante gas per il vapore acqueo [J/kgK]
 V = volume della miscela [m^3]
 T = temperatura assoluta miscela [K]
 p_a = pressione parziale aria secca [Pa]
 p_v = pressione parziale vapore acqueo [Pa]

$$x = \frac{m_v}{m_a} \quad \longrightarrow \quad x = 0,622 * \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 * \frac{\varphi * p_{vs}(t)}{p - \varphi * p_{vs}(t)}$$

$$(p = 101325)$$

UMIDITÀ RELATIVA

- $\varphi = m_v/m_{vs} [\%]$

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

- Dalle leggi dei gas perfetti: $\varphi = p_v/p_{vs} [\%]$

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

PRESSIONE DI SATURAZIONE DEL VAPORE ACQUEO IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA

pressione di saturazione in funzione della temperatura (Pa)										
θ in °C	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
30	4241	4265	4289	4314	4339	4364	4389	4414	4439	4464
29	4003	4026	4050	4073	4097	4120	4144	4168	4192	4216
28	3778	3800	3822	3844	3867	3889	3912	3934	3957	3980
27	3563	3584	3605	3626	3648	3669	3691	3712	3734	3756
26	3359	3379	3399	3419	3440	3460	3480	3501	3522	3542
25	3166	3185	3204	3223	3242	3261	3281	3300	3320	3340
24	2982	3000	3018	3036	3055	3073	3091	3110	3128	3147
23	2808	2825	2842	2859	2876	2894	2911	2929	2947	2964
22	2642	2659	2675	2691	2708	2724	2741	2757	2774	2791
21	2486	2501	2516	2532	2547	2563	2579	2594	2610	2626
20	2337	2351	2366	2381	2395	2410	2425	2440	2455	2470
19	2196	2210	2224	2238	2252	2266	2280	2294	2308	2323
18	2063	2076	2089	2102	2115	2129	2142	2155	2169	2182
17	1937	1949	1961	1974	1986	1999	2012	2024	2037	2050
16	1817	1829	1841	1852	1864	1876	1888	1900	1912	1924
15	1704	1715	1726	1738	1749	1760	1771	1783	1794	1806
14	1598	1608	1619	1629	1640	1650	1661	1672	1683	1693
13	1497	1507	1517	1527	1537	1547	1557	1567	1577	1587
12	1402	1411	1420	1430	1439	1449	1458	1468	1477	1487
11	1312	1321	1330	1338	1347	1356	1365	1374	1383	1393
10	1227	1236	1244	1252	1261	1269	1278	1286	1295	1303
9	1147	1155	1163	1171	1179	1187	1195	1203	1211	1219
8	1072	1080	1087	1094	1102	1109	1117	1124	1132	1140
7	1001	1008	1015	1022	1029	1036	1043	1050	1058	1065
6	935	941	948	954	961	967	974	981	988	994
5	872	878	884	890	897	903	909	915	922	928
4	813	819	824	830	836	842	848	854	860	866
3	757	763	768	774	779	785	790	796	801	807
2	705	710	715	721	726	731	736	741	747	752
1	656	661	666	671	676	680	685	690	695	700
0	611	615	619	624	629	633	638	642	647	652
-1	562	567	571	576	581	586	591	596	601	605
-2	517	521	526	530	535	539	544	548	553	557
-3	475	479	484	488	492	496	500	504	509	513
-4	437	441	444	448	452	456	460	464	468	471
-5	401	405	408	412	415	419	422	426	430	433
-6	368	371	375	378	381	384	388	391	394	398
-7	338	341	344	347	350	353	356	359	362	365
-8	309	312	315	318	320	323	326	329	332	335
-9	283	286	288	291	294	296	299	301	304	307
-10	259	262	264	266	269	271	274	276	278	281
-11	237	239	241	244	246	248	250	252	255	257
-12	217	219	221	223	225	227	229	231	233	235
-13	198	200	202	203	205	207	209	211	213	215
-14	181	182	184	186	187	189	191	193	194	196
-15	165	166	168	169	171	173	174	176	177	179

ENTALPIA SPECIFICA

- $$h = \frac{H}{m_a} = \frac{m_a}{m_a} * h_a + \frac{m_v}{m_v} * h_v = h_a + x * h_v \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

- $$h_{1+x} = C_{p,a} * t + x * (C_{p,v} * t + r_0) = (C_{p,a} + x * C_{p,v}) * t + r_0 * x$$



$$h_{1+x} = 1,006 * t + x * (1,875 * t + 2501) = (1,01 + x * 1,9) * t + 2500 * x$$

FORMULE INVERSE

$$t = \frac{h - 2500 * x}{1,01 + 1,9 * x}$$

$$x = \frac{h - 1,01 * t}{2500 + 1,9 * t}$$

TRASFORMAZIONE DELL'ARIA UMIDA

- $$\dot{m}_v = \dot{m}_a * (x_B - x_A)$$
- $$\dot{Q} = \dot{m}_a * (h_B - h_A)$$



quantità di calore ceduta o sottratta alla miscela

MISCELAZIONE A PIÙ PORTATE

$$\begin{cases} x_M = \frac{\dot{m}_{a,1} * x_1 + \dot{m}_{a,2} * x_2}{\dot{m}_{a,1} + \dot{m}_{a,2}} \\ h_M = \frac{\dot{m}_{a,1} * h_1 + \dot{m}_{a,2} * h_2}{\dot{m}_{a,1} + \dot{m}_{a,2}} \end{cases}$$

$$t_M = \frac{h_M - 2500 * x_M}{1,01 + 1,9 * x_M}$$

ILLUMINOTECNICA

VELOCITÀ DI PROPAGAZIONE

$$c = \lambda \cdot f \quad [\text{m/s}]$$

$$c_o = \lambda \cdot f = 3 \cdot 10^8 \quad [\text{m/s}] \quad \Rightarrow \quad \text{nel vuoto}$$

$$c = \frac{c_o}{n} \quad [\text{m/s}] \quad \Rightarrow \quad \text{negli altri mezzi} \quad n = \text{indice di rifrazione del mezzo}$$

INTENSITÀ ENERGETICA

$$I_e = \frac{d\Phi_e}{d\omega} \quad [\text{W/sr}] \quad \omega = \text{angolo solido}$$

ANGOLO SOLIDO

$$\omega = \frac{A}{R^2} \quad [\text{sr}] \quad \text{sr} = \text{steradiano}$$

FATTORE DI VISIBILITÀ RELATIVA

$$V(\lambda) = \frac{K(\lambda)}{K_{max}} \quad \Rightarrow \quad K_{max} = 683 \quad \text{lm/W}$$

FLUSSO LUMINOSO

Luce monocromatica:

$$\Phi_\lambda = K(\lambda) \cdot \Phi_{e,\lambda} \quad [\text{lm/nm}]$$

$$K(\lambda) = K_{max} \cdot V(\lambda)$$

$$\Phi_\lambda = K_{max} \cdot \Phi_{e,\lambda} \cdot V(\lambda) = K(\lambda) \cdot \Phi_{e,\lambda} \quad [\text{lm/nm}]$$

Luce eterocromatica:

$$\Phi = K_{max} \cdot \int_{380 \text{ nm}}^{780 \text{ nm}} \Phi_{e,\lambda} \cdot V(\lambda) \cdot d\lambda \quad [\text{lm}]$$

$$\Phi = K_{max} \cdot \int_{380 \text{ nm}}^{780 \text{ nm}} V \cdot \Phi_{e,\lambda} \cdot d\lambda = K_{max} \cdot \sum_{i=1}^n V_i \cdot \Phi_{e,\lambda_i} \cdot \Delta\lambda \quad [\text{lm}]$$

COLORE	λ (nm)
VIOLO	< 425
INDACO	425 - 488
BLU	488 - 493
BLU-VERDE	493 - 510
VERDE	510 - 552
VERDE-GIALLO	552 - 573
GIALLO	573 - 587
ARANCIO	587 - 645
ROSSO	> 645

INTENSITÀ LUMINOSA

$$I = \frac{d\Phi}{d\omega} \quad [\text{cd}]$$

LUMINANZA

$$L = \frac{d^2\Phi}{dA \cos\beta \cdot d\omega} \quad [\text{cd/m}^2 = \text{nit}]$$

$$L = \frac{dI}{dA \cdot \cos\beta} \quad [\text{cd/m}^2 = \text{nit}]$$

ILLUMINAMENTO

$$E = \frac{d\Phi}{dA} \quad [\text{lm/m}^2 = \text{lx}]$$

EMETTENZA LUMINOSA

$$M = \frac{d\Phi}{dA} \quad [\text{lm/m}^2]$$

INTERZIONE LUCE-SUPERFICI

Fattore di assorbimento:

$$\alpha_i = \frac{\Phi_a}{\Phi_i} \quad [\%]$$

Fattore di riflessione:

$$\rho_i = \frac{\Phi_r}{\Phi_i} \quad [\%] \quad \Rightarrow \quad M = \frac{\rho_i \cdot d\Phi_i}{A} = \rho_i \cdot E \quad \rho = \frac{d\Phi_r}{d\Phi_i} \quad d\Phi_r = \rho \cdot d\Phi_i$$

Fattore di trasmissione:

$$\tau_i = \frac{\Phi_t}{\Phi_i} \quad [\%]$$

INTERZIONE LUCE-SUPERFICI (COMPORTAMENTO SPETTRALE)

Fattore di assorbimento:

$$\alpha_{\lambda,i} = \frac{\Phi_{a,\lambda}}{\Phi_{i,\lambda}} \quad [\%]$$

Fattore di riflessione:

$$\rho_{\lambda,i} = \frac{\Phi_{r,\lambda}}{\Phi_{i,\lambda}} \quad [\%]$$

Fattore di trasmissione:

$$\tau_{\lambda,i} = \frac{\Phi_{t,\lambda}}{\Phi_{i,\lambda}} \quad [\%]$$

INTERZIONE LUCE-SUPERFICI (COMPORTAMENTO SPETTRALE)

Fattore di riflessione:

$$\rho_{\beta,\theta,I} = \frac{\Phi_{r,\beta,\theta}}{\Phi_{i,\beta}} \quad [\%]$$

Fattore di trasmissione:

$$\tau_{\beta,\theta,I} = \frac{\Phi_{t,\beta,\theta}}{\Phi_{i,\beta}} \quad [\%]$$

LUMINANZA → ILLUMINAMENTO

$$L = \frac{d^2\Phi}{dA \cdot \cos\alpha \cdot d\omega}$$

$$I_\alpha = I_0 \cdot \cos\alpha$$

$$L_\alpha = \frac{I_\alpha}{A \cdot \cos\alpha} = \frac{I_0 \cdot \cos\alpha}{A \cdot \cos\alpha} = \frac{I_0}{A}$$

$$L_\alpha = L_0 = L$$

$$\Phi_r = E \cdot \rho_I \cdot A = \pi \cdot I_0 \quad \Rightarrow \quad \Phi_r = \text{flusso luminoso riflesso dalla superficie elementare}$$

Φ_i = flusso luminoso incidente dalla superficie elementare

ρ_I = fattore di riflessione luminosa della superficie

$$L = \frac{I_0}{A} = \frac{\Phi_r}{\pi \cdot A} = \frac{M}{\pi} = \frac{E \cdot \rho_I}{\pi}$$

ILLUMINAMENTO PUNTUALE DA SORGENTI PUNTIFORMI

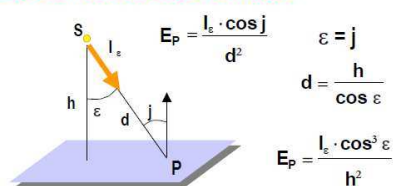
$$E_P = \frac{d\Phi}{dA} \quad d\Phi = I_\varepsilon \cdot d\omega \quad \varepsilon = \text{angolo di emissione}$$

$$E_P = \frac{I_\varepsilon \cdot d\omega}{dA} \quad d\omega = \frac{dA \cdot \cos j}{d^2} = \frac{A}{r^2} \quad j = \text{angolo di incidenza}$$

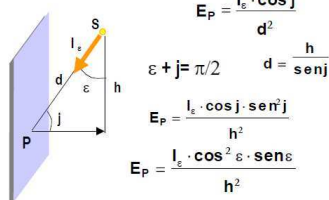
$$E_P = \frac{I_\varepsilon \cdot \cos j}{d^2}$$

ALCUNE APPLICAZIONI

ILLUMINAMENTO SU SUPERFICIE ORIZZONTALE
DA LAMPADA AD ASSE VERTICALE



ILLUMINAMENTO SU SUPERFICIE VERTICALE DA
LAMPADA AD ASSE VERTICALE



METODO DEL FLUSSO TOTALE

$$\Phi_t = \frac{E_m \cdot A}{U \cdot M} \quad [\text{lm}] \quad \Rightarrow \quad \begin{array}{l} U = \text{fattore di utilizzazione} \\ E_m = \text{illuminamento medio} \end{array}$$

M = fattore di manutenzione

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

A = area di piano utile

Φ_t = flusso luminoso totale emesso dalle sorgenti

$$E_m = \frac{\Phi_{lm,tot}}{A} \quad [\text{lx}]$$

$$\Phi_t = N \cdot \Phi_n \quad \Phi_n = \text{flusso nominale dalle sorgenti stesse}$$

$$\Phi_n = \text{Potenza [w]} \cdot \eta \text{ efficienza luminosa} \quad [\text{lm}]$$

$$N = \frac{\Phi_t}{\Phi_n} \quad N = \text{numero di apparecchi necessari}$$

FATTORE DI UTILIZZAZIONE

$$U = \frac{\Phi_u}{\Phi_t}$$

INDICE DEL LOCALE

Illuminazione diretta:

$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)} \quad a \text{ e } b = \text{larghezza e lunghezza locale}$$

h = altezza di sospensione degli apparecchi rispetto al piano utile

Illuminazione indiretta:

$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)} \quad h = \text{distanza soffitto-piano utile}$$

FATTORE DI MANUTENZIONE		parametro rappresentativo della riduzione del flusso luminoso emesso dagli apparecchi per invecchiamento e sporcamento
	M	
ordinario	0,8	
forte	0,7	
molto elevato	0,6	

DECADIMENTO DEL FLUSSO LUMINOSO

$$D = \frac{\Phi_t}{\Phi_i} \cdot 100 \quad [\%]$$

EFFICIENZA LUMINOSA

$$\eta = \frac{\Phi}{\Phi_e} = \frac{\text{flusso luminoso emesso}}{\text{potenza elettrica assorbita}} \text{ [lm/W]}$$

RENDIMENTO LUMINOSO

$$\eta = \frac{\Phi_a}{\Phi_s} = \frac{\text{flusso emesso dell'apparecchio}}{\text{flusso emesso dalla sorgente}} \text{ [%]}$$

ILLUMINAZIONE NATURALE

EFFICIENZA LUMINOSA DELLA RADIAZIONE SOLARE

$$\eta_n = \frac{\Phi_l}{\Phi_e} = \frac{\text{flusso luminoso}}{\text{flusso energetico}} = \frac{E}{I} \text{ [lm/W]} \quad E = \text{illuminamento}$$

$$E = \eta_n \cdot I$$

L'illuminamento naturale in un punto di un ambiente interno è determinato:

- dal flusso luminoso diretto proveniente dalle sorgenti primarie esterne (sole e volta celeste) $\rightarrow \Phi_d$
- dal flusso luminoso riflesso proveniente dalle ostruzioni e dalle superfici esterne (terreno, edifici adiacenti) $\rightarrow \Phi_{r,e}$
- dal flusso luminoso indiretto generato dalle riflessioni multiple che si verificano sulle superfici interne dell'ambiente $\rightarrow \Phi_{r,i}$

$E_i = E_d + E_{r,e} + E_{r,i} \text{ [lux]}$

VALORI CARATTERISTICI	
RADIAZIONE GLOBALE - CIELO SERENO	80 - 115 lm/W
RADIAZIONE GLOBALE - CIELO COPERTO	100 - 130 lm/W
RADIAZIONE DIFFUSA - CIELO SERENO	110 - 150 lm/W
RADIAZIONE DIRETTA	50 - 120 lm/W

FATTORE DI LUCE DIURNA

$$FLD = \frac{E_i}{E_{e,h}} = \frac{E_d + E_{r,e} + E_{r,i}}{E_{e,h}} \text{ [%]}$$

E_i = illuminamento in un punto interno all'ambiente

E_{e,h} = illuminamento su un piano orizzontale esterno, dovuto all'intera volta celeste, escludendo il contributo della radiazione solare diretta

$$FLD = SC + ERC + IRC$$

SC = E_d / E_{e,h} = componente diretta

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

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

FATTORE MEDIO DI LUCE DIURNA

$$FLD_m = \frac{E_{i,med}}{E_{e,h}} = \frac{E_{e,h} \cdot \varepsilon \cdot A_f \cdot \tau_I}{E_{e,h} \cdot (1 - \rho_{I,m}) \cdot A_{tot}} = \frac{\varepsilon \cdot A_f \cdot \tau_I}{(1 - \rho_{I,m}) \cdot A_{tot}} \quad [\%]$$

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

$$E_{i,med} = \frac{E_{e,h} \cdot \varepsilon \cdot A_f \cdot \tau_I}{(1 - \rho_{I,m}) \cdot A_{tot}}$$

$$\Phi_{en} = \Phi_a$$

$$\Phi_a = E_{i,med} \cdot \alpha_{l,m} \cdot A_{tot} = E_{i,med} \cdot (1 - \rho_{I,m}) \cdot A_{tot}$$

Φ_{en} = flusso luminoso entrante in ambiente

Φ_a = flusso luminoso assorbito dall'ambiente

$$\Phi_{en} = E_{e,h} \cdot \varepsilon \cdot A_f \cdot \tau_I$$

A_f = superficie vetrata netta della finestra

τ_I = fattore di trasmissione luminosa del vetro

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

FATTORE MEDIO DI LUCE DIURNA SECONDO LA NORMATIVA ITALIANA

$$FLD_m = \frac{A_f \cdot \tau_I}{(1 - \rho_{I,m}) \cdot Area_{tot}} \cdot \varepsilon \cdot \psi \quad [\%]$$

$$\tau_I = -\rho_v + 1 - \alpha_v = \frac{FLD_m - A_{tot} \cdot (1 - \rho_{I,m})}{A_f \cdot \varepsilon \cdot \psi}$$

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

$$\rho_v = +1 - \tau_I - \alpha_v$$

$$\rho_{I,m} = \frac{\rho_{pareti} \cdot (S_{pareti} - S_{finestre}) + \rho_{soff} \cdot S_{soff} + \rho_{finestre} \cdot S_{finestre}}{A_{tot}}$$

$$SC = \frac{\text{area di cielo vista attraverso la superficie vetrata}}{2 \cdot \text{area totale del diagramma}} \cdot \tau_I \quad [\%]$$

$$ERC = \frac{\text{area di ostruzione vista attraverso la superficie vetrata}}{2 \cdot \text{area totale del diagramma}} \cdot C \cdot \tau_I \quad [\%] \quad (\text{no con ostruzioni})$$

C = costante di riduzione che tiene conto del fattore di riflessione luminosa della superficie dell'ostruzione (C=0.1-0.2)

CALCOLO DELLA COMPONENTE DIFFUSA (IRC)

$$IRC = \frac{A_f \cdot \tau_I \cdot \rho_{I,m}}{(1 - \rho_{I,m}) \cdot A_{tot}} \cdot \varepsilon \cdot \psi \quad [\%]$$

Illuminamento prodotto dal campo diffuso:

$$E_{r,i} = \frac{\Phi_{en} \cdot \rho_{I,m}}{(1 - \rho_{I,m}) \cdot A_{tot}}$$

METODO DEL FLUSSO TOTALE (FINESTRE VERTICALI)

$$E_i = E_{e,f} \cdot \tau_I \cdot CU \quad [\text{lux}]$$

CU=fattore di utilizzazione (da tabelle)

RISPARMIO DI ENERGIA GIORNALIERO

$$Q_e = \Phi_{lum} / P \cdot N \cdot ore$$

$$\Delta Q_e = Q_{e1} - Q_{e2} \quad [\text{Wh}]$$

VALORI DI ILLUMINAMENTO RICHIESTI IN RAPPORTO ALLE ATTIVITA'

TIPO DI INTERNO, COMPITO E ATTIVITA'	ILLUMINAMENTO MEDIO DI ESERCIZIO (lux)
UFFICI	
scrittura, dattilografia, lettura, elaborazione dati	500
disegno tecnico	750
EDIFICI SCOLASTICI	
aule educazione artistica in scuola d'arte	750
aule scolastiche	300
EDIFICI DI CURA	
corsie, illuminazione per visita semplice	300
chirurgia, illuminazione area operatoria	da 10.000 a 100.000
AMBIENTI COMUNI	
area di circolazione, corridoi	100
scale, pianerottoli, ascensori	150

- Circolare del Ministero dei Lavori pubblici n° 3151 del 22/5/1967 indirizzata all'edilizia civile sovvenzionata
- Circolare del Ministero dei Lavori pubblici n° 13011 del 22/12/1974 indirizzata all'edilizia ospedaliera
- Decreto del Ministero della Sanità del 5/7/1975 indirizzato all'edilizia residenziale
- Decreto Ministeriale del 18/12/1975 indirizzato all'edilizia scolastica
- Normativa Tecnica della regione Emilia Romagna n°48 del 3/11/1984 per l'edilizia residenziale pubblica
- UNI 10840 "Locali scolastici - criteri generali per l'illuminazione artificiale e naturale", marzo 2000

	FLD _m ≥ 1%	FLD _m ≥ 2%	FLD _m ≥ 3%	FDL _m ≥ 5%
Edilizia residenziale	—	tutti i locali di abitazione	—	—
Edilizia scolastica	uffici, spazi di distribuzione, scale, servizi igienici	palestre, refettori, e aule comuni	ambienti a uso didattico, laboratori	aule giochi, aule nido
Edilizia ospedaliera	come edilizia scolastica	palestre e refettori	ambienti di degenza, diagnostica, laboratori	—

$$\text{Da lm a Klm} \rightarrow \frac{\text{numero}}{1000}$$

ACUSTICA

PRESSIONE SONORA

$$\Delta p(t) = p(t) - p_a \quad [\text{Pa}]$$



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

p_a =pressione statica (per la propagazione in aria p_a =pressione atmosferica)

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

Valore efficace:

$$p_{eff} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T [\Delta p(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad [\text{Pa}]$$

$$p_{eff} = \frac{\Delta p_{max}}{\sqrt{2}} \quad [\text{Pa}]$$

PERIODO

$$T = \frac{1}{f} \quad [\text{s}]$$



f =frequenza $[\text{Hz}]$

VELOCITÀ DEL SUONO

$$c = \lambda \cdot f \quad [\text{m/s}]$$



c (aria a 20°C)=340 m/s

λ =lunghezza d'onda

INTENSITÀ SONORA

Onde piane:

$$I = \frac{W}{s} = \frac{\text{potenza}}{\text{superficie}} \quad [\text{W/m}^2]$$

Onde sferiche:

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} \quad [\text{W/m}^2]$$

$$I = \frac{p^2}{\rho \cdot c} = \frac{\text{pressione}^2}{\text{rho} \cdot \text{velocità di propagazione}} \quad [\text{W/m}^2]$$

ρ =massa volumica del mezzo nel quale si propaga l'onda sonora $[\text{Kg/m}^3]$

$$\rho \cdot c = 421 \quad [\text{Kg/m}^2\text{s}]$$

DENSITÀ SONORA

$$U = \frac{E}{V} = \frac{\text{energia sonora localizzata}}{\text{volume}} \quad [J/m^3]$$

LIVELLO DI INTENSITÀ SONORA

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad [\text{dB}] \quad \Rightarrow \quad I_0 = 10^{-12} [W/m^2]$$

LIVELLO DI PRESSIONE SONORA

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad [\text{dB}] \quad \Rightarrow \quad p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$$

SOMMA DEI LIVELLI SONORI

$$L_{ITOT} = 10 \log \left(\frac{\sum_{i=1}^n I_i}{I_0} \right) = 10 \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{I,i}}{10}} \right) \quad [\text{dB}]$$

$$L_{pTOT} = 10 \log \left(\frac{\sum_{i=1}^n p_i^2}{p_0^2} \right) = 10 \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{p,i}}{10}} \right) \quad [\text{dB}]$$

LIVELLO DI POTENZA SONORA

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad [\text{dB}] \quad \Rightarrow \quad W_0 = 10^{-12} [W]$$

LIVELLO SONORO GLOBALE LINEARE

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

LIVELLO SONORO GLOBALE PONDERATO

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

SUONO NEGLI AMBIENTI CONFINATI

Fattore di riflessione:

$$r = \frac{W_r}{W}$$

Fattore di assorbimento:

$$a' = \frac{W_{a'}}{W}$$

Fattore di trasmissione:

$$t = \frac{W_t}{W}$$

$$r + a' + t = 1$$

FATTORE DI ASSORBIMENTO ACUSTICO

$$a = a' + t = \text{energia dissipata} + \text{energia trasmessa}$$

ASSORBIMENTO ACUSTICO TOTALE DI UN AMBIENTE

$$A_{TOT} = \sum_{i=1}^k a_i \cdot s_i + \sum_{j=1}^m n_j \cdot A_j \quad [m^2]$$

$$A_{TOT1} = \text{assorbimento medio} \cdot \text{superficie totale}$$

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

s_i [m²] = area dell'i-esima superficie

k [-] = numero di superfici

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

A_j [m²] = assorbimento di una unità del j-esimo tipo

m [-] = numero di tipi di unità assorbenti

$$A_{TOT,ott} = 0,16 \cdot \frac{V}{t_{60,ott}}$$

FATTORE DI ASSORBIMENTO ACUSTICO MEDIO DI UN AMBIENTE

$$a_m = \frac{\sum a_i \cdot s_i + \sum n_j \cdot A_j}{\sum s_i} = \frac{A_{TOT}}{\sum s_i}$$

SORGENTE SFERICA IN CAMPO LIBERO

$$I = \frac{W}{4\pi d^2} \quad [W/m^2]$$

SORGENTE OMNIDIREZIONALE IN PRESENZA DI SUPERFICI RIFLETTENTI

$$I = Q_\theta \cdot \frac{W}{4\pi d^2} \quad [W/m^2]$$

TEMPO CONVENZIONALE DI RIVERBERAZIONE

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

VALORE OTTIMALE DEL TEMPO CONVENZIONALE DI RIVERBERAZIONE

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

FREQUENZA DI RISONANZA

$$f_0 = 60 \cdot \sqrt{\frac{1}{m \cdot d}} \quad [Hz]$$

RISUONATORE ACUSTICO

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S}{V(l+0.8d)}} \quad [Hz]$$

PANNELLO FORATO RISONANTE

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{p}{Dh}} \quad [Hz]$$

POTERE FONOISOLANTE

$$R = 10 \log \frac{1}{t} = 10 \log \frac{W}{W_t} \quad [dB]$$

INCIDENZA NORMALE

$$R_0 = 20 \log(fm) - 42.5 \quad [dB]$$

INCIDENZA DIFFUSA

$$R = 20 \log(fm) - 48 \quad [dB] \quad m = \text{massa volumica} \cdot \text{spessore}$$

POTERE FONOISOLANTE MEDIO

$$R_m = 10 \log \frac{1}{t_m} \quad [dB]$$

$$t_m = \frac{t_1 \cdot s_1 + t_2 \cdot s_2 + t_3 \cdot s_3}{s_1 + s_2 + s_3}$$

$$R_m = 10 \log \frac{s_1 + s_2 + s_3}{t_1 \cdot s_1 + t_2 \cdot s_2 + t_3 \cdot s_3}$$

$$t_1 = 10^{\left(-\frac{R_1}{10}\right)}$$

$$t_2 = 10^{\left(-\frac{R_2}{10}\right)}$$

$$t_n = 10^{\left(-\frac{R_n}{10}\right)}$$

POTERE FONOISOLANTE APPARENTE

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

W = potenza sonora incidente sul divisorio

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

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

$$R' = R - \frac{2}{4} \quad [\text{dB}]$$

$$R' = L_{p1} - L_{p2} + 10 \log \cdot \frac{S_{dv}}{A_{TOT,2}}$$

$$L_2 = L_1 - R' + 10 \log \frac{S}{A_{TOT,2}} \quad (\text{per } R' \text{ posso usare anche } R_m)$$

L1 [dB] = livello sonoro o intensità nell'ambiente disturbante

L2 [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

ISOLAMENTO ACUSTICO

$$D = L_1 - L_2 = R' - 10 \log \frac{S}{A_{TOT,2}}$$

SUPERFICIE PANNELLI E %

$$S_{pann} = \frac{A_{TOT,ott} - \alpha_{pav} \cdot S_{pav} - \alpha_{par} \cdot S_{par} - \alpha_{sof} \cdot S_{sof}}{\alpha_{pann} - \alpha_{sof}}$$

$$\%_{pann} = \frac{S_{pann}}{S_{sof}}$$

PER TROVARE LIVELLO PONDERATO A

f (Hz)	125	200	500	1000	2000	4000
valori di correzione curva A	-16,1	-8,6	-3,2	0	1,2	1

Livello..Hz – valori di correzione curvaA

INVOLUCRO TRASPARENTE

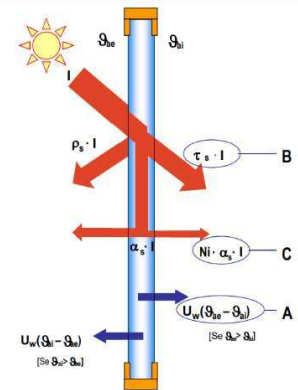
BILANCIO ENERGETICO

$$\Phi = A + B + C$$

A=flusso termico dovuto alla differenza di temperatura tra interno ed esterno

B=energia radiante solare trasmessa attraverso il componente trasparente

C=frazione dell'energia solare incidente assorbita e successivamente riemessa all'interno



$$\Phi_{globale\ trasmesso\ vetrata} = \Phi_{\Delta t} + \Phi_{sol,diretto} + \Phi_{sol,assorbito} \quad [W]$$

$$\Phi_{\Delta t} = U_W \cdot A_W \cdot (t_{ai} - t_{ae})$$

$$\Phi_{sol,diretto} = \tau_{sol} \cdot A_g \cdot I$$

$$\Phi_{sol,assorbito} = N_i \cdot \alpha_{sol} \cdot I \cdot A_g$$

$$\Phi = U_W \cdot A_W \cdot (\vartheta_{ae} - \vartheta_{ai}) + \tau_{sol} \cdot A_g \cdot I + N_i \cdot \alpha_{sol} \cdot I \cdot A_g$$

$$U_W/K=\text{trasmissione termica} \quad [W/m^2K]$$

ϑ_{ai} = temperatura dell'aria interna

ϑ_{ae} = temperatura dell'aria esterna

I=irradianza solare $[W/m^2]$

τ_{sol} =coefficiente di trasmissione solare

N_i =frazione dell'energia solare assorbita e ceduta all'ambiente per irraggiamento e convezione

$$\Phi = \Phi_W + \Phi_S$$

$$\Phi_W = U_W \cdot A_W \cdot (\vartheta_{ae} - \vartheta_{ai})$$

$$\Phi_S = \tau_{sol} + N_i \cdot \alpha_{sol} \cdot I \cdot A_g = TSET \cdot I \cdot A_g$$

A_W =area della finestra

$$TSET = \tau_{sol} + N_i \cdot \alpha_{sol}$$

A_g =area della vetrata (senza telaio)

TSET/g/FS=coefficiente di trasmissione solare totale

- Usiamo la differenza di temperatura se si parla di bilancio sensibile

$$\Phi_{vent,sens} = \dot{m}_a \cdot c_{pa}(t_e - t_i)$$

- Usiamo la differenza di entalpia se trattiamo sia la quota sensibile sia quella latente

$$\Phi_{vent,TOT} = \dot{m}_a(h_e - h_i)$$

TRASMITTANZA TERMICA DELLA FINESTRA

$$U_W = \frac{A_g \cdot U_g + A_f \cdot U_f + I_g \cdot \psi_g}{A_g + A_f} \quad [W/m^2K]$$

$$A_g + A_f = A_W$$

Vetro singolo:

$$U_W = \frac{A_g \cdot U_g + A_f \cdot U_f}{A_g + A_f}$$

U_g =trasmissione termica del componente trasparente

A_g =area del componente trasparente

A_f =area del telaio

U_f =trasmissione termica del telaio

I_g =perimetro totale della vetrata

ψ_g =trasmissione termica lineare

TRASMITTANZA TERMICA DELL'ELEMENTO TRASPARENTE

$$U_g = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{j=1}^{n-1} R_j + \frac{1}{h_i}} \quad [W/m^2K]$$

h_e =coefficiente di scambio termico liminare esterno

λ_j =conduttività termica del vetro (pari a circa 1 W/mK)

s_j =spessore del vetro

h_i =coefficiente di scambio termico liminare interno

R_j =resistenza termica dell'intercapedine

n =numero di lastre costituenti il componente trasparente

I valori di h_e ed h_i dipendono dalla velocità del vento. Per le pareti interne si assume normalmente un valore di 8.3 W/m²K, per le pareti esterne:

h_e [W/m²K]	velocità del vento		
	2 m/s	4 m/s	6 m/s
	14,7	21,0	26,8

Se si vogliono confrontare prestazioni di componenti diversi si utilizzano i seguenti valori:

PERIODO INVERNALE		PERIODO ESTIVO	
$h_e = 25$ [W/m²K]		$h_e = 14.5$ [W/m²K]	
$h_i = 3,6 + 4,4 \cdot \varepsilon_i / 0.84$ [W/m²K]		$h_i = 2,7 + 5,5 \cdot \varepsilon_i / 0.84$ [W/m²K]	

Nel caso di lastra non trattata si assume l'emissività $\varepsilon_i = 0,84$

TRASMITTANZA TERMICA DELLA FINESTRA

$$U_{WS} = \left(\frac{1}{U_w} + \Delta R \right)^{-1}$$

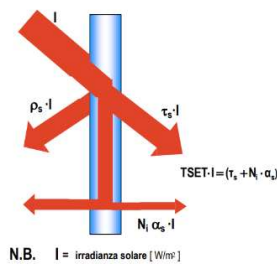
$$R_w = \frac{1}{U_w}$$

ΔR =resistenza aggiuntiva a dovuta alla eventuale presenza della schermatura abbassata, che crea un'ulteriore intercapedine (ventilata) e un ulteriore strato resistente

Valori della resistenza termica aggiuntiva [m^2K/W] dovuta a schermi o a tapparelle completamente abbassate[Norma UNI 10077-1]

Tipo di chiusura	Resistenza termica caratteristica della chiusura	Resistenze termiche addizionali per una specifica permeabilità all'aria delle chiusure		
		Alta permeabilità all'aria	Media permeabilità all'aria	Bassa permeabilità all'aria
Chiusure avvolgibili in alluminio	0.01	0.09	0.12	0.15
Chiusure avvolgibili in legno e plastica senza riempimento in schiuma	0.10	0.12	0.16	0.22
Chiusure avvolgibili in legno e plastica con riempimento in schiuma	0.15	0.13	0.19	0.26
Chiusure in legno da 25 mm a 30 mm di spessore	0.20	0.14	0.22	0.30

COEFFICIENTE DI TRASMISSIONE SOLARE TOTALE TSET



PROPRIETÀ OTTICO SOLARI

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

Coefficiente di trasmissione solare

$$\tau_s = \frac{\Phi_{s,t}}{\Phi_{s,i}} \quad [\%]$$

Coefficiente di riflessione solare

$$\rho_s = \frac{\Phi_{s,r}}{\Phi_{s,i}} \quad [\%]$$

Coefficiente di assorbimento solare

$$\alpha_s = \frac{\Phi_{s,a}}{\Phi_{s,i}} \quad [\%]$$

FATTORE DI TRASMISSIONE SOLARE TOTALE g_{tot}

Per schermo collocato all'interno:

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

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

Per schermo collocato all'esterno:

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

$\tau_{e,B}$ =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, 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 $\left(\frac{1}{U_g} + \frac{1}{G_1} + \frac{1}{G_2}\right)^{-1}$

FATTORE DI RIDUZIONE PER OMBREGGIATURA

$$F_{sh,ob} = F_{hor} \cdot F_{ov} \cdot F_{fin}$$

VALORI DI RIFERIMENTO $\psi_g \rightarrow$ DISTANZIATORE

Frame type	Linear thermal transmittance for different types of glazing ψ_g	
	Double or triple glazing uncoated glass air- or gas-filled	Double ^a or triple ^b glazing low-emissivity glass air- or gas-filled
Wood or PVC	0,06	0,08
Metal with a thermal break	0,08	0,11
Metal without a thermal break	0,02	0,05
^a One pane coated for double glazed. ^b Two panes coated for triple glazed.		

BILANCIO TERMICO E CARICO TERMICO

BILANCIO DI MASSA

$$\dot{m}_{v,I} + \dot{m}_{v,H} + \dot{m}_a \cdot x_e - \dot{m}_a \cdot x_i \approx 0 \quad \dot{m}_{v,I} + \dot{m}_{v,H} + \dot{m}_a \cdot (x_e - x_i) \approx 0$$

$\dot{m}_{v,I}$ =portata in massa di vapore acqueo o di acqua nebulizzata prodotta dalle sorgenti interne [kg/s]

$\dot{m}_{v,H}$ =portata in massa di vapore acqueo o di acqua nebulizzata prodotta dall'impianto termico [kg/s]

\dot{m}_a =portata in massa di aria secca introdotta in ambiente per infiltrazioni o ventilazione naturale [kg/s]

x_e =umidità specifica dell'aria esterna [kgv/kg]

x_i =umidità specifica dell'aria interna [kgv/kg]

$$\dot{m}_{v,vent} = \dot{m}_a \cdot (x_e - x_i)$$

CARICHI SENSIBILI E LATENTI

$$\Phi_I = \Phi_{I,s} + \Phi_{I,l} = \Phi_{I,s} + \dot{m}_{v,I} \cdot h_{v,I}$$

$$\dot{m}_v = \frac{\text{temperatura latente tabella [W]} \cdot \text{numero persone}}{1,9 \cdot \text{temperatura} + 2500} \quad [\text{kg}_v/\text{s}]$$

PRODUZIONE TERMICA DEL CORPO UMANO

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	30
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 determinare la portata di vapore acqueo \dot{m}_v prodotto alle diverse temperature e in diverse condizioni di metabolismo si può scrivere:

$$\dot{m}_v = \frac{Q_L}{2538}$$

dove 2538 kJ/kg è il valore assunto per l'entalpia del vapore a temperatura ambiente 20 °C, in condizioni di lavoro di ufficio $h_v = 1,9 \cdot t + 2500$

BILANCIO DI ENERGIA

Carico termico sensibile:

$$\Phi_T + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_H$$

Carico termico latente:

+

$$\dot{m}_{v,I} \cdot h_{v,I} + \dot{m}_{v,H} \cdot h_{v,H} \rightarrow \text{solo se c'è umidificatore}$$

Carico di ventilazione:

+

$$\dot{m}_a \cdot h_e - \dot{m}_a \cdot h_i = 0$$

$h_{v,I}$ =entalpia specifica del vapore acqueo o di acqua nebulizzata prodotta dalle sorgenti interne [kJ/kg]

$h_{v,H}$ =entalpia specifica del vapore acqueo o di acqua nebulizzata prodotta dall'impianto termico [kJ/kg]

h_e =entalpia specifica dell'aria esterna [kJ/kg]

h_i =entalpia specifica dell'aria interna [kJ/kg]

$$\Phi_T + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_H + \Phi_{vent} = 0$$

- $\Phi_T = \Phi_{Tr}$ = flusso trasmesso \rightarrow solo sensibile / o positivo (entrante se $t_e > t_i$)

o negativo (uscente se $t_e < t_i$)

$$\Phi_{Tr} = U \cdot A \cdot (\Delta t \text{ più alta} - \text{più bassa})$$

$$t_{sole/aria} = t_e + \frac{I \cdot \alpha}{h_e} \quad (\text{non bisogna calcolarla per le finestre perché non c'è irradianza } t_e - t_i)$$

- $\Phi_S = \Phi_{Sol}$ = flusso solare \rightarrow solo sensibile / sempre positivo (entrante)

$$\Phi_{sol} = A \cdot \tau \cdot I$$

- $\Phi_{I,s} = \Phi_{I,persone}$ = flusso trasmesso dalle persone \rightarrow sia sensibile che latente / sempre positivo (entrante)

I = irradianza
 α = coefficiente di assorbimento
 h_e = entalpia specifica esterna
 τ o TSET = fattore solare

- Φ_H = flusso degli apparecchi \rightarrow sia sensibile che latente / positivo (se il calore è fornito)
negativo (se il calore è sottratto)

$$\Phi_H = \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_{vent}$$

- $\Phi_{vent} = \Phi_{cond} = \dot{m}_a(h_e - h_i)$ = flusso di ventilazione \rightarrow sia sensibile sia latente/ negativo

$$\Phi_{vent} = \dot{m}_a \cdot c_{p,aria} (\Delta t \text{ più alta} - \text{più bassa})$$

$$\Phi_{vent} = 0.35 \cdot \text{numero ricambi per ora} \cdot V \cdot (t_i - t_e)$$

c_{pa} = calore specifico

Aria $\rightarrow c = 1000 \text{ J/}^\circ\text{C Kg}$ $\rho = 1,2 \text{ Kg/m}^3$

Acqua $\rightarrow c = 4186 \text{ J/}^\circ\text{C Kg}$ $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$

Per trovare h aria esterna o interna

$$(h_e - h_i) = \frac{-(\Phi_T + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_H + \Phi_{vent})}{\dot{m}_a} \rightarrow h_i = h_e - \frac{-(\Phi_T + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_H + \Phi_{vent})}{\dot{m}_a}$$

BILANCIO DI ENERGIA SENSIBILE

Nel caso di ventilazione con aria esterna:

$$\dot{m}_a \cdot c_a \cdot (t_e - t_i) + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_H = 0 \text{ [kW]}$$

Nel caso di ventilazione con aria trattata:

$$\dot{m}_a \cdot c_a \cdot (t_{su} - t_i) + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_H = 0 \text{ [kW]}$$

CALCOLO INVERNALE DI PROGETTO

$$\Phi_H = \Phi_D + \Phi_V$$

$$\Phi_D = \Phi_{OP} + \Phi_{PT} + \Phi_W$$

Φ_{OP} = flusso termico per trasmissione attraverso i componenti opachi esterni

$$\Phi_{OP} = \sum_{j=1}^n U_{OP,j} \cdot A_j \cdot (\vartheta_{ai} - \vartheta_{ae}) \cdot e_j$$

Φ_{PT} = flusso termico per trasmissione attraverso i ponti termici

$$\Phi_{PT} = \sum_{j=1}^n \psi_{l,j} \cdot L_j \cdot (\vartheta_{ai} - \vartheta_{ae}) \cdot e_j$$

Φ_W = flusso termico per trasmissione dovuta alla differenza di temperatura attraverso l'elemento di involucro trasparente

$$\Phi_W = \sum_{j=1}^n U_{w,j} \cdot A_j \cdot (\vartheta_{ai} - \vartheta_{ae}) \cdot e_j$$

e_j = correzione per esposizione, che permette di tener conto della diversa irradianza solare che incide sulle superfici, della diversa umidità delle pareti, della diversa velocità e temperatura dei venti.
[UNI EN 12831/2006]

Valori correttivi e							
N	NE	E	SE	S	SO	O	NO
1.20	1.20	1.15	1.10	1.00	1.05	1.10	1.15

PROGETTO RISCALDAMENTO INVERNALE DISPERSIONI TERMICHE PER VENTILAZIONE

$$|\Phi_V| = \dot{m}_a \cdot c_a \cdot (t_i - t_e) \quad [\text{kJ/s}=\text{kW}]$$

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot \dot{V}_0 = \text{portata di aria esterna}$$

$$\rho_a = \text{massa volumica dell'aria } [\text{kg/m}^3]$$

$$\dot{V}_0 = \text{portata volumica di aria immessa in ambiente } [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\dot{m}_a = \frac{n}{3600} \cdot V \cdot \rho_a$$

$$|\Phi_V| = \frac{n}{3600} \cdot V \cdot \rho_a \cdot c_a \cdot (t_i - t_e) = 0.35 \cdot n \cdot V \cdot (t_i - t_e)$$

V=volume netto dell'ambiente

FABBISOGNO ENERGETICO DEGLI EDIFICI

$$Q_H = Q_T + Q_V - \eta_u \cdot (Q_I + Q_S)$$

η_u =fattore di utilizzazione degli apporti gratuiti [%]

$$Q_V = \text{carico termico per ventilazione} \rightarrow 0,34 \cdot \text{numero ricambi ora} \cdot \text{volume} \cdot (t_e - t_i)$$

$$0,34 = \frac{\rho \cdot c_p}{3600} \rightarrow \rho = \text{densità aria} = 1.2 \text{ kg/m}^3 \quad c_p = \text{calore specifico aria} = 1000 \text{ J/kgK}$$

$$n \cdot V = \dot{m} \rightarrow \dot{m} = \text{portata m}^3/\text{h}$$

TERMODINAMICA

LAVORO TERMODINAMICO

Per una trasformazione termodinamica reversibile:

$$L = \int_{\text{stato iniz}}^{\text{stato fin}} p \cdot dV$$

Per una trasformazione irreversibile:

$$L = \int_{\text{stato iniz}}^{\text{stato fin}} p \cdot dV - R$$

R=lavoro compiuto dalle forze di attrito

1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA SISTEMI CHIUSI

$$Q - L = U_{fin} - U_{iniz} = \Delta U$$

1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA SISTEMI APERTI (REGIME STAZIONARIO)

$$Q - L_a = H_u - H_e = \dot{m}_u \cdot h_u - \dot{m}_e \cdot h_e = \dot{m} \cdot (h_u - h_e)$$

In termini istantanei si ottiene:

$$\dot{Q} - \dot{L}_a = \dot{m}_u \cdot h_u - \dot{m}_e \cdot h_e = \dot{m} \cdot (h_u - h_e)$$

MACCHINE TERMICHE

Ciclo diretto

Motore termico

$$\eta = \frac{L}{Q_1} < 1$$

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - |Q_2|}{Q_1} = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} \quad Q_1 = \frac{L \text{ o } Q}{\eta}$$

$$\dot{m} = \frac{Q_1}{\dot{Q} \text{ o potere calorifico}}$$

Calcolo inverso

Macchina frigorifera, Pompa di calore

$$\varepsilon / E_\eta = \frac{Q_2}{L}$$

Macchina frigorifera

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

$$L = Q_1 - Q_2$$

Pompa di calore

$$\varepsilon^* = \frac{|Q_1|}{|L|} = \frac{|Q_1|}{|Q_1| - Q_2} \quad |L| = \frac{|Q_1|}{\varepsilon^*}$$

Calore necessario per raffreddare

$$Q = \text{massa} \cdot \text{calore specifico} \cdot \Delta T \quad [\text{J}]$$

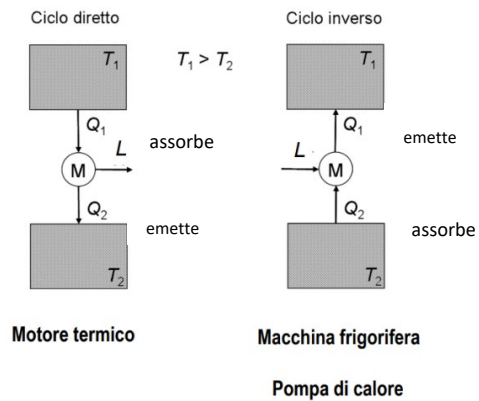
$$\dot{Q}_2 = \varepsilon \cdot \text{Lavoro}$$

$$\dot{Q} = \frac{Q}{\text{tempo}}$$

$$\text{Tempo} = \frac{Q}{\dot{Q}}$$

$$\text{volume}_{\text{gas}} = \frac{Q_1}{\text{potere calorifero}}$$

$$\text{temperatura}_{\text{media}} = \frac{t_1 \cdot \text{quantità}_1 + t_2 \cdot \text{quantità}_2}{\text{quantità}_1 + \text{quantità}_2}$$



η = rendimento termico

ε = effetto frigorifero specifico

ε^* = fattore di moltiplicazione termica o COP

L = lavoro, potenza utile, potenza elettrica, potenza motore, potenza minima

Q = potenza termica

Potere calorifero = energia ricavata dalla combustione completa di un gas [m^3] e un liquido [Kg]

MACCHINA DI CARNOT

Motore termico:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

T_1 e $T_2 \rightarrow$ espressi in K + 273,15

Macchina frigorifera

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

Pompa di calore

$$\varepsilon^* = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

$$\frac{|Q_1|}{T_1} = \frac{|Q_2|}{T_2}$$

$$\frac{|Q_1|}{|Q_2|} = \frac{T_1}{T_2}$$

CONVERSIONI

$$N [1 \text{ vol/h}] \rightarrow \dot{m}_a = \frac{N \cdot \text{Volume stanza}}{3600} \cdot \rho_{aria} \quad \rho_{aria} = 1,2$$

$$m^3 \rightarrow \text{Kg} \cdot 1,2$$

$$\text{L} \rightarrow \text{Kg} \rightarrow \times 0,001 \text{ m}^3 \rightarrow \times 1,2 \text{ Kg}$$

$$h \rightarrow \frac{\text{minuti}}{60} \rightarrow \frac{\text{secondi}}{3600}$$

TERMOIGROMETRIA

TRASMITTANZA TERMICA

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^{n_1} \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{j=1}^{n_2} R_j + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2K] \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{c} + \frac{1}{h_e}}$$

R_j = per strati non omogenei (aria/solette/lattrizi forati)

$\frac{s_j}{\lambda_j}$ = per strati omogenei

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

$$R_{se} = \frac{1}{h_e}$$

Flusso orizzontale (parete verticale):

$$h_i = 7,7 \quad [W/m^2K]$$

$$h_e = 25 \quad [W/m^2K]$$

$$R_{si} = 0,13 \quad [m^2K/W]$$

$$R_{se} = 0,04 \quad [m^2K/W]$$

Flusso verticale:

1. ascendente (soletta di copertura)

$$R_{si} = 0,10 \quad [m^2K/W]$$

$$R_{se} = 0,04 \quad [m^2K/W]$$

2. discendente (pavimento verso il terreno)

$$R_{si} = 0,17 \quad [m^2K/W]$$

$$R_{se} = 0,04 \quad [m^2K/W]$$

$$h_i = 10 \quad W/m^2K \quad (\text{flusso ascendente})$$

$$h_i = 7.7 \quad W/m^2K \quad (\text{flusso orizzontale})$$

$$h_i = 5.9 \quad W/m^2K \quad (\text{flusso discendente})$$

$$h_e = 25 \quad W/m^2K \quad (\text{flusso orizzontale, ascendente e discendente})$$

COEFFICIENTE DI ASSORBIMENTO

$$\alpha = \frac{\Phi_\alpha}{\Phi_i}$$

BILANCIO TERMICO DEL COMPONENTE OPACO IN REGIME STAZIONARIO:

IN ASSENZA DI RADIAZIONE SOLARE (PERIODO INVERNALE):

$$\Phi_{OP} = U \cdot A \cdot (\vartheta_{ai} - \vartheta_{ae}) \quad [W]$$

Φ_{OP} = flusso termico trasmesso attraverso il componente opaco confinante con l'esterno

U = trasmittanza termica del componente

A = superficie del componente

ϑ_{ai} = temperatura dell'aria interna

ϑ_{ae} = temperatura dell'aria esterna

IN PRESENZA DI RADIAZIONE SOLARE:

$$\Phi_{OP} = U \cdot A \cdot (\vartheta_{ai} - \vartheta_{sa}) \quad [W]$$

$\vartheta_{sa} = t_{sa}$ = temperatura sole-aria dovuta all'irradianza solare I

$$\vartheta_{sa} = \vartheta_{ae} + \frac{\alpha \cdot I}{h_e}$$

I = irradianza solare $[W/m^2]$

α = coefficiente di assorbimento solare

h_e = coefficiente di scambio termico liminare esterno

DIFFUSIVITÀ TERMICA

$$a_t = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad [m^2/s]$$

MASSA FRONTALE

$$MF = \sum_{j=1}^n \rho_j \cdot s_j \quad [Kg/m^2]$$

CAPACITÀ TERMICA FRONTALE

$$CF = \sum_{j=1}^n \rho_j \cdot s_j \cdot c_j \quad [KJ/m^2K]$$

DIFFUSIONE DEL VAPORE

LEGGE DI FICK

$$\frac{G}{A} = \delta \cdot \frac{p_{v1} - p_{v2}}{s} \quad R_v = \frac{s}{\delta}$$

G = portata di vapore acqueo $[Kg/s]$

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

δ = permeabilità al vapore acqueo $[Kg/msPa]$

p_{v1} p_{v2} = pressioni parziali del vapore rispettivamente sulla faccia interna e quella esterna della parete $[Pa]$

s = spessore della parete $[m]$

R_v = resistenza alla diffusione del vapore acqueo [$m^2 s Pa / Kg$]

DIFFUSIONE DEL VAPORE PER UNA PARETE MULTISTRATO

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

M = permeanza [$Kg/m^2 s Pa$]

p_{vi} p_{ve} = pressioni parziali del vapore rispettivamente dell'ambiente interno e dell'ambiente esterno

PERMEANZA

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

β_i e β_e = coefficienti di adduzione superficiale del vapore rispettivamente interno ed esterno

$$M = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\delta_j}} \quad [Kg/m^2 s Pa]$$

$$M = \frac{1}{R_v}$$

CONDENSA SUPERFICIALE

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

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

ϑ_R = temperatura di rugiada

ϑ_{pi} = temperatura parete interna

ϑ_{ai} = temperatura dell'aria interna

U = trasmittanza termica della parete

h_i = coefficiente di scambio termico liminare interno

ϑ_{ae} = temperatura dell'aria esterna

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

$$p_{vs}(t_R) = \frac{101325 \cdot X_R}{0,622 + X_R}$$

VERIFICA TERMOIGROMETRICA: Condensazione superficiale

Se la temperatura di una qualsiasi superficie dell'involucro di un ambiente è inferiore o uguale alla temperatura di rugiada dell'aria in esso contenuta, si ha la formazione di condensa superficiale.

In termini di temperatura si ha:

condensa superficiale: $\vartheta_{pi} \leq \vartheta_r$

assenza di condensa: $\vartheta_{pi} > \vartheta_r$

per sicurezza meglio: $\vartheta_{pi} > \vartheta_r + 1 - 2^\circ C$

La stesso fenomeno può essere descritto in termini di pressioni parziali:

condensa superficiale: $p_{vi} \geq p_{vs,pi}$

assenza di condensa: $p_{vi} < p_{vs,pi}$ per

sicurezza meglio: $p_{vi} < 0.8 p_{vs,pi}$

RESISTENZA TERMICA ADDIZIONALE RA O RESISTENZA TERMICA DELLA PARETE

$$\vartheta_{pi} = \vartheta_R$$

$$U_{max} = \frac{\vartheta_{ai} - \vartheta_R}{\vartheta_{ai} - \vartheta_{ae}} \cdot h_i \quad [W/m^2 K]$$

$$\Delta R = R_a = \frac{1}{U_{max}} - \frac{1}{U} \quad [m^2 K/W]$$

$$Spessore = R \cdot \lambda \quad \lambda = \frac{spessore \text{ in } m}{R} \quad [W/mK]$$

MINIMO INCREMENTO RESISTENZA TERMICA

$$R_{finale} - R_{iniziale} (-R_{intercapedine})$$

$$R_{iniziale} = \frac{1}{U_{iniziale}}$$

$$R_{finale} = U_{max} \rightarrow R_a$$

CONDENSAZIONE INTERSTIZIALE

$$p_v < p_{vs}$$

PROFILO DELLA PRESSIONE DI VAPORE

$$p_{v,j} = p_{vi} - M \cdot (p_{vi} - p_{ve}) \cdot \sum_{j=1}^n R_{v,j}$$

$$p_{vi} = p_{vsi} \cdot \varphi_{ai}$$

$$p_{ve} = p_{vse} \cdot \varphi_{ae}$$

$p_{v,j}$ = pressione di vapore allo strato j esimo

p_{vi} = pressione di vapore sulla superficie interna

M = permeanza della parete

p_{ve} = pressione di vapore sulla superficie esterna

$R_{v,j}$ = resistenza al vapore dello strato j esimo

p_{vsi} = pressione di saturazione sulla superficie interna

φ_{ai} = umidità relativa dell'aria interna

p_{vse} = pressione di saturazione sulla superficie esterna

φ_{ae} = umidità relativa dell'aria esterna

PROFILO DELLA PRESSIONE DI SATURAZIONE

$$\vartheta_j = \vartheta_{ai} - U \cdot (\vartheta_{ai} - \vartheta_{ae}) \cdot \left(\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n R_j \right)$$

ϑ_j = temperatura dello strato j esimo

ϑ_{ai} = temperatura dell'aria interna

ϑ_{ae} = temperatura dell'aria esterna

h_i = coefficiente di scambio termico liminare interno

R_j = resistenza termica dello strato j esimo

CONDENSAZIONE INTERSTIZIALE

1- PROFILO DELLE TEMPERATURE

$$t_{pi}(t_1) = t_{ai} - \frac{U}{h_i} \cdot (t_{ai} - t_{ae})$$

$$t_2 = t_1 - U \cdot (t_{ai} - t_{ae}) \cdot R$$

$$t_3 = t_{ae} + \frac{U}{h_e} \cdot (t_{ai} - t_{ae})$$

2- VERIFICA TERMOIGROMETRICA

δ o π [Kg/msPa]: permeabilità al vapore acqueo

μ : coefficiente di resistenza alla diffusione del vapore $\frac{\delta_{aria}}{\delta_{materiale}}$

S_d [m]: spessore di aria equivalente

$$s_d = \mu \cdot d$$

d = spessore in metri

π_{aria} = permeabilità al vapore dell'aria pari a $192 \cdot 10^{-12}$ [Kg/msPa]

μ = fattore di resistenza al vapore del materiale; è il rapporto tra la resistenza al vapore dello strato di materiale considerato e la resistenza di uno strato di aria di eguale spessore

$$\mu = \frac{R_{v,mat}}{R_{aria}} = \frac{\frac{S}{\pi_{mat}}}{\frac{S}{\pi_{aria}}} = \frac{\pi_{aria}}{\pi_{mat}}$$

$$\pi_{mat} = \frac{\pi_{aria}}{\mu}$$

S_d =spessore equivalente; spessore di uno strato d'aria di resistenza pari a quella dello strato di materiale considerato di spessore s [m]

3- TABELLA

temperatura	sd	$p_{vs}(t)$
t. amb. interno	/	$\varphi \cdot p_{vs}(t)$
$t_{pi} - t_1$	0	da tabella
t_2	$S_d t_2$	da tabella
t_3	$S_d t_2 + S_d t_3$	da tabella
t. amb. esterno	0	$\varphi \cdot p_{vs}(t)$

4- METODO DI GLASER

$$\delta_v = \frac{dp}{dR_v}$$

