



ORDINE DEGLI INGEGNERI DELLA PROVINCIA DI SASSARI

Corso di aggiornamento

**EFFICIENZA ENERGETICA DEL SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTI.
L'INVOLUCRO E GLI IMPIANTI TECNOLOGICI IN EDILIZIA**

Sassari 15 – 22 – 29 Maggio – 5 Giugno 2009

Sala Riunioni Ordine degli Ingegneri di Sassari Viale Umberto 112

“STIMA DEI CARICHI TERMICI E BILANCIO ENERGETICO DELL'EDIFICIO”

Relatore : ing. Luigi Berti

- Commissione Energia - Ordine degli Ingegneri di Cagliari -

COMFORT TERMICO

ATTRAVERSO MECCANISMI FISIOLGICI E COMPORTAMENTALI, IL CORPO UMANO CERCA DI REALIZZARE LE CONDIZIONI DI EQUILIBRIO TERMICO, RIDUCENDO IL TEMPO DI TRANSIZIONE DOVUTO AL CAMBIAMENTO DELLE CONDIZIONI AMBIENTALI O SOGGETTIVE IN CUI TALE EQUILIBRIO NON È PIÙ GARANTITO.

SCAMBI TERMICI INDIVIDUO - AMBIENTE:

1. CONDUZIONE
2. CONVEZIONE
3. IRRAGGIAMENTO
4. PROCESSI EVAPORATIVI

$$f(M, I_{cl}, t_a, p_a, v_{ar}, t_r, t_s, Q_{ev}) = 0$$

Ove:

- Il **tasso metabolico** (e il lavoro meccanico) dipendono dall'attività dell'individuo, **M**
- Lo **scambio sensibile per respirazione** dipende dall'attività dell'individuo, **M** e dalla temp. dell'aria **t_a**
- Lo **scambio latente per respirazione** dipende dall'attività dell'individuo, **M** e dalla umidità dell'aria, espressa in termini di pressione parziale del vapor d'acqua **p_a**.
- Lo **scambio sensibile per convezione** dipende dalla resistenza termica dell'abbigliamento indossato **I_{cl}**, dalla temp. del corpo vestito **t_s** (desunta da **M** e **I_{cl}**) dalla temp. **T_a** e dalla velocità dell'aria **v_{ar}**

$$f(M, I_{cl}, t_a, p_a, v_{ar}, t_r, t_s, Q_{ev}) = 0$$

- Lo **scambio sensibile per radiazione** dipende dalla resistenza termica dell'abbigliamento indossato **I_{cl}**, dalla temp. del corpo vestito **t_s** e dalla temperatura media radiante **t_r**
- La **temperatura media radiante** dipende dalla temp. delle superfici che delimitano l'ambiente (e dal loro fattore di vista)
- Lo **scambio sensibile per conduzione** é in genere trascurabile
- Lo **scambio latente attraverso la pelle** **Q_{ev}** dipende dalla percentuale di pelle bagnata, dalla umidità dell'aria e dalla resistenza degli abiti allo scambio evaporativo (variabile indipendente, processi fisiologici)

$$f (M, I_{cl}, t_a, p_a, v_{ar}, t_r, t_s, Q_{ev}) = 0$$

Riassumendo :

• **Due variabili dipendenti dal soggetto:**

- **Metabolismo M**
- **Resistenza termica dell'abbigliamento I_{cl}**

• **Quattro variabili microclimatiche**

- **temperatura dell'aria t_a**
- **pressione parziale del vapor d'acqua (urel) p_a**
- **velocità dell'aria v_{ar}**
- **temperatura media radiante t_r**

IL COMFORT TERMICO DIPENDE DA:

1. • **Temperatura dell'aria (18- 23 C)**
2. • **Umidità dell'aria (poco influente)**
3. • **Velocità dell'aria (< 0,2 m/s)**
4. • **Temperatura delle superfici radianti**
5. • **Attività svolta**
6. • **Abbigliamento**

METABOLISMO ENERGETICO

È una potenza termica, espressa in **Watt**, oppure in **W/m²**, se si riferisce alla superficie unitaria del corpo.

È spesso utilizzata l'unità di misura **Met**

$$1 \text{ Met} = 58.2 \text{ W/m}^2$$

Seduto = 1 Met	Facendo sport = 4 Met
In piedi = 1.2 Met	Esercizi = 7 Met
Camminando = 2 Met	Correndo = 10 Met

TABELLA METABOLISMO ENERGETICO

Occupazione	Energia metabolica (W/m ²)		
		Saldatore	75 – 125
		Tornitore	75 – 125
		Operatore alla fresa	80 – 140
Artigiani		Meccanico	70 – 110
Muratore	110 – 160	Agricoltura	
Falegname	110 – 175	Giardiniere	115 – 90
Vetraio	90 – 125	Conducente di trattore	85 – 110
Imbianchino	100 – 130	Professioni varie	
Panettiere	110 – 140	Insegnante	85 – 100
Macellaio	105 – 140	Commessa	100 – 120
Orologiaio	55 – 70	Segretaria	70 – 85
Industria			
Fabbro	90 – 200		

RESISTENZA TERMICA

Espressa in $(\text{m}^2 \text{ C}) / \text{W}$. Normalmente è utilizzato il **clo**

$$1 \text{ clo} = 0.155 (\text{m}^2 \text{ C}) / \text{W}$$

Abbigliamento	I_{cl} (clo)	I_{cl} ($\text{m}^2\text{C}/\text{W}$)
Slip, maglietta, pantaloncini, calzini leggeri, sandali	0.30	0.050
Slip, camicia a maniche corte, gonna, calze, sandali	0.55	0.080
Mutande, camicia, pantaloni leggeri, calzini, scarpe	0.60	0.095
Slip, sottoveste, calze, abito, scarpe	0.70	0.105
Slip, camicia, gonna, maglione a girocollo, calzettoni spessi al ginocchio, scarpe	0.90	0.140
Slip, camicia, pantaloni, giacca, calzini, scarpe	1.00	0.155
Slip, blusa, gonna lunga, giacca, calze, scarpe	1.10	0.170
Biancheria intima a maniche e gambe lunghe, camicia, pantaloni, maglione con scollo a V, giacca, calzini, scarpe	1.30	0.200
Biancheria intima a maniche e gambe corte, camicia, pantaloni, gilet, giacca, cappotto, calzini, scarpe	1.50	0.230

TEMPERATURA E UMIDITA'

- **La temp. dell'aria** influenza gli scambi termici del corpo. Valori compresi tra 20-22 °C (in inverno) e 24-26 °C (in estate) garantiscono potenzialmente condizioni di benessere
- **L'umidità relativa** influenza lo scambio termico per evaporazione (respirazione e sudorazione)

Variazioni fra il 20 e 60%, in condizioni ambientali moderate, non comportano modifiche essenziali sul comfort termico

Valori accettabili dell'umidità relativa ricadono nell'intervallo 50-60% in estate, 40-50% in inverno.

VELOCITA' DELL'ARIA E TEMPERATURA MEDIA RADIANTE

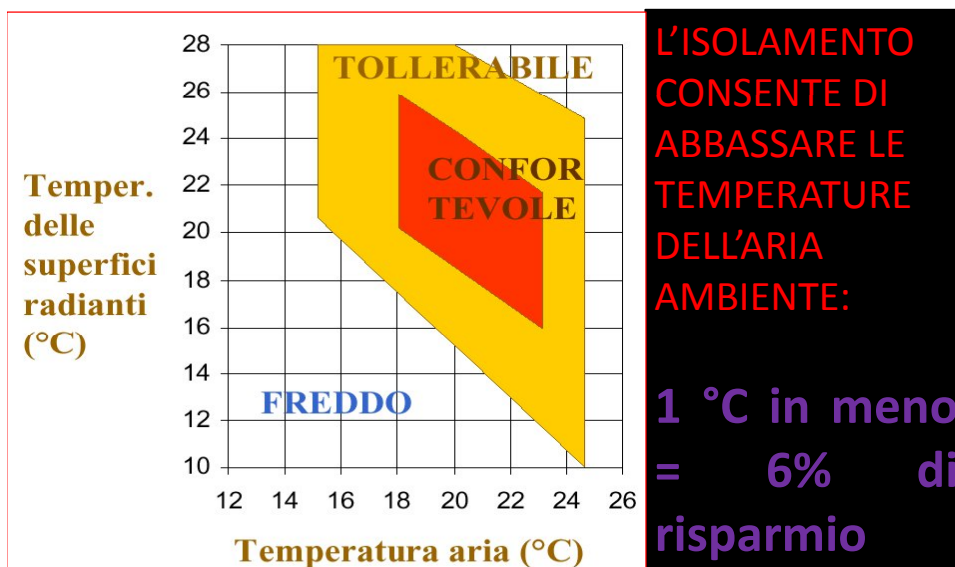
L' **aria in movimento**, pur non riducendo la temperatura dell'ambiente, aumenta lo scambio termico per convezione e accelera l'evaporazione del sudore.

Le velocità raccomandate sono di 0.15-0.20 m/s d'inverno e 0.25 m/s d'estate.

La T_{mr} è responsabile degli scambi radiativi tra individuo e ambiente.

- Dovrebbe essere al massimo di 3°C inferiore alla temperatura ambiente giudicata ottimale.
- Attenzione alle asimmetrie !

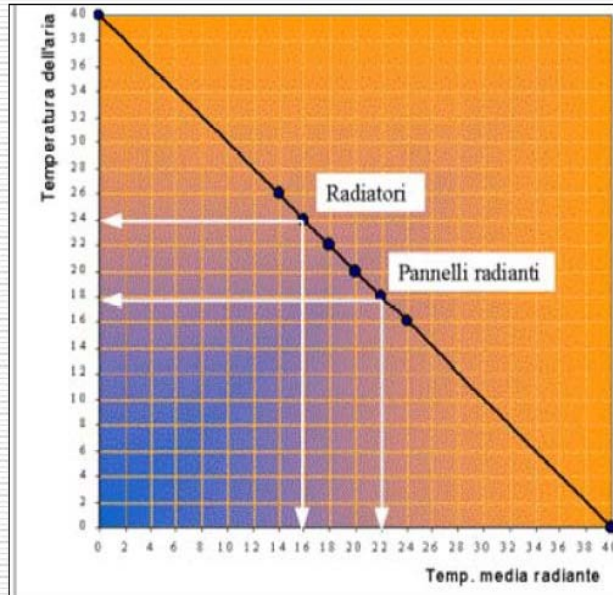
LA PERCEZIONE DELLA TEMPERATURA IN ATTIVITÀ SEDENTARIE



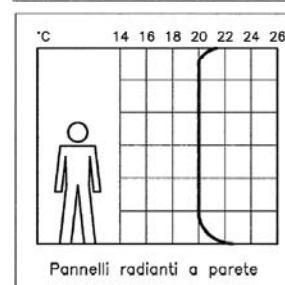
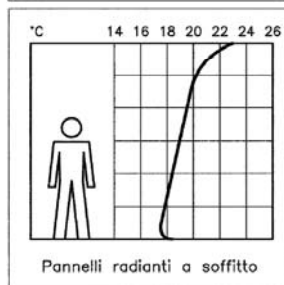
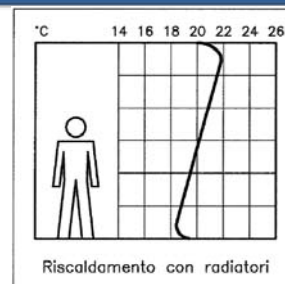
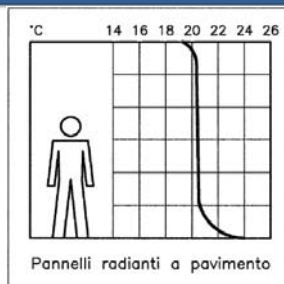
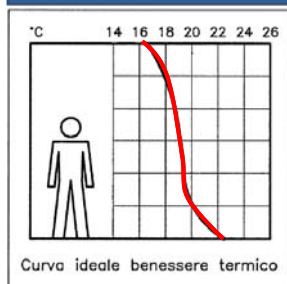
T_{mr} è domanda di energia

La temperatura che noi percepiamo è quella operante (T_o), che tiene conto della temp. dell'aria (T_{aria}) e di quella media radiante (T_{mr}) delle superfici che racchiudono l'ambiente.

Gli impianti radianti consentono di incidere in modo efficace sul comfort con temp. dell'aria ambiente invernali inferiori (e superiori d'estate).



DISTRIBUZIONE DELLE TEMPERATURE IN SENSO VERTICALE



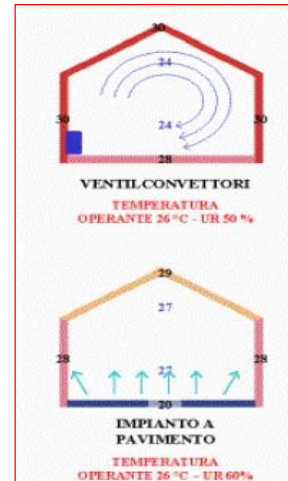
BENEFICI DEI SISTEMI RADIANTI

INVERNO



**E' POSSIBILE
RIDURRE IL
TRATTAMENTO
DELL'ARIA AL
MINIMO
NECESSARIO PER
IL RICAMBIO E
L'EVENTUALE
DEUMIDIFICAZIONE**

ESTATE



PMV (Predicted Mean Vote)

(= Voto medio previsto)

Risoluzione numerica dell'equazione di benessere nata dagli studi di Fanger.

È l'indice maggiormente utilizzato in campo internazionale per stimare le condizioni di comfort.

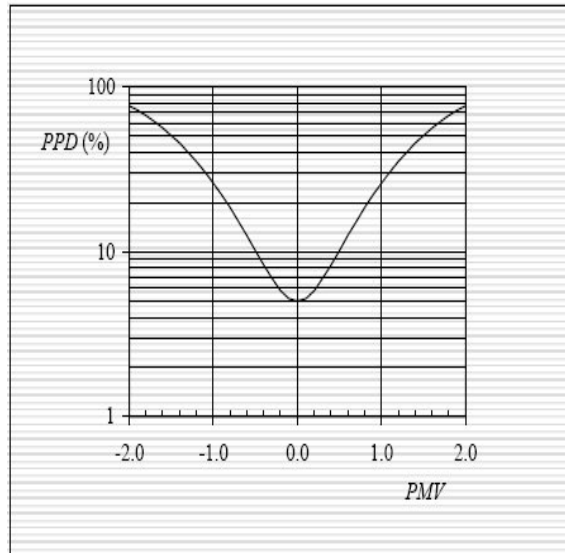
Voto	Sensazione
+3	molto caldo
+2	caldo
+1	leggermente caldo
0	neutro
-1	leggermente freddo
-2	freddo
-3	molto freddo

PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) (= percentuale di insodisfatti prevista)

Il PMV non può rappresentare la variabilità delle preferenze individuali (una % di persone si discosta dal valor medio)

La norma ISO 7730 raccomanda condizioni di comfort accettabili per valori di PPD < 10%, dunque per

$$-0.5 < PMV < +0.5$$



NORMA UNI ISO 7730

La norma **UNI ISO 7730**, oltre alla relazione analitica di calcolo, fornisce 9 tabelle, che, in funzione della temp. operativa, consentono di calcolare il PMV.

Valori del coefficiente **A** da utilizzare per il calcolo della temperatura operativa.

$$t_o = A t_a + (1 - A) \bar{t}_r$$

$$t_o = \frac{t_a + \bar{t}_r}{2}$$

Vel.rel. aria (m/s)	Coefficiente A
<0.2	0.5
0.2 - 0.6	0.6
0.6 - 1.0	0.7

VALUTAZIONE COMFORT

Tutte le tabelle sono valide per umidità relativa del 50%

Ciascuna tabella è riferita ad un assegnato livello metabolico

Ogni tabella riporta valori di PMV per diverse resistenze termiche dello abbigliamento, diversi valori di temp. operativa, e di velocità dell'aria.

I_{cl} (clo)	I_{cl} (m ² C/W)	t_o (°C)	v_{ar} (m/s)							
			< 0.10	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	1.00
1.00	0.155	20	-0.85	-0.87	-1.02	-1.13	-1.29	-1.41	-1.51	-1.81
		21	-0.57	-0.60	-0.74	-0.84	-0.99	-1.11	-1.19	-1.47
		22	-0.30	-0.33	-0.46	-0.55	-0.69	-0.80	-0.88	-1.13
		23	-0.02	-0.07	-0.18	-0.27	-0.39	-0.49	-0.56	-0.79
		24	0.26	0.20	0.10	0.02	-0.09	-0.18	-0.25	-0.46
		25	0.53	0.48	0.38	0.31	0.21	0.13	0.07	-0.12
		26	0.81	0.75	0.66	0.60	0.51	0.44	0.39	0.22
		27	1.08	1.02	0.95	0.89	0.81	0.75	0.71	0.56

Tutte le deduzioni fin qui introdotte sono fondate sui dati sperimentali che sono stati rilevati in una camera di prova nella quale le grandezze fisiche ambientali (t_a , t_{mr} , v_a , ϕ_a) erano uniformi nello spazio e costanti nel tempo.

Pertanto la valutazione di PMV come sopra esposta fornisce informazioni esaustive solo nel caso di "ambienti termici uniformi" cioè simili alle condizioni realizzate nella camera di prova.

Gli ambienti termici reali sono generalmente non uniformi e la velocità dell'aria non è mai costante del tempo. Tutto ciò provoca specifiche cause di disagio sulle quali sono state fatte apposite indagini sperimentali.

Pertanto si deve valutare la percentuale di persone insoddisfatte (PD), in base agli attuali dati sperimentali, per effetto di:

- 1. asimmetria radiante (fonti termiche concentrate su un punto o una superficie);**
- 2. gradiente verticale di temperatura dell'aria;**
- 3. pavimenti caldi o freddi;**
- 4. non uniformità e fluttuazione della velocità dell'aria**

ASIMMETRIA DELLA TEMPERATURA RADIANTE

Da studi sperimentali si deduce che il valore della differenza di temperatura piana radiante (misurata con apposito strumento) che provoca disagio, e quindi insoddisfazione, per il 5% delle persone è pari a circa

**10°C per la parete fredda, 4°C per il soffitto caldo,
22°C per il soffitto freddo 14°C per la parete calda**

DISAGIO LOCALIZZATO DA GRADIENTE VERTICALE DI TEMPERATURA DELL'ARIA

L'aria calda o fredda, immessa in un ambiente da un impianto, tende a stratificare a causa della differenza di densità rispetto all'aria già presente. In alcuni casi la situazione genera disagi percepiti dall'occupante poiché il sistema di termoregolazione genera una reazione fisiologica basata sulla media delle sollecitazioni termiche.

La grandezza che caratterizza l'effetto del gradiente verticale è la differenza di temperatura dell'aria tra le zone testa-collo e caviglie, cioè tra i livelli 1.1 m e 0.1 m per la persona seduta.

Una differenza di temperatura di 3°C provoca l'insoddisfazione del 5% degli occupanti.

Nel caso di persone con scarpe e calze normali si è dimostrato che per limitare la percentuale di insoddisfatti al 5% è necessario che la temperatura del pavimento sia compresa tra 19°C e 29°C.

DISAGIO LOCALIZZATO DA FLUTTUAZIONE DELLA VELOCITA' DELL'ARIA

La velocità dell'aria in un ambiente chiuso fluttua continuamente nel tempo per effetto dei movimenti naturali dell'aria, del moto imposto dalla ventilazione naturale oppure dagli impianti di ventilazione o climatizzazione.

Il sistema di termoregolazione non riesce ad adattarsi alle sollecitazioni localizzate su una parte del corpo umano, come le correnti d'aria, oppure ad azioni pulsanti come la fluttuazione di velocità pertanto reagisce alle condizioni medie. In tal modo la parte interessata dal flusso d'aria risulta male adattata alle condizioni ambientali e si percepisce una sensazione di disagio.

Si è dimostrato che con turbolenza percentuale $Tu\%=40$ e $t_a=26^\circ\text{C}$, la velocità dell'aria non deve superare il valore di 0.2 m/s se si vuole che la percentuale di insoddisfatti risulti non superiore al 15%.

Il rischio di disagio da correnti d'aria (DR) è misurato dalla percentuale di persone insoddisfatte e può essere calcolato per qualsiasi valore delle variabili t_a , v_a , $Tu\%$, mediante la seguente relazione basata su studi sperimentali relativi a 150 soggetti:

$$DR = (34 - t_a) (v_a - 0,05)^{0,62} (0,37 v_a Tu\% + 3,14)$$

$$Tu\% = 100 SD / v_{am}$$

dove SD è lo scarto quadratico medio della velocità istantanea rispetto al valore medio v_{am} .

AMBIENTI TERMICI ACCETTABILI DAL PUNTO DI VISTA DEL COMFORT TERMICO

La norma **UNI EN ISO 7730** fornisce i requisiti per degli ambienti termici accettabili raccomanda di realizzare quelle condizioni ambientali che risultano soddisfacenti per il 90% degli occupanti ovvero di conseguire una percentuale di insoddisfatti non superiore a 10% che corrisponde ad un valore di PMV compreso tra -0.5 e + 0.5.

Riguardo il discomfort localizzato, la norma prescrive quanto segue:

- asimmetria radiante $\Delta t_r < 10^\circ\text{C}$ in corrispondenza di superfici vetrate o fredda calcolata con riferimento a 60 cm di altezza dal pavimento;
- asimmetria radiante $\Delta t_r < 5^\circ\text{C}$ in corrispondenza ad un soffitto radiante calcolata con riferimento a 60 cm di altezza dal pavimento;
- velocità dell'aria $< 0,15 \text{ m/s}$ (inverno) $< 0,25 \text{ m/s}$ (estate)
- gradiente di temperatura tra 0,1 m e 1,1 m $< 3^\circ\text{C}$;
- temperatura del pavimento compresa tra 19°C e 29°C (in inverno, attività sedentaria)

comfort termico e domanda di energia - conclusioni

- non solo PMV, PPD e neutralità!
 - gli indici di comfort sono in evoluzione
 - sta assumendo molta importanza l'approccio adattativo
 - si considerano le condizioni di non stazionarietà (variazioni di temperatura)
- è molto efficace:
 - lavorare sul sistema involucro-impianto (terminali e controllo inclusi)
 - controllare le asimmetrie
 - migliorare la T_{mr} (sistemi radianti...)

CARICHI TERMICI

1. **Mantenere il comfort dell'individuo all'interno di un ambiente attraverso un opportuno impianto di condizionamento dell'aria**
2. **Impianto con opportuna potenzialità e sistema di regolazione per garantire le condizioni di benessere in qualunque momento e situazione**
3. **Necessità di stabilire carichi massimi e carichi in condizioni intermedie o parziali**
4. **E' indispensabile conoscere tutti gli elementi che influenzano il bilancio termico ambientale**
5. **Noto il bilancio termico con precisione si potrà scegliere l'impianto più adatto (costi benefici) per conseguire i risultati stabiliti**

È indispensabile determinare le quantità di calore scambiate durante l'unità di tempo tra l'interno e l'esterno di un locale (apporti e dispersioni)

Il carico reale è la quantità di calore fornita o sottratta dall'impianto nell'unità di tempo ed in generale è diverso dal carico termico istantaneo dell'ambiente a causa dell'inerzia termica dei materiali che lo costituiscono (estate)

Per poter fare il bilancio termico è necessario conoscere bene i fattori che influenzano l'equilibrio termico dell'ambiente e quindi è opportuno un rilievo preciso dell'immobile in oggetto, considerando i seguenti fattori :

1. - orientamento
2. - ombre portate da immobili vicini
3. - superfici riflettenti
4. - destinazione d'uso del locale

5. dim. geometriche (controsoffitto) con indicazioni di travi e pilastri
6. materiali da costruzione comprese porte e finestre
7. scale e ascensori
8. persone e loro attività
9. illuminazione: tipo e potenza
10. presenza di motori elettrici o apparecchiature elettroniche
11. tipo di ventilazione
12. modalità di funzionamento dell'impianto (saltuario, continuo, intermittente)
13. rilievo puntuale dei percorsi, spazi disponibili, impiantistica esistente, livelli sonori, ubicazione vani tecnici

Bilancio termico: carichi interni ed esterni alle condizioni di progetto

Carichi esterni:

1. Irraggiamento diretto attraverso superfici vetrate (ombre aggetti, dispositivi di protezione)
2. Irraggiamento attraverso murature
3. Differenza di temp. tra int. ed est., che genera flusso di calore
4. Infiltrazioni d'aria (vento)
5. Aria esterna per ventilazione

Bilancio termico: carichi interni ed esterni alle condizioni di progetto

Carichi interni

1. **Persone**
2. **Illuminazione**
3. **Apparecchiature elettriche e non**
4. **Sorgenti diverse, tubi, canali, ecc., se non coibentati**

Nel calcolo invernale non si tiene conto degli apporti di calore interni (sole, illuminazione) in quanto il picco corrisponde generalmente ad un'ora notturna.

CONDIZIONI DI PROGETTO

- Condizioni esterne di progetto:

- Estate (Uni 10339, letteratura tecnica, esigenze particolari)
- Inverno (DPR 412/93, letteratura tecnica, esigenze particolari)

- Condizioni interne di progetto:

- Estate (Uni 10339, letteratura tecnica, esigenze particolari)
- Inverno (Uni 10339, letteratura tecnica, esigenze particolari)

Correzioni e scostamenti influiscono sui costi dell'impianto.

Compromessi per applicazioni industriali

INERZIA TERMICA

Dimensionare l'impianto per la somma dei carichi termici istantanei non è corretto in quanto si sovradimensiona per via dell'inerzia termica dei materiali di costruzione e la non simultaneità dei valori massimi dei vari carichi

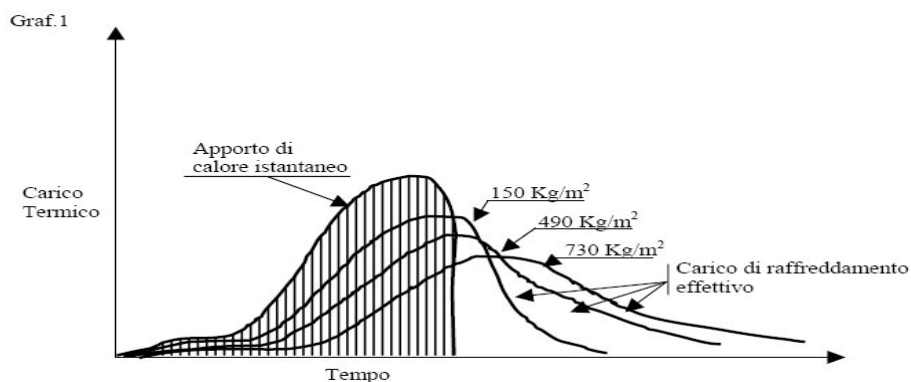
Carichi reali nettamente inferiori alla somma dei valori massimi dei carichi termici istantanei, con evidente risparmio di costi (minore potenza dell'impianto), risparmio che può ulteriormente aumentare se si accettano in ambiente temperature diverse da quelle di progetto.

Una parte importante dei carichi istantanei è emessa sotto forma di radiazione e il suo effetto in ambiente si fa sentire con un certo ritardo.

La radiazione viene assorbita da un corpo solido, la cui temperatura aumenta, e viene poi ceduta all'aria ambiente per convezione. Si ha pertanto uno scambio di calore per conduzione nella massa del materiale ed uno scambio per convezione con l'aria che lambisce la sua superficie.

Le due quantità di calore dipendono dalle caratteristiche tecniche del materiale ed, in generale, la maggior parte del calore per irraggiamento si trova immagazzinata nel materiale.

Il carico reale è una percentuale del carico massimo istantaneo e si presenta con un ritardo temporale variabile in funzione delle caratteristiche della parete (massa kg/m^2).



Attraverso l'utilizzo di apposite tabelle o di software di calcolo è possibile determinare i carichi reali in ambiente, quindi il calore immagazzinato e il calore restituito in funzione della temp. interna (costante o variabile), del periodo di funzionamento dell'impianto, e delle caratteristiche dei materiali di costruzione del locale.

Se il carico reale supera la capacità dell'impianto frigorifero, la temp. in ambiente sale, diminuisce lo scambio di calore per convezione tra strutture murarie e aria ambiente, una nuova quantità di calore è immagazzinata nella struttura e i carichi reali con temperatura variabile sono maggiori di quelli con temperatura costante.

La capacità di accumulo di un materiale è funzione della sua capacità termica, cioè del suo peso e del suo calore specifico.

Bassa probabilità che tutti i carichi termici raggiungano simultaneamente i loro valori massimi e per questo, soprattutto nei grossi impianti, si applicano dei coefficienti di contemporaneità, che incidono sulla potenza globale dell'impianto, oppure si utilizzano i diagrammi di carico temporali dei vari elementi che contribuiscono al bilancio energetico.

IRRAGGIAMENTO SUPERFICI VETRATE

La radiazione solare, nell'attraversare l'atmosfera terrestre, diminuisce sensibilmente di intensità, perché una parte importante di essa è riflessa verso lo spazio, o assorbita dalle diverse particelle atmosferiche.

L'irraggiamento diffuso è dovuto alla riflessione causata dalle particelle di vapore acqueo, ozono e polvere ed è distribuito in maniera praticamente uniforme sulla superficie terrestre.

L'irraggiamento diretto è dovuto a quella parte della radiazione iniziale che giunge fino alla superficie della Terra.

Questi due tipi di irraggiamento (diretto e diffuso) hanno valori variabili che dipendono dalla distanza che i raggi devono percorrere e dalla limpidezza dell'atmosfera.

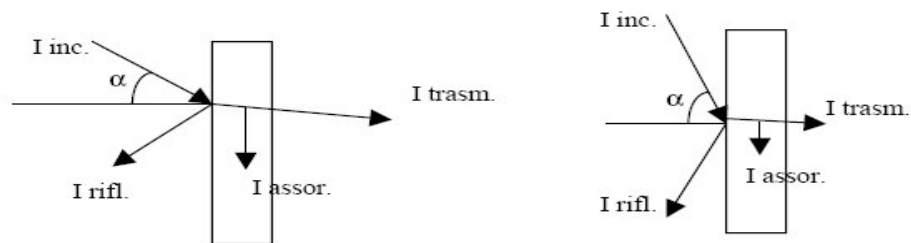
I carichi termici dovuti ad una superficie vetrata dipendono dalla sua posizione geografica (latitudine), dal periodo considerato (ora e mese), e dal suo orientamento.

L'orientamento determina l'intensità dei carichi per irraggiamento diretto, mentre quello diffuso non è influenzato.

Il vetro assorbe una piccola quantità della radiazione solare; la restante parte è riflessa o trasmessa in funzione dell'angolo di incidenza della radiazione stessa :

Angolo d'incidenza piccolo = radiazione solare in gran parte trasmessa

Angolo d'incidenza grande = aumenta la parte riflessa.



La porzione assorbita a sua volta, si riflette negli strati più interni del vetro, trasmettendosi in parte all'interno dell'ambiente, mentre un'altra parte si disperde all'esterno. Tali valori dipendono dalle velocità dell'aria esterna (vento), dalla velocità aria all'interno dell'ambiente e dai coefficienti di convezione esterni ed interni.

Opportuni software o tabelle consentono di determinare i valori dei carichi interni così determinatisi in funzione dei diversi mesi dell'anno e delle ore della giornata a causa delle differenti esposizioni che possono avere le superfici vetrate.

RADIAZIONE SOLARE MAX MENSILE ATTRAVERSO VETRO SEMPLICE - FINESTRE CON TELAIO IN LEGNO - [kcal/hm ²]										
Lat.	Mese/Esposizione	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Orizzontale
40 °	Giugno	46	360	439	301	146	301	439	360	642
	Luglio/Maggio	40	344	444	339	187	339	444	344	631
	Agosto/Aprile	29	276	439	395	276	396	439	276	580
	Settembre/marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496
	Ottobre/Febraio	19	94	330	442	439	442	330	94	349
	Novembre/Gennaio	13	32	271	423	450	423	271	32	279
	Dicembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230
45°	Giugno	44	349	440	333	199	333	440	349	620
	Luglio/Maggio	39	330	443	363	237	363	443	330	601
	Agosto/Aprile	29	265	433	411	325	411	433	265	541
	Settembre/marzo	23	147	389	439	403	439	389	147	448
	Ottobre/Febraio	16	86	307	434	445	434	307	86	301
	Novembre/Gennaio	12	26	222	383	432	383	222	26	211
	Dicembre	11	23	155	349	414	349	155	23	169

Si introducono nel calcolo anche dei coefficienti correttivi che tengano conto di eventuale foschia presente.

<i>FCR_c</i>	
Telaio in metallo:	+ 17 %
Foschia:	- 15 %
Altitudine:	+ 0.7 % per ogni 300 mt. di altitudine sul livello del mare
Punto di rugiada:	- 5% per ogni 4 °C di aumento del punto di rugiada dell'aria esterna rispetto a 19.5°C.

Tipologie di vetro con spessori più elevati, o che hanno subito trattamenti particolari, riducono i carichi per irraggiamento diretto in ambiente in quanto è maggiore la percentuale di radiazione assorbita.

Per ridurre i carichi in ambiente si possono usare schermi interni o esterni che assorbono e riflettono la maggior parte dell'irraggiamento solare.

<i>FCR_c</i>								
Tipo di vetro	Senza schermi	Veneziana interna o avvolgibile interno (45°)			Veneziana esterna (45°)		Tenda esterna	
		Chiara	media	Scura	chiara	Chiara all'esterno scura all'interno	Chiara	Media o scura
Vetro semplice	1	0.56	0.65	0.75	0.15	0.13	0.20	0.25
Vetro doppio	0.9	0.54	0.61	0.67	0.14	0.12	0.18	0.22
Vetro triplo	0.83	0.48	0.56	0.64	0.12	0.11	0.16	0.2
Vetro da 6 mm	0.94	0.56	0.65	0.74	0.12	0.12	0.19	0.24
Vetro assorbente (40 % - 70%)	0.8 + 0.62	0.51 + 0.56	0.62 + 0.64	0.72 + 0.56	0.12 + 0.10	0.1 + 0.10	0.16 + 0.12	0.20 + 0.16

Gli schermi esterni sono più efficienti perchè il calore riflesso è rinviato all'esterno prima che esso penetri nel locale e il calore assorbito viene dissipato all'esterno.

Con gli schermi interni il calore assorbito è dissipato all'interno del locale e una parte del calore riflesso viene assorbito dal vetro e i carichi per irraggiamento dipendono dai coefficienti di assorbimento, riflessione e trasmissione del vetro e dello schermo interno.

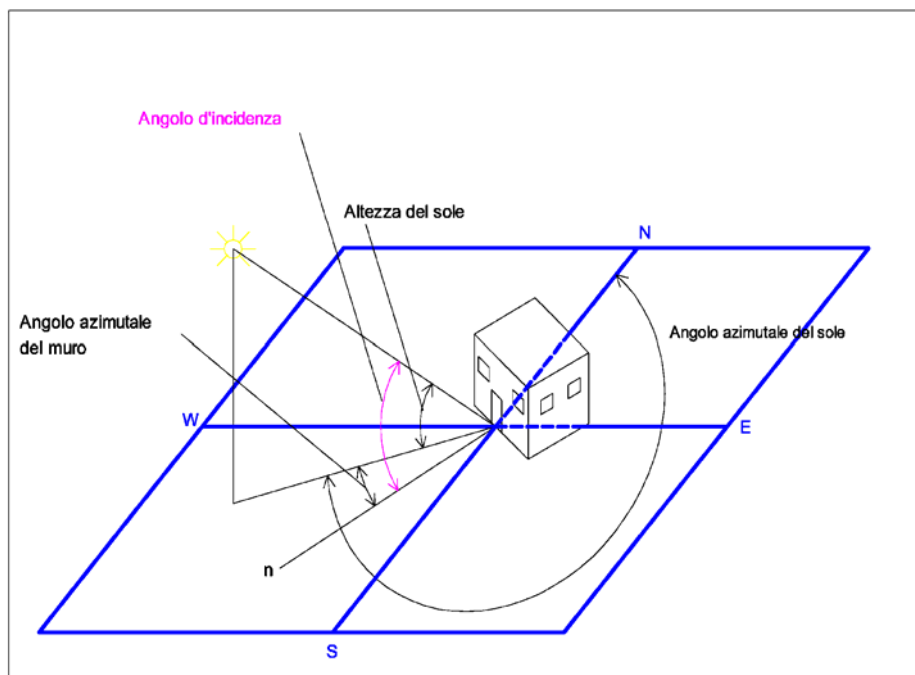
Lat. NORD		Ora solare – Schermo interno											
Esposizione	Kg/m ²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
		Nord /Est	730	0.59	0.67	0.62	0.49	0.33	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21
	490	0.59	0.68	0.64	0.52	0.35	0.29	0.24	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15
	150	0.62	0.80	0.75	0.60	0.37	0.25	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11
Est	730	0.51	0.66	0.71	0.67	0.57	0.40	0.29	0.26	0.25	0.23	0.21	0.19
	490	0.52	0.67	0.73	0.70	0.58	0.40	0.29	0.26	0.24	0.21	0.19	0.16
	150	0.53	0.74	0.82	0.81	0.65	0.43	0.25	0.19	0.16	0.14	0.11	0.09
Sud /Est	730	0.20	0.42	0.59	0.70	0.74	0.71	0.61	0.48	0.33	0.30	0.26	0.24
	490	0.18	0.40	0.57	0.70	0.75	0.72	0.63	0.48	0.34	0.28	0.25	0.21
	150	0.09	0.35	0.61	0.78	0.86	0.82	0.69	0.50	0.30	0.20	0.17	0.13
Sud	730	0.28	0.25	0.40	0.53	0.64	0.72	0.77	0.77	0.73	0.67	0.49	0.31
	490	0.26	0.22	0.38	0.51	0.64	0.73	0.79	0.79	0.77	0.65	0.51	0.31
	150	0.21	0.29	0.48	0.67	0.79	0.88	0.89	0.83	0.56	0.50	0.24	0.16
Sud/Ovest	730	0.31	0.27	0.27	0.26	0.25	0.27	0.50	0.63	0.72	0.74	0.69	0.54
	490	0.33	0.28	0.25	0.23	0.23	0.35	0.50	0.64	0.74	0.77	0.70	0.55
	150	0.29	0.21	0.18	0.15	0.14	0.27	0.50	0.69	0.82	0.87	0.79	0.60
Ovest	730	0.63	0.31	0.28	0.27	0.25	0.24	0.22	0.29	0.46	0.61	0.71	0.72
	490	0.67	0.33	0.28	0.26	0.24	0.22	0.20	0.28	0.44	0.61	0.72	0.73
	150	0.77	0.34	0.25	0.20	0.17	0.14	0.13	0.22	0.44	0.67	0.82	0.85
Nord/Ovest	730	0.68	0.28	0.27	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.24	0.41	0.56	0.67
	490	0.71	0.31	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19	0.18	0.23	0.40	0.58	0.70
	150	0.82	0.33	0.25	0.20	0.18	0.15	0.14	0.13	0.19	0.41	0.64	0.80
Nord o in ombra	730	0.96											
	490	0.98											
	150	1											

Lat. NORD		Ora solare – Vetro non schermato o con schermo esterno											
Esposizione	Kg/m ²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
		Nord /Est	730	0.34	0.42	0.47	0.45	0.42	0.39	0.36	0.33	0.30	0.29
	490	0.35	0.45	0.50	0.49	0.45	0.42	0.34	0.30	0.27	0.26	0.23	0.20
	150	0.40	0.62	0.69	0.64	0.48	0.34	0.27	0.22	0.18	0.16	0.14	0.12
Est	730	0.36	0.44	0.50	0.53	0.53	0.50	0.44	0.39	0.36	0.34	0.30	0.28
	490	0.34	0.44	0.54	0.58	0.57	0.51	0.44	0.39	0.34	0.31	0.28	0.24
	150	0.36	0.56	0.71	0.76	0.70	0.54	0.39	0.28	0.23	0.18	0.15	0.12
Sud /Est	730	0.34	0.37	0.43	0.50	0.54	0.58	0.57	0.55	0.50	0.45	0.41	0.37
	490	0.29	0.33	0.41	0.51	0.58	0.61	0.61	0.56	0.49	0.44	0.37	0.33
	150	0.14	0.27	0.47	0.64	0.75	0.79	0.73	0.61	0.45	0.32	0.23	0.18
Sud	730	0.47	0.43	0.42	0.46	0.51	0.56	0.61	0.65	0.66	0.65	0.61	0.54
	490	0.44	0.37	0.39	0.43	0.50	0.57	0.64	0.68	0.70	0.68	0.63	0.53
	150	0.28	0.19	0.25	0.38	0.54	0.68	0.78	0.84	0.82	0.76	0.61	0.42
Sud/Ovest	730	0.51	0.44	0.40	0.37	0.34	0.36	0.41	0.47	0.54	0.57	0.60	0.58
	490	0.53	0.44	0.37	0.35	0.31	0.33	0.39	0.46	0.55	0.62	0.64	0.60
	150	0.48	0.32	0.25	0.20	0.17	0.19	0.39	0.56	0.70	0.80	0.79	0.69
Ovest	730	0.56	0.49	0.44	0.39	0.36	0.33	0.31	0.31	0.35	0.42	0.49	0.54
	490	0.60	0.52	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.28	0.33	0.43	0.51	0.57
	150	0.77	0.56	0.38	0.28	0.22	0.18	0.16	0.19	0.33	0.52	0.69	0.77
Nord/Ovest	730	0.49	0.44	0.39	0.36	0.33	0.30	0.28	0.26	0.26	0.30	0.37	0.44
	490	0.54	0.49	0.41	0.35	0.31	0.28	0.25	0.23	0.24	0.30	0.39	0.48
	150	0.75	0.53	0.36	0.28	0.24	0.19	0.17	0.15	0.17	0.30	0.50	0.66
Nord o in ombra	730	0.96											
	490	0.81											
	150	0.84											
	150	1											

Nel calcolo dei carichi interni per irraggiamento, è importante tenere conto delle ombre generate da parti sporgenti o da edifici vicini, che influenzano l'irraggiamento diretto, mentre le parti in ombra sono soggette solo ad irraggiamento diffuso.

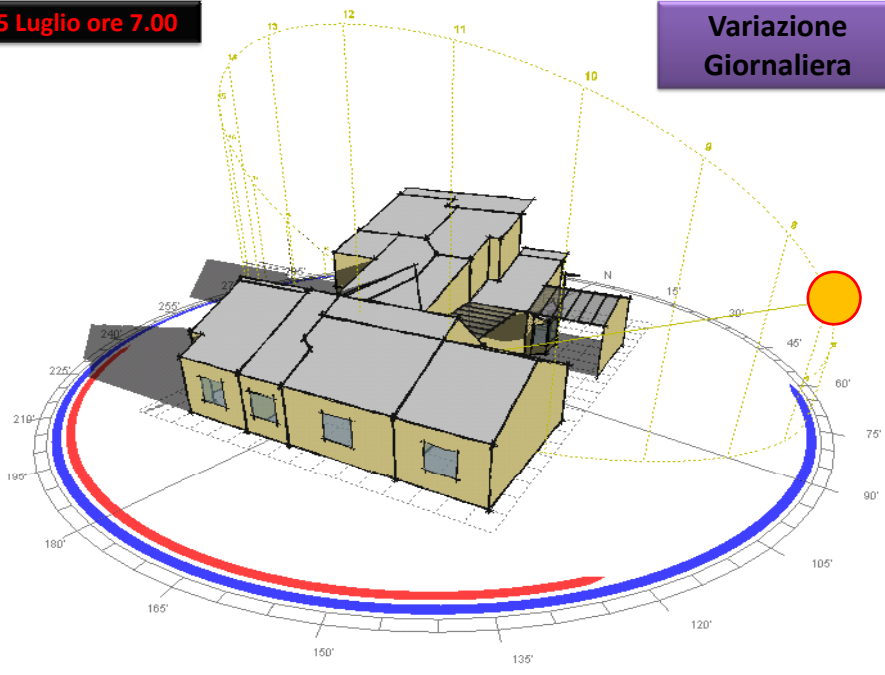
La posizione del sole è definita dalla sua altezza e dal suo azimut.

Nota la latitudine della località, l'ora e il mese dell'anno è definita con esattezza la posizione del sole e con apposite curve è possibile determinare le ombre portate sulla superficie in oggetto, da oggetti verticali e orizzontali, pensiline, rientranze, edifici vicini, ecc.



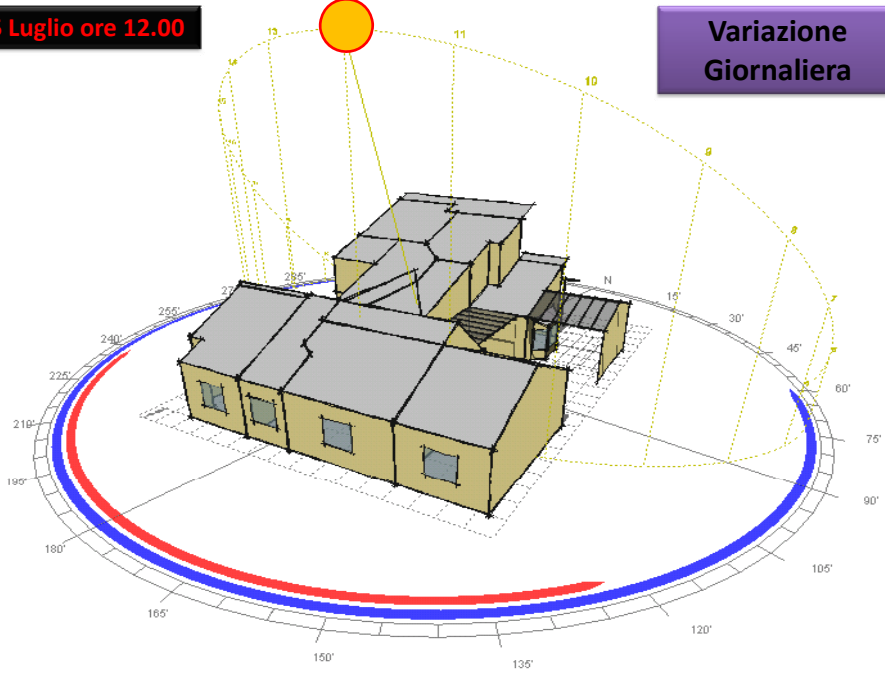
15 Luglio ore 7.00

Variazione Giornaliera



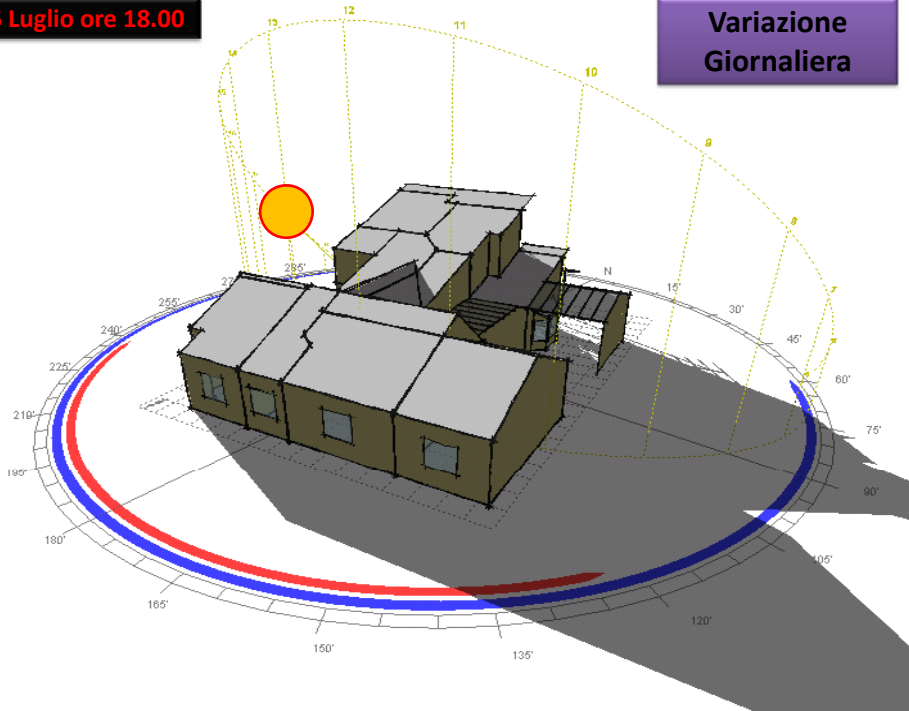
15 Luglio ore 12.00

Variazione Giornaliera



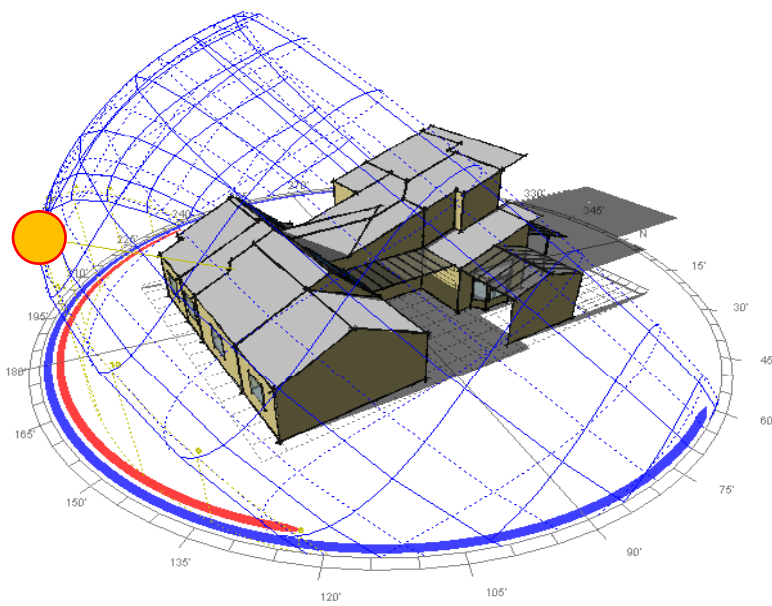
15 Luglio ore 18.00

Variazione
Giornaliera



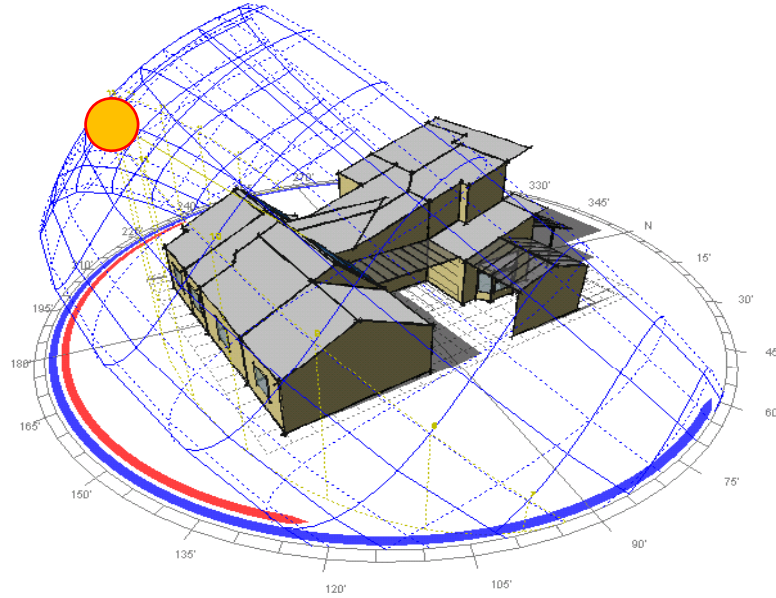
15 Gennaio ore 12.00

Variazione
Annuale



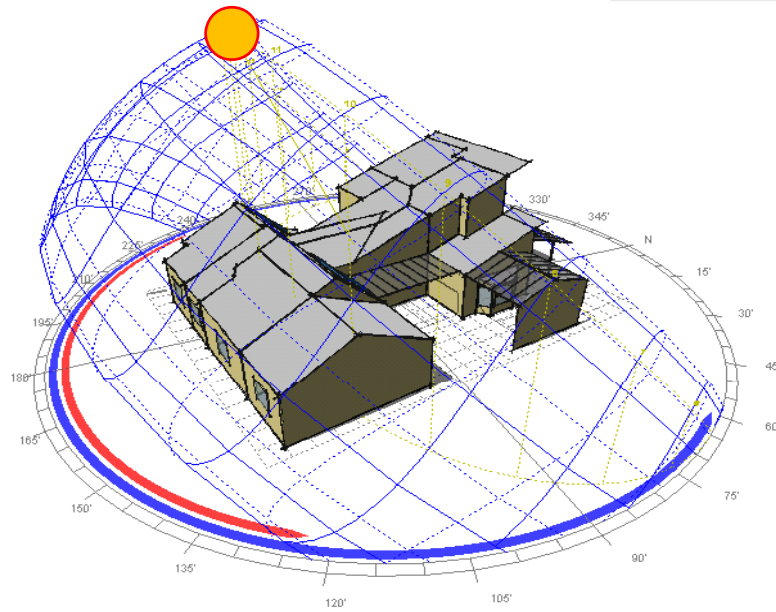
15 Marzo ore 12.00

Variazione
Annuale



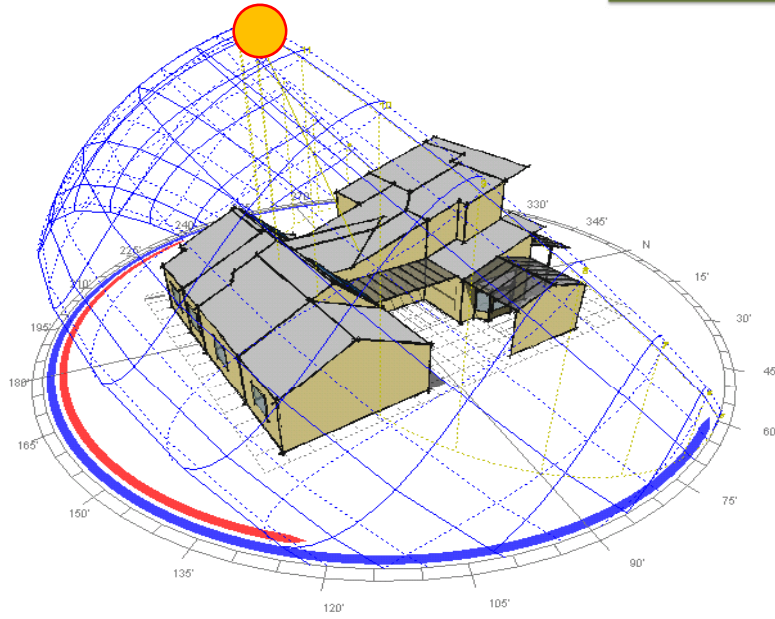
15 Maggio ore 12.00

Variazione
Annuale



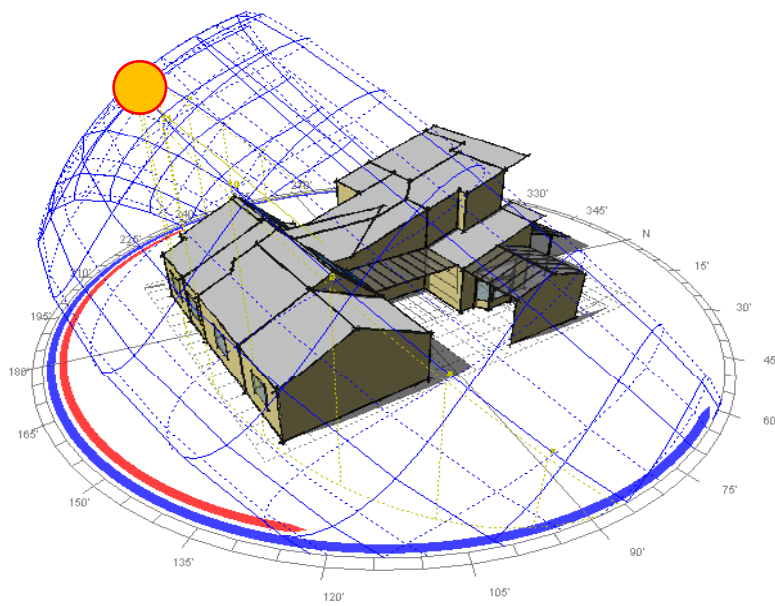
15 Luglio ore 12.00

Variazione
Annuale



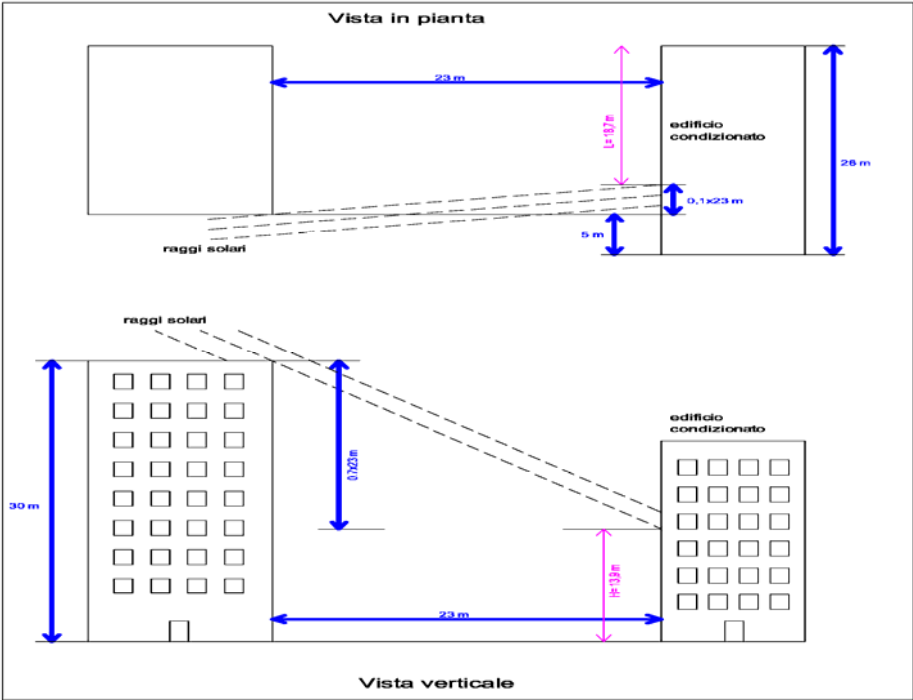
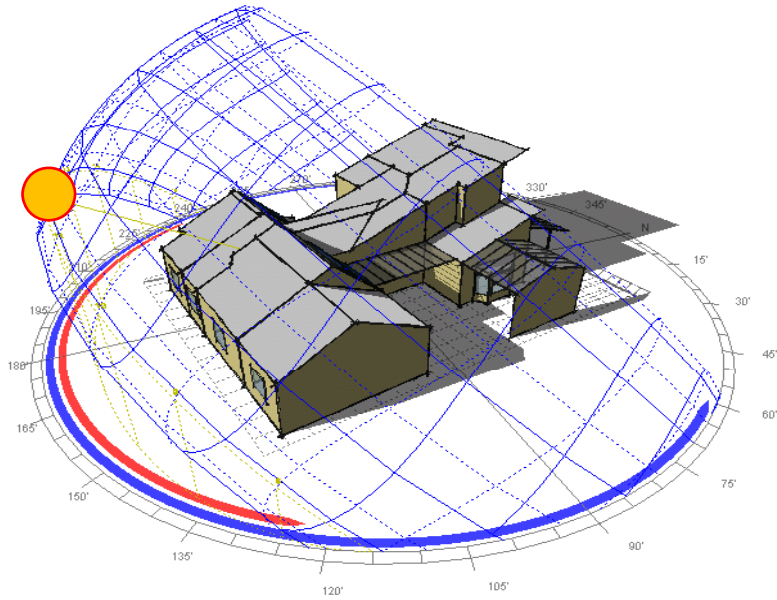
15 Settembre ore 12.00

Variazione
Annuale

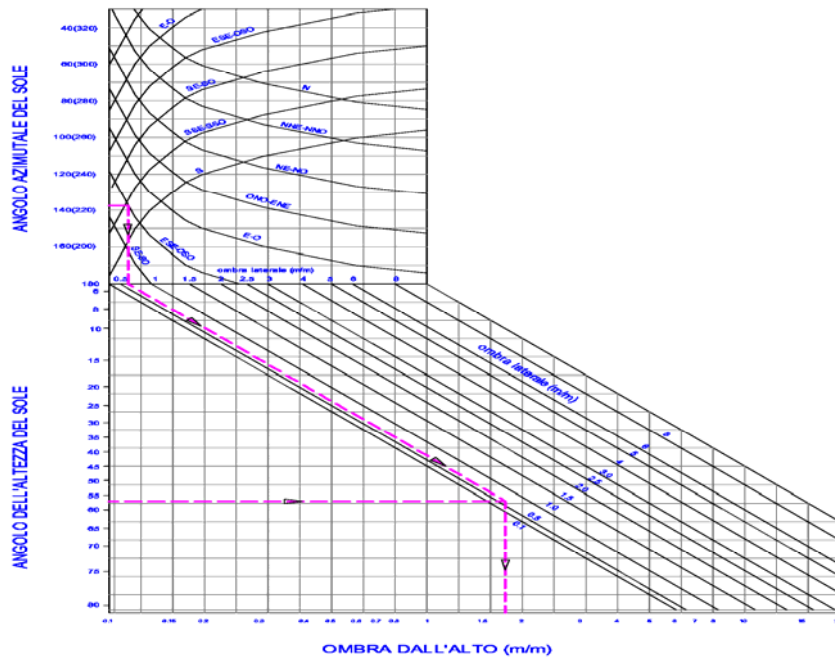


15 Novembre ore 12.00

Variazione Annuale



Curve n°1 : OMBRE DOVUTE A A SPORGENZE, PENSILINE, EDIFICI VICINI



TRASMISSIONE ATTRAVERSO LE PARETI

I carichi interni dovuti alla trasmissione del calore attraverso le pareti perimetrali dell'edificio sono funzioni delle differenze di temperatura tra interno ed esterno e della trasmittanza della parete. Ovviamente dovranno essere considerati le trasmissioni con l'esterno, con il terreno, con ambienti non riscaldati e con ambienti a temperatura fissata.

Il calcolo delle rientrate di calore per trasmissione attraverso le superfici opache (tetti, muri) richiede un'attenta analisi dei contributi di carico legati all'effetto congiunto di :

- Differenza di temperatura tra aria esterna ed aria interna.
- Radiazione solare.

La radiazione solare è di fatto responsabile di un'azione amplificatrice dello scambio termico convettivo – conduttivo – convettivo legato al salto termico esistente fra aria esterna ed aria interna. Tale radiazione, assorbita dalle superfici esterne, produce un effetto riscaldante che occorre computare ai fini di una corretta valutazione delle rientrate estive relativamente ai componenti in oggetto.

La relazione utilizzata per il calcolo di tale tipologia di carichi è la seguente:

$$Q = K \times S \times \Delta t_{equiv}$$

dove:

Δt_{equiv} = una differenza di temperatura equivalente che crea un flusso di calore che è la somma di quello dovuto alla radiazione solare con quello generato dalla temperatura esterna. Tale differenza di temperatura porta in conto l'apporto solare variabile ciclicamente durante la giornata, l'escursione termica giornaliera dell'aria esterna e le caratteristiche inerziali delle strutture di delimitazione del volume condizionato, riferite al peso per mq di superficie.

Lat. NORD	Ora solare												
	Δt_{equiv} per muri di colore grigio, mese di LUGLIO, escursione termica giornaliera 11°C, $T_{a.e.} = 34^\circ C$ e $T_{a.i.} = 26^\circ C$, 40° Latitudine NORD												
Espos.ne	Kg/m ²	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Nord /Est	300	-1.4	2.5	13.1	11.9	10.8	8.1	5.3	5.8	6.4	6.9	7.4	6.9
	500	1.9	1.9	1.9	5.3	8.5	8.1	7.4	6.4	5.3	5.8	6.4	6.4
	700	3	3	3	3	3	5.3	7.4	8.5	7.4	6.4	5.3	5.3
Est	300	-0.3	11.3	16.4	16.9	16.9	10.2	7.4	6.9	6.4	6.9	7.4	6.9
	500	3	4.2	7.4	10.8	13.1	13.6	13.1	10.8	9.7	8.5	7.4	7.4
	700	5.3	4.7	4.2	4.7	5.3	8.1	9.7	10.2	9.7	9.2	8.5	7.4
Sud /Est	300	-0.3	6.9	10.8	13.1	15.2	14.1	13.6	11.3	9.7	8.1	7.4	6.9
	500	3	3	3	5.8	8.5	9.2	9.7	10.2	9.7	8.5	7.4	6.9
	700	4.2	4.2	4.2	3.6	3	5.8	7.4	8.1	8.5	9.7	8.5	8.1
Sud	300	-2.5	-1.9	-1.4	3.6	6.4	10.8	13.1	13.6	14.1	12.5	10.8	10.8
	500	0.8	0.8	0.8	1.3	1.9	4.1	6.4	8.1	8.5	9.7	9.7	9.7
	700	3	2.5	1.9	3.9	1.9	1.9	1.9	3.6	5.3	6.9	7.4	7.4
Sud/Ovest	300	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.8	4.2	6.4	13.1	17.5	19.2	19.7	19.2
	500	3	2.5	1.3	2.5	3	3.6	4.2	6.4	7.4	10.2	11.9	12.5
	700	4.2	4.2	4.2	3.6	3	3	3	3.6	4.2	4.7	5.3	8.1
Ovest	300	-0.3	-0.3	-0.3	0.8	1.9	3.6	5.3	10.2	14.1	18.6	21.9	22.5
	500	3	3	3	3	3	3.6	4.2	5.3	6.4	9.2	10.8	13.6
	700	5.3	4.7	4.2	4.2	4.2	4.7	5.3	5.3	5.3	5.8	6.4	7.4
Nord/Ovest	300	-2.5	-1.9	-1.4	-0.3	0.8	3	4.2	5.3	6.4	11.3	16.4	16.9
	500	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	2.5	3	4.7	6.4	9.1
	700	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3.6	4.2	4.7
Nord o in ombra	300	-2.5	-1.9	-1.4	-0.8	-0.3	1.3	3	4.2	5.3	5.8	6.4	6.4
	500	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.8	1.3	1.9	2.5	2.5	2.5
	700	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.8	1.3	1.3	2.5

Lat. NORD	Ora solare												
	$\Delta T_{\text{equiv.}}$ per Tetti di colore grigio, mese di LUGLIO, escursione termica giornaliera 11°C, $T_{\text{a.a.}} = 34\text{ °C}$ e $T_{\text{a.a.}} = 26\text{ °C}$, 40° Latitudine NORD												
Tetto	Kg/ m ²	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Esposto al sole	100	-1.4	-0.8	0.8	4.7	8.5	12.5	16.4	19.7	22.5	23.6	23.6	21.9
	200	0.8	1.3	3	5.3	8.5	12.5	15.2	18.1	20.8	21.9	22.5	21.3
	300	3	3.6	4.2	5.8	8.5	11.9	14.7	16.9	19.2	20.8	21.3	20.8
Ricoperto d'acqua	100	-0.3	0.8	1.9	5.3	8.5	10.2	11.9	10.8	9.7	8.5	7.4	6.4
	200	-0.8	-0.8	-0.3	2.5	5.3	6.9	8.1	8.1	8.5	8.1	8.1	7.4
	300	-1.4	1.4	-1.4	0.8	2.5	3.6	5.3	6.4	7.4	8.1	8.5	8.1
Irrorato d'acqua	100	-0.3	0.8	1.9	4.2	6.4	8.1	9.7	9.2	8.5	8.1	7.4	6.4
	200	-0.8	-0.8	-0.3	0.8	2.8	4.7	6.9	7.4	7.4	7.4	7.4	6.9
	300	-1.4	1.4	-1.4	-0.3	0.8	2.5	4.2	5.3	6.4	6.4	7.4	6.9
In ombra	100	-2.5	-1.4	-0.3	0.8	3	4.7	6.4	6.9	7.4	6.9	6.4	5.3
	200	-2.5	-1.9	-1.4	-0.3	0.8	2.5	4.2	5.3	6.4	6.9	6.4	5.8
	300	-1.4	-1.4	-1.4	-0.8	-0.3	0.8	1.9	3	4.2	4.7	5.3	5.3

INFILTRAZIONI ARIA ESTERNA

L'aria esterna che giunge in ambiente attraverso le infiltrazioni, possiede in generale delle caratteristiche di entalpia differenti da quelle dell'aria del locale ed influenza pertanto il bilancio termico ambientale.

La quantità d'aria che si infila dipende principalmente dai seguenti fattori:

- stato di conservazione delle porte e delle finestre
- porosità delle pareti
- direzione del vento
- altezza dello stabile

Il fattore più importante è in generale la velocità del vento: sovrapressione sulla faccia esposta, depressione sulla faccia opposta. Tale differenza di pressione permette all'aria di infiltrarsi attraverso porosità delle pareti e interstizi delle porte e finestre sulla facciata esposta.

Formule empiriche, suffragate poi da prove effettuate su installazioni esistenti, hanno portato a determinare la quantità d'aria che si infiltra attraverso porte e finestre in funzione della velocità del vento, della stagione (estate o inverno), della tipologia (legno o metallo) e delle dimensioni del telaio e della presenza o meno di guarnizioni. Tali valori sono tabellati.

Oggigiorno gli infissi sono sempre più a tenuta, ma il calcolo è utile nel caso di edifici esistenti.

Conoscendo le portate volumetriche d'aria, il calcolo delle rientrate di calore dovute ad infiltrazioni di aria esterna attraverso finestre, porte etc... richiede la conoscenza delle portate d'aria effettivamente introdotte in ambiente e le condizioni termoigrometriche sia interne che esterne.

L'infiltrazione di aria esterna è responsabile di apporti di calore sensibile e latente non desiderati in ambiente, quantificabili attraverso le seguenti relazioni:

$$Q_L = \rho \cdot V \cdot 0.60 \cdot \Delta X \quad [\text{kcal/h}]$$
$$Q_s = \rho \cdot V \cdot 0.24 \cdot \Delta T \quad [\text{kcal/h}]$$

Dove:

ρ = densità dell'aria alla temperatura considerata ($p = 1 \text{ atm}$) [kg/m^3]

0.60 = calore latente di vaporizzazione dell'acqua [kcal / g]

0.24 = calore specifico dell'aria [$\text{kcal / kg } ^\circ\text{C}$]

ΔT = diff. di temperatura tra aria esterna ed aria ambiente

ΔX = diff. umidità specif. tra aria est. ed aria ambiente [$\text{g acq / kg aria secca}$];

V = portata volumetrica aria [m^3/h].

CARICHI INTERNI

Un contributo non trascurabile per la definizione del carico termico totale a carico dell'impianto di raffreddamento è rappresentato inoltre dai contributi di calore sensibile e latente, generato all'interno dell'ambiente, da parte di:

- **Persone**
- **Illuminazione**
- **Apparecchiature/macchine presenti in ambiente**

PERSONE

Tutti noi scambiamo calore sensibile e latente con l'ambiente che ci circonda. E' tuttavia noto che ciò che scambiamo ed il modo stesso in cui lo facciamo è strettamente legato al tipo di attività svolta, alle condizioni termoigrometriche dell'aria.

Infatti, un lavoro "sedentario leggero" comporta uno scambio termico sensibile e latente di minore entità rispetto a quello "messo in gioco" in un lavoro di tipo "pesante", così come a parità di condizioni, il calore totale emesso da un soggetto maschio è sensibilmente maggiore di quello emesso da un soggetto donna ($\cong 15\%$ in più).

Nella pratica impiantistica si suole spesso introdurre un fattore di contemporaneità per l'affollamento. L'introduzione di tale fattore trova la sua motivazione nel fatto che è comunque difficile che il numero max di persone previste sia effettivamente presente e qualora lo fosse si abbia certezza sul num. realmente presente ad un dato istante e sul tipo di attività che si sta svolgendo.

A tale proposito riportiamo alcuni dei valori più diffusi di tali coefficienti:

Coefficiente di contemporaneità per affollamento:

Alberghi 0.4 ÷ 0.6
Uffici 0.7 ÷ 0.9
Grandi magazzini 0.8 ÷ 0.9

Nella tabella successiva figurano le quote di calore sensibile e latente scambiato in relazione a differenti parametri d'interesse: tipo di attività svolta, temperatura di bulbo secco.

Tali dati sono validi per persone che soggiornano all'interno degli ambienti condizionati almeno per almeno tre ore; un incremento fino al 10 % è possibile per soggiorni brevi (15 min).

Calore emesso dalle persone

T _{b, s.}	24		26		27		28	
	Lat. [kcal/h]	Sens. [kcal/h]	Lat. [kcal/h]	Sens. [kcal/h]	Lat. [kcal/h]	Sens. [kcal/h]	Lat. [kcal/h]	Sens. [kcal/h]
ATTIVITA'								
Seduto a riposo	30	60	35	55	40	50	45	45
Seduto, lavoro molto leggero	40	60	45	55	50	50	55	45
Impiegato d'ufficio in attività moderata	50	60	60	55	65	50	70	45
Lavoro leggero al banco	115	75	130	60	135	55	140	50
Lavoro sedentario	70	70	80	60	85	55	90	50

ILLUMINAZIONE

I carichi interni dovuti ad illuminazione richiedono, unitamente a quelli dovuti alle persone, un'attenta valutazione, in quanto una non corretta individuazione degli stessi potrebbe portare a commettere errori anche sostanziali nella stima dei carichi ambiente.

Occorre precisare che ciò che viene assorbito dalle lampade in termini di potenza elettrica non si traduce interamente in carico termico.

Nelle lampade incandescenti una parte della potenza assorbita (**10%** circa) è trasformata in energia luminosa, mentre la rimanente porzione la ritroviamo sottoforma di calore dissipato nell'ambiente per radiazione (**80%**), convezione e conduzione (**10%**).

Le lampade fluorescenti trasformano in energia luminosa circa il **25%** di ciò che assorbono, un altro **25%** lo scambiano per irraggiamento ed il rimanente **50 %** per convezione e conduzione.

In aggiunta a questo occorre considerare, per tali lampade, una maggiorazione del **25%** per effetto del calore dissipato nel reattore-starter.

Un valore abbastanza utilizzato per la stima dei carichi dovuti all'illuminazione è **12W/m²** , valore che può salire anche a **20W/m²** in assenza di dati precisi.

Si ricorda, comunque, che tali valori possono portare a sovrastimare o sottostimare l'effettiva entità dei carichi presenti in ambiente.

Quindi, prima di utilizzare tali valori, verificare sempre l'attendibilità degli stessi.

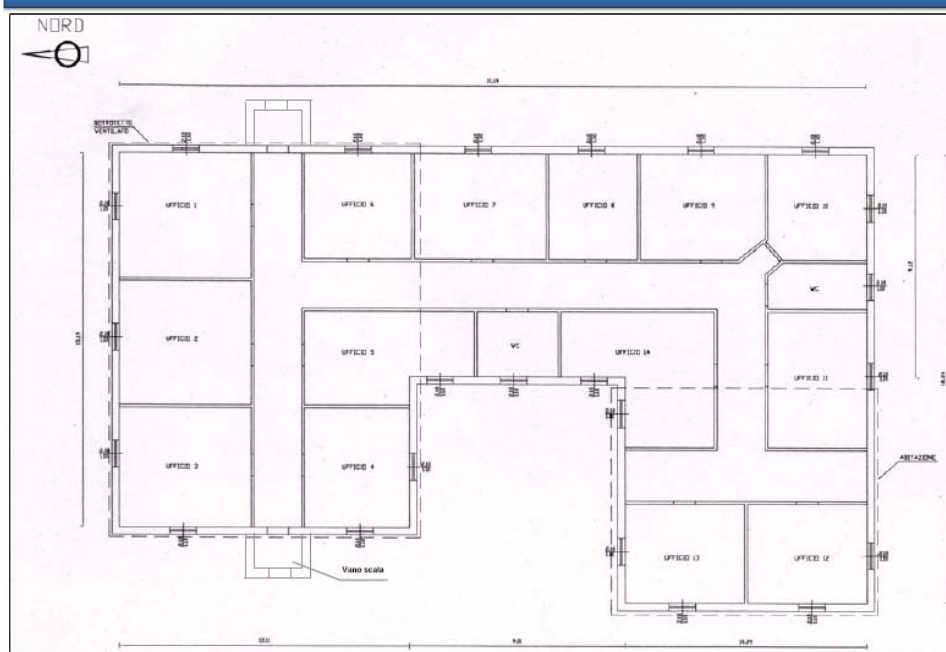
APPARECCHIATURE PRESENTI

Alla definizione del carico termico totale contribuiscono altre sorgenti che possono essere presenti in ambiente e che dissipano in esso parte dell'energia elettrica assorbita.

Stiamo parlando in particolare di macchine fotocopiatrici, computer, stampanti, etc., per i quali si può considerare mediamente un valore di $20 \div 25 \text{ W/m}^2$ che può arrivare fino a $40 \div 45 \text{ W/m}^2$ nel caso in cui, ad esempio, si abbia un'alta densità di computer.

A ciò occorre aggiungere i carichi sviluppati in ambiente da motori elettrici eventualmente presenti e quelli comunque generati da eventuali altre sorgenti in relazione alla destinazione d'uso dei locali.

ESEMPIO



RISULTATI

Cagliari 21 Luglio ore 16.00

Carico Attraverso vetro

Esposizione	Superficie	Carico termico	Carico termico specifico
N	11.5 m ²	213 W	18.5 W/m ²
E	13.8 m ²	550 W	~40 W/m ²
S	11.5 m ²	518 W	45 W/m ²
O	16.17 m ²	2432 W	150 W/m ²
Somma		~ 3700 W	

RISULTATI

Cagliari 21 Luglio ore 16.00

Carico Attraverso Muri

Esposizione	Superficie	Carico termico	Carico termico specifico
N	69 m ²	255 W	3.7 W/m ²
E	82.5 m ²	776 W	9.4 W/m ²
S	67.8 m ²	578 W	8.5 W/m ²
O	11 m ²	77 W	7.0 W/m ²
Terrazzo	173	5586 W	32 W/m ²

RISULTATI

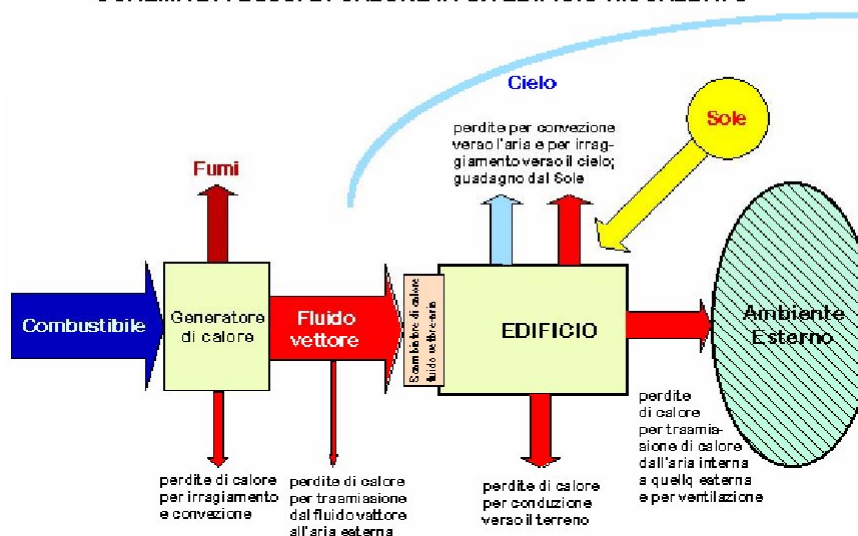
Cagliari 21 Luglio ore 16.00

Esempio di variazione della sola trasmittanza Del solaio orizzontale di copertura "Terrazzo"

Elemento	Trasmittanza W/m^2K	Carico termico specifico
Terrazzo originario	1,70	32 W/m^2
Terrazzo modificato	0,42	5 W/m^2

BILANCIO ENERGETICO DELL'EDIFICIO

SCHEMA DI FLUSSI DI CALORE IN UN EDIFICIO RISCALDATO



Calcolo, per ogni mese e per ogni zona dell'edificio, dei fabbisogni di energia termica per il riscaldamento ($Q_{H,nd}$)

DESCRIZIONE SINTETICA DELLA PROCEDURA DI CALCOLO
"Invernale"

$$Q_{H,nd} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol})$$

$Q_{H,nd}$ è il fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per riscaldamento;

$Q_{H,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione nel caso di riscaldamento;

$Q_{H,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione nel caso di riscaldamento;

$\eta_{H,gn}$ è il fattore di utilizzazione degli apporti termici;

Q_{int} sono gli apporti termici interni;

Q_{sol} sono gli apporti termici solari;

$$Q_{H,nd} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol})$$

Lo scambio termico per trasmissione nel caso di riscaldamento $Q_{H,tr}$ si calcola

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj} \cdot (\theta_{int,set,H} - \theta_e) \cdot t$$

$H_{tr,adj}$ è il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione della zona considerata, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno [W/K];

$\theta_{int,set,H}$ è la temperatura interna di regolazione per il riscaldamento della zona considerata;

θ_e è la temperatura media mensile dell'ambiente esterno;

t è la durata del mese considerato espressa in secondi.

$$Q_{H,nd} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol})$$

Il coefficiente globale di scambio termico $H_{tr,adj}$ si calcola

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A$$

H_D è il coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'ambiente esterno;

H_g è il coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno;

H_U è il coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati;

H_A è il coefficiente di scambio termico per trasmissione verso altre zone (interne o meno all'edificio) climatizzate a temperatura diversa;

$$Q_{H,nd} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol})$$

Lo scambio termico per ventilazione nel caso di riscaldamento $Q_{H,ve}$ si calcola

$$Q_{H,ve} = H_{ve,adj} \cdot (\theta_{int,set,H} - \theta_e) \cdot t$$

$H_{ve,adj}$ è il coefficiente globale di scambio termico per ventilazione della zona considerata, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno [W/K];

$\theta_{int,set,H}$ è la temperatura interna di regolazione per il riscaldamento della zona considerata;

θ_e è la temperatura media mensile dell'ambiente esterno;

t è la durata del mese considerato espressa in secondi.

$$Q_{H,nd} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol})$$

Il coefficiente globale di scambio termico $H_{ve,adj}$ si calcola

$$H_{ve,adj} = \rho_a \cdot c_a \cdot \sum_k (b_{ve,k} \cdot q_{ve,k,mn})$$

$\rho_a \cdot c_a$ è la capacità termica volumica dell'aria, pari a 1 200 J/(m³ · K);

$q_{ve,k,mn}$ è la portata mediata sul tempo del flusso d'aria k -esimo;

$b_{ve,k}$ è il fattore di correzione della temperatura per il flusso d'aria k -esimo ($b_{ve,k} \neq 1$ se la temperatura di mandata non è uguale alla temperatura dell'ambiente esterno, come nel caso di pre-riscaldamento, pre-raffrescamento o di recupero termico dell'aria di ventilazione).

$$Q_{H,nd} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol})$$

Apporti termici interni Q_{int}

$$Q_{int} = \left[\sum_k \Phi_{int,mn,k} \right] \cdot t + \left[\sum_l (1 - b_{tr,l}) \Phi_{int,mn,u,l} \right] \cdot t$$

dove le due sommatorie si riferiscono rispettivamente ai flussi generati nella zona climatizzata e negli ambienti non climatizzati, ed inoltre:

$b_{tr,l}$ è il fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna l -esima oppure il flusso termico l -esimo di origine solare;

$\Phi_{int,mn,k}$ è il flusso termico prodotto dalla k -esima sorgente di calore interna, mediato sul tempo;

$\Phi_{int,mn,u,l}$ è il flusso termico prodotto dalla l -esima sorgente di calore interna nell'ambiente non climatizzato adiacente u , mediato sul tempo;

$$Q_{H,nd} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol})$$

Apporti termici solari Q_{sol}

$$Q_{sol} = \left[\sum_k \Phi_{sol,mn,k} \right] \cdot t + \left[\sum_l (1 - b_{tr,l}) \Phi_{sol,mn,u,l} \right] \cdot t$$

dove le due sommatorie si riferiscono rispettivamente ai flussi entranti nella zona climatizzata e negli ambienti non climatizzati, ed inoltre:

$b_{tr,l}$ è il fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna l -esima oppure il flusso termico l -esimo di origine solare;

$\Phi_{sol,mn,k}$ è il flusso termico k -esimo di origine solare, mediato sul tempo;

$\Phi_{sol,mn,u,l}$ è il flusso termico l -esimo di origine solare nell'ambiente non climatizzato

adiacente u , mediato sul tempo.

Calcolo, per ogni mese e per ogni zona dell'edificio, dei fabbisogni di energia termica per il riscaldamento ($Q_{H,nd}$)

DESCRIZIONE SINTETICA DELLA PROCEDURA DI CALCOLO
"Estiva"

$$Q_{C,nd} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

$Q_{C,nd}$ è il fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per raffrescamento;

$Q_{C,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione nel caso di raffrescamento;

$Q_{C,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione nel caso di raffrescamento;

$\eta_{C,ls}$ è il fattore di utilizzazione delle dispersioni termiche;

Q_{int} sono gli apporti termici interni;

Q_{sol} sono gli apporti termici solari;

$$Q_{C,nd} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

Apporti termici interni Q_{int}

$$Q_{int} = \left[\sum_k \Phi_{int,mn,k} \right] \cdot t + \left[\sum_l (1 - b_{tr,l}) \Phi_{int,mn,u,l} \right] \cdot t$$

dove le due sommatorie si riferiscono rispettivamente ai flussi generati nella zona climatizzata e negli ambienti non climatizzati, ed inoltre:

$b_{tr,l}$ è il fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna l -esima oppure il flusso termico l -esimo di origine solare;

$\Phi_{int,mn,k}$ è il flusso termico prodotto dalla k -esima sorgente di calore interna, mediato sul tempo;

$\Phi_{int,mn,u,l}$ è il flusso termico prodotto dalla l -esima sorgente di calore interna nell'ambiente non climatizzato adiacente u , mediato sul tempo;

$$Q_{C,nd} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

Apporti termici solari Q_{sol}

$$Q_{sol} = \left[\sum_k \Phi_{sol,mn,k} \right] \cdot t + \left[\sum_l (1 - b_{tr,l}) \Phi_{sol,mn,u,l} \right] \cdot t$$

dove le due sommatorie si riferiscono rispettivamente ai flussi entranti nella zona climatizzata e negli ambienti non climatizzati, ed inoltre:

$b_{tr,l}$ è il fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna l -esima oppure il flusso termico l -esimo di origine solare;

$\Phi_{sol,mn,k}$ è il flusso termico k -esimo di origine solare, mediato sul tempo;

$\Phi_{sol,mn,u,l}$ è il flusso termico l -esimo di origine solare nell'ambiente non climatizzato

adiacente u , mediato sul tempo.

$$Q_{C,nd} = (Q_{tnt} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

Lo scambio termico per trasmissione nel caso di **raffrescamento** $Q_{C,tr}$ si calcola

$$Q_{C,tr} = H_{tr,adj} \cdot (\theta_{tnt,set,C} - \theta_e) \cdot t$$

$H_{tr,adj}$ è il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione della zona considerata, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno [W/K];

$\theta_{int,set,C}$ è la temperatura interna di regolazione per il raffrescamento della zona considerata;

θ_e è la temperatura media mensile dell'ambiente esterno;

t è la durata del mese considerato espressa in secondi.

$$Q_{C,nd} = (Q_{tnt} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

Il coefficiente globale di scambio termico $H_{tr,adj}$ si calcola

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A$$

H_D è il coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'ambiente esterno;

H_g è il coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno;

H_U è il coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati;

H_A è il coefficiente di scambio termico per trasmissione verso altre zone (interne o meno all'edificio) climatizzate a temperatura diversa;

$$Q_{C,nd} = (Q_{tnt} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

Lo scambio termico per ventilazione nel caso di raffrescamento $Q_{C,ve}$ si calcola

$$Q_{C,ve} = H_{ve,adj} \cdot (\theta_{tnt,set,C} - \theta_e) \cdot t$$

$H_{ve,adj}$ è il coefficiente globale di scambio termico per ventilazione della zona considerata, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno [W/K];

$\theta_{int,set,C}$ è la temperatura interna di regolazione per il raffrescamento della zona considerata;

θ_e è la temperatura media mensile dell'ambiente esterno;

t è la durata del mese considerato espressa in secondi.

$$Q_{C,nd} = (Q_{tnt} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

Il coefficiente globale di scambio termico $H_{ve,adj}$ si calcola

$$H_{ve,adj} = \rho_a \cdot c_a \cdot \sum_k (b_{ve,k} \cdot q_{ve,k,mn})$$

$\rho_a \cdot c_a$ è la capacità termica volumica dell'aria, pari a 1 200 J/(m³ · K);

$q_{ve,k,mn}$ è la portata mediata sul tempo del flusso d'aria k -esimo;

$b_{ve,k}$ è il fattore di correzione della temperatura per il flusso d'aria k -esimo ($b_{ve,k} \neq 1$ se la temperatura di mandata non è uguale alla temperatura dell'ambiente esterno, come nel caso di pre-riscaldamento, pre-raffrescamento o di recupero termico dell'aria di ventilazione).

Consideriamo il sistema fisico definito dalla superficie esterna che racchiude un edificio. Applicando ad esso il Primo Principio della Termodinamica si ottiene la relazione:

$$\bullet Q'p + Q's + Q'i + Q'd + Q'v = C \cdot \frac{dT}{d\tau}$$

Dove :

- $Q'p$ = potenza entrante ceduta all'aria, fornita dall'impianto,
- $Q's$ = dalla radiazione solare,
- $Q'i$ = dalle fonti di calore interne all'edificio (persone, lampade, macchine, ...),
- $Q'd$ = potenza uscente trasmessa attraverso l'involucro edilizio
- $Q'v$ = potenza uscente trasportata dal flusso d'aria di ventilazione.

Il termine al secondo membro rappresenta la variazione di energia interna nel tempo che si può esprimere come il prodotto della capacità efficace dell'edificio per la variazione di temperatura nell'intervallo di tempo considerato.

Facciamo le seguenti ipotesi :

- l'aria contenuta nei locali, data la sua bassa densità (circa pari a 1.2 kg/mc in Inverno e 1.1 kg/mc in Estate) e il suo basso calore specifico, ha una limitata capacità di immagazzinare energia termica, quindi considereremo trascurabile il suo contributo.

- scambi di potenza meccanica : nulli

- scambi di potenza legati alle portate di masse d'aria entranti e uscenti quantificabili come segue:

$$Q'(v,i) = G'(v,i) \cdot \Delta h(a,i) = G'v \cdot c(pa) \cdot \Delta t(a,i)$$

Ove

$c(pa)$ = calore spec. dell'aria a press. cost.

$\Delta h(a,i)$ = variazione di entalpia specifica dell'i-esima portata d'aria

$\Delta t(a,i)$ = variazione di temperatura dell'i-esima portata d'aria

La portata d'aria può così essere calcolata: $G' = n \cdot V \cdot r$

dove n è il num. ricambi/ora del volume d'aria interno riscaldato V

(si assume il valore 0.5 per le abitazioni)

(continua ipotesi)

Potenza Q'd dispersa attraverso le diverse superfici che costituiscono l'involucro edilizio:

$$Q'd = \sum [K_i \cdot A_i \cdot (t_a - t_e)] + [\sum \Psi(L,i) \cdot L_i \cdot (t_a - t_e)]$$

dove :

La prima sommatoria è estesa al **numero delle superfici disperdenti**, ognuna con trasmittanza **K_i** ed area **A_i**; la seconda al **numero dei ponti termici**, ognuno con coefficiente di trasmissione lineica **Ψ(L,i)** e lunghezza **L_i** (per la valutazione dei ponti termici si veda la norma UNI 7357/74); **t_a** è la temperatura dell'aria interna; **t_e** quella dell'aria esterna.

Nel calcolo dei flussi dispersi attraverso le superfici vanno distinti:

- quello scambiato con il terreno, che si calcola seguendo la UNI 10346, in prima approssimazione la temp. del terreno può essere assunta pari a quella media mensile dell'aria esterna nella località considerata

- i flussi dispersi verso locali non riscaldati, la cui temp. ha valore intermedio tra quello dell'aria esterna e quello dell'aria nei locali riscaldati, tale valore si calcola imponendo l'equilibrio dei flussi entranti ed uscenti dal locale non riscaldato in regime stazionario

(continua ipotesi)

Gli apporti dovuti alla radiazione solare **Q'_s** dipendono dalla posizione geografica dell'edificio, dall'orientazione delle pareti, dal giorno dell'anno, dall'ora del giorno, dalle caratteristiche delle superfici trasparenti e dalle capacità di accumulo di energia dell'edificio.

gli apporti delle fonti interne **Q'_i** possono essere calcolati in base al numero di persone presenti, ai macchinari presenti, al tipo di impianto di illuminazione utilizzato (vedasi norma UNI 10344).

BILANCIO TERMICO DELL'EDIFICIO

Se si considera l'ambiente **in assenza di impianto di climatizzazione**, si può ricavare la temperatura dell'aria interna che si avrebbe sotto l'azione delle sollecitazioni termiche del clima esterno. Nel bilancio termico l'unica incognita è la temperatura dell'aria interna t_a che compare nelle diverse espressioni scritte e che può essere quindi calcolata attraverso il bilancio stesso.

$$Gv \cdot c_{pa} \cdot (t_{ai} - t_e) + \sum [K_i \cdot A_i \cdot (t_a - t_e)] + [\sum \Psi(L, i) \cdot L_i \cdot (t_a - t_e)] - Q'i - Q's = 0$$

Se il valore risultante di t_a è diverso dal valore che è necessario mantenere all'interno dell'ambiente per garantire il benessere bisognerà intervenire con un impianto di climatizzazione.

La stessa equazione di bilancio energetico, in cui questa volta **si fissa** t_a pari al valore desiderato, ad es. di 20°C, ed in cui compare anche il termine relativo alla potenza dell'impianto, $Q'p$ può essere utilizzata per calcolare quest'ultimo valore; è possibile così individuare la potenza termica che l'impianto deve fornire per mantenere la temperatura desiderata nel locale:

E' possibile così individuare la potenza termica $Q'p$ che l'impianto deve fornire per mantenere la temperatura desiderata nel locale:

$$Gv \cdot c_{pa} \cdot (t_{ai} - t_e) + \sum [K_i \cdot A_i \cdot (t_a - t_e)] + [\sum \Psi(L, i) \cdot L_i \cdot (t_a - t_e)] - Q'i - Q's = Q'p$$

L'energia chimica dE consumata (bruciata) dal generatore di calore in ogni intervallo di tempo dt è pari a quella fornita al sistema edilizio divisa per il rendimento globale η_g , del sistema di combustione-trasporto-erogazione del calore.

Tenuto conto della (1) si può scrivere:

$$dE = \frac{Q'p}{\eta_g} dt = \frac{Q'd + Q'V - Q'S - Q'i + C (dT/dt)}{\eta_g} dt$$

L'energia E su tutto il periodo di riscaldamento è pari alla somma delle quantità dE relative ad in ogni intervallo elementare, perciò si può scrivere:

$$E = \int_{\text{inizio_risc}}^{\text{fine_risc}} \frac{\dot{Q}_p}{\eta_g} \cdot d\tau = \int_{\text{inizio}}^{\text{fine}} \frac{(\dot{Q}_d + \dot{Q}_v - \dot{Q}_s - \dot{Q}_i)}{\eta_g} d\tau$$

La (2) si ottiene tenendo conto che l'integrale del termine $C(dT/dt)$, esteso all'intera stagione del riscaldamento, è nullo perché esso rappresenta la variazione di energia interna (grandezza di stato) del sistema che dipende solo dalla variazione della temperatura e nel caso specifico coincidono la temperatura iniziale e finale dell'aria interna (temperatura ambiente costante).

INDICE DI PRESTAZIONE ENERGETICA (EP_i)

Il calcolo del EPI (Indice di prestazione energetica) va effettuato per tutti i mesi interamente compresi nel periodo di riscaldamento, in base alla seguente procedura:

- Definizione delle caratteristiche geometriche dell'edificio
- Definizione delle variabili climatiche
 - temperatura media mensile dell'aria esterna
 - radiazione media mensile su superficie orizzontale
 - velocità media mensile del vento
- Individuazione delle zone riscaldate, ognuna servita da un singolo impianto e caratterizzata da una temperatura interna che coincide con la **temperatura operante**.
- **Rendimenti impianto**