

I CARICHI TERMICI ESTIVI





I CARICHI TERMICI ESTIVI

Il calcolo delle rientrate di calore estive, rispetto a quello delle dispersioni invernali, richiede una più difficile valutazione vista la molteplicità dei fattori da considerare per la stima dei carichi ambiente.

In particolare, mentre per il calcolo delle dispersioni invernali si fa riferimento a condizioni stazionarie (si assume cioè che la temperatura dell'aria esterna rimanga costante nel corso della giornata e pari al valore di progetto) nel caso delle rientrate estive tale discorso viene a mancare a seguito dell'estrema variabilità dei flussi termici legati alla radiazione solare.

Si parla, infatti, di carichi termici "rotanti" estremamente variabili nel corso della giornata e strettamente influenzati dalle caratteristiche inerziali delle strutture, responsabili di fenomeni di attenuazione e sfasamento temporale del carico termico effettivo rispetto all'apporto di calore istantaneo.

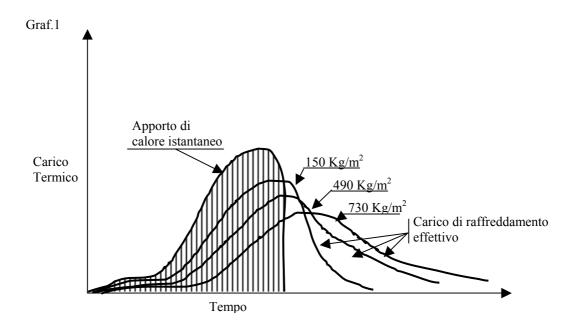
Dal grafico 1 è possibile osservare quanto appena detto. La curva superiore rappresenta l'apporto di calore istantaneo per radiazione su una parete esposta ad ovest. Tale apporto istantaneo (space heat gain) è definibile come la quantità di calore che entra all'interno dello spazio occupato in un dato istante. La curva inferiore rappresenta, invece, il carico di raffreddamento effettivo (space cooling load) e cioè la quantità di calore che deve essere rimosso dallo spazio al fine di mantenere costante la temperatura dell'aria. La somma di tutti i flussi termici ad un dato istante non necessariamente eguaglia il carico di raffreddamento per lo spazio allo stesso istante.

Il calore dovuto alla radiazione solare deve essere prima assorbito dalle superfici di delimitazione del locale (pareti, porte, soffitti etc...) e dagli oggetti in esso contenuti; allorché la temperatura di questi supera quella dell'aria ambiente una parte del calore assorbito viene trasferito per convezione ed irraggiamento all'ambiente circostante. La capacità della struttura di immagazzinare il calore è responsabile quindi della differenza sostanziale che sta alla base dei concetti di apporto di calore istantaneo e carico di raffreddamento.

Sempre dal grafico 1 si nota come l'inerzia termica delle strutture determina un'attenuazione del carico di raffreddamento effettivo rispetto all'apporto istantaneo ed uno sfasamento temporale funzione della massa delle strutture:



al diminuire del peso della struttura il carico di raffreddamento effettivo,



che andrà poi ad influire sulla scelta della potenzialità delle macchine, approssima sempre più l'andamento della radiazione solare istantanea.

Particolare attenzione occorrerà, quindi, prestare allo studio di tali fenomeni onde evitare di commettere errori grossolani che potrebbero far lievitare in modo considerevole i costi impiantistici.

VALUTAZIONE DEI CARICHI SENSIBILI E LATENTI

La stima dei carichi ambiente prevede un'attenta valutazione di tutte le componenti che contribuiscono alla definizione dei carichi sensibili e latenti.

E' possibile, a tale proposito, diversificare i contributi classificandoli per come di seguito riportato.

• CONTRIBUTI DI CALORE SENSIBILE

- Radiazione solare attraverso vetri, muri, tetti;
- Trasmissione attraverso vetri, muri e tetti;
- Infiltrazione di aria esterna;
- Apporto interno all'ambiente dovuto a persone, luci, apparecchiature elettriche.



• CONTRIBUTI DI CALORE LATENTE

- Apporto di vapore dovuto a persone presenti in ambiente;
- Infiltrazione di aria esterna, avente in genere un'umidità specifica superiore a quella dell'aria ambiente;
- Vapore prodotto in ambiente da eventuali processi o apparecchiature presenti.

Sulla base di quanto appena detto appare chiaro che una stima precisa dei carichi ambiente, vista la molteplicità dei fattori da considerare, prevede un'attenta valutazione dei differenti contributi alle varie ore della giornata.

La scelta della potenzialità dell'impianto sarà quindi determinata dal valore del carico massimo concomitante ad una data ora.

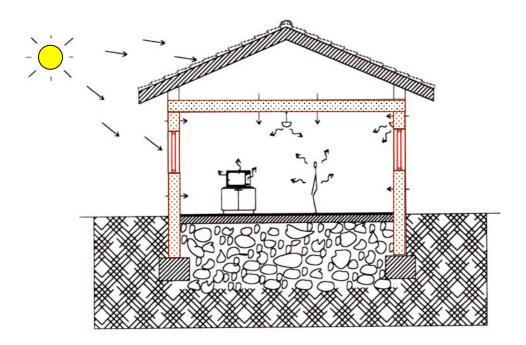


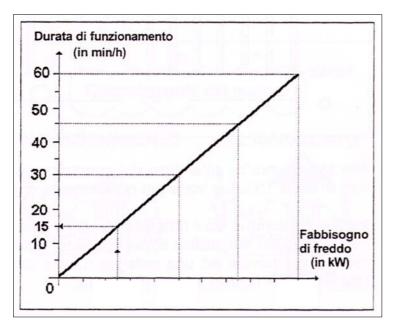
Fig. 1- Esempio di rientrate di calore

Occorre tuttavia precisare che nella gran parte dei casi la richiesta di freddo, in qualsiasi condizione, è sempre inferiore alla potenza frigorifera disponibile.

Il grafico che segue mostra la durata di funzionamento di un gruppo frigo in relazione al fabbisogno di freddo. Consideriamo, ad esempio, un piccolo impianto di climatizzazione il cui carico frigorifero stimato sia pari a 15 kW per una temperatura dell'aria esterna di 35 °C.



In piena estate con **35** °C il fabbisogno di freddo sarà di **15** kW e la regolazione farà funzionare il gruppo **60 min/h** al fine di mantenere in ambiente le condizioni desiderate. In inverno, essendo nulla la richiesta di freddo, il gruppo non funzionerà mai (**0 min/h**). Se il fabbisogno di freddo dovesse scendere a **7.5** kW, il gruppo funzionerebbe solo **30 min/h** o **15 min/h** se tale fabbisogno scendesse ancora a **3.75** kW.



Naturalmente quando si dice che il gruppo funzionerà per 15 min/h non significa che rimarrà fermo per 45 min ma che la somma dei tempi di funzionamento del gruppo sarà uguale a 15 min.

La durata dei tempi di funzionamento e dei tempi di arresto del gruppo frigo è quindi strettamente dipendente dal rapporto tra la potenza

frigorifera richiesta e quella installata oltre che da parametri intimamente legati al tipo di regolazione utilizzata, alla tipologia impiantistica adottata etc...

Nel caso di gruppi frigoriferi monocompressore, privi di gradi di parzializzazione, un disavanzo elevato tra offerta e domanda può essere responsabile di instabilità operative che, oltre a dar luogo ad oscillazioni della temperatura di mandata dell'acqua negli impianti, costringono il motocompressore a continui attacchi e stacchi con il rischio di fermi tecnici legati a bruciatura degli avvolgimenti elettrici, grippaggi del motore, etc... Per proteggere l'incolumità dei motocompressori privi di parzializzazione e comunque in tutti quei casi in cui il contenuto di acqua nell'impianto sia basso al punto da rischiare blocchi funzionali per intervento delle sicurezze antigelo, occorre aumentare artificialmente il contenuto di acqua nell'impianto attraverso l'impiego del serbatoio inerziale. Quest'ultimo, infatti, funge da volano termico in grado di accumulare la potenza frigorifera prodotta in più nelle fasi di attività del compressore per restituirla successivamente nelle fasi di inattività.

Una corretta valutazione dei carichi ambiente è di fondamentale importanza ai fini della



definizione della potenzialità frigorifera necessaria. Conviene ricordare che un gruppo frigorifero sovradimensionato funziona lontano dalle condizioni nominali e di conseguenza lavorando a carico parziale per la maggior parte del suo tempo sarà caratterizzato da basse efficienze energetiche (EER) ed intermittenze operative responsabili di possibili pendolazioni nei controlli di temperatura.

CONSIDERAZIONI DI CARATTERE IMPIANTISTICO

Per poter procedere allo studio di un impianto di condizionamento occorre disporre di una serie di dati di fondamentale importanza necessari per una corretta valutazione dei carichi ambiente.

I dati in questione possono essere così riassunti:

- Località climatica;
- Piante e Sezioni;
- Orientamento;
- Caratteristiche strutturali dei componenti opachi;
- Caratteristiche dei componenti finestrati;
- Destinazione d'uso dei locali;
- Grado di polverosità dell'aria ambiente;
- Condizioni termoigrometriche di progetto previste (interne ed esterne);
- Grado di tolleranza previsto per le condizioni ambiente;
- Numero di persone presenti o previste in ambiente;
- Numero e tipo di lampade per l'illuminazione presenti in ambiente;
- Numero e tipo di macchine elettriche installate in ambiente;
- Orario previsto di funzionamento giornaliero dell'impianto;
- Informazioni sui locali circostanti, sottostanti e sovrastanti (se condizionati o riscaldati e a che temperatura);
- Fluido termovettore a disposizione;
- Disponibilità di vani tecnici per alloggiare i macchinari;



CARICHI AMBIENTE

Analizzeremo di seguito la procedura di calcolo dei carichi ambiente. Tale trattazione verrà supportata da un esempio pratico allegato.

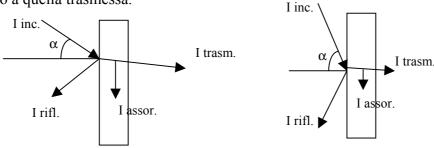
1. RADIAZIONE SOLARE ATTRAVERSO IL VETRO.

Le superfici finestrate si comportano diversamente nei confronti degli scambi termici per irraggiamento in relazione alla differente trasmissività che presentano alla radiazione a bassa ed alta lunghezza d'onda. Esse lasciano passare la maggior parte della radiazione nel campo $0.4 \div 2.5~\mu m$ interessante lo spettro solare ma si comportano come "opache" nei confronti della radiazione caratterizzata da elevata lunghezza d'onda (> 4 μm) che, per intenderci, è quella dovuta al riscaldamento, all'illuminazione, alle persone e comunque emessa da tutti quei corpi caratterizzati da un temperatura inferiore a 120 °C.

Quanto appena detto consente di spiegare il problema "effetto serra": la radiazione solare che attraversa una superficie vetrata è in parte assorbita ed in parte riflessa dalle superfici di delimitazione dell'ambiente e dagli oggetti in esso contenuti; essendo tale radiazione caratterizzata da una lunghezza d'onda elevata rimane intrappolata all'interno dell'ambiente con un effetto di surriscaldamento legato all'energia associata alla radiazione stessa.

E' ovvio che la trasmissività di una superficie vetrata dipende dalla sua composizione chimica, dallo spessore, dalla presenza di pellicole di rivestimento, dalla lunghezza d'onda della radiazione e dal suo angolo d'incidenza.

Con riferimento a quest'ultimo punto occorre specificare che ciò che investe la superficie vetrata non è totalmente trasmesso nell'ambiente ma in parte è riflesso all'esterno, in parte trasmesso ed in parte assorbito. La quota trasmessa all'interno dipende dall'angolo di incidenza dei raggi solari sul vetro oltre che dalle caratteristiche del vetro in oggetto. Al crescere dell'angolo d'incidenza aumenta la quota riflessa rispetto a quella trasmessa.





Il calcolo delle rientrate di calore attraverso le superfici finestrate richiede la conoscenza dei seguenti parametri:

- 1. La radiazione solare massima mensile per il mese considerato e per l'esposizione in oggetto;
- 2. Area finestre;
- 3. Fattori correttivi (fattore tapparelle, fattore foschia, fattore Altitudine, fattore tipologia vetro);
- 4. Fattori d'accumulo;

Il valore di **radiazione solare massima mensile** si trova tabellato in funzione della latitudine per i diversi mesi dell'anno e per le differenti esposizioni con riferimento a vetro semplice e telaio in legno.

Nella tabella sottostante sono riportati, per praticità, solo i valori della radiazione solare con riferimento a latitudini nord: 45° e 40°.

(Per maggiori e più dettagliate informazioni consultare specialistici)

	RADIAZIONE SOLA – FINE								PLICE	
Lat.	Mese/Esposizione	N	NE	Е	SE	S	SO	O	NO	Orizzontale
	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
40°	Settembre/marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496
	Ottobre/Febbraio	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
	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
45°	Settembre/marzo	23	147	389	439	403	439	389	147	448
	Ottobre/Febbraio	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

I valori riportati in tabella, sono basati sulle seguenti ipotesi:

- Assenza di foschia;
- Altitudine pari al livello del mare;
- Temperatura di rugiada dell'aria esterna pari a 19.5 °C a livello del mare.



Nel caso, quindi, ci si discosti dal tali condizioni occorrerà correggere i dati sopra riportati con i seguenti fattori correttivi (FCR_1) :

<u>FCR</u> ₁	
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
Tunto di Tugidua.	19.5°C.

In presenza, inoltre, di schermi e/o di vetro ordinario non semplice, occorrerà introdurre un'altra serie di fattori correttivi (FCR_2), di cui si riporta in tabella una sintesi abbastanza significativa:

<u>FCI</u>	$\underline{\mathbf{R}}_2$							
Tipo di	Senza		a interna o a nterno (45º	0		a esterna 5°)	Tenda	esterna
vetro	schermi	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%)	$0.8 \div 0.62$	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

Occorrerà considerare, infine, **i differenti fattori di accumulo** (*FCR*₃) tabellati anche essi in relazione al numero di ore di funzionamento dell'impianto, con riferimento a superfici finestrate con o senza schermi interni e/o esterni, ed in relazione alle differenti



esposizioni, alla tipologia delle strutture (medie, leggere e pesanti) oltre che all'ora solare di riferimento.

Nella tabella sottostante sono stati riportati per comodità e per praticità di rappresentazione solo i fattori d'accumulo (FCR_3) per la radiazione solare relativi ad un impianto con funzionamento pari a **12 ore giornaliere**, in presenza di schermi interni oppure vetro non schermato o con schermi esterni - <u>Temperatura ambiente costante</u>.

Lat. NORD					Ora	solare -	- Schei	·mo int	erno				
Esposizione	Kg/ m ²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	730	0.59	0.67	0.62	0.49	0.33	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.17
Nord /Est	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
	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
Est	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
	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
Sud /Est	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
	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
Sud	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
	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
Sud/Ovest	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
	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
Ovest	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
	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
Nord/Ovest	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	730						0.	96					
ombra	490						0.	98					
	150							1					



Lat. NORD			Ora s	olare -	- Vetro	non so	cherma	ito o co	n sche	rmo est	terno		
Esposizione	Kg/ m ²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	730	0.34	0.42	0.47	0.45	0.42	0.39	0.36	0.33	0.30	0.29	0.26	0.25
Nord /Est	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
	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
Est	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
	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
Sud /Est	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
	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
Sud	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
	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
Sud/Ovest	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
	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
Ovest	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
	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
Nord/Ovest	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	730	0.96	0.75	0.79	0.83	0.84	0.86	0.88	0.88	0.91	0.92	0.93	0.93
ombra	490	0.81	0.84	0.86	0.89	0.91	0.93	0.93	0.94	0.94	0.95	0.95	0.95
0111014	150]	1					

(per maggiori informazioni consultare testi specialistici)

Concludendo il calcolo delle rientrate per irraggiamento attraverso i componenti finestrati può essere effettuato attraverso l'applicazione di una relazione del tipo:

$$Q = (Rad. Sol. Mens.) \times (Sup. Vetrata) \times (FCR_1) \times (FCR_2) \times (FCR_3)$$

2. TRASMISSIONE DI CALORE ATTRAVERSO I VETRI.

Il calcolo delle rientrate di calore per trasmissione attraverso le superfici vetrate si effettua in maniera analoga a quanto si fa per il calcolo delle dispersioni invernali. La formula da utilizzare è infatti:



$$O = K \times S \times \Delta T$$

Dove

K è la trasmittanza della superficie finestrata;

S è la superficie finestrata;

ΔT è la differenza di temperatura tra interno ed esterno.

Valori approssimativi del coefficiente di trasmissione **K** sono:

- Vetro doppio, telaio in legno \cong 2.9 ÷ 3.2 W/m² °C;
- Vetro doppio, telaio in metallo \cong 3.3 ÷ 3.6 W/m² °C;
- Vetro comune semplice \cong 5 ÷ 6 W/m² °C;

3. TRASMISSIONE DI CALORE ATTRAVERSO LE STRUTTURE OPACHE.

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:

- 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:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{K} \times \mathbf{S} \times \Delta \mathbf{T}_{\text{equiv}}$$

dove ΔT_{equiv} è una differenza di temperatura equivalente che 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 m² di superficie.

(Per pavimenti poggianti su terreno o sovrastanti locali interrati, nel calcolo estivo si può trascurare lo scambio di calore).



I valori di ΔT_{equiv} , con riferimento a muri e tetti di colore grigio comunque orientati e di differente peso, sono riportati nelle tabelle sottostanti in relazione alle diverse ore del giorno e latitudine Nord pari a 40° .

Lat. NORD	$\Delta T_{ m equ}$	_{iv.} per n				\mathbf{O}_{a} mese di $\Gamma_{a.a.} = 2$		IO, esc				aliera 1	1°C,
Espos.ne	Kg/ m ²	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	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
Nord /Est	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
	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
Est	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
	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
Sud /Est	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
	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
Sud	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
	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
Sud/Ovest	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
	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
Ovest	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
	300	-2.5	-1.9	-1.4	-0.3	0.8	3	4.2	5.3	6.4	11.3	16.4	16.9
Nord/Ovest	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	300	-2.5	-1.9	-1.4	-0.8	-0.3	1.3	3	4.2	5.3	5.8	6.4	6.4
ombra	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

Tali valori fanno riferimento ad una temperatura dell'aria esterna di 34 °C ed una della aria interna di 26 °C, con un escursione giornaliera di 11 °C relativamente al mese di Luglio.

In condizioni diverse da quelle citate occorrerà apportare le seguenti correzioni:

• Con riferimento ad un'escursione di 11 °C ma con $\Delta T_{a.e./a.a.} \neq 8$ °C, il ΔT_{equiv} dovrà essere così corretto:

$$\Delta T_{equiv.~eff.} = \Delta T_{equiv.~tab.} + [(~T_{a.e.} - T_{a.a.}) - (34 - 26)]$$



Coeff. Corr. =
$$[(T_{a.e.} - T_{a.a.}) - (34 - 26)]$$
 (1)

dove

T_{a.a.} è la temperatura dell'aria ambiente;

T_{a.e.} è la temperatura dell'aria esterna;

Inoltre

- Per ogni grado in meno rispetto agli 11°C di escursione termica giornaliera, bisognerà sommare 0.5 °C al valore ricavato dalla (1) per avere valore correttivo complessivo;
- Per ogni grado in più rispetto agli 11°C di escursione termica giornaliera, occorrerà sottrarre **0.5** °C al valore ricavato dalla (1) per avere valore correttivo complessivo;

Per muri di colore medio il $\Delta T_{equiv.}$ è dato dalla relazione:

$$\Delta T_{\text{equiv. MEDIO}} = \Delta T_{\text{equiv. grigio NORD}} + 0.77*(\Delta T_{\text{equiv. ESPOSIZ.}} - \Delta T_{\text{equiv. grigio NORD}})$$

Per tetti di colore grigio, nelle stesse condizioni precedentemente viste, i valori di $\Delta T_{equiv.}$ sono riportati nelle tabelle successive.

Lat. NORD	$\Delta T_{ m equ}$	_{iv.} per T				mese di		IO, esc		e termic NORD		aliera 1	1°C,
Tetto	Kg/m² 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18							19					
Egnosto al	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
Esposto al sole	200	0.8	1.3	3	5.3	8.5	12.5	15.2	18.1	20.8	21.9	22.5	21.3
5016	300	3	3.6	4.2	5.8	8.5	11.9	14.7	16.9	19.2	20.8	21.3	20.8
Dicamanta	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
Ricoperto d'acqua	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
a arqua	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
Irrarata	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
Irrorato d'acqua	200	-0.8	-0.8	-0.3	0.8	2.8	4.7	6.9	7.4	7.4	7.4	7.4	69
a arqua	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
	100	-2.5	-1.4	-0.3	0.8	3	4.7	6.4	6.9	7.4	6.9	6.4	5.3
In ombra	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

Per tetti di colore medio il $\Delta T_{equiv.}$ è dato dalla relazione:

$$\Delta T_{equiv. \ MEDIO} = \Delta T_{equiv. \ grigio \ OMBRA} + 0.77*(\Delta T_{equiv. \ SOLE} - \Delta T_{equiv. \ grigio \ OMBRA})$$



Nel caso di sottotetto ventilato e soffitto isolato il ΔT_{equiv} può essere ridotto del 25%.

Per ciò che riguarda, invece, il calcolo delle rientrate di calore da ambienti adiacenti non condizionati, occorre tenere conto della differenza di temperatura effettiva tra gli ambienti stessi.

In assenza di dati precisi si può assumere che l'ambiente non condizionato segua l'andamento della temperatura esterna con un differenziale di 3 °C circa (in meno), nell'ipotesi chiaramente che in tale ambiente non vi siano fonti di calore interne.

Nel caso di pareti di separazione da cucine, locali caldaie etc.., la temperatura di tali ambienti può essere assunta pari a $T_{est.}$ + (8 °C ÷ 14 °C).

4. 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 (≅15% in più).

Nella pratica impiantistica si suole spesso introdurre un fattore di contemporaneità per 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 numero realmente presente ad un dato istante e sul tipo di attività che si sta svolgendo.

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

Coefficiente di contemporaneità per affo	ollamento
Alberghi	$0.4 \div 0.6$
Uffici	$0.7 \div 0.9$
Grandi magazzini	$0.8 \div 0.9$

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.).

(Per maggiori informazioni consultare testi specialistici)

Calore emesso dalle persone

T b. s.	2	24	2	6	2	7	2	8
ATTIVITA'	Lat. [kcal/h]	Sens. [kcal/h]						
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%). Tale calore assorbito dalle strutture di delimitazione viene successivamente rilasciato da porte, muri, pavimento etc....

Tale energia assorbita contribuisce, dunque, alla definizione del carico di raffreddamento anche dopo la chiusura delle luci, visto lo sfasamento temporale indotto dai fenomeni di accumulo termico nelle strutture.

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 nello starter.

Un valore abbastanza utilizzato per la stima dei carichi dovuti all'illuminazione è 12 W/m^2 , valore che può salire anche a 20 W/m^2 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.

INFILTRAZIONI 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:

$$Q_L = \rho * V * 0.60 * \Delta X \text{ [kcal/h]};$$

 $Q_S = \rho * V * 0.24 * \Delta T \text{ [kcal/h]};$

dove

 ρ = densità dell'aria alla temperatura considerata (p = 1 atm) [kg/m³];

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

0.24 = calore specifico dell'aria [kcal/kg°C];

 ΔT = differenza di temperatura tra aria esterna ed aria ambiente;

 ΔX = differenza di umidità specifica tra aria esterna ed aria ambiente [$g_{H2O}/kg_{aria\ secca}$];

V = portata volumetrica aria [m³/h].

Occorre precisare che nel caso di impianti di condizionamento a tutt'aria o impianti a ventilconvettori ed aria primaria, il carico termico dovuto all'aria di infiltrazione non va computato. Infatti in tale tipologia di impianti possiamo assumere nulle le infiltrazioni visto che gli ambienti climatizzati vengono mantenuti in pressione rispetto all'ambiente esterno.

Notiamo, infine, che negli impianti misti (acqua-aria) l'aria immessa in ambiente è trattata e di conseguenza fornisce un contributo di raffreddamento sensibile e latente che a rigore occorrerebbe computare ai fini della definizione del carico gravante su ventilconvettori.



CALCOLO DEI CARICHI TERMICI PER DEI LOCALI DESTINATI AD UFFICI

Si voglia climatizzare i locali riportati nella di figura 1 e destinati a pubblici uffici.

La tipologia impiantistica scelta sia quella di un impianto a tutt'aria con ricambio esterno pari al 50% del valore totale trattato.

Siano tali locali (**h** = **3.3 mt.**) posizionati al piano terra di un edificio e comunicanti superiormente in parte con appartamenti non condizionati, in parte con un sottotetto ventilato ed in parte con un terrazzo; si faccia riferimento a quest'ultimo come luogo dove poter installare la centrale di trattamento aria ed il gruppo frigorifero.

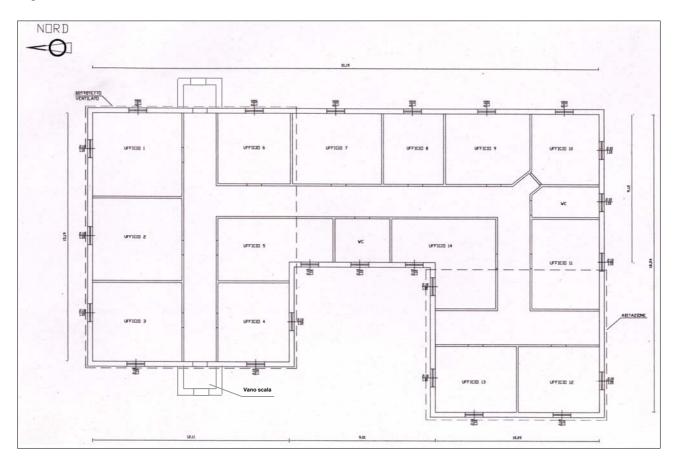
DATI DI PROGETTO

- Localita': Cosenza;
- Latitudine: 40° NORD;
- Estate: $T_{aria\ esterna} = 33.5\ ^{\circ}C;\ U.R. = 50\ \%;$
- Estate: $T_{amb, prog.} = 25 \text{ °C}$; U.R.= 50 %;
- Inverno: $T_{aria\ est.} = -3 \, ^{\circ}C$;
- Inverno: $T_{amb. prog.} = 20 \, ^{\circ}C$;
- **DT**: 8° (escursione termica giornaliera);
- **H (s.l.m.)**: 256 mt.;
- Mese più caldo: Luglio;
- **K**_{par}.: 0.95 W/m² °C (Muro esterno composto da 2 mattoni separati da una camera d'aria con intonaco esterno ed interno);
- **K**_{finestre}: 3,9 W/m²°C (doppio vetro esterno assorbente ed interno ordinario -, telaio in ferro);
- **K**_{porta}: 2.5 W/m²°C (porta in legno);
- **K**_{solaio}: 1.65 W/m²°C (solaio superiore);
- Numero di ore di funzionamento giornaliero dell'impianto: 12;
- Schermi interni costituiti da veneziana di colore chiaro;
- Affollamento previsto 1 persona ogni 8 m²;
- Illuminazione: 18 W/m² (Luci fluorescenti);
- Apparecchiature elettriche previste (computer): 8 W/m²;
- Salto termico tra aria esterna ed ambienti non condizionati: 3 °C.



PIANTA DEI LOCALI DA CLIMATIZZARE

Fig. 1



Dopo un'attenta analisi delle condizioni di carico termico cui potrebbe essere soggetta la struttura in relazione all'orientamento dei locali, alla maggiore o minore vicinanza di edifici circostanti, alle caratteristiche di trasmissività delle superfici finestrate ed all'orientamento delle stesse, alla presenza di ambienti adiacenti non condizionati o destinati ad attività particolari, supponiamo di aver individuato nelle ore pomeridiane (16:00) del mese presunto più caldo (Luglio) la condizione di carico più gravosa legata alla contemporaneità di differenti contributi.

Riportiamo per comodità di lettura su di una scheda puramente riassuntiva, il valore dei carichi sensibili e latenti precedentemente calcolati attraverso l'ausilio di software specifici in relazione alle condizioni estive ed invernali di progetto; è ovvio che in tale scheda non figurerà il contributo di carico dovuto all'aria esterna.

Quest'ultima, infatti, immessa in ambiente già trattata contribuirà a mantenerlo in sovrappressione rispetto a quello esterno impedendo l'ingresso di aria indesiderata attraverso finestre, porte etc...



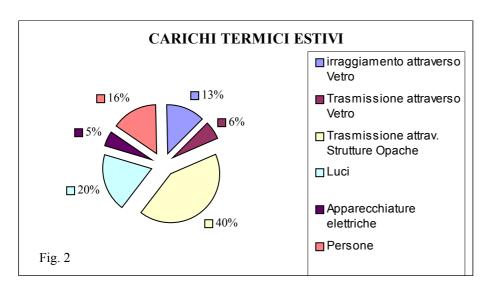
ESTI	vo		100		IMPL	ANTO A	1011.1	AKIA	
OCALE: PI	ANO TERRA			-					
Superficie condizionata =		452,00		2.1					
Altezza del locale =		3,30							
Volume condizionato =		1491,60							
CARICHI TERMICI ES	rivi		Temperatura	Umidità	Titolo		5		
Condizioni di progetto inte			25,00	50%	10,00				
Condizioni di progetto este			33,50	50%	15,40		100		
m² per persona:			8,00	56,50	Vano Scala	App. Div.	Sof. Pav. Ab.	Sottotetto	i e
Differenziali temperatura lo					-3,00	0,00	-3,00	0,00	9
Mese di riferimento:	LUGLIO	ORE:	16.00	Temp./ H immi	ssione (Kcal/h)	14,50	9,30		
CARLETT ATTRACT			Rad. Sol.v.s.l.	Fatt.correttivo	Superficie	Fatt. rid. Sch.	Fatt. accum.	Sensibile	Latente
CARICHI ATTRAVERSO SUP. FINESTRATE	ESPOSI	ZIONE	W/m²	?	m ²	?	?	w	w
Rad. Sol. Vetro	NOI	RD OS	46,40	1,127	11,55	0,36	0,98	213,08	-
Rad. Sol. Vetro	NORD		0,00	1,127	0,00	0,36	0,17	0,00	
Rad. Sol. Vetro	ES	T	515,00	1,127	13,86	0,36	0,19	550,24	
Rad. Sol. Vetro	SUD/	EST	0,00	1,127	0,00	0,36	0,25	0,00	
Rad. Sol. Vetro	SU	D	217,00	1,127	11,55	0,36	0,51	518,61	
Rad. Sol. Vetro	SUD/O	VEST	0,00	1,127	0,00	0,36	0,70	0,00	
Rad. Sol. Vetro	OVE	ST	515,00	1,127	16,17	0,36	0,72	2432,63	
Rad. Sol. Vetro	NORD/0	OVEST	0,00	1,127	0,00	0,36	0,58	0,00	
		TOTAL		R IRRAGGIAN				3714,56	
		K. C.			STEWN STO			A endangeress	
CARICHI PER	pon-	mor:	Trasmittanza	Superficie		DT	DT equiv.	Sensibile	Latente
TRASMISSIONE E RADIAZIONE	ESPOSI	LIONE	W/m ² °C	m ²		°C	°C	w	w
Trasm. Vetro	NOI		3,90	11,55		8,50		382,88	J
trasm. Pilastro	NO	-	0,00	0,00	Super. Netta		3,90	0,00	
trasm. Muro	NOI		0,95	80,39	68,84		3,90	255,04	
Trasm. Vetro trasm. Pilastro	NORD		0,00	0,00	Comes Notes	8,50	6,52	0,00	
trasm. Muro	NORD	111111111111111111111111111111111111111	0,00	0,00	Super. Netta 0,00		6,52	0,00	
Trasm. Vetro	ES	Т	3,90	13,86		8,50		459,46	
trasm. Pilastro	ES		0,00	0,00	Super. Netta		9,91	0,00	
trasm. Muro	ES	T	0,95	96,33	82,47		9,91	776,07	
Trasm. Vetro	SUD/		3,90	0,00	TOTAL T	8,50		0,00	
trasm. Pilastro	SUD/		0,00	0,00	Super. Netta		9,91	0,00	
trasm. Muro	SUD/		0,00	0,00	0,00	0.60	9,91	0,00	
Trasm. Vetro trasm. Pilastro	SU		3,90 0,00	0,00	Super. Netta	8,50	8,98	382,88 0,00	
trasm. Muro	SU		0,95	79,40	67,85		8,98	578,94	
Trasm. Vetro	SUD/O	VEST	3,90	0,00		8,50		0,00	
trasm. Pilastro	SUD/O	1.0000000000000000000000000000000000000	0,00	0,00	Super. Netta		8,14	0,00	
trasm. Muro	SUD/O		0,00	0,00	0,00		8,14	0,00	
Trasm. Vetro	OVE		3,90	16,17	0 11	8,50	222	536,04	
trasm. Pilastro trasm. Muro	OVE	-	22,00 0,95	4,00 31,21	Super. Netta 11,04		7,37 7,37	648,12 77,24	
Trasm. Vetro	NORD/C		3,90	0,00	11,07	8,50	7,07	0,00	
trasm. Pilastro	NORD/C		0,00	0,00	Super. Netta	0,00	4,75	0,00	
rasm. Muro	NORD/C	VEST	0,00	0,00	0,00		4,75	0,00	
trasm. Porta			2,50	3,96		5,50		54,45	
trasm. Pilastro			0,00	0,00	Super. Netta	5,50		0,00	
rasm. Muro Vano Scala			0,95	13,20	9,24 Suran Natta	5,50		48,28	
rasm. Pilastro rasm. Muro App. Div		- 110	0,00	0,00	Super. Netta 0,00	8,50 8,50		0,00	
Soff. sotto Abitazione			1,65	184,87	-100	5,50		1677,70	
Sottotetto Ventilato			1,65	93,10	0,75		19,49	2245,24	
Terrazzo piano			1,65	173,72	-31		19,49	5586,00	
Pavim. su Abitazione	7731		0,00	0,00		5,50		0,00	
Sottotetto			0,00	0,00		8,50		0,00	
and the second	ativo	3	3,177	7111		-			
110		OTALEC	A DICUI DEC 3	PACMICCION	E WATT		TU PARTITION	12200 24	
	Т	JIALE C	ARICHI PER I	TRASMISSION	- WATT			13708,34	
CARICHI INTERNI	App. Unit	. W/m ²	Fatt.correttivo	Superficie	Contempor.	Fatt.accumul.			1274
Luci	18		1,25	452,00	0,70	0,80		5695,20	7 B T
Apparecch. Elettriche	8		1,00	452,00	0,80	0,50		1446,40	
AFFOLLAMENTO	App. Unit.	W/pers.			- 7117	Numero max	Contempor.	Lo VIII	
Sensibile	60					56,50	0,70	2373,00	
Latente	55				This are	56,50	0,70	2 1 -	2175,25
TOTAL	E SENSIBI	LE/LAT	ENTE (W)-C	ARICHI INTER	RNI ED AFFOL	LAMENTO	100	9514,60	2175,25
									_
TOTAL	GENERAL			TE (WATT)-	ESCLUSA AR	and the second		2911	2,73
	Watt/m ²		/att/m ²	CARICO S		Wat	t/m³	S/T	0,93
CARICO SPECIFI	CO								



Nella tabella successiva figurano i valori di **DT** equivalente calcolati con riferimento alle differenti esposizioni, considerando strutture opache di colore medio caratterizzate da un peso per m^2 di superficie di **200** e **300**, avendo cura di non trascurare i fattori correttivi legati ad un differente valore della temperatura esterna ed interna di progetto e all'escursione termica giornaliera.

Nord	DT equiv. colore scuro	caratterizzati da un peso DTg.n. = 11°C	/m ² pari a 300 per i tetti invece 200. Tali valori	si riferiscono a	
	1,9				
Nord/Est	DT equiv. colore scuro	DT equiv. colore scuro Esp.	DT equivalente colore medio	Fatt. Corr. 1	Fatt.
	1,9	5,3	4,52	0,50	
Est	DT equiv. colore scuro	DT equiv. colore scuro Esp.	DT equivalente colore medio	Fatt. Corr. 1	Fatt.
a	1,9	9,7	7,91	0,50	
Sud/Est	DT equiv. colore scuro	DT equiv. colore scuro Esp.	DT equivalente colore medio	Fatt. Corr. 1	Fatt.
	1,9	9,7	7,91	0,50	
Sud	DT equiv. colore scuro	DT equiv. colore scuro Esp.	DT equivalente colore medio	Fatt. Corr. 1	Fatt.
	1,9	8,5	6,98	0,50	1
Sud/Ovest	DT equiv. colore scuro	DT equiv. colore scuro Esp.	DT equivalente colore medio	Fatt. Corr. 1	Fatt.
	1,9	7,4	6,14	0,50	
Ovest	DT equiv. colore scuro	DT equiv. colore scuro Esp.	DT equivalente colore medio	Fatt. Corr. 1	Fatt.
	1,9	6,4	5,37	0,50	1
Nord/Ovest	DT equiv. colore scuro	DT equiv. colore scuro Esp.	DT equivalente colore medio	Fatt. Corr. 1	Fatt.
	1,9	3	2,75	0,50	1
Sottot. Ventil.	DT equiv. Tetto in ombra	DT equiv. tetto esposto al sole	DT equivalente colore medio	Fatt. Corr. 1	Fatt.
	6,4	20,8	17,49	0,50	1
Terrazzo	DT equiv. Tetto in ombra	DT equiv. tetto esposto al sole	DT equivalente colore medio	Fatt. Corr. 1	Fatt.
100000100010	6,4	20,8	17,49	0,50	1

Come è possibile osservare dal grafico di figura 2, il contributo di carico maggiore risulta essere quello legato alla trasmissione attraverso le strutture opache (40%), seguito dal carico dovuto all'illuminazione (20%), alle persone (16%) ed infine all'irraggiamento (13%) attraverso le



superfici finestrate. Una valutazione abbastanza superficiale dei risultati ottenuti porterebbe a questo punto ad attribuire alle rientrate di calore dovute all'irraggiamento un ruolo di scarso valore se confrontato con quello relativo alle altre forme di

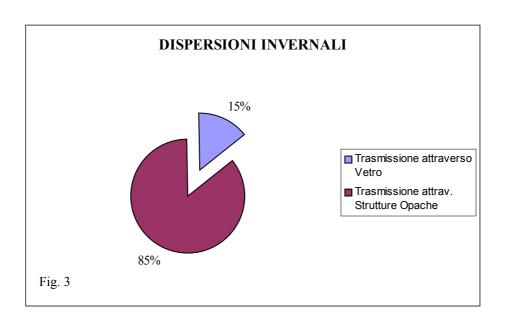


INVERNO			STREET,	IIVIPIA	ANIOA	TUTT'	ANIA	
LOCALE: PIA	NO TERRA						V-10-12	
Superficie condizionata =	452,00							
Altezza del locale =	3,30							
Volume condizionato =	1491,60							
DISPERSIONI INVERN	ALI	Temperatura	Umidità	1				
Condizioni di progetto interne :		20,00	50%		12 m 3 L			
Condizioni di progetto este		-3,00	50%	CIEVANI.				
				Vano Scala	App. Div.	Sof. Pav. Ab.	Terreno	Sottotetto
Temperature dei locali nor	riscaldati			6,00	0,00	14,00	2,00	0,0
	THE RESERVE		7000					
CARICHI PER	ESPOSIZIONE	Trasmittanza	Superficie		DT	Magg. P.T.	Sensibile	Latente
TRASMISSIONE	ESTOSIZIONE	W/m ² °C	m ²	(Sept.)	°C	Wagg. 1.1.	W	W
Trasm. Vetro	NORD	3,90	11,55	STATE OF	23,00	1,20	1243,24	
trasm. Pilastro	NORD	0,00	0,00	Super. Netta	23,00	1,20	0,00	YWW.
trasm. Muro Trasm. Vetro	NORD/EST	0,95	80,39	68,84	23,00	1,20	1804,93	- 2 3
trasm. Vetro	NORD/EST	3,90 0,00	0,00	Super. Netta	23,00	1,20	0,00	
trasm. Muro	NORD/EST	0,00	0,00	0,00	23,00	1,20	0,00	
Trasm. Vetro	EST	3,90	13,86	i diekam	23,00	1,15	1429,73	
trasm. Pilastro	EST	0,00	0,00	Super. Netta	23,00	1,15	0,00	
trasm. Muro	EST	0,95	96,33	82,47	23,00	1,15	2072,19	
Trasm. Vetro	SUD/EST	3,90	0,00		23,00	1,10	0,00	
trasm. Pilastro	SUD/EST	0,00	0,00	Super. Netta	23,00	1,10	0,00	
trasm. Muro	SUD/EST	0,00	0,00	0,00	23,00	1,10	0,00	
Trasm. Vetro trasm. Pilastro	SUD	3,90	0,00	Super Matte	23,00	1	0,00	
trasm. Pilastro	SUD	0,00	79,40	Super. Netta 67,85	23,00	1	1482,48	
Trasm. Vetro	SUD/OVEST	3,90	0,00	5,,00	23,00	1,05	0,00	TO UNIVERSE
trasm. Pilastro	SUD/OVEST	0,00	0,00	Super. Netta	23,00	1,05	0,00	District N
trasm. Muro	SUD/OVEST	0,00	0,00	0,00	23,00	1,05	0,00	
Trasm. Vetro	OVEST	3,90	16,17		23,00	1,10	1595,49	
trasm. Pilastro	OVEST	22,00	4,00	Super. Netta	23,00	1,10	2226,40	
trasm. Muro	OVEST	0,95	31,21	11,04	23,00	1,10	265,35	
Trasm. Vetro	NORD/OVEST	3,90	0,00		23,00	1,15	0,00	
trasm. Pilastro trasm. Muro	NORD/OVEST	0,00	0,00	Super. Netta 0,00	23,00	1,15	0,00	
trasm. Porta	NORD/OVEST			0,00		1,13		
trasm. Pilastro		2,50 0,00	3,96 0,00	Super. Netta	14,00 14,00		0,00	
trasm. Muro Vano Scala		0,95	13,20	9,24	14,00	91911178	122,89	
trasm. Pilastro	OF THE SECTION	0,00	0,00	Super. Netta	20,00	Value Louis	0,00	Tarte 1
trasm. Muro App. Div	147 1 801	0,00	0,00	0,00	20,00	THE PARTY	0,00	off rebrui
Soff. sotto Abitazione	US A WELL	1,65	184,87		6,00		1830,21	
Sottotetto Ventilato		1,65	93,10		23,00	PS for the Salar	3533,15	
Terrazzo piano	The transfer	1,65	173,72	- 12-11-11-1	23,00	Selvice.	6592,67	SIE LEW
Sottotetto	Children state	0,00	0,00		20,00		0,00	
Pavim. su Abitazione		0,00	0,00		20,00		0,00	
Pav. su Terrapieno Ne	gativo	1,3	452,00	mind a like	18,00		10576,80	Profession (
	TOTALE C	ARICHI PER T	RASMISSIO	NE - WATT			35950,17	10411
	Watt/m ²				Watt/m ³	CALL TO STATE		
CARICO SPECIFICO	79,54	CARICO		SPECIFICO	24,10	new meaning		RE
	App. Unit. W/m ²	Fatt.correttivo	Superficie	Contempor.	Fatt.accumul.			
Luci								
Terminali		3000						
AFFOLLAMENTO	App. Unit. W/pers.		The state	Va Calland	Numero max	Contempor.	- Lawrence	Avel (
Sensibile								
Latente						V V A PLANTE	Mary Control of	



scambio termico. In realtà, quanto detto, cessa di essere vero nel momento in cui il confronto tra i differenti contributi di carico è relazionato all'entità della superficie attraverso cui il calore penetra in ambiente. Movendosi in tale direzione è possibile rendersi conto di come in realtà il carico radiante sia il più pericoloso poiché "spalmato" su di una superficie che corrisponde al solo 7 % dell'intera superficie di delimitazione dell'edificio da climatizzare. Ciò fa comprendere come in edifici caratterizzati da grandi superfici vetrate, l'adozione di adeguata schermatura nei confronti della radiazione solare permette una grossa riduzione della componente di carico associata ed una minore richiesta di potenza frigorifera con conseguente risparmio sui costi legati all'acquisto del gruppo frigorifero ed al dimensionamento dell'impianto di distribuzione del fluido termovettore. Il grafico di figura 3 mostra, in modo similare, l'entità delle dispersioni attraverso muri, tetti, pareti

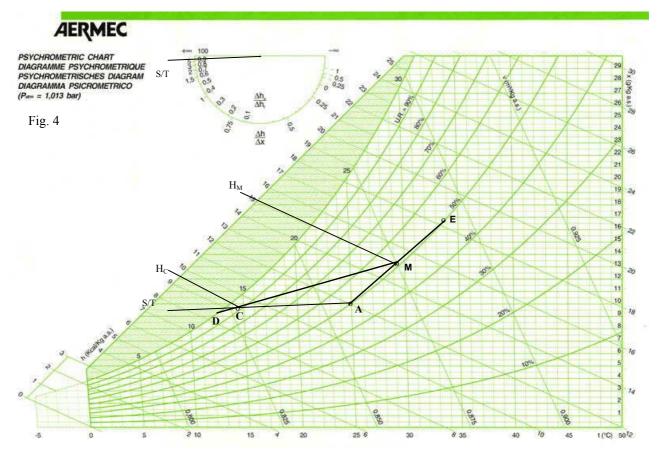
Il grafico di figura 3 mostra, in modo similare, l'entità delle dispersioni attraverso muri, tetti, pareti e componenti finestrate. In questo caso la dispersione attraverso le strutture opache è rilevante se confrontata con quella che compete alle superfici vetrate.



Il dato di partenza per poter procedere graficamente (ASHRAE) ed analiticamente ad una valutazione dei trattamenti estivi ed invernali è rappresentato dal carico termico totale. Tale carico avente valore 29112 W è così composto: Sensibile 26937 W, Latente: 2175 W.

Dal diagramma **ASHRAE**, fissate le condizioni termoigrometriche di progetto estive e tracciata la retta dei "carichi ambiente" a partire dal punto "**A**" con pendenza **S/T**, si risale facilmente alle condizioni termoigrometriche cui immettere l'aria in ambiente al fine di neutralizzare il carico termico calcolato.





Le relazioni da utilizzare per individuare le condizioni di immissione dell'aria in ambiente sono:

$$\mathbf{Q_s} = m * c_p * \Delta T = m * 0.24 * (T_a - T_{imm}) = 1.2 * Q * 0.24 * (T_a - T_{imm}); (1)$$

$$\mathbf{Q_1} = m*0.6*\Delta X = m*0.6*(X_a - X_{imm}) = 1.2*Q*0.6*(X_a - X_{imm}); (2)$$

Si tratta di un sistema di due equazioni in tre incognite: T_{imm} , m, X_{imm} per risolvere il quale occorre ipotizzare una delle tre variabili e ricavare di conseguenza le altre due. Le alternative possibili sono due:

- 1) ipotizzare il dato di portata e ricavare la temperatura d'immissione (T_{imm}) ed il titolo (X_{imm});
- 2) ipotizzare il salto termico DT $_{amb.-imm}$ e ricavare la portata d'aria (m) ed il titolo (X_{imm}) .

Scegliendo di seguire la seconda alternativa ed ipotizzando un **DT** tra aria ambiente ed aria immessa di circa 10,5 °C, dalla (1) ricaviamo una portata volumetrica di aria pari a **Q** = 7670 m³/h. Sostituendo il valore trovato nella (2) otteniamo un ΔX tra aria ambiente e aria immessa di 0.34 g/Kg_{aria secca}. E' importante notare che tutti i punti sulla retta S/T rappresentano condizioni termoigrometriche di immissione dell'aria in ambiente in grado di neutralizzare i carichi ambiente. La differenza tra un punto ed un altro è nella portata che ne deriva: inviando aria in ambiente a temperatura più elevata occorrerà una maggiore portata, viceversa con aria più



fredda sarà possibile utilizzare un minore quantitativo di aria a beneficio sia di un più piccolo ventilatore sia di una minore spesa derivante dall'impiego di canalizzazioni con dimensioni ridotte. Sia "C" il punto rappresentativo delle condizioni termoigrometriche di immissione dell'aria.

Una terza via percorribile in grado di consentire l'individuazione del C è quella di unire il punto di miscela **M** tra aria esterna ed interna con un valore di temperatura superficiale del pacco alettato prossimo a quello raggiungibile con le normali temperature dell'acqua refrigerata o con l'espansione diretta di refrigerazione.

Con riferimento ad acqua a 7 °C e salto termico 5 °C tale valore di temperatura può essere considerato pari al valore medio della temperatura dell'acqua tra l'ingresso ed l'uscita della batteria aumentato di 2 °C ÷ 2.5 °C.

Dal grafico rappresentato in figura 4 si ricava la potenza scambiata sulla batteria fredda:

$$Q_F = m*\Delta h = m*(h_m - h_c) = 1.2 * 7670 * (14.81-9.36) * 1.16 \approx 58844 W (3)$$

Nota a questo punto la potenza ed ipotizzato il salto termico lato acqua di 5 °C risaliamo alla portata che dovrà circolare all'interno batteria: $m_{H2O} = 10132$ [l/h].

Sempre dal grafico precedente è possibile calcolare il valore del fattore di contatto della batteria (1-BF), definito dal rapporto **MC/MD**, pari circa a **0.** 86. Una volta noto tale fattore, entrando nella tabella sottostante risaliamo alle caratteristiche della batteria standard (geometria 60x30) in grado di realizzare il trattamento in oggetto.

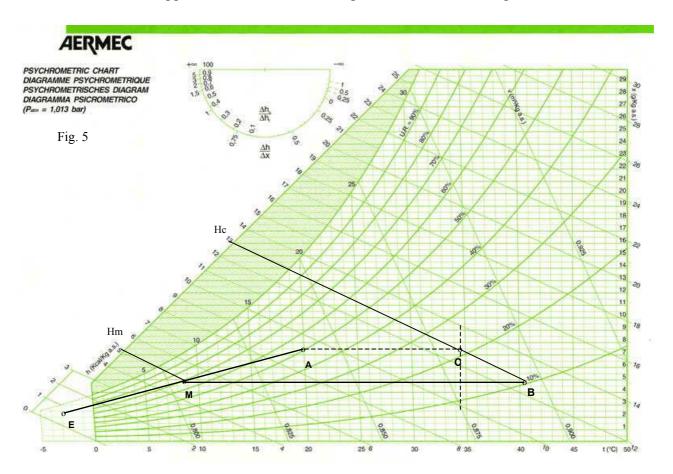
FATTORE DI CONTATTO		8 R	6R	4R	
PASSO ALETTE 2	V = 2	0.973	0.936	0.830	
	V = 25	0.96	0.915	0.770	
	V = 3	0.942	0.870	0.750	
PASSO ALETTE 2.5	V = 2	0.955	0.908	0.775	
	V = 25	0.933	0.875	0.730	
	V = 3	0.912	0.850	0.690	
PASSO ALETTE 3	V = 2	0.919	0.850	0.720	
	V = 25	0.895	0.82	0.720	
	V = 3	0.870	0.800	0.620	

Ipotizzando un passo alette di 2.5 mm ed una velocità di attraversamento dell'aria compresa tra 2,5 m/sec e 3 m/sec, il numero di ranghi della batteria in grado di garantire il trattamento estivo richiesto è 6.

E' a questo punto chiaro che le prestazioni di una batteria dipendono dal numero di ranghi, dal



passo delle alette e dalla velocità di attraversamento dell'aria. In particolare il "fattore di contatto" cresce all'aumentare del NR perché aumenta la superficie di scambio; per un dato NR ed un'assegnata velocità cresce al diminuire del passo delle alette per lo stesso motivo precedentemente accennato; per un dato NR e dato passo delle alette cresce al diminuire della velocità per effetto dei minori trafilamenti e per l'aumento dei tempi di contatto tra aria e batteria. Passando, invece, alle dispersioni invernali abbiamo visto che esse valgono 35951 W ossia 30954 Kcal/h. Sulla base della portata d'aria già calcolata, partendo dalle condizioni di progetto, si risale alla temperatura cui occorre immettere l'aria in ambiente al fine di compensare le perdite di calore invernali. Quanto appena detto è visibile sul diagramma ASHRAE di figura 5.



Dalla relazione:

$$Q_s = m * c_p \Delta T = m * c_p (T_{imm} - T_a) = 1.2 * 7670 * 0.24 * (T_{imm} - 20) (4);$$

si ricava una temperatura di immissione dell'aria: $T_{imm} = 34$ °C (punto C);

Considerato che il valore di titolo corrispondente ai punti M ed A è rispettivamente:

$$X_{misc} = 4.95 \text{ g/Kg}_{aria \text{ secca}};$$

 $X_{amb} = 7.4 \text{ g/Kg}_{aria \text{ secca}};$

e che l'arricchimento igrometrico da realizzare per portare l'aria dalla condizioni M a quelle A è



2.45 g/kg_{aria secca} , ne consegue la necessità di surriscaldare l'aria rispetto ai **34** °C al fine di compensare il calore assorbito nel processo di umidificazione.

Il valore di tale incremento di temperatura lo si ricava dalla seguente equazione di bilancio termico:

$$0.6 * \Delta X = 0.24 * \Delta T;$$

 $\Delta T = 0.6 * 2.45/(0.24) = 6.125 °C;$

Dai valori di entalpia relativi ai punti M e C si risale, infine, alla potenza termica scambiata sulla batteria calda attraverso la relazione:

$$Q_F = m*\Delta h = m*(h_c - h_m) = 1.2*7670*(13.1-5)*1.16 = 86.5 \text{ KW}$$
 (3)

<u>Nota</u>: come già detto, l'arricchimento igrometrico realizzato è 2,45 g/K_{garia-secca}. Poiché per ogni grammo di arricchimento si ha una riduzione di temperatura di circa $2 \div 2,5$ °C, converrebbe, nel caso di forti arricchimenti (quindi grosse riduzioni dei valori di temperatura), privilegiare un sistema di umidificazione a pacco alveolare.

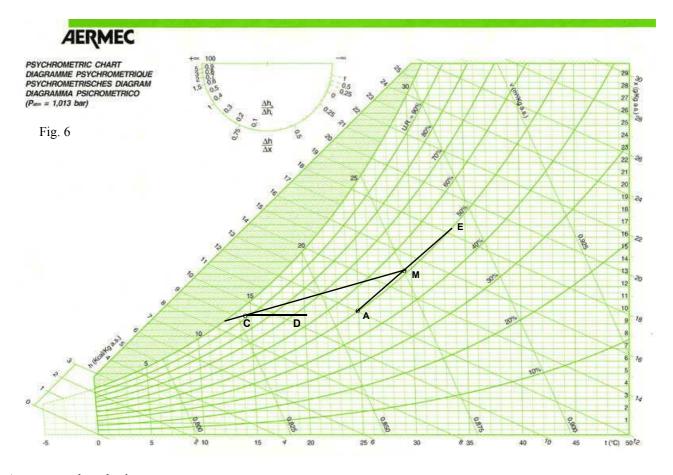
In tali circostanze, infatti, con un sistema di umidificazione ad ugelli assisteremmo ad un innalzamento repentino della temperatura di mandata, con il rischio di ventilazioni calde in ambiente, a seguito dell'arresto della pompa di umidificazione per effetto della chiamata di un umidostato ambiente. A ciò si aggiungerebbero gli eventuali problemi di pendolazione nei controlli di temperatura.

Il pacco alveolare, invece, per effetto dell'inerzia continuerebbe ad umidificare l'aria in misura ridotta evitando l'insorgere del problema succitato.

Ritornando al trattamento estivo, abbiamo visto che l'aria trattata dalla batteria fredda esce nelle seguenti condizioni: $T_{aria} = 14.5$ °C con U.R.: 95 %.

Non potendo chiaramente procedere ad una immissione diretta dell'aria in ambiente, per i problemi che ne deriverebbero a seguito di ventilazioni fredde, è possibile pensare ad un post riscaldamento estivo dell'ordine di circa $5 \div 6$ °C da realizzarsi tramite una batteria calda supplementare. La potenzialità di tale batteria potrebbe essere gestita tramite un regolatore che ha come segnale in ingresso quello di un termostato ambiente e come segnale in uscita uno di tensione agente su di una valvola a tre vie posizionata in ingresso alla batteria stessa. Sul diagramma che segue (fig.6) è possibile visualizzare il trattamento da realizzare e calcolare la potenza scambiata sulla batteria di post.





Attraverso la relazione:

$$Q_s = m * c_p \Delta T = m * c_p (T_D - T_C) = 1.2*7670*0.24*(20.5-14.5) * 1.16 = 15375 W;$$

si risale così alla determinazione della potenza termica relativa alla batteria di post riscaldamento necessaria per il trattamento dell'aria nella stagione estiva.

BIBLIOGRAFIA

- "Fundamentals", ASHARAE HANDBOOK;
- "Introduzione al Condizionamento dell'aria", AERMEC;
- "Condizionamento dell'aria e refrigerazione", CARLO PIZZETTI;
- "Manuale della Climatizzazione", TECNICHE NUOVE;

